

DISEÑO DE MÁQUINA PARA AUTOMATIZACIÓN DE PROCESO EN COLOCACIÓN DE SELLOS DE SEGURIDAD EN TAPAS PLÁSTICAS

Jesús Luciano Córdoba Jiménez

Diego Armando Vélez Vélez

Ingeniería Electromecánica

Jorge Andrés Sierra del Rio

Director(es) del trabajo de grado

INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO

Abril de 2019

RESUMEN

En este proyecto se pretende realizar el diseño de una máquina, con el objetivo de automatizar el proceso en la empresa MM, que es una empresa fundada en 1965, ubicada en Itagüí Antioquia, dedicada a la transformación de resinas plásticas para producir diversos tipos de productos, siendo los más destacados envases y tapas; el proyecto consiste en diseñar una máquina, cuya función principal será la colocación de liner en tapas plásticas de 38mm. Para iniciar el proyecto, primeramente se definen las características fundamentales y el alcance que deberá tener el sistema, luego viene el planteamiento y selección del diseño más adecuado, para lo cual se estudian varias máquinas existentes en el mercado.

Con el fin de obtener la opción más indicada se emplea ingeniería conceptual, conformada por lluvia de ideas, benchmark, matriz de selección, matriz de pugh y criterios de diseño, esta metodología se utiliza para seleccionar la mejor opción de diseño. Al tener una opción de diseño viable, se analiza de forma global sistemas con los que contará la máquina y en cada uno de éstos se reconocen los puntos críticos, para los cuales se hace indispensable un análisis técnico, esto con el objetivo de garantizar el correcto funcionamiento de todo el conjunto.

A lo largo de la realización del proyecto se obtienen los resultados esperados, es decir el diseño completo de una máquina con las especificaciones y funciones planteadas. Durante el proceso de desarrollo del trabajo se propone el uso de equipos electromecánicos bastante accesibles y de fácil instalación, estos son indispensables para la generación de movimientos en la máquina.

RECONOCIMIENTOS

Los autores queremos agradecer la colaboración del asesor Jorge Andrés Sierra del Rio durante el desarrollo de este proyecto de “*Diseño De Máquina Para Automatización De Proceso En Colocación De Sellos De Seguridad En Tapas Plásticas*”, por el esfuerzo determinado, la paciencia mostrada y especialmente por el crucial papel que desempeñó en hacer posible la revisión del proyecto desde la etapa inicial.

Es un placer dar mención al software *Inventor*® y *Autocad*® de la compañía *Autodesk*, por la versatilidad brindada al momento de realizar las ilustraciones presentadas a lo largo del proyecto, que contribuyeron en gran medida a la comprensión del texto, además por ser la herramienta principal para plasmar el diseño final del sistema y sus partes.

Se agradece a la empresa MM, por generar la idea para el desarrollo de este proyecto, e igualmente a la empresa *Mold Plast* que proporcionaron elementos para el desarrollo de pruebas y la posterior realización de tomas fotográficas utilizadas a lo largo este proyecto.

Por último, los autores expresan su gratitud a familiares y amigos por el apoyo, los numerosos comentarios y sugerencias brindadas.

ACRÓNIMOS

A	Área
E	Módulo de elasticidad
F	Fuerza
F.S	Factor de Seguridad
G	Módulo de rigidez
h	Distancia, altura
I, I _x ...	Momento de inercia
I _{xy} ,...	Producto de inercia
J	Momento polar de Inercia
k	Constante de resorte
K	Factor de concentración de esfuerzos
L	Longitud
m	Masa
M	Momento, par
M, M _x	Momento flector
P	Presión
r	Radio
T	Torque
v	Velocidad lineal
W	Peso
θ, β, α	Ángulos
δ	Deformación
η	Eficiencia
σ	Esfuerzo normal
τ	Esfuerzo cortante
ω	Velocidad Angular

TABLA DE CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN	6
2. MARCO TEÓRICO	8
3. METODOLOGÍA.....	11
3.1. DEFINICION DE CONCEPTO DE DISEÑO.....	12
3.2. DESARROLLO DE DISEÑO DETALLADO	24
3.2.1. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE TAPAS.....	25
3.2.2. MATRIZ CIRCULAR DE POSICIONAMIENTO Y COLOCACIÓN DE LINER...	43
3.2.3. SISTEMA ALIMENTADOR DE POLIESTIRENO	59
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	66
5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO	68
REFERENCIAS	69
APÉNDICE.....	¡Error! Marcador no definido.

1. INTRODUCCIÓN

Generalidades

Este proyecto consiste en diseñar una máquina que permita automatizar el proceso de enlaminado en la tapa de 38mm, ya que este producto a nivel comercial tiene mucha demanda. En la empresa tomada como referencia, actualmente el procedimiento de colocación de liner se realiza de forma manual, lo cual resulta ser demasiado ineficiente, debido al largo tiempo empleado en la labor; a parte de la poca eficiencia del proceso actual, este hecho se ha convertido en un problema para la salud de los trabajadores, dado que deben permanecer largos periodos de tiempo realizando manualmente el proceso de enlaminado, presentando constantes molestias articulares.

En suposición este sistema puede generar grandes beneficios para la empresa y sus trabajadores, dado que por sus equipos automatizados se incrementaría la productividad, al eliminar el contacto de las personas con el proceso sería más higiénico, al emplearse movimientos repetitivos con impulsos eléctricos se espera mejorar la puntualidad en la entrega de pedidos y posiblemente puede reducir los costos de producción, ya que los operarios pueden atender otras funciones diferentes.

Objetivos

Objetivo general:

Diseñar una máquina para una empresa productora de envases plásticos, con el fin de automatizar el proceso en colocación de sellos de seguridad en la producción de tapas de 38mm.

Objetivos específicos:

- Esquematizar funciones y movimientos de la máquina.
- Realizar el diseño mecánico asistido por un software CAD, detallando elementos del sistema.

- Desarrollar el diseño del esquema eléctrico y de control.
- Realizar ensamble digital entre piezas mecánicas e instrumentos eléctricos y electrónicos.
- Realizar simulación de funcionamiento del diseño final.
- Presentar planos de taller para las piezas mecánicas.
- Presentar propuesta de diseño concluida.

Organización de la tesis

El proyecto inicia con la *definición de concepto de diseño*, es donde se determinan las características con las que deberá contar el diseño, esto se realiza para visualizar de manera general las funciones que debe realizar la máquina diseñada, en este punto es importante comparar con otros sistemas y máquinas, para verificar su rentabilidad y que el diseño planteado sea competente frente a otras propuestas existentes en el mercado.

Luego de tener un concepto de diseño definido, se realiza un *desarrollo de diseño detallado*, en esta etapa del proyecto se esquematiza más detalladamente los elementos y características con los que debe contar la máquina, en este punto la máquina se divide en tres secciones, cada una de estas secciones realiza una función diferente, pero al final todas deberán trabajar en conjunto para realizar un proceso completo. Cada una de las etapas de la máquina se desarrolla y diseña por aparte, analizando sus puntos críticos con el fin de encontrar un diseño que cumpla con las condiciones del trabajo, con el objetivo de asegurar un trabajo adecuado de todo el conjunto planteado en el diseño.

Finalmente se presentan los resultados obtenidos durante todo el desarrollo del proyecto, en este punto del proyecto se tiene un diseño completamente definido, dejando plasmados los resultados en planos mecánicos y por aparte una simulación donde se muestra de manera más objetiva y clara todo lo correspondiente al ensamble de la máquina,

2. MARCO TEÓRICO

Dado que la proyección central de este proyecto está basada en el diseño, como una forma de dar solución a varias problemáticas abordadas, lo inicial es emplear una ingeniería conceptual aplicando técnicas que permitan mejorar y enriquecer el planteamiento, como lo puede ser el análisis morfológico, que es una de las técnicas más valiosas para generar una gran cantidad de ideas en un corto período de tiempo, esto se desarrolló en los trabajos tecnológicos de la astrofísica. *“Es una técnica combinatoria de ideación creativa consistente en descomponer un concepto o problema en sus elementos esenciales o estructuras básicas. Con sus rasgos o atributos se construye una matriz que nos permitirá multiplicar las relaciones entre tales partes. Así pues, en su forma más básica, el Análisis morfológico no es más que la generación de ideas por medio de una matriz. Para la construcción de una matriz morfológica se siguen básicamente 4 pasos, que son, especificar el problema, seleccionar los parámetros del problema, hacer una lista de las variaciones y probar combinaciones diferente”* (Guillermo). Este tipo de técnicas pueden brindar grandes beneficios, dado que desarrolla la creatividad de una manera más interactiva en un momento dado, permitiendo obtener resultados rápidos.

Otra forma de indagar y conseguir beneficios, es comparando los elementos que se piensan desarrollar, con otras alternativas presentes en el mercado, con el objetivo de patentar las ideas; este tipo de metodologías se aplica en lo que se llama Benchmark, *“El benchmarking es un proceso continuo por el cual se toma como referencia los productos, servicios o procesos de trabajo de las empresas líderes, para compararlos con los de tu propia empresa y posteriormente realizar mejoras e implementarlas. No se trata de copiar lo que está haciendo tu competencia, si no de aprender que están haciendo los líderes para implementarlo en tu empresa añadiéndole mejoras. Si tomamos como referencia a aquellos que destacan en el área que queremos mejorar y estudiamos sus estrategias, métodos y técnicas para posteriormente mejorarlas y adaptarlas a nuestra empresa, conseguiremos alcanzar un nivel alto de competitividad”* (Roberto Espinoza). Lo importante de este tipo de conceptos es que se puede tener una idea más amplia de lo que se pretende realizar, ya

que puede generar una cierta necesidad de auto superación, lo que se puede ver reflejado en una alta calidad del producto, pensando en el desarrollo de una maquina nueva, es importante verificar los equipos ofrecidos por la competencia.

Aparte de tomar referencia de Benchmark y comparar alternativas, existen otro tipo de métodos que maximizan la labor en la toma de decisiones y el mejoramiento continuo, la matriz de pugh es un claro ejemplo, con esta alternativa se evita tomar las decisiones de manera subjetiva, dado que las decisiones tomadas aplicando esta herramienta son netamente cuantitativas, evitando dejar campos inconclusos a la hora de diseñar y fabricar un producto.

Para diseñar un producto es necesario conocer tener la mayor cantidad de información disponible sobre el tema a tratar, para garantizar un resultado adecuado, *“El diseño como tarea consiste en pensar (idear) y describir una estructura que aparece como una portadora de características deseadas (particularmente funciones); el diseño como proceso consiste en transformar información de las condiciones, necesidades y requisitos a la descripción de una estructura que las satisfaga. De esta manera, se podría entender al individuo que diseña, como un medio de transformación de información, que proviene inicialmente del cliente, pero que se alimenta también de conocimiento propio del diseñador y conocimiento adquirido durante el proceso, para dar lugar a una estructura imaginada que una vez hecha realidad, confirma las características con las que se pensó”*. (Ingeniería del diseño)

En el medios importante tener acceso a la tecnología, el desarrollar un diseño requiere de instrumentos especiales para plasmar las ideas, *“El software para el diseño asistido por computadora (CAD) permite el desarrollo de diseños tridimensionales (3-D) a partir de los cuales pueden producirse vistas ortográficas convencionales en dos dimensiones con dimensionamiento automático. Las trayectorias de las herramientas pueden generarse a partir de los modelos 3-D y, en algunos casos, las partes pueden crearse directamente desde una base de datos 3-D mediante el uso de un método para la creación rápida de prototipos y manufactura (estereolitografía): ¡manufactura sin papeles! Otra ventaja de este tipo de*

base de datos es que permite cálculos rápidos y exactos de ciertas propiedades como la masa, la localización del centro de gravedad y los momentos de inercia de masa. Del mismo modo, pueden obtenerse con facilidad otras propiedades como áreas y distancias entre puntos. Existe una gran cantidad de software de CAD disponible como Aries, AutoCAD, CadKey, I-Deas, Unigraphics, Solid Works y ProEngineer, sólo por mencionar algunos.” (Budynas & Nisbett). El sistema CAD ofrece mucha versatilidad a la hora tanto de diseñar como de modificar, es una herramienta que es de gran utilidad para muchas áreas de trabajo, en especial para la ingeniería.

3. METODOLOGÍA

Para la realización de un diseño bien estructurado para la máquina enlainadora, primeramente se deben plantear las características y el alcance con el que deberá contar el equipo en cuestión, es importante definir cada aspecto del equipo y verificar su importancia general, esto con el fin de detallar los aspectos más importantes con los que contará el diseño final.

El diseño de máquina desarrollado deberá contar con competitividad en el mercado, es decir que el diseño planteado deberá ser productivo y con un costo accesible, por lo que dicha máquina deberá estar dentro de los parámetros a nivel comercial, lo que hace indispensable analizar algunas máquinas existentes.

El proceso de desarrollo del diseño para la máquina está dividido en dos etapas, la etapa de *definición de concepto de diseño*, es una etapa donde se definen las características esenciales de la máquina enlainadora, donde se plantea una idea general para el equipo, una idea viable, aplicable, estructurada y con fundamentos válidos para la realización del trabajo que el sistema deberá efectuar. Luego de esto viene la etapa de *desarrollo de diseño detallado*, donde se definen los elementos o partes principales con los que contará el equipo.

3.1. DEFINICION DE CONCEPTO DE DISEÑO

Para tener un diseño bien estructurado, primero se establecen las condiciones que se deben satisfacer para realizar adecuadamente el proceso de la máquina que se pretende diseñar, para esto se realiza una lluvia de ideas, buscando las características esenciales que deberá cumplir el equipo, sin dejar ningún parámetro importante sin cubrir, por lo que se obtienen los criterios (expresados como un deseo o una exigencia), ver **Tabla 1**.

PROYECTO:		Diseño de máquina para automatización de proceso en colocación de sellos de seguridad en tapas plásticas	
N°	DESEO (D) EXIGENCIA (E)	DESCRIPCIÓN	RESPONSABLE
		Función Principal	
1	E	Recortar sellos de seguridad o liners e insertarlos en las tapas.	Diego Vélez Luciano Córdoba
2	E	Ensamblar aproximadamente 6000 liners por hora en tapas de 38mm.	Diego Vélez Luciano Córdoba
3	D	Desperdiciar la menor cantidad posible de la cinta de poliestireno de la cual se producen los liners.	Diego Vélez Luciano Córdoba
		Energía	
4	E	Impulsada por motores eléctricos.	Diego Vélez Luciano Córdoba
5	D	Sistemas neumáticos.	Diego Vélez Luciano Córdoba
		Ergonomía-Antropometría	

6	E	El usuario deberá ser capaz de ingresar fácilmente los materiales requeridos en la máquina.	Diego Vélez Luciano Córdoba
7	D	La operación de alimentación y empaque puede ser realizada por una persona.	Diego Vélez Luciano Córdoba
		Uso	
8	E	La máquina debe ser operada por medio de pulsadores, garantizando la seguridad del operario y esta no requiere de especialización técnica para su manejo.	Diego Vélez Luciano Córdoba
9	D	El material sobrante de la cinta de poliestireno con la que se fabrican los sellos deberá ser enrollado automáticamente para una fácil manipulación.	Diego Vélez Luciano Córdoba
10	D	Debe contar con un sistema que rechace las tapas mal ensambladas.	Diego Vélez Luciano Córdoba
		Transporte	
11	D	Realizar un equipo lo más compacto posible, para su fácil transporte.	Diego Vélez Luciano Córdoba
12	D	Su transporte o desplazamiento dentro de la empresa se podrá realizar por medio de rodachinas.	Diego Vélez Luciano Córdoba
		Fabricación	
13	E	La máquina debe ser fabricada en un taller industrial, ya que las piezas requieren de gran precisión.	Diego Vélez Luciano Córdoba
14	E	Esta operación requiere de ciertos conocimientos técnicos en diferentes campos (eléctrico, mecánico y control).	Diego Vélez Luciano Córdoba

		Peso	
15	D	Debe ser alrededor de los 180 kg	Diego Vélez Luciano Córdoba
		Ensamblaje	
16	D	Montaje y desmontaje solo con herramientas básicas.	Diego Vélez Luciano Córdoba
17	E	Esta operación requiere de conocimientos técnicos (eléctrico, mecánico y control).	Diego Vélez Luciano Córdoba
		Mantenimiento	
18	E	Lubricación y limpieza	Diego Vélez Luciano Córdoba
19	D	Deberá ser sencillo ubicar los elementos que requieran mantenimiento con más frecuencia.	Diego Vélez Luciano Córdoba

Tabla 1: Descripción y evaluación de factores principales para el diseño de la máquina.

ESTRUCTURA DE FUNCIONES

Se estructura en una caja negra el conjunto de condiciones que permita ejercitar completamente todos los requisitos funcionales del diseño (señal, energía y material virgen), en donde las entradas representan las condiciones principales para cumplir las funciones del sistema y en la salida las variables de entrega (señal, energía y material procesado), ver **Fig 1**. Esta prueba de Caja Negra es un enfoque complementario para definir los factores fundamentales de entrada y de salida del proceso, donde se ignora la estructura detallada del control del proceso.

Caja negra



Fig 1: Abstracción de caja negra.

Caja negra: Máquina colocadora de sellos de seguridad en tapas de 38mm.

Entrada

Señal: Inicia el funcionamiento de la máquina

Energía: Energía eléctrica suministrada por un operador de red.

Material: Cinta de polietileno y tapas plásticas de 38mm.

Salida

Señal: Indicador de que el proceso de enlainado se realiza correctamente.

Energía: vibraciones, energía cinética y calor.

Material: Residuo de cinta de poliestireno y tapas plásticas de 38mm con su respectivo sello de seguridad.

Aplicaciones de los sistemas técnicos y sus limitaciones

Para tener una velocidad alta y un rendimiento que permita cumplir a cabalidad con la cantidad demandada de tapas, es necesario aprovechar la facilidad que brinda la energía eléctrica para la manipulación de motores, variadores de velocidad y otros sistemas de control. Teniendo como limitante la manipulación de la misma, ya que debe de hacerse por medio de personal técnico para su manipulación en caso de cualquier tipo de mantenimiento.

Estructura de funciones generales

El proceso iniciará con las tapas de 38mm en la tolva de la máquina y una cinta de poliestireno montada sobre un rodillo. El proceso permitirá enviar cada tapa por un sistema de alimentación que las transporta y al mismo tiempo las ubica de la forma correcta (banda de seguridad hacia arriba), permitiendo así la inserción del liner en el lugar donde se cruza con la cinta de poliestireno, la cual con ayuda de un sistema se irá desenrollando progresivamente; en el punto de cruce entre la tapa y la cinta de poliestireno se cortará el sello de seguridad y seguidamente se introducirá en la tapa. Después de concluir el proceso de colocación de sello, se enrolla el poliestireno sobrante y se empacaran las tapas ensambladas.

