

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción

"Diseño de un transportador continuo de gavetas para industria alimenticia"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN
Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

César Geovanny López Cárdenas

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

Agradezco principalmente a Dios por su gracia divina, concediéndome la fuerza, salud, responsabilidad y sabiduría para poder seguir cumpliendo mis sueños.

A mí amada esposa Gissela Argüello, por su apoyo incondicional que me brinda cada día y me da la fuerza para seguir haciendo realidad nuestros sueños. A mis tan adorados hijos Alex, Thiago y Damaris, ustedes son mi verdadero legado.

A mis padres, Oliverio y Elisa, por ser un ejemplo a seguir, y dar todo su esfuerzo para que sea un hombre de bien. A mis hermanos, gracias por su ayuda y por estar conmigo, y así también agradecer a mis amigos y a todos aquellos que me brindaron su amistad.

DECLARACIÓN EXPRESA

La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

César Geovanny López Cárdenas

M. Sc. Efraín Terán

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



César López C.

Autor



M. Sc. Efraín Terán

Director

RESUMEN

La empresa en estudio se dedica a la producción y comercialización de alimentos preparados. El producto se almacena en gavetas para su posterior traslado a sus locales de comida rápida. Al retornar a la fábrica, se realiza el traslado de las gavetas usadas al área de lavado para su proceso de sanitización. El área de lavado está ubicada en el primer piso y receipta las gavetas desde la planta baja. El procedimiento es manual y consiste en que un colaborador proyecta las gavetas hacia un paso muro ubicado a tres metros del nivel del suelo donde son recibidas por otro colaborador. El procedimiento descrito ha causado avería en las gavetas e incluso lesiones en los colaboradores. Con el fin de evitar estos sucesos, la empresa decide invertir en una máquina semi-automática para el ascenso de gavetas. El proyecto estuvo guiado con la investigación documental de información referente a técnicas convencionales de: sistemas de transportación, selección de equipos, diseño de estructuras y ejes. El moto-reductor seleccionado fue de 0.75 Hp. con una relación de velocidad de 1:100 del cual se obtuvo una velocidad lineal en la banda de 8.5 m/min. El material del eje fue de acero de transmisión 1018 con un diámetro de 0.025 m. La banda que se seleccionó fue de 2 lonas y el ancho de 0.45 m. El proyecto concluyó con la demostración teórica del diseño de la máquina, la estimación de costos indicó que la inversión sería el 19,3% del valor de un equipo importado con similares características y el modelaje del transportador validó los cálculos del diseño. Los materiales seleccionados fueron de acero inoxidable y polímeros resistentes a químicos sanitizantes. Los resultados obtenidos sirvieron para realizar la selección de los equipos y componentes de la máquina.

Palabras Clave: sanitización, convencional, esfuerzo, modelaje.

ABSTRACT

The company in study is dedicated to the production and marketing of processed foods. The product is stored in drawers for later transfer to their local fast food. Returning to the factory, the drawers are moved to the laundry area for their sanitation process. The laundry area is located on the first floor and receives the drawers from the ground. The procedure is manual and consist a worker projected drawers to a hole in wall located three meters above the ground where they are received by another worker. The procedure has caused damage in the drawers and even injuries to the worker. In order to avoid these events, the company decided to capitalize in a semi-automatic machine for the rise of drawers. The project was guided documentary research of information for conventional techniques: transportation systems, equipment selection, design of structures and axes. The gear motor selected was 0.75 Hp. with a speed ratio of 1: 100 from which a line speed was obtained in the band of 8.5 m / min. The material was steel shaft transmission 1018 with a diameter of 0.025 m. The band that was selected was 2 coating and width of 0.45 m. The project concluded with the theoretical demonstration of the machine design, cost estimation indicated that the investment would be 19.3% of the value of imported equipment with similar characteristics and modeling validated conveyor design calculations. Selected materials were stainless steel and sanitizing chemical resistant polymers. The results were used to make the selection of equipment and machine components.

