

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTOS

1.1 INTRODUCCIÓN

La automatización parcial en la industria proporciona un incremento de eficiencia. En el caso específico de este proyecto, el diseño de un sistema de alimentación semiautomático para una etiquetadora de enlatados permitirá, en caso de ser implementado: reducir y reubicar la mano de obra, controlar de manera más precisa los tiempos de producción, mejorar la presentación del producto y utilizar de manera óptima la capacidad de las máquinas etiquetadoras.

La realización de este proyecto permitirá dar una idea clara del proceso que se va a automatizar parcialmente; mediante una matriz de selección se podrá elegir los dispositivos más adecuados que conformarán el sistema de alimentación semiautomático. El diseño de los distintos sistemas estará basado en cálculos, razones técnicas y factibilidad de construcción. Además, se seleccionarán mediante catálogos y sugerencias de proveedores confiables, los elementos eléctricos, neumáticos y de control constitutivos de este sistema.

Con el fin de dar una visión clara del funcionamiento y las capacidades del sistema de alimentación semiautomático, el paquete Working Model simulará los distintos mecanismos en funcionamiento, mientras el paquete Solid Works verificará el diseño mediante el análisis de esfuerzos.

Se presentarán los planos de: conjunto, despiece, montaje y eléctricos, para complementar esta visualización de manera más técnica.

El análisis económico y financiero del proyecto brindará información valiosa acerca de la factibilidad de construcción e implementación de este proyecto.

1.2 ANTECEDENTES

La línea de abastecimiento de las distintas etiquetadoras de la empresa en la cual se pretende implementar este sistema, es totalmente manual. Consiste en una mesa en la cual tres personas bajan las latas de los *palets* a la mesa, cinco personas se encargan de limpiar la base y la tapa de la lata y finalmente una persona abastece manualmente la etiquetadora.

Este proceso proporciona 48 latas por minuto etiquetadas, pero con la implementación de la línea semiautomática de alimentación constante hacia la etiquetadora, se pretende incrementar la velocidad de etiquetado en un 56% y aprovechar (en el caso de las latas de 410 gramos) un 94 % de la capacidad que ofrece la máquina etiquetadora. El sistema proveerá (en el caso de las latas de 1 kilogramo) un mínimo de 75 latas por minuto.

1.3 JUSTIFICACIÓN

La exportación de productos no tradicionales, como en este caso, los corazones de palmito y la exportación en general, son pilares de la economía de nuestro país.

Por tanto, su permanencia en el mercado internacional depende en gran parte de dos factores: la eficacia con que la empresa cumpla la demanda impuesta por el mercado internacional y la calidad del producto.

En este caso, se pretende mejorar la velocidad con la que el producto se abastece para ser etiquetado. Esto junto con otros proyectos complementarios, mejorarán la eficiencia de entrega del producto embalado y etiquetado.

Con el desarrollo de este proyecto, Talleres Cárdenas (entidad que financia el proyecto) es el beneficiario directo y a través de él, la empresa Inaexpo. Además, muchas empresas medianas y pequeñas resultarían favorecidas si este sistema se incorporara a su proceso de producción.

1.4 OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema de abastecimiento semiautomático de enlatados para que Talleres Cárdenas lo ofrezca a la Empresa Inaexpo y para que ésta, a su vez, aproveche en un 94% la capacidad de etiquetado de las máquinas que posee, con el incremento de la velocidad de abastecimiento hacia la etiquetadora, de un promedio de 48 unidades a 75 unidades por minuto.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Describir de forma general los aspectos involucrados con el proyecto.
- Determinar la alternativa de mayor conveniencia acorde con los requerimientos del sistema.
- Diseñar los mecanismos que constituyen las distintas fases del abastecimiento, con enfoque al flujo de producto hacia la etiquetadora.
- Efectuar una selección de los elementos idóneos constitutivos del sistema, acorde a los requerimientos del diseño.
- Verificar los parámetros de diseño y simular la sincronización de las distintas fases del abastecimiento, mediante el paquete COSMOS Works.
- Realizar un análisis de los costos del proyecto, versus los beneficios que se obtendrán.
- Concluir de acuerdo con los resultados y experiencias obtenidas.

1.5 ALCANCE

Diseñar para Talleres Cárdenas un sistema de abastecimiento semiautomático que será puesto en consideración de la empresa Inaexpo para ser utilizado como complemento de las máquinas etiquetadoras que la empresa posee.

El proyecto termina con el diseño de este sistema de embalaje. La construcción y comercialización quedarán a cargo de Talleres Cárdenas, empresa que proporciona el financiamiento del proyecto.

El sistema ha ser diseñado funcionará de la siguiente manera:

En primera instancia un sistema de elevación gradual recepta el palet traído por un montacargas.

Luego el palet es descargado mediante la interacción del sistema gradual de elevación y un sistema neumático, el primero pone al nivel de una banda transportadora al primer grupo de enlatados, el segundo traslada los enlatados hacia el transportador, el proceso se repite hasta que el palet es descargado completamente.

La banda transportadora en primera instancia es ancha y traslada un gran grupo de enlatados, este grupo de enlatados es pasado a un sistema rotativo que permite hacer una sola hilera, en esta parte el transportador se vuelve angosto, lo suficientemente ancho para que un enlatado pueda ser contenido.

Una vez que la hilera de enlatados avanza por medio de la banda transportadora, estos son limpiados por medio de cepillos, luego se llega a un virador donde son volteados 90° para que pueda entrar en la posición adecuada a la etiquetadora.

1.6 DIAGNÓSTICO DEL SISTEMA ACTUAL DE ABASTECIMIENTO

Luego de la visita a la planta procesadora de palmito Inaexpo, se observó el siguiente proceso de abastecimiento:

- La descarga de los palets hacia una mesa necesita de tres personas.
- En la meza, los enlatados necesitan limpieza en su base y en su tapa, de esta tarea se encargan cinco personas.
- Las latas limpias son llevadas cerca de la etiquetadora con un empujón de los encargados de la limpieza, en este punto una persona se encarga de encarrilar las latas y alimentar de esta forma la etiquetadora.

El proceso manual de abastecimiento produce las siguientes consecuencias:

- La descarga, transporte y limpieza manual ocupan un exceso de mano de obra que puede ser reubicado en otros sectores del proceso, como por ejemplo: en la limpieza del producto o se puede prescindir de él para no encarecer el proceso.
- Debido al abastecimiento manual, las etiquetadoras no son utilizadas eficientemente, pues el abastecimiento no es constante.
- El proceso manual permite un promedio de 48 latas etiquetadas por minuto.

CAPÍTULO 2

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO

2.1 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE RECEPCIÓN

2.1.1 TIPOS DE SISTEMAS DE RECEPCIÓN

2.1.1.1 Elevador electro hidráulico de Tijera

Un pistón hidráulico acciona un sistema de tijera que eleva una plataforma, ver (Figura 2.1).

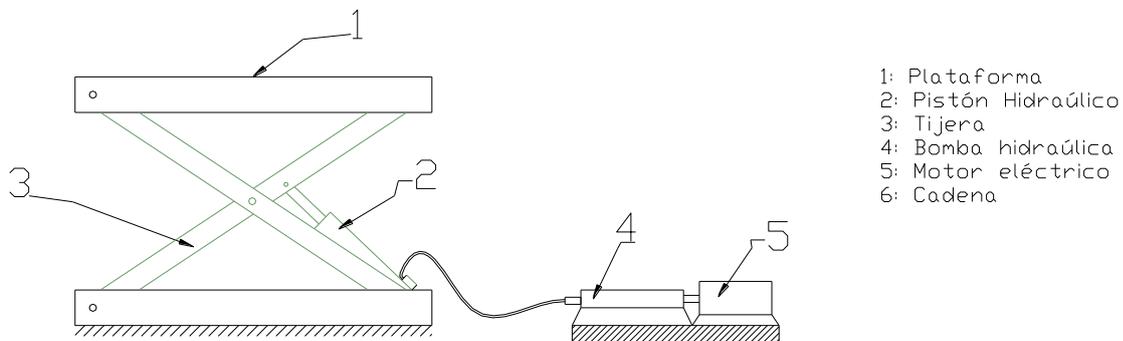


Figura 2.1 Esquema del elevador electro hidráulico de tijera

2.1.1.2 Elevador electromecánico de Cadena

Un motor reductor eléctrico mueve un sistema de cadenas y piñones que elevan una plataforma guiada por ruedas sobre dos rieles, ver (Figura 2.2).

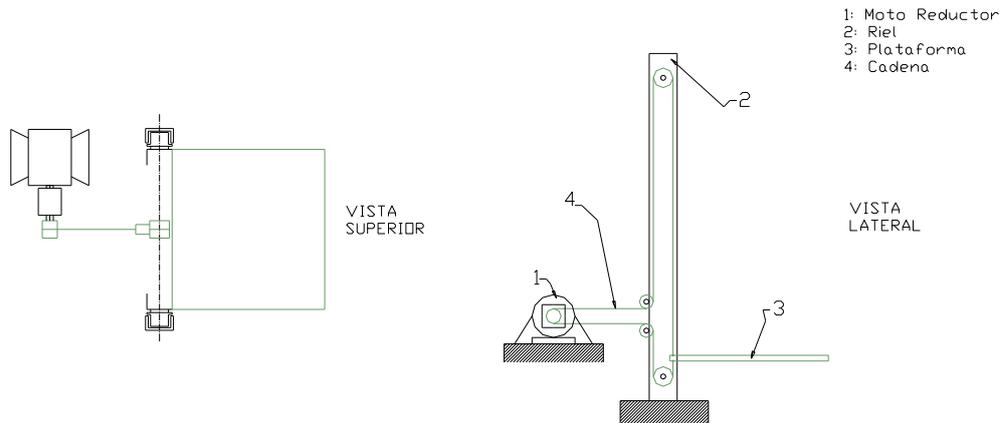


Figura 2.2 Esquema del elevador electromecánico de cadena

2.1.1.3 Elevador electromecánico de Cable

El motor reductor eléctrico se activa para enrollar un cable de acero alrededor de un tambor, el cable eleva una jaula guiada por ruedas sobre rieles, ver (Figura 2.3).

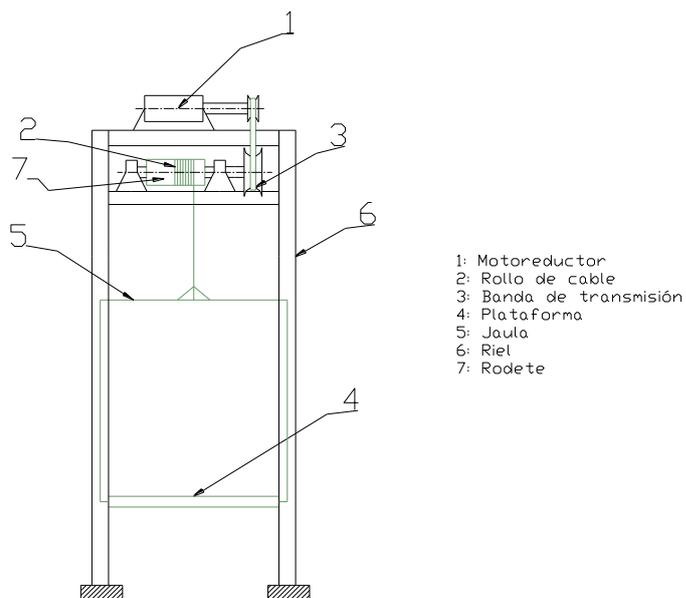


Figura 2.3 Esquema del elevador electromecánico de cable

2.1.2 CARACTERÍSTICAS

2.1.2.1 Elevadores electro hidráulicos de Tijera

El pistón y la bomba hidráulicos necesarios para el accionamiento de este sistema encarecen notablemente el costo del elevador.

La construcción del elevador de tijeras requiere maquinar piezas robustas las cuales conforman las tijeras.

La instalación del elevador de tijera no requiere de obra civil, y los elementos de anclaje mecánicos pueden ser simplemente pernos.

Los elevadores de tijera necesitan una gran fuerza para iniciar la elevación desde la posición de totalmente plegado.

En cuanto a fiabilidad todos los elementos de este sistema son robustos y con mantenimiento no presentan dificultad.

Este tipo de elevadores ocupa espacios reducidos, además se lo puede cargar por cualquiera de los cuatro costados de la plataforma.

El elemento que más cuidados necesita es el sistema eléctrico, por la sucesión alta de arranques y paradas.

2.1.2.2 Elevadores electromecánicos de Cadena

En cuanto a costo el elevador de cadena contiene en su totalidad partes que se consiguen fácilmente en el mercado nacional y el motor reductor es el único elemento costoso, por esta razón su costo es bajo.

La construcción del elevador de cadena requiere procesos de manufactura simples. La instalación requiere obra civil, para colocación de los rieles que permiten la elevación de la plataforma.

La cadena asegura tracción total y durante la elevación no se tiene ningún ángulo a vencer.

Se necesita mayor espacio que el anterior sistema debido a los rieles de elevación.

La fiabilidad y el mantenimiento requeridos son similares al sistema anterior.

2.1.2.3 Elevadores electromecánicos de Cable Enrollado

La construcción de una jaula, la estructura que soporta el motor encarecen este tipo de sistema normalmente usado como elevador de carga en edificios.

A pesar del gran número de partes, la construcción de este sistema no presenta dificultades.

La instalación presenta problemas en la colocación de los rieles de elevación, en el armado y centrado del cable, la colocación del motor y el centrado de la banda que une el rodete con el motor.

La presencia de la jaula para la elevación de la plataforma causa de que el espacio ocupado sea mayor que en los dos anteriores sistemas.

Este sistema ya en operación presenta las mismas prestaciones que el sistema de cadena, en lo que se refiere a operación, fiabilidad y mantenimiento.

2.1.3 Matriz de decisión

Codificación:

Elevadores electro hidráulicos de Tijera: E1

Elevadores electromecánicos a cadenas de rodillos: E2

Elevadores electromecánicos a cable enrollado: E3

Ponderación:

Alto: 1

Medio: 2

Bajo: 3

Matriz

	E1	E2	E3
Costo	1	3	2
Facilidad de Construcción	3	3	2
Facilidad de Instalación	3	3	2
Frecuencia de Mantenimiento	2	2	2
Espacio Ocupado	3	2	1
Fiabilidad	3	3	3
Facilidad de Elevación	2	3	3
Resultados	17	19	15

De acuerdo a la sumatoria el sistema más adecuado es el Elevador Electromecánico de Cadena de rodillos especialmente por su bajo costo, fiabilidad y facilidad de construcción.

2.2 ANÁLISIS DEL MECANISMO DE DESCARGA DE PALETS

2.2.1 TIPOS DE MECANISMOS DE DESCARGA

2.2.1.1 Sistema de Tope mecánico

El sistema de tope mecánico funciona con un motor eléctrico que desplaza una cadena sujeta a un tope que a su vez se encarga de desplazar las latas fuera del palet hacia la siguiente parte del proceso, ver (Figura 2.4).

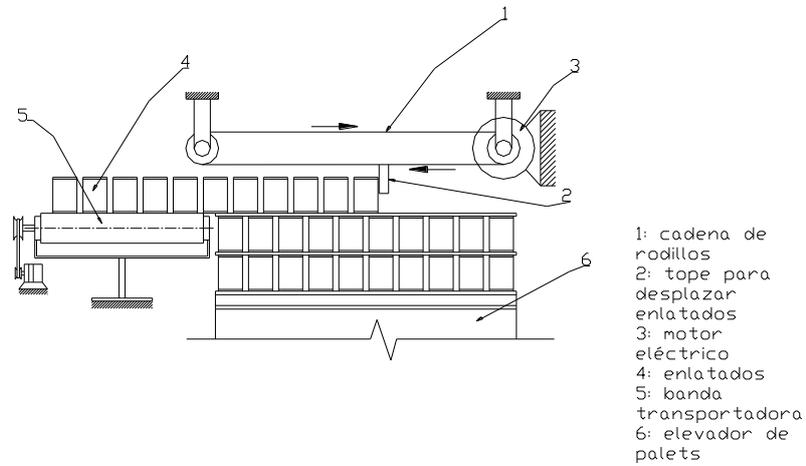


Figura 2.4 Esquema del sistema de tope mecánico

2.2.1.2 Sistema de Pistón Neumático

Este sistema es simple y mueve los enlatados fuera del palet hacia la siguiente parte del proceso mediante un pistón neumático, ver (Figura 2.5).

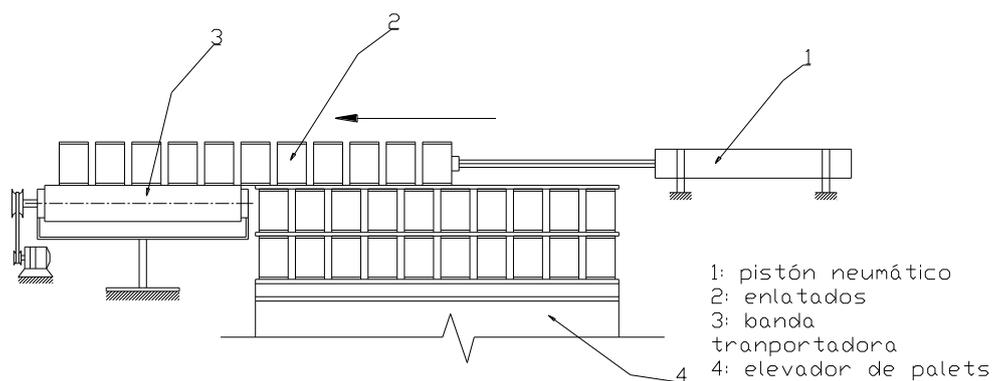


Figura 2.5 Esquema del sistema de pistón neumático

2.2.1.3 Descarga Manual

La descarga manual se debe realizar con la ayuda de dos personas debido a las dimensiones del palet, ver (Figura 2.6).

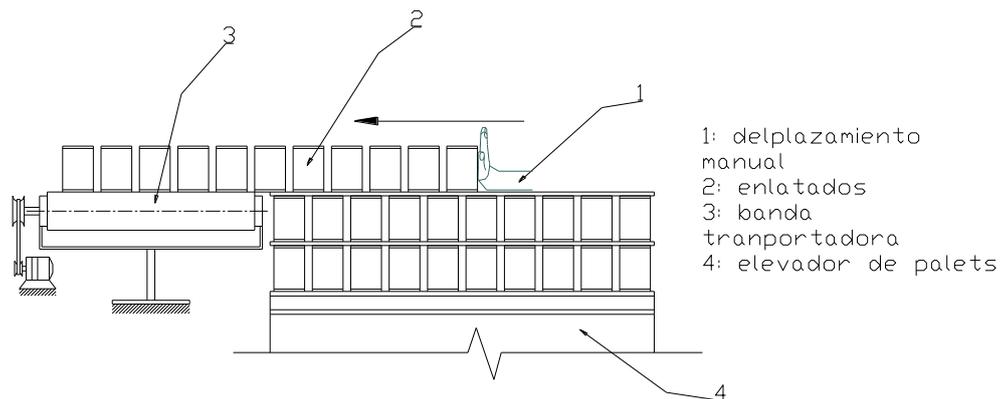


Figura 2.6 Esquema de descarga manual

2.2.2 Características

2.2.2.1 Sistema de Tope Mecánico

En cuanto a costo este sistema no puede resultar muy conveniente, pues hace falta un motor eléctrico unido a un variador de frecuencia pues este sistema tiene que sincronizarse con la siguiente fase del proceso.

Este sistema necesita un sistema que permita invertir el giro del motor una vez desplazada la carga, además el tope requiere de guías, pues la cadena ofrece impulso más no estabilidad.

El espacio necesario para todo este sistema puede resultar muy amplio y complicar su instalación.

La necesidad de un motor de baja potencia puede ser difícil de conseguir en el mercado nacional. Un sistema de cadena puede ocasionar ruido excesivo.

En cuanto a mantenimiento este sistema necesita de cuidados en el sistema eléctrico, por las paradas y arranques constantes del motor, así como cuidados en las partes mecánicas que necesitan lubricación.

2.2.2.2 Sistema de Pistón Neumático

El sistema de pistón neumático tiene un costo cercano al sistema mecánico.

La automatización del pistón ofrece una gran variedad de posibilidades de fácil implementación, su instalación no presenta complicaciones, y el espacio que ocupa es considerablemente menor al sistema anterior.

La empresa Inaexpo, posee una línea neumática que puede ser aprovechada para poner en funcionamiento el pistón.

El sistema neumático no requiere de mantenimiento continuo pues está diseñado para funcionar con ciclos repetitivos.

2.2.2.3 Descarga Manual

La descarga manual es una opción pero no se acopla a los objetivos de este proyecto, pues se trata de reubicar al mayor número de personas en otras áreas de la planta procesadora de palmito.

La descarga manual puede ocasionar una baja en la eficiencia del proceso pues la sincronización con el resto del proceso puede verse afectada.

El costo a largo plazo de la mano de obra utilizada puede volver costoso el proceso.

2.2.3 MATRIZ DE DECISIÓN

Codificación:

D1: Sistema de Tope Mecánico

D2: Sistema de Pistón Neumático

D3: Descarga Manual

Ponderación:

Alto: 1

Medio: 2

Bajo: 3

	D1	D2	D3
Bajo Costo	2	2	3
Facilidad de Construcción	2	3	3
Facilidad de Instalación	2	3	2
Frecuencia de Mantenimiento	2	2	2
Espacio	1	2	1
Fiabilidad	2	3	2
Adaptabilidad con el resto de sistemas	2	3	2
Resultados	13	18	15

De acuerdo a los resultados obtenidos el sistema más adecuado es el Pistón Neumático que cumple con todos los requerimientos planteados en los objetivos de este proyecto.

2.3 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE LIMPIEZA

En este punto cabe aclarar que el objetivo del sistema de limpieza apunta hacia la base y la tapa del enlatado, en el caso de los frascos este sistema no es necesario.

2.3.1 TIPOS DE SISTEMAS DE LIMPIEZA

2.3.1.1 Sistema de Cepillos horizontales

Los cepillos horizontales están dispuestos de manera transversal a lo largo de la banda transportadora, estos funcionan mediante un motor eléctrico y transmisión de movimiento por bandas, ver (Figura 2.7).

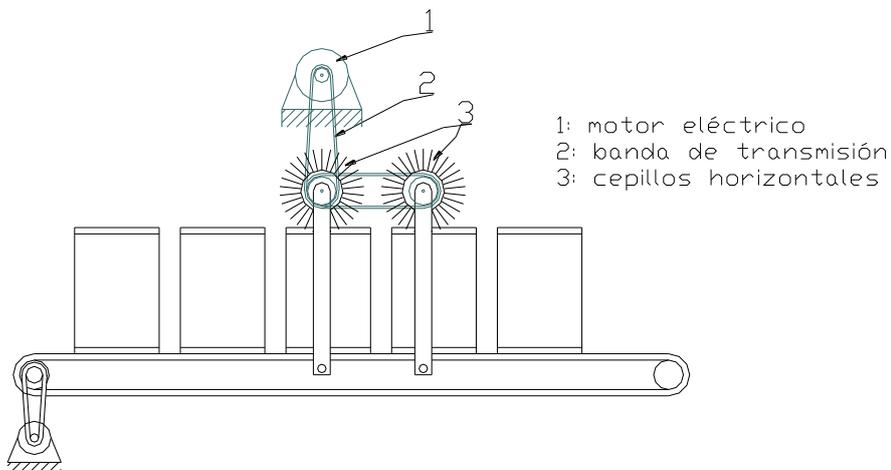


Figura 2.7 Esquema del sistema de cepillos horizontales

2.3.1.2 Sistema de Cepillos verticales

Estos cepillos se colocan de manera directa con las cerdas alineadas longitudinalmente con los enlatados, este sistema también necesita un motor eléctrico para moverse y un sistema de transmisión por bandas, ver (Figura 2.8).

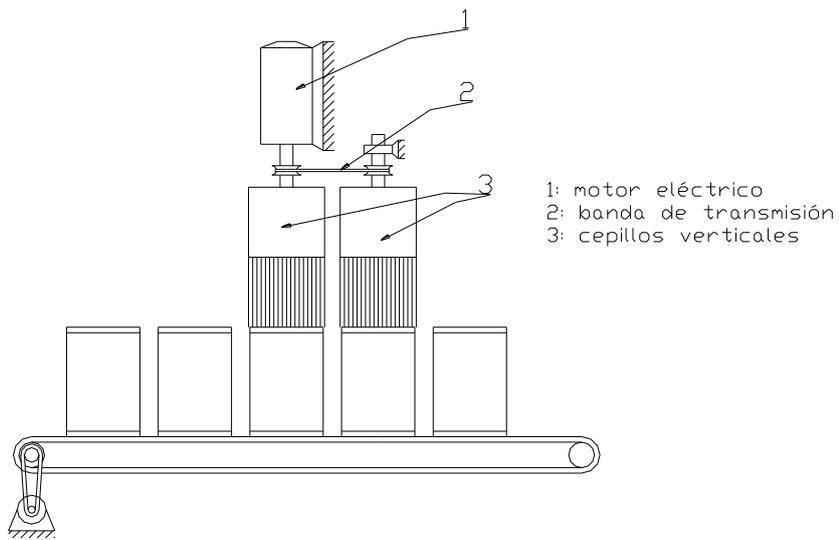


Figura 2.8 Esquema del sistema de cepillos verticales

2.3.1.3 Cepillos inclinados

Los cepillos inclinados son una variante de los cepillos verticales, la variante es una ligera inclinación. Para moverse necesitan un motor eléctrico y un sistema de transmisión por bandas, ver (Figura 2.9).

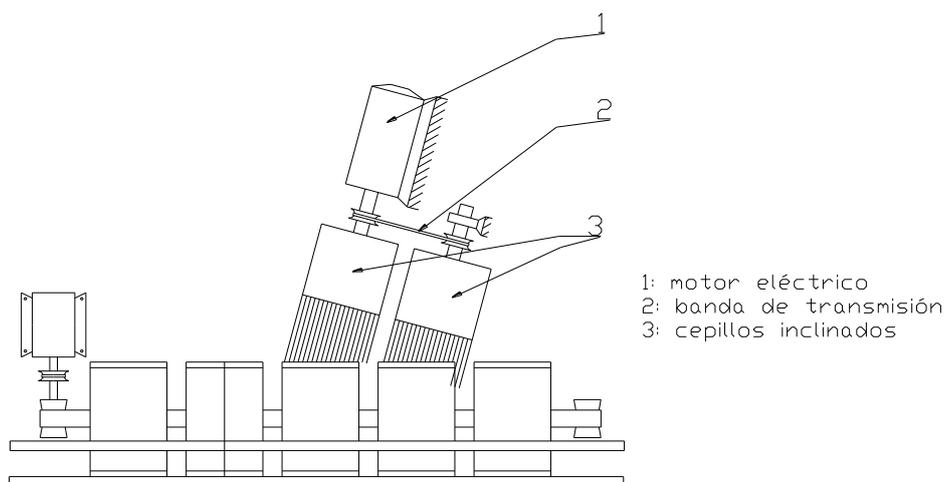


Figura 2.9 Esquema del sistema de cepillos inclinados

2.3.2 CARACTERÍSTICAS

2.3.2.1 Cepillos horizontales

El primer inconveniente que tiene este tipo de cepillo es su costo, más alto que el de sus competidores.

Su construcción e instalación necesitan más elementos que los otros sistemas, pues el motor está fuera del sostén estructural del transportador.

En cuanto a espacio la disposición lateral del motor puede ocupar más espacio que sus competidores.

La fiabilidad es el principal problema de este mecanismo pues seguramente no limpiará en su totalidad la base y la tapa del enlatado que es el principal objetivo.

Su adaptabilidad puede verse afectada pues el sistema no es compatible con todos los transportadores a ser analizados.

2.3.2.2 Cepillos Verticales

Los cepillos verticales son de menor costo que los cepillos horizontales.

Su construcción e instalación e instalación resulta menos complicada pues la estructura del transportador puede resultar como apoyo para colocar los motores y los cepillos.

El espacio se reduce pues el motor no sale de los límites del transportador.

Este cepillo abarca el área completa de la tapa y base del enlatado pero no limpia el espacio vertical del la pestaña que rodea todo enlatado.

No se adapta bien con todos los transportadores que van a ser analizados.

2.3.2.3 Cepillos Inclínados

Al ser una variante del sistema anterior este posee todas sus ventajas excepto en lo que se refiere a construcción, pues requiere un sistema de regulación de inclinación. Pero este inconveniente hace más flexible al sistema.

Este sistema tiene dos ventajas cruciales: su fiabilidad es mayor que los otros dos sistemas y es compatible con el más ocnado de los sistemas de transporte.

2.3.3 MATRIZ DE DECISIÓN

Codificación:

L1: Cepillos Horizontales

L2: Cepillos Verticales

L3: Cepillos Inclínados

Ponderación:

Alto: 1

Medio: 2

Bajo: 3

Matriz

	L1	L2	L3
Bajo Costo	2	3	3
Facilidad de Construcción	2	3	3
Facilidad de Instalación	3	3	3
Frecuencia de Mantenimiento	2	2	2
Espacio	2	3	3
Fiabilidad	1	2	3
Adaptabilidad con el resto de sistemas	1	2	3
Resultados	13	18	20

El sistema de limpieza más adecuado de acuerdo a la matriz de decisión son los Cepillos Inclínados, en especial por su adaptabilidad y fiabilidad.

2.4 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN Y TRANSPORTE

2.4.1 TIPOS DE SISTEMAS DE ALIMENTACIÓN Y TRANSPORTE

2.4.1.1 Transportador de Cinta sobre mesa

Es una banda o también llamada cinta que gira alrededor de dos tambores y se apoya sobre una superficie lisa denominada mesa, uno de los tambores está conectado a un motor eléctrico para permitir el impulso necesario, ver (Figura 2.10).

