

## **CAPITULO V**

### **DISEÑO DETALLADO Y PLAN DE ENSAMBLE**

#### **5.1 Determinación de subsistemas**

Los subsistemas de la máquina, serán agrupados para un mejor control del diseño de cada uno de ellos; una vez definidos, serán agrupados todos en un conjunto. Los subsistemas detectados hasta ahora son los siguientes:

- 1) Estructura
- 2) Sistema motriz
- 3) Sistema de transporte
- 4) Sistema de volteo
- 5) Sistema tensor
- 6) Soportes

#### **5.2 Cálculo de la potencia**

Una vez seleccionado el tipo de banda, se deben tomar otro tipo de decisiones en base al conocimiento que se tiene del proceso. De tal forma se debe tener presente si se trata de un transportador horizontal, de uno inclinado o uno vertical ya que las fórmulas y criterios a considerar cambian significativamente. El tipo de producto, su tamaño, peso y dimensiones deberán estar presentes. Se deberá obtener una relación del peso a transportar por pie de la longitud del transportador, la velocidad del transportador, el tipo de lubricación y consideraciones en caso de tener situaciones especiales.

El sistema de unidades utilizado en esta serie de pasos, está dado por el sistema inglés. Además cada fórmula requiere un especial manejo de unidades dentro de este sistema.

Paso 1.- Tentativamente se seleccionara un tamaño de cadena a través de la (P) tensión que se obtiene de la siguiente fórmula. [21]

$$P(\text{lbs}) = P_t \times f \times k_1 \quad (5.1)$$

Donde:

$P_T$  Peso total del material a transportar, (lbs).

F Coeficiente de fricción, deslizamiento y/o rodamiento ( $f_r$ ,  $f_s$ , Tablas 5.1, 5.2).

$K_1$  Coeficiente de velocidad de la cadena. (Tabla 5.3)

Para calcular el peso total a transportar, se debe considerar el peso de la charola que ya ha sido prediseñada para tener un cálculo real del peso total. La charola aún no ha sido totalmente detallada por lo que a groso modo se obtiene el área de la charola, tomando en cuenta la lamina antes de ser doblada, en desarrollo. Figura 5.1.

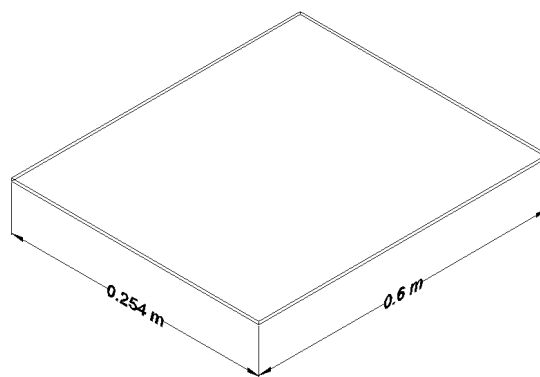


Figura 5.1 Charola desarrollada

$$A_{ch} = (0.254m)(0.6m)$$

$$A_{ch} = 0.1524m^2$$

La charola fue diseñada en lámina de acero inoxidable con un calibre 18, con espesor de 1.214 mm y un peso de 9.7648 kg/m<sup>2</sup>. Con estos datos se obtiene el peso de la charola.

$$W_{ch} = (0.1524m^2)(9.7648 \frac{kg}{m^2})$$

$$W_{ch} = 1.48815kg$$

$$W_{ch} = 1.5kg$$

A este peso de la charola se suma el peso de la piña, para el cual se toma un peso máximo de piña existente en el mercado dando como resultado 3.8 kg por piña. De tal forma se obtiene un peso total por módulo (charola + producto) = 5.7 kg.

El peso total contempla el peso total que se encontrará a la largo de toda la banda, para 20 m se obtiene un promedio de 66 charolas, tomando en cuenta una distancia "a" equivalente al ancho de la charola, Figura 5.2.

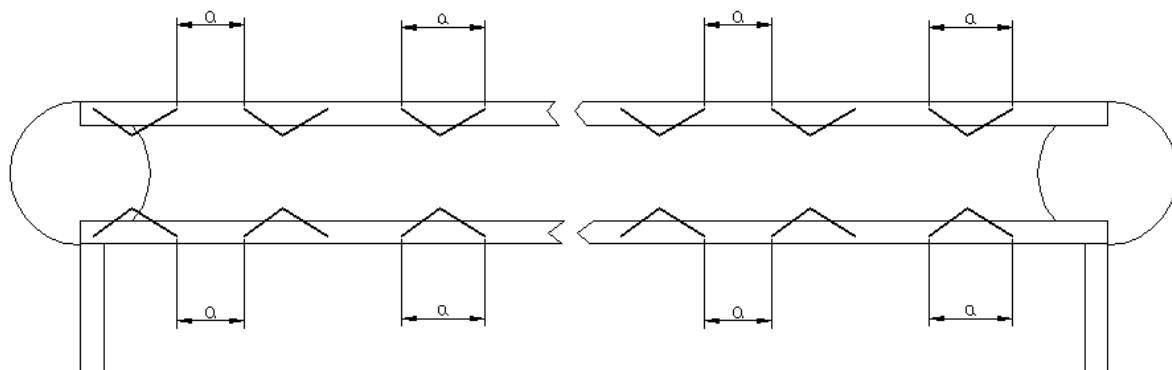


Figura 5.2 Distribución de charolas en transportador

Considerando que la banda transportará 66 charolas con producto de ida y 66 charolas vacías de regreso se obtiene que:

$$\text{Peso superior de la banda} = 5.7kg \times 66 \text{ módulos} = 376.2 \text{ kg}$$

$$\text{Peso inferior de la banda} = 1.5kg \times 66 \text{ módulos} = 99 \text{ kg}$$

Dando como resultado un  $P_T = 475.2 \text{ kg} = 1047.64 \text{ lb}$

El peso de los accesorios para fines de estos cálculos es prácticamente despreciable.

Es necesario calcular también la velocidad a la que viajará la cadena, para lo cual se utilizará la capacidad diaria que se requiere en la máquina con un máximo de 50,000 piñas en un turno de 8 horas. Con lo cual se obtienen las siguientes relaciones.

$$V = (105 \frac{\text{charolas}}{\text{min}}) (\frac{254\text{mm}}{1\text{charola}})$$

$$V = 26670 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

$$V = (26670 \frac{\text{mm}}{\text{min}}) (\frac{1\text{ft}}{304.8\text{mm}})$$

$$V = 87.5 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Debido a que las cadenas están estandarizadas, las unidades en las que se encuentran disponibles en el mercado son en sistema inglés, para lo cual se deben realizar las conversiones necesarias además de que las fórmulas exigen el manejo de unidades inglesas.

$$V = (87.5 \frac{\text{ft}}{\text{min}}) (\frac{12\text{in}}{1\text{ft}})$$

$$V = 1050 \frac{\text{in}}{\text{min}}$$

Para hacer la selección previa de la cadena, se deben consultar las tablas 5.1, 5.2 y 5.3, dadas por el proveedor para obtener los coeficientes necesarios.

Tabla 5.1 Coeficiente de fricción de rodamiento ( $f_r$ )

Type of Roller	Dry	Lubricated
Oversize Roller	0.12	0.08
Standard Roller	0.21	0.14

De esta tabla se selecciona una cadena estandarizada en un ambiente que estará seco:  $f_r = 0.21$

Tabla 5.2 Coeficiente de fricción de deslizamiento ( $f_s$ ).

Material	Coefficient	
	Dry	Lubricated
Steel on steel	0.33	0.20
Cast iron or cast steel on same surface	0.50	0.40
Steel on bronze	-	0.15
Steel on hardwood	0.35	0.25
Cast iron or cast steel on hardwood	0.44	-

De estas tablas se obtuvo un  $f_s = 0.35$ .

Y tomando un factor de  $k_1=1.2$  de la Tabla 5.3 debido a la velocidad de la cadena estimada.

Tabla 5.3 Coeficiente de velocidad de cadena

Chain Speed ft./min.	Speed Factor ( $k_v$ )
0 ~ 50	1.0
50 ~ 100	1.2
100 ~ 160	1.4
160 ~ 230	1.6
230 ~ 300	2.2
300 ~ 360	2.8
360 ~ 400	3.2

Con todos estos datos se procede ya a calcular la (P) para la selección tentativa de una cadena, de ec. (5.1):

$$P = (1047.64 \text{ lbs}) (0.21)(0.35)(1.2)$$

$$P = 92.40 \text{ lbs}$$

Este valor de fuerza conlleva a la selección de una cadena de un paso de 3/8 " que tiene como resistencia máxima permisible 2,400 lbs. Teniendo en cuenta consideraciones dimensionales de la cadena de 3/8" ASME/ANSI 35 detalladas en el Apéndice A, aunque resiste la fuerza, es de dimensiones muy pequeñas para el propósito que se quiere lograr. Descartar este paso de cadena sin realizar todos los cálculos pertinentes se basa solo en la experiencia de lo observado en máquinas de función similar y en un factor de seguridad  $N = 20$ , ya que una cadena sencilla de bicicleta es más grande que la previamente seleccionada. Al subir el paso de cadena se asegura que todas las dimensiones de la cadena subirán y al consultar los estándares es notorio que la resistencia aumenta conforme la cadena es más grande en dimensiones. Verificando los valores de resistencia para un  $N = 20$  se seleccionará una cadena de paso de cadena igual a 1 3/4" con una resistencia última permisible de 50,900 lbs. Más detalles se muestran en el Apéndice A.

La selección de dicha cadena puede ser respaldada como una protección al sistema, ya que en caso de algún desalineamiento o problema con la cadena, el daño solo será en algunos eslabones y no en toda la cadena, además que las dimensiones ayudarán al montaje de accesorios un poco más pesados, que servirán para soportar los pesos de las charolas ya diseñadas y de el producto.

Una vez seleccionada la nueva cadena, se procede a obtener datos de ella como lo es el peso. La cadena seleccionada es una ASME/ANSI 140 la cual tiene un peso aproximado de 4.98 lbs/ft.