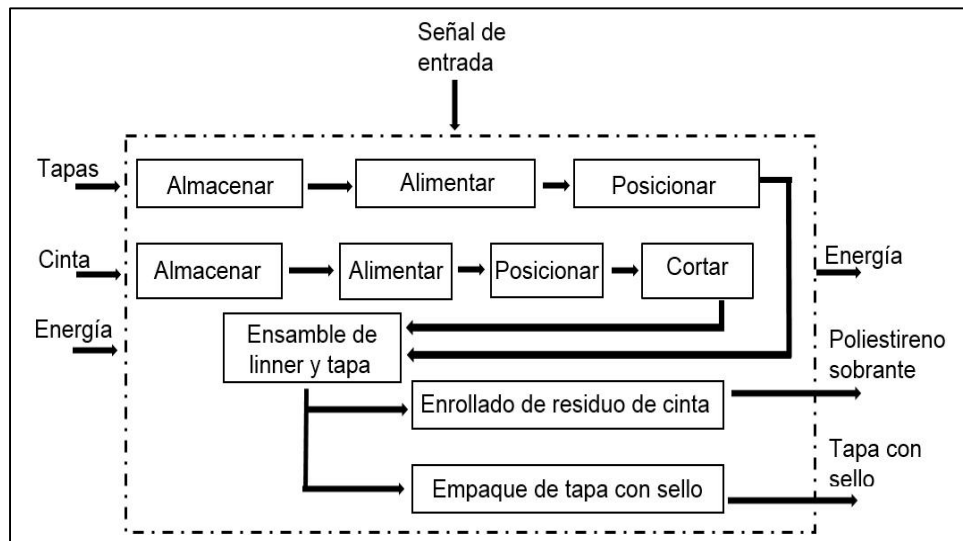


Fig 2: Esquema de funciones Generales.

MATRIZ MORFOLÓGICA

A partir de los conceptos de funcionalidad planteados, el deseo es conocer los implementos que presenten una solución más adecuada y práctica, que permitan realizar las tareas esenciales. Para cumplir a cabalidad con el objetivo, se deben descomponer estos elementos básicos junto con sus características, con la finalidad de verificar el número de relaciones posibles entre ellas, para generar ideas más claras y precisas, la **tabla 1**

representa una matriz morfológica, donde se detallan los elementos esenciales para el proceso de enlainado de tapas.












FUNCIONES		
Tipo de fuente de energía	 Electrico	 Compresor neumatico
Almacenamiento y alimentación de tapas	 Por banda	 Vibratorio
Almacenamiento y alimentación de poliestireno	 Dispensador	 Rollos
Corte de sello de seguridad		 Punzón de corte
Inserción de sello en la tapa	 Por ventosa	 Actuador neumatico
Transportador de tapas	 Banda transportadora	 Matriz circular

Tabla 2: Matriz morfológica para máquina Enlainadora.

A partir de la matriz morfológica, se obtienen tres conceptos de diseños diferentes y aplicables, estos conceptos difieren tanto en sus componentes como en sus movimientos, pero todos llegan al mismo fin, que es posicionar correctamente el liner en la tapa; en la matriz morfológica, ver **tabla 1**, se diferencian la obtención de estos conceptos por un código de colores, definidos de la siguiente forma:

 **Concepto de solución 1**

 **Concepto de solución 2**

 **Concepto de solución 3**

➤ **Concepto de solución 1**

Se plantea el uso de un alimentador por banda, que será el seleccionador de las tapas. Para el transporte de las tapas por las diferentes etapas del proceso se implementa una banda transportadora, para finalmente llegar a un recipiente de almacenamiento. El elemento principal de colocación del liner es una ventosa colocada en un actuador neumático, lo que implica tener el liner cortado con antelación y el uso obligatorio de un dispensador que contenga los sellos de las tapas, ver **Fig 3**.

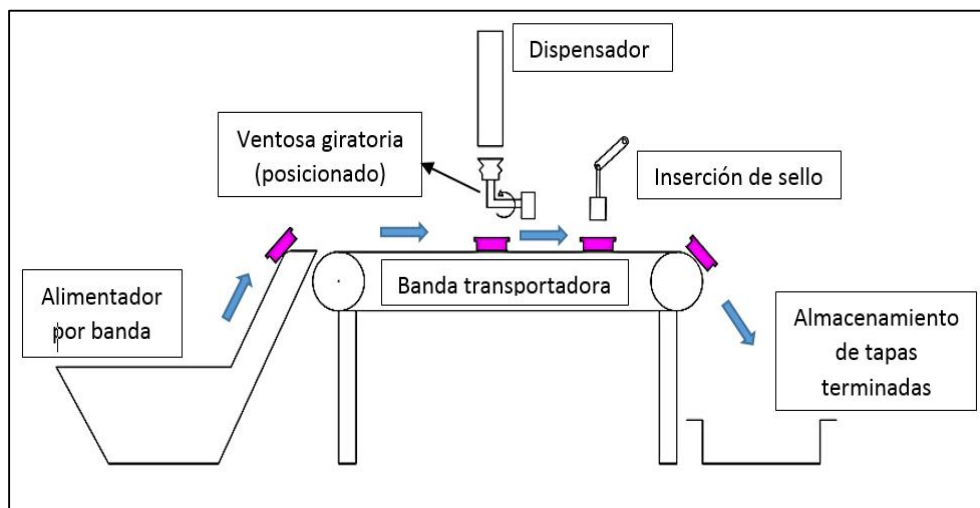


Fig 3: Planteamiento de diseño 1. (Diseño realizado en Autocad®)

➤ **Concepto de solución 2**

Se plantea el uso de un alimentador por banda, que será el seleccionador de las tapas. Para el transporte de las tapas por las diferentes etapas del proceso se implementa un disco giratorio o matriz circular, para finalmente llegar a un recipiente de almacenamiento. El elemento principal de colocación del sello es un punzón de corte, el cual realiza el corte del poliestireno (material utilizado para los sellos) e inmediatamente lo posiciona e inserta en la tapa, este proceso se lleva a cabo directamente con el rollo de cinta de poliestireno, Ver **Fig 4**.

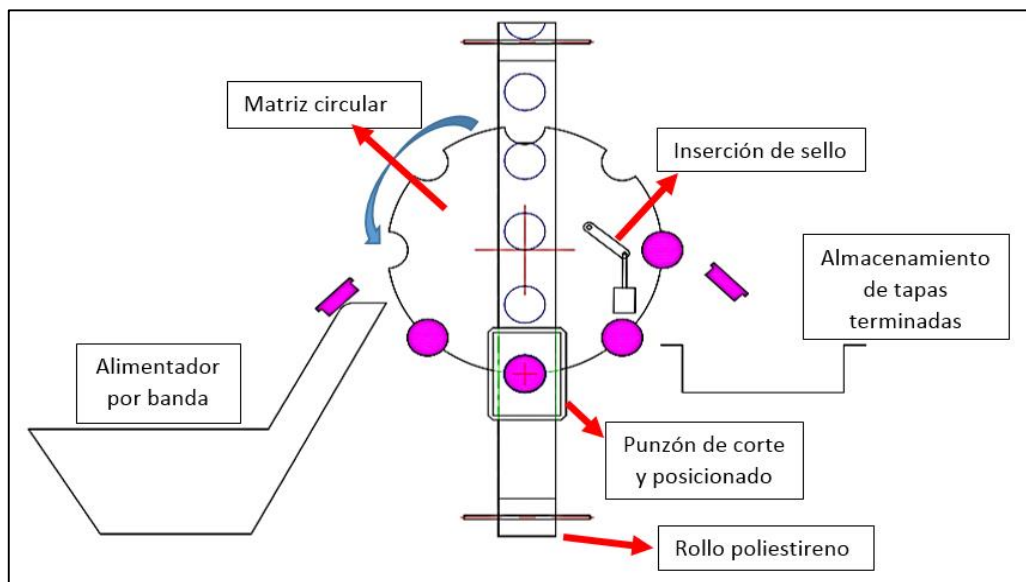


Fig 4: Planteamiento de diseño 2. (Diseño realizado en Autocad®)

➤ **Concepto de solución 3**

Se plantea el uso de un alimentador giratorio, que será el seleccionador de las tapas. Para el transporte de las tapas por las diferentes etapas del proceso se implementa una matriz circular, igualmente llega a un recipiente de almacenamiento. El elemento principal de colocación del liner es una ventosa giratoria que trabaja en conjunto con un actuador neumático, este proceso implica tener el liner cortado

previamente, además el uso obligatorio de un dispensador que contenga los sellos de las tapas, ver **Fig 5**.

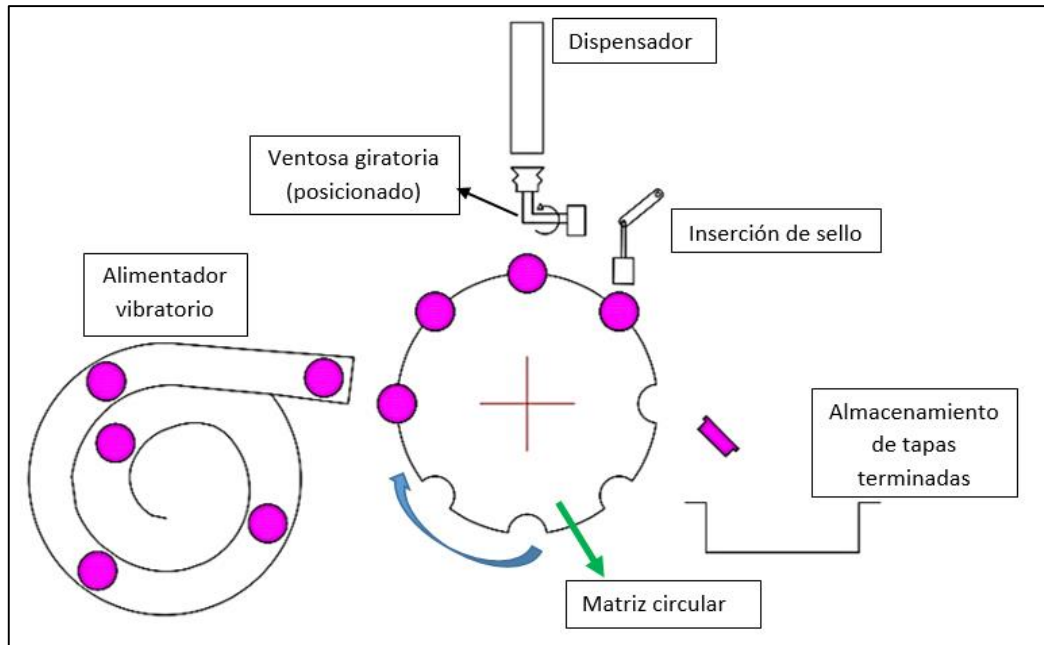


Fig 5: Planteamiento de diseño 3. (Diseño realizado en Autocad®)

Elección de concepto definitivo

Para la selección del diseño a trabajar se opta por evaluar los 3 conceptos obtenidos, empleando una matriz de Pugh, que es una herramienta utilizada para la toma de decisiones sobre el desarrollo de un nuevo producto o servicio de una manera cuantitativa, priorizando las características del producto que se pretende realizar.

De esta manera se consigue ver cuáles son los puntos fuertes y las limitaciones que presenta cada uno de los conceptos obtenidos, esto en base a una alternativa raíz desde la cual se van a comparar, con este método se pretende optar por la de mejores prestaciones y deshacerse de las más débiles.

Para la selección de alternativa raíz o máquina de referencia con la cual se pretende comparar los conceptos obtenidos en la matriz de Pugh, se tienen dos máquinas u opciones que se asemejan en cuanto a rendimiento y trabajo realizado, estas son:

A. Enlainadora AUTING LSM-45

Es una máquina de origen argentino bien diseñada y completamente automática que cumple a cabalidad con los requerimientos de la empresa. Emplea elementos mecánicos, neumáticos, eléctricos y de control; esta máquina adiciona sistema de troquelado e inserción del sello, tiene la opción de incorporar un ionizador, un aspirador de partículas o residuos que pueden generarse del proceso de troquelado y un sistema de inspección y monitoreo con cámaras y sensores que detectan imperfecciones en los liner. Tiene una capacidad de producción de 200 tapas por minuto y cambiando algunos accesorios puede enlainar tapas que van desde 15mm a 65mm de diámetro.

Una de las grandes desventajas de esta máquina es su tamaño debido a la cantidad de accesorios que tiene; también su costo sería una gran desventaja frente a otras máquinas existentes en el mercado que poseen características similares, según cotizaciones esta máquina tiene un valor aproximado a los 95.000 USD. (Cap Lining Machines, s.f.)

B. Enlainadora U TECH MACHINE BST2-ZDP100

Es una máquina fabricada en Zhangjiagang China, diseñada de forma compacta con muy buena precisión y productividad; tiene capacidad de entregar entre 90 y 130 unidades por minuto. Es una máquina que a pesar de su simplicidad está fabricada con elementos de muy buena calidad y se encuentra en la capacidad de satisfacer los requerimientos de cualquier industria que requiera el proceso de enlainado.

Una de las desventajas de esta máquina es que no tiene sistema de troquelado o corte, razón por la cual el liner debe ser cortado previamente y ser recargado en la máquina de forma manual, esta máquina tiene un costo de 15.800 USD.

(U Tech, s.f.)

MATRIZ PUGH:

Se toma como referencia la máquina **U TECH MACHINE BST2-ZDP100**, dado que las especificaciones son las más cercanas y se asemeja más a los criterios planteados en los conceptos de solución o diseño en este proyecto, es decir que ésta será tomada para realizar las comparaciones. En la tabla aparecen columnas donde se irá evaluando cada criterio, para cada alternativa de diseño (concepto), comparándolo con el diseño de referencia. Al seleccionar un criterio se puede dar un valor al concepto de diseño propuesto, donde:

- 1: Indica que el diseño presenta desventajas con respecto a la referencia seleccionada
- 0: La referencia seleccionada como el concepto de diseño poseen características similares.
- 1: el concepto de diseño puede presentar ventajas con respecto a la referencia.

La **suma general** muestra cuantitativamente, si los diseños presentan ventajas o desventajas sobre la competencia directa en un posible mercado.

CRITERIO	DISEÑOS			
	Referencia	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3
Alimentación tapas	Ref	0	0	-1
Alimentación linners	Ref	0	1	0
Posicionamiento	Ref	-1	0	0
Cantidad de tapas por hora	Ref	-1	0	-1
Precio	Ref	1	1	-1

SUMA POSITIVA (+)		1	2	0
SUMA NEGATIVA (-)		2	0	3
SUMA GENERAL		-1	2	-3

Tabla 3: Evaluación de alternativas de diseños, comparando con diseño de referencia.

Selección de concepto o diseño:

En esta parte se da un valor de importancia a cada criterio, donde el más alto es el de mayor interés, en este caso lo esencial es el precio y la cantidad entregada por horas. Tomando en cuenta los valores propuestos en la **tabla 3** y multiplicándolos por el grado de importancia se obtienen los valores representativos de cada diseño, en la suma ponderada se refleja cuantitativamente el diseño que mejores prestaciones puede presentar.

Criterio	Importancia	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3
Alimentación tapas	2	0	0	-2
Alimentación liners	2	0	2	0
Posicionamiento	1	-1	0	0
Cantidad de tapas por hora	3	-3	0	-3
Precio	3	3	3	3
Suma ponderada		-1	5	-2

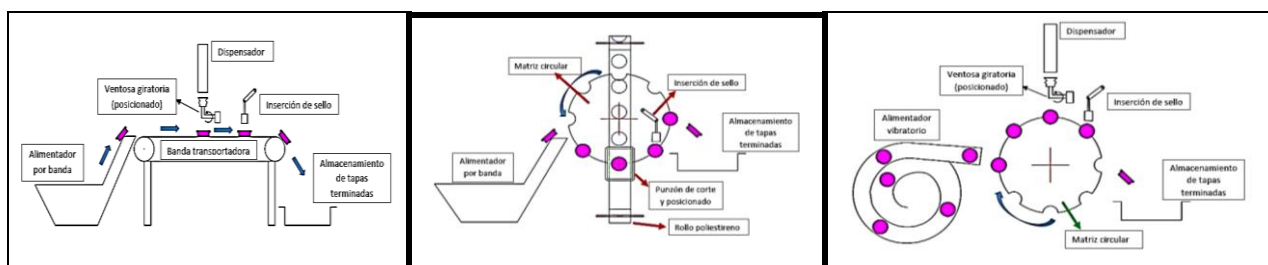



Tabla 4: Suma ponderada de diseños según importancia de funciones.

	<p style="text-align: center;">INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</p>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

3.2. DESARROLLO DE DISEÑO DETALLADO

Teniendo en cuenta el mejor concepto de diseño obtenido, se plantea una distribución de elementos que permitan el ensamble de un equipo compacto y que integre de la mejor forma cada uno de los elementos que poseerá la máquina, esta se subdivide en tres ensambles diferentes pero que trabajarán en conjunto, estos son:

- Alimentador de Tapas
- Matriz circular de posicionamiento
- Alimentador de poliestireno.

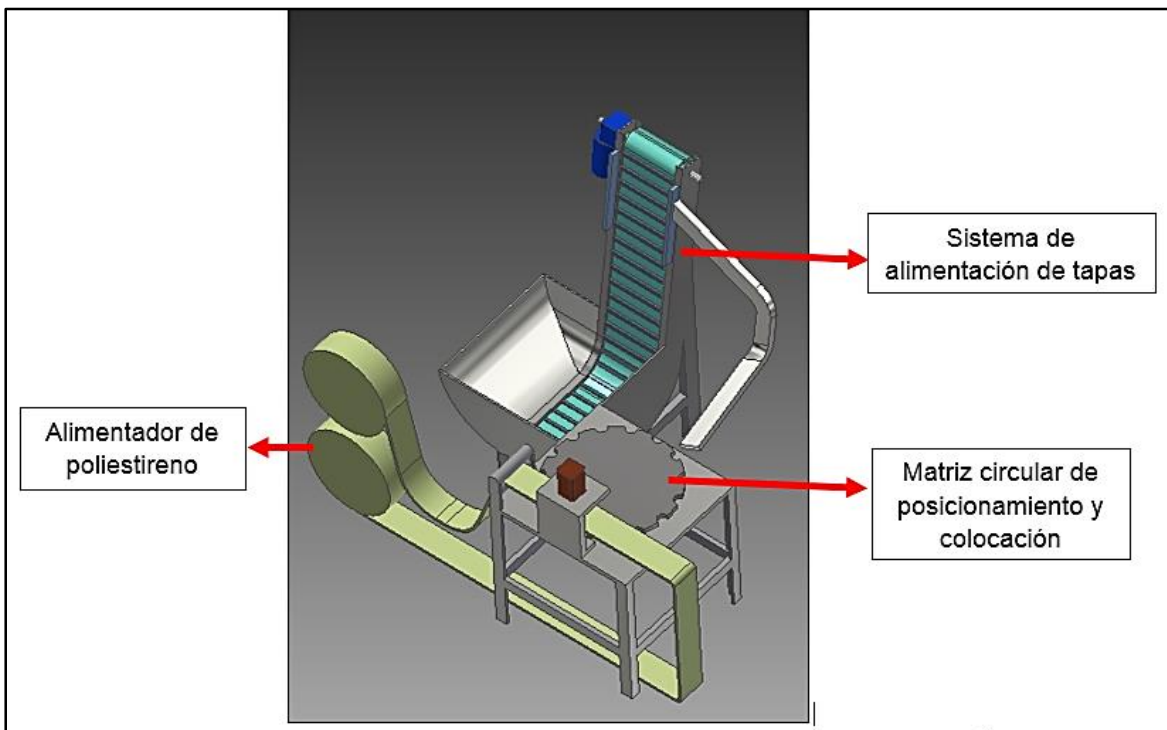


Fig 6: Planteamiento de distribución de elementos de la máquina, según diseño seleccionado.

(Realizado en Inventor®)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3.2.1. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE TAPAS

Es un conjunto de elementos el cual tiene como función almacenar las tapas con las cuales se pretende realizar el proceso, aparte tiene la capacidad de aferrar cada una de estas tapas en una banda transportadora, siempre en una posición determinada, para finalizar cada tapa será enviada hasta el siguiente sistema que es la matriz circular de posicionamiento.