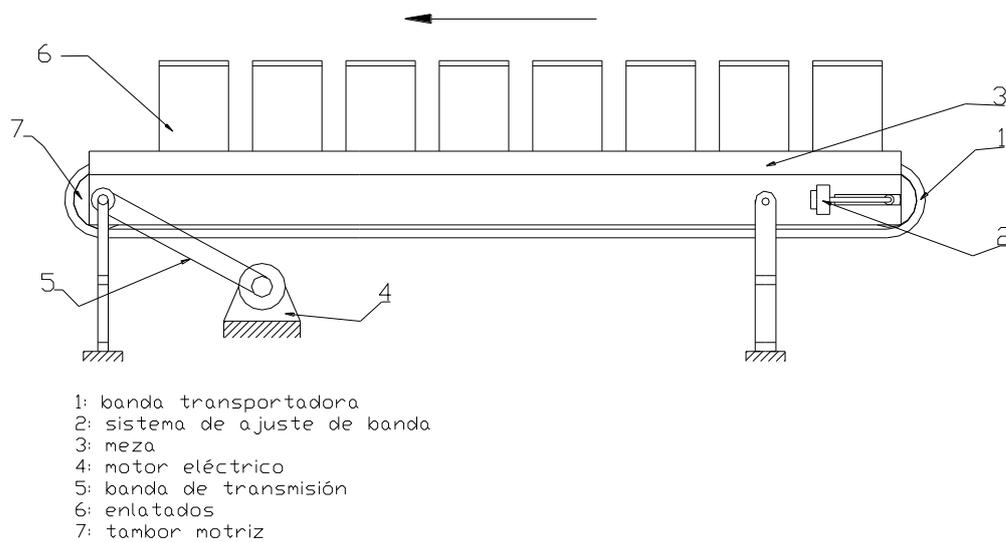


Figura 2.10 Esquema del transportador de cinta sobre meza

2.4.1.2 Transportador de Cadena

Es parecida a una cadena. Es una cinta transportadora formada por eslabones rígidos que se mueve alrededor de dos tambores dentados, uno de los cuales es impulsado por un motor eléctrico, esta cadena transportadora está apoyada en dos rieles, no necesita de una mesa pues está constituida de elementos rígidos ver (Figura 2.11).

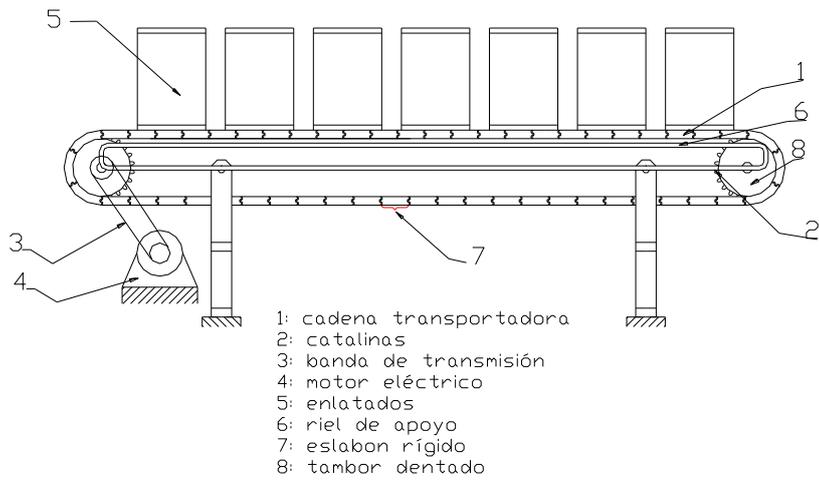


Figura 2.11 Esquema del transportador de cadena

2.4.1.3 Transportador de Banda lateral

Este transportador traslada a los envases por medio de una ligera presión aplicada en un costado del enlatado, mientras los demás elementos de sujeción son ejes que se parecen a una jaula que rodea al elemento, como se ve en el esquema los enlatados ruedan en lugar de desplazarse inmóviles como en las dos anteriores opciones, ver (Figura 2.12).

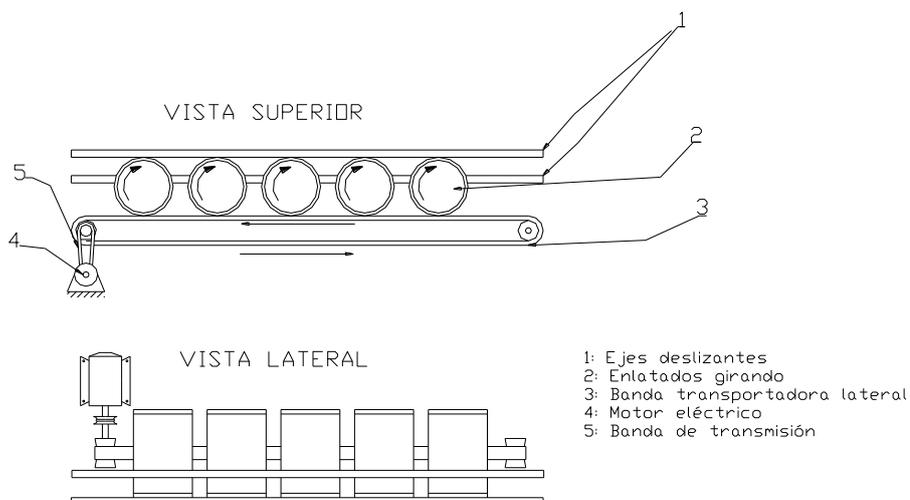


Figura 2.12 Esquema del transportador de banda lateral

2.4.2 CARACTERÍSTICAS

2.4.2.1 Transportador de Cinta sobre meza

El costo de este transportador se centra en el motor necesario para su impulsarlo y el variador de frecuencia necesario para sincronizarlo con el resto del sistema. Además mayoría de sus partes pueden ser construidas lo que puede rebajar su costo.

La construcción de este tipo de transportador no presenta complicaciones pero necesita varios elementos como: tensor de la cinta transportadora, y tensor de la banda que conecta al motor con el tambor motriz. La instalación no presenta complicaciones.

Una vez en funcionamiento el mantenimiento que se debe dar a estos sistemas es bajo puesto que: todos sus elementos son robustos, el motor está en movimiento continuo; el único elemento que sufre desgaste excesivo es la cinta transportadora.

Si su calibración es correcta es completamente fiable.

Su adaptabilidad es buena en la parte de descarga de los palets pero es menor en la parte de limpieza.

2.4.2.2 Transportador de Cadena

Este dispositivo posee similares características a la banda transportadora, su principal desventaja es su costo y la compatibilidad con el sistema por dos razones: en la parte de descarga del palet se necesita un transportador ancho y generalmente el transportador de cadena se usa para llevar elementos pequeños y es angosto, no se adapta bien a la parte de limpieza del enlatado.

2.4.2.3 Transportador de Banda Lateral

Este sistema no es costoso y ofrece similares prestaciones al sistema de cinta transportadora, pero puede darnos mayores ventajas de adaptabilidad en la parte de limpieza porque se puede asear la base y la tapa del enlatado al mismo tiempo, pero si se utilizan los cepillos inclinados, ver (Figura 2.13).

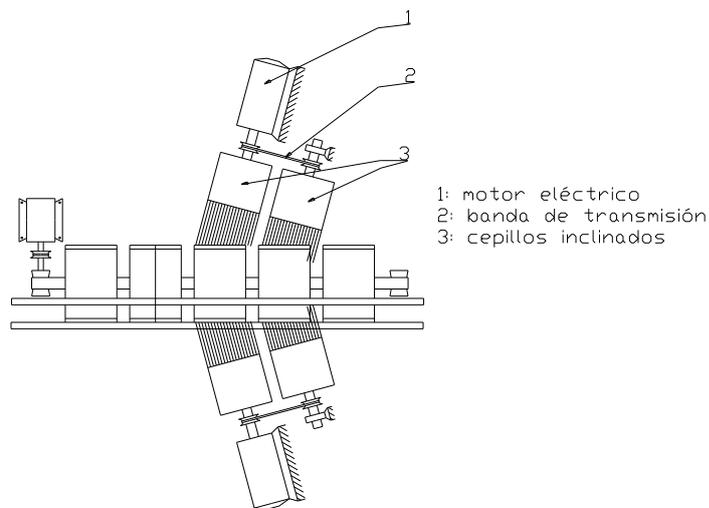


Figura 2.13 Adaptabilidad de los sistemas de transporte y limpieza

Su adaptabilidad en la parte de descarga del palet es poco práctica al igual que el transportador de cadena.

2.4.3 MATRIZ DE DECISIÓN

Codificación:

T1: Transportador de Cinta sobre meza

T2: Transportador de Cadena

T3: Transportador de Banda Lateral

Ponderación:

Alto: 1

Medio: 2

Bajo: 3

Matriz

	T1	T2	T3
Bajo Costo	3	1	2
Facilidad de Construcción	2	3	2
Facilidad de Instalación	3	3	3
Baja frecuencia de Mantenimiento	2	2	2
Poco Espacio	2	3	3
Fiabilidad	3	3	3
Adaptabilidad con el resto de sistemas	3	2	3
Resultados	18	17	18

Debido a los resultados de la matriz y a las características expuestas, se escoge el Transportador de Cinta Sobre Meza para la parte de descarga de los palets y el Transportador de Banda Lateral para la parte de limpieza.

CAPÍTULO 3

DISEÑO DE LOS SISTEMAS

3.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE RECEPCIÓN

De acuerdo con la selección realizada en el capítulo anterior, el sistema de recepción se basa en un elevador electromecánico de cadena, que recibe un *palet*, para luego elevarlo al nivel de una banda transportadora a medida que se va descargando.

Este sistema consta de las siguientes partes:

- Bastidor.
- Medios de transmisión de potencia.
- Columnas.

Bastidor

El bastidor es el elemento del sistema de recepción que contiene al *palet*, es el elemento móvil de este sistema.

- Selección del Perfil

El diseño del bastidor empieza con la selección de un perfil UPN10 como primera aproximación (Figura 3.1).

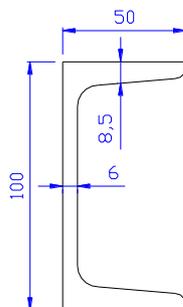


Figura 3.1 Sección transversal del perfil UPN10

El bastidor se dimensiona de acuerdo a las longitudes necesarias para contener al *palet*.

Con las dimensiones del bastidor y la carga máxima aplicada en uno de los brazos del bastidor se realiza el diagrama de cuerpo libre (Figura 3.2).

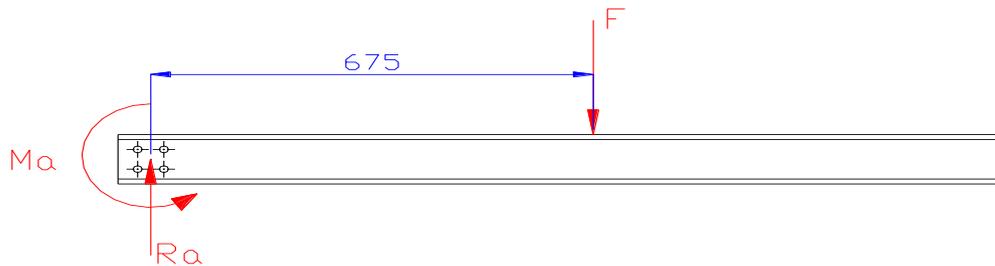


Figura 3.2 Diagrama de cuerpo libre de uno de los brazos del bastidor

El paso siguiente es calcular el equilibrio de momentos y de fuerzas, para obtener el momento flector máximo que actúa sobre este elemento.

Una vez obtenido el momento flector máximo, se calcula el módulo de sección requerido:

$$S_r := \frac{M_{\max}}{\sigma_f} \quad (\text{Ec 3.1})$$

M_{\max} : Momento flector máximo

σ_f : Esfuerzo de fluencia del perfil UPN10

S_r : Módulo de sección requerido

$$S_r = 27.855 \text{ cm}^3$$

Ahora se obtiene la razón entre el módulo de sección dado por el fabricante del perfil y el módulo de sección requerido:

$$\frac{S}{S_r} = 1.476$$

Debido a que la razón es mayor que la unidad, el perfil seleccionado es el adecuado.

Los detalles de este cálculo y la bibliografía en la que se basa se muestran en el ANEXO 1.

- Diseño de pernos

Los brazos del bastidor, están sujetos al cuerpo del mismo mediante cuatro pernos. El cálculo de estos pernos empieza tomando como datos la carga máxima que debe soportar el bastidor (Figura 3.3).

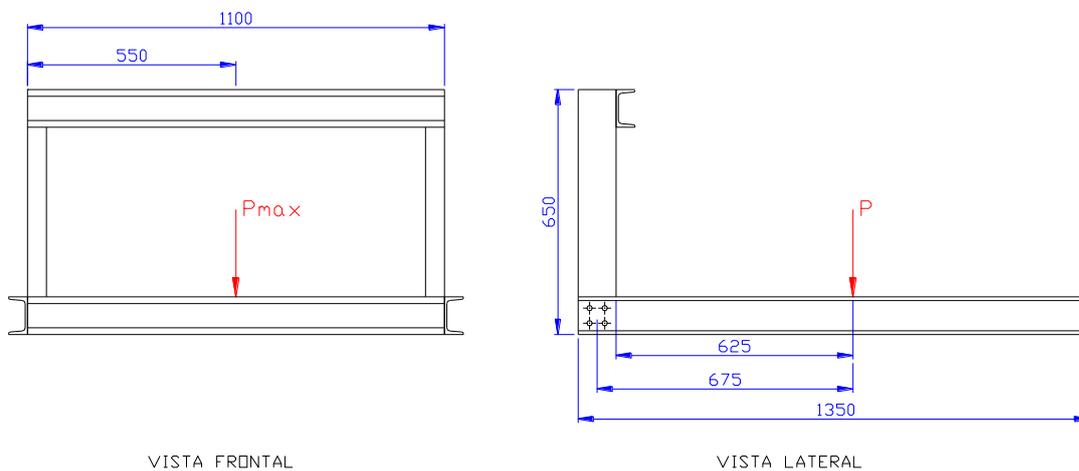


Figura 3.3 Vista frontal y lateral del bastidor

Carga máxima en el elevador: $P_{\max} := 1750\text{kgf}$

Carga máxima en uno de los brazos: $P := \frac{P_{\max}}{2}$

Esta carga unitaria se traslada en forma de un momento flector y una fuerza cortante al lugar donde los pernos sujetan los brazos y el cuerpo del bastidor. Seguidamente, el momento flector y la fuerza cortante se trasladan a cada perno (Figura 3.4):

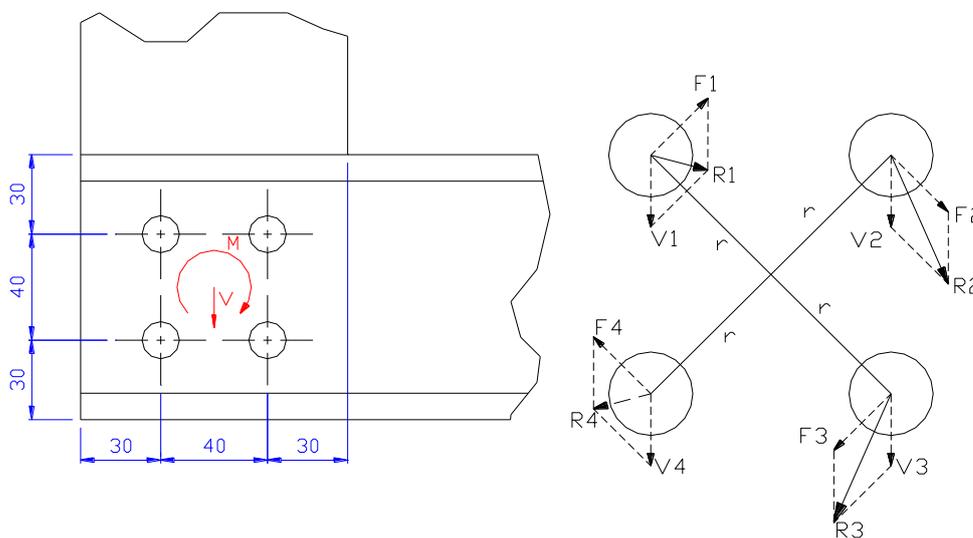


Figura 3.4 momento flector y fuerza cortante en el lugar donde los pernos sujetan los brazos, momento flector y la fuerza cortante en cada perno.

$$M := P \cdot d \quad (\text{Ec 3.2})$$

$$V_i := \frac{P}{n} \quad (\text{Ec 3.3})$$

$$F_i := \frac{M}{n \cdot r} \quad (\text{Ec 3.4})$$

Donde:

M: Momento flector

V: Fuerza cortante

d: Distancia del punto de aplicación de P a los pernos

n: Número de pernos

r: Distancia del punto de aplicación de M y V al perno

Fi: Fuerza proveniente del traslado de M a cada perno

Vi: Fuerza proveniente del traslado de V a cada perno

Ri: Fuerza resultante en cada uno de los pernos

En la (Figura 3.2) se puede observar que los vectores resultantes R2 y R3 son iguales y son máximos, este valor se denomina R:

$$R = 5377.342 \text{ kgf}$$

A continuación se obtiene el límite elástico mínimo por cortante S_{ys} partiendo del límite elástico mínimo S_y :

$$S_y := 110010^6 \text{ Pa}$$

$$S_{ys} := 0.577 S_y \quad (\text{Ec 3.5})$$

$$S_{ys} = 6.347\text{E} + 8 \text{ Pa}$$

El siguiente paso es escoger un perno de prueba, en este caso un perno M14 clase 12.9, cuyas características son las siguientes:

Diámetro menor: $\phi_m := 11.55 \text{ mm}$

Área transversal: $A = 1.048\text{E} - 4 \text{ m}^2$

Con estos datos se calcula el esfuerzo cortante que resiste este perno:

$$\tau := \frac{|R|}{A} \quad (\text{Ec 3.6})$$

$$\tau = 5.033\text{E} + 8 \text{ Pa}$$

El esfuerzo cortante y el límite elástico mínimo por cortante permiten calcular el factor de seguridad:

$$FS := \frac{S_{ys}}{\tau}$$

(Ec 3.7)

$$FS = 1.261$$

El factor de seguridad obtenido es mayor que la unidad, en consecuencia, los pernos puestos a prueba son adecuados.

Los detalles de este cálculo y la bibliografía en la que se basa se muestran en el ANEXO 2.

- Ejes para las ruedas del bastidor

Los ejes en los que se alojan las ruedas del bastidor, están sometidos a fuerzas que son respuesta de las rieles por donde se desplaza el bastidor ver (Figura 3.5):

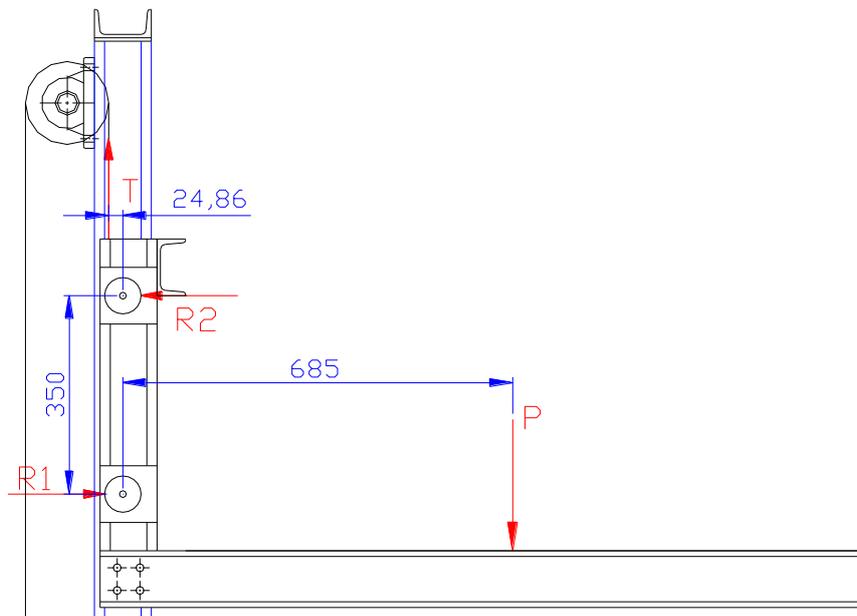


Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre del bastidor

Este diagrama de cuerpo libre permite conocer el valor de las fuerzas que actúan sobre los ejes de las ruedas:

$$\Sigma F_y := 0$$

$$T := P$$

$$\Sigma M_A := 0$$

$$R_2 \cdot 350\text{mm} - T \cdot 24.86\text{mm} = P \cdot 685\text{mm}$$

$$R_2 = 1774.65 \text{ kgf}$$

$$\Sigma F_x := 0$$

$$R_1 := R_2$$

Donde:

R_1 y R_2 : fuerzas que actúan sobre los ejes de las ruedas

T : tensión que produce la cadena que eleva el bastidor

Con las fuerzas de reacción el siguiente paso es, escoger el material con el que se va a construir los ejes, para este caso se selecciona un acero BOHLER 1045, cuya resistencia a la tracción es:

$$S_y := 65 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

y su resistencia al corte es:

$$S_{ys} := 0.577 S_y$$

$$S_{ys} = 3.751\text{E} + 7 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$$

Para calcular el esfuerzo que se produce en una de las ruedas debido a la fuerza de reacción, utilizamos la siguiente fórmula:

$$\tau := \frac{4}{3} \frac{R_1}{A} \tag{Ec 3.8}$$

Donde:

A : Área transversal del eje que se calcula dando un diámetro de prueba de 12mm.

La razón entre la resistencia al cortante dada por el fabricante del acero y el valor del esfuerzo cortante, permite conocer el factor de seguridad:

$$FS := \frac{S_{ys}}{\tau}$$

$$FS = 1.793$$

El factor de seguridad es adecuado, por lo tanto, el diámetro mínimo del eje que debemos usar para las ruedas del bastidor es de 12 mm.

Los detalles de este cálculo y la bibliografía en la que se basa se muestran en el ANEXO 3.

Medios para transmisión de potencia

Los medios de transmisión de potencia del sistema de recepción que deben ser calculados, son dos flechas que contienen un sistema doble de transmisión de cadena y además la cadena y catarinas que movilizan directamente el bastidor (Figura 3.6).

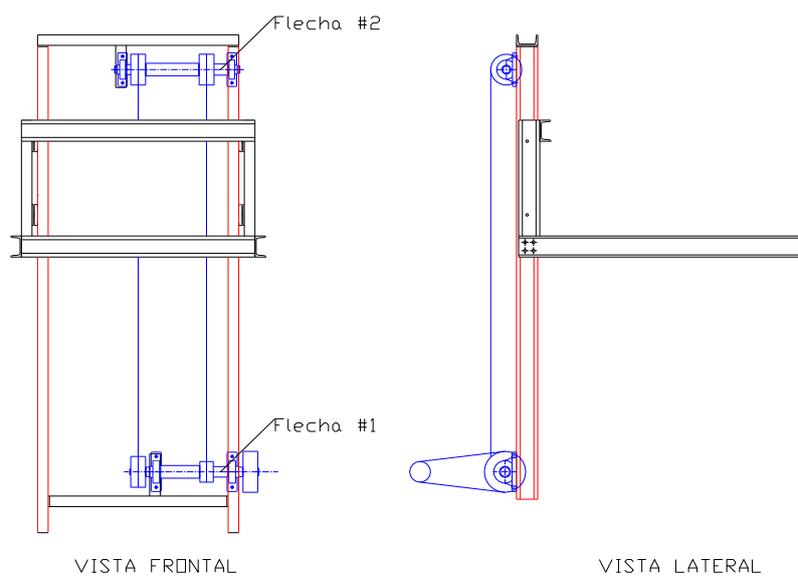


Figura 3.6 Vista lateral y frontal de los medios de transmisión de potencia del montacargas.

Es importante saber si las flechas deben ser diseñadas a fatiga, por esta razón, se detalla a continuación las condiciones de trabajo a las que va a ser sometida:

n: Número de revoluciones a las que va a girar la flecha = 4.294 rad/s

16 horas de trabajo al día

6 años de vida útil

Construida en material ferroso

El análisis correspondiente se realiza de la siguiente forma:

Días laborables al año = 250 días

$250 \text{ días} \cdot 6 \text{ años de vida útil} = 1500 \text{ días laborables por año}$

$$1500 \frac{\text{días laborables}}{\text{año}} \cdot 16 \frac{\text{horas de trabajo}}{\text{día}} = 24000 \text{ horas de vida útil}$$

N : número de ciclos de la máquina

$$N = 24000 \text{ horas} \cdot \frac{3600 \text{ segundos}}{1 \text{ hora}} \cdot 4.294 \frac{\text{rad}}{\text{segundo}}$$

$$N = 3.71E8$$

Este valor nos indica que el diseño de la flecha debe ser a fatiga.

- Flecha #1

Esta flecha llevará los siguientes elementos: catarina conducida, catarina conductora, dos apoyos y chavetas. Los elementos guardarán la siguiente disposición (Figura 3.7):

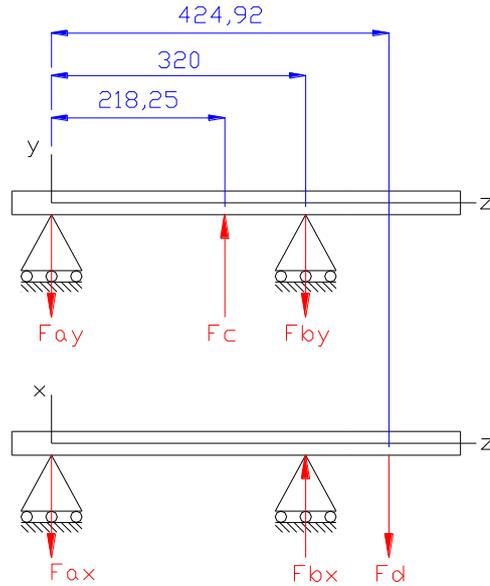


Figura 3.7 Diagrama de cuerpo libre de la flecha #1

Con la potencia del moto-reductor P_{motor} y su velocidad en el eje de salida ω_s , se calcula el torque de salida del moto-reductor:

$$T_{motor} := \frac{P_{motor}}{\omega_s} \quad (Ec\ 3.9)$$

$$T_{motor} = 512.401\text{Nm}$$

El torque y la primera relación de transmisión proporciona el torque que se aplica sobre la flecha #1:

$$M1 := T_{motor} \frac{z_2}{z_1} \quad (Ec\ 3.10)$$

$$M1 = 1024.803\text{Nm}$$

Este torque y los diámetros primitivos de las dos catarinas de esta flecha nos proporcionan las fuerzas en los puntos C y D:

$$F_d := \frac{M1}{\frac{\phi_{p2}}{2}} \quad (Ec\ 3.11)$$

$$F_c := \frac{M1}{\frac{\phi_{p3}}{2}}$$

(Ec 3.12)

Tabla 3.1 Fuerzas y torques en la Flecha #1

ORDEN	CÓDIGO	SISTEMA	FUERZA	UNIDAD	TORQUE	UNIDAD
Ayz	Fay	Apoyo	-----	N	-----	Nm
C	Fc	Catarina	20883.311	N	1024.803	Nm
Byz	Fby	Apoyo	-----	N	-----	Nm
Axz	Fax	Apoyo	-----	N	-----	Nm
Bxz	Fbx	Apoyo	-----	N	-----	Nm
D	Fd	Entrada de torque	10532.974	N	1024.803	Nm

Con los valores de la (Tabla 3.1) se procede a calcular las fuerzas en los apoyos de la flecha, mediante las ecuaciones de equilibrio:

$$\Sigma M_{Ay} = 0$$

$$F_c \cdot d1 - F_{by} \cdot d2 = 0 \quad F_{by} = 14243.071 \text{N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-F_{ay} + F_c - F_{by} = 0 \quad F_{ay} = 6640.24 \text{N}$$

$$\Sigma M_{Ax} = 0$$

$$F_{bx} \cdot (d2) - F_d \cdot d3 = 0 \quad F_{bx} = 13986.473 \text{N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$-F_{ax} + F_{bx} - F_d = 0 \quad F_{ax} = 3453.499 \text{N}$$

Ahora que se conocen los valores de las fuerzas que actúan sobre la flecha se procede a realizar los respectivos diagramas de fuerza cortante y momento flector¹:

¹ Los gráficos de fuerza cortante y momento flector están generados a partir de la teoría de Funciones de singularidad.