Obtenidos estos datos, el cálculo será más real, por lo cual será necesario recalcular la (P). Para lo cual la fórmula toma otra forma y consideraciones, para el caso del diseño horizontal y tomando en cuenta que la charola irá flotando sin ningún tipo de soporte sobre la que arrastre; ver formula siguiente:

$$P = (2.1W + M) f_r C \quad (5.2)$$

Donde:

P = Empuje total del transportador, (lbs)

W = Peso de las cadenas y aditamentos del transportador, (lbs/ft)

M = Peso del material por unidad de longitud, (lbs/ft)

$f_r$  = Coeficiente de fricción de la cadena rodando en la guía de soporte.

C = Distancia entre centros, (ft)

El peso de la cadena obtenido del catálogo, situado en el Apéndice A, de cadenas estándares, es de 4.98 lbs/ft redondeando esta cantidad a 5 lbs/ft, debido a los aditamentos de la cadena y 12 lbs/ft más, del peso de las charolas en una distancia de un ft. La distancia entre centros "C" del transportador es su longitud de 20 m transformados a ft, dando como resultado 65.6168 ft.

$$P = [2.1 (17\text{lbs}) + (33\text{lbs})] (0.21) (65.6168\text{ft})$$

$$P = 946.65 \text{ lbs}$$

Una vez obtenida la tensión real de la cadena, se procede a calcular la potencia requerida para mover todo el sistema. Para calcular la potencia en una banda impulsada de cadena, se utilizarán las siguientes formulas:

$$HP = \frac{P \times S}{33,000} \quad (5.3)$$

Donde S:

$$S = \frac{P_c \times N \times n}{12} \quad (5.3.1)$$

Donde:

HP = Potencia del motor (HP, caballos de fuerza)

S = Velocidad de la cadena, (ft/min)

M = Peso del material, (lbs/ft)

C = Distancia entre centros de la cadena, (ft)

n = Velocidad de la catarina motriz, (rpm)

N = Número de dientes de la catarina motriz

Pc = Paso de la cadena, (in).

Para calcular la velocidad de la catarina motriz, es necesario seleccionar una catarina estándar que corresponda al paso de la cadena de 1 3/4". Se seleccionó una catarina de 26 dientes y un paso de 1 3/4 " . Del catálogo se obtiene el diámetro exterior de la catarina,  $\varnothing_{ext} = 15.463"$  y con la siguiente relación se obtiene la velocidad angular.

$$V = w \cdot r \quad (5.4)$$

$$w = \frac{V}{r} \quad (5.4.1)$$



$$w = \frac{1050 \frac{in}{min}}{7.73in}$$

$$w = 135.83 \frac{rad}{min}$$

Una vez obtenida la velocidad angular se utiliza la siguiente relación para obtener las RPM de la catarina motriz.

$$n = \frac{w}{2\pi \text{ rad}} = \frac{135.83 \frac{rad}{min}}{2\pi}$$

$$n = 21.62 \text{ RPM}$$

Ahora es posible calcular la potencia, pues se obtuvieron ya todos los datos.

$$S = \frac{(1.750")(26)(21.62 \text{ RPM})}{12}$$

$$S = 81.98 \frac{ft}{min}$$

$$HP = \frac{(946.65 \text{ lbs})(81.98 \frac{ft}{min})}{33000}$$

$$HP = 2.35HP$$

$$HP = 3HP$$

Una vez obtenida la potencia necesaria para el funcionamiento del sistema, se procede a la búsqueda de la existencia del motor que cumpla con las características de potencia y velocidad. La potencia puede ser superior para garantizar que el sistema funcione correctamente durante las horas de trabajo

programadas. La selección definitiva de un motor específico involucrará más criterios a evaluar, entre ellos el costo y dimensiones.

### 5.3 Selección de motor, reductor y variador de velocidad

Debido a que se quiere variar la velocidad del transportador en un rango específico, ver Tabla 5.5, es necesario tomar en cuenta las reducciones y el tipo de variación que se requiere. La selección de un motor eléctrico de corriente alterna y un reductor de disco de velocidad variable cumplieran con el requerimiento inicial. Posteriormente se solicitó que el control de este rango de velocidades pudiera hacerse desde cualquier otro lugar que no fuera directamente sobre el reductor de forma manual. Además de que esta velocidad fuera controlada por el “software” con el cual será balanceada y sincronizada la línea.

De tal forma se seleccionó otro tipo de sistema motriz en este caso se optó por seleccionar un motor de corriente directa, marca Baldor®, No. de catálogo CD6203 de la misma capacidad, 3HP. Figura 5.3. Las características y dimensiones se encuentran en el Apéndice A.



Figura 5.3 Motor Corriente Directa BALDOR [17]

Este motor por sus características eléctricas, permite variar su velocidad en un rango amplio de valores que van desde velocidad cero hasta la más alta que para este motor es de 1750 rpm, utilizando simplemente un variador de voltaje. Se seleccionó un variador marca Baldor ® No. catálogo BC110, que es la misma marca del motor, Figura 5.4. Cabe mencionar que el motor de corriente alterna permite también esta variación de velocidad, pero los costos de un inversor de frecuencia necesario para este tipo de motores, son elevados. Otras características eléctricas se encuentran en el Apéndice A.



Figura 5.4 Variador de Voltaje [17]

La selección del reductor para dicho motor debe considerarse para la gama de velocidades requeridas. De la sección 5.2 se tiene una velocidad nominal de 22 rpm como velocidad en la flecha motriz y una velocidad lineal en el transportador de 1050 in/min, y se requiere variar la velocidad en la siguiente gama de velocidades.

Tabla 5.5 Rango de velocidades requeridas para el transportador

Voltaje C. D.	RPM Motor	Reducción 60:1	RPM Requeridas	Velocidad Lineal [in/min]	Capacidad sistema [charolas/min]	Piñas / 8 horas
130	800	13	13	630	63	30,000
142	1040	17	17	840	84	40,000
156	1300	22	22	1050	105	50,000

Tabla 5.5 - Cont.

170	1420	24	24	1150	115	55,000
186	1560	26	26	1250	125	60,000
200	1750	29	29max	1409	141	67,680

Una vez que se obtuvo como resultado una reducción necesaria de 60:1, se procede a seleccionar el reductor. Para evitar cualquier tipo de incompatibilidad se decide seleccionar un reductor de la misma marca que el motor y el variador, con un No. de catálogo GRF6362C, Figura 5.5. Características del reductor en el Apéndice A.



Figura 5.5 Reductor Baldor [17]

Debido a que son de la misma marca todos los componentes, se puede decir que es una sola pieza motriz. Está ensamblada perfectamente entre elementos lo que evita la alineación entre elementos. Para este arreglo Figura 5.6 solo será necesario diseñar un soporte único que soportará al reductor. El motor queda volado y solo se sujeta de la brida que lo une al reductor.

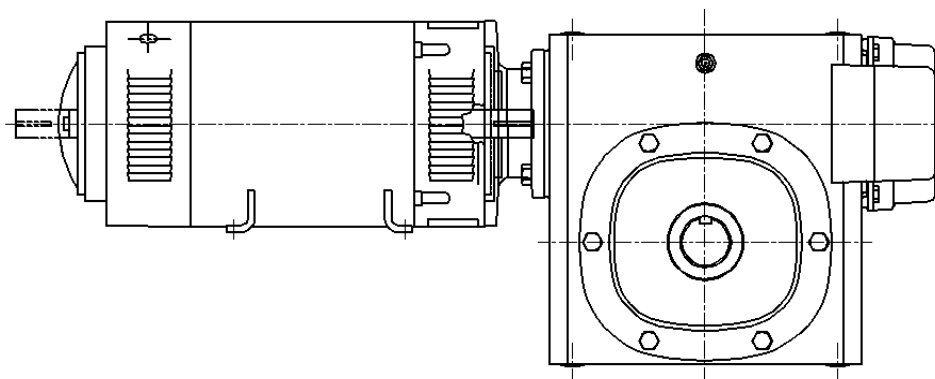


Figura 5.6 Arreglo Motorreductor

#### 5.4 Soporte de sistema motriz

Dicho soporte podrá ser construido en una sola pieza, en este caso la alineación con el motor se elimina y solo se requiere de una alineación con la flecha motriz al momento de la instalación y el anclaje. Por requerimientos de estética, este deberá ser construido en un material atractivo a la vista y que contraste con el transportador de aluminio Bosh ®. Un perfil PTR pintado de color negro, Figura 5.7 da una buena apariencia y contrasta con las tapas de plástico del transportador. La parte superior que será la base del reductor será una placa que irá unida a estos postes de PTR. Ver Apéndice B.



Figura 5.7 PTR pintado en color negro

#### 5.5 Catarina de sistema motriz

Para transmitir la potencia de la unidad motriz a la flecha motriz es necesario utilizar una transmisión por cadena la cual requiere de dos catarinas una montada en la flecha del reductor y otra montada en la flecha motriz. La

relación de reducción se logró con el reductor por lo que la relación entre estas catarinas será una relación 1:1. La única variante entre estas dos catarinas será su agujero interno ya que varía de flecha a flecha. Figura 5.8 Ver Apéndice B.

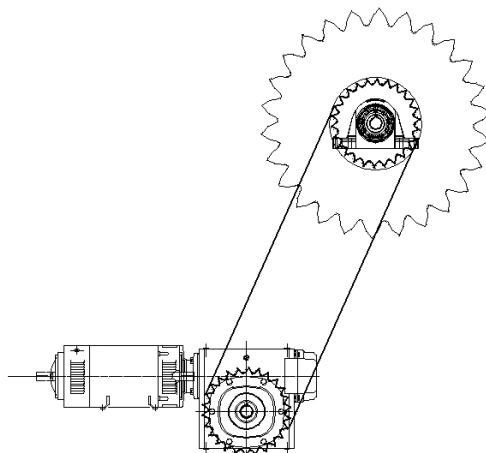


Figura 5.8 Transmisión de potencia

Estas pueden ser de un diámetro menor e irán en una relación 1:1. Se seleccionó una catarina del mismo paso diametral que la cadena transportadora con el fin de tener la misma cadena, por cuestiones de refacciones y de desestabilizar al sistema metiendo una cadena más robusta o más sencilla. De este modo se tiene una catarina de paso  $1\frac{3}{4}$ " No. 140, con 13 dientes, un diámetro exterior de 8.150", tipo A y con un peso de 10.80 lb, marca Tsubaki. Más detalles de esta catarina se muestran en el Apéndice A.