El sistema de alimentación cuenta con varias partes como lo son la tolva de almacenamiento, la banda transportadora, la estructura o soporte, el motor y el eje motriz.

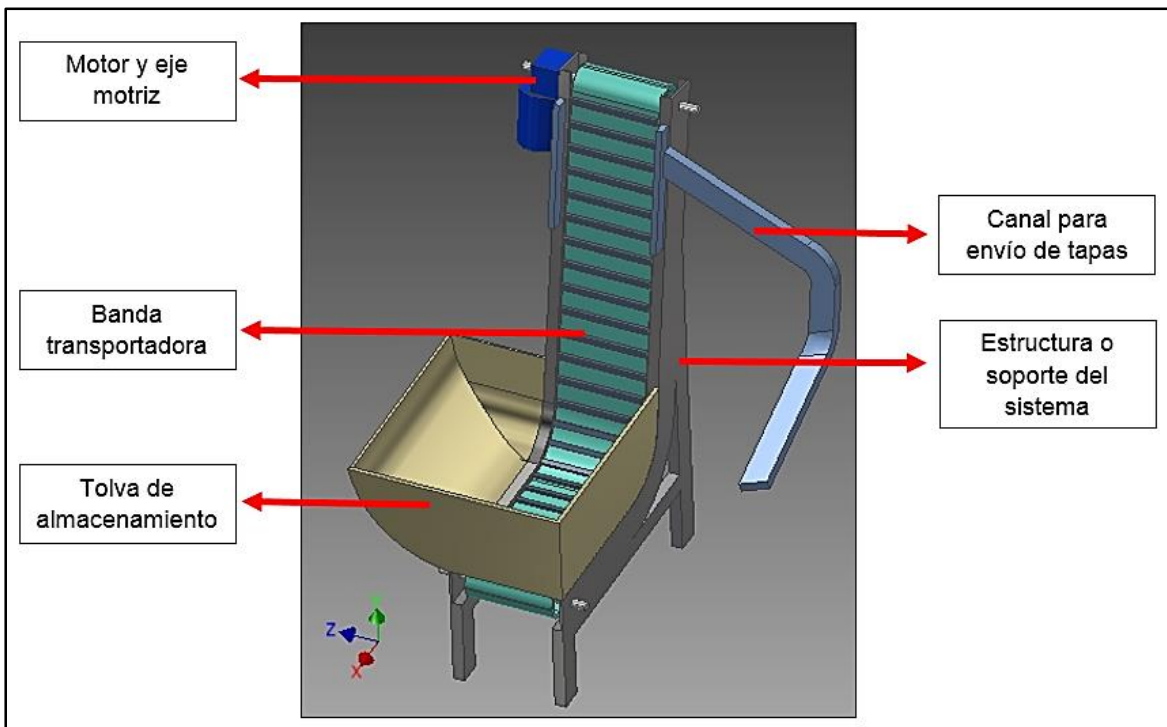


Fig 7: Partes del sistema de alimentación. (Realizado en Inventor®)

Para realizar el diseño del sistema de alimentación de tapas, se hará énfasis en los puntos críticos que serán un factor clave para el buen funcionamiento del sistema, teniendo en cuenta las funciones que realizará este equipo se tienen tres (3) partes fundamentales:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1. La banda y su inclinación de trabajo, es un dato indispensable porque de este ángulo depende el posicionamiento correcto de cada tapa, el cual debe ser con la banda de seguridad siempre mirando hacia arriba, de tal manera que el liner pueda ser insertado de forma adecuada, ver **Fig 8**.
2. La capacidad de almacenamiento de tapas, factor muy necesario durante el diseño para lograr obtener una autonomía de 3000 tapas por carga, es un aspecto muy importante, ya que teniendo en cuenta el reducido tamaño que se plantea, se debe garantizar un almacenamiento que genere un buen rendimiento durante el proceso, esto para no requerir de una supervisión constante por parte del personal operativo.
3. El eje motriz que impulsará la banda transportadora, al ser el elemento principal del movimiento de este sistema se debe garantizar los factores de resistencia adecuados y que no va a presentar fallas durante el funcionamiento de la maquina.

Dando solución al primer requisito, se pretende realizar un planteamiento en donde la tapa se posicione de una manera adecuada usando su centro de gravedad, es decir, que aprovechando la forma no simétrica que esta tiene, hacer que sea la gravedad el factor principal para la correcta posición.



Fig 8: Partes de una tapa plástica de 38mm de diámetro. (Realizado en Inventor®)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Es indispensable que la tapa siempre quede con la banda de seguridad hacia arriba, para que el proceso de inserción del liner pueda ser exitoso, si por algún motivo la tapa llega a quedar con la base hacia arriba sería imposible realizar el proceso. Por tal motivo se debe asegurar el cálculo adecuado del centro de gravedad de la tapa, para esto se hace el uso del software *Autodesk Inventor*[®] que es un programa el cual en una de sus funciones permite calcular de forma sencilla el centro de gravedad de cualquier pieza o ensamble, los datos obtenidos para esta prueba fueron los siguientes:

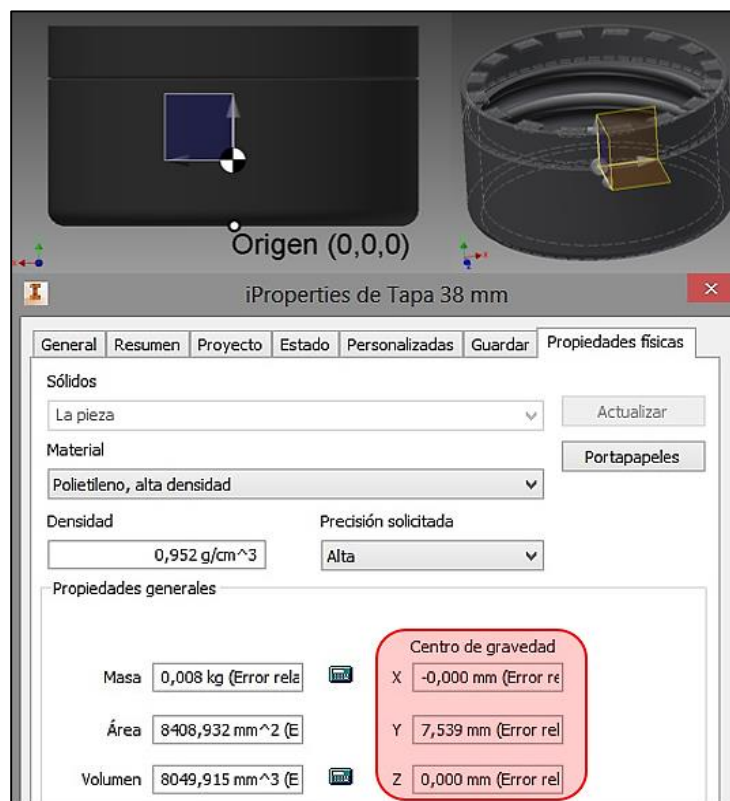


Fig 9: Coordenadas del centro de gravedad de la tapa de 38mm de diámetro. (Realizado en Inventor[®])

Usando la información obtenida anteriormente, se hallan por medios geométricos las dimensiones e inclinación que permite cumplir con la función de seleccionar solo las tapas que se encuentren con la banda de seguridad hacia arriba; el proceso se realiza mediante tanteo, aumentando progresivamente el ángulo de inclinación, este procedimiento se

realiza con apoyo del programa Autocad que permite variar fácilmente los parámetros dimensionales, brindando versatilidad a la hora de visualizar los objetos, tal como se muestra en la **Fig 10**, este proceso se realiza hasta encontrar el punto indicado en donde el centro de gravedad actúa y permite que las tapas con una posición correcta continúen su curso, y en caso contrario sean rechazadas. Según los valores encontrados se evidencia que los requerimientos para un funcionamiento adecuado de la banda son: tener escalones de 10×10 [mm] y una inclinación de 10° .

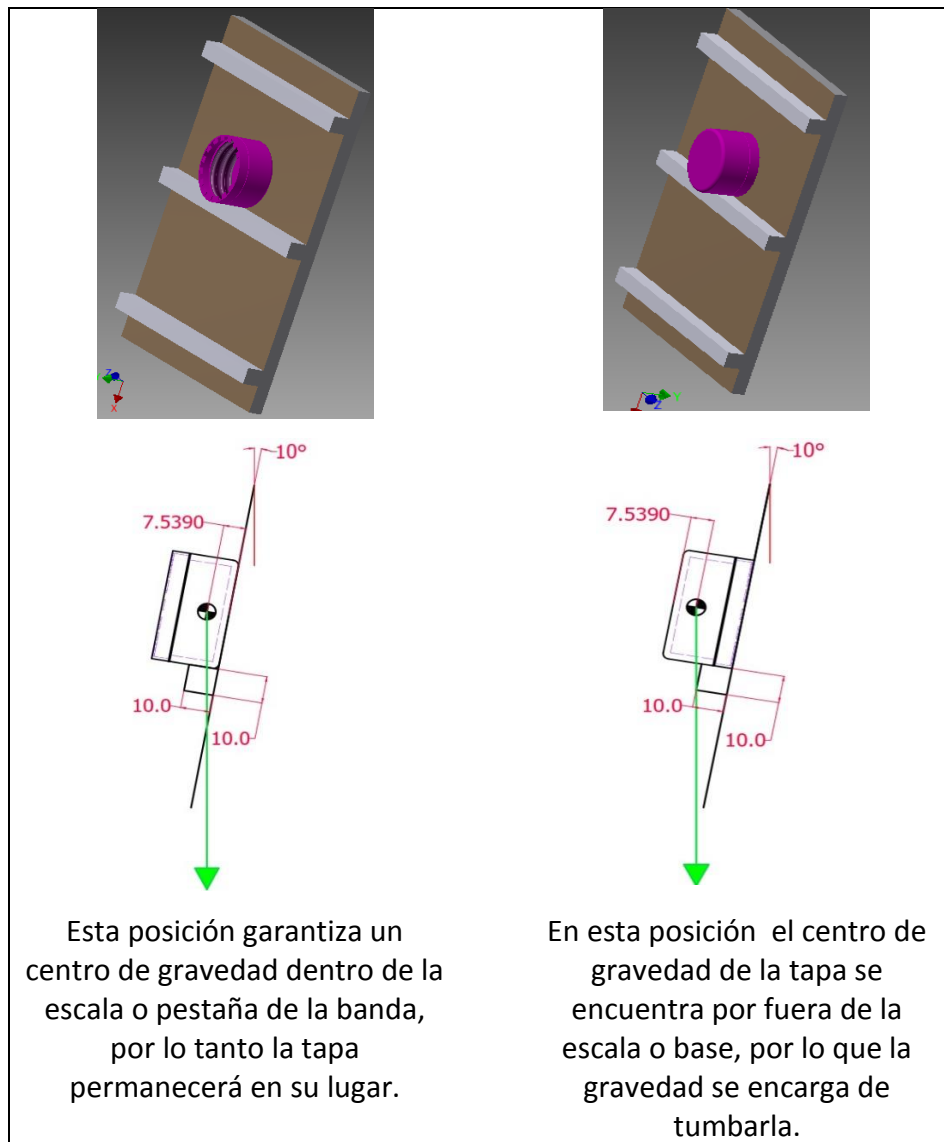


Fig 10: Esquema de posicionamiento para tapa de 38mm. (Realizados en Autocad® e Inventor®)

Teniendo resuelto la parte del posicionamiento de la tapa, se hace necesario definir qué tipo de banda realizará la función de transporte y alimentación. Para esta selección se busca una banda transportadora que cumpla a cabalidad con su función, ésta al ser para un trabajo relativamente liviano y al no requerir de velocidades muy altas, puede ser una banda de bajo costo pero con buenas prestaciones para el servicio, para esta aplicación se selecciona del catálogo de bandas *Uni-Chains* una banda transportadora *uni Light Estandar para banda modular*, ver **Fig 11**.

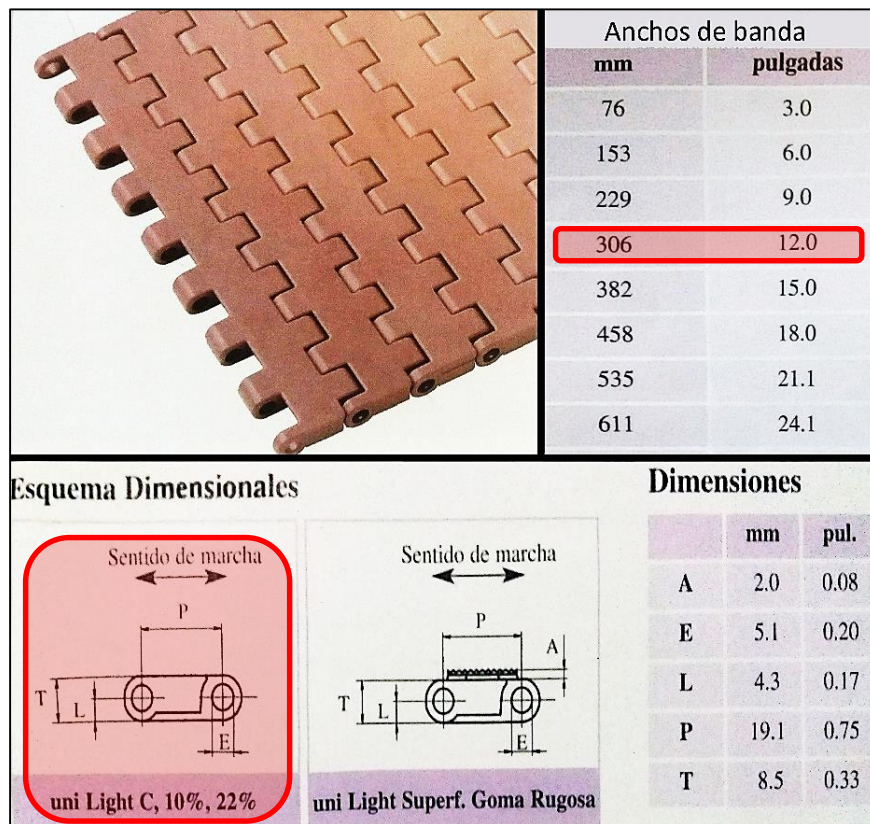


Fig 11: Banda seleccionada por catálogo. (UNI Chains, s.f.)

Teniendo definido el posicionamiento que requiere la tapa, las características y medidas de la banda, se procede con el dimensionamiento restante del *sistema de alimentación de tapas*, este necesita de muy buena estética, dado que en el planteamiento inicial se sugiere un diseño compacto y que tenga armonía entre sus elementos. Para este sistema se

proponen un modelado con las dimensiones mostradas en la **Fig 12**, en el cual se emplea perfilaría tipo *PHR C 150x50x2,0*, que es un tipo de perfil estructural bastante comercial en el mercado.

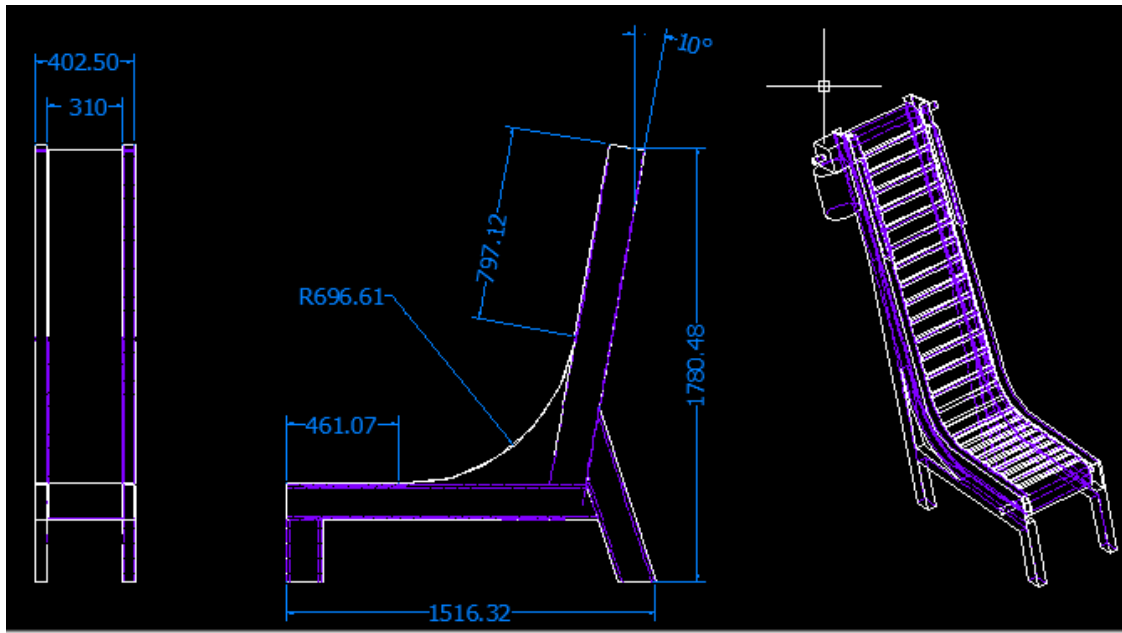


Fig 12: Dimensionamiento del sistema de alimentacion [mm]. (Realizado en Autocad®)

	Valor	Unidad
Espesor [t]	2,0	Mm
Calibre [#]	14	-
A	150	mm
B	50	mm
C	17	mm
Longitud [und]	6000	mm
Peso	4.21	Kgf/m

Fig 13: Sección transversar de perfil *PHR C 150x50x2,0*. (Perfiles y Vigas SAS, s.f.)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Lo siguiente es obtener las dimensiones adecuadas para la tolva de almacenamiento de tapas, al tener un diseño compacto es necesario equilibrar estas dimensiones con las demás partes de la máquina, siempre manteniendo la armonía en el diseño y sobre todo haciendo de éste un elemento que genere un trabajo óptimo y eficaz, para ello la tolva deberá contar con la capacidad de almacenar 3000 tapas por carga, de tal manera que genere una autonomía de 30 minutos.

Las tapas al no ser elementos líquidos y tampoco granulados se hace difícil conocer la cantidad de espacio que ocupan en un recipiente, dado que por su geometría, tiende a variar sus valores de acuerdo a la posición que tenga, por lo tanto se opta por obtener este dato experimentalmente, el resultado se tiene que para un recipiente de 0,4x0,35x0,31 [m], se requiere de 1000 tapas para ser llenado completamente, ver **Fig 14**.



Fig 14: Volumen de tapas en recipiente 0,4x0,35x0,31 [mm].