Diagrama de fuerza cortante $V_y(N)$ vs $x(m)$

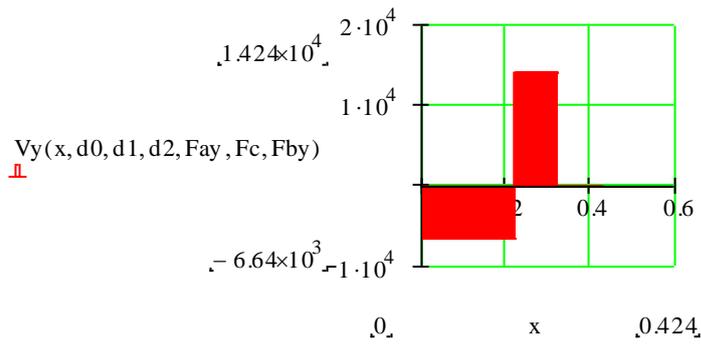


Diagrama de momento flector $M_y(Nm)$ vs $x(m)$

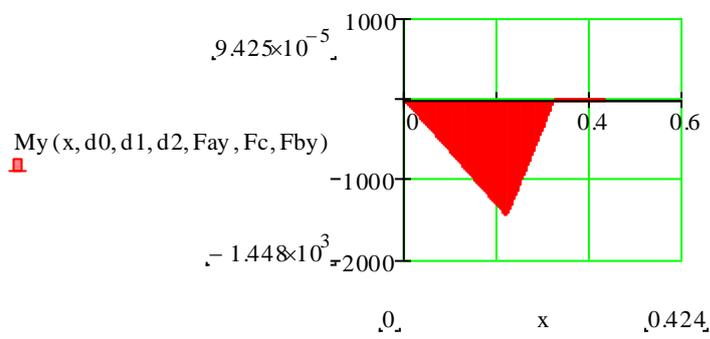


Diagrama de fuerza cortante $V_x(N)$ vs $x(m)$

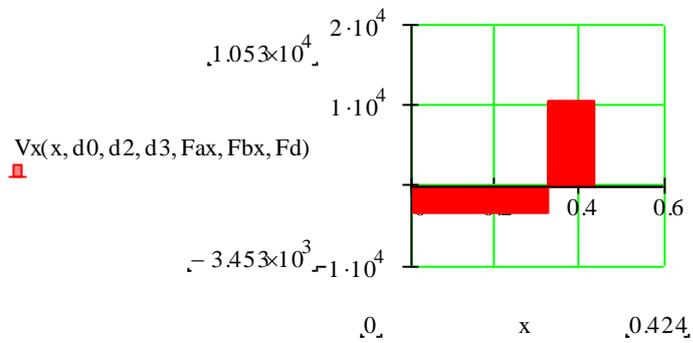


Diagrama de momento flector $M(Nm)$ vs $x(m)$

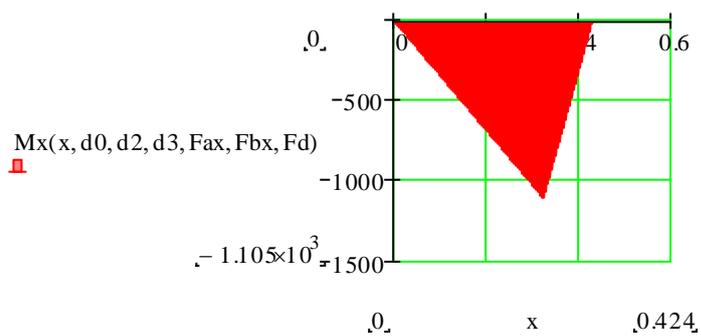


Diagrama de fuerza cortante resultante $V(N)$ vs $x(m)$

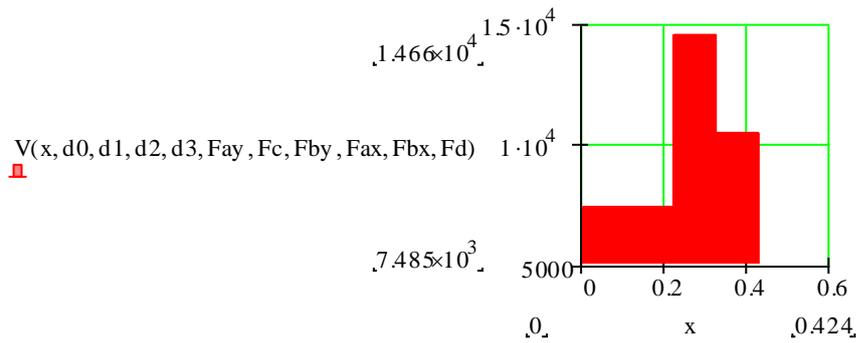
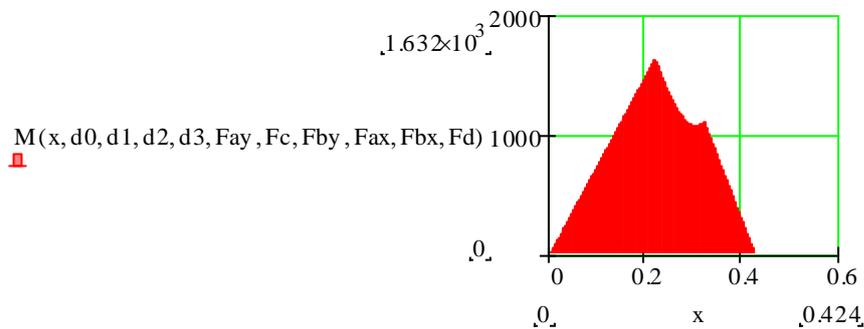


Diagrama de momento flector resultante $M(Nm)$ vs $x(m)$



De acuerdo con el diagrama de momento flector resultante, el punto crítico de la flecha es C a 218.25 mm del punto A. Los valores en este lugar son:

Fuerza cortante: $V := 1.466 \times 10^4 \text{ N}$

Momento flector: $M := 1.634 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}$

Torque: $T = 1.025E + 3 \text{ Nm}$

De estos valores se deriva hacia una primera aproximación del diámetro del eje, mediante un análisis estático.

El material elegido para la construcción del eje es un acero BOHLER V145 cuyas características son:

Esfuerzo de fluencia: $S_y := 900 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

Esfuerzo último: $S_{u_t} := 1300 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

Para la primera aproximación del diámetro del eje se necesita el esfuerzo equivalente σ_{eq} , cuyo valor es la razón entre el esfuerzo de fluencia S_y y el factor de seguridad FS que en este caso es de dos.

$$\sigma_{eq} := \frac{S_y}{FS} \quad (Ec\ 3.13)$$

La primera aproximación del diámetro del eje está dada por la fórmula basada en la teoría del esfuerzo cortante máximo:

$$\sigma_{eq} = \frac{32}{\pi \cdot D^3} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} \quad (Ec\ 3.14)$$

Donde:

M : Momento en el punto crítico del eje

T : Torque en el punto crítico del eje

Si se despeja la (Ec. 3.14) se tiene la primera aproximación del diámetro del eje:

$$D := \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{eq}} \cdot \sqrt{M^2 + T^2}}$$

$$D = 0.035m$$

En este punto empieza el diseño a fatiga con la determinación de los esfuerzos nominales flector σ_b y torsor τ_t , debidos al momento flector M y al torque T respectivamente, localizados en el punto crítico:

$$\sigma_b := \frac{32M}{\pi \cdot D^3} \quad (Ec\ 3.15)$$

$$\sigma_b = 3.812E + 8Pa$$

$$\tau_t := \frac{16T}{\pi \cdot D^3} \quad (\text{Ec 3.16})$$

$$\tau_t = 1.195\text{E} + 8\text{Pa}$$

A continuación se determina el límite de resistencia a la fatiga Se , para el acero que se va a utilizar en la construcción de la flecha, la primera aproximación de este límite es:

$$Se' := 0.5 \cdot Su_t \quad (\text{Ec 3.17})$$

$$Se' = 6.5\text{E} + 8\text{Pa}$$

Ahora se necesitan los coeficientes de: carga C_{carga} , tamaño $C_{tamaño}$ y superficie $C_{superficie}$, de estos coeficientes el de carga es igual a la unidad debido a que la carga aplicada produce flexión en el elemento los otros coeficientes se calculan de la siguiente forma:

$$C_{tamaño} = 0.869 \cdot D^{-0.097} \quad (\text{Ec 3.18})$$

Donde:

D : Primera aproximación del diámetro de la flecha en pulgadas

$$C_{superficie} = 4.51 \cdot S_{ut}^{-0.265} \quad (\text{Ec 3.19})$$

Donde:

S_{ut} : Esfuerzo último del material en mega pascales

Con la primera aproximación y los coeficientes se calcula el límite de resistencia la fatiga:

$$Se := C_{carga} \cdot C_{tamaño} \cdot C_{superficie} \cdot Se' \quad (\text{Ec 3.20})$$

$$Se = 3.691\text{E} + 8\text{Pa}$$

Debido a que el tipo de fatiga a la que está sometida una flecha es fluctuante, el paso siguiente es: definir los esfuerzos alternante σ_a, τ_a y medio σ_m, τ_m ; debidos a los esfuerzos flector y torsor.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (\text{Ec 3.21})$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (\text{Ec 3.22})$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \quad (\text{Ec 3.23})$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad (\text{Ec 3.24})$$

Los esfuerzos máximos y mínimos que se utilizan para calcular los esfuerzos alternantes y medios son los siguientes:

$$\sigma_{\max} = 3.812\text{E} + 8\text{Pa}$$

$$\sigma_{\min} = -3.812\text{E} + 8\text{Pa}$$

$$\tau_{\max} = 1.195\text{E} + 8\text{Pa}$$

$$\tau_{\min} = -1.195\text{E} + 8\text{Pa}$$

Por lo tanto el valor de los esfuerzos alterantes y medios son:

$$\sigma_m = 0\text{Pa}$$

$$\sigma_a = 3.812\text{E} + 8\text{Pa}$$

$$\tau_m = 1.195\text{E} + 8\text{Pa}$$

$$\tau_a = 0\text{Pa}$$

De estos esfuerzos medios y alternantes se derivan los valores de momentos medio M_m y alternante M_a , así como valores de torques medio T_m y alternante T_a , estos son:

$$M_a = 1.634\text{E} + 3\text{Nm}$$

$$M_m = 0\text{Nm}$$

$$T_a = 0\text{Nm}$$

$$T_m = 1.025\text{E} + 3\text{Nm}$$

Como se puede ver los valores de momento alternante y torque medio provienen de la sección crítica de la flecha.

Con todos los cálculos realizados se puede aplicar la ecuación general para el diseño de flechas:

$$D = \left\{ \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \cdot \left[\sqrt{M_m^2 + T_m^2} + \frac{S_y}{S_e} \cdot \sqrt{(Kfb \cdot M_a)^2 + (Kft \cdot T_a)^2} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (Ec 3.25)$$

Debido a los valores de torques y momentos obtenidos la ecuación se reduce a:

$$D = \left\{ \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \cdot \left[T_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot Kfb \cdot M_a \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (Ec 3.26)$$

En esta ecuación el valor de Kfb es igual a uno, debido a las bajas velocidades de funcionamiento del montacargas. El valor del diámetro que debe tener la flecha en su sección crítica es:

$$D_{\max} = 0.048\text{m}$$

Con la finalidad de escalonar a la flecha para que los distintos elementos que esta posee se puedan asegurar, se calculó otros diámetros en distintas secciones de la flecha, ver (Figura 3.8).

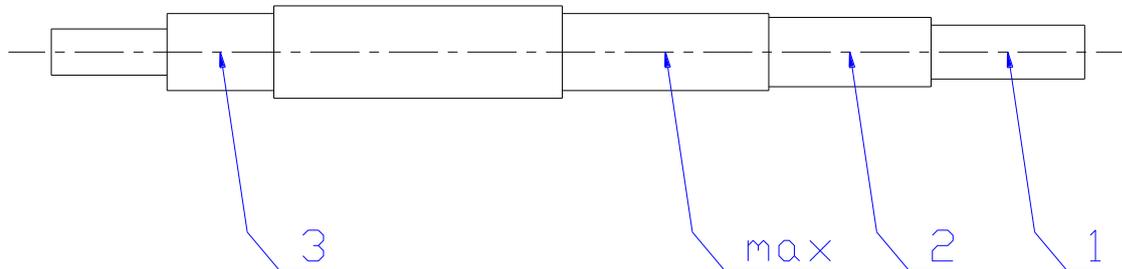


Figura 3.8 Escalonamientos de la flecha #1

Los detalles de estos cálculos y la bibliografía utilizada se muestran en el ANEXO 4.

Para concluir con el diseño de esta flecha, se deben calcular las chavetas que sirven para transmitir el momento de rotación a las catarinas que alberga este árbol.

Comenzamos por calcular la chaveta en la sección 1, ver (Figura 3.8).

En primera instancia se elige el material adecuado el cual debe tener un esfuerzo de fluencia menor al de la flecha. El material seleccionado es: BOHLER T200 cuyo límite de fluencia elástico a tensión $S_y = 600\text{E}6\text{Pa}$,y su límite de fluencia elástico al cortante es:

$$S_{sy} := 0.577S_y \quad (\text{Ec 3.27})$$

$$S_{sy} = 3.462\text{E} + 8\text{Pa}$$

Luego de elegir este material se impone un factor de seguridad FS que en este caso es de 2.8. A continuación se elige el alto y el ancho de la chaveta

basándose en el diámetro del eje donde va a ser colocada (Ver ANEXO 5), en este caso el eje es:

$$\phi_1 := 35\text{mm}$$

De acuerdo con este diámetro las dimensiones del área transversal de la chaveta son:

$$w := \frac{3}{8}\text{in}$$

$$w = 9.525\text{mm}$$

Ahora procedemos a calcular la fuerza que ejerce la catarina sobre la chaveta F_1 , utilizando su diámetro primitivo ϕ_1 y el torque que se aplica en esta sección T :

$$F_1 := \frac{T}{\frac{\phi_1}{2}} \quad (\text{Ec 3.28})$$

$$F_1 = 58560.146\text{N}$$

Con esta fuerza se procede a calcular la longitud de la chaveta:

$$l := \frac{2 \cdot F_1 \cdot fs}{w \cdot Sy} \quad (\text{Ec 3.29})$$

$$l = 0.057\text{m}$$

El proceso es similar para el cálculo en la chaveta de la sección máxima, (Ver Figura 3.8).

Los detalles de estos cálculos y la bibliografía utilizada se muestran en el ANEXO 4.

- Flecha #2

La flecha #2 lleva: dos apoyos, una catarina conductora, y la catarina que eleva el bastidor. Estos elementos están dispuestos de la siguiente forma:



Figura 3.9 Diagrama de cuerpo libre de la flecha #2

Con el torque del motor obtenido en el cálculo de la flecha #1 mediante la (Ec. 3.9) y el número de dientes de las catarinas: z_1, z_2, z_3, z_4 que se utilizan en esta doble transmisión de cadena, se obtiene el torque que actúa sobre esta flecha:

$$M2 := T_{\text{motor}} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$$

$$M2 = 1537.204 \text{ Nm}$$

El torque obtenido junto con los diámetros primitivos de las dos catarinas que contiene esta flecha, permiten calcular las fuerzas en los puntos B y C:

$$F_b := \frac{M2}{\frac{\phi_{p4}}{2}}$$

$$F_c := \frac{M_2}{\frac{\phi_p^4}{2}}$$

Tabla 3.2 Fuerzas y Torques en la Flecha #2

ORDEN	CÓDIGO	SISTEMA	FUERZA	UNIDAD	TORQUE	UNIDAD
A	Fa	Apoyo	-----	N	-----	Nm
B	Fb	Catarina	21017.481	N	1537.204	Nm
C	Fc	Entrada de Torque	21017.481	N	1537.204	Nm
D	Fd	Apoyo	-----	N	-----	Nm

El siguiente paso es calcular las fuerzas en los apoyos de la flecha mediante las ecuaciones de equilibrio:

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-F_b \cdot d_1 - F_c \cdot d_2 + F_d \cdot d_3 = 0 \quad F_d = 19079.293 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_a - F_b - F_c + F_d = 0 \quad F_a = 22955.668 \text{ N}$$

Con los valores de todas las fuerzas que actúan sobre la flecha, procedemos a generar los gráficos de momento flector y fuerza cortante:

Diagrama de fuerza cortante V(N) vs x(m)

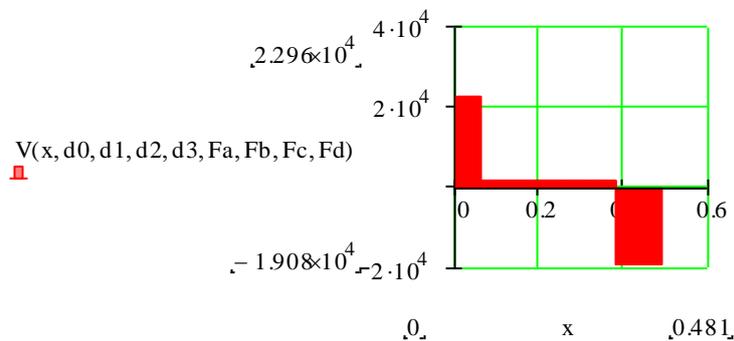
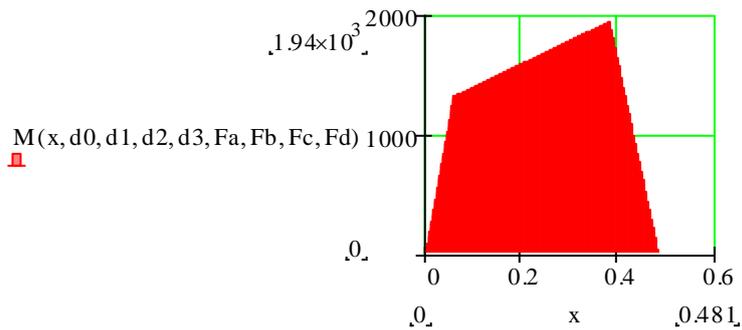


Diagrama de momento flector $M(\text{Nm})$ vs $x(\text{m})$



Se observa en el diagrama de momento flector que el punto crítico de la flecha está localizado en el punto C a 0.37961m del punto A. Los valores de fuerza cortante V , momento flector M y torque T en esta sección son:

$$V := 2.296 \times 10^4 \text{ N}$$

$$M := 1.941 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T = 1.537 \text{E} + 3 \text{ Nm}$$

Debido a que este eje está conectado a la Flecha #1, su comportamiento es similar, por tanto debe ser diseñado a fatiga.

Se empieza con la primera aproximación del diámetro de la flecha mediante un análisis estático. Para su construcción se elige un acero BOHLER V145 que posee las siguientes características:

Esfuerzo de fluencia: $S_y := 900 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

Esfuerzo último: $S_{u_t} := 1300 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

Con estos datos y la imposición de un factor de seguridad se procede a calcular por medio de la (Ec. 3.13) el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} := \frac{S_y}{FS}$$

$$\sigma_{eq} = 4.5 \text{E} + 8 \text{ Pa}$$

Ahora se aplica la (Ec. 3.14) para obtener la primera aproximación del diámetro de la flecha:

$$D := \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{eq}} \cdot \sqrt{M^2 + T^2}}$$

$$D = 0.038\text{m}$$

En esta instancia se comienza con el diseño a fatiga aplicando las ecuaciones (Ec. 3.15) y (Ec.3.16) para obtener los esfuerzos nominales flector y torsor:

$$\sigma_b := \frac{32M}{\pi \cdot D^3}$$

$$\sigma_b = 3.528\text{E} + 8\text{Pa}$$

$$\tau_t := \frac{16T}{\pi \cdot D^3}$$

$$\tau_t = 1.397\text{E} + 8\text{Pa}$$

A continuación se establecen los esfuerzos máximos y mínimos que se derivan de los esfuerzos nominales:

$$\sigma_{\max} := \sigma_b \quad \sigma_{\min} := -\sigma_b$$

$$\tau_{\max} := \tau_t \quad \tau_{\min} := \tau_t$$

Con estos datos se calculan los esfuerzos medios y alternantes usando las (Ec. 3.21, 3.22, 3.23, 3.24) de las cuales se obtienen los siguientes valores:

$$\sigma_m = 0\text{Pa}$$

$$\sigma_a = 3.528\text{E} + 8\text{Pa}$$

$$\tau_m = 1.397\text{E} + 8\text{Pa}$$

$$\tau_a = 0\text{Pa}$$

Ahora se obtiene la primera estimación del límite de resistencia a la fatiga utilizando la Ec. 3.17. Este valor es:

$$Se' = 6.5E + 8Pa$$

Se sigue con el cálculo de los coeficientes de carga, tamaño (Ec.3.18) y superficie (Ec. 3.19):

$$C_{carga} = 1$$

$$C_{tamaño} = 0.815$$

$$C_{superficie} = 0.674$$

Con la Ec. 3.20 se obtiene el límite de resistencia a la fatiga. Su valor es:

$$Se = 3.574E + 8Pa$$

En este punto se necesitan los valores de los momentos y torques: medios y alternantes, que se derivan de los esfuerzos medios y alternantes. Sus valores son:

$$M_a = 1.941E + 3Nm$$

$$M_m = 0Nm$$

$$T_a = 0Nm$$

$$T_m = 1.537E + 3Nm$$

El paso siguiente es, aplicar la Ec. 3.26 para calcular el diámetro de la flecha en su sección crítica:

$$D_{max} := \left[\frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \cdot \left(T_m + \frac{S_y}{Se} \cdot k_f \cdot M_a \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{max} = 0.053m$$

Los otros diámetros que la flecha posee se muestran en la Figura 3.10.

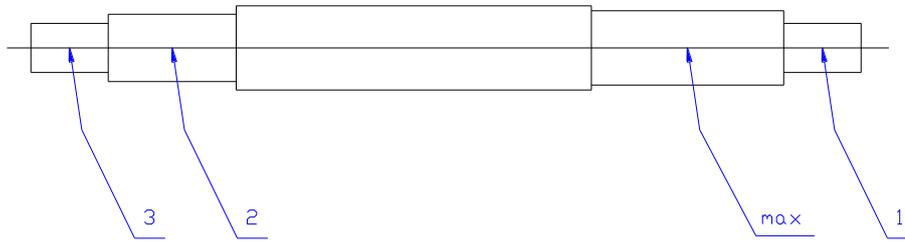


Figura 3.10 Escalonamientos de la flecha #2

Los detalles de estos cálculos, incluido el cálculo de las chavetas que este eje posee y la bibliografía utilizada se muestran en el ANEXO 5.

Columnas

El bastidor del montacargas sube y baja guiado por dos rieles que son a la vez las columnas del montacargas. Para la construcción de estas guías se ha escogido como primera aproximación un perfil estructural UPN10. Estas dos guías, están sometidas a conjuntos distintos de fuerzas, por lo que su análisis se realizará de manera independiente.

Hay fuerzas que las dos guías o columnas tienen en común, estas son: las cargas que producen las ruedas del bastidor R_1 y R_2 . Las fuerzas son respuesta de la carga principal que soporta el montacargas (el *palet*).

Como se había explicado en instancias anteriores las latas que contiene el palet son descargadas² y llevadas hasta una banda transportadora. Cuando se ha descargado un nivel completo del palet, el montacargas lo sube,

² El diseño del sistema de descarga se explicará en el sub capítulo 3.2

posicionándolo al nivel de la banda transportadora para descargar el siguiente nivel. Ver (Figura 3.11).

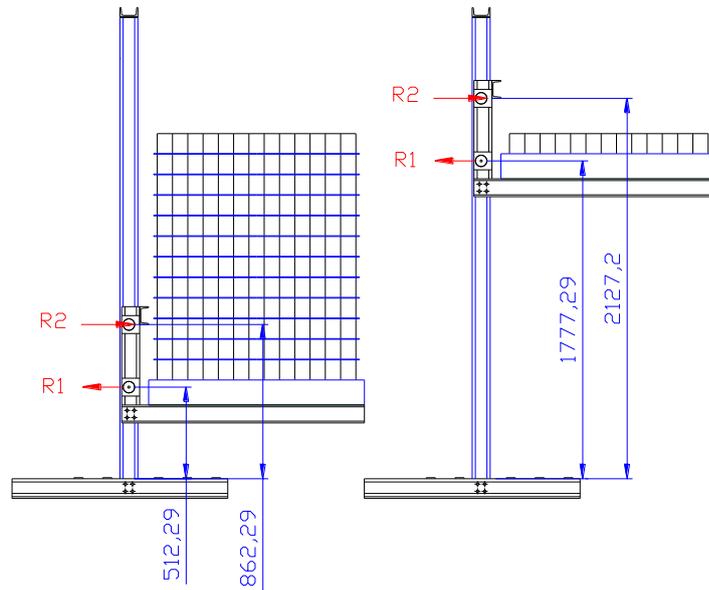


Figura 3.11 Descarga gradual del palet

Este proceso de descarga hace que varíen R_1 y R_2 , generando momentos flectores distintos (con respecto a la base de las columnas empotradas en el piso) a medida que el palet es descargado.

Para cálculos posteriores se requiere averiguar, cual es la posición del bastidor que afecta más a las columnas del montacargas. Con este fin se ha elaborado una hoja electrónica que muestra los distintos momentos que producen las fuerzas R_1 y R_2 , a medida que el palet es descargado. (Ver Tabla 3.3).

Tabla 3.3 Momentos generados por la descarga del palet

P=Pt/2(kgf)	R2(kgf)	R1(kgf)	x2(m)	x1(m)	M2(kgf*m)	M1(kgf*m)	Mr(kgf*m)
88.5	179.49	179.49	2.1272	1.77729	381.82	319.01	62.81
160	324.51	324.51	2.0122	1.66229	652.97	539.43	113.55
231.5	469.52	469.52	1.8972	1.54729	890.78	726.49	164.29
303	614.54	614.54	1.7822	1.43229	1095.23	880.19	215.03
374.5	759.55	759.55	1.6672	1.31729	1266.32	1000.55	265.77
446	904.56	904.56	1.5522	1.20229	1404.06	1087.55	316.52

Tabla 3.4 Momentos generados por la descarga del palet (Continuación)

P=Pt/2(kgf)	R2(kgf)	R1(kgf)	x2(m)	x1(m)	M2(kgf*m)	M1(kgf*m)	Mr(kgf*m)
517.5	1049.58	1049.58	1.4372	1.08729	1508.45	1141.20	367.26
589	1194.59	1194.59	1.3222	0.97229	1579.49	1161.49	418.00
660.5	1339.61	1339.61	1.2072	0.85729	1617.17	1148.43	468.74
732	1484.62	1484.62	1.0922	0.74229	1621.50	1102.02	519.48
803.5	1629.64	1629.64	0.9772	0.62729	1592.48	1022.25	570.23
875	1774.65	1774.65	0.8622	0.51229	1530.10	909.14	620.97

Donde:

P: Carga en uno de los brazos del bastidor

R1 y R2: Fuerzas de reacción sobre los rieles o columnas

x1 y x2: Posiciones de R1 y R2 respectivamente, tomadas desde la base de las columnas a medida que el palet se descarga.

M1 y M2: Momentos que las fuerzas de reacción producen mientras el palet se descarga.

Mr: Momento que resulta de la sumatoria entre M1 y M2.

De la Tabla 3.3 se puede deducir que la posición en la que R_1 y R_2 afectan más a la columna, es la más baja, cuando el palet está completamente cargado. Con este dato podemos realizar un diagrama de fuerza cortante y momento flector y encontrar la sección crítica de la columna.

A continuación, veremos el análisis de los rieles como vigas en voladizo, debido a las reacciones por causa del elevador en el punto donde el momento flector es máximo, además de la interacción con otras reacciones que describimos a continuación:

- Viga #1

Esta viga, además de estar sometida a R_1 y R_2 , actúan sobre ella:

Fuerza debida al sistema de traslado: F_t

Fuerza debida al soporte del sistema de traslado: F_s

La localización de estas fuerzas se muestra en la (Figura 3.12):

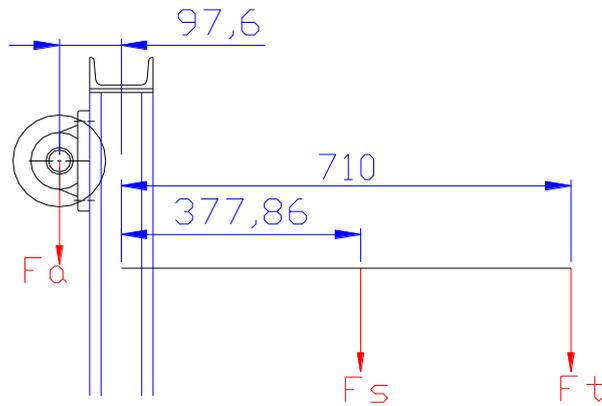


Figura 3.12 Localización de las fuerzas F_s y F_t

Como podemos ver en la (Figura 3.12), al trasladar las fuerzas F_s y F_t , hacia la viga, estas generarán momentos, como se observan en la Figura 3.13.

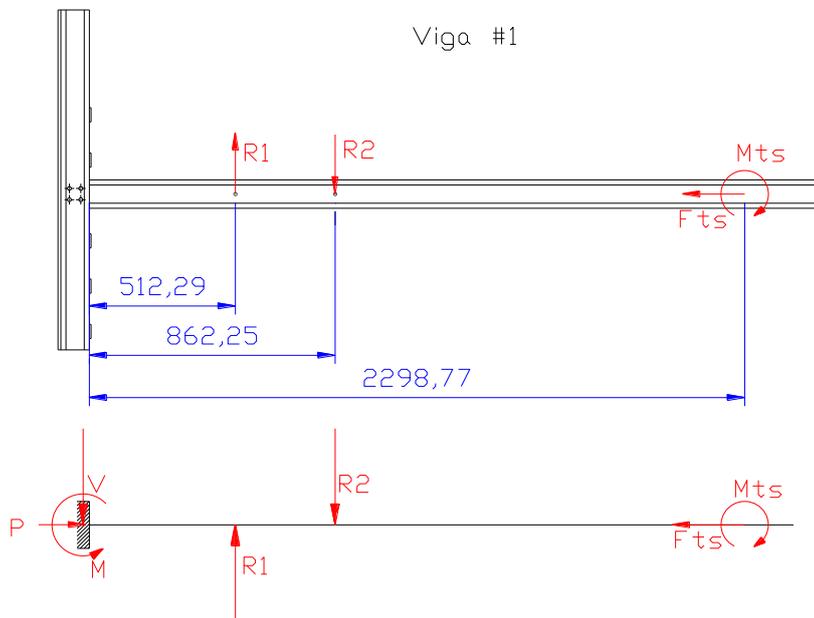


Figura 3.13 Fuerzas que actúan sobre la Viga #1 y su respectivo diagrama de cuerpo libre.