## 5.6 Selección de cadena transportadora

El tamaño de la cadena ya fue definida para propósitos del cálculo de la potencia. De tal forma se selecciono una cadena del tipo transportadora (Conveyor Chain); RS 140 con un paso diametral de 1.750". Figura 5.9. Las dimensiones y otros datos se encuentran especificados en el Apéndice A.



Figura 5.9 cadena Transportadora [13]

Una vez seleccionada la cadena, se procede a seleccionar la catarina transportadora, Figura 5.10, que en este caso deberá cubrir con el mayor número de requerimientos dados por el paso diametral que se estableció en la cadena de  $1 \frac{3}{4}$  ", a la vez deberá tener el diámetro que se requiere para lograr la velocidad lineal y el número de dientes. La selección fue una catarina No. 140 tipo B, estilo S, marca Tsubaki de 15.463 " de diámetro exterior con 26 dientes y un agujero base para la flecha de  $1 \frac{3}{8}$  ", que deberá maquinarse hasta obtener un diámetro en el agujero que satisfaga el tamaño de la flecha calculada. Otras especificaciones de la catarina motriz se presentan en el Apéndice A.



Figura 5.10 Catarina motriz [13]

## 5.7 Guías de cadena

Las guías de la cadena transportadora que irán a lo largo de 20 m, deben tener características de rectitud para evitar el desalineamiento, además de ser livianas para no sumar peso a todo el sistema. Para lograr el objetivo se localizaron en el mercado guías de aluminio extruídas que garantizan su rectitud en tramos largos. El aluminio del que están fabricadas estas guías no es aluminio comercial ya que este no soportaría el peso al que será sometido. En las guías seleccionadas se cuenta con un aluminio estructural. La guía se complementa con un soporte de plástico que también es extruido, por donde rodará la cadena. Figura 5.11. Más detalles de estas guías se encuentran en el Apéndice A.



Figura 5.11 Guía de cadena [14]

## 5.8 Flecha motriz

La flecha motriz es impulsada por medio de una cadena, que va conectada al reductor en una relación 1:1, esto debido a que el reductor seleccionado dio la reducción deseada, este paso se realiza para evitar la utilización de un cople y aislar en cierta forma la unidad motriz del sistema. Para obtener la geometría y dimensiones correctas en la flecha hay que considerar distintos factores que se incluirán en el diseño de esta flecha.



Lo primero a considerar es el torque que le será transmitido a la flecha. Para el arreglo que se tiene en el transportador se deberá analizar el comportamiento del torque y como esta distribuido a lo largo de la flecha.

$$T \text{ (lbs} \cdot \text{ in)} = \frac{63000(\text{HP})}{n} \quad (5.5)$$

Donde:

$n$  = es el número de RPM's.

$T$  = Torque (lb·in)

HP = Caballos de fuerza del motor

$$T = \frac{63,000(3\text{HP})}{60 \text{ rpm}} = 3,150 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

Este será el valor del torque máximo que entra a la flecha pero este es reducido en la primera transmisión de potencia por lo que a la segunda catarina transportadora solo le llega la mitad del torque. Figura 5.12

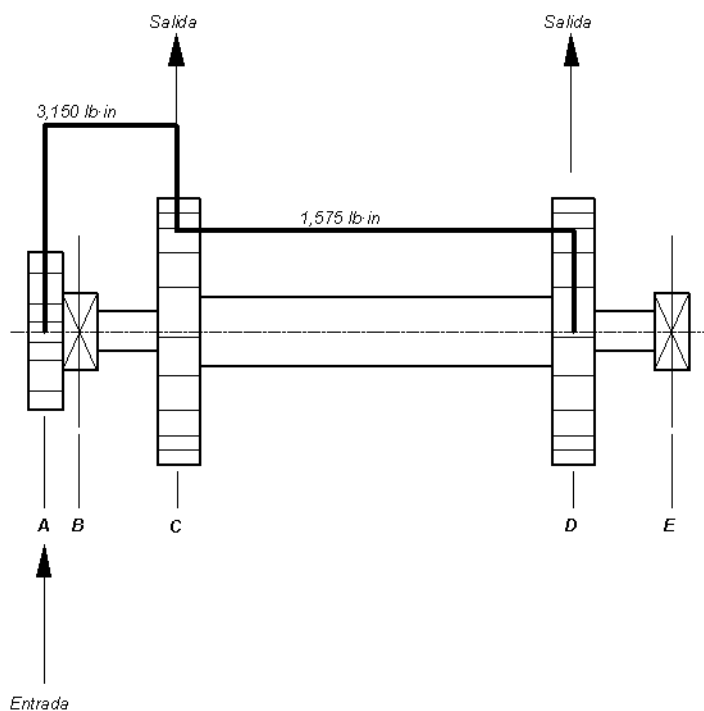


Figura 5.12 Torque real en flecha motriz

Una vez obtenido el torque, se calculan las fuerzas en cada uno de los puntos críticos de la flecha. Para realizar esto es necesario definir una geometría previa de la flecha considerando distancias entre elementos así como diámetros de los mismos. Figura 5.13

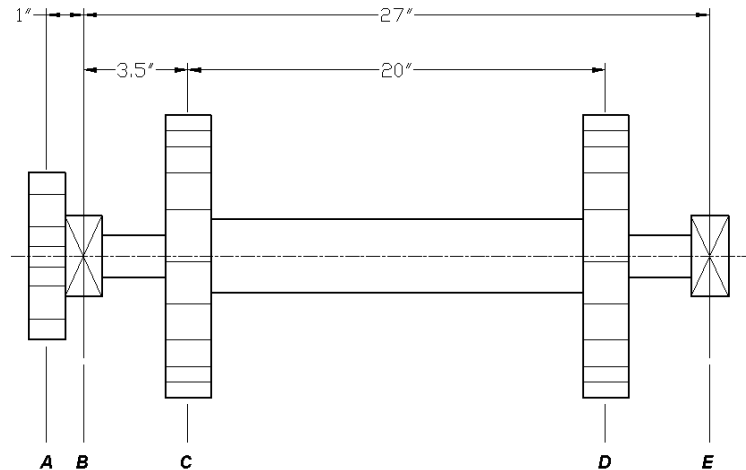


Figura 5.13 Flecha motriz

La entrada de potencia se realiza en el punto A, llega la transmisión a este punto del reductor con un ángulo de  $45^{\circ}$  de inclinación lo que genera fuerzas en dos ejes.  $F_{AX}$  y  $F_{AY}$

#### Punto A

$$F_A = \frac{T}{D/2} \quad (5.6)$$

Se toma el diámetro efectivo del componente en este caso el diámetro de paso de la catarina motriz  $\varnothing 7.215''$ . Ver Anexo A.

$$F_A = \frac{3,150 \text{ lb} \cdot \text{in}}{7.215''/2} = 873.2 \text{ lb}$$

Debido a que la relación entre catarinas es 1:1 el ángulo entre estas dos catarinas es de  $0^{\circ}$  por lo que las fuerzas radiales se eliminan y solo se cuentan

con las tangenciales. En este caso se tienen dos componentes de la fuerza  $F_A$ , debido a la inclinación del arreglo Figura 5.14.

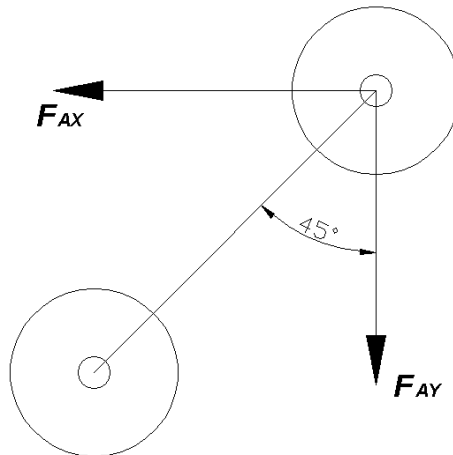


Figura 5.14 Arreglo de transmisión de potencia

Por lo tanto:

$$F_{AX} = F_A \text{ sen } (45^\circ) = (873.2) \text{ sen } (45^\circ) = 617.45 \text{ lb.}$$

$$F_{AY} = F_A \text{ cos } (45^\circ) = (873.2) \text{ cos } (45^\circ) = 617.45 \text{ lb.}$$

### Punto C

El valor del torque a lo largo de la flecha en esta sección se mantiene constante por lo que se toma el valor de  $T = 3,150 \text{ lb}\cdot\text{in}$ , y utilizando el valor del diámetro de paso de la catarina montada en el punto C de  $14.518''$  se calcula la fuerza tangencial en la dirección x solamente, debido a que el transportador se encuentra horizontal.

$$F_C = \frac{3,150 \text{ lb}\cdot\text{in}}{14.518''/2} = 433.94 \text{ lb}$$

La fuerza en el punto D es la mitad que en el punto C debido a que el torque se reduce a la mitad y el diámetro de la catarina en este punto es del mismo diámetro que en el punto C.  $F_D = 216.97 \text{ lb}$ .