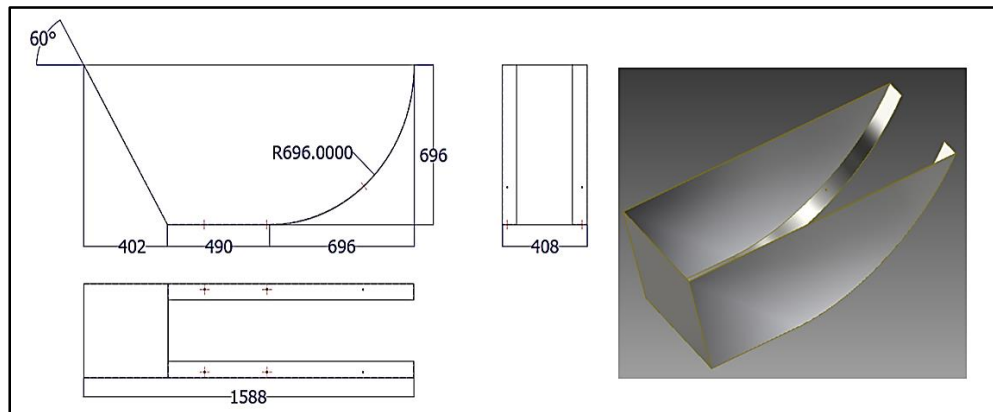


Fig 15: planteamiento propuesto para diseño de tolva. (Realizado en Inventor®)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Según las características planteadas se propone una tolva con la forma geométrica mostrada en la **Fig 15**, dado que esta forma se ajusta perfectamente a la forma del sistema de alimentación. Para validar el uso del elemento es necesario que la tolva almacene fácilmente tres mil (3000) tapas; según los datos obtenidos con anterioridad, se requiere mil (1000) tapas para llenar un espacio de $0,043[m^3]$, es decir que el recipiente a emplear debe mínimamente triplicar este volumen, es decir, ser superior a $0,13[m^3]$. Para verificar la capacidad del recipiente se vuelve a hacer uso del software *Autodesk Inventor®*, el cual dentro de su análisis de propiedades físicas, arroja el dato de volumen.

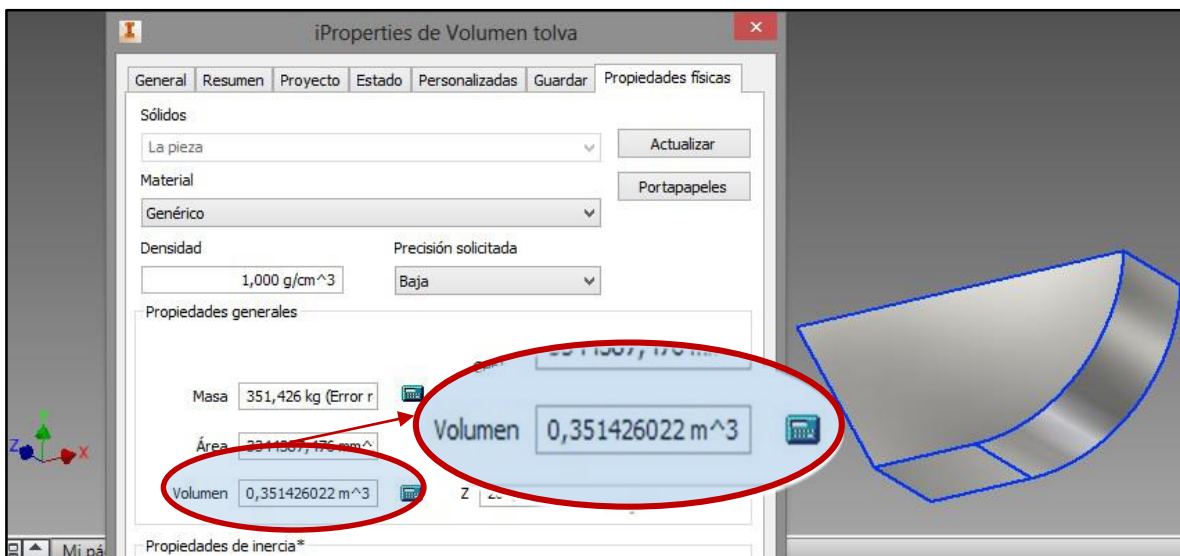


Fig 16: Cálculo del volumen de la tolva en software Inventor 2015. (Realizado en Inventor®)

Según los valores arrojados por el software se evidencia que efectivamente la capacidad se encuentra muy por encima de la solicitada, lo cual es algo necesario y que juega a favor, dado que al ser un recipiente que almacena tapas que se encuentran en movimiento constante, se evita el rebosamiento y caída de las piezas. Por tal motivo el esquema es viable para el diseño planteado.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Continuando con la parte de alimentación de tapas también es muy importante conocer el factor de velocidad de operación de la banda y la cantidad de tapas que está podrá entregar por minuto.

Para calcular la velocidad de operación que requiere la banda, se realiza una prueba en un alimentador ya existente; para la realización del experimento se hace uso de un cronómetro y una longitud conocida, ver **Fig 17**.

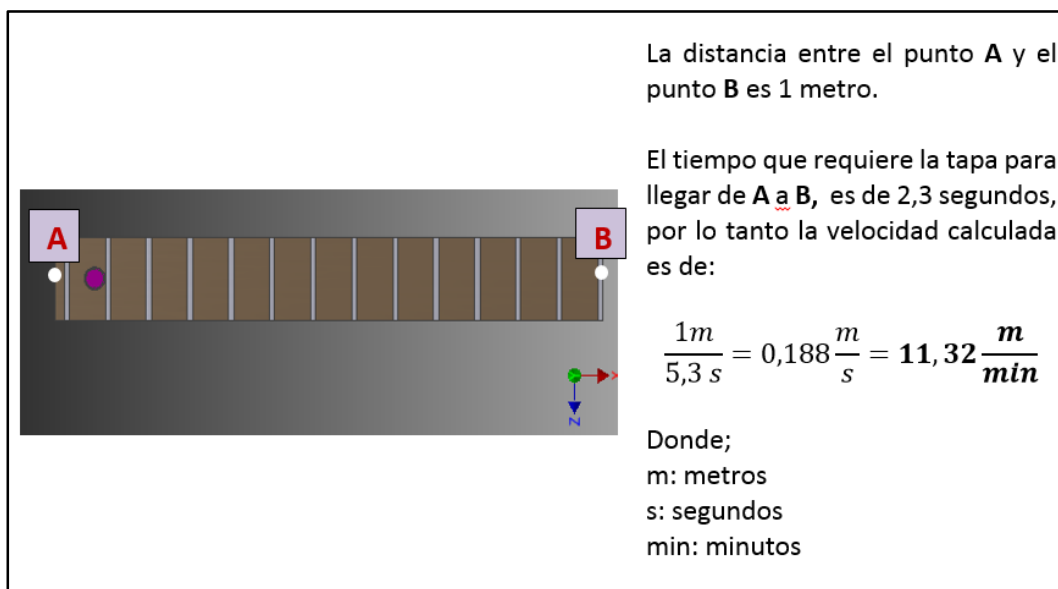


Fig 17: Verificación de velocidad en banda de alimentador existente. (Dato experimental)

Según el catálogo de bandas *Uni-Chains* el diámetro de la catarina que transmite el movimiento a la banda puede ser de varios tamaños, esto dependiendo de la aplicación requerida, en este proyecto se plantea el uso de una catarina de **146 [mm]** de diámetro, esta es una dimensión que se ajusta al diseño, dado que su dimensiones se acoplan muy bien al el tipo de perfil empleado, el cual tiene una altura de **150 [mm]**, ver **Fig 14**.

El motor-reductor es un dispositivo que tiene en conjunto un motor eléctrico y un elemento mecánico que reduce la velocidad, este es el impulsor principal para la transmisión del

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

movimiento a la banda transportadora, al momento de seleccionarlo se busca que junto con las dimensiones de catarina seleccionada, tenga en el eje de salida las revoluciones adecuadas, para generar la velocidad correcta:

$$\text{Velocidad lineal requerida: } 11,52 \text{ m/min} = 0,192 \text{ m/s}$$

$$\text{Diámetro de la catarina: } 146 \text{ mm} = 0,146 \text{ m}$$

- Se tiene la ecuación que relaciona la velocidad lineal con la angular.

$$v = \omega * r \rightarrow \text{Ecuación 1,0}$$

Donde: v : Velocidad lineal
 ω : Velocidad angular
 r : Radio

$$\omega = \frac{2\pi \text{ rad}}{60\text{s}} * n_{rev} \rightarrow \text{Ecuación 1,1}$$

Donde: ω : Velocidad angular
 N_{rev} : Número de revoluciones [rpm]
 s : Segundos

- Reemplazando la *ecuación 1,1*, el radio y la velocidad lineal en la *ecuación 1,0*, se tiene.

$$0,192 \frac{\text{m}}{\text{s}} = \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} * n_{rev}$$

$$n_{rev} = \frac{0,192 * 60}{2\pi \text{ rad} * 0,073} = \mathbf{25,11 \text{ rpm}}$$

Por tal motivo se investiga y se encuentra el motor-reductor CSMA020-130H10 de 200W que por su forma es de fácil adaptación para cualquier trabajo que requiera bandas transportadoras **Fig 18**.

Model number	Motor output kW	Actual reduction ratio	Number of reduction steps	Reducer type number	Output shaft revolution r/min		Allowable output shaft torque				Allowable output shaft O.H.L.	
					50Hz	60Hz	N·m		[kgf·m]		N	[kgf]
							50Hz	60Hz	50Hz	60Hz		
	10	0,2	1/10		150	180	11.1	{ 1.1 }	9.3	{ 1.0 }	1580	{ 161 }
CSMA020	15		1/15	13	100	120	15.7	{ 1.6 }	13.2	{ 1.3 }	1580	{ 161 }
	20		1/20		75	90	20.0	{ 2.0 }	17.0	{ 1.7 }	1660	{ 169 }
	25		1/25		60	72	23.5	{ 2.4 }	20.1	{ 2.0 }	1660	{ 169 }
	30		1/30		50	60	26.6	{ 2.7 }	22.7	{ 2.3 }	1660	{ 169 }

CSMA020-130H10 - 30 (B) **1**

Reduction ratio : 10, 15, 20, 25, 30 Approx. weight : 8 (10) kg

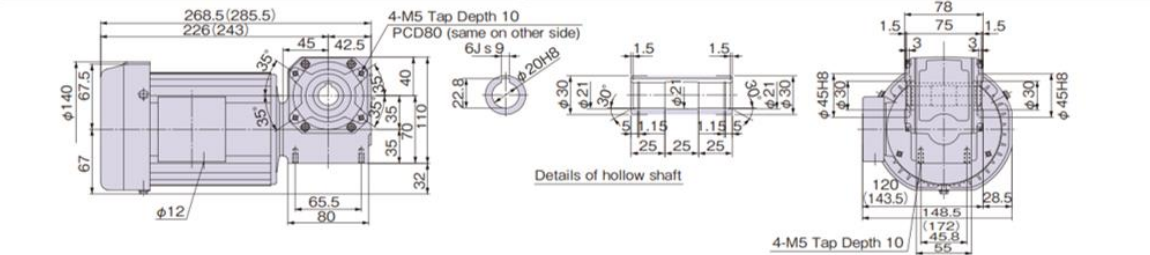


Fig 18: Datos técnicos de motor seleccionado. (Tsubaki Group, s.f.)

El factor más importante del alimentador de tapas, es la cantidad que puede suministrar al proceso, es decir que se debe garantizar que el equipo pueda entregar la cantidad demandada para el trabajo. El proceso requiere una cantidad mínima de 100 tapas por minuto para poder generar un rendimiento de 6000 tapas por hora, con el objetivo de garantizar que el equipo pueda realizar una función productiva. Para verificar este requerimiento se realiza un estudio estadístico en una banda que se encontraba en desuso en la empresa Moldplast, esta banda contaba con 300[mm] de ancho, lo cual es una medida bastante cercana a la seleccionada para este proyecto de diseño, las características de inclinación fueron colocadas con ayuda de un goniómetro, que es un instrumento para medir ángulos, al no poseer un mecanismo impulsor o motor que brinde la velocidad requerida, se decide impulsar con una manivela tratando de mantener estables los parámetros de tiempo y distancia mostrados en la Fig 17. El procedimiento se realiza con el fin de analizar el comportamiento y verificar la cantidad entregada por la máquina en una posible operación, para lo cual se realizan seis (6) diferentes pruebas, ver **Tabla 5**.

Prueba	Cantidad de tapas por minuto
1	204
2	173
3	161
4	217
5	195
6	212
Valor promedio	193,67

Tabla 5: Valores de pruebas realizadas en banda.



Fig 19: Pruebas experimentales en banda.

Para efectos del trabajo se requiere de una cantidad de entrega que genere una alimentación de 200 tapas por cada minuto, es decir que el valor de entrega es superior en un 46,5% aproximadamente (según el promedio calculado). Para tener una entrega más acorde y evitar la sobrealimentación se plantea el uso de un variador de frecuencia, que permita reducir a conveniencia la velocidad del sistema de alimentación.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

EJE MOTRIZ

Para el dimensionamiento y selección del material adecuado para el eje que soporta las Catarinas conductoras de la banda, se realiza una validación por esfuerzo del eje diseñado, garantizando que los esfuerzos máximos presentes en el eje no superan la capacidad de carga a fluencia del material a implementar.

Entre los materiales más comunes para la fabricación de ejes que no van a estar sometidos a grandes cargas se encuentran los aceros AISI 1020, 1040, 4140 Y 4340 los cuales tienen las propiedades mecánicas mostradas en la **Tabla 5**.

Acero (AISI)	Resistencia a la tensión (Su)	Resistencia de fluencia (Sy)	Resistencia a la fatiga (Sn)
1020	61 KSI	51 KSI	28 KSI
1040	71 KSI	71 KSI	30 KSI
4140	95 KSI	60 KSI	28 KSI
4340	108 KSI	68 KSI	29 KSI

Tabla 5: Características mecánicas de algunos aceros empleados para fabricar ejes.

Debido a las bajas condiciones de carga y buscando economía en el diseño y buena maquinabilidad del eje, se opta por utilizar un material AISI 1020 para su fabricación.

En el diseño del eje, se requiere establecer las condiciones de carga a las cuales estaría sometido, para esto es necesario conocer los datos de los equipos que están asociados al funcionamiento del eje, en este caso, se tiene el motorreductor con características definidas en la ficha técnica del fabricante, ver **Fig 18**.

Potencia: 200 W

Torque (T): 9.3 Nm → 82.3 lb.in

Velocidad de giro: 180 rpm

También se debe considerar las características de los elementos de transmisión de movimiento que actúan sobre el eje tales como piñones, catarinas, poleas.

Debido a que el eje diseñado se emplea para el movimiento de una banda, solo se tienen dos catarinas como elementos motrices cuyas características ya están establecidas por el fabricante de la banda como se puede observar en la **Fig 20**.

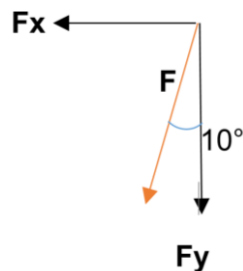
Nº de dientes	Diámetro primitivo		Diámetro exterior		Diámetro cubo		Eje		Referencia uni plástico
	mm	pulgadas	mm	pulgadas	mm	pulgadas	mm	pulgadas	
7	43.9	1.73	42.6	1.68	31.0	1.22	ø16.0/20.0*	ø0.63/0.79*	2833UL07N
10	61.7	2.43	61.7	2.43	45.0	1.77	ø16.0/35.0*	ø0.63/1.38*	2833UL10N
					49.0	1.93	hex 38.1	hex 1.50	2833UL10N15HEX
17	103.7	4.08	105.0	4.13	65.0	2.56	ø19.1/40.0*	ø0.75/1.57*	2833UL17N
							sq 40.0	sq 1.57	2833UL17N40MMSQ
							ø19.1/40.0*	ø0.75/1.57*	2833UL24N
24	146.0	5.75	147.3	5.80	70.0	2.76	sq 38.1	sq 1.50	2833UL24N15INSQ
							sq 40.0	sq 1.57	2833UL24N40MMSQ
					120.0	4.72	ø40.0/70.0*	ø1.57/2.76*	2833UL24NBB

Fig 20: Catarinas estándar para bandas transportadoras. (UNI Chains, s.f.)

Fuerza de catarinas: para calcular las cargas axiales que actúan sobre el eje debido a las catarinas se inicia calculando las fuerzas que resultantes, debido al torque generado por el equipo impulsor y las dimensiones de la catarina impulsada.

$$F = \frac{T}{Dp/2} = 28.64 \text{ lb}$$

Componentes de la fuerza



$$F_x = F \times \text{Sen}(10^\circ) = 4.97 \text{ lb}$$

$$F_y = F \times \text{Cos}(10^\circ) = 28.2 \text{ lb}$$

Por medio del software MDSolids se verifica la fuerza cortante y el momento flector.

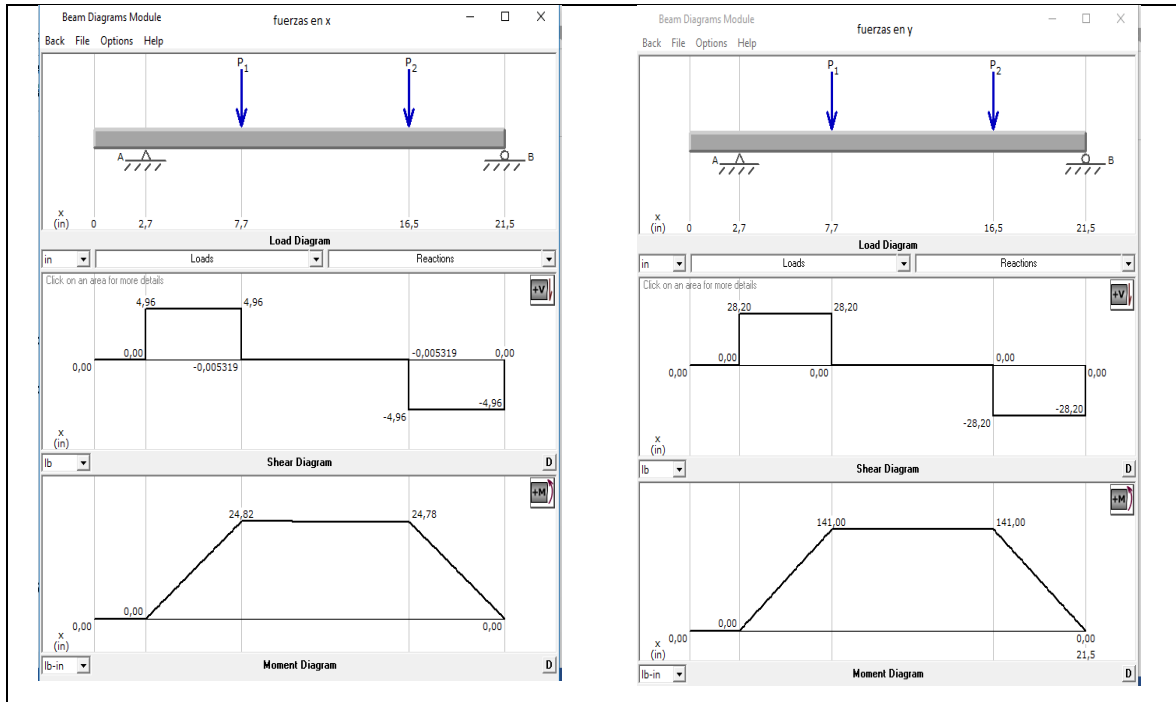


Fig 21: Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector (Realizado en MDSolids).

MOMENTO FLEXIONANTE

- $M_a = 0$
- $M_b = 0$
- $M_c = \sqrt{(24.82\text{lb. in})^2 + (141\text{lb. in})^2} = 141.1\text{lb. in}$
- $M_d = \sqrt{(24.78\text{lb. in})^2 + (141\text{lb. in})^2} = 141\text{lb. in}$
- $M_e = 0$

A continuación se calcula el dimensionamiento mínimo para el eje tomando como referencia la formula plasmada el libro “Diseño de elementos de máquinas”. (Mott, Diseño de elementos de maquinas, 2006)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{KtM}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{Sy}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

N: factor de diseño= 2; “para diseño de elementos bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos del diseño”. (Mott, Diseño de elementos de maquinas, 2006)

Kt: factor de concentración de esfuerzos; se consideran las discontinuidades más frecuentes en el diseño de ejes tales como cuñeros, chaflanes y ranuras para anillos de retención, para cada uno de estos puntos se tienen valores diferentes.