Las fuerzas y momento conocidos que actúan sobre esta viga son:

$$F_t := 20 \text{kgf}$$

$$F_s := 9 \text{kgf}$$

$$F_{ts} := F_t + F_s \quad F_{ts} = 284.393 \text{N}$$

$$M_t := 20 \text{kgf} \cdot 710 \text{mm}$$

$$M_s := 9 \text{kgf} \cdot 377.86 \text{mm}$$

$$M_{ts} := M_t + M_s \quad M_{ts} = 172.604 \text{Nm}$$

$$R_1 = R_2 = 17403.371 \text{N}$$

Las fuerzas de reacción en el empotramiento se calculan utilizando las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$P := F_{ts} \quad P = 284.393 \text{N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-V + R_1 - R_2 = 0 \quad V = 0 \text{N}$$

$$\Sigma M_o = 0$$

$$M + R_1 \cdot d_1 - R_2 \cdot d_2 - M_{ts} = 0 \quad M = 6262.566 \text{Nm}$$

Con el conocimiento de todas las fuerzas que actúan sobre la viga se pueden generar los diagramas de fuerza cortante y momento flector:

Diagrama de fuerza cortante $V_1(\text{N})$ vs $x(\text{m})$

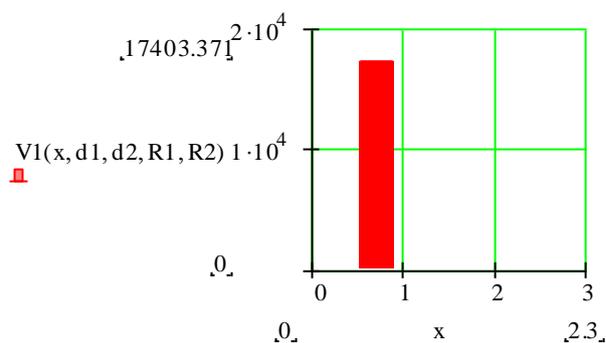
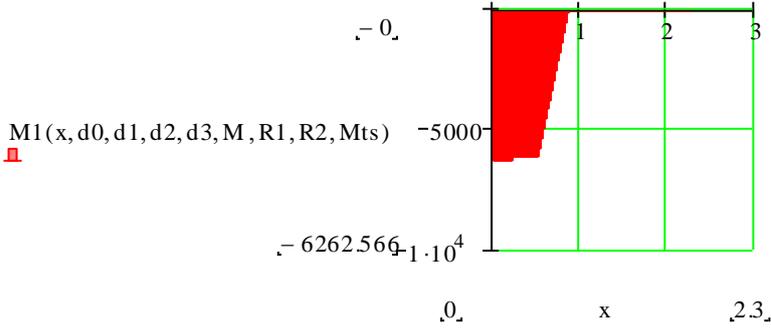
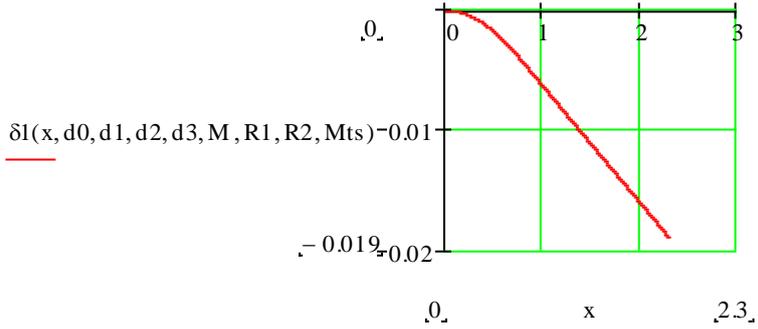


Diagrama de momento flector M1(Nm) vs x(m)



Se considera que la rigidez en las vigas es importante, en consecuencia, no es suficiente con el diagrama de momento flector, es necesario también un diagrama de deflexiones:

Diagrama de deflexiones δ1 (m) vs x(m)



En el diagrama de momentos se puede observar que la zona crítica está localizada en el lugar donde la viga está empotrada, el valor del momento flector en este punto es:

$$M_{max1} := 6262.5661 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Ahora se realiza un análisis de esfuerzos en este punto de la viga. En esta sección se presentan dos tipos de esfuerzos, uno debido a la carga axial F_{ts} que es σ_p y otro debido a M_{max1} que es σ_M , estos esfuerzos se calculan de la siguiente forma:

$$\sigma_P := \frac{Fts}{A} \quad (\text{Ec 3.30})$$

$$\sigma_M := \frac{M_{\max} \cdot y}{I_x} \quad (\text{Ec 3.31})$$

Donde:

A: Área transversal del perfil UPN10

y: Distancia desde la superficie de la viga hacia la superficie neutra, que en este caso es igual a la distancia hacia el eje de simetría.

I_x : Momento de inercia con respecto al eje neutro

Todos estos datos se pueden obtener del ANEXO 6. Los valores de estos esfuerzos son:

$$\sigma_p = 210661.37\text{Pa}$$

$$\sigma_M = 152004029.126\text{Pa}$$

Debido a que los dos esfuerzos son de naturaleza axial se pueden sumar:

$$\sigma_x := \sigma_P + \sigma_M$$

$$\sigma_x = 152214690.497\text{Pa}$$

Este esfuerzo y el que el fabricante de la viga nos proporciona S_y nos permiten obtener el factor de seguridad FS con el que se está trabajando:

$$S_y := 2200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_x}$$

$$FS = 1.417$$

De estos cálculos se puede concluir que: el factor de seguridad es muy bajo y que la viga se fleja en su parte superior 19mm. En consecuencia se decide que

se deben reforzar la viga utilizando dos perfiles UPN10 en lugar de uno, con el fin de asegurar la rigidez y elevar el factor de seguridad.

Los detalles de estos cálculos y la bibliografía utilizada se muestran en el ANEXO 7.

- Viga #2

Esta viga además de soportar las fuerzas que soporta la Viga #1, F_{ts} y M_{ts} , tiene sobre ella las cargas (fuerzas y momentos) que corresponden a los soportes del sistema de transmisión de potencia. La localización de estas fuerzas se muestran en la (Figura 3.14):

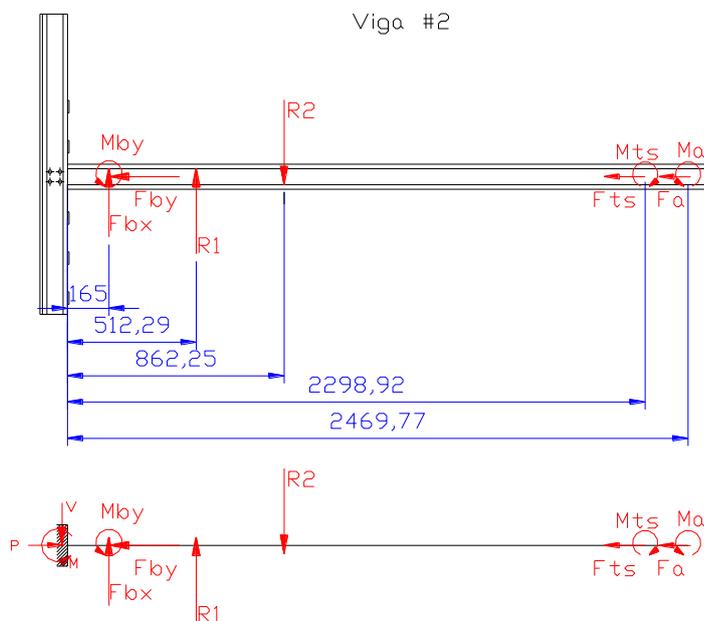


Figura 3.14 Fuerzas que actúan sobre la viga #2 y su respectivo diagrama de cuerpo libre.

Las fuerzas y momentos correspondientes al sistema de transmisión de potencia son:

$$F_{by} := 14243.07\text{N}$$

$$F_{bx} := 13986.47\text{N}$$

$$M_{by} := F_{by} \cdot 104\text{mm} \quad M_{by} = 1481.279\text{Nm}$$

$$F_a := 22955.668 \text{ N}$$

$$M_a := F_a \cdot 97.6 \text{ mm} \quad M_a = 2240.473 \text{ Nm}$$

A continuación se utilizarán las ecuaciones de equilibrio para calcular las reacciones en el empotramiento de la viga:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_1 := 1774.65 \text{ kgf} \quad R_2 := R_1$$

$$-V + F_{bx} + R_1 - R_2 = 0 \quad V = 13986.473 \text{ N}$$

$$\Sigma M_o = 0$$

$$M + M_{by} + F_{bx} \cdot d_1 + R_1 \cdot d_2 - R_2 \cdot d_3 + M_a - M_{ts} = 0$$

$$M = 233.568 \text{ Nm}$$

En el siguiente paso se procede a generar los diagramas de: fuerza cortante, momento flector y deflexiones:

Diagrama de fuerza cortante $V_2(\text{N})$ vs $x(\text{m})$

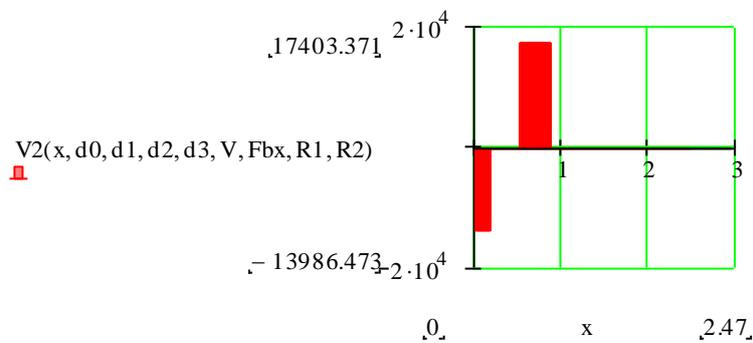


Diagrama de momento flector $M_2(\text{Nm})$ vs $x(\text{m})$

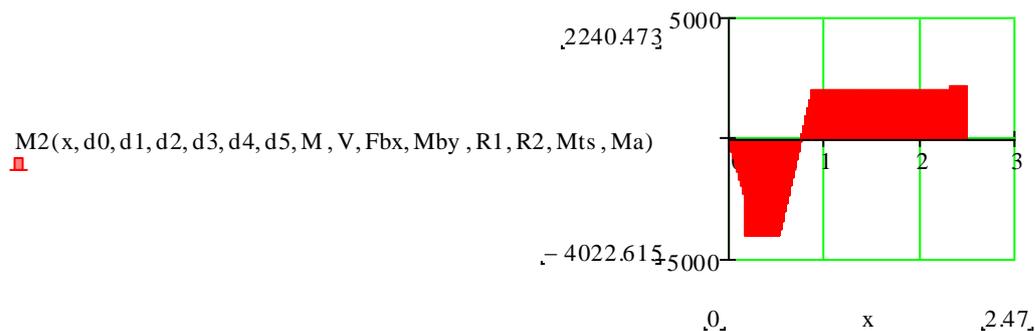
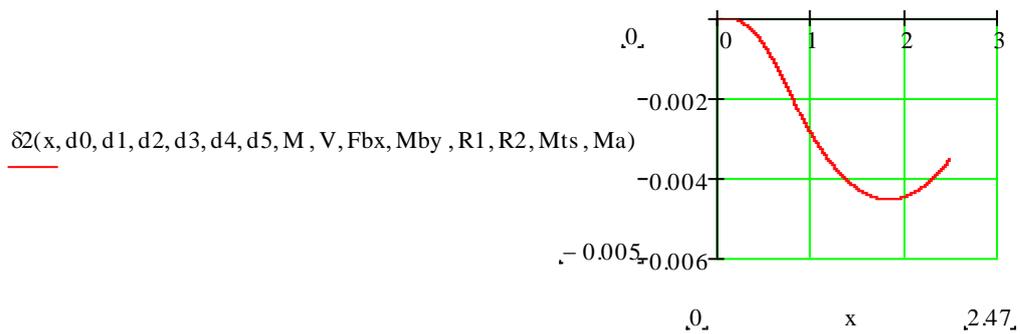


Diagrama de deflexiones δ (m) vs x (m)



En el diagrama de momento flector se observa que, el momento máximo se presenta a 0.165m del empotramiento y permanece constante hasta 0.51229m. El valor de este momento es:

$$M_{\max 2} = 4022.615 \text{ Nm}$$

Ahora se realizará el análisis de esfuerzos a 0.165m del empotramiento:

$$\sigma_P := \frac{F_{ts} + F_a + F_{by}}{A}$$

$$\sigma_P = 27765282.852 \text{ Pa}$$

$$\sigma_M := \frac{M_{\max 2} y}{I_x}$$

$$\sigma_M = 97636286.408 \text{ Pa}$$

$$\sigma_x := \sigma_P + \sigma_M$$

$$\sigma_x = 125401569.26 \text{ Pa}$$

El siguiente paso es obtener el factor de seguridad que se está usando:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_x}$$

$$FS = 1.72$$

De estos resultados se resuelve reforzar la viga con otro perfil UNP10, debido a que el factor de seguridad es bajo. En lo que se refiere a la deflexión de la viga, es menor que la anterior, pero, se necesitan ínfimas deflexiones para asegurar

el deslizamiento del bastidor y el correcto funcionamiento del sistema de descarga.

Los detalles de estos cálculos y la bibliografía utilizada se muestran en el ANEXO 7.

3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE DESCARGA

El Sistema de Descarga es un sistema neumático, empotrado a las vigas del Sistema de Recepción (Figura 3.15).

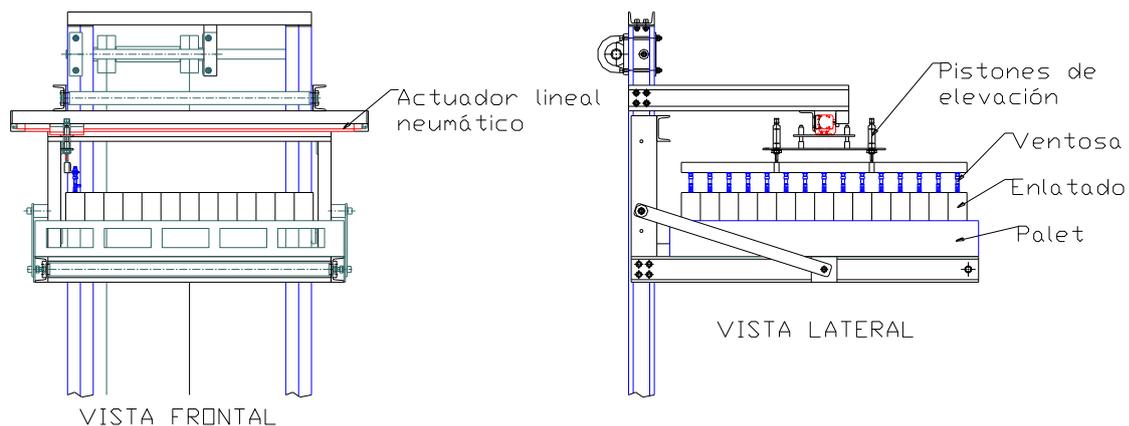


Figura 3.15 Sistema de Descarga empotrado a las columnas del Sistema de Recepción

La función de este sistema es:

- Descargar el *palet*, tomando una fila de latas mediante la succión de un grupo de pequeñas ventosas.
- Luego de tomar la fila de latas, éstas se elevan por medio de dos pistones
- Seguidamente, el grupo de latas es trasladado por un actuador lineal neumático hacia una banda transportadora.

- Sobre la banda transportadora, la fila de latas es descargada quitando la succión. Ver Figura 3.16.

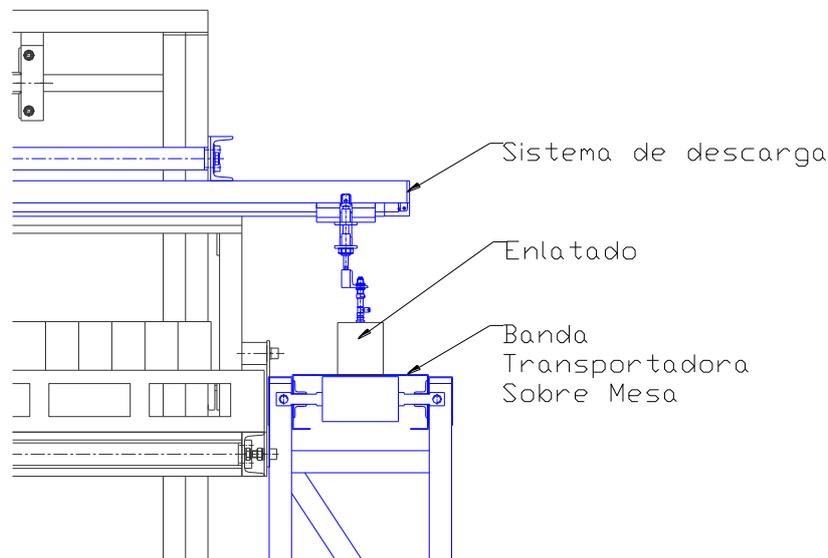


Figura 3.16 Descarga de la fila de latas sobre la banda transportadora

- El actuador lineal retorna hacia la siguiente fila de latas y el proceso se repite hasta que todo este nivel del *palet* sea descargado.
- Terminado este proceso el sistema de recepción se eleva y a continuación el sistema de descarga cumple la secuencia descrita.

El diseño del sistema de descarga es básicamente la selección adecuada de sus partes neumáticas, utilizando criterios de: fuerza y velocidad.

En vista de que la selección de elementos neumáticos es un tema que se trata en el capítulo siguiente, en esta parte corresponde establecer las velocidades para que el sistema abastezca la cantidad de enlatados prevista y para realizar de manera correcta la posterior selección de los elementos neumáticos.

Análisis de Velocidades

La secuencia ordenada de pasos en la descarga y transporte de los enlatados requiere de establecer las velocidades adecuadas en las instancias de

transporte y descarga. Todas las ecuaciones para el cálculo de velocidades y tiempos están basadas en la ecuación cinemática:

$$v = \frac{d}{t} \quad (\text{Ec 3.32})$$

Todos estos cálculos de tiempos y velocidades tienen la finalidad de hacer que la banda transportadora sea abastecida de una fila de latas con la mayor continuidad posible.

Para establecer estas velocidades y tiempos se necesitan los siguientes datos (en el caso de los enlatados de 1Kg):

Unidades por minuto:	# u / min=83
Diámetro del enlatado:	ϕ lata =0.102m
Número de latas en el sistema de descarga:	# latas=11
Tiempo de desplazamiento del pistón de émbolo:	tp=0.5s
Tiempo de succión:	ts=0.5s
Distancia máxima de traslado de los tarros:	dtm=1.259m
Distancia del montacargas a la banda transportadora:	d(m-b)=0.105m
Velocidad lineal del bastidor del montacargas:	Vel=0.05m/s
Altura de la lata:	h lata=0.118m

Con estos datos se obtienen en primer término las siguientes distancias, tiempos y velocidades:

Distancia de la hilera de latas depositada en la banda:

$$db = \phi \text{ lata} \cdot \# \text{ latas} \quad db = 1.122m$$

Velocidad que debe tener la banda transportadora para abastecer 83 unidades por minuto:

$$V1 = \# u / \text{min} \cdot \phi \text{ lata} \quad V1 = 0.1411m / s$$

Tiempo de desplazamiento de la fila de enlatados para dar paso a otra fila:

$$td = db \cdot V1 \quad td = 7.95s$$

Tiempo de traslado de la última fila de latas (fila más lejana de la banda transportadora) del nivel que se está descargando:

$$tt = \frac{td}{2} \cdot (tp + ts) \quad tt = 2.98s$$

Velocidad que debe tener el actuador lineal neumático para trasladar la última fila de latas, antes que la fila de latas que está sobre la banda transportadora se da el paso a la fila que está siendo trasladada:

$$Vt = \frac{(dtm + \phi \text{ lata} + d(m-b))}{tt} \quad Vt = 0.4926m/s$$

Tiempo que demora el sistema de descarga, en trasladar y depositar la fila de latas, si ésta llega antes, que la fila de latas que está sobre la banda transportadora se da el paso:

$$te = \frac{\phi \text{ lata} + d(m-b)}{Vt} + ts \quad te = 0.93s$$

Tiempo que tarda el montacargas en elevar el siguiente nivel de latas:

$$tel = \frac{h \text{ lata}}{Vel} \quad tel = 2.36s$$

Tiempo necesario para que el sistema cambie de nivel y se ponga en espera, éste debe ser menor que td

$$tn = tel + (te - ts) + tp + ts + tp \quad tn = 4.28s$$

Los cálculos que siguen, sirven para comprobar que el espacio de la banda que no está cargado con enlatados (distancia de pérdida) no afecte en la meta de abastecimiento que es de 75 latas por minuto, en el caso de los enlatados de 1Kg.

Distancia de pérdida en la banda:

$$dpr = V1 \cdot te \quad dpr = 0.1298m$$

Distancia de pérdida en la banda luego de que pasan 75 latas:

$$\frac{dpr}{75u} = \frac{75 \cdot \phi \text{ lata} \cdot dpr}{db + dpr} \quad \frac{dpr}{75u} = 0.7935m$$

Número de unidades perdidas por cada 75 latas:

$$\#u \text{ perdidas} = \frac{\frac{dpr}{75u}}{\phi \text{ lata}} \quad \#u \text{ perdidas} = 7.78u$$

Debido a que el sistema fue dimensionado para abastecer 83 unidades por minuto y el número de unidades perdidas es de 8, el sistema abastece 75 unidades por minuto, que es la meta de este proyecto.

Los cálculos para los casos de: enlatados de 410 gramos y frascos se muestran en el ANEXO 8.

3.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE LIMPIEZA

El sistema de limpieza es un transportador de banda lateral, que está localizado luego del transportador de banda sobre mesa, en el cual se descarga las filas de latas (el diseño de este transportador será tratado en el

sub-capítulo 3.4). El sistema de banda lateral permite, que una banda haga rodar al enlatado por superficies de contacto mínimas, en este caso ejes.

El sistema por el cual las latas son trasladadas consiente que, por la parte superior e inferior de este transportador se puedan introducir cepillos, los cuales limpian la base y la tapa de los enlatados. Ver (Figura 3.17).

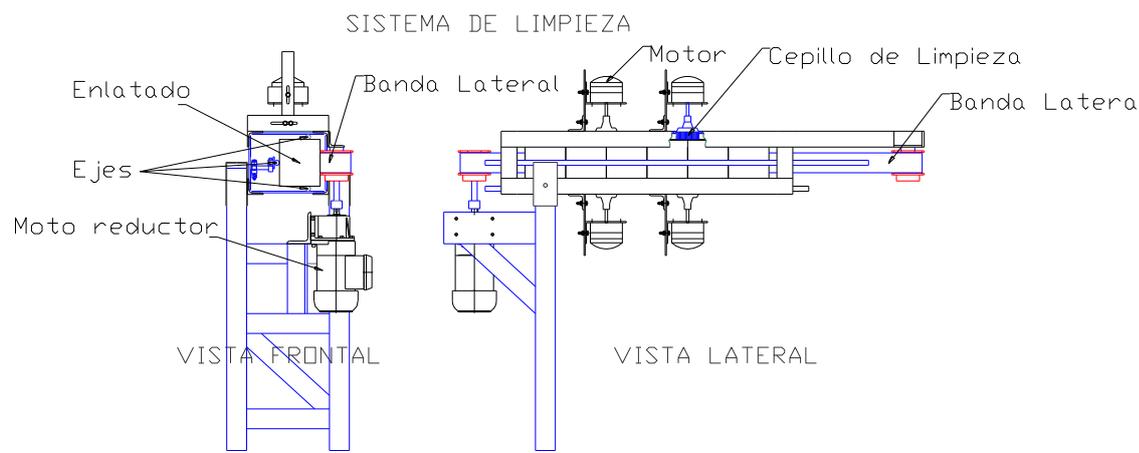


Figura 3.17 Vista frontal y lateral del Sistema de Limpieza

El diseño del sistema de limpieza está basado en:

- La facilidad que este da para la limpieza de la base y la tapa de los tarros al mismo tiempo, sin necesidad de virarlos. Por esta razón tiene la forma de una jaula.
- Su longitud. El sistema debe albergar seis tarros de un kilogramo y además es susceptible de acoplamiento al transportador de banda sobre mesa. La cantidad de tarros que alberga está basada en el espacio que ocupan los cepillos de limpieza.
- Otro parámetro que se toma en cuenta para este diseño es: la banda lateral y el moto-reductor adecuados, pues el sistema debe acoplarse física y dinámicamente al sistema de transporte. La selección de estos elementos será tratada en el capítulo 5.

- La selección de los motores que impulsan los cepillos de limpieza será tratada en el capítulo 5.

En la Figura 3.17 se observa que el transportador es más largo de lo necesario para albergar los cepillos de limpieza. Esto se debe a que en la práctica puede ser necesario un par de cepillos extras para lograr una correcta limpieza.

3.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN, TRANSPORTE Y CALIBRACIÓN.

Transporte

Es el sistema sobre el cual se descargan las filas de latas, para ser transportadas al sistema de limpieza. Este como fue descrito en el capítulo 2, es una banda transportadora sobre mesa (Ver la Figura 3.18), cuyos elementos de transmisión de potencia serán seleccionados en el capítulo 5.

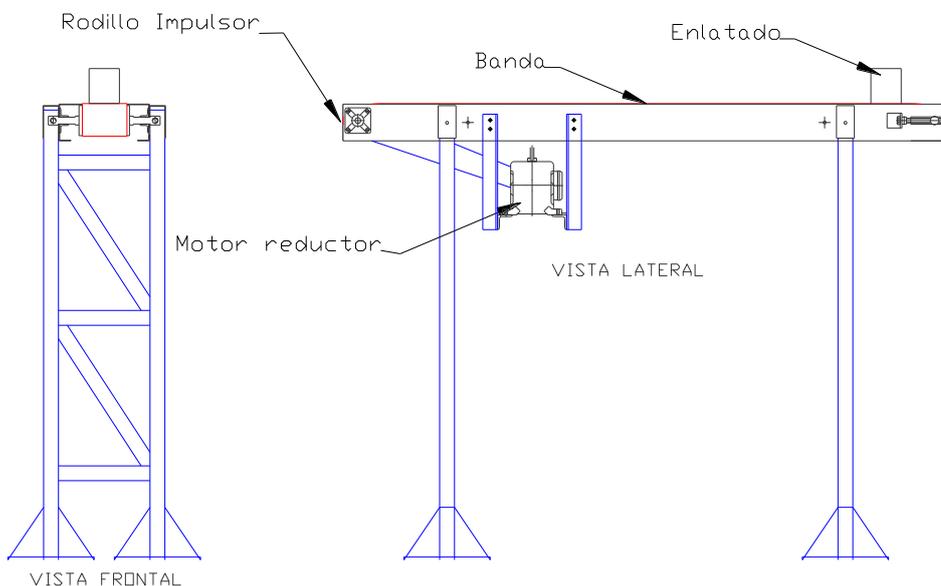


Figura 3.18 Vista frontal y lateral del sistema de transporte

El elemento que debe ser calculado dentro de este sistema es la flecha que contiene el rodillo impulsor, a la cual se conecta un conjunto de cadena de rodillos y catarina para transmitir potencia.

- Cálculo de la Flecha

Para iniciar este cálculo se necesita el diagrama de cuerpo libre de la flecha:

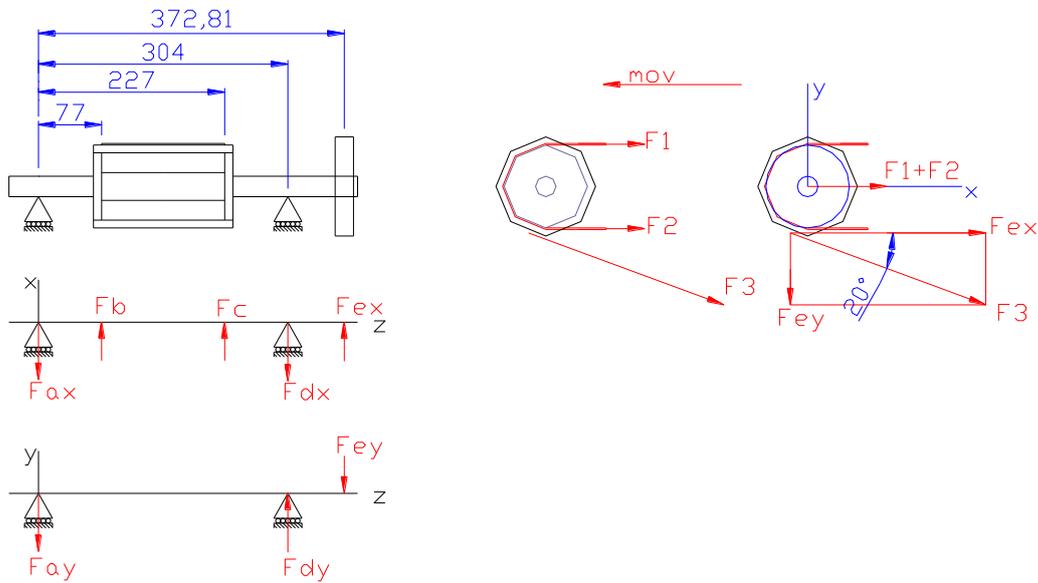


Figura 3.19 Diagrama de cuerpo libre de la flecha que contiene el rodillo impulsor de la banda transportadora sobre meza

Con el torque del motor y la relación de transmisión que nos da la razón entre el número de dientes de la catarina conducida sobre la conductora, se obtiene el torque que soporta la flecha:

$$M1 := T_{\text{motor}} \cdot \frac{z_2}{z_1}$$

$$M1 = 64.863 \text{ Nm}$$

Una vez obtenido este torque se obtiene la fuerza que producen la transmisión de cadena $F3$ cuyas componentes son: F_{ex} y F_{ey} , con ayuda del diámetro primitivo de la catarina conducida ϕ_{p2} :

$$F3 := \frac{M1}{\frac{\phi_{p2}}{2}}$$

$$F_{ex} := F3 \cdot \cos\left(20 \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

$$F_{ex} = 1004.043\text{N}$$

$$F_{ey} := F3 \cdot \sin\left(20 \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

$$F_{ey} = 365.442\text{N}$$

Ahora se obtienen las fuerzas que se producen en los lugares donde el rodillo impulsor está en contacto con la flecha F_b y F_c , este dato se substraee de la tensión máxima T_1 que debe tener la banda transportadora (la tensión máxima se obtiene al seleccionar la banda transportadora):

$$T_1 := 571.39\text{bf}$$

$$F1 := T_1$$

$$F2 := \frac{1}{5} \cdot F1$$

(Ec 3.33)

$$F_b := \frac{F1 + F2}{2}$$

$$F_c := F_b$$

$$F_c = 1525.002\text{N}$$

Cuando se tensa una banda aparecen dos fuerzas $F1$ y $F2$, una en el lado tenso de la banda, que es igual a la tensión máxima encontrada en su selección $F1$ y $F2$ que está en el lado flojo de la banda, esta fuerza es la quinta parte de $F1$.