Una vez calculadas estas fuerzas se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre para el cálculo de las reacciones en los extremos de la flecha. Figura 5.15

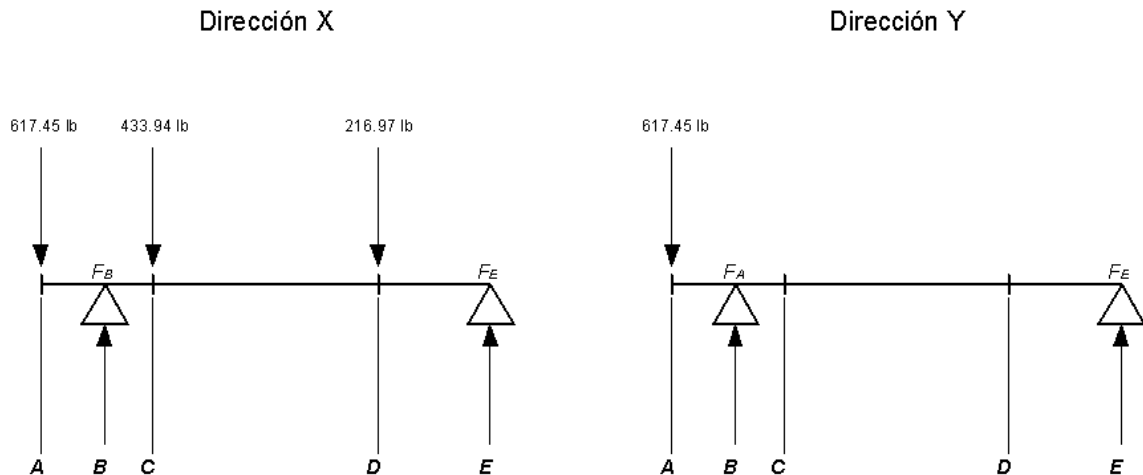


Figura 5.15 Diagrama de Cuerpo Libre Flecha Motriz

Teniendo el diagrama de cuerpo libre de la flecha se calculan las reacciones en los puntos B y E, para ambas direcciones X y Y. Obteniendo los siguientes valores:

$$F_{BX} = 1,004.79 \text{ lb.}$$

$$F_{EX} = 411.85 \text{ lb.}$$

$$F_{BY} = 263.57 \text{ lb.}$$

$$F_{EY} = - 22.05 \text{ lb.}$$

Una vez obtenidas todas las fuerzas se procede a la obtención de los diagramas de fuerza de corte (V) y momento de flexión (M). Figuras 5.16 y 5.17

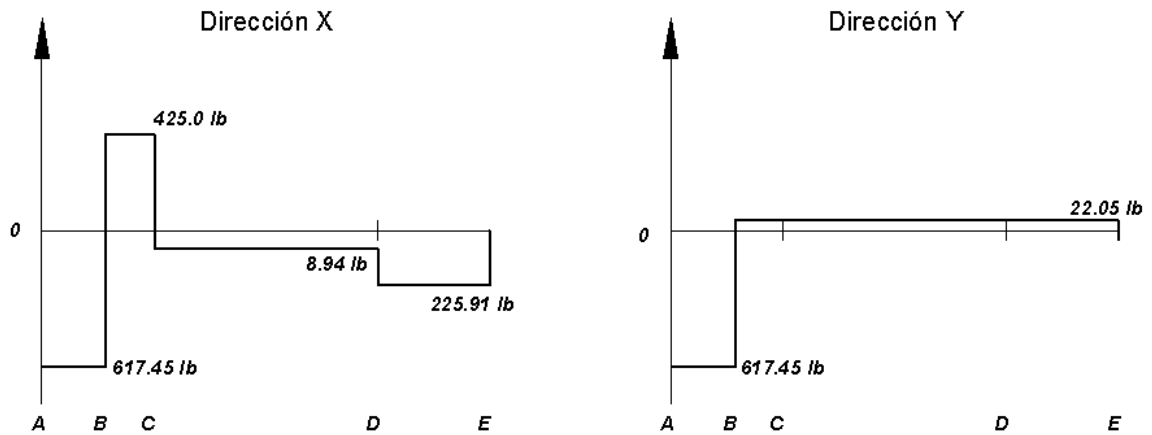


Figura 5.16 Fuerza Cortante en Flecha Motriz

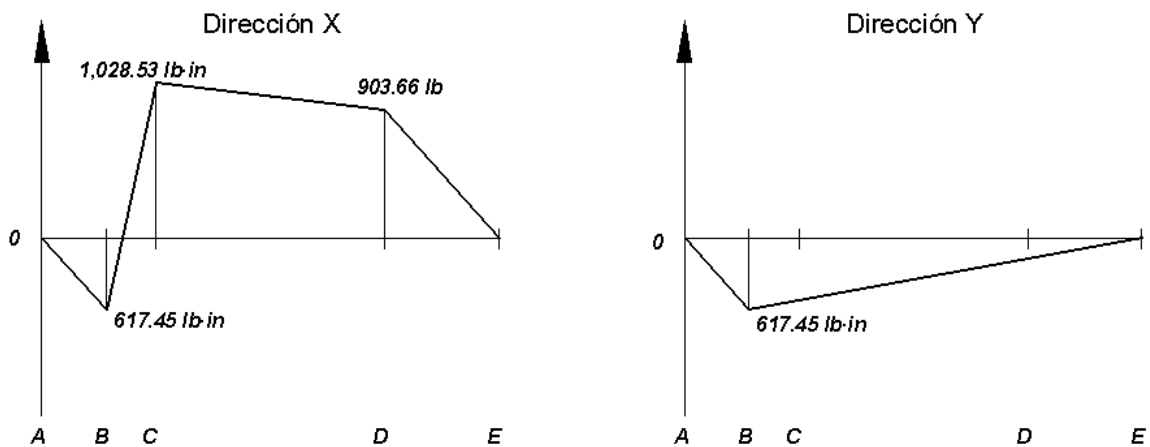


Figura 5.17 Diagrama de Momentos de Flecha Motriz

Para comprobar los valores calculados manualmente se metieron los valores a un “software” de mecánica de materiales, MD Solids ® versión 6.0.  
 Figura 5.18

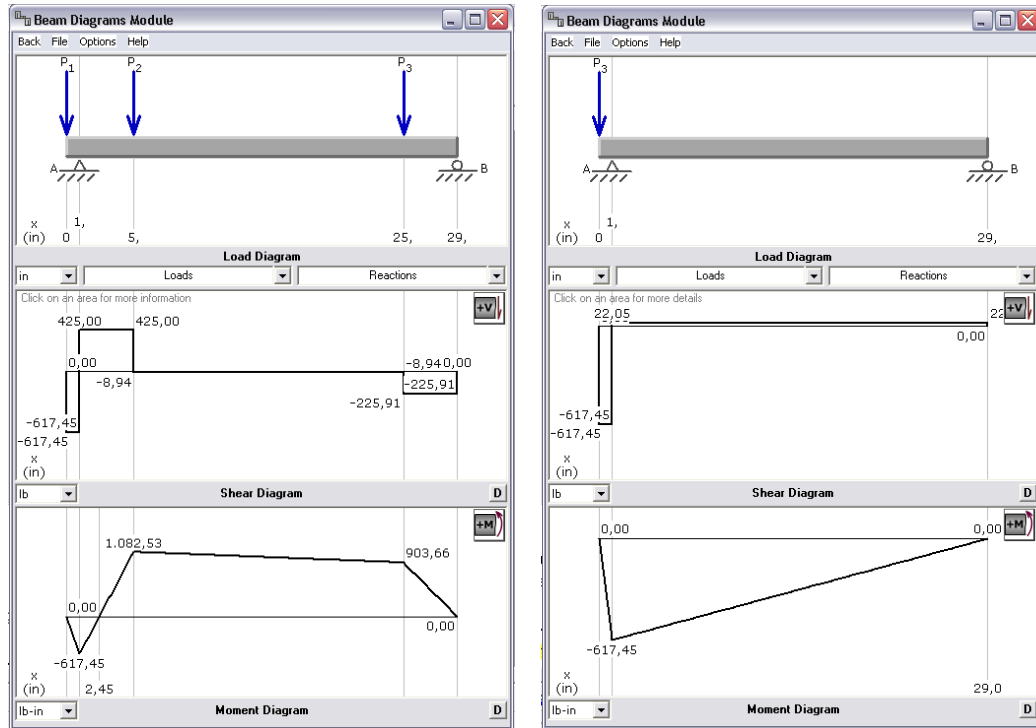


Figura 5.18 Análisis en MD Solids®

Una vez determinados estos diagramas se procede a preseleccionar un material para la flecha que tenga un valor porcentual mayor al 10% de elongación para garantizar la flexibilidad y ductibilidad en la flecha ya trabajando. Se optó por un acero AISI 1040 extruido en frío con una resistencia a la tracción de 80 ksi con una resistencia de cedencia de 71 ksi y con un porcentaje de elongación del 12%.

Para asegurar la confiabilidad y la durabilidad de la flecha, se estima el límite de fatiga  $S'_n$  el cual está dado por:

$$S'_n = S_n \cdot C_R \cdot C_S \quad (5.7)$$

Para una confiabilidad del 0.99 se obtiene de tablas [3];  $C_R = 0.81$

Suponiendo un diámetro de flecha de 2" se obtiene un factor de tamaño de tablas [3];  $C_S = 0.86$ ; lo que da en conjunto;  $S'_n = 21.595$  ksi.

El siguiente paso será determinar los diámetros mínimos requeridos en cada uno de los componentes de la flecha.

$$Dia = \left[ \frac{32 N}{\Pi} \sqrt{\left( \frac{kt M}{S'n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{1/3} \quad (5.8)$$

Donde: kt es un factor de geometría debido a las concentraciones de esfuerzo [3].

#### Punto A

$$M=0$$

$$T=0$$

$$Kt=2.5$$

Debido a que en los extremos el torque y el momento es cero, se calcula el cortante directo:

$$\tau = \frac{4V}{3A} \quad (5.9)$$

$$\tau_d = \frac{(0.577)Sy}{N} \quad (5.10)$$

Tomando en cuenta que el punto A tiene dos componentes en su fuerza cortante, se calcula la resultante:  $V = 617.45$  lb. Igualando las formulas (5.9) y (5.10) se despeja el diámetro del área de la sección y utilizando ambas fórmulas se obtiene para el punto A un diámetro mínimo de 0.2771 in.

#### Punto E

Realizando el mismo procedimiento para el punto E, con una resultante  $V = 412.44$  lb., se obtiene un diámetro mínimo en la sección de 0.7161 in.

#### Punto B

$$M = 617.45 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

$$T = 3,150 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

$$K_t = 2.5 \text{ (redondeo filoso)}$$

Aplicando la fórmula (5.8) se obtiene un diámetro mínimo para la sección de 1.354 in.