S'n: resistencia a la fatiga corregida.

Para corregir la resistencia a la fatiga se apoya en las gráficas presentadas en la **Fig 22** y **Fig 23**.

$$S'n = S_n \times C_m \times C_{st} \times C_r \times C_s$$

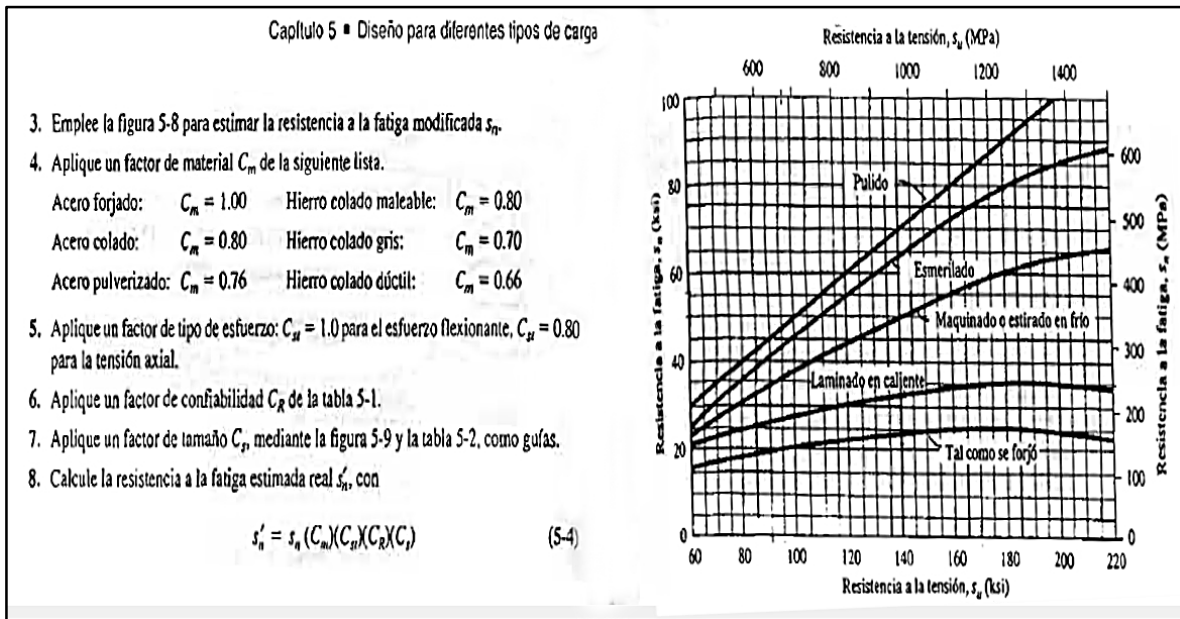


Fig 22: Resistencia a la fatiga S_n en función a la resistencia a la tensión, Diseño de elementos de máquinas Mott, R

		TABLA 5-2 Factores de tamaño	
		Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
		Rango de tamaño	Para D en pulgadas
		$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
		$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
		$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 - 0.02125D$
Factores de confiabilidad aproximados C_R		Unidades SI	
Confiabilidad deseada C_R		Rango de tamaño	Para D en mm
0.50	1.0	$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
0.90	0.90	$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
0.99	0.81	$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$
0.999	0.75		

Fig 23: Factores de confiabilidad y tamaño

$$S'n = 28 \times 0.80 \times 1 \times 0.81 \times 0.88 = 16.17 KSI$$

Para calcular los diámetros del eje en los puntos a, b y e se encuentra que no hay momento flector por tanto la formula a usar es:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$\phi_a = \left[\frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{82.3 \text{ Lb.in}}{51000 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{1/3} = 0.30 \text{ in}$$

$$\phi_b = \left[\frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{82.3 \text{ Lb.in}}{51000 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{1/3} = 0.30 \text{ in}$$

$$\phi_e = \left[\frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{82.3 \text{ Lb.in}}{51000 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{1/3} = 0.30 \text{ in}$$

Para el cálculo del diámetro en la sección c del eje se emplea un $K_t = 3$ por que allí se tiene un anillo de retención al igual que en la sección d.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\phi_c = \left[\frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{3 \times 141.10 \text{ Lb.in}}{16170 \text{ psi}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{82.3 \text{ Lb.in}}{51000 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{1/3} = 0.81 \text{ in}$$

$$\phi_d = \left[\frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{3 \times 141.10 \text{ Lb.in}}{16170 \text{ psi}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{82.3 \text{ Lb.in}}{51000 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{1/3} = 0.81 \text{ in}$$

A continuación se muestra una toma general del eje obtenido, el plano del eje detallado se encuentra en los resultados del proyecto, plano 9.

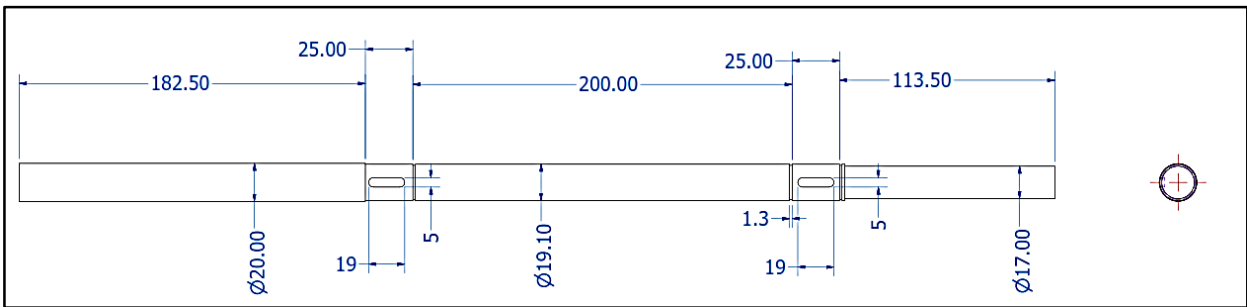


Fig 24: Esquema de eje motriz para el sistema de alimentación. (Realizado en Inventor®)

3.2.2. MATRIZ CIRCULAR DE POSICIONAMIENTO Y COLOCACIÓN DE LINER

Es un sistema que tiene como función posicionar las tapas para la colocación e inserción correcta del liner. Luego de esta etapa las tapas ensambladas deben pasar a un recipiente, donde se almacenan completamente terminadas (con su sello de seguridad o liner colocado).

La matriz circular cuenta con varios elementos como lo son la matriz circular, el sistema de corte y colocación, el elemento impulsor para generar el movimiento y la estructura general.

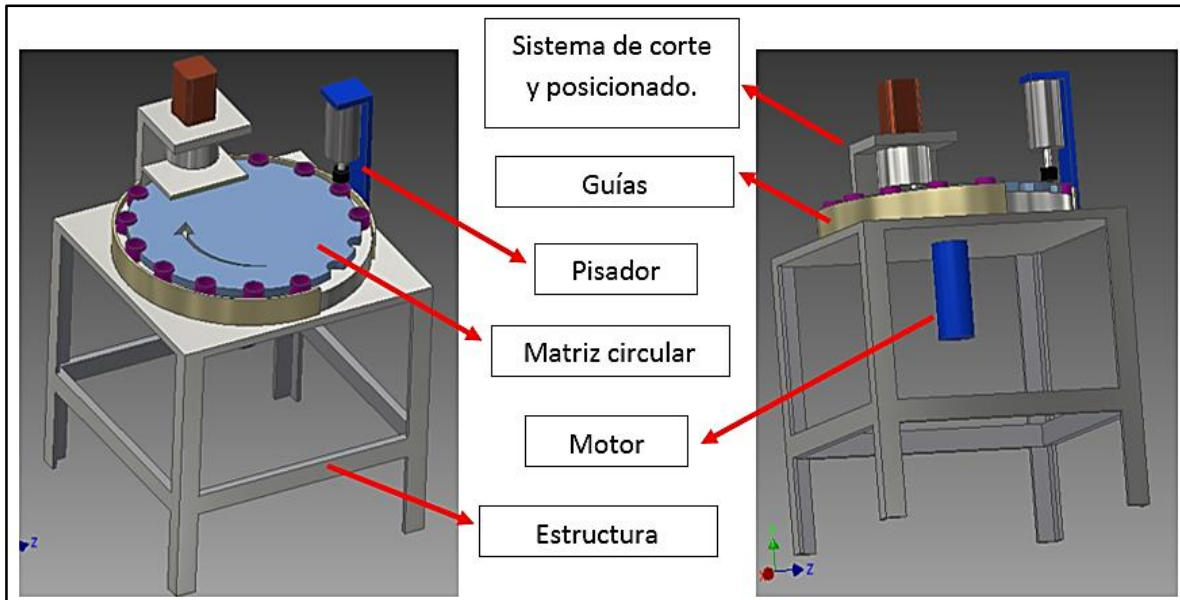


Fig 25: Matriz circular de posicionamiento y colocación de liner. (Realizado en Inventor®)

Para realizar el diseño de la matriz de posicionamiento y colocación, se tiene muy presentes los criterios de diseño planteados en la sección de selección del concepto de diseño, porque en este sistema recae bastante responsabilidad de acuerdo a los criterios planteados inicialmente, por lo que es necesario tener muy claros los puntos clave del este diseño, como lo son:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1. La matriz circular empleada para el transporte de las tapas, debe tener las características adecuadas para posicionar correctamente las tapas, tanto en la etapa de corte y posicionamiento, como en la etapa de inserción; para ello se debe contar con un equipo confiable y que pueda cumplir la función de transporte.

2. El sistema de corte y posicionamiento de las tapas, es un elemento esencial, ya que de este depende gran parte del objetivo de la máquina, que es la colocación del liner, por lo tanto para este sistema es obligatorio contar con un diseño completo y que garantice su correcto funcionamiento.

3. El elemento de inserción, es el elemento final en la colocación del liner, debe ser el elemento que termine posicionando de forma correcta el sello en el interior de la tapa, por lo cual es imprescindible que pueda dar el rendimiento adecuado.

La matriz circular utilizada en el transporte, requiere de un elemento que pueda girar y detenerse frecuentemente, las paradas son indispensables porque durante ese periodo deben entrar en función los otros mecanismos que van a colocar el liner. Para la realización de esta etapa se plantea la utilización de un motor paso a paso, que es un motor eléctrico que convierte una serie de impulsos eléctricos en desplazamientos angulares, este equipo puede ser controlado posición y presenta las ventajas de tener precisión y repetitividad en cuanto al posicionamiento. (Kosow, 1993)

El motor paso a paso se busca en un catalogo comercial, en donde se pueden detallar las especificaciones, este tipo de motor es relativamente economico para la funcionalidad que representa, se opta por el modelo **HS200-2231-0210-AX04**, cuyas especificaciones dimensionales y tecnicas, se precisan en la **Fig 26**.

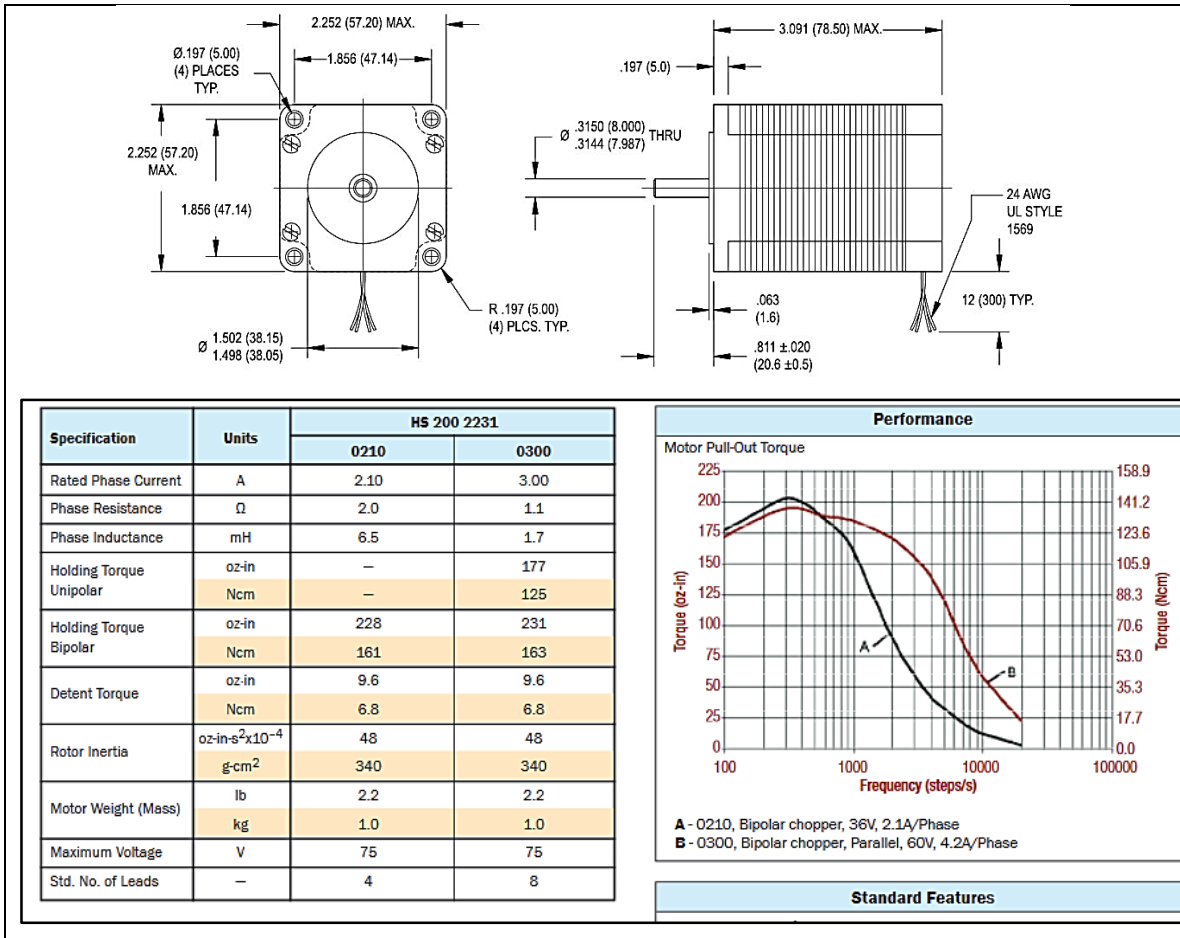


Fig 26: especificaciones motor paso a paso HS200-2231-0210-AX04. (Moverica, s.f.)

La matriz circular debe ser ligera y no requiere de un material de características muy específicas, dado que este elemento estará bajo cargas despreciables, como lo es el transportar una tapa; Al estar fabricado de materiales livianos evita hacer daño a las tapas y aparte reduce sobrecargas en el motor; para este elemento se plantea el uso de una lámina de acrílico, dado que es un material muy ligero, económico, es de fácil manipulación y fácil maquinabilidad.

El motor paso a paso necesita detenerse en el lugar preciso, que es donde se realiza la inserción del liner, para cumplir el propósito se plantea el uso de sensores que indiquen el lugar de paro, los impulsos generados por estos sensores aparte de indicar los paros, se pueden utilizar para realizar una posterior programación en un PLC (Programmable Logic

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Controller) y de esta manera poder hacer que todos los elementos de la máquina puedan trabajar en sincronía, donde cada pieza haga parte de un solo conjunto, es decir que cada parte trabaje de forma uniforme con otra y de esta manera generar un trabajo armónico entre todas las piezas en el sistema de corte, posicionamiento y colocación de liner;

El planteamiento que se sugiere para el proceso de colocación de liner, es que se realice en dos etapas, en la primera etapa para que sea el corte y posicionamiento, es decir que el liner sea cortado e inmediatamente sea colocado en la boca de la tapa, en la segunda etapa se debe hacer la inserción completa del sello, es decir para que el liner que estaba en la boca de la tapa sea insertado posicionado en el fondo del elemento en cuestión, ver **Fig 27**. Esto se hace con el propósito de reducir el tiempo en el proceso y poder cumplir con el criterio de producción propuesto desde el inicio; dado que de realizar el proceso completo en una sola etapa, se convierte en un proceso más lento, ya que requeriría de un solo equipo para cumplir con la función completa, lo que se traduce en mayor tiempo empleado.

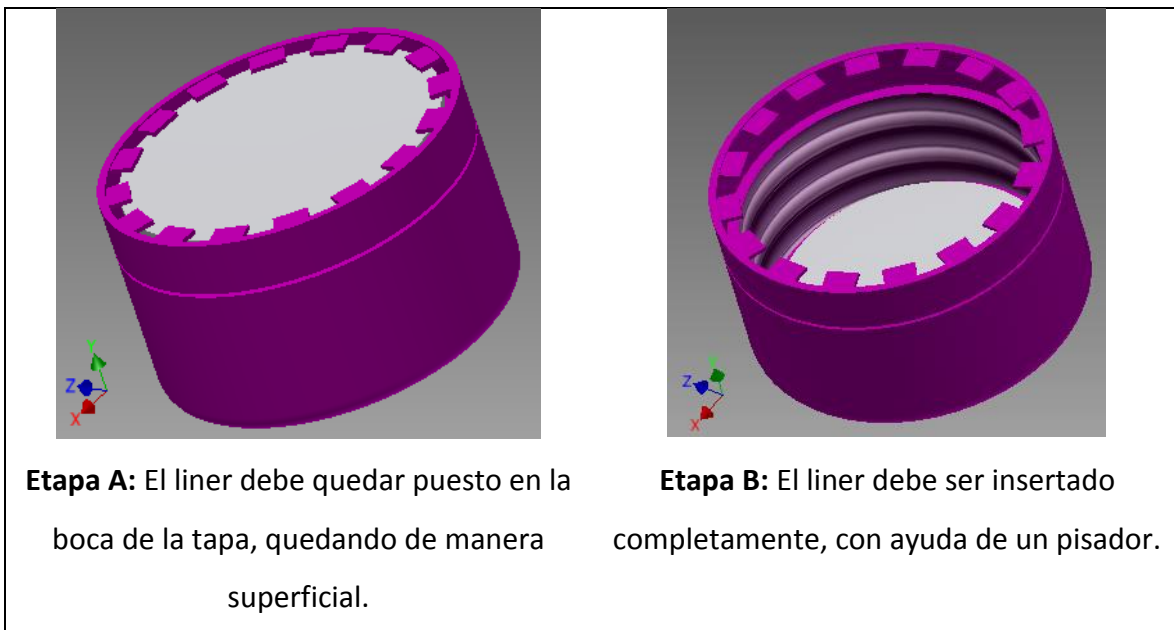


Fig 27: Etapa corte y posicionamiento (A), etapa de inserción (B). (Realizado en Inventor®)

Cálculo del elemento para etapa de inserción del liner

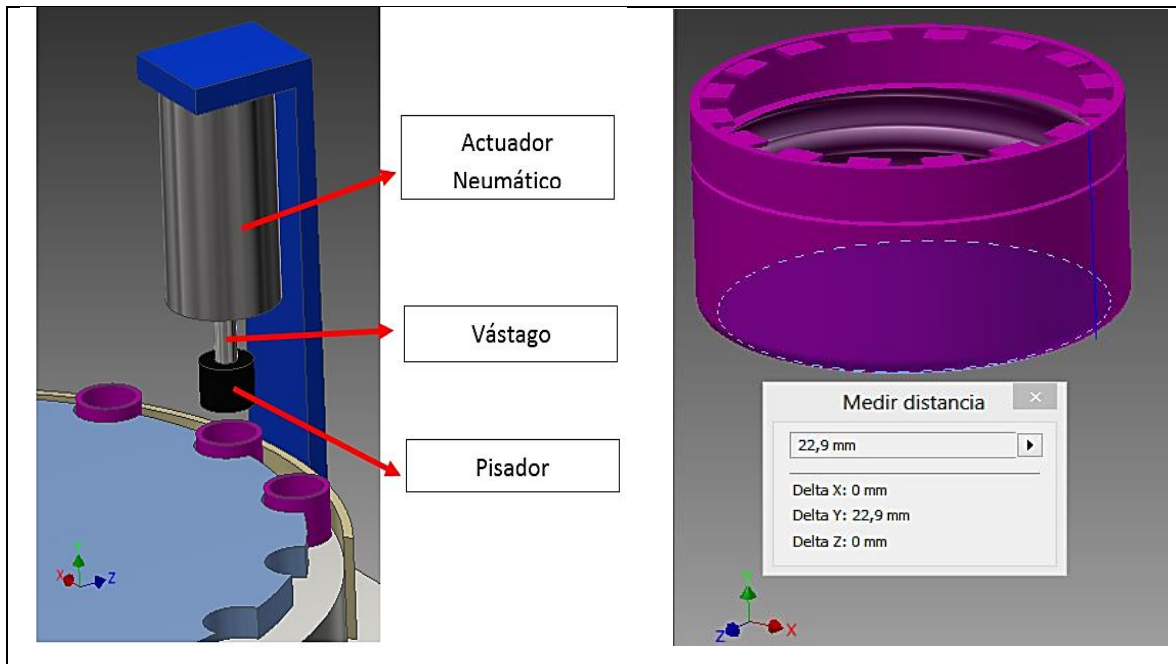


Fig 28: Características del pisador neumático y medida de altura de la tapa. (Realizado en Inventor®)

En la etapa de inserción del liner, se requiere un actuador neumático, con un pisador en el extremo del vástago; realizando una prueba experimental se llega a la conclusión que para hacer una inserción completa del liner, se requiere de un objeto con una masa de novecientos cincuenta gramos [950g], por lo que se debe calcular un actuador que cumpla con la función, el actuador requiere además de un recorrido que supere la altura de la tapa la cual es de 23 mm, lo suficiente para hacer llegar el liner hasta el fondo de la pieza, cabe resaltar que la presión nominal de trabajo en las máquinas de la empresa es de 80 PSI, por lo que se procede a hacer todos los cálculos de acuerdo a esta variable.