Tabla 3.5 Fuerzas y Torque de la flecha impulsora

ORDEN	CÓDIGO	SISTEMA	FUERZA	UNIDAD	TORQUE	UNIDAD
A	Fax	Apoyo	-----	N	-----	Nm
B	Fb	Tambor	1525.002	N	32.4315	Nm
C	Fc	Tambor	1525.002	N	32.4315	Nm
D	Fdx	Apoyo	-----	N	-----	Nm

Tabla 3.6 Fuerzas y Torque de la flecha impulsora (Continuación)

ORDEN	CÓDIGO	SISTEMA	FUERZA	UNIDAD	TORQUE	UNIDAD
E	Fex	Entrada de Torque	1004.043	N	64.863	Nm
A	Fay	Apoyo		N	-----	Nm
D	Fdy	Apoyo		N	-----	Nm
E	Fey	Catarina	365.442	N	-----	Nm

El siguiente paso es aplicar las ecuaciones de equilibrio en los planos zx y xy:

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_b \cdot d_1 + F_c \cdot d_2 - F_{dx} \cdot d_3 + F_{ex} \cdot d_4 = 0 \quad F_{dx} = 2756.308 \text{N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$-F_{ax} + F_b + F_c - F_{dx} + F_{ex} = 0 \quad F_{ax} = 1297.738 \text{N}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

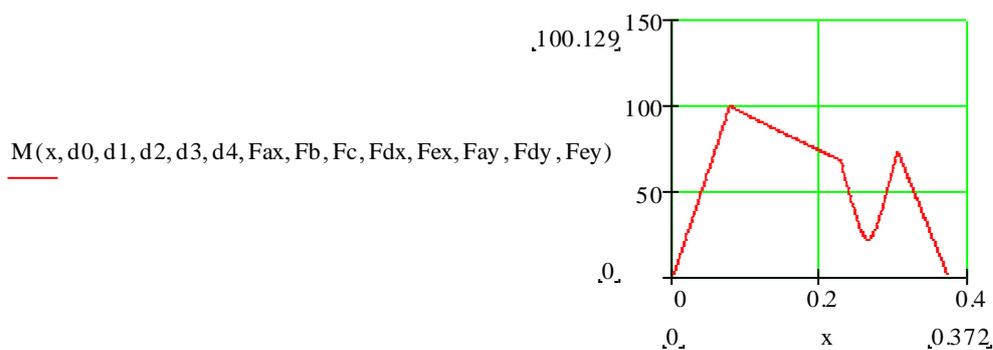
$$F_{dy} \cdot (d_3) - F_{ey} \cdot (d_4) = 0 \quad F_{dy} = 448.159 \text{N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-F_{ay} + F_{dy} - F_{ey} = 0 \quad F_{ay} = 82.717 \text{N}$$

Con todas las fuerzas encontradas, se generan los diagramas de fuerza cortante y momento flector. En vista de que son dos planos se muestra solo el diagrama de momento flector resultante:

Diagrama de momento flector resultante M(Nm) vs x(m)



Del diagrama de momentos se deduce que la zona crítica de la flecha está ubicada a 0.077 metros del punto A. En esta zona el valor del momento y del torque son:

$$M = 100.129\text{Nm}$$

$$T = 64.863\text{Nm}$$

En este momento se selecciona un acero BOHLER V145 para la construcción de la flecha. Sus propiedades son:

$$S_y := 900 \cdot 10^6 \text{Pa}$$

$$S_{u_t} := 1300 \cdot 10^6 \text{Pa}$$

Ahora se empieza con el análisis estático para obtener una primera aproximación del diámetro de la flecha:

$$FS := 2.5$$

$$\sigma_{eq} := \frac{S_y}{FS}$$

$$D := \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{eq}} \cdot \sqrt{M^2 + T^2}}$$

$$D = 0.015\text{m}$$

En vista de que este sistema funciona en sincronización con los sistemas de recepción y descarga, trabaja la misma cantidad de horas diarias, la flecha que se está diseñando está sometida a un alto número de ciclos.

Por esta razón se realiza a continuación un diseño a fatiga que comienza con la estimación del límite de resistencia a la fatiga, el cálculo de los factores de carga, tamaño y superficie. Todo esto con el fin de obtener la resistencia a la fatiga:

$$S_e' := 0.5 \cdot S_{u_t}$$

$$Se' = 6.5E + 8Pa$$

$$C_{carga} := 1$$

$$C_{tamaño} := 0.869(0.59)^{-0.097} \quad C_{tamaño} = 0.914$$

$$C_{superficie} := 4.51(1300)^{-0.265} \quad C_{superficie} = 0.674$$

$$Se := C_{carga} \cdot C_{tamaño} \cdot C_{superficie} \cdot Se' \quad Se = 4.009E + 8Pa$$

Ahora se establecen los torques y momentos medios y alternantes:

$$Ma = 100.129Nm$$

$$Mm = 0$$

$$Ta = 0$$

$$Tm = 64.863Nm$$

Con estos valores y un $kfb = 1$, se calcula el diámetro que debe tener la flecha en su zona crítica:

$$D_{max} := \left[\frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot Sy} \cdot \left(T_m + \frac{Sy}{Se} \cdot kfb \cdot M_a \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{max} = 0.02m$$

Los detalles de este cálculo se muestran en el ANEXO 9.

Alimentación

Luego que las latas pasan por el sistema de limpieza, estas deben ser viradas noventa grados para que entren en el la máquina etiquetadora. En vista de que el transportador de banda lateral está a 538 mm de altura sobre la etiquetadora, se aprovecha la gravedad para utilizar un sistema censillo de viraje que consiste en una jaula hecha de varillas de acero, dobladas de tal forma que el tarro gire al mismo tiempo que se desplaza. Ver la Figura 3.19:

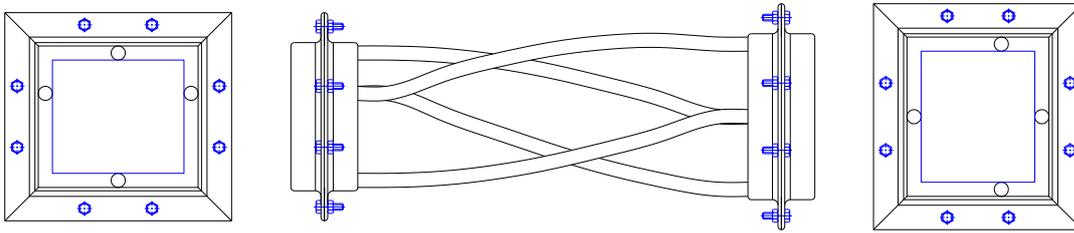


Figura 3.20 Sección del alimentador en la que gira el tarro noventa grados

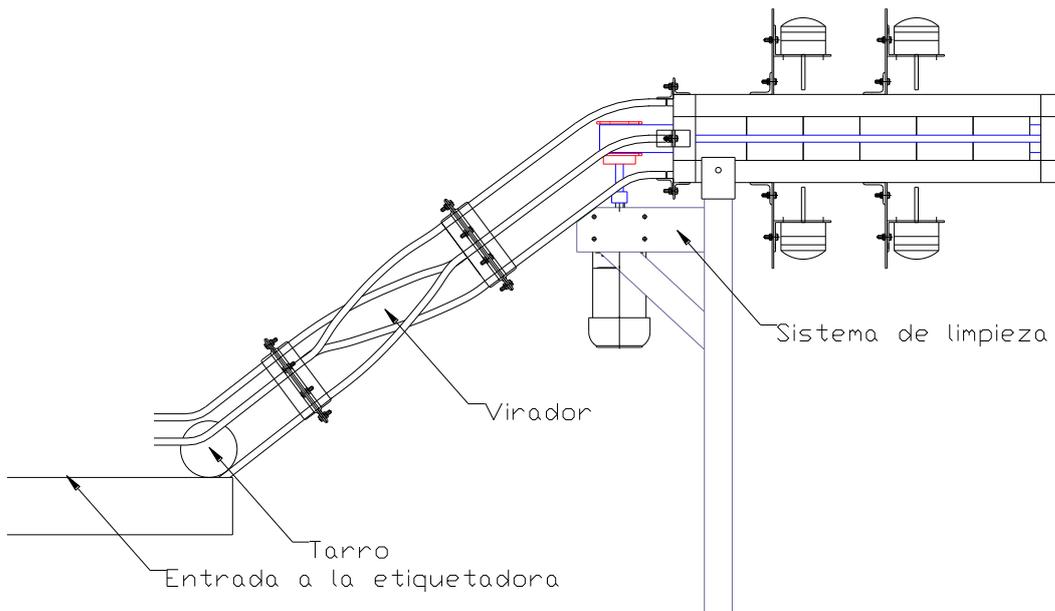


Figura 3.21 Sistema de alimentación unido al sistema de limpieza

Las curvas del virador son generadas a partir de intervalos de giro del tarro en distancias iguales como se muestra en la Figura 3.21

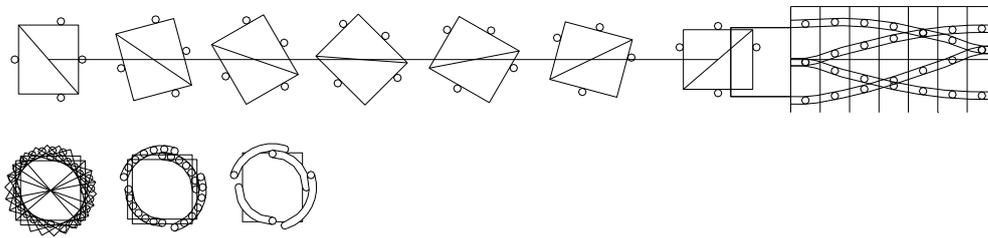


Figura 3.22 Generación de la curva del virador

Calibración

Los sistemas diseñados sirven para tres distintos formatos: tarros de 1 Kg, tarros de 450 g y frascos. Por esta razón las distintas instancias por las cuales pasan estos formatos necesitan sistemas de calibración.

- Calibración en el sistema de descarga

Al cambiar de formato en el sistema de descarga se reduce el número de tarros, por esta razón algunas ventosas deben volverse inactivas, esto se logra moviendo a estas a una altura distinta de las que están activas, con un mecanismo propio de la ventosa. Ver Figura 3.23.

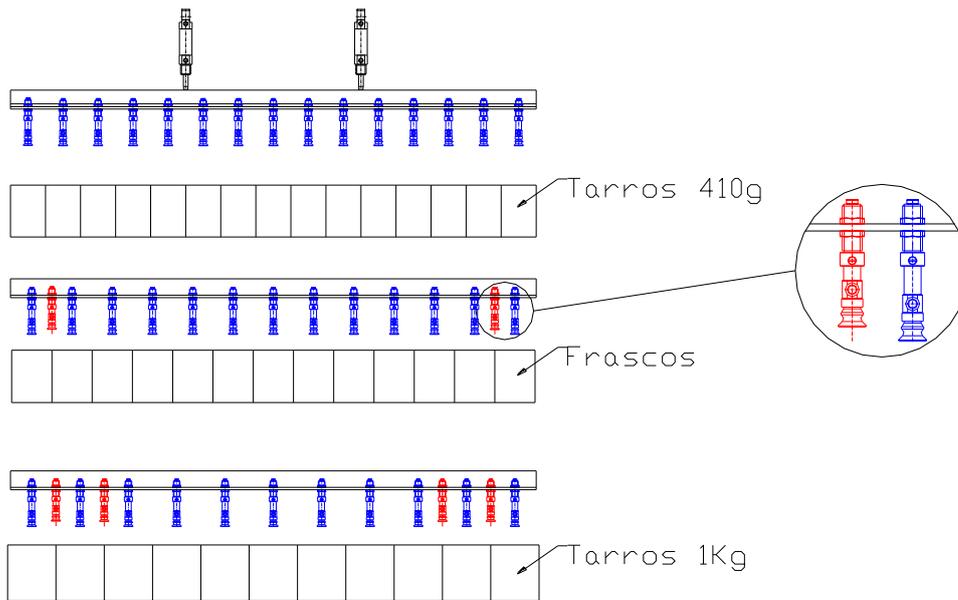


Figura 3.23 Ventosas activas e inactivas para los distintos formatos

Además como se observa en la Figura 3.23, la distancia entre ellas cambia, para ésto el soporte de las ventosas tiene un canal por el cual se las puede desplazar aflojando una tuerca y contratuerca que las asegura. Ver Figura 3.24.

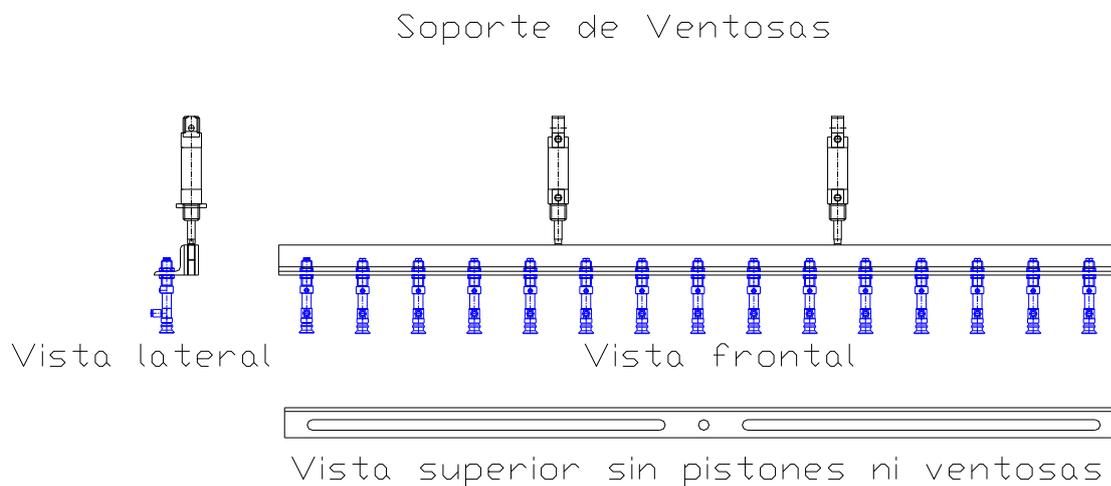


Figura 3.24 Soporte de ventosas con canal para su desplazamiento

En vista de que la altura de los tarros varía levemente, esta calibración permite subir o bajar una parte del sistema de descarga. Este desplazamiento se logra

mediante un conjunto de eje y guía, que en la posición adecuada se asegura con un prisionero como se observa en la Figura 3.25.

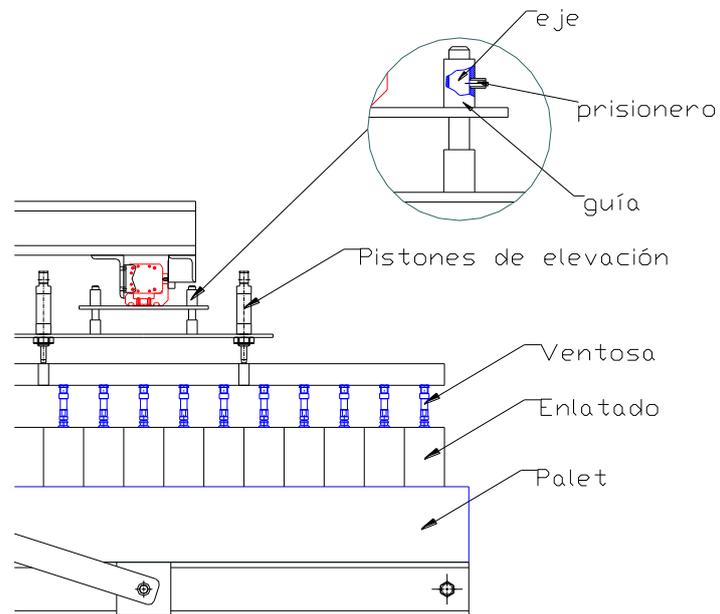


Figura 3.25 Calibración de la altura en el sistema de descarga

- Calibración en el sistema de limpieza

Para que el sistema de banda lateral funcione adecuadamente con cada formato, se procura un tope lateral regulable apriete ligeramente al tarro contra la banda, este torpe funciona con bisagras que pueden ser aseguradas con un prisionero. Ver la Figura 3.26.

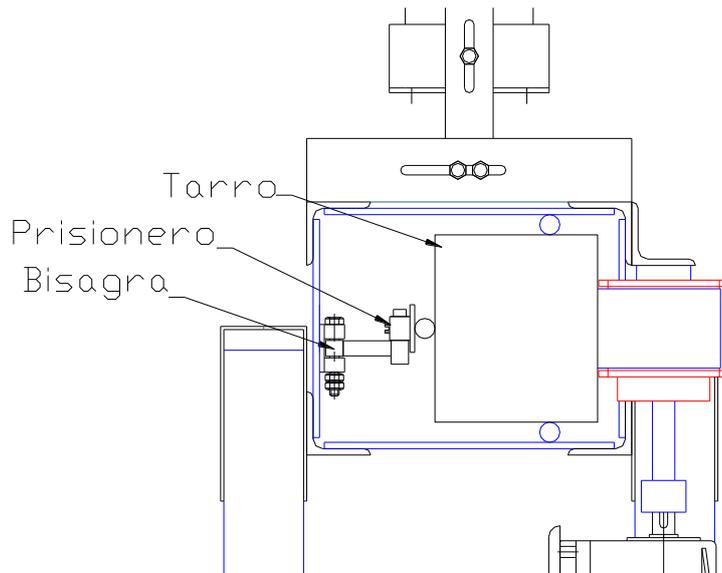


Figura 3.26 Regulación para asegurar el transporte por banda lateral

Los cepillos del sistema de limpieza, pueden ser: rotados, subidos o bajados. Por medio de guías y asegurado en la posición idónea por pernos como se visualiza en la (Figura 3.27).

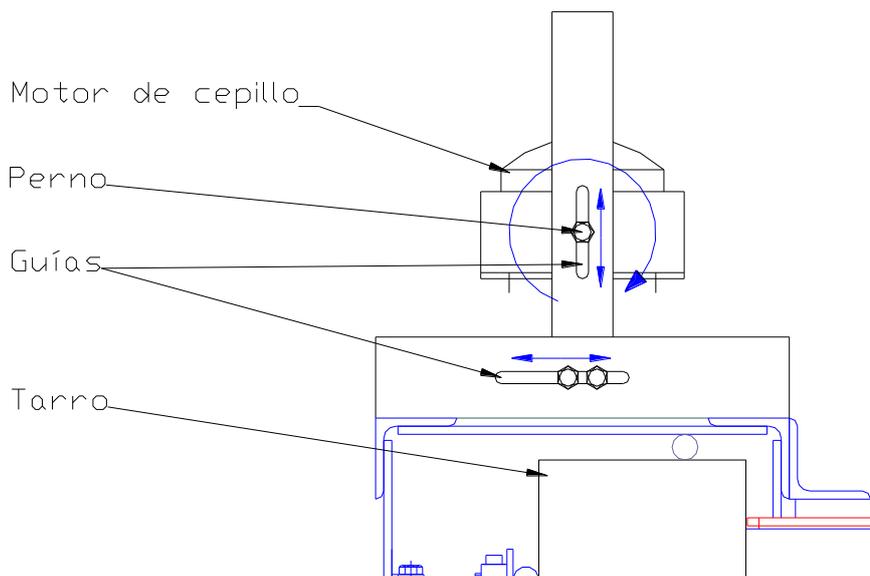


Figura 3.27 Regulación para los cepillos del sistema de limpieza

3.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL Y POTENCIA

El sistema de control y potencia está regido por un controlador lógico programable (PLC), el cual controla mediante nueve sensores al sistema

neumático de descarga de tarros y al motor reductor que eleva y baja el bastidor del montacargas.

El control y encendido de los motores del transportador de banda y del transportador del sistema de limpieza no está controlados por el PLC.

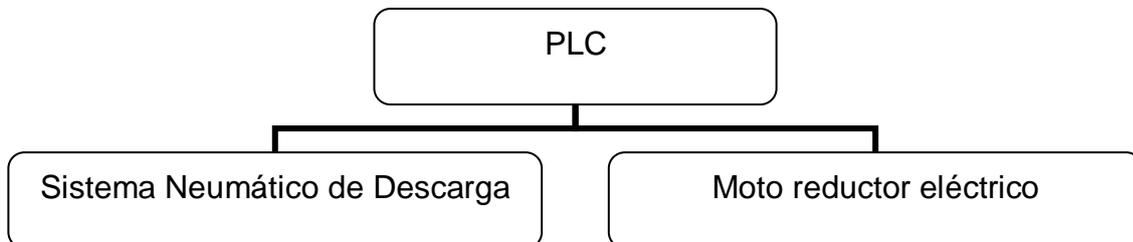


Figura 3.28 Organigrama del Sistema de Control y Potencia

Para programar el PLC se utilizó lenguaje de escalera y se definieron las siguientes variables:

Tabla 3.7 Definición de variables para la programación del PLC

Nº	Denominación	Código	Tipo	Dirección	Valor
1	Pulsador de inicio	P1	BOOL	100001	
2	Sensor de Proximidad	M1	BOOL	100002	
3	Sensor de Proximidad	M2	BOOL	100003	
4	Sensor de Proximidad	M3	BOOL	100004	
5	Sensor de Proximidad	M4	BOOL	100005	
6	Sensor de Proximidad	M5	BOOL	100006	
7	Sensor de Proximidad	M6	BOOL	100007	
8	Sensor de Proximidad	M7	BOOL	100008	
9	Sensor de Proximidad	M8	BOOL	100009	
10	Sensor de Proximidad	M9	BOOL	100010	
11	Interruptor, paso de corriente	P	BOOL	100011	

**Tabla 3.8 Definición de variables para la programación del PLC
(Continuación)**

Nº	Denominación	Código	Tipo	Dirección	Valor
12	Accionamiento eléctrico	S1	BOOL	000001	
13	Accionamiento eléctrico	S2	BOOL	000002	
14	Accionamiento eléctrico	S3	BOOL	000003	
15	Accionamiento eléctrico	S4	BOOL	000004	
16	Accionamiento eléctrico	S5	BOOL	000005	
17	Accionamiento eléctrico	S6	BOOL	000006	
18	Accionamiento, sube bastidor	M	BOOL		
19	Accionamiento, baja bastidor	Mb	BOOL		
20	Variable auxiliar, relé	R	BOOL		
21	Variable auxiliar, relé	R0	BOOL		
22	Variable auxiliar, relé	R1	BOOL		
23	Variable auxiliar, relé	R2	BOOL		
24	Variable auxiliar, relé	R3	BOOL		
25	Variable auxiliar, relé	R4	BOOL		
26	Variable auxiliar, relé	R5	BOOL		
27	Variable auxiliar, relé	R6	BOOL		
28	Variable auxiliar, relé	R7	BOOL		
29	Variable auxiliar, tiempo	T1	TIME		t#0.5s

BOOL: Variable booleana, cuya respuesta es encendido o apagado (uno o cero).

TIME: Variable en cuyo valor se puede especificar una cantidad de tiempo.

Las variables desde la número dos a la diez, representan los sensores utilizados en sistema de recepción y de descarga, su ubicación se muestra en la Figura 3.29.

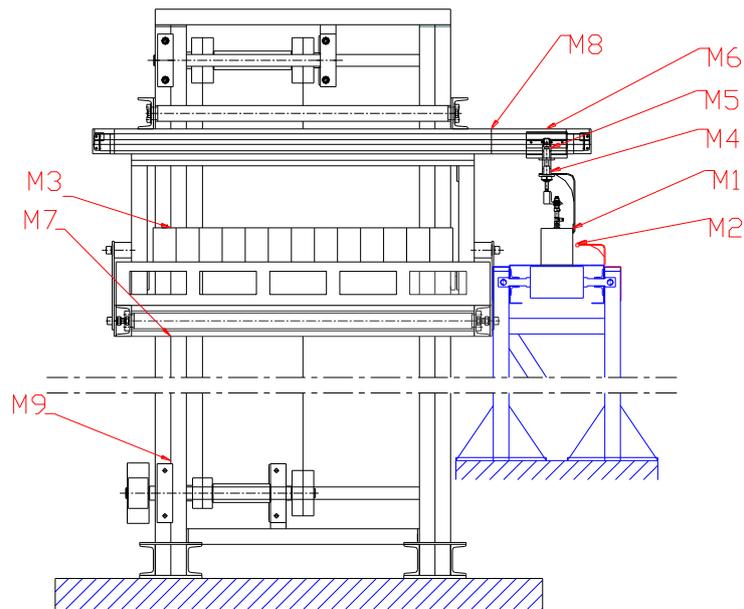


Figura 3.29 Ubicación de los sensores en los sistemas de recepción y descarga

Las variables desde la número doce a la diecisiete son solenoides que activan y desactivan las distintas válvulas que controlan el sistema neumático de descarga. Ver la Figura 3.30. Además, esta figura muestra las conexiones neumáticas entre las válvulas y pistones donde:

P1: es el actuador lineal neumático, encargado de trasladar los enlatados desde el sistema de recepción, hasta la banda transportadora.

P2: es el pistón neumático que eleva el grupo de latas, para permitir su traslado.

P3: son las ventosas, que sujetan a las latas por medio de succión mediante un generador de vacío.

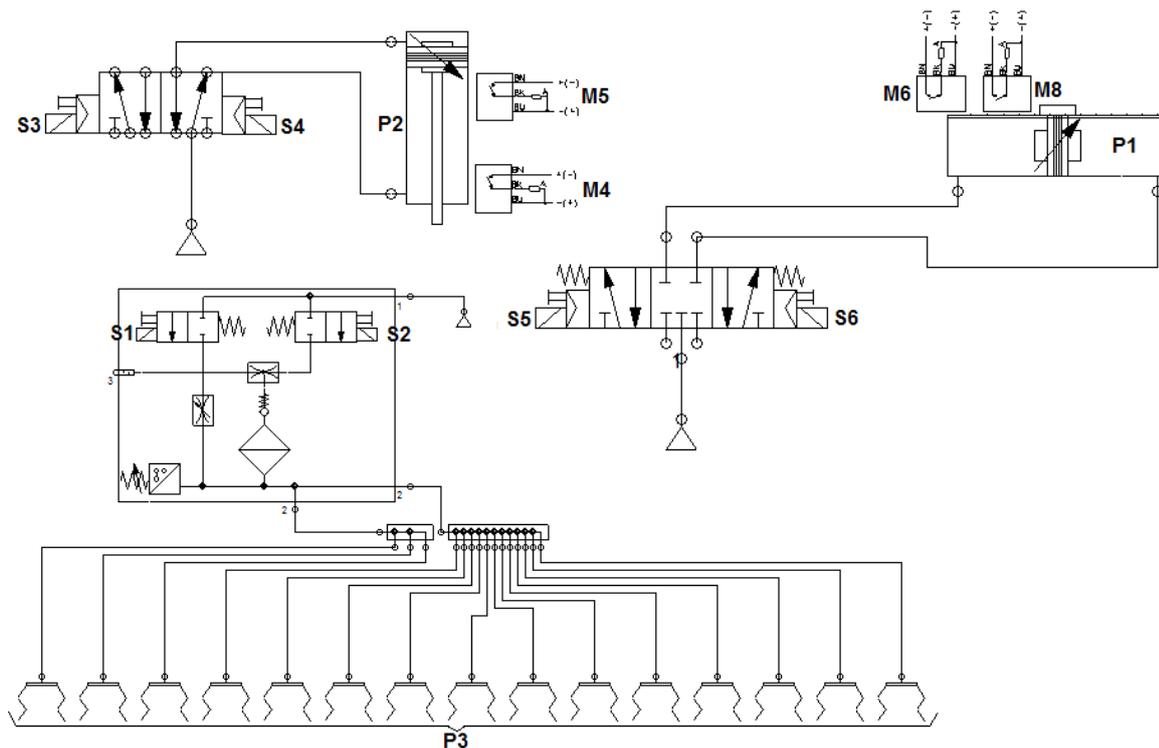


Figura 3.30 Diagrama de conexión del sistema neumático

El sistema de control y potencia funciona de la siguiente manera:

El sistema se activa con un pulsador P, además, cada vez que un *palet* es descargado, el sistema se reinicia y detiene, hasta que un nuevo *palet* es cargado y el operador de la máquina, da una nueva pulsación.

La programación del PLC prevé las siguientes instancias:

- El bastidor está en la parte baja del montacargas, en posición para recibir el *palet*. En este punto el sistema ya ha sido reiniciado y espera la siguiente pulsación para comenzar el ciclo. El *palet* descargado debe ser quitado por el operador de la máquina y el siguiente *palet* es colocado.
- El sistema de descarga llega con un nuevo grupo de latas, antes que el grupo anterior se desplace el espacio suficiente para que el grupo nuevo, pueda ser depositado sobre la banda transportadora. Para solucionar este inconveniente, los sensores M2 y M8 interactúan. Cuando el sistema de

descarga pasa por M8, lo activa y si M2 también está activo, el actuador lineal se detiene. En el momento que M2 se desactiva el actuador lineal continúa y descarga el grupo de latas sobre la banda.

- El último grupo de latas se descarga. En este momento, el sensor M3 se desactiva, pero el montacargas no sube el siguiente nivel de latas, si no cuando, el actuador lineal llega a hacer contacto con el sensor M6. El actuador lineal no regresa hasta que el siguiente nivel activa el sensor M3, esto indica que las latas están en el nivel adecuado, listas para ser descargadas.
- Se descarga el último grupo de latas del último nivel del *palet*. Esto desactiva el sensor M3 y activa el sensor M7, cuando esto sucede, el motor reductor se activa y baja el bastidor hasta hacer contacto con el sensor M9, el cual para el motor y reinicia el sistema y lo deja listo para recibir el siguiente *palet*.
- Además de las situaciones descritas el programa del PLC posee la secuencia de descarga.

El programa del PLC se probó en el simulador PLC Sim 32 del programa Concept V2.5. El programa realizado y los diagramas de control y potencia se puede observar en el ANEXO 10.

CAPÍTULO 4

SELECCIÓN DE ELEMENTOS

La selección de elementos va de la mano con el diseño de elementos que componen la máquina, en este capítulo se explicará los parámetros que se utilizaron para seleccionar los elementos de: potencia, eléctricos, neumáticos y control. Además, se presentará los distintos elementos seleccionados con sus respectivas características.

4.1 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE POTENCIA

Los elementos de potencia seleccionados son:

- Transmisión de potencia cadena-catarina, para el sistema de recepción.
- Transmisión de potencia cadena-catarina, para el sistema de transporte.
- Transmisión de potencia con banda de sincronización, para el sistema de limpieza.

Selección de: Transmisión de potencia cadena-catarina para el sistema de recepción.