Punto C por la izquierda

$$M = 1308.76 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

$$T = 3,150 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

$$K_t = 3.0 \text{ (cuñero y anillo de retención)}$$

Punto C por la derecha

$$M = 1308.76 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

$$T = 3,150 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

$$K_t = 1.5 \text{ (borde bien redondeado)}$$

Utilizando la fórmula 5.8 se obtienen los siguientes resultados:

$$\text{Diámetro} = 1.784 \text{ in}$$

$$\text{Diámetro} = 1.445 \text{ in}$$

Punto D por la izquierda

$$M = 1649.78 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

$$T = 1,575 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

$$K_t = 1.5 \text{ (borde bien redondeado)}$$

Punto D por la derecha

$$M = 1649.78 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

$$T = 1,575 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

$$K_t = 3.0 \text{ (cuñero y anillo de retención)}$$

Utilizando la fórmula 5.8 se obtienen los siguientes resultados:

$$\text{Diámetro} = 1.526 \text{ in}$$

$$\text{Diámetro} = 1.915 \text{ in}$$

De forma tabular se presentan los resultados resumidos de los diámetros mínimos de cada sección para la flecha. Y en la Figura 5.19 se muestra la sección que requiere ese diámetro mínimo.



Tabla 5.4 Diámetros mínimos para la flecha

Sección analizada	Diámetro mínimo
A	Ø 0.2771 in
B	Ø 1.354 in
C	Ø 1.784 in
D	Ø 1.915 in
E	Ø 0.7161 in

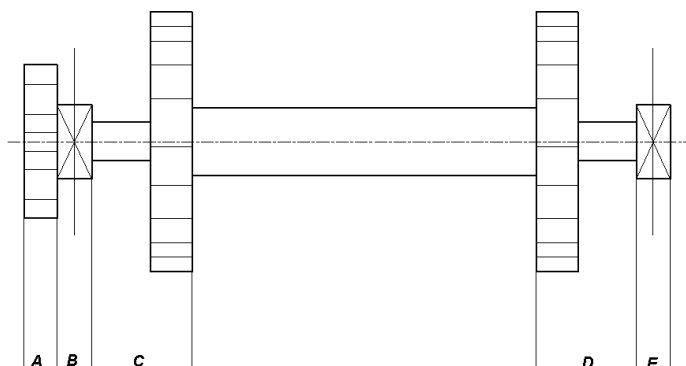


Figura 5.19 Zonas de diámetros mínimos

De los dos valores, se toma el mayor como el mínimo. De tal forma se procede a seleccionar los rodamientos y chumaceras que soportaran la flecha respetando siempre el diámetro mínimo en los puntos B y E. Del catálogo de rodamientos con accesorios de SKF, se seleccionó una chumacera con fijación de tornillo, con una designación SYK 35 TR YAR 207 – 2RF, Figura 5.20, otros datos como dimensiones se encuentran en el Apéndice A.



Figura 5.20 Chumacera [15]

El diámetro de la chumacera donde entrará la flecha es de 35 mm, equivalente a 1.38", la terminación en esa parte de la flecha será filosa por lo que llevará un redondeo de  $R = 0.07$ ". Esto para el caso de los puntos B y E. En los puntos C y D donde estarán las catarinas que moverán la cadena transportadora asentarán en un diámetro de 2" y se apoyará en un hombro que sobresale de un diámetro de 2 ¼ " y llevará un redondeo suave en el cambio de sección, de  $R = 0.25$ ". La cuña que transmitirá la potencia entre la catarina y la flecha, es calculada en un material menos resistente, se seleccionó un acero ANSI 1020 extruido en frío, con una resistencia a la tracción de 55 ksi, sus dimensiones están dadas por un ancho determinado por el diseñador, basándose en un estándar y el largo por la siguiente relación:

$$L = \frac{4 \cdot T \cdot N}{D \cdot W \cdot S_y} \quad (5.11)$$

Donde  $W$  es el ancho de la cuña, de estándar se toma 5/8". Dando así una longitud mínima de cuña de 0.815". La flecha tendrá una apariencia como se muestra en la Figura 5.21. Mas detalles se muestran en el Apéndice B.

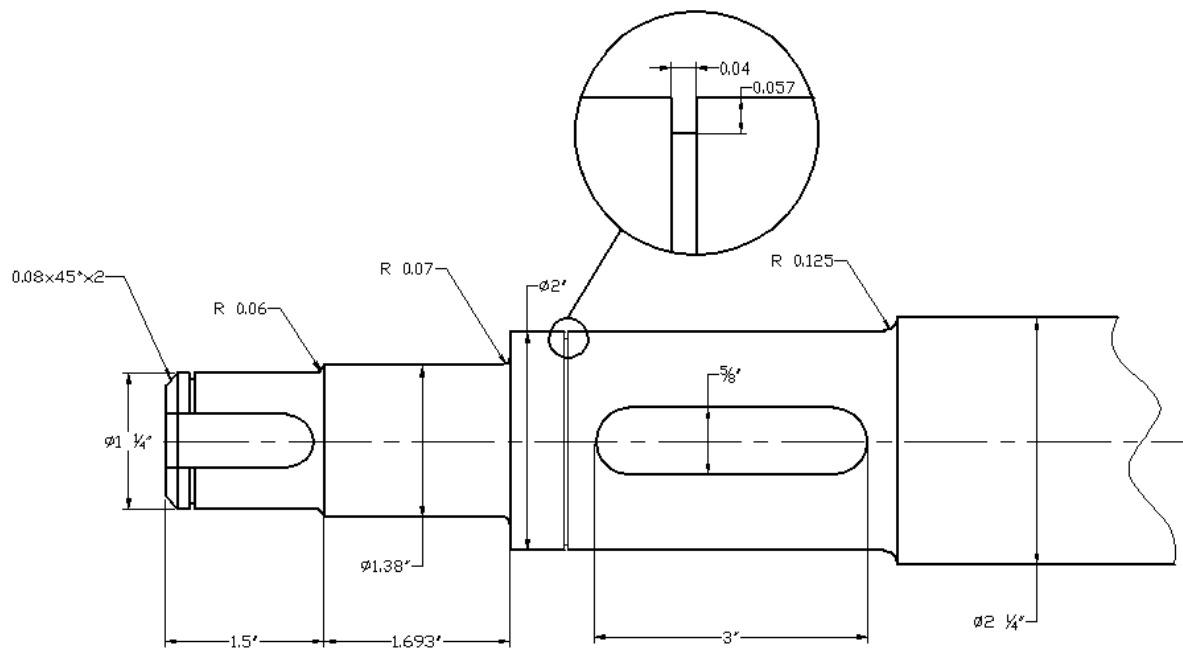


Figura 5.21 Flecha Motriz Calculada

## 5.9 Flecha guía

La flecha guía será manufacturada igual que la motriz para garantizar la resistencia y vida del elemento. Sin embargo la sección del punto A es eliminada y queda simétrica de ambos lados. Ver Apéndice B.

## 5.10 Estructura del sistema de transporte

La estructura que soportará las guías de cadena, la cadena, los dispositivos y accesorios que servirán para lograr el transporte así como el producto mismo, ha sido seleccionada como una prefabricada, fácil de instalar, la cual esta diseñada para soportar cargas por módulo de hasta 70 kg., lo que supera las expectativas, además de cumplir con las exigencias de resistencia y rigidez proporciona una rectitud a lo largo de sus perfiles extruidos de aluminio. Figura 5.22

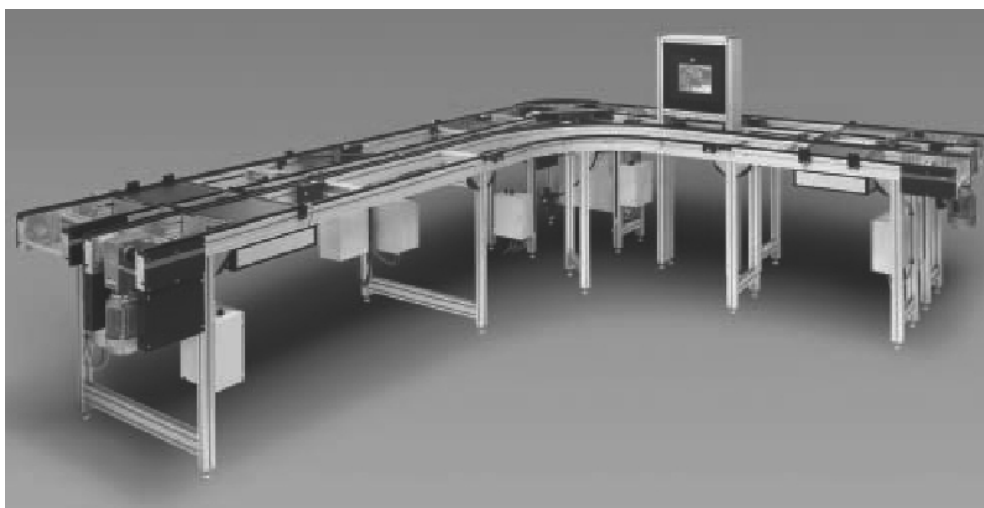


Figura 5.22 Bosch Aluminum Structural Framing System [16]

En el Apéndice A, se presentan dimensiones y especificaciones del producto, así como esquema de ensamble, el cual solo requiere de una buena selección de los componentes y accesorios. Sin embargo como estructura prefabricada se tienen que respetar parámetros, como la ubicación de soportes cada 2 metros. Figura 5.23

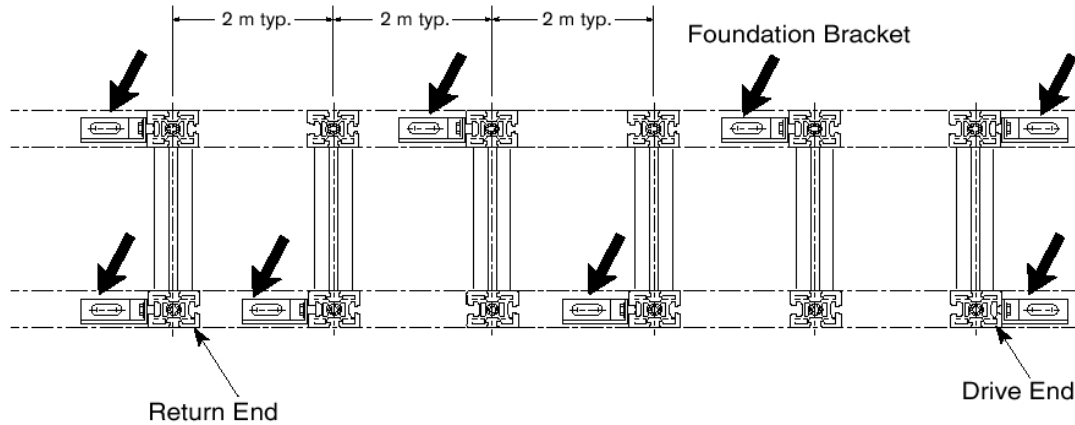


Figura 5.23 Esquema de ensamblaje de estructura prefabricada [16]

### 5.11 Rigidez torsional de la flecha

La rigidez de una flecha, está en función de toda su geometría, por lo que la tarea de análisis de rigidez solo puede ser comenzada una vez que la geometría entera de la flecha ha sido determinada. En la sección anterior fue completada esta tarea, por lo que se procede a calcular la rigidez por medio de un estudio de torsión en la flecha.