Calculo de cilindro pisador:

- La fuerza *teórica* ($F_{teórica}$) que actúa sobre el pistón es:

$$F_{teórica} = P \times A \rightarrow \text{Ecuación 1.0}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$F_{Real} = P \times A \times \eta \rightarrow \text{Ecuación 1.1}$$

Donde

- F*: Fuerza [Lbf]
- P*: Presión [PSI]
- A*: Area [in²]
- η*: Eficiencia

- Según la prueba realizada, se requiere una masa de novecientos cincuenta gramos [950g] para hacer una inserción completa del liner, este dato se puede utilizar para hallar la fuerza, teniendo en cuenta la gravedad.

$$F = m \times g \rightarrow \text{Ecuación 1.2}$$

Donde

- F*: Fuerza [N]
- m*: masa [Kg]
- g*: gravedad [m/s²]

- Para calcular la fuerza real (*F_{real}*), reemplazando la masa calculada experimentalmente, en la *Ecuación 2*, tenemos.

$$F_{real} = 0,95 \text{ Kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 9,3195 \text{ N} = 2,09511 \text{ lbf}$$

- Teniendo la presión manejada en los equipos de la empresa que es de 80 PSI, se reemplaza la fuerza real (*F_{real}*) en la *Ecuación 1.1* y despejar el área.

Nota: Para calcular la fuerza real de un cilindro se tiene en cuenta las fuerzas de rozamiento, que normalmente suponen entre un 5% a un 15% de la fuerza teórica. Se decide trabajar con una eficiencia del 80% para el actuador neumático y de esta manera generar un buen grado de confiabilidad.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$A = \frac{F_{real}}{\eta \times P} \rightarrow \frac{2,09511 \text{ lbf}}{0,8 \times 80 \text{ PSI}} = 0,032736 \text{ in}^2$$

- Para hallar el diámetro del cilindro usamos trigonometría y se tiene que:

$$A_c = \frac{\pi \times D^2}{4} \rightarrow \text{Ecuación 1.3}$$

Donde A_c : Área circunferencia [in^2]

D : Diámetro [in]

Despejando D en la ecuación 1.3 y reemplazando A , se tiene:

$$D = \sqrt{(A_c \times 4) / \pi} \rightarrow \sqrt{(0,032736 \text{ in}^2 \times 4) / \pi} = 0,204159 \text{ in} = \mathbf{5,19 \text{ mm}}$$

Se busca en catálogos un actuador neumático que cumpla con las especificaciones calculadas, es decir un recorrido que supere los 23mm que tiene de altura la tapa y un diámetro de embolo superior a 5,2mm; se encuentra un actuador que cumple con estas características y se selecciona para la aplicación:

<i>Cilindro compacto: ADN-12-30-A-P-A; Número de artículo: 536209</i>	
Característica	Valor
Fecha de envío	→ Indicación
Carrera	30 mm
Diámetro del émbolo	12 mm
Rosca del vástago	M5
Amortiguación	P: amortiguación por tope elástico/placa a ambos lados
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	ISO 21287
Extremo del vástago	Rosca exterior
Detección de la posición	para sensores de proximidad
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	1 ... 10 bar
Modo de funcionamiento	de doble efecto
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]

Fig 29: Características del actuador neumático comercial. (Festo, s.f.)

Diseño y cálculo de elemento para etapa de corte y posicionamiento de liner

Para el sistema de corte y posicionamiento se plantea el uso de un elemento que haga las dos funciones con un solo movimiento, es decir que este debe cortar y luego posicionar,

para este diseño se sugiere un sistema como el de la **Fig 30**. Este dispositivo cuenta con un actuador neumático que es el elemento principal de movimiento, se tiene un punzón de corte con la forma circular del liner y un pisador que posiciona el liner en la boca de la tapa

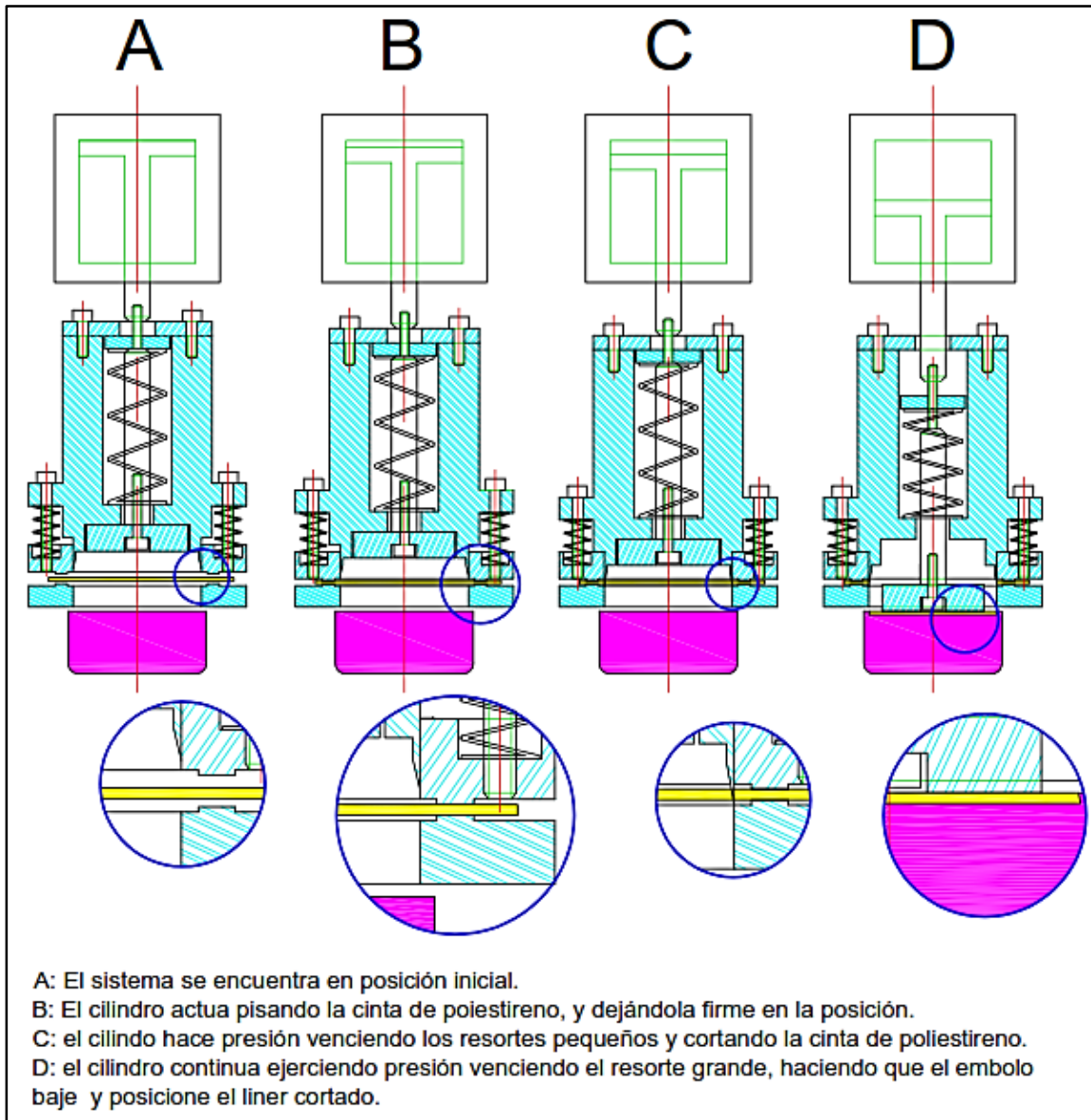


Fig 30: Funcionamiento del sistema de corte y posicionamiento. (Realizada en Autocad®)

Para definir las características de las piezas a utilizar en el sistema de corte y posicionamiento, es indispensable conocer las especificaciones del material a trabajar, como por ejemplo la fuerza necesaria para realizar el corte y el posicionamiento de este,

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

seleccionar los elementos adecuados para realizar la función, calculando las constantes de los resortes y buscando el resorte adecuado en un catálogo, para concluir obtener de acuerdo a estas pruebas, el actuador que requiere la aplicación.

Un dato necesario para iniciar los cálculos es conocer la fuerza necesaria para cortar el liner y ponerlo superficialmente, para dejarlo en la posición mostrado en la **etapa A** de la **Fig 27**. Para obtener este dato se realizó una prueba con una muestra de cinta de poliestireno, una red de aire comprimido, un regulador de presión, una cuchilla circular y un cilindro neumático existente.

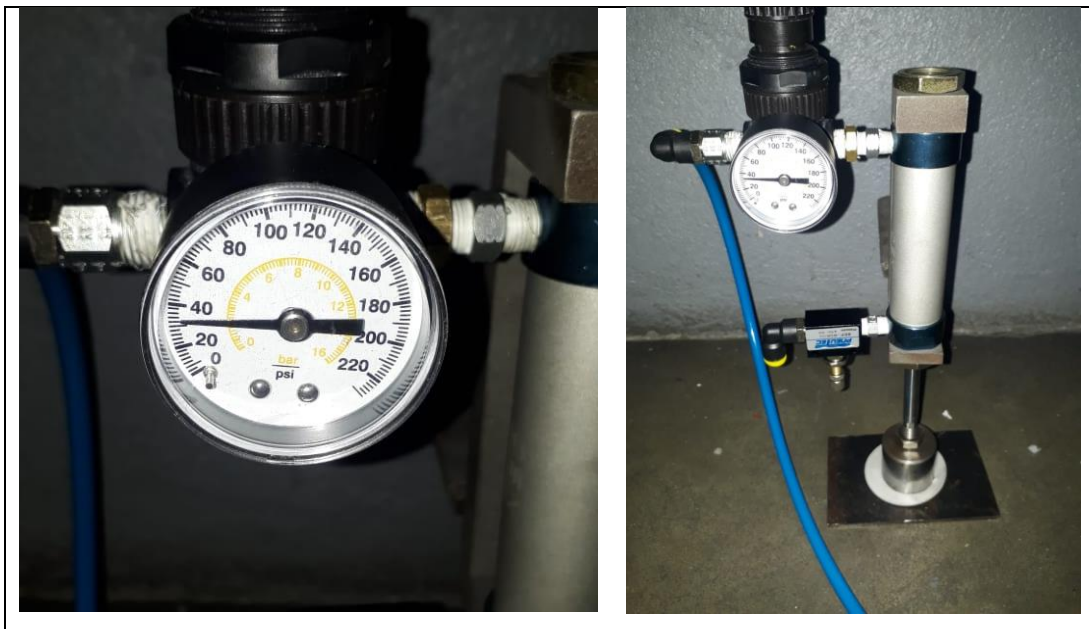


Fig 31: prueba experimental para corte en liner.

Para realizar el procedimiento de la prueba se inicia con la fabricación de una cuchilla circular, la cual se puso en el extremo del vástago del actuador neumático, esta servirá para cortar un trozo de poliestireno (material usado para la fabricación de liner), se cuenta además con una red de aire y un regulador de presión al cual se le aumentaba la presión progresivamente en cada ensayo, hasta encontrar la presión requerida para realizar un corte preciso y sin complicaciones. Los datos empleados y los resultados obtenidos en la prueba fueron:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Diámetro del actuador: 25 mm

Área o superficie útil del actuador neumático: $490,874 \text{ mm}^2 = 0,764 \text{ in}^2$

Presión necesaria para hacer el corte: 30 PSI

- Tomando la *Ecuación 1.1*, la fuerza requerida para realizar el corte, suponiendo que el cilindro tiene una eficiencia del 85% es de:

$$F_{Real} = P \times A \times \eta$$

$$F_{Real} = 30 \text{ PSI} \times 0,764 \text{ in}^2 \times 0,85 = 19,42 \text{ lbf} = 86,38 \text{ N}$$

- De acuerdo a una prueba, se encontró que para realizar una sujeción adecuada del poliestireno, se requiere de una masa de novecientos gramos [900g] para pisar la cinta, esto se hace para dejar tensionado el material, permitiendo posteriormente realizar un corte más efectivo y más estético, tal como se muestra en la **posición B de la Fig 30**.

Tomando la *Ecuación 1.2*, se encuentra la fuerza necesaria para realizar esta función:

$$F = m * g$$

$$F = 0,9 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 8,83 \text{ N} = 1,98 \text{ lbf}$$

Nota: esta aplicación de fuerza funciona siempre y cuando el pisador tenga una textura rugosa, la prueba fue realizada con la superficie de una lija de grano 100 en la sección de agarre.

Estos valores obtenidos se pueden implementar para calcular y diseñar las piezas que llevará el elemento de corte y posicionamiento, este al ser un equipo que lleva en conjunto gran cantidad de piezas, lo inicial es realizar una distribución correcta, de tal manera que cada elemento quede en posición sin interferir con otro, es decir que primero se define la estructura física del elemento y luego se valida o verifica su resistencia, de tal manera que pueda realizar un trabajo sin fallar. Al realizar la distribución de elementos tomando como apoyo el esquema propuesto en la **Fig 30**, se genera un dispositivo con las siguientes características y diseño:

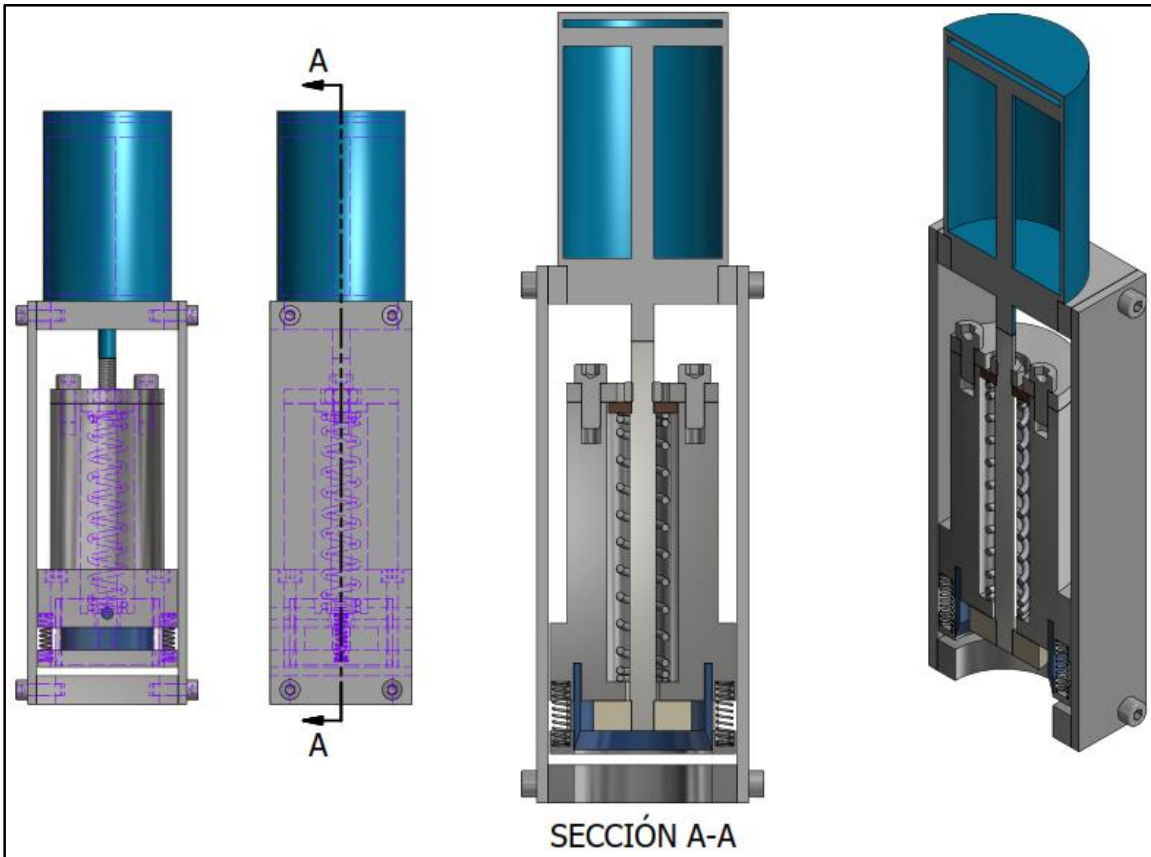


Fig 32: Modelo de diseño del sistema sistema de corte y posicionado de liner. (Realizado en Inventor®)

Selección de los resortes.

- Se inicia con la obtención de los resortes pisadores, estos resortes son los elementos que inician la primera acción del *sistema de corte y posicionado*, según el diseño, se dispondrá de dos resortes, una a cada lado del equipo. Estos elementos son los encargados de sujetar el poliestireno antes de realizar el corte.