Keywords: *sanitation, conventional, effort, modeling.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	IX
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Descripción del problema	1
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo general.....	2
1.2.2 Objetivos específicos	2
1.3 Alcance.....	2
1.4 Marco teórico.....	3
1.4.1 Transportadores.....	3
1.4.1.1 Transportador horizontal	3
1.4.1.2 Transportador vertical.....	4
1.4.1.3 Transportador inclinado.....	5
1.4.2 Partes de un transportador convencional	6
1.4.3 Sistema de transmisión.....	6
1.4.3.1 Moto-reductor	6
1.4.3.2 Rodillo motriz y rodillo guía	6
1.4.3.3 Banda transportadora.....	6
1.4.3.4 Chumacera.....	9
1.4.4 Sistema Estructural	9
CAPÍTULO 2	10
2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO	10
2.1 Diseño conceptual.....	10
2.1.1 Requerimientos	10
2.1.2 Matriz de decisión.....	10

2.1.3	Diseño de forma	12
2.2	Diseño detallado.....	12
2.2.1	Diseño de la banda transportadora	12
2.2.2	Diseño del eje motriz	18
2.2.2.1	Análisis del plano Y-Z.....	19
2.2.2.2	Análisis del plano X-Z.....	21
2.2.2.3	Cálculo de resistencia a la fatiga	23
2.2.2.4	Concentraciones de esfuerzo y sensibilidad a la muesca	25
2.2.3	Selección de rodamientos	27
2.2.4	Diseño de la estructura.....	29
2.3	Análisis virtual de la estructura	32
CAPÍTULO 3.....		33
3.	RESULTADOS	33
3.1	Estimación de costos.....	33
3.1.1	Estimación de costos directos	34
3.1.2	Estimación de costos indirectos	35
3.2	Comparación de costos entre el diseño actual y un transportador importado ..	36
3.3	Cronograma tentativo de fabricación del transportador.....	37
CAPÍTULO 4.....		38
4.	DISCUSIONES Y CONCLUSIONES.....	38
4.1.	Conclusiones.....	38
4.2.	Recomendaciones.....	38
BIBLIOGRAFÍA.....		39
APÉNDICES.....		40
PLANOS ESQUEMÁTICOS		63

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FIMCP	Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción
CAE	Computer Aided Engineering
CEMA	Conveyor Equipment Manufacturers Association

SIMBOLOGÍA

°C	Grados Centígrados
°F	Grados Fahrenheit
hr	Hora
hp	Horse power
kg	Kilogramo
lb	Libra
lb/pulg	Libras por pulgada
MPa	Megapascal
m	Metro lineal
m/s	Metro por segundo
mm	Milímetro
N	Newton
N.m	Newton por metro
Pa	Pascal
pulg	Pulgadas
s	Segundo
T	Tonelada métrica [1000 kg o 2200 lb]
T/h	Toneladas por hora

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Transportador Horizontal.....	4
Figura 1.2 Transportador Vertical Continuo.....	4
Figura 1.3 Transportador Inclinado.....	5
Figura 1.4 Banda Nervada.....	7
Figura 1.5 Cadena Tipo Charnela	8
Figura 1.6 Banda Modular	9
Figura 2.1 Diseño de forma de la banda transportadora	12
Figura 2.2 Eje del tambor motriz en 3 dimensiones.....	18
Figura 2.3 Diagrama de cuerpo libre del eje Y-Z.....	19
Figura 2.4 Diagrama de fuerza cortante y momento flector Y-Z.....	21
Figura 2.5 Diagrama de cuerpo libre del eje Y-Z.....	21
Figura 2.6 Diagrama de fuerza cortante y momento flector X-Z.....	22
Figura 2.7 Cargas en el bastidor del transportador	30
Figura 2.8 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores del bastidor	30
Figura 2.9 Simulación del momento flector en la estructura con carga	32
Figura 2.10 Simulación de deflexión en la estructura con carga	32
Figura 3.1 Cronograma tentativo de fabricación de una banda transportadora.....	37

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Matriz de Decisión	11
Tabla 3.1 Costo de Materiales para la Estructura.....	34
Tabla 3.2 Costo de Equipos Mecánicos	34
Tabla 3.3 Costo de Equipos Eléctricos.....	35
Tabla 3.4 Costo de Mano de Obra	35
Tabla 3.5 Costo Indirecto.....	36
Tabla 3.6 Resumen de costos del transportador	36

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Vista del transportador inclinado continuo
PLANO 2	Tambor motriz de la banda transportadora
PLANO 3	Eje del tambor motriz
PLANO 4	Estructura – Bastidor del transportador

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

La compañía en estudio se dedica a la producción, importación, distribución y comercialización de alimentos preparados. La distribución es realizada con vehículos tipo furgón los cuales entregan los productos a una cadena de locales de comidas rápidas a nivel nacional.