Una flecha experimenta torsión cuando transmite torque, lo que genera esfuerzos y deformaciones. Una flecha larga genera un ángulo mayor de giro que una corta. Para el caso del transportador un ángulo considerable de torsión puede provocar un desalineamiento entre las cadenas provocando atascamientos en la charola.

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad (5.12)$$

Donde:

$\theta$  = ángulo de giro, (radianes)

T = Torque transmitido, (lb-in)

L = Longitud de la flecha, (in)

$G$  = Modulo de elasticidad de corte transversal, dado por las propiedades del material.

$J$  = Momento polar de inercia, ( $\text{in}^4$ )

$\theta$  = Angulo de giro, (radianes)

Los criterios para limitar la desviación por torsión varían desde  $0.25^\circ$  por metro de longitud, o bien  $0.08^\circ$  por pie de longitud. [5]

De esta forma se obtienen los cálculos siguientes:

$$J = \frac{\Pi D^4}{32} \quad (5.13)$$

Se utilizarán todos los diámetros de la flecha en los que el torque está presente, para analizar cada sección y ver donde se encuentra la torsión máxima.

De las propiedades del material establecidas en la sección 5.8, se obtiene un módulo de elasticidad de corte transversal,  $G = 11,600$  ksi

Sustituyendo todos los valores en la formula 5.12 y 5.13 se tiene de forma tabular que:

Tabla 5.5 Ángulos de giro

Sección analizada	Angulo de giro $\theta$ [radianes]	Angulo de giro $\theta$ [grados / 1 m]
A	0.0017	2.56
B	0.001297	1.72
C	0.0006915	0.39
C - D	0.00108	0.122
D	0.000346	0.46
E	0.000648	0.974

Estos valores indican que en ciertas zonas de la flecha se excede el valor máximo establecido para la torsión en ejes. Debido a la retroalimentación que permite el diseño es posible variar uno de los factores para corregir estos problemas, por lo que se optó por modificar el material de la flecha por uno más resistente y con un módulo de elasticidad “G” más grande. Se seleccionó un acero AISI 1080, templado a 480 °C con un módulo de elasticidad  $G = 29,700$  ksi y un porcentaje de elongación del 12.1%.

Otro de los valores que se puede obtener con los datos conocidos hasta ahora es el esfuerzo cortante (ver fórmula 5.14) en la sección crítica.

$$\tau = \frac{T C}{J} \quad (5.14)$$

Donde: “C” es la distancia más grande del centro a la superficie en este caso el radio de la sección. Tabla 5.6.

Tabla 5.6 Esfuerzo cortante debido al torque

Sección analizada	Esfuerzo cortante $\tau$ [psi]
A	98,567.1
B	73,252.9
C	24,064.2
C - D	8,450.5
D	12,032.1
E	36,626.4

Se comprueban estos resultados utilizando MD solids ®, dando el mismo valor que el calculado manualmente. Figura 5.24

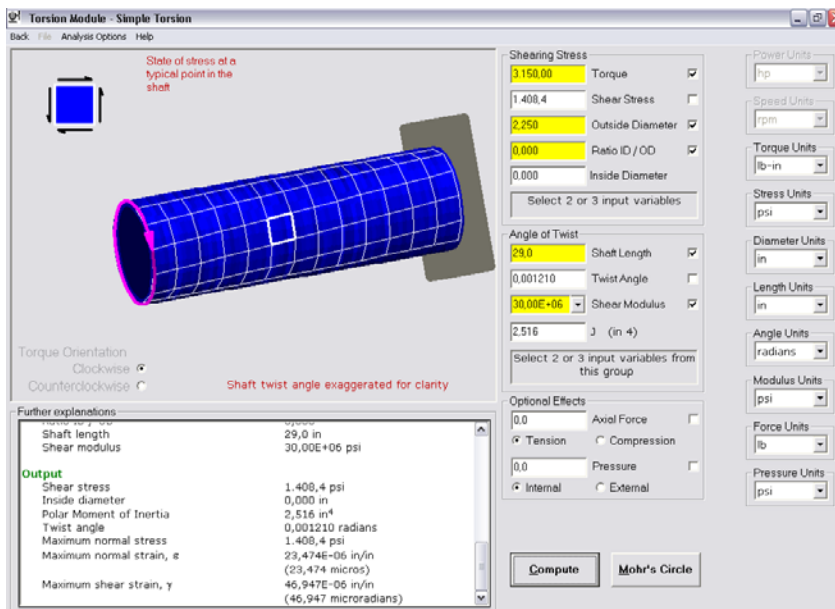


Figura 5.24 Calculo MD Solids ®

## 5.12 Diseño del sistema tensor

Se requiere contar con un sistema tensor en el transportador debido a que la cadena de transporte es muy larga y por su propio peso tiende a colgarse. Uno de los principales problemas que presenta el uso de la cadena es la catenaria. En este caso es eliminada por el uso de guías inferiores, pero no es despreciable, por lo que se requiere tener un sistema tensor en los extremos del transportador que garanticen la tensión de la cadena.

Utilizando la misma estructura del transportador Bosch ®, se fijan las chumaceras a la estructura de aluminio y para restringir su movimiento a través de este perfil se les acondiciona un tope a estas como freno y a la vez sirven como dispositivos para variar la tensión, Figura 5.24

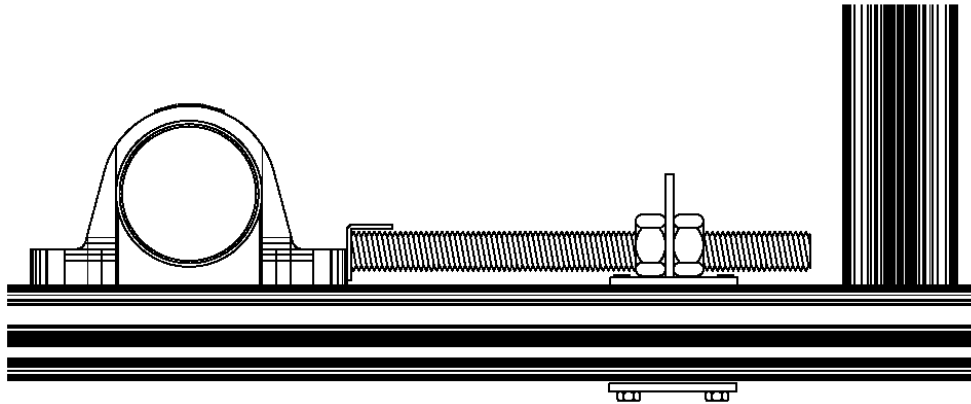


Figura 5.24 Sistema tensor

### 5.13 Diseño de la charola

El diseño de la charola ya fue realizado, Figura 5.25, por lo que solo resta determinar el tipo de soportes que la sujetarán, así como los tipos de movimiento que realizará con el fin de guiarla y evitar cualquier problema de caída o atascamiento de la misma a lo largo de la línea. Más detalles de la charola en el Apéndice B

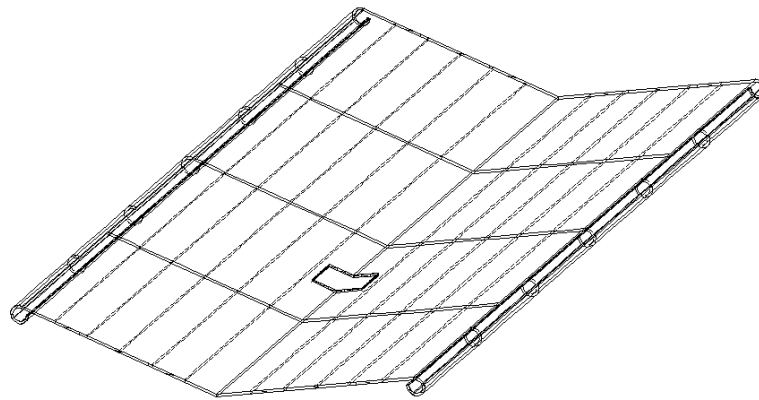
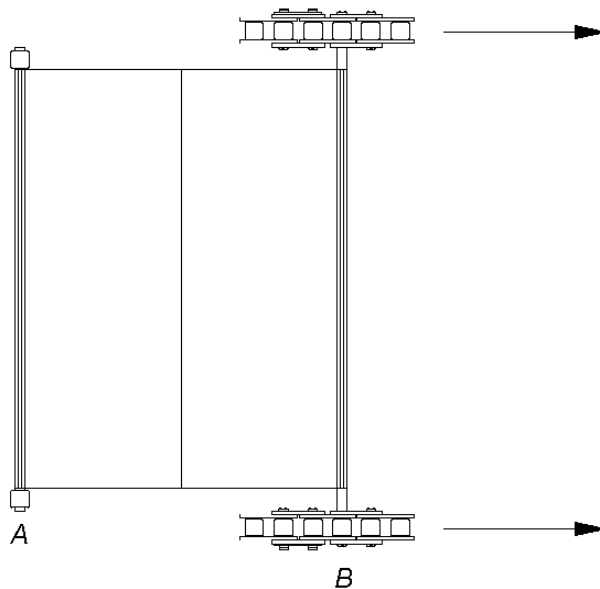


Figura 5.25 Diseño de charola

Los soportes de la charola, estarán determinados por dos pernos, ver Figura 5.26, uno de arrastre *B* y uno guiado *A*. El punto *A* solo irá rodando sobre unas guías, mientras que el punto *B* irá fijo a la cadena a la unión de uno de sus eslabones. Figura 5.27. Dichas guías serán plásticas por lo que para evitar el



desgaste y el ruido será necesario utilizar un accesorio en la cadena de plástico que asiente en la guía plástica.