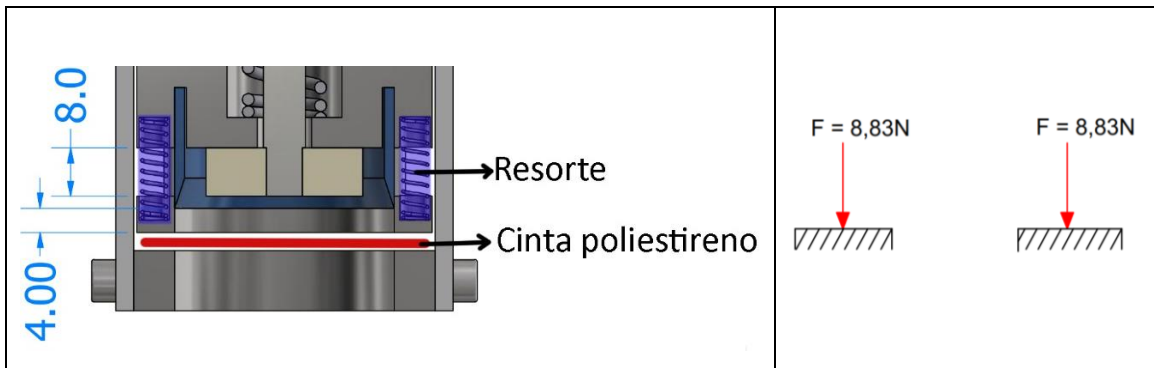


Fig 33: Esquema de resortes pisadores de la cinta de poliestireno. (Realizado en Inventor®)

La fuerza necesaria para realizar esta acción es de 8,83N, esto fue hallado anteriormente. Para calcular el resorte se hace uso de la ley de Hooke.

$$F = -K * \Delta L \rightarrow \text{Ecuacion 1.4}$$

Donde F : Fuerza [N]
 ΔL : Diferencial de longitud [mm]
 K : Constante del resorte (N/mm)

Según el diseño propuesto, se tiene una distancia de recorrido que deberá hacer el resorte y se sabe la fuerza requerida para hacer la sujeción del poliestireno:

Distancia de recorrido = 4 mm

Fuerza = 8,83 N

Reemplazando estos valores en la *ecuación 1.4*, se tiene:

$$8,83 \text{ N} = -K * -4,00 \text{ mm} \rightarrow K = 2,21 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Teniendo este valor, se busca en un catálogo un resorte que tenga una constante igual o superior a la hallada y que tenga unas dimensiones aplicables al diseño propuesto, realizando este proceso se obtiene el siguiente resorte.

NÚMERO DE PARTE LEE	DIÁMETRO EXTERIOR		DIÁMETRO DEL AGUJERO		DIÁMETRO DEL ALAMBRE NOMINAL		DIÁMETRO DE POSTE		CARGA @ APROX ALTURA SÓLIDA		LONGITUD SIN CARGA NOMINAL		CONSTANTE		ALTURA SÓLIDA		GRUPO DE FRECU	
	MM	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	N	LBS.	MM	PULG.	N/MM	LBS/PULG.	MM	PULG.	M	S
LCM060B 06											14.00	0.551	2.82	16.11	5.660	0.223	F	F
LCM060B 07	4.60	.181	4.80	.189	.60	.024	3.10	.122	23.50	5.300	15.50	0.610	2.53	14.42	6.170	0.243	F	F
LCM060B 08											17.00	0.669	2.29	13.05	6.710	0.264	F	F
LCM060B 09											19.00	0.748	2.03	11.59	7.390	0.291	F	F
LCM060B 10											25.00	0.984	1.52	8.67	9.470	0.373	F	F

Fig 34: selección de resorte pisador en catálogo. (Leespring)

- El segundo resorte debe tener la capacidad de realizar la acción de corte, es decir que para calcular el segundo resorte, se debe tener en cuenta las fuerzas que generan los resortes pisadores al estar comprimidos, la fuerza que se requiere para realizar el corte y además cabe anotar que la acción de corte se debe realizar sin que el émbolo de posicionado supere la distancia, dado que este debe realizar su función una vez cortado el liner.

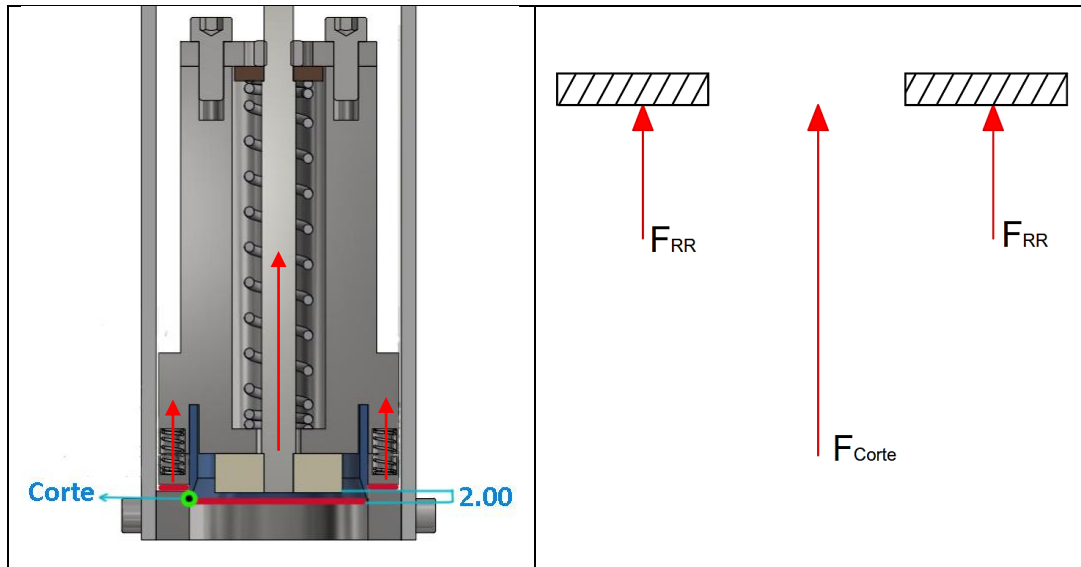


Fig 35: Esquema de resorte cortador de cinta de poliestireno. (Realizado en Inventor®)

Para calcula fuerza de los resortes, se sabe que estos elementos elásticos están comprimidos a lo máximo que permite el diseño y además se sabe cuál es la constante del mismo, ya que está especificada en los datos del catálogo, reemplazando estos valores en la ecuación 1.4, se tiene que:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO				Código	FDE 089
					Versión	03
					Fecha	2015-01-22

$$F_{RR} = -2,29 \frac{N}{mm} * -8 mm = \mathbf{18,32 N}$$

Fuerza necesaria para realizar corte = **86,38 N** (Fuerza hallada anteriormente)

Con el fin de obtener un resorte con las características necesitadas, se hace uso nuevamente de la ecuación 1.4, y reemplazando los valores encontrados:

$$(2 * 18,32N) + 86,38N = -K * -6,00mm \rightarrow K = 20,5 \frac{N}{mm} = \mathbf{2,05 \frac{kg}{mm}}$$

NÚMERO DE PARTE LEE	DIÁMETRO EXTERIOR		DIÁMETRO DEL AGUJERO		DIÁMETRO DE ALAMBRE		CARGA APROX @ ALTURA SÓLIDA		LONGITUD SIN CARGA		CONSTANTE		ALTURA SÓLIDA		GRUPO DE PRECIO	
	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	MM	LBS.	KG	PULG.	MM	LBS/PULG.	KG/MM	PULG.	MM	M	S
LHC 148J 02									2.250	57.15	130.20	2.325	1.240	31.50	AK	AU
LHC 148J 03									2.500	63.50	115.45	2.062	1.360	34.54	AL	AW
LHC 148J 04									2.750	69.85	103.69	1.852	1.475	37.46	AL	AX
LHC 148J 05	1.095	27.81	1.125	28.58	.148	3.76	135.00	61.236	3.000	76.20	94.10	1.680	1.595	40.51	AM	AY
LHC 148J 06									3.500	88.90	79.42	1.418	1.830	46.48	AM	AZ
LHC 142H 06									4.000	101.60	53.00	0.945	2.140	54.36	AM	AX

Fig 36: selección resorte de cortado y posicionado en catálogo. (Leespring)

Ahora se requiere de un actuador neumático que cuente con la capacidad de contraer el resorte principal hasta el punto donde se posicionara el liner en la tapa es decir que el resorte principal deberá contraerse un máximo de 15mm.

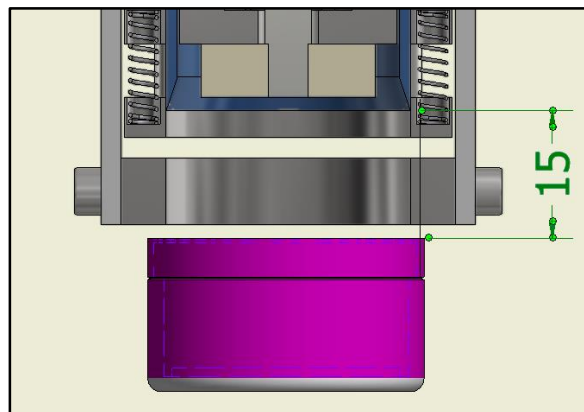


Fig 37: Distancia máxima de recorrido para resorte principal. (Realizado en Inventor®)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Fuerza total generada por el resorte principal en compresión (F_{RP}), utilizando la *ecuación 1.4*.

$$F_{RP} = -20.22 \frac{N}{mm} * -15 mm = -303.3 N$$

A parte de recorrer esta distancia, el actuador deberá tener la capacidad de superar la suma resultante de las fuerzas opuestas a la acción que realizará, las cuales son:

Fuerza resorte principal (F_{RP}) = 303.3 N

Fuerza resortes Pisadores ($F_{RR} \times 2$) = 36.64 N

Fuerza de corte = 86,38 N

Fuerza de inserción = 8,83 N

$$\sum \text{Fuerzas} = \mathbf{435,15 N = 97,83 lbf}$$

El cilindro neumático deberá superar el total de esta resultante, además se plantea trabajar con un factor de confiabilidad de 1.5 para generar seguridad y se trabajará con un 80% de eficiencia del equipo. Para calcular las dimensiones del actuador adecuado se hace uso de la *ecuación 1,1* y *ecuación 1,3*.

$$F_{Real} = P \times A \times \eta$$

$$97,83 lbf * 1.5 = 80 PSI \times A \times 0,8 \rightarrow A = 2,3 in^2$$

$$A_c = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{(A_c \times 4) / \pi} \rightarrow \sqrt{(2,3 in^2 \times 4) / \pi} = 1,71 in = \mathbf{43,47 mm}$$

A continuación se busca en un catálogo comercial un actuador que cumpla con las características halladas, por lo cual se encuentra la siguiente referencia de la marca Festo.

✓ **ADN-50-40-A-P-A**

Características básicas ☰

Función	ADN Cilindro compacto, de doble efecto, en base a ISO	
Diámetro del émbolo en mm	50 mm	★ ▼
Carrera en mm	40 mm	★ ▼
Rosca del vástago	A Rosca exterior	★ ▼
Amortiguación	P Anillos elásticos / placas de amortiguación en	★ ▼
Detección de la posición	A Para detector de posiciones	

Fig 38: Características del actuador neumático comercial. (Festo, s.f.)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3.2.3. SISTEMA ALIMENTADOR DE POLIESTIRENO

Es un sistema que tiene como función abastecer al equipo con cinta de poliestireno, que es el material del cual se fabrican los sellos de las tapas, este material viene en carretas para tener una manipulación más fácil y controlada. El sistema de alimentación debe tener la capacidad de desenvolverse automáticamente y abastecer la maquina constantemente.

El equipo tiene dos elementos principales para garantizar un buen desempeño y estos son el equipo de rotación de la cinta y el sistema que controla el halado de la cinta.

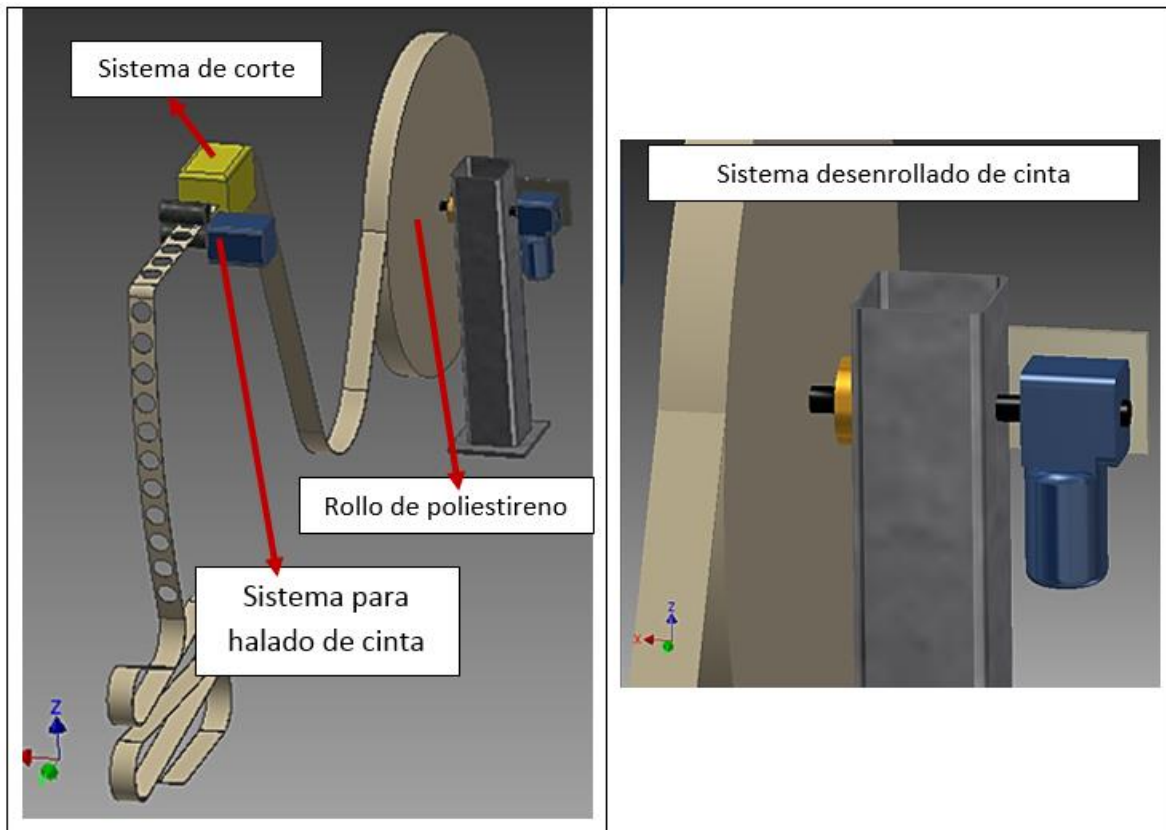


Fig 39: Partes del sistema de alimentación de poliestireno. (Realizado en Inventor®)

Diseño de sistema de desenrollado de cinta

El sistema de desenrollado de cinta es importante dado que al desenrollar la cinta se asegura que el material se encuentra completamente destencionado, evitando asi las

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

posibles rupturas de la cinta al momento de halar o tirar de la cinta, asegurando un funcionamiento adecuado de todo el sistema.

En esta sección de la máquina el elemento más crítico es el eje que soporta la carga, para el desarrollo de este diseño se plantea trabajar con un acero AISI 1020, dado que es un elemento económico, de fácil maquinabilidad y de acuerdo al trabajo que desempeñará, no estará ligado a cargas demasiado grandes, por lo que se considera como una opción acertada.

Para iniciar con el diseño se hallan las longitudes del eje, en el sistema de desenrollado de la cinta, según el esquema planteado. También se conocen los datos del rollo de cinta de poliestireno, que cuenta con un ancho de cincuenta milímetros [50 mm] y con una masa de nueve kilogramos [9 kg].

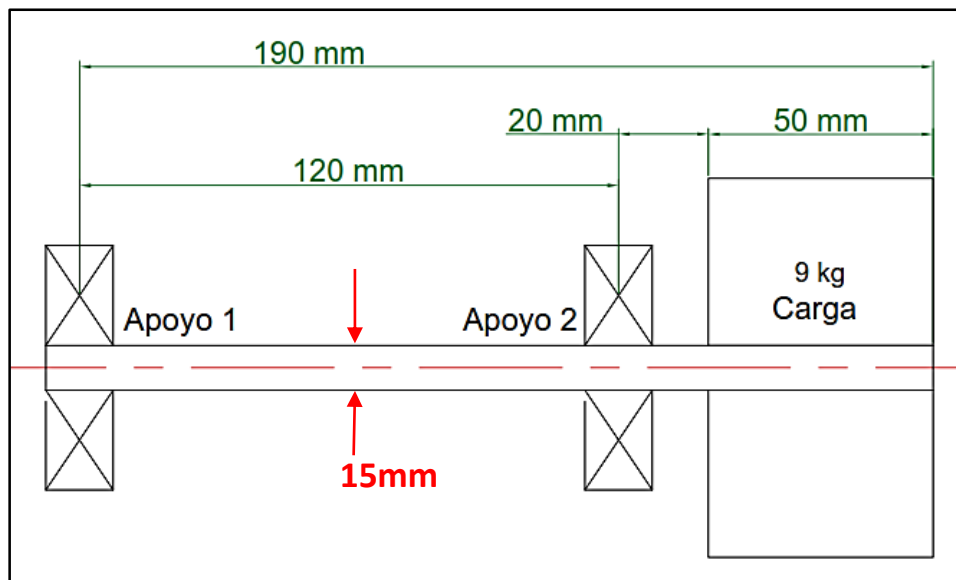


Fig 40: Dimensiones de eje y distribución de carga representada por la cinta de poliestireno.

(Realizado en Autocad®)

Según los parámetros, el tipo de trabajo que realizará la máquina y la clase de carga, se deduce que el torque es mínimo ya que es una carga completamente libre, el factor más relevante y preocupante es la flexión que se produce debido a la carga en el eje, siendo este

el principal factor para prestar atención; por tal motivo se desea verificar las dimensiones del eje para comprobar que el eje pueda soportar esta carga.

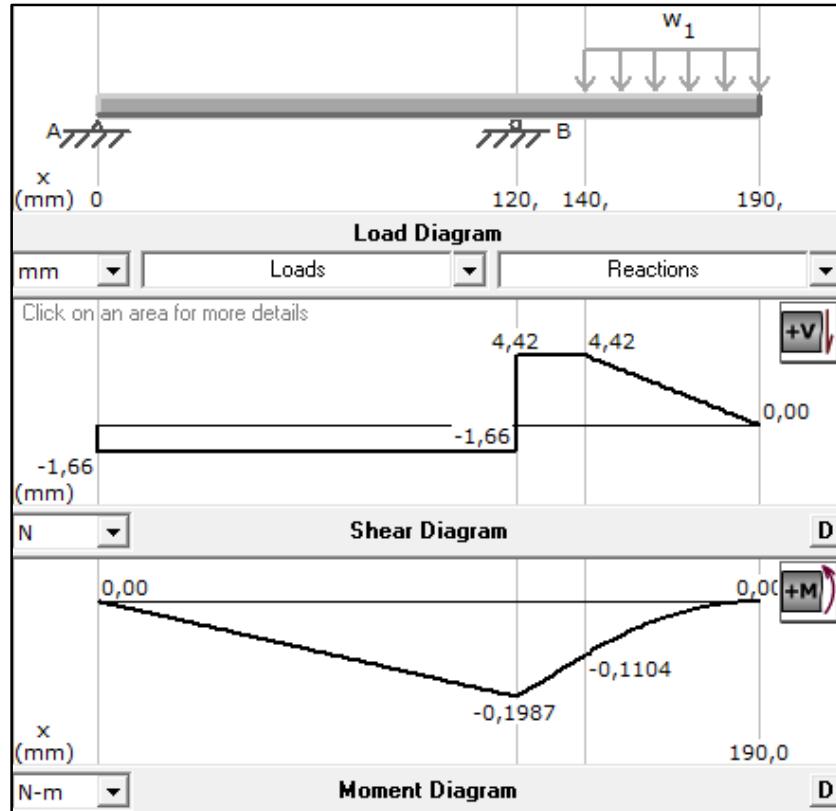


Fig 41: Diagrama de fuerzas cortantes y diagrama de momento flector (MDSolids).