Los productos son colocados en gavetas para facilitar su traslado en todo el proceso almacenamiento y distribución. Al retornar las gavetas, después de terminar las entregas, tienen que ingresar al área de lavado para su sanitización y de esta manera poder ingresar nuevamente al proceso de almacenamiento del producto terminado.

La recolección de gavetas consiste en su traslado al área de producción en las cercanías de la puerta de ingreso de materia prima e insumos. En este punto se procede con la elevación de las gavetas de forma manual.

El procedimiento de ascenso de gavetas se realiza con dos colaboradores: el primer colaborador está ubicado en la planta baja y su función es proyectar la gaveta al segundo colaborador que está ubicado en el primer piso a una altura de 3 metros aproximadamente.

1.1 Descripción del problema

La empresa en estudio precisa mejorar su procedimiento de entrega de gavetas al área de lavado. El procedimiento actual es realizado de forma manual, en el desarrollo de este procedimiento ocurren deterioros de las gavetas por impactos contra el suelo al no ser capturadas por el colaborador. Además, un lanzamiento erróneo podría afectar la integridad del colaborador.

El área de entrega de gavetas está delimitada por lo siguiente: puerta de ingreso de materia prima, cámaras frigoríficas, área de enfundado y área de

almacenamiento de insumos con lo que se restringe el tránsito de personas y montacargas.

El ambiente es húmedo y los equipos que pertenecen al área de producción necesitan de una sanitización al término de la jornada laboral.

Por los motivos mencionados se requiere de un sistema de transportación continuo que facilite el ascenso de las gavetas, cumpla con las restricciones del espacio, pueda ser sanitizado y que sea transportable para que no obstaculice el tránsito del área.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

- Diseñar de un transportador continuo de gavetas para industria alimenticia.

1.2.2 Objetivos específicos

- Revisar prácticas convencionales para estos sistemas de transportación.
- Definir alternativas de diseño y seleccionar la opción más adecuada.
- Realizar el modelaje virtual del diseño.
- Elaborar un cronograma de fabricación de la máquina.
- Realizar una estimación de costos del diseño.

1.3 Alcance

El proyecto tiene como inicio realizar el diseño de un transportador continuo para el ascenso de gavetas al área de lavado y culmina con la entrega del objeto al área de lavado.

1.4 Marco teórico

1.4.1 Transportadores

Un transportador es una máquina que se utiliza para trasladar un objeto de un lugar a otro (Santillán Mestanza, 2008). Los tipos de transportadores que se utilizan para el traslado continuo de cajas u objetos similares son:

- Transportador horizontal
- Transportador vertical
- Transportador inclinado

1.4.1.1 Transportador horizontal

Los transportadores horizontales son equipos utilizados por el traslado continuo de un objeto de un lugar a otro pero a un mismo nivel. Consta de un sistema de transmisión (motor, reductor, tambor de transmisión, rodillos guías, tambor guía, chumaceras), sistema de transportación (banda) y estructura. (Santillán Mestanza, 2008)

Este sistema de transportación tiene las siguientes ventajas:

- Trabaja a velocidades altas, dependiendo de las necesidades de la industria. Puede adaptarse un variador de frecuencia.
- Puede usarse para carga pesada, dependiendo del material y el diseño de los rodillos.
- Diseño económico, consta de pocos componentes.
- Puede ser fijo o móvil, tiene la facilidad de adaptación de ruedas para su traslado.

Así como tiene las siguientes desventajas:

- Ocupa mayor espacio que los sistemas de transportación inclinada y vertical.
- Está limitado a transportar a un solo nivel.