5.26 Vista en planta de charola transportadora

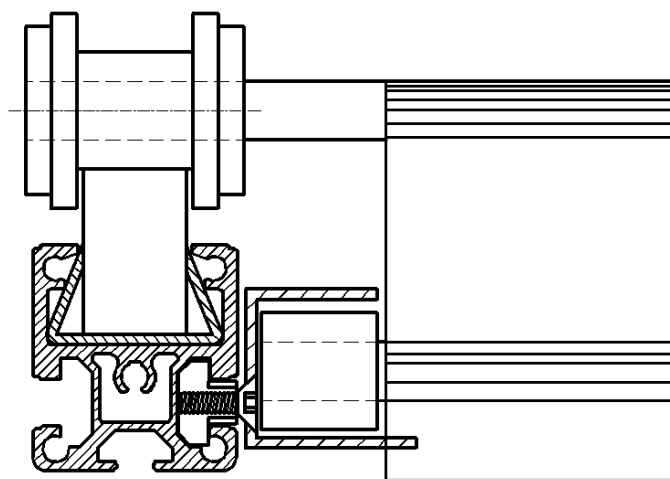


Figura 5.27 Guías de cadena y charola

El detalle de las piezas y del ensamble se encuentran en el Apéndice B.

### 5.13.1 Trayectoria de la charola

Para evitar atascamientos o caídas no controladas, se requiere un estudio esquemático de la trayectoria que seguirá la charola a lo largo del transportador. De este modo se tienen 5 puntos críticos a lo largo del viaje de la charola, Figura 5.28.

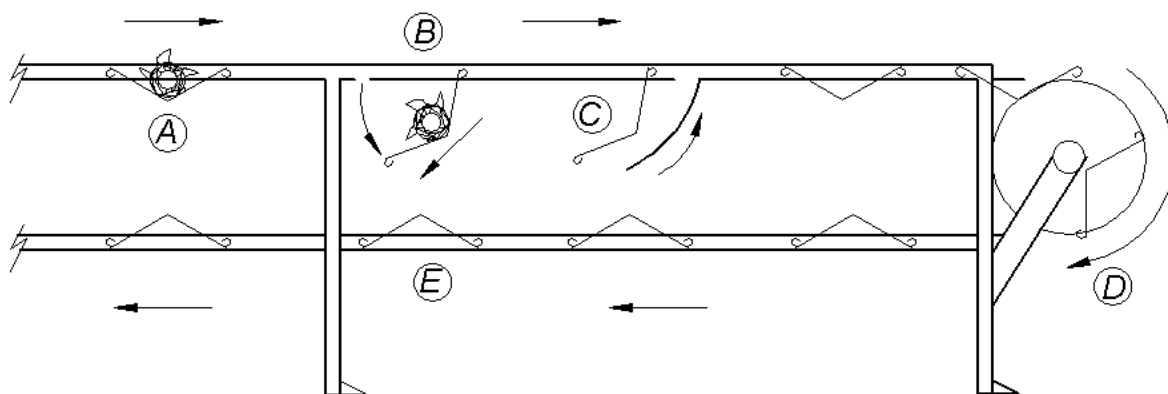


Figura 5.28 Puntos críticos de la charola en su trayectoria

Los cinco puntos críticos identificados se resumen en:

- A.- La charola es arrastrada de un punto y guiada del otro extremo, se requiere evitar cualquier tipo de desalineamiento así como brinco en la trayectoria. En esta posición pasa por la primer estación donde es pesado y escaneado el producto.
- B.- En este paso la parte guiada de la charola cae en un punto exacto donde debe ser depositada la piña. La charola queda en posición vertical por lo que ocupa mas espacio que deberá considerarse al instalar la estructura.
- C.- La charola viaja verticalmente hasta el final del transportador en el cual una guía la hace subir suavemente hasta lograr una posición deseada para la siguiente estación.
- D.- Este es el punto mas crítico de todo el trayecto, ya que la charola da una vuelta de 180° a una velocidad considerable por lo que el extremo libre de la charola deberá ser también guiado para soportar cualquier tipo de fuerza

centrífuga que pudiera sacar de trayecto a la charola y de su lugar a la cadena misma.

E.- La charola viajando de regreso solo debe ser bien guiada para evitar cualquier brinco sobre la marcha.

En el punto A se requiere determinar un espacio especial para el sistema de pesado.

El punto B es donde la charola deposita la piña en su lugar por lo que se tiene que diseñar una compuerta que obedezca una orden de mando en un momento preciso para dejar caer la charola, Figura 5.29. Esta compuerta deberá ser cerrada una vez liberada la charola para evitar que la charola siguiente caiga en un lugar donde no debe, Figura 5.30

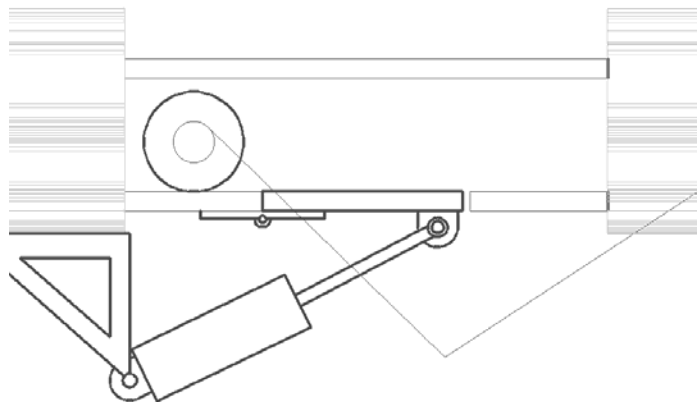


Figura 5.29 Compuerta normalmente cerrada

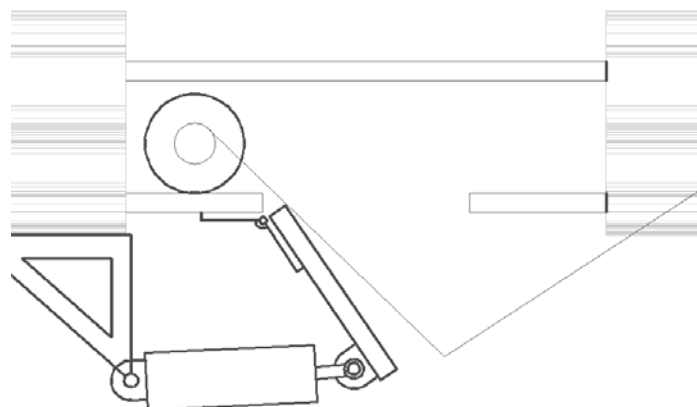


Figura 5.30 Compuerta abierta

Este mecanismo deberá variar su velocidad de acción dependiendo de la velocidad a la que se encuentre el transportador. Por lo que en la siguiente tabla se muestra una relación de la velocidad de respuesta del mecanismo de desvío para recuperarse. Tabla 5.7

Tabla 5.7 Tiempo de recuperación de mecanismo de desvío

Velocidad Lineal [in/min.]	Tiempo de recuperación [seg.]
630	1.09
840	1.43
1050	1.14
1150	1.04
1250	0.96
1409	0.85

En el punto C se requiere regresar la charola a su posición original por lo que el diseño de unas guías es necesario. Se utilizará un tramo de la guía plástica, solo que esta se acomodará de forma inclinada para recibir a todas las charolas que vienen abatidas. Al principio del recorrido se requiere darle una entrada fácil al seguidor, Figura 5.31

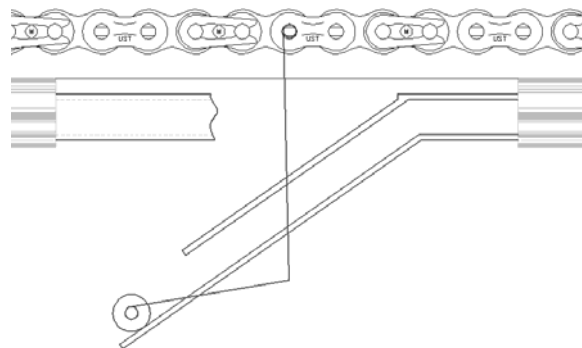


Figura 5.31 Regreso de charola a posición original

Para el punto D es necesario simular la vuelta de la charola a través de la catarina de  $\varnothing 15.463''$ , Figura 5.32.

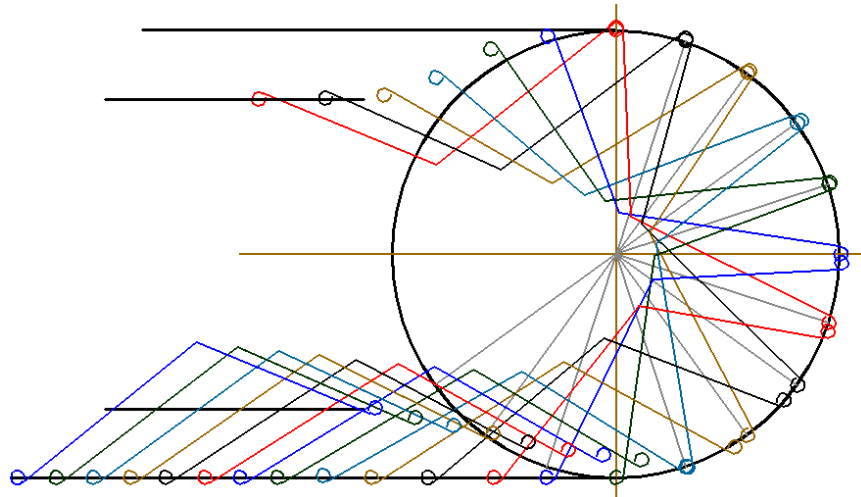


Figura 5.32 Trayectoria volteo de charola

Se observa en la figura 5.32 que pudiera existir algún problema de espacio debido a las dimensiones tanto de la charola como de la flecha. Se deberá considerar al diseñar las guías de volteo que la charola sobresalga un poco de la trayectoria simulada en la Figura 5.32, para librar sin problemas el diámetro de la flecha.