En primera instancia se decide la velocidad con la cual el bastidor se va a mover en el sistema de recepción (montacargas).

$$v := 0.05 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Otros datos necesarios para la selección del sistema de transmisión de potencia son: el peso del bastidor F_1 y la carga máxima que va a soportar el elevador F_2 :

$$F_1 = 2 \cdot (lp + lel + leh) \cdot pUPN$$

Donde:

L_p : Longitud de la paleta

L_{el} : Longitud del elemento lateral

L_{eh} : Longitud del elemento horizontal

Ver planos SRB01, SRB02 y SRB03 respectivamente.

p_{UPN} : Peso del perfil UPN 10 por cada metro

$$F_1 := 2 \cdot (1350\text{mm} + 650\text{mm} + 1100\text{mm}) \cdot 10.60 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} \quad F$$

$$F_1 = 65.72\text{kgf}$$

$$F_2 := 1750\text{kgf}$$

De estos datos obtenemos la carga máxima en el elevador:

$$F := F_1 + F_2$$

$$F = 1815.72\text{kgf}$$

Entonces, la potencia nominal necesaria para elevar esta carga es la carga máxima en el elevador multiplicada por la velocidad de elevación:

$$P_n := F \cdot v$$

$$P_n = 0.89\text{kW}$$

Con estos datos se procede a seleccionar las catarinas para el sistema de transmisión. La selección del sistema de transmisión empieza estableciendo el factor de servicio f_s . Para Montacargas y elevadores con carga no uniforme y motor eléctrico el factor es:

$$f_s := 1.3$$

Entonces la potencia con la cual se debe seleccionar el número de piñón y cadena es:

$$P := P_n \cdot f_s$$

$$P = 1.157 \text{ kW}$$

Se aproxima a un tren doble de transmisión por tratarse de una velocidad baja. Además la transmisión doble permite seleccionar un motor reductor menos costoso.

El piñón seleccionado tiene doce dientes y un paso de una pulgada, pero, como la potencia que resisten estos piñones es muy baja y se desea ahorrar espacio, se utilizan piñones dobles. La potencia que resiste el piñón doble a 25 rpm (velocidad calculada a partir del diámetro primitivo del piñón de doce dientes, la relación de transmisión, la velocidad lineal del bastidor) es:

$$P_{z1} := 1.061.7$$

$$P_{z1} = 1.802 \text{ kW}$$

Los piñones o catarinas seleccionadas para el tren de transmisión de acuerdo al número de dientes son:

$$z_1 := 12 \quad z_2 := 24 \quad z_3 := z_1 \quad z_4 := 18$$

Estos piñones dan al sistema una relación de transmisión:

$$Rt := \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}$$

$$Rt = \frac{1}{3}$$

El próximo paso es calcular la longitud de la cadena para el primer par de catarinas z_1 y z_2 . Para esto se necesitan los siguientes datos:

Distancia entre centros: $e_{12} := 650 \text{ mm}$

Diámetro de paso del piñón pequeño: $g_1 := \phi_{p1} \quad g_1 = 3.864 \text{ in}$

Diámetro de paso del piñón grande: $G_2 := \phi_{p2}$ $G_2 = 7.661 \text{ in}$

Paso de la Cadena: $P := p$ $P = 1 \text{ in}$

Número de dientes del piñón pequeño: $t_1 := z_1$ $t_1 = 12$

Número de dientes del piñón grande: $T_2 := z_2$ $T_2 = 24$

Factor A: $A_{12} := \frac{G_2 - g_1}{2 \cdot e_{12}}$ $A_{12} = 0.07419$

Datos interpolados:

$$B = 1.994$$

$$C = 0.476$$

$$D = 0.524$$

Número de pasos de la cadena:

$$N_p := \frac{B \cdot e_{12}}{P} + C \cdot t_1 + D \cdot T_2$$

$$N_p = 69.324 \approx 70$$

Longitud de la cadena en pulgadas:

$$L_{12} := \frac{(N_p - C \cdot t_1 - D \cdot T_2) \cdot 1}{B}$$

$$L_{12} = 25.591$$

El procedimiento para el segundo par de catarinas z_3 y z_4 es similar. La longitud para este segundo par es de:

$$L_{34} = 90.748 \text{ in}$$

Los detalles de los cálculos realizados, las tablas utilizadas para la selección de la transmisión de cadena se muestran en el ANEXO 11.

Selección de: Transmisión de potencia cadena-catarina para el sistema de transporte.

Se selecciona la transmisión de cadena adecuada, mediante los siguientes datos:

Potencia del motor: $P_m = 0.18 \text{ kW}$

El proceso para sacar la potencia se explica en el sub-capítulo 4.2.

Factor de servicio: $f_s := 1.3$

Potencia para la selección: $P_p := P_m f_s$ $P_p = 0.234$ $P_p = 0.201 \text{ hp}$

Relación de transmisión: $R_t = \frac{1}{2}$

Los resultados de la selección son:

Número de dientes del piñón conductor: $z_1 := 20$

Número de dientes del piñón conducido: $z_2 := 40$

Paso: $p := 0.375 \text{ in}$

Diámetro primitivo del piñón conductor: $\phi_{p1} := 2.397 \text{ in}$

Diámetro primitivo del piñón conducido: $\phi_{p2} := 4.780 \text{ in}$

La longitud de cadena es la siguiente: $L_{12} = 24.606 \text{ in}$

El siguiente paso es elegir la banda transportadora apropiada. Para esto se requieren los siguientes datos y cálculos:

Potencia de moto reductor (hp): $P_m := 0.241$

Velocidad de la banda (ft/min): $S := 27.55$

Tensión efectiva (lb): $T_E := \frac{0.9 P_m 33000}{S}$ $T_E = 259.723$

Factor de transmisión: $K := 1.2$

Tensión del lado de retorno (lb): $T_2 := K \cdot T_E$ $T_2 = 311.667$

Tensión Máxima (lb):	$T_1 := T_E + T_2$	$T_1 = 571.39$
Ancho de la banda (in):	5.905:	
Tensión Unitaria (lb/in):	$T_u := \frac{T_1}{5.9055}$	$T_u = 96.756$

De acuerdo con las tablas 3 y 4 del catálogo de Icobandas S.A. la banda más adecuada para este sistema es una Tipo BFC de dos lonas.

Las tablas utilizadas para seleccionar la transmisión de cadena y el tipo de banda se encuentran en el ANEXO 12.

Selección de: Transmisión de potencia con banda de sincronización, para el sistema de limpieza.

La velocidad de este transportador es muy baja para usar una banda lateral plana o en V, por esto hemos decidido usar el sistema de bandas sincrónicas HT que son bandas dentadas cuya forma y funcionamiento es similar a transmisión por cadena de rodillos. Para su selección se requiere los siguientes datos:

Velocidad de la banda:	$v := 0.14 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	
Factor de servicio:	$f_s := 1.6 + 0.3$	
Potencia de diseño:	$P_{\text{diseño}} := f_s \cdot P_{\text{motor}}$	$P_{\text{diseño}} = 0.153\text{hp}$

La obtención de la potencia del motor se explica en el sub-capítulo siguiente.

Selección del paso de la banda:

Guía para Selección de Paso de Banda

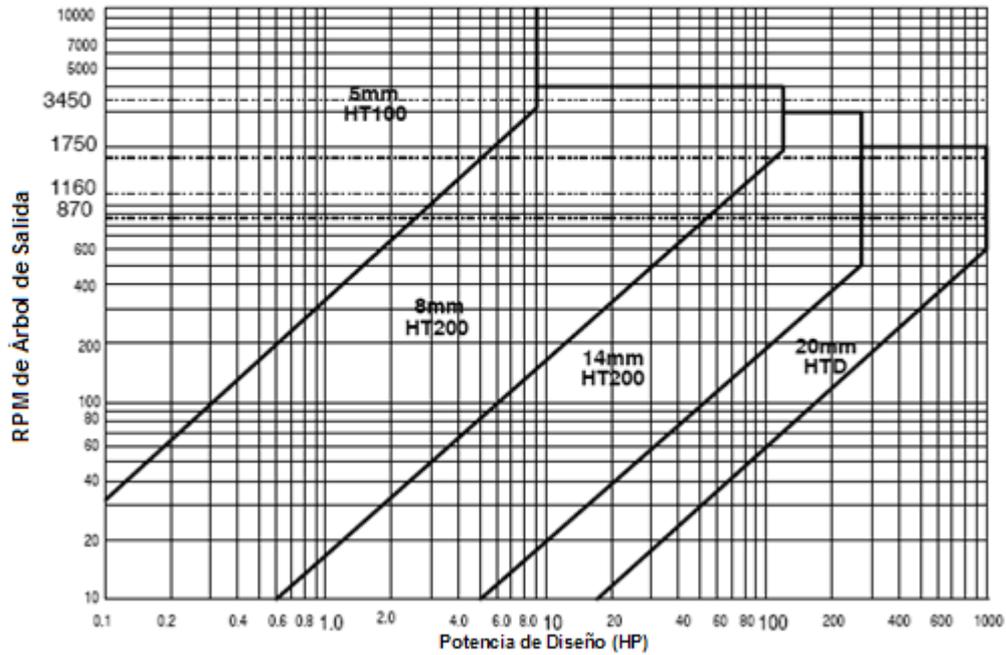


Figura 4.1 Guía para la selección del paso de la banda

Fuente: Catálogo DODGE de bandas sincrónicas

Paso seleccionado: $\text{paso} := 8\text{mm}$

Razón de velocidades: $r_z := 1$

Luego de hacer estos cálculos se debe elegir de las tablas de rangos de potencia, la potencia adecuada de acuerdo a la velocidad de de la catarina pequeña. Para este caso la catarina pequeña tiene una velocidad aproximada de:

$$\omega_{\text{aprox}} := \frac{v}{0.040\text{m}} \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi}$$

$$\omega_{\text{aprox}} = 33.423\text{rpm}$$

HT150 Valores de Potencia, HP

NOTA: Multiplicar el valor por el factor de corrección de longitud de la Tabla de Distancias Radio/Centro

8M-50		HT150 Valores de Potencia, HP – 50MM Ancho de Banda (1.97 plg)									
RPM Piñón	No. Dientes										
	28	30	32	34	36	38	40	44	48		
10	0.15	0.17	0.20	0.23	0.26	0.29	0.31	0.34	0.37		
20	0.29	0.34	0.40	0.45	0.51	0.59	0.62	0.68	0.74		
40	0.59	0.69	0.79	0.91	1.03	1.18	1.24	1.36	1.49		
60	0.88	1.03	1.19	1.36	1.54	1.77	1.86	2.05	2.23		

Figura 4.2 Tabla de rango de potencias para la selección de la catarina pequeña. Fuente: Catálogo DODGE de bandas sincrónicas

Catarina seleccionada: Tipo HT 150 8M-50 28 dientes

El paso siguiente es seleccionar la banda adecuada, esto se obtiene de la siguiente tabla:

Distancia entre centros aproximada: $d_c = 41.732\text{in}$

SELECCIÓN

8MM Paso HT200/HT150 Selección Banda de T

Rt	Combinación Piñones				Distancia entre centros, pulgadas										
	T ran s m i s i ó n		T ran s m i s i ó n		1224- 8M	1280- 8M	1440- 8M	1512- 8M	1584- 8M	1600- 8M	1760- 8M	1800- 8M	2000- 8M	2200- 8M	2400- 8M
	No. of Dient.	Paso Dia. Plg.	No. of Dient.	Paso Dia. Plg.											
	Factor de Longitud				1.00	1.10	1.10	1.10	1.10	1.10	1.10	1.20	1.20	1.20	1.20
1.00	22	2.206	22	2.206	20.63	21.73	24.88	26.30	27.71	28.03	31.18	31.97	35.90	39.84	43.78
1.00	24	2.406	24	2.406	20.32	21.42	24.57	25.99	27.40	27.72	30.87	31.66	35.59	39.53	43.47
1.00	26	2.607	26	2.607	20.00	21.10	24.25	25.67	27.08	27.40	30.55	31.34	35.27	39.21	43.15
1.00	28	2.807	28	2.807	19.69	20.79	23.94	25.36	26.77	27.09	30.24	31.03	34.96	38.90	42.84
1.00	30	3.008	30	3.008	19.37	20.47	23.62	25.04	26.45	26.77	29.92	30.71	34.65	38.58	42.52

Figura 4.3 Tabla para la selección de bandas. Fuente: Catálogo DODGE de bandas sincrónicas

Banda seleccionada: 8 MM HT150

Distancia entre centros disponible: $d_{cd} := 42.52\text{in}$

Tipo de banda de acuerdo a su longitud: 2400 8M

Diámetro primitivo de la catarina: $\phi_p := 2.807\text{in}$

Velocidad real de la catarina (rpm): $\omega_{catarina} = 37.502$

Las tablas completas para la selección de la transmisión de potencia por banda de sincronización se muestran en el (ANEXO 13).

4.2 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS ELÉCTRICOS

Los elementos eléctricos a seleccionar son:

- Moto reductor, para el sistema de recepción.
- Moto reductor, para el sistema de transporte.
- Moto reductor, para el sistema de limpieza.
- Motores para el para impulsar los cepillos, en el sistema de limpieza.

Selección de: Moto reductor, para el sistema de recepción

Con los piñones seleccionados del sub. Capítulo anterior, se procede a escoger el moto reductor adecuado. El catálogo multimedia de *Danfoss Bauer* pide los siguientes datos:

The screenshot shows the 'Moto-reductores trifásicos BAUER' software interface. The window title is 'Moto-reductores trifásicos BAUER - [Selección del moto-reductor]'. The interface includes a menu bar (Fichero, Ir a, Ayuda), a toolbar with navigation icons and 'Volver'/'Continuar' buttons, and a main area with input fields for technical specifications and a selection area for gear types.

Datos solicitados

Selección: Standard program 4 pole on mains supply

Frecuencia de red: 60 Hz

Potencia nominal o bien: 1.1 kW

Par en árbol de salida: 434 Nm

Velocidad de salida: r/min

Factor de servicio (opcional): 1.8

Potencia motor como a 50 Hz

Rango de búsqueda: -10% hasta 20%

Rango de búsqueda: -20% hasta 20%

Gama de reductor

BG - Reductor frontal

BK - Reductor grupo cónico

BF - Reductor plano

BS - Reductor tornillo sinfín

(posible seleccionar varios para comparar)

BAUER geared motors

Figura 4.4 Ingreso de datos en la pantalla principal del programa. Fuente: Catálogo Danfoss Bauer Versión 5.0

Potencia del motor: $P = 1.1kW$ $\begin{matrix} -10\% \\ +20\% \end{matrix}$

Velocidad angular de salida en el motor reductor: $\omega_1 = 20rpm \pm 20\%$

Par en el eje del reductor: $M_1 = 434.109Nm$

Con estos datos y especificando que se trata de una transmisión de cadena y que la máquina trabaja jornadas de 16 horas se obtuvo la siguiente selección:

Motor Reductor Frontal:

Tipo: BG60Z-11/D09SA4-TB-S/E008B9

Potencia del Motor: 1.1kW

Velocidad de salida: 20.5 rpm

Par torsor: 510 Nm

Factor de servicio: 2.4

Las especificaciones pormenorizadas del motor reductor se muestran en el (ANEXO 11).

Selección de: Moto reductor, para el sistema de transporte.

Para calcular de manera eficiente la potencia que requerimos para el transportador de banda sobre meza, se va a utilizar un programa que viene integrado en el catálogo multimedia de *Danfoss Bauer*.

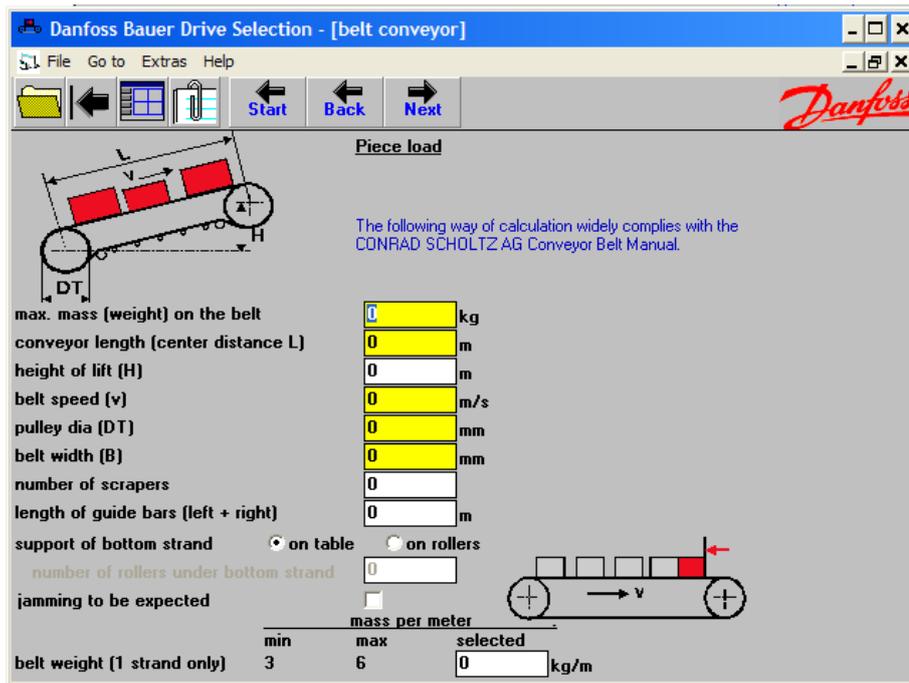


Figura 4.5 Ingreso de datos en la pantalla principal del programa. Fuente: Catálogo Danfoss Bauer Versión 5.0

Este programa requiere los siguientes datos:

- Carga máxima sobre la banda: $F := 20 \text{ kgf}$
- Longitud del transportador: $L := 1940 \text{ mm}$
- Altura de elevación: $H := 0$
- Velocidad de la banda: $v = 0.14 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- Diámetro del tambor: $\phi t := 100 \text{ mm}$
- Ancho de la banda: $B := 1.9 \text{ mm}$
- Longitud de las barras guía: $LB := 3.6 \text{ m}$
- Masa en movimiento: $Mm = 12 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$

Tipo de soporte en la base de la banda: sobre meza

Razón de velocidades entre el reductor y el tambor: $\frac{1}{2}$

Resultados del *software* "Diseño BAUER de accionamientos":

Potencia de salida requerida: $P := 0.15 \text{ kW}$

Velocidad de salida en el motor reductor: $\omega_r = 54 \text{ rpm}$

En el catálogo el motor que se aproxima a estas características dadas por el *software* es:

Tipo: BG20-11/DO5LA4-TB

Potencia del Motor: $P_m = 0.18 \text{ kW}$

Velocidad de salida: $v_m := 53 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi}{60} \right) \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Las especificaciones detalladas del motor reductor se muestran en el (ANEXO 12).

Selección de: Moto reductor, para el sistema de limpieza.

En el sistema de limpieza, se transportan tarros por medio de una banda lateral, este tipo de banda hace rodar los tarros en sentido inverso a la rotación de los cepillos de limpieza, por esta razón el rozamiento en este sistema es mínimo excepto por el que producen los cepillos. por tanto se a escogido el motor menos potente que tiene el catálogo de *danfoss bauer*.

Potencia del motor reductor: $P_{\text{motor}} := 0.06 \text{ kW}$ $P_{\text{motor}} = 0.08 \text{ hp}$

Velocidad real de la catarina (rpm): $\omega_{\text{catarina}} = 37.502$

Con las características de velocidad, potencia, el reductor seleccionado es: BG05-11/D04LA4-TB.

Las características del motor reductor se muestran en el ANEXO 13.

Selección de: Motores para el para impulsar los cepillos, en el sistema de limpieza.

El sistema de limpieza tiene cuatro cepillos, los cuales deben ser impulsados por motores de baja potencia y alta velocidad. Los motores de corriente continua y baja potencia son escasos en nuestro medio, sin embargo gracias al catálogo *McMaster* se puede acceder a este tipo de productos. Mediante este catálogo se eligió el siguiente motor:

Potencia (HP):	1/100
RPM a 60 Hz:	1500
Dimensiones de la flecha:	$\frac{1}{4}'' \times 2 \frac{1}{2}''$
Longitud del cuerpo:	2''
Distancia entre pernos de sujeción:	$2 \frac{27}{32}''$
Nº:	6108K1

La página del catálogo y otros detalles del motor seleccionado se muestran en el ANEXO 13.

4.3 SELECCIÓN DE ELEMENTOS NEUMÁTICOS

Los elementos neumáticos en su totalidad pertenecen al sistema de descarga. Estos son:

- Sistema de vacío
- Actuadores neumáticos de elevación
- Actuador neumático de desplazamiento

Para la selección de estos elementos se utilizó *software* contenido en el Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003.

Selección del Sistema de vacío

Para la selección del sistema de vacío se utilizó el software FESTO Selección de Vacío Versión 3.11. Este programa permitió que se probara el sistema para los distintos formatos con los que debe actuar esta máquina, para ejemplificar la selección nos centraremos en el formato de frascos. El *software* requiere los siguientes datos:

Número de frascos:	$N_f := 13$	
Peso por unidad:	$P_u := 1\text{kgf}$	
Peso del conjunto a ser elevado:	$F1 := N_f P_u$	$F1 = 13\text{kg}$

Por efecto de selección se toma a los trece frascos como un solo elemento, de sección rectangular que posee las siguientes dimensiones:

Altura del frasco (altura de la barra):	$h := 11\text{mm}$	
Diámetro del frasco (ancho de la barra):	$b := 85\text{mm}$	
Longitud de la barra:	$L := N_f b$	$L = 1105\text{mm}$

Además se especifica:

Coeficiente de rozamiento enlatado (latón) y ventosa (perbunan):	0.4
Presión de funcionamiento:	3bar

La pantalla donde se ingresan estos datos se muestra en la Figura 4.6

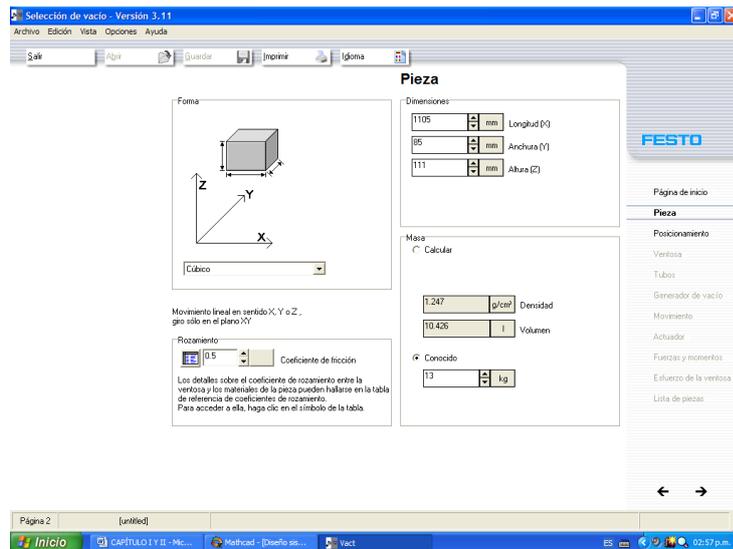


Figura 4.6 Pantalla principal del softwear para selección de vacío. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

En siguiente paso es especificar la disposición de las ventosas en este cuerpo, en este caso la disposición es lineal y necesitamos trece ventosas, una para cada lata. Ver la Figura 4.7.

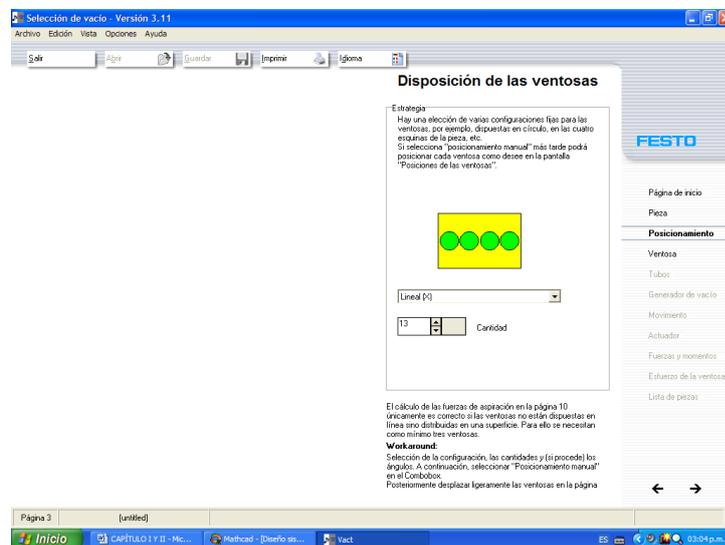


Figura 4.7 Pantalla para especificar la disposición de las ventosas. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

En la siguiente pantalla (Figura 4.8) especificamos:

Diámetro de la ventosa: 20mm

Compensación de carreras: 20mm

La compensación de carreras previene el hecho de que los tarros tengan ligeras diferencias de altura unos de otros, por causa de la base en la que están colocados que en este caso es una lámina de cartón.

Conexión de aire: QS

Este tipo de conexión es práctica y rápida, la más utilizada actualmente en sistemas neumáticos.

Elemento de fijación de la ventosa: HDL

Este elemento de fijación nos permite adecuar el sistema de descarga a los distintos formatos, realizando las siguientes operaciones: aislar las ventosas que no sean utilizadas, regular alturas y espacio entre ventosas.

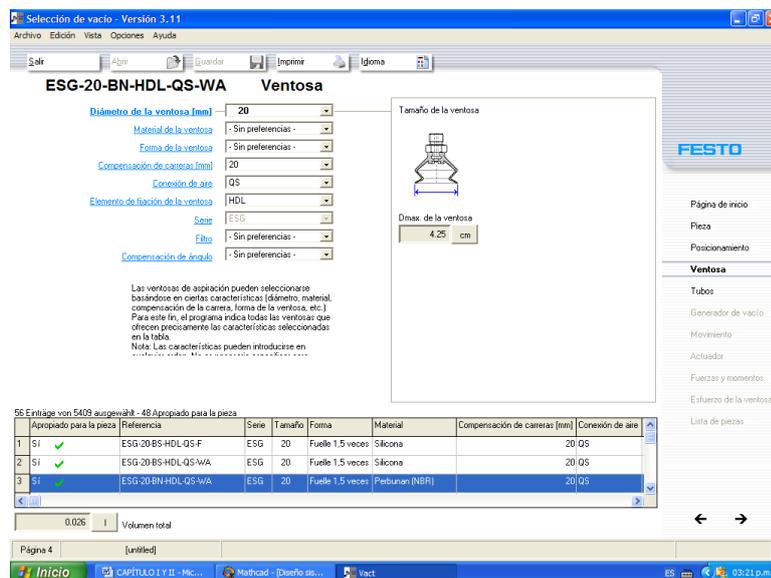


Figura 4.8 Pantalla para la selección de la ventosa. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

La ventosa seleccionada luego de especificar sus características es:
ESG-20-BN-HDL-QS

La siguiente pantalla nos permite elegir el tubo de conexión. El tubo elegido es: PUN-6X1-BL

A continuación el programa nos muestra la pantalla para seleccionar el generador de vacío. Ver la Figura 4.9.

La cantidad de generadores de vacío está relacionada directamente con el tiempo que se demora en hacer succión el sistema, en este caso es necesario que la succión se realice en 0.5 segundos, para cumplir con los cálculos de velocidades realizados en el capítulo anterior. Primero se probará el sistema con un solo generador de vacío.

Otro dato que este programa necesita son:

Presión de funcionamiento: 3 bar

Vacío: -0.7 bar (recomendado por el proveedor)

Además todas las características marcadas como Sí en los distintos casilleros de la pantalla son sugeridas por el distribuidor para un funcionamiento adecuado.

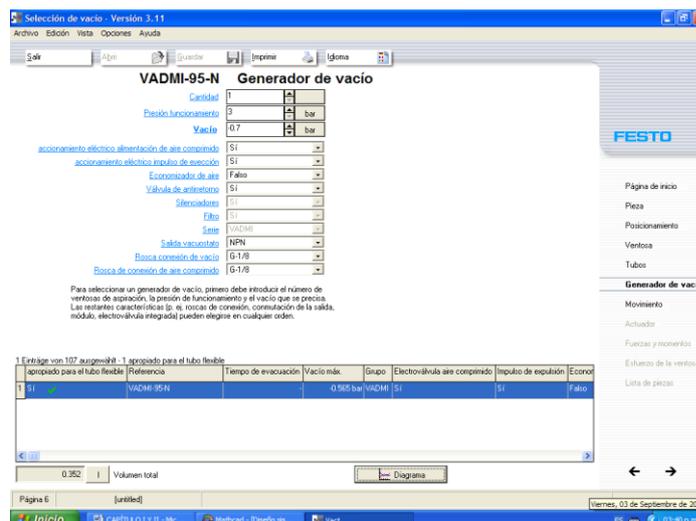


Figura 4.9 Pantalla para la selección del generador de vacío. Fuente: **Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003**

El generador seleccionado es: VADMI-95-N

Las especificaciones detalladas de estos elementos para cada formato se muestran en el (ANEXO 14).

Selección de Actuadores neumáticos de elevación

Se decidió elevar el grupo de quince ventosas mediante dos pistones neumáticos. Para seleccionar los pistones se utiliza el *software* FESTO: ProPneu Versión 3.0.1.0.

Este programa necesita los siguientes datos:

Longitud de carrera requerida:	25mm
Ángulo de instalación:	-90°
Dirección del movimiento:	retirar
Presión de funcionamiento:	3 bar
Masa en movimiento:	8 kg

El sistema necesita retirar una carga máxima de 16 kg pero el programa permite escoger un cilindro por vez, por esta razón en el *software* se ingresa la mitad de la carga. Ver Figura 4.10.

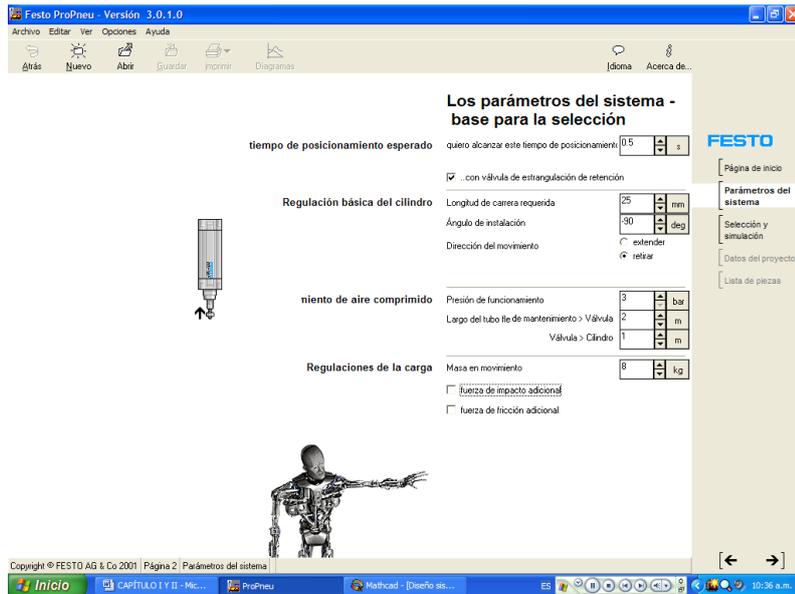


Figura 4.10 La pantalla principal para ingreso de datos. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

La pantalla siguiente muestra varias opciones de pistones que cumplen con las especificaciones ingresadas arriba. Ver Figura 4.11.