El eje planteado para realizar la función tiene un diámetro de quince milímetros [15 mm], por lo tanto:

- Momento de inercia para una sección transversal circular

$$I_x = \frac{\pi * r^4}{4} \rightarrow \text{Ecuación 1.5}$$

Donde I_x : Momento de Inercia [m^4]
 r : Radio [m]

$$I_x = \frac{\pi * (7.5 \times 10^{-3} m)^4}{4} = 2.485 \times 10^{-9} m^4$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Por lo tanto el esfuerzo normal máximo será

$$\sigma_{mf} = \frac{M * C}{I} \rightarrow \text{Ecuacion 1.6}$$

Donde σ_{mf} : Esfuerzo normal máximo [Pa]
 M: Momento flector máximo [N.m]
 C: Centroide [m]
 I: Momento de inercia [m⁴]

$$\sigma_{mf} = \frac{(0.199 \text{ N.m}) * (7.5 \times 10^{-3} \text{ m})}{2.485 \times 10^{-9} \text{ m}^4} = 600603.6 \text{ Pa} \approx \mathbf{0,6 \text{ MPa}}$$

Como la sección transversal es circular y simétrica, indica que el esfuerzo normal a tensión y a compresión, son iguales.

- El esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{cm} = \frac{V * Q}{I * T} \rightarrow \text{Ecuacion 1.7}$$

Donde τ_{cm} : Esfuerzo normal máximo a flexión [Pa]
 V: Fuerza cortante vertical [N]
 Q: Primer momento de Área con respecto al eje neutro [m³] ver **Fig 32**
 I: Momento de inercia [m⁴]
 T: Espesor de la sección a la elevación considerada (m)
 (Ferdinand, Russell, John , & David)

$$Q = A' * \bar{Y} \rightarrow \text{Ecuacion 1.8}$$

Donde Q: Primer momento de Área con respecto al eje neutro [m³] ver **Fig 32**
 A': Área con respecto al eje neutro [m²]
 \bar{Y} : centroide de A' (m)
 (Ferdinand, Russell, John , & David)

- El esfuerzo cortante máximo se encuentra en el centro del elemento, por lo tanto la sección transversal correspondiente para calcular esfuerzo cortante será la siguiente:

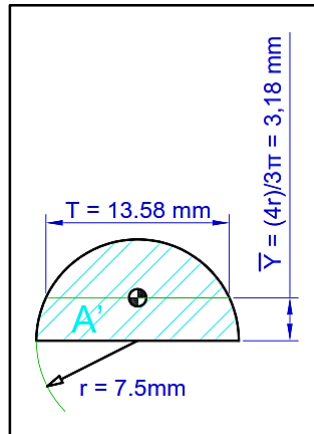


Fig 42: medidas de sección. (Realizado en Autocad®)

- Se halla el Primer momento de Área con respecto al eje neutro o Q, usando la ecuación.

$$Q = A' * \bar{Y}$$

$$Q = \left(\frac{\pi * r^2}{2} \right) * \bar{Y} = \left(\frac{\pi * (7.5 \times 10^{-3} m)^2}{2} \right) * 3,18 \times 10^{-3} m = 2.74 \times 10^{-7} m^3$$

- Reemplazando valores en la ecuación se tiene que

$$\tau_{cm} = \frac{(4,42 N) * (2.74 \times 10^{-7} m^3)}{(2.485 \times 10^{-9} m^4) * (13,58 \times 10^{-3} m)} = 35887 Pa \approx 35.9 kPa$$

Según los materiales referenciados en la **tabla 5**, el acero a AISI 1020 cumple a la perfección con los requerimientos de resistencia.

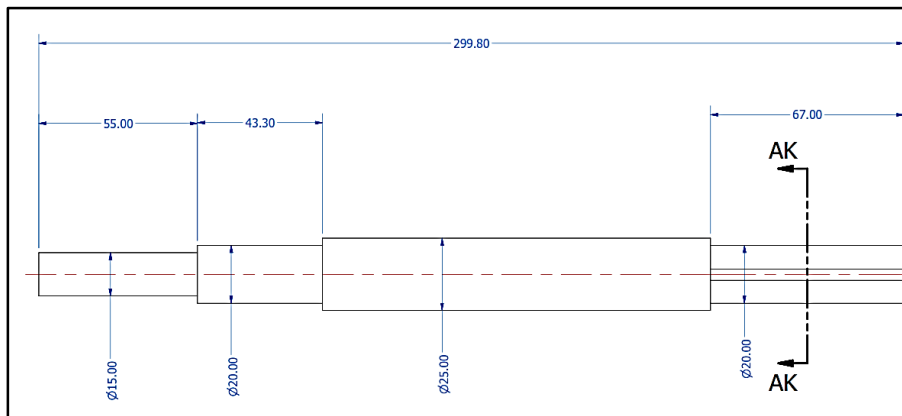


Fig 43: Dimensiones estándares finales del eje de desenrollado de cinta. (Realizado en Inventor®)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Sistema para halado de cinta de poliestireno

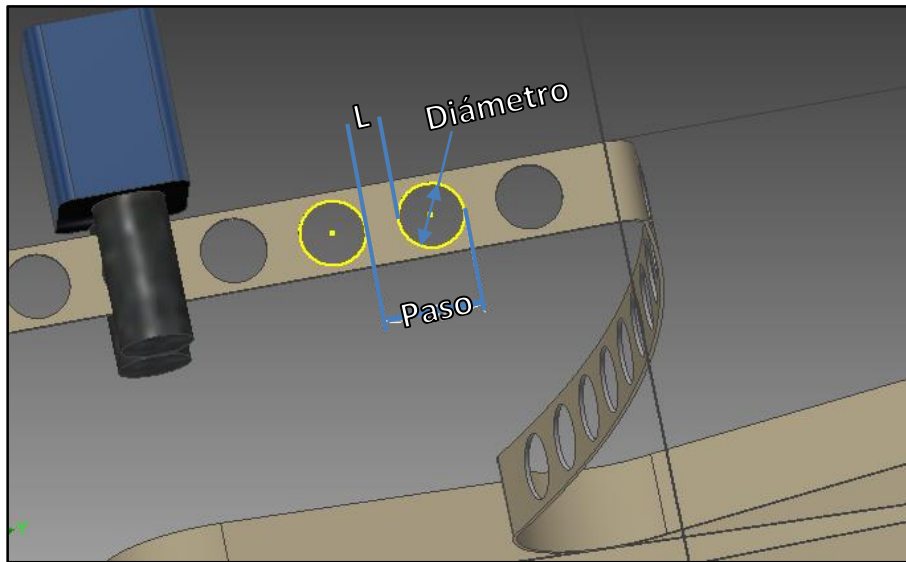


Fig 44: Paso de corte para la cinta. (Realizado en Inventor®)

Para el funcionamiento de este sistema es importante calcular el *paso de corte para la cinta*, ya que de este proceso dependerá la cantidad de desperdicio que generará la máquina, este desperdicio a lo largo del tiempo se convertirá en un factor importante en el desempeño de la máquina, dado que un desperdicio mínimo representa ganancias para el usuario.

Para calcular el paso del sistema, se cuenta con los siguientes valores:

Diámetro del liner = 36,5 mm

Longitud de desperdicio (L) = 5 mm, ver **Fig 44**.

Con base a lo anterior, el paso estará dado por la suma de estas dos distancias, es decir:

$$Paso = 36.5mm + 5.0mm = 41.5mm$$

El equipo principal que se encargara de esta función es un motor paso a paso, las especificaciones de éste, son las mismas del motor utilizado para mover el disco giratorio de la *matriz de corte y posicionamiento*, de la sección anterior, ver **Fig 26**. Según el paso estimado para realizar el corte de la cinta, se plantea que, por cada revolución del motor,

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

la cinta deberá recorrer una distancia de cuarenta y uno punto cinco milímetros (41.5mm), para calcular el diámetro indicado del cilindro de halado, se usa la ecuación del perímetro de una circunferencia y de esta manera hallar la dimensión del dispositivo de manera que permita obtener este recorrido por cada vuelta generada.

$$P = 2\pi * r \rightarrow \text{Ecuación 1.9}$$

Donde P : Perímetro [mm]
 r : radio [mm]

El perímetro, en este caso para una circunferencia, se refiere a la línea que forma el contorno de la superficie, el cilindro que se empleará para esta función cuenta con una sección transversal circular, por lo tanto en una revolución del motor que genera el movimiento, el recorrido será igual al perímetro. Sabiendo y reemplazando valores en la *ecuación 1.9*, se tiene que:

$$41,5mm = 2\pi * r \rightarrow r = 6,605mm \rightarrow \text{Diametro} = \mathbf{13,2mm}$$

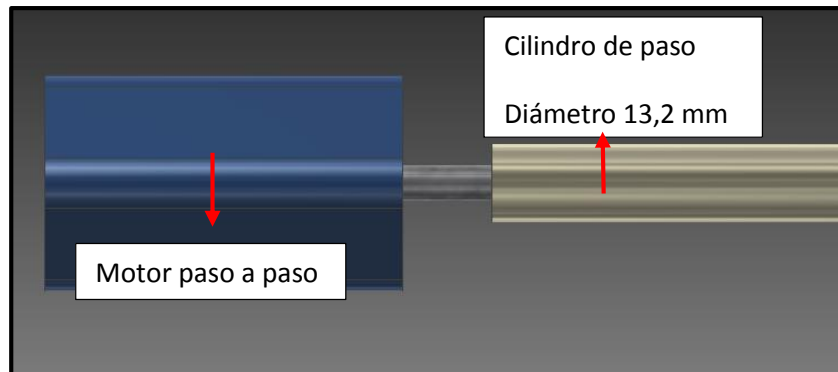


Fig 45: Motor paso a paso y cilindro de paso. (Realizado en Inventor®)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

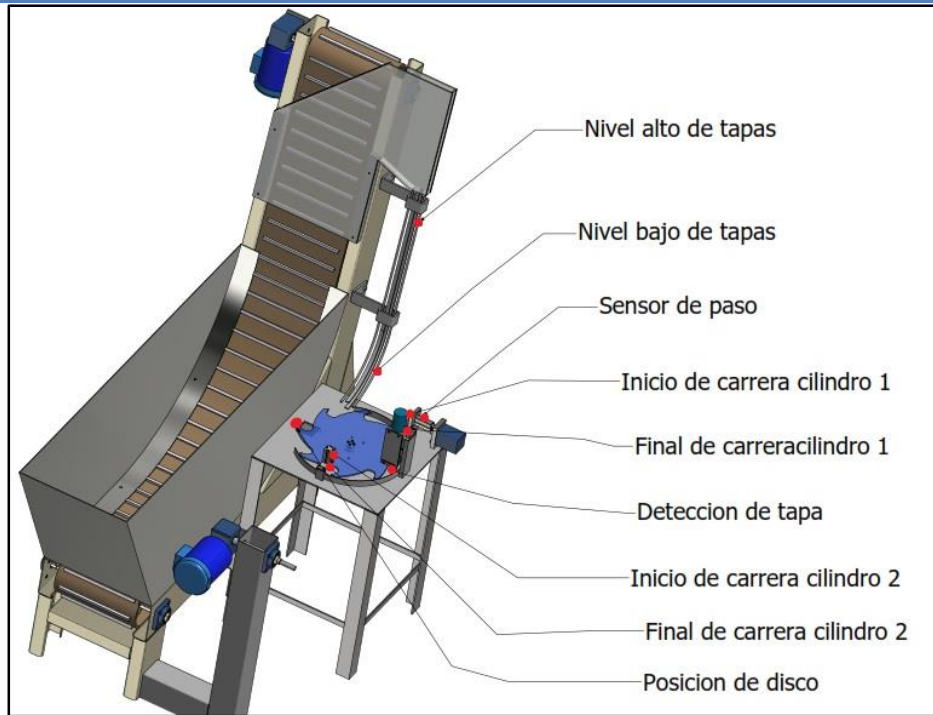


Fig 46: Distribución de sensores, para detección de posicionamiento.

Con la intención de unificar el sistema mecánico desarrollado con elementos utilizados generalmente para el control y poder trabajar en conjunto, se puede disponer de los elementos de detección mostrados en la **figura 46**:

Nivel alto de tapas: Este elemento puede ir integrado o programado con un temporizador, cuando se detecte un tiempo determinado la presencia de tapas, significa que el equipo tiene una cantidad suficiente de tapas, produciendo la señal de parada de la banda transportadora.

Nivel Bajo de tapas: El dispositivo tiene la función enviar una señal cuando el sistema se encuentre sin tapas, esta señal enviada indica el funcionamiento de la banda.

Sensor de paso: la función de este detector es verificar la posición del eje de halado de cinta, es decir que estará el perímetro del eje, para garantizar un paso de cinta adecuado.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Inicio de carrera cilindro 1: Este elemento detecta la posición alta del cilindro, se puede utilizar como elemento de seguridad, para evitar el choque de la máquina, es decir que solo funcione cuando este se encuentre retraído.

Final de carrera cilindro 1: el sensor informa el momento preciso cuando el cilindro alcanza su nivel máximo, que sería en la acción de corte y posicionado.

Detección de tapa: es un elemento necesario, ya que en el encargado de enviar la señal de que la tapa se encuentra en posición, es el principal elemento para ejecutar la acción.

Inicio de carrera cilindro 2: cuando el dispositivo detecta la posición alta del cilindro, al igual que el cilindro 1, se puede utilizar como elemento de seguridad, para evitar el choque de la máquina también sirve como indicador, de posición correcta listo para su eventual salida.

Final de carrera cilindro 2: el dispositivo envía la señal en momento de su máxima retracción, garantizando una inserción satisfactoria del Liner.

Posición de disco: la matriz circular contará con elementos metálicos o de fácil lectura alrededor de su circunferencia , los elementos se estarán distribuidos de forma equidistante, permitiendo que la lectura siempre sea en el lugar preciso, la señal generada por este elemento, indica la posición correcta de la matriz circular.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

- Se realiza diseño mecánico de una maquina ensambladora de sellos para tapas, un trabajo enfocado para la empresa MM, se entregan planos y un esquema de control planteado, para el posterior funcionamiento. El esquema planteado muestra un equipo pequeño, compacto y con posibles buenas prestaciones, un posible inconveniente encontrado es que los dispositivos quedan muy expuestos y pueden estar propensos a daños.
- Se realiza el planteamiento inicial de las funciones que pretende llevar la máquina, este proceso es de vital importancia porque de este enfoque depende el desempeño final de todo equipo.
- Se concluye con el diseño asistido por computadora, diseños que además de presentarse visualmente, están soportados con bases técnicas y de cálculos.
- El sistema de control se encuentra esquematizado con sus posibles funciones dentro del proceso, en donde se pretende generar una acople armónico donde interactúen y se relacionen, los instrumentos de control con los movimientos mecánicos generados por las piezas.
- Se presentan planos acordes a los esquemas planteados durante todo el proceso de desarrollo del proyecto.
- Finalmente se realiza simulación de funcionamiento de la máquina, donde se detallan los principales movimientos que genera el diseño en cuestión.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

REFERENCIAS

Budynas, R. G., & Nisbett, K. J. (s.f.). *Diseño en ingeniería mecánica* (Octava ed.). Mc Graw Hill. Recuperado el 18 de Febrero de 2019

Cap Lining Machines. (s.f.). Recuperado el 15 de 10 de 2018, de Auting.com: <http://www.ating.com/products/lining-machines.html>

Ferdinand, B., Russell, J., John , D. T., & David , M. F. (s.f.). *Mecánica de materiales* (quinta ed.). Mc Graw Hil. Recuperado el Octubre de 2019

Festo. (s.f.). *Festo.com*. Recuperado el 20 de Febrero de 2019, de https://www.festo.com/cat/es-co_co/products_010200

Guillermo, P. (s.f.). *Analisis Morfológico y matriz de analisis*. Recuperado el 6 de agosto de 2018, de Analisis Morfológico y matriz de analisis: <https://omarjcm.wordpress.com/2012/02/27/lista-de-atributos-analisis-moroflogico-matriz-de-analisis/>

Ingeniería del diseño. (s.f.). Recuperado el 6 de abril de 2019, de Ingeniería del diseño: <https://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/6837/05Jcb05de16.pdf>

Kosow, I. L. (1993). *Maquinas Electricas y Transformadores*. Pearson Educacion. Recuperado el 4 de Febrero de 2019

Leespring. (s.f.). Recuperado el 3 de marzo de 2019, de <https://www.leespring.com/downloads/mx/2016/Catalogo%20Final%20Serie%2023.pdf>

Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de maquinas* (cuarta ed.). Pearson educacion. Recuperado el 3 de Septiembre de 2018

Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de maquinas*. Pearson educacion. Recuperado el 5 de septiembre de 2018

Moverica. (s.f.). *Moverica.com*. Recuperado el 7 de Febrero de 2019, de <https://www.moverica.com/motores-electricos/paso-a-paso/pap-paso-a-paso-motores/hs200-2231-0210-ax04-1403>

Perfiles y Vigas SAS. (s.f.). *PerfilesyVigas.com*. Recuperado el 15 de 12 de 2018, de www.perfilesyvigas.com/images/pdf/perfiles_phr.pdf

Roberto Espinoza. (s.f.). *Benchmrking*. Recuperado el 10 de febrero de 2019, de <https://robertoespinoza.es/2017/05/13/benchmarking-que-es-tipos-ejemplos/>

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22


Supplier Homepage. (2016). *[Hot Item] 2016 Hot Sell Automatic Cap Lining Machine*. Recuperado el 25 de 4 de 2018, de Made-in-China.com: <https://utechmachine.en.made-in-china.com/product/SvgnzhFOpskC/China-2016-Hot-Sell-Automatic-Cap-Lining-Machine.html>

Tsubaki Group. (s.f.). *Tsubaki Chain Co.* Obtenido de <http://tsubakimoto.com/power-transmission/reducer-variable-speed-drive/gear-motor/small/csma/>

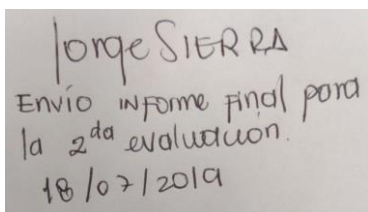
U Tech. (s.f.). Recuperado el 3 de 10 de 2018, de Zhangjiagang U Tech Machine Co. Ltd: <https://utechmachine.en.made-in-china.com/product/SvgnzhFOpskC/China-2016-Hot-Sell-Automatic-Cap-Lining-Machine.html>

UNI Chains. (s.f.). *Directindustri*. Recuperado el 5 de 01 de 2019, de <http://pdf.directindustry.es/pdf/uni-chains/catalogo-bandas/14993-22433.html>

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

FIRMA ESTUDIANTES _____ 

Luciano Cordoba Jimenez.

FIRMA ASESOR _____ 

FECHA ENTREGA: 18-07-2019

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD _____

RECHAZADO___ ACEPTADO___ ACEPTADO CON MODIFICACIONES___

ACTA NO. _____

FECHA ENTREGA: _____

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD _____

ACTA NO. _____

FECHA ENTREGA: _____