Estas guías serán de la misma geometría que las guías del soporte libre de la charola, pero no del mismo material ya que el plástico no podrá deformarse para lograr la geometría deseada. Unas soleras ofrecerán la solución al ser roladas. Estas guías metálicas solo guiarán el extremo libre. Figura 5.33.

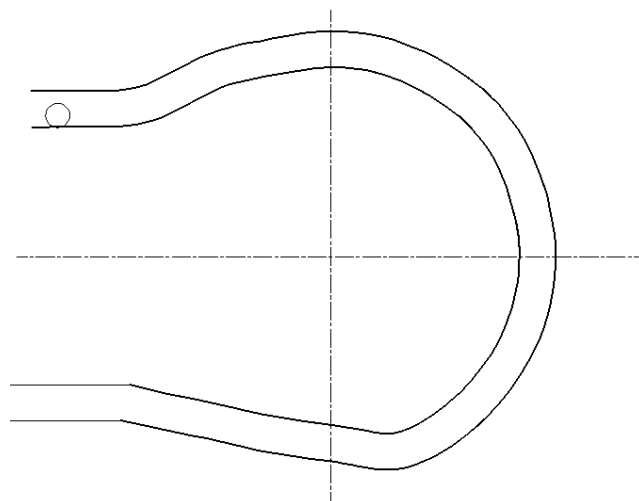


Figura 5.33 Guías de Volteo

#### 5.14 Sistema de arranque

Para protección del sistema motriz así como un control de su encendido y paro de emergencia ha sido seleccionada una caja de control con botones de encendido y paro de emergencia, donde este último es de empotramiento por lo que requiere ser girado y jalado para volver a encender lo que da una protección al sistema ya que se garantiza que este botón no se moverá de posición en algún caso de emergencia de paro total de la máquina. Figura 5.34



Figura 5.34 Caja de botones de control [21]

### 5.15 Plan de ensamble

Al planear el ensamble de la máquina, será necesario identificar en primera instancia los subsistemas de la misma para que sea más práctica la instalación Figura 5.34. Debido al diseño de esta máquina el ensamble y desensamble requiere de calibración y alineación entre objetos, pero las herramientas a utilizar en el ensamble se reducen.

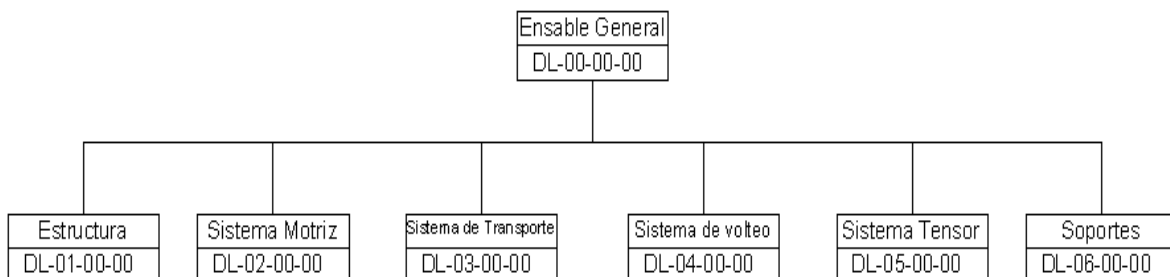


Figura 5.35 Ensamble general y subsistemas

Una vez identificados todos los subsistemas se procede a definir cada uno de ellos por los elementos que están formados. De este modo se presentan los siguientes diagramas.

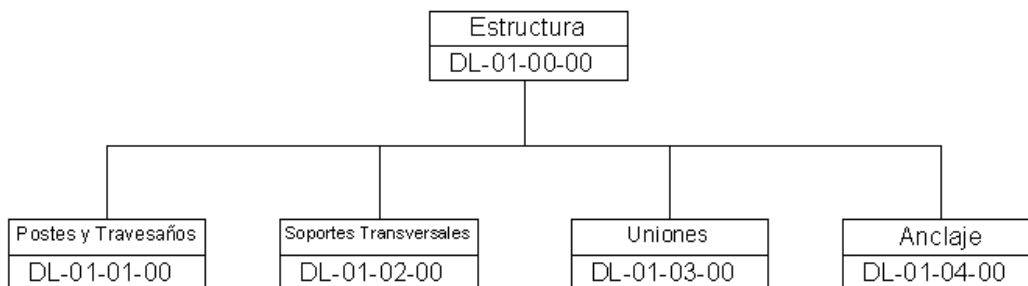


Figura 5.36 Estructura y Subsistemas

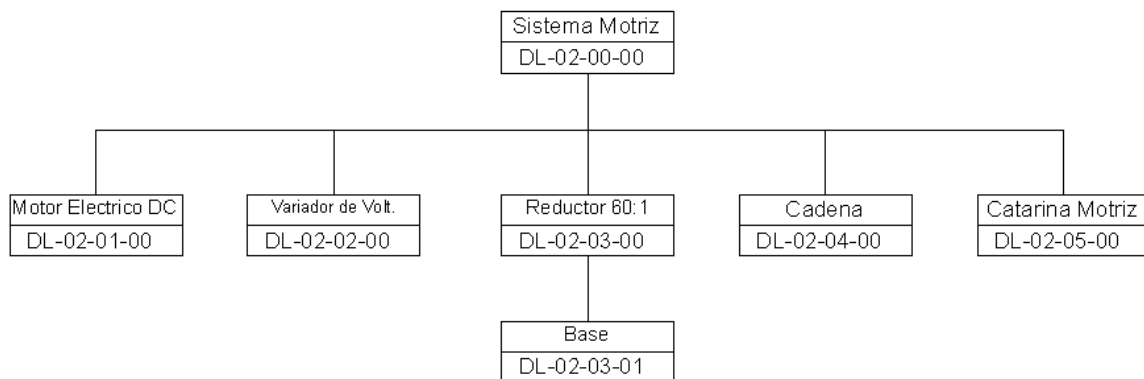


Figura 5.37 Sistema motriz y subsistemas

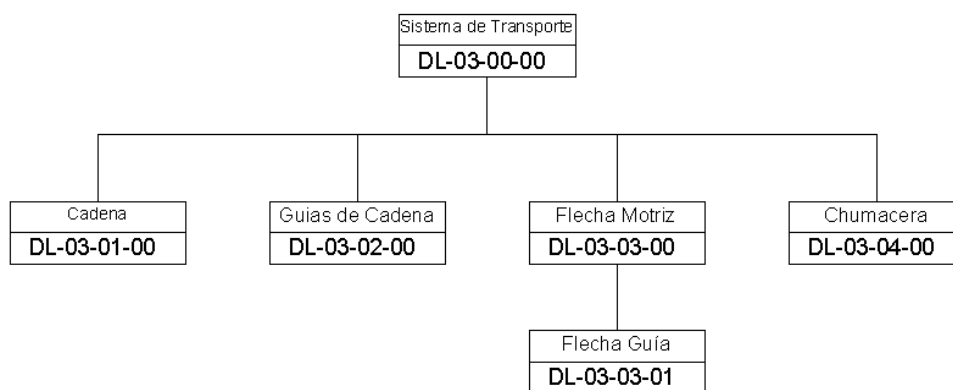


Figura 5.38 Sistema de transporte y subsistemas



Figura 5.39 Sistema de volteo y subsistemas





Figura 5.40 Sistema tensor y subsistemas

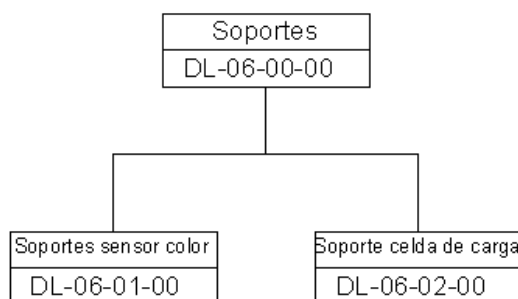


Figura 5.41 Sistema de soportería y subsistemas

No se detectó una secuencia específica del ensamble de cada subsistema. La única secuencia es la que se mostró en los diagramas anteriores. La parte mas complicada de ensamblar es la estructura de aluminio la cual cuenta con un manual de instalación propio.

Debido a que se utilizan muchas partes estándares, solo se muestra una ficha técnica de estas. A continuación se listan las partes que no fueron dibujadas en plano, pero que son parte del ensamble general:

DL-01-01-00	DL-01-02-00	DL-01-03-00	DL-01-04-00
DL-02-01-00	DL-02-02-00	DL-02-03-00	DL-03-02-00
DL-03-04-00	DL-04-01-00	DL-04-03-00	

### 5.16 Requerimientos básicos para el funcionamiento de la máquina

Para la instalación y funcionamiento de la máquina en una empresa cualquiera se listan los requerimientos de instalación y funcionamiento para la misma:

- Una línea de aire comprimido o en su defecto un compresor con una presión de 4.5 a 6 kg/cm<sup>2</sup>, una unidad de FRL, (filtro, regulador, lubricador), para garantizar aire seco en los elementos neumáticos.
- Instalación eléctrica de 220 voltios
- El suelo no requiere estar nivelado con precisión, sin embargo se requiere un piso industrial de concreto armado de 15 cm. de espesor.
- La temperatura del ambiente donde la estructura no es afectada puede oscilar entre los -2 °C y los 80 °C.
- Se requiere limpiar al final del turno las guías de la cadena transportadora para evitar atascamientos y una fuerza extra en la unidad motriz.