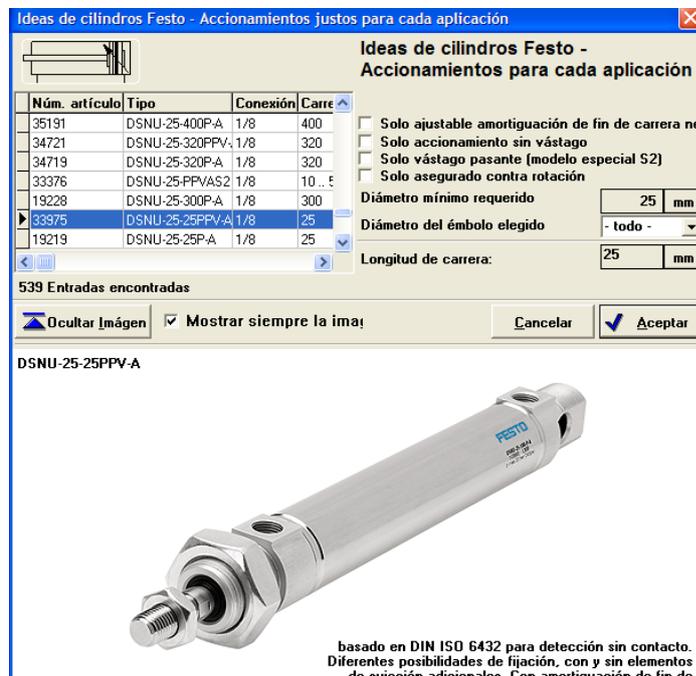


Figura 4.11 Pantalla para la selección del pistón. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

El pistón seleccionado es: 1XDSNU-25-25PPV-A. Se seleccionó este cilindro por su bajo costo, fácil montaje, además, en este pistón se pueden montar sensores necesarios para el control de este sistema.

La siguiente pantalla muestra los accesorios principales que se necesitan para el accionamiento del pistón. Ver Figura 4.12.

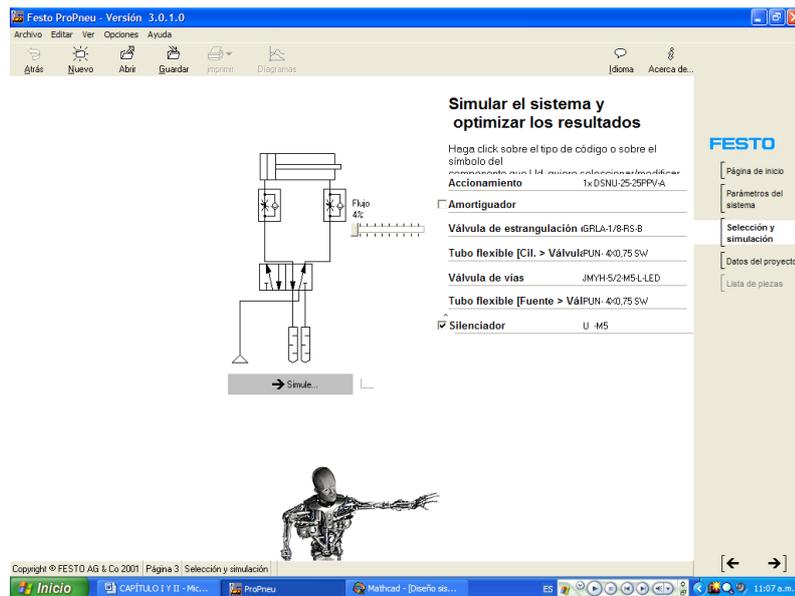


Figura 4.12 Elementos sugeridos por el programa para el accionamiento del pistón. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

Los detalles del accionamiento escogido y los elementos que lo controlan se encuentran en el ANEXO 14.

Selección de Actuador neumático de desplazamiento

Luego de que la carga es sujeta por las ventosas y levantada por los pistones neumáticos, esta debe ser llevada hacia la banda transportadora, esta operación se realiza mediante un actuador lineal neumático. Para seleccionar este actuador se utilizó el *software* FESTO ProDrive Versión 3.0.1.3.

Los datos requeridos por este programa son:

Alineación del cilindro: carro abajo

Velocidad al comienzo de la desaceleración: $0.5 \frac{m}{s}$

Masa: 20kg

Localización del la masa: $Lz = -280mm$

Debido a la fuerza y a la velocidad que necesitamos en la primera pantalla que nos muestra el programa escogemos los actuadores lineales tipo DGPL. Ver Figura 4.13



Figura 4.13 Selección del tipo de actuador lineal. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

En la siguiente ventana se selecciona la ubicación del carro, este es el elemento que se desplaza a lo largo del pistón. Se elige el carro hacia abajo para aprovechar de manera directa las facilidades de sujeción que ofrece el carro y no complicar al sistema con el montaje de un elemento extra. Ver Figura 4.14.

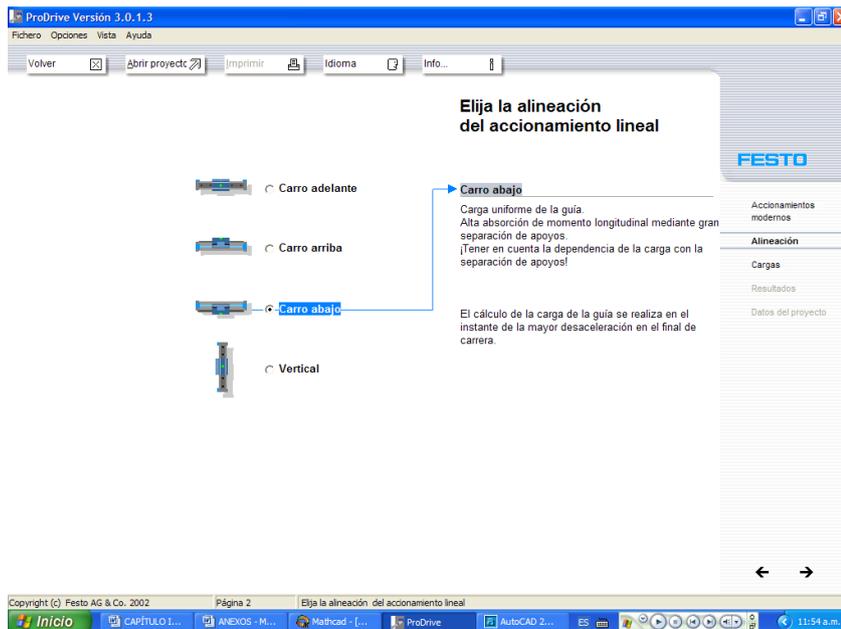


Figura 4.14 Selección de la posición del actuador lineal. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

A continuación el programa pide la masa que se va a desplazar y su ubicación con respecto a la base del carro. Ver Figura 4.15.

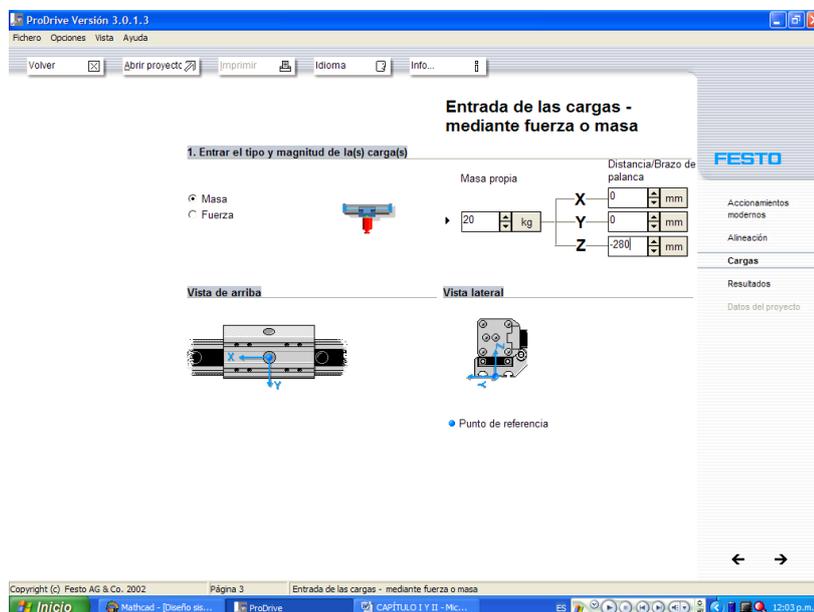


Figura 4.15 Ventana para el ingreso de la masa a desplazar y su ubicación con respecto a la base del carro actuador lineal. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

El siguiente paso es especificar: el diámetro del émbolo, la longitud del actuador lineal, el tipo de guía y la velocidad con la cual se va a desplazar. El diámetro del émbolo y el tipo de guía se seleccionan de acuerdo al porcentaje de resistencia de la guía y a la amortiguación interna que se muestran en la misma pantalla, estos porcentajes no deben exceder el 100%, caso contrario se realiza un ajuste en las dos variables antes mencionadas. Ver Figura 4.16.

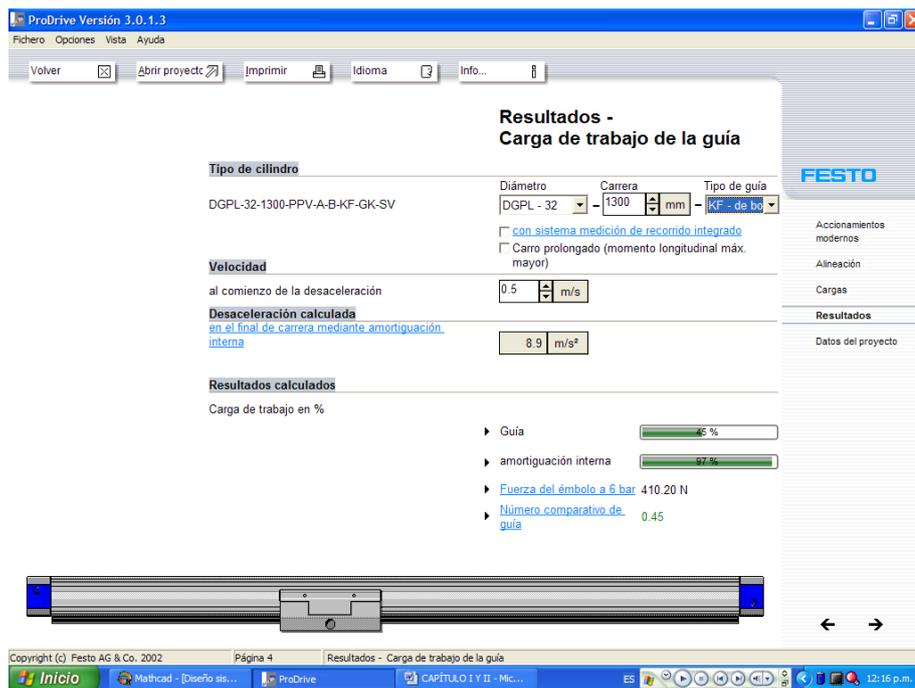


Figura 4.16 Ventana para especificar: diámetro, longitud, tipo de guía y velocidad del actuador lineal. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

En ocasiones el porcentaje de resistencia de la guía es bajo mientras que la amortiguación interna excede el 100%, en estos casos se añade al actuador un sistema externo de amortiguadores.

El actuador lineal seleccionado luego de este proceso es:

DGPL-25-1090-PPV-A-B-KF-GK-SV

Las especificaciones de este actuador lineal neumático se muestran en el ANEXO 14.

4.4 SELECCIÓN DE ELEMENTOS DE CONTROL

Los principales elementos de control a ser seleccionados son:

- PLC para el sistema de recepción y descarga
- Válvulas de control para los pistones del sistema de descarga
- Sensores de proximidad para los sistemas de recepción y descarga

Selección del PLC para el sistema de recepción y descarga.

El PLC a seleccionar debe tener las siguientes características mínimas:

Nº de entradas digitales:	11
Nº de salidas digitales:	8
Tensión nominal de alimentación (DC):	24V
Tensión nominal en entradas digitales (DC):	24V
Tensión nominal en salidas digitales (DC):	24V

El PLC que se acopla mejor a estas características es:

FESTO FEC-FC400-FST

Selección de Válvulas de control para los pistones del sistema de descarga.

En lo que se refiere al control de las ventosas del sistema de descarga, la válvula controladora está contenida en el generador de vacío, el cual ya fue seleccionado.

Para controlar los dos pistones que elevan el grupo de latas se necesita una válvula 5/2 con opción para accionamiento eléctrico de 24V, debido a que este es el voltaje que resiste el PLC. La válvula fue seleccionada anteriormente con el software de FESTO ProPneu Versión 3.0.1.0. Ver (Figura 4.17).



Figura 4.17 Válvula 5/2 para pistones de elevación. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

Algunas especificaciones de esta válvula son:

Presión de funcionamiento mínima:	2bar
Tipo de fijación:	rosca
Rosca de alimentación de aire:	M5
Rosca de conexión de trabajo:	M5
Temperatura del fluido mín:	-5°C
Temperatura del fluido máx:	50°C

La siguiente válvula a seleccionar maneja el actuador lineal, por esta razón debe ser una 5/3 vías, pues el actuador lineal realiza varias paradas. Además, debe ser activada con bobinas eléctricas, pues el cerebro que la rige es un PLC.

Estas características se ingresan en la pantalla de propiedades del catálogo FESTO. Ver Figura 4.18.

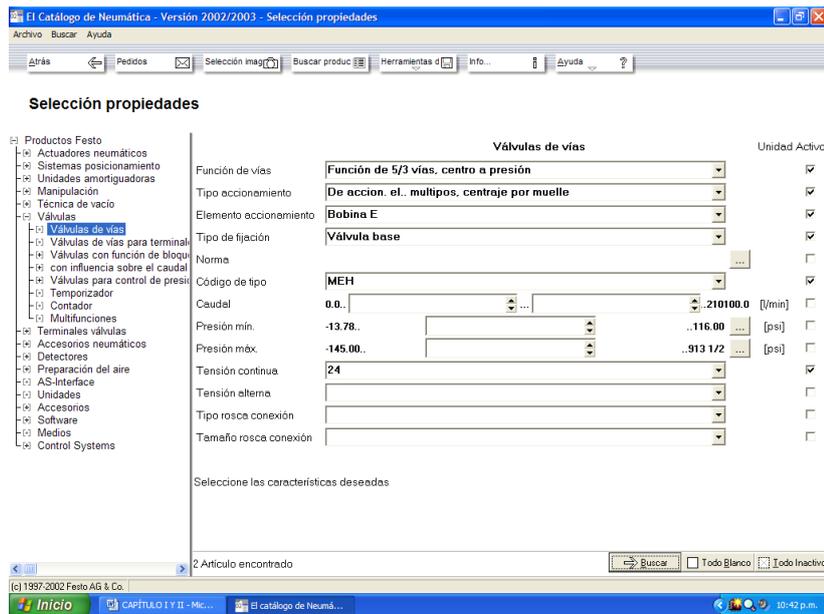


Figura 4.18 Ventana de ingreso de propiedades. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

Luego de ingresar estas características el programa nos muestra dos opciones, de las cuales se elige la primera Figura 4.19:

MEH-5/3B-1/8B

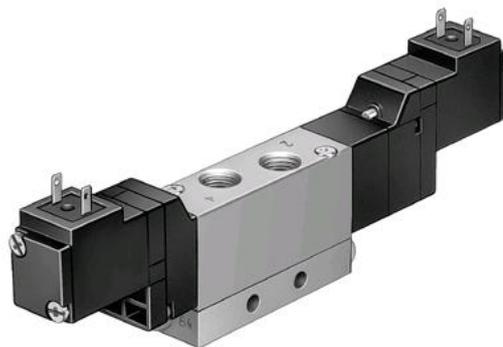


Figura 4.19 Válvula 5/3 vías para actuador lineal neumático. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

Selección de Sensores de proximidad para los sistemas de recepción y descarga.

Dos de los sensores de proximidad están ubicados en uno de los pistones de elevación. Su selección se realizó en el catálogo de FESTO en la parte que corresponde a sinopsis de accesorios. Se seleccionó este sensor por su velocidad de respuesta, su led indicador de funcionamiento, el voltaje de 24 voltios con el cual funciona, su reducido tamaño, robustez y facilidad de montaje. Ver Figura 4.20 y Figura 4.21.



Figura 4.20 Sensor de proximidad (Tipo SME-8-K-LED-24) para el piston de elevación. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003



Figura 4.21 Pieza de fijación (Tipo SMBR-8-25) para el sensor. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

En el actuador lineal se necesitan dos sensores de proximidad de 24 voltios DC, en la sinopsis de accesorios de este elemento, un sensor que no necesita elementos extras de acoplamiento es el SME-8-K-LED24, el mismo sensor que se utilizó en los pistones de elevación.

Necesitamos dos sensores de proximidad para el sistema de recepción M7 y M9. Además un sensor para el paso de latas M2 (Figura 3.29), se ha elegido sensores inductivos de corta distancia. Ver Figura 4.22:



Figura 4.22 Sensor inductivo para el sistema de recepción. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003

Estas son algunas de sus características:

Distancia de conmutación asegurada:	12.15mm
Temperatura de funcionamiento mínima:	-25°C
Temperatura de funcionamiento máxima:	85°C
Tensión mínima de funcionamiento (DC):	15V
Tensión máxima de funcionamiento (DC):	34V
Corriente máxima:	30mA

El sensor de proximidad debe ser colocado a la distancia sugerida sobre las latas que son depositadas en la banda transportadora, de esta manera no se requiere de una barrera de luz.

Las especificaciones detalladas de los distintos elementos de control se encuentran en el ANEXO 15.

CAPÍTULO 5

VERIFICACIÓN Y SIMULACIÓN

5.1 SIMULACIÓN Y VERIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DISEÑADOS

Los sistemas diseñados requieren una garantía de funcionamiento, en este caso una simulación del sistema de control que comanda a los sistemas de recepción y descarga.

Para esta simulación se utilizó un paquete de simulación neumática de FESTO (FluidSIM-P 3.5), debido a que la mayoría de los sistemas que deben ser comandados son neumáticos. El diagrama de escalera utilizado para esta simulación, está basado en el lenguaje de programación utilizado para programar el PLC FESTO FEC-FC400-FST (ANEXO 10).

Para la verificación de los diseños realizados, se utilizó el paquete Cosmos Works 2004, se realizó un análisis estático, el cual nos proporciona datos de: esfuerzos, desplazamiento, tensión, deformación y verificación de diseño.

VERIFICACIÓN DE DISEÑO

Para esta parte del capítulo se utilizará la carpeta de verificación de diseño, la cual nos muestra el factor de seguridad a través de toda la pieza. Si el factor de seguridad es mayor que la unidad, el diseño es correcto y se verifican los cálculos realizados en el capítulo tres.

A continuación se mostrará un ejemplo del estudio realizado en una de las piezas analizadas y luego se mostrará una tabla donde se detallan los factores de seguridad obtenidos con el paquete utilizado.

- Para el diseño de la paleta del montacargas fue hecha una selección del perfil a utilizar, el perfil seleccionado luego de los cálculos es UPN-10. Esta pieza fue sometida al estudio estático en el paquete COSMOS Works 2004,

del cual se obtuvo un informe que presenta el resultado de forma visual mediante una gama de colores que muestra la distribución de los distintos valores del factor de seguridad en toda la pieza analizada. Ver Figura 5.1:

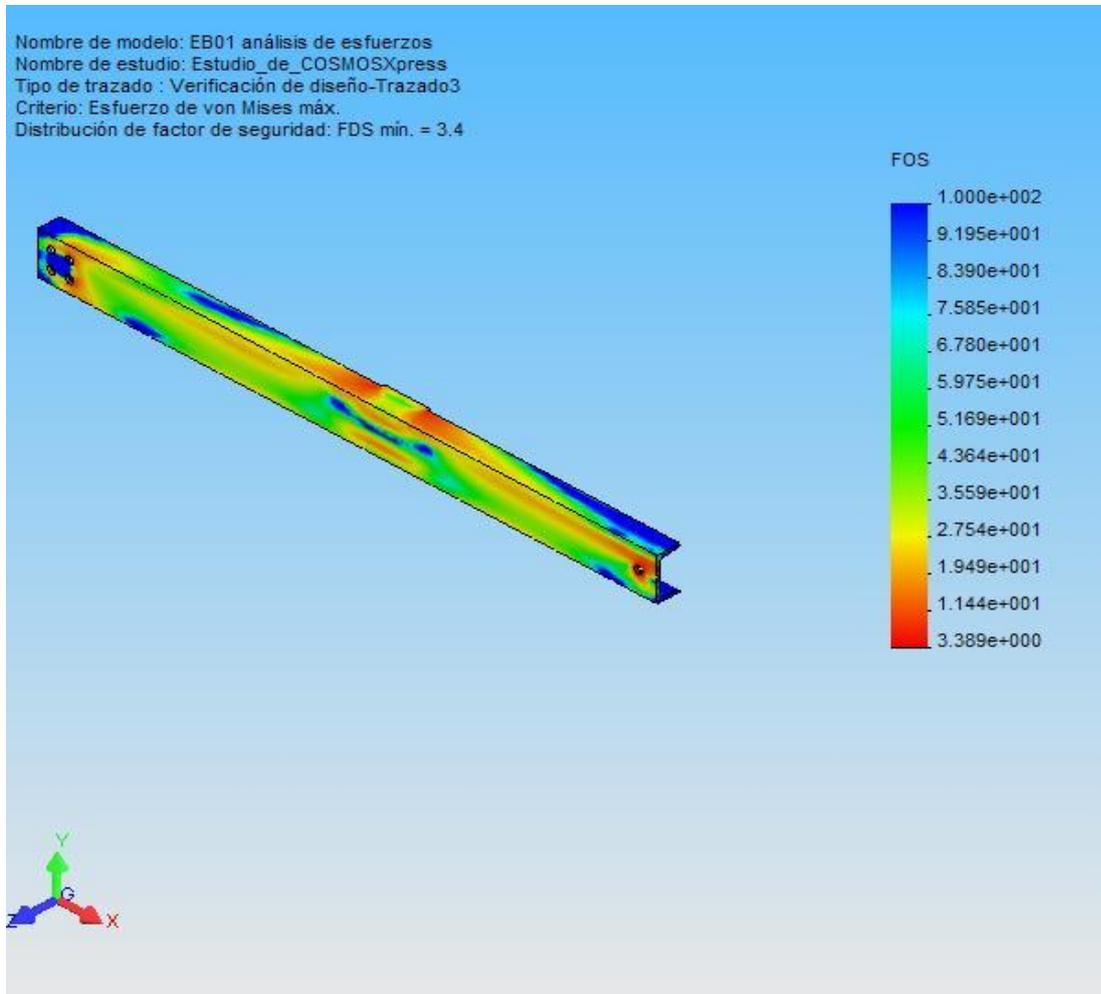


Figura 5.1 Distribución del factor de seguridad en la paleta del montacargas. Fuente: EB01 análisis de esfuerzos- Estudio_de_COSMOSXpress-Verificación de diseño-Trazado3.

En la parte superior izquierda de la figura se muestra el factor de seguridad mínimo que posee la pieza analizada, como se puede observar su valor es de 3.4, mayor a la unidad, por tanto el diseño se considera correcto.

Los resultados de la verificación de diseño para el resto de piezas analizadas se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 5.1 Resultados de la Verificación de Diseño para las piezas analizadas en COSMOS Works 2004

Sistema	Pieza	Código	Estudio	F.S
Recepción (Bastidor)	Paleta	EB01	Estático	3.4
Recepción (Bastidor)	Eje de Rueda	SRB07	Estático	2.3
Recepción (Transmisión de Potencia)	Eje superior	SRT01	Estático	5.2
Recepción (Transmisión de Potencia)	Eje inferior	SRT02	Estático	4.7
Transporte (Banda sobre Meza)	Eje	ST06	Estático	9.0

F.S.: Factor de Seguridad

Los detalles de estos estudios se muestran en el ANEXO 17.

5.1.1 ANÁLISIS DE ESFUERZOS

El análisis de esfuerzos que realiza COSMOS Works 2004 se muestra mediante una gama de colores, donde las áreas de color rojo registran el mayor esfuerzo y las áreas de color azul las de menor esfuerzo.

Además, se observa también la deformación de la pieza a gran escala, permitiendo ver claramente el lugar donde las cargas causan mayor deformación. Ver la Figura 5.2.

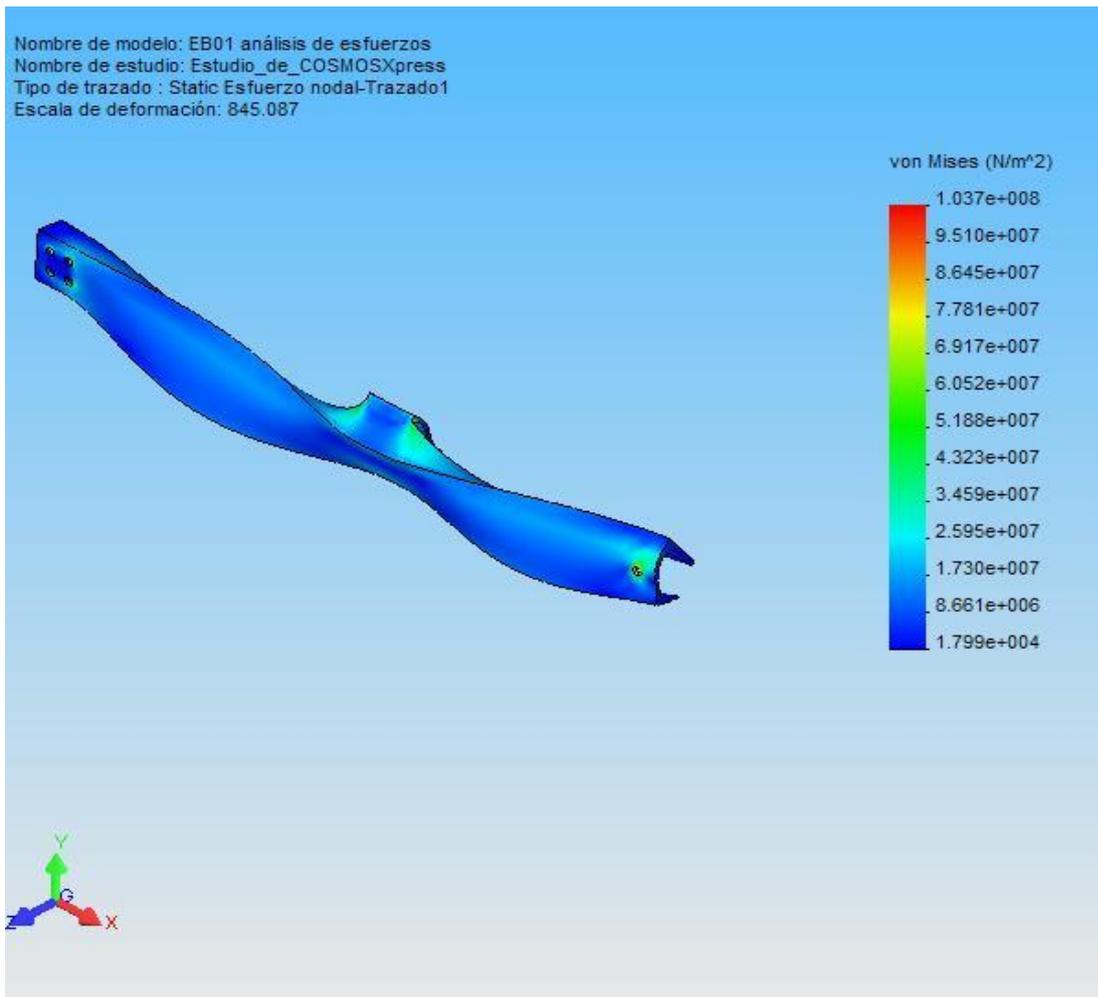


Figura 5.2 Distribución de esfuerzos en la paleta del montacargas. Fuente: EB01 análisis de esfuerzos-Estudio_de_COSMOS 2004-Verificación de diseño-Trazado1.

Además de esta distribución, el estudio nos muestra los esfuerzos máximos y mínimos y su respectiva ubicación:

Tabla 5.2 Esfuerzos máximo y mínimo obtenido por COSMOS Works 2004

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx	Ubicación
Trazado 1	VON: Esfuerzo de von Mises	17987.3 N/m ² Nodo: 4857	(2.86405 mm, 98.9001 mm, -47.7199 mm)	1.03739e+008 N/m ² Nodo: 18	(1303.83 mm, 56.2004 mm, -6 mm)

La información detallada de cada una de las piezas analizadas se encuentra en el ANEXO 17.

5.2 CONCLUSIONES OBTENIDAS EN BASE A LOS MODELOS DE SIMULACIÓN, VERIFICACIÓN Y ESFUERZOS

- En lo que se refiere a la simulación, el diagrama de control ya fue probado cuando se realizó la simulación mediante el paquete Concept Versión 2.5 y también mediante el paquete FluidSIM-P 3.5.
- En cuanto a la verificación del diseño se puede observar en la siguiente tabla:

Tabla 5.3 Comparación entre los factores de seguridad calculados y los obtenidos por COSMOS Works 2004

Pieza	F.S Calculado	F.S Obtenido por COSMOS Works	Razón
Paleta	1.5	3.4	2.3
Eje de Rueda	1.8	2.3	1.3
Eje superior	2.0	5.2	2.6
Eje inferior	2.0	4.7	2.4
Eje	2.5	9.0	3.6

La razón calculada para la paleta y el eje de rueda, muestran los valores más bajos, debido a que el cálculo que se realizó en estas dos piezas es estático, por lo tanto, similar al análisis realizado por COSMOS Works 2004. En el caso de los ejes superior e inferior y el eje motriz del transportador sobre mesa, la razón es mayor, debido a que el cálculo se hizo a fatiga, pero en el paquete COSMOS se utilizó un análisis estático, debido a las bajas velocidades a las que trabajan estos ejes. Sin embargo, considerando el régimen de trabajo al que son sometidos los ejes, se ha decidido respetar el cálculo realizado y no tratar de disminuir las dimensiones de estos elementos.

- En cuanto a la ubicación de los esfuerzos máximos, se puede observar que la mayor concentración de esfuerzos en el caso de los ejes se encuentran en los cuñeros y los escalones. Por lo demás, el límite elástico dado por el fabricante de los materiales utilizados es mayor que los esfuerzos máximos obtenidos por el paquete COSMOS Works 2004, esto se puede comprobar analizando los factores de seguridad en la sección anterior.

CAPÍTULO 6

PRESUPUESTO DEL PROYECTO

6.1 EVALUACIÓN ECONÓMICA – FINANCIERA

6.1.1 COSTOS DIRECTOS

Son todos aquellos egresos producto de la mano de obra, materiales, equipo, y transporte, que pueden ser identificados plenamente con productos o departamentos de producción.

Tabla 6.1 Resumen de Costos Directos

Denominación	Valor (USD)
Perfiles, Planchas, Ejes y Pernos	1202.65
Elementos Neumáticos	4756.37
Elementos para Transmisión de Potencia	2047.49
Elementos Eléctricos y de Control	1217.98
Mano de Obra Directa	448.72
Equipos	376.22
Transporte	156.00
Total	10205.42

El Detalle de Costos Directos se muestra en el (ANEXO 16).

6.1.2 COSTOS INDIRECTOS

Son aquellos egresos que se realizan para la ejecución de un proyecto y que no pueden identificarse plenamente y por lo tanto requieren de mecanismos de distribución y cálculo. Los costos indirectos comprenden:

Tabla 6.2 Cuadro auxiliar: costos indirectos y utilidad

COMPONENTES DEL COSTO INDIDRECTO	%
Ingeniería y Diseño	4
Dirección de Obra	4
Vehículos	2
Garantías	3
Seguros	3
Costos Financieros	2
Prevención de Accidentes	1
Utilidad	6
Total Indirectos	25
Valor de Costos Indirectos (USD)	2551.36

Con la suma de los costos directos e indirectos obtenemos el costo total del proyecto:

Costo Total del Proyecto = 12756.78 USD

6.1.3 COSTOS DE FUNCIONAMIENTO

Para el cálculo del costo de funcionamiento se ha tomado en cuenta: la depreciación, el consumo de energía eléctrica, repuestos y mano de obra operativa. Todo esto en un período de cinco años.

a.- Depreciación

Se toma el método de depreciación por unidad de producción, debido a que se aproxima más al real funcionamiento del transportador. Para el cálculo de la depreciación intervienen los siguientes ítems:

Precio de entrega: $V_o = 12756.78USD$

Períodos en años: $n_a = 5 \text{ años}$

Valor residual (20% de V_o): $V_r = 2551.36USD$

Horas totales de operación: $Q = 38304 \text{ horas}$
 Precio del transportador en cada período: V_i
 Horas parciales por año: q_i
 Depreciación por año: a_i

El valor de la depreciación se calcula con la siguiente fórmula:

$$a_i = \frac{(V_o - V_r) \cdot q_i}{Q} \quad (\text{Ec 6. 1})$$

Tabla 6.3 Depreciación por período y por hora.

Período	qi (horas)	ai (período)	Vi (USD)	horas/año	horas/día	Depreciación USD/hora
0			12756.78			
1	6912.00	1841.58	10915.20	6912.00	19.20	5.12
2	7488.00	1995.05	8920.15	7488.00	20.80	5.54
3	8640.00	2301.98	6618.18	8640.00	24.00	6.39
4	8064.00	2148.51	4469.67	8064.00	22.40	5.97
5	7200.00	1918.31	2551.36	7200.00	20.00	5.33
Q (horas)	38304.00				promedio	5.67

b.- Energía Eléctrica

Para el cálculo del consumo de energía eléctrica se tomó en cuenta el consumo de los tres moto-reductores y los motores de limpieza.

Los resultados de este cálculo se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 6.4 Consumo eléctrico de la máquina

Consumo Eléctrico		
Consumo	0.27	USD/hr
Valores de Terceros		
Bomberos	0.02	USD/hr
Electrif. Rural	0.02	USD/hr
total terceros	0.05	USD/hr
total a pagar	0.32	USD/hr

Los Detalles de este cálculo se muestran en el ANEXO 16.

c.- Repuestos

Debido a la gran cantidad de horas de funcionamiento de esta máquina y a la fatiga que pueden sufrir elementos como el actuador lineal neumático se ha decidido tomar anexar a los gastos de operación este ítem. Según la cámara de construcción de Quito los repuestos se consideran como el 74.25% de la depreciación del equipo. Este valor es de:

$$\text{Re puestas} = 0.7425 \cdot 5.67 = 4.21\text{USD}$$

d.- Mano de Obra de Operación

La máquina necesita un operador, el cual trabajará en los dos turnos. El operador ganará un promedio de 290 USD al mes, lo que quiere decir **1.12 USD/hora**

Según estos parámetros el costo de operación de la máquina es:

$$\text{CostoTotal / hora} = a + b + c + d = 10.69\text{USD/hora}$$

6.1.4 CÁLCULO DEL TIR, VAN Y RELACIÓN COSTO/BENEFICIO

Para el cálculo del valor actual neto (VAN) y la tasa interna de retorno (TIR) necesitamos un flujo de caja proyectado, el cual está basado en el incremento de la producción que la empresa tendrá en el área de etiquetado, una vez implementada la máquina alimentadora diseñada en esta tesis.

El cálculo también depende de los ingresos por optimización de mano de obra, ya que con la implementación de esta máquina ya no serán ocho personas las encargadas de esta área sino un operador. Los egresos de este flujo de caja, dependen básicamente de los gastos de operación.

Con estas consideraciones se elaboró una hoja electrónica de la cual se obtuvieron los siguientes resultados:

$$VAN = 2174.15$$

$$TIR = 15\%$$

Los valores de TIR y VAN nos muestran que el proyecto es factible. Las inversiones con VAN positivo incrementan el valor de la empresa, además, el valor del TIR representa el porcentaje que me paga la inversión a realizar.

La hoja electrónica realizada para el cálculo del TIR y VAN, se muestra en el ANEXO 16.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

- Se logró el diseño de un sistema de alimentación semiautomático que permite a la máquina etiquetadora proporcionar: 75 unidades por minuto en el caso de los enlatados de 1 Kg, 90 unidades por minuto en el caso de frascos y 104 unidades por minuto para los enlatados de 410 gr.
- Se realizó la descripción general de los aspectos relacionados con el proyecto tales como: antecedentes, justificación, objetivos, alcance y de forma relevante un diagnóstico del sistema actual de abastecimiento.
- Se hizo una selección de los diferentes sistemas que permiten el abastecimiento de la máquina etiquetadora, utilizando matrices de decisión basadas en parámetros de: costo, construcción, instalación, frecuencia de mantenimiento, espacio y fiabilidad.
- Se realizó el diseño de los distintos sistemas que componen el abastecimiento a la máquina etiquetadora, aplicando métodos de cálculo a los componentes críticos de cada sistema y tomando en cuenta aspectos como: costo y facilidad de construcción.
- Con la ayuda de catálogos y software especializado, se logró la selección adecuada de los distintos componentes: eléctricos, neumáticos y de control que constituyen cada sistema.
- La verificación de las partes críticas del diseño se realizó mediante el paquete COSMOS Works 2004 y la simulación del programa de control se hizo en el paquete FluidSIM-P 3.5.

- Se obtuvo los valores de VAN= 2174.15 y TIR=15%, de los cuales concluimos que el proyecto es viable debido al valor positivo del VAN que indica que esta inversión incrementa el valor de la empresa y el TIR indica el valor en porcentaje que me paga esta inversión si se realiza.
- Se realizó un cálculo de soldadura en un sitio crítico (soporte del motor reductor en el sistema de limpieza), el factor de seguridad obtenido fue de 12.96 (Ver ANEXO 18), debido a este alto valor, se decidió no realizar cálculos de soldadura, pues el resto de piezas soldadas están sometidas a cargas similares e incluso más bajas.

7.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda la construcción del sistema diseñado en este proyecto.
- Se recomienda realizar proyectos complementarios en la línea de producción para aprovechar al máximo las capacidades del sistema diseñado.
- Una vez seleccionadas las alternativas de diseño, es de gran utilidad esquematizar la máquina que se va a diseñar. Aunque la forma definitiva de la máquina difiera de este esquema. Es ventajoso tener una percepción total de la máquina antes de empezar la realización del diseño definitivo.
- Gracias a la utilización del paquete Mathcad V 11 se realizaron los diagramas de: fuerza cortante, momento flector y deflexiones, utilizando la teoría de funciones de singularidad. Esto facilitó el diseño y permitió obtener valores precisos de: momentos flectores, fuerzas cortantes y deflexiones en toda la longitud de la pieza calculada.
- En la selección de los elementos de vacío, específicamente en la selección de las ventosas, el sistema de descarga debe elevar un máximo de 15 enlatados, pero esto no es una opción en el catálogo interactivo, por esta

razón se debe tomar los 15 enlatados como un solo elemento rectangular, de esta manera se logra la selección.

- Para la transmisión de cadena del sistema de elevación, es aconsejable la selección de doble o triple cadena, con la finalidad de disminuir el torque sobre los ejes de transmisión y el espacio excesivo que podrían ocupar las catarinas de gran tamaño.

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN SISTEMA DE ALIMENTACIÓN SEMIAUTOMÁTICO PARA UNA ETIQUETADORA DE ENLATADOS DE 1 KILOGRAMO, 410 GRAMOS Y FRASCOS PARA LA FÁBRICA PROCESADORA DE PALMITO INAEXPO

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

JUAN CARLOS CÁRDENAS NOVOA

DIRECTOR: ING. FERNANDO MONTENEGRO

CODIRECTOR: ING. FERNANDO OLMEDO

Sangolquí, 2005-07

CERTIFICADO DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO DE UN SISTEMA DE ALIMENTACIÓN SEMIAUTOMÁTICO PARA UNA ETIQUETADORA DE ENLATADOS DE 1 KILOGRAMO, 410 GRAMOS Y FRASCOS PARA LA FÁBRICA PROCESADORA DE PALMITO INAEXPO” fue realizado en su totalidad por Juan Carlos Cárdenas Novoa, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Fernando Montenegro
DIRECTOR

Ing. Fernando Olmedo
CODIRECTOR

Sangolquí, 2005-06-22

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE ALIMENTACIÓN
SEMIAUTOMÁTICO PARA UNA ETIQUETADORA DE
ENLATADOS DE 1 KILOGRAMO, 410 GRAMOS Y FRASCOS
PARA LA FÁBRICA PROCESADORA DE PALMITO INAEXPO”**

ELABORADO POR:

Juan Carlos Cárdenas Novoa

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

EL DECANO

Sangolquí, 2005-07

DEDICATORIA

Dedico esta tesis a Dios, mi creador, guardián y amigo; a mis padres y a mi querida tía Susana.

AGRADECIMIENTOS

Gracias Señor Jesús por tu presencia en mi vida, al fin te conozco y quiero conocerte más. Has cambiado mi mente, mi corazón y me has regalado tu espíritu. La vida se mira distinta con tus ojos, dame la fuerza para esperar en ti.

Gracias padre por tu amor, el tiempo no a podido borrarlo, tú siempre confiaste en mi. Gracias madre por tu cariño, tus cuidados y tu comprensión. Gracias tía Susita por ser el sustento incondicional, la mujer en la que todos podemos encontrar apoyo y cariño. Gracias Rosita, Imelda por todo el cuidado y apoyo, ustedes son como mi madre. Gracias queridos hermanos por compartir sus conocimientos conmigo y a mi hermana darme su cariño. Gracias querida familia por estar siempre conmigo.

Gracias a mis profesores por su paciencia y buena disposición para ayudarme.

Gracias a todas las personas que conocí en este tiempo, por compartir su afecto, anhelos y sueños.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICADO DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	II	
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	III	
DEDICATORIA	IV	
AGRADECIMIENTOS	V	
ÍNDICE DE CONTENIDOS	VI	
TABLAS	XII	
FIGURAS	XIV	
ANEXOS	XVIII	
RESUMEN	XX	
 CAPÍTULO 1 FUNDAMENTOS		
1.1	INTRODUCCIÓN	1
1.2	ANTECEDENTES	2
1.3	JUSTIFICACIÓN	2
1.4	OBJETIVOS	3
1.5	ALCANCE	4
1.6	DIAGNÓSTICO DEL SISTEMA ACTUAL DE ABASTECIMIENTO	5

2.1	ANÁLISIS DEL SISTEMA DE RECEPCIÓN	7
2.1.1	TIPOS DE SISTEMAS DE RECEPCIÓN	7
2.1.1.1	ELEVADOR ELECTRO HIDRÁULICO DE TIJERA	7
2.1.1.2	ELEVADOR ELECTROMECAÁNICO DE CADENA	7
2.1.1.3	ELEVADOR ELECTROMECAÁNICO DE CABLE	8
2.1.2	CARACTERÍSTICAS	9
2.1.2.1	ELEVADORES ELECTRO HIDRÁULICOS DE TIJERA	9
2.1.2.2	ELEVADORES ELECTROMECAÁNICOS DE CADENA	9
2.1.2.3	ELEVADORES ELECTROMECAÁNICOS DE CABLE ENROLLADO	10
2.1.3	MATRIZ DE DECISIÓN	11
2.2	ANÁLISIS DEL MECANISMO DE DESCARGA DE PALETS	11
2.2.1	TIPOS DE MECANISMOS DE DESCARGA	11
2.2.1.1	SISTEMA DE TOPE MECÁNICO	11
2.2.1.2	SISTEMA DE PISTÓN NEUMÁTICO	12
2.2.1.3	DESCARGA MANUAL	13
2.2.2	CARACTERÍSTICAS	13
2.2.2.1	SISTEMA DE TOPE MECÁNICO	13
2.2.2.2	SISTEMA DE PISTÓN NEUMÁTICO	14

2.2.2.3	DESCARGA MANUAL	14
2.2.3	MATRIZ DE DECISIÓN	15
2.3	ANÁLISIS DEL SISTEMA DE LIMPIEZA	15
2.3.1	TIPOS DE SISTEMAS DE LIMPIEZA	16
2.3.1.1	SISTEMA DE CEPILLOS HORIZONTALES	16
2.3.1.2	SISTEMA DE CEPILLOS VERTICALES	16
2.3.1.3	CEPILLOS INCLINADOS	17
2.3.2	CARACTERÍSTICAS	18
2.3.2.1	CEPILLOS HORIZONTALES	18
2.3.2.2	CEPILLOS VERTICALES	18
2.3.2.3	CEPILLOS INCLINADOS	19
2.3.3	MATRIZ DE DECISIÓN	19
2.4	SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN Y TRANSPORTE	20
2.4.1	TIPOS DE SISTEMAS DE ALIMENTACIÓN Y TRANSPORTE	20
2.4.1.1	TRANSPORTADOR DE CINTA SOBRE MESA	20
2.4.1.2	TRANSPORTADOR DE CADENA	20
2.4.1.3	TRANSPORTADOR DE BANDA LATERAL	21
2.4.2	CARACTERÍSTICAS	22

2.4.2.1	TRANSPORTADOR DE CINTA SOBRE MEZA	22
2.4.2.2	TRANSPORTADOR DE CADENA	22
2.4.2.3	TRANSPORTADOR DE BANDA LATERAL	23
2.4.3	MATRIZ DE DECISIÓN	23
3.1	DISEÑO DEL SISTEMA DE RECEPCIÓN	25
3.2	DISEÑO DEL SISTEMA DE DESCARGA	59
3.3	DISEÑO DEL SISTEMA DE LIMPIEZA	63
3.4	DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN, TRANSPORTE Y CALIBRACIÓN.	65
3.5	DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL Y POTENCIA	75
4.1	SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE POTENCIA	81
4.2	SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS ELÉCTRICOS	89
4.3	SELECCIÓN DE ELEMENTOS NEUMÁTICOS	93
4.4	SELECCIÓN DE ELEMENTOS DE CONTROL	104
5.1	SIMULACIÓN Y VERIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DISEÑADOS	109
5.1.1	ANÁLISIS DE ESFUERZOS	111
5.2	CONCLUSIONES OBTENIDAS EN BASE A LOS MODELOS DE SIMULACIÓN, VERIFICACIÓN Y ESFUERZOS	113

6.1	EVALUACIÓN ECONÓMICA – FINANCIERA	115
6.1.1	COSTOS DIRECTOS	115
6.1.2	COSTOS INDIRECTOS	115
6.1.3	COSTOS DE FUNCIONAMIENTO	116
6.1.4	CÁLCULO DEL TIR, VAN Y RELACIÓN COSTO/BENEFICIO	118
7.1	CONCLUSIONES	121
7.2	RECOMENDACIONES	122

TABLAS

3.1	Fuerzas y torques en la Flecha #1	35
3.2	Fuerzas y Torques en la Flecha #2	45
3.3	Momentos generados por la descarga del palet	50
3.4	Momentos generados por la descarga del palet (Continuación)	51
3.5	Fuerzas y Torque de la flecha impulsora	67
3.6	Fuerzas y Torque de la flecha impulsora (Continuación)	68
3.7	Definición de variables para la programación del PLC	76
3.8	Definición de variables para la programación del PLC (Continuación)	77
5.1	Resultados de la Verificación de Diseño para las piezas analizadas en COSMOS Works 2004	111
5.2	Esfuerzos máximo y mínimo obtenido por COSMOS Works 2004	112
5.3	Comparación entre los factores de seguridad calculados y los obtenidos por COSMOS Works 2004	113
6.1	Resumen de Costos Directos	115
6.2	Cuadro auxiliar: costos indirectos y utilidad	116
6.3	Depreciación por período y por hora.	117
6.4	Consumo eléctrico de la máquina	117

FIGURAS

2.2	Esquema del elevador electromecánico de cadena	8
2.3	Esquema del elevador electromecánico de cable	8
2.4	Esquema del sistema de tope mecánico	12
2.5	Esquema del sistema de pistón neumático	12
2.6	Esquema de descarga manual	13
2.7	Esquema del sistema de cepillos horizontales	16
2.8	Esquema del sistema de cepillos verticales	17
2.9	Esquema del sistema de cepillos inclinados	17
2.10	Esquema del transportador de cinta sobre meza	20
2.11	Esquema del transportador de cadena	21
2.12	Esquema del transportador de banda lateral	21
2.13	Adaptabilidad de los sistemas de transporte y limpieza	23
3.2	Diagrama de cuerpo libre de uno de los brazos del bastidor	26
3.3	Vista frontal y lateral del bastidor	27
3.4	momento flector y fuerza cortante en el lugar donde los pernos sujetan los brazos, momento flector y la fuerza cortante en cada perno.	28
3.5	Diagrama de cuerpo libre del bastidor	30
3.6	Vista lateral y frontal de los medios de transmisión de potencia del montacargas.	32
3.7	Diagrama de cuerpo libre de la flecha #1	34
3.8	Escalonamientos de la flecha #1	42
3.9	Diagrama de cuerpo libre de la flecha #2	44
3.10	Escalonamientos de la flecha #2	49
3.11	Descarga gradual del palet	50
3.12	Localización de las fuerzas F_s y F_t	52
3.13	Fuerzas que actúan sobre la Viga #1 y su respectivo diagrama de cuerpo libre.	52
3.14	Fuerzas que actúan sobre la viga #2 y su respectivo diagrama de cuerpo libre.	56
3.15	Sistema de Descarga empotrado a las columnas del Sistema de Recepción	59

3.16 Descarga de la fila de latas sobre la banda transportadora	60
3.17 Vista frontal y lateral del Sistema de Limpieza	64
3.18 Vista frontal y lateral del sistema de transporte	65
3.19 Diagrama de cuerpo libre de la flecha que contiene el rodillo impulso de la banda transportadora sobre meza	66
3.20 Sección del alimentador en la que gira el tarro noventa grados	71
3.21 Sistema de alimentación unido al sistema de limpieza	71
3.22 Generación de la curva del virador	72
3.23 Ventosas activas e inactivas para los distintos formatos	73
3.24 Soporte de ventosas con canal para su desplazamiento	73
3.25 Calibración de la altura en el sistema de descarga	74
3.26 Regulación para asegurar el transporte por banda lateral	75
3.27 Regulación para los cepillos del sistema de limpieza	75
3.28 Organigrama del Sistema de Control y Potencia	76
3.29 Ubicación de los sensores en los sistemas de recepción y descarga	78
3.30 Diagrama de conexión del sistema neumático	79
4.1 Guía para la selección del paso de la banda	87
<u> </u> Fuente: Catálogo DODGE de bandas sincrónicas	87
4.2 Tabla de rango de potencias para la selección de la catarina pequeña. Fuente: Catálogo DODGE de bandas sincrónicas	88
4.3 Tabla para la selección de bandas. Fuente: Catálogo DODGE de bandas sincrónicas	88
4.4 Ingreso de datos en la pantalla principal del programa. Fuente: Catálogo Danfoss Bauer Versión 5.0	89
4.5 Ingreso de datos en la pantalla principal del programa. Fuente: Catálogo Danfoss Bauer Versión 5.0	91
4.6 Pantalla principal del softwear para selección de vacío. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	95
4.7 Pantalla para especificar la disposición de las ventosas. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	95
4.8 Pantalla para la selección de la ventosa. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	96

4.9	Pantalla para la selección del generador de vacío. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	97
4.10	La pantalla principal para ingreso de datos. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	99
4.11	Pantalla para la selección del pistón. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	99
4.12	Elementos sugeridos por el programa para el accionamiento del pistón. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	100
4.13	Selección del tipo de actuador lineal. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	101
4.14	Selección de la posición del actuador lineal. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	102
4.15	Ventana para el ingreso de la masa a desplazar y su ubicación con respecto a la base del carro actuador lineal. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	102
4.16	Ventana para especificar: diámetro, longitud, tipo de guía y velocidad del actuador lineal. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	103
4.17	Válvula 5/2 para pistones de elevación. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	105
4.18	Ventana de ingreso de propiedades. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	106
4.19	Válvula 5/3 vías para actuador lineal neumático. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	106
4.20	Sensor de proximidad (Tipo SME-8-K-LED-24) para el piston de elevación. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	107
4.21	Pieza de fijación (Tipo SMBR-8-25) para el sensor. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	107
4.22	Sensor inductivo para el sistema de recepción. Fuente: Catálogo de Neumática FESTO 2002/2003	108
5.1	Distribución del factor de seguridad en la paleta del montacargas. Fuente: EB01 análisis de esfuerzos-Estudio_de_COSMOSXpress-Verificación de diseño-Trazado3.	110

5.2 Distribución de esfuerzos en la paleta del montacargas. Fuente: EB01 análisis de esfuerzos-Estudio_de_COSMOS 2004-Verificación de diseño-Trazado1. 112

ANEXOS

1. Selección de Perfil para la construcción del bastidor
2. Diseño de pernos para el bastidor
3. Diseño de ejes para ruedas del bastidor
4. Diseño de la flecha #1 para el Sistema de Recepción
5. Diseño de la flecha #2 para el Sistema de Recepción
6. Perfiles estructurales UPN
7. Diseño de columnas para el Sistema de Recepción
8. Cálculos para el Sistema de Descarga
9. Diseño de la flecha para el Sistema de Transporte
10. Programa del PLC para el control del sistema de recepción y de descarga, diagramas de control y potencia
11. Cálculos para el sistema de transmisión de potencia del montacargas, tablas para selección de transmisión de cadena y detalles del motor reductor seleccionado.
12. Detalles del motor reductor seleccionado para el sistema de transporte, cálculos de transmisión de potencia, tablas: para selección de transmisión de cadena y banda transportadora.
13. Detalles del moto reductor seleccionado para el sistema de limpieza, tablas para selección de transmisión de potencia por banda de sincronización y motor para cepillo de limpieza.
14. Detalles de los elementos seleccionados para el sistema de descarga mediante el software del catálogo FESTO 2002/2003.
15. Detalles de los elementos de control seleccionados mediante el catálogo FESTO 2002/2003.
16. Detalles de Costos Directos, Costo Total del Proyecto, Costos de Operación y Cálculo de TIR y VAN.
17. Estudios de las piezas calculadas en los distintos sistemas. Realizado por el paquete COSMOS Works 2004.
18. Cálculo de soldadura crítica (soporte del motor reductor en el sistema de limpieza)

RESUMEN

Con el análisis de la línea de producción realizado en la planta de la empresa Inaexpo, se determinó: que el sistema actual de abastecimiento tiene exceso de personal y además la capacidad de la maquina etiquetadora es desaprovechada (48 latas por minuto etiquetadas), debido al abastecimiento irregular de los enlatados. Con el diseño del sistema de alimentación semiautomático, la máquina etiquetadora tendrá la capacidad de proporcionar: 75 unidades por minuto en el caso de los enlatados de 1 Kg, 90 unidades por minuto en el caso de frascos y 104 unidades por minuto para los enlatados de 410 gr.

Los diferentes sistemas que permiten el abastecimiento de la máquina etiquetadora. Por ejemplo: el sistema de elevación, puede ser logrado de diversas formas. Por ejemplo, elevador de: cadena, cable o hidráulico. Para el análisis de las ventajas y desventajas de cada alternativa, se describió su funcionamiento y características. La correcta selección entre todas las alternativas expuestas se logró mediante la utilización de matrices de decisión, en las cuales se ponderó parámetros como: costo, construcción, instalación, frecuencia de mantenimiento, espacio, fiabilidad y otros parámetros propios de cada sistema. En el caso del sistema de elevación la mayor ponderación fue alcanzada por el elevador de cadena de rodillos.

El diseño del sistema de elevación posee la mayor cantidad de elementos sometidos a cálculo. Debido a que soporta la mayor carga y posee un número considerable de piezas que deben ser construidas. Este sistema está formado básicamente de una estructura metálica y componentes que permiten la transmisión de potencia, para la elevación de un bastidor. Esto permitió enfocar el cálculo en: dimensionamiento de ejes de transmisión, selección del perfil estructural y determinación de los pernos adecuados para el ensamblaje de la paleta del bastidor.

Los sistemas de: transporte y limpieza, no soportan cargas extremas (entre 13 y 20 kg) y sus componentes móviles permiten el desplazamiento de los enlatados a una velocidades (0.14 m/s). Por lo tanto, los cálculos realizados en estos sistemas, no están basados en su estructura sino en sus componentes móviles: ejes de transmisión, chavetas.

El sistema de descarga esta formado en su mayoría por elementos neumáticos, los mismos que son seleccionados y no calculados. Por tal motivo, los cálculos realizados para el sistema de descarga, se centraron en obtener las velocidades adecuadas para abastecer el número de unidades previsto hacia las máquinas etiquetadoras.

Una de las exigencias que deben cumplir los sistemas de: elevación, descarga, transporte y limpieza, es la facilidad de acoplarse a tres formatos de productos: frascos, enlatados de 450 gr y 1 kg. Por lo tanto, en cada uno de los sistemas se diseñó mecanismos que permiten acoplarlos a cada formato.

El control que permite el funcionamiento conjunto de todos los sistemas se realiza mediante un PLC. Todos los sistemas requieren de un solo operador. Para esto, se tomó en cuenta algunas instancias en la programación del PLC, de esta forma se logró que el operador pueda manejar cualquier inconveniente, sin necesidad de asistencia. Por ejemplo: el ciclo de descarga de un palet empieza y termina con una sola pulsación, esto admite que el operador pueda vigilar el proceso de descarga.

La correcta selección de los elementos de: potencia, eléctricos, neumáticos y de control se realizó mediante el cálculo de los parámetros esenciales para su localización en catálogos. Para el caso de los elementos neumáticos y moto reductores, la utilización de catálogos interactivos permitió una selección rápida y eficiente. Además los catálogos proporcionaron dibujos que facilitaron la localización de estos elementos en planos de conjunto.

En los capítulos de: selección y diseño de elementos, existía la necesidad de lograr un proceso ordenado de cálculo, combinado con la visualización de la forma y dimensiones de los distintos sistemas. Esto se logró con la utilización de los paquetes computacionales: Mathcad V11 y Autocad 2002 respectivamente.

Por tratarse del diseño de un prototipo, además de los cálculos realizados, se pidió una verificación que ratifique el correcto diseño de las partes críticas, consideradas en cada sistema. Para esta verificación, se utilizó el paquete Cosmos Works 2004, este paquete permitió verificar los diseños mediante el cálculo del factor de seguridad y la distribución de esfuerzos. Este programa muestra estos dos parámetros a través de toda la pieza mediante una gama de colores. Los resultados dados por este software permiten concluir que los cálculos realizados son correctos, pues, los valores superiores a la unidad del factor de seguridad, muestran que el esfuerzo máximo al cual están sometidas cada una de las piezas, es menor que el límite de resistencia especificado por el fabricante del material.

Debido a la naturaleza semiautomática del funcionamiento de los sistemas de elevación y transporte, la programación del PLC que los controla debe ser verificada. El correcto funcionamiento de este sistema de control se corroboró en el paquete Fluid Sim-P V 3.5, debido a que la mayoría de componentes controlados son neumáticos. En la simulación se logró comprobar el funcionamiento adecuado de todas las instancias previstas en su diseño. El diagrama de escalera realizado en este simulador es el mismo que posee el PLC que controla los dos sistemas.

Basados en el costo horario de la máquina, la reducción de personal en los dos turnos en los que operará la máquina y en la tasa de crecimiento aproximada de la producción, en un período de cinco años, se obtuvo los valores de VAN= 2174.15 y TIR=15%, de los cuales concluimos que el proyecto es viable debido al valor positivo del VAN que indica que esta inversión incrementa el valor de la

empresa y el TIR indica el valor en porcentaje que me paga esta inversión si se realiza.