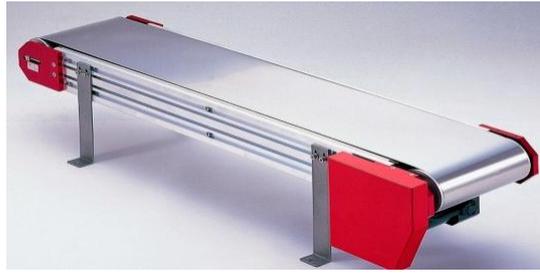


Figura 1.1 Transportador Horizontal

Referencia (Direct Industry, 2016)

1.4.1.2 Transportador vertical

El transportador vertical es utilizado para subir de nivel o altura un objeto. Dependiendo del transportador y su diseño consta de partes diferentes.



Figura 1.2 Transportador Vertical Continuo

Referencia (Quimarox, 2016)

Este sistema de transportación tiene las siguientes ventajas:

- El diseño es compacto.
- Trabaja a velocidad moderada.
- Puede usarse para ascenso y descenso.
- Bajo mantenimiento.

Así como tiene las siguientes desventajas:

- Dependiendo de la altura es una máquina que debe estar fija.

- Dependiendo del diseño tiene limitación en la masa del objeto a transportar.
- Diseño costoso.
-

1.4.1.3 Transportador inclinado

El transportador inclinado está diseñado para el ascenso o descenso de un objeto. Consta de partes similares al transportador horizontal la única diferencia es que se usa para el traslado objetos de un nivel inferior a uno superior o viceversa.



Figura 1.3 Transportador Inclinado

Referencia (Trialmat S.A., 2016)

Este sistema de transportación tiene las siguientes ventajas:

- Trabaja a velocidades altas.
- Puede usarse para ascenso o descenso.
- Puede usarse para carga pesada
- Diseño económico.
- Bajo mantenimiento.
- Puede ser fijo o móvil.

Así como tiene la siguiente desventaja:

- Ocupa mayor espacio que los sistemas de transportación vertical.

1.4.2 Partes de un transportador convencional

Las partes de un transportador (Santillán Mestanza, 2008) comúnmente son:

- Sistema de transmisión
- Sistema estructural

1.4.3 Sistema de transmisión

Es el conjunto de elementos que permiten la transmisión del movimiento.

1.4.3.1 Moto-reductor

Es un motor eléctrico acoplado a un reductor de velocidad. Son utilizados a nivel industrial para dar movimiento a un sistema.

1.4.3.2 Rodillo motriz y rodillo guía

El rodillo motriz es un cilindro capaz de transmitir el movimiento que es cedido por el moto-reductor. El rodillo guía es un cilindro el cual permite el tensado de la banda y su alineación.

1.4.3.3 Banda transportadora

Es una cinta utilizada para el traslado continuo de materiales u objetos.

Los tipos de banda son:

- Banda nervada
- Cadena de charnela
- Malla modular

Banda nervada

Las bandas transportadoras nervadas son utilizadas para ascenso de objetos. Son de caucho con un relieve que brinda adherencia y amortiguación al impacto. Debido a sus componentes de nylon o poliéster brindan una alta tenacidad. Adicional, es resistente a la abrasión, humedad y soporta medio ambientes agresivos.

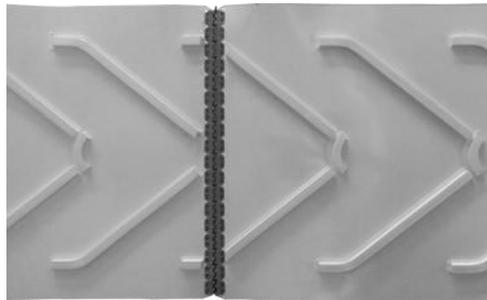


Figura 1.4 Banda Nervada

Referencia (Polinamic, 2016)

Banda de charnela

Es un conjunto formado de placas entrelazadas las cuales están unidas por pasadoras. Es una variante de la malla modular. Las cadenas inoxidables se las obtiene a través de un proceso de conformado y las cadenas plásticas a través de un proceso de inyección.

Esta estructura modular facilita el montaje y su reparación, se puede solucionar cualquier problema "in situ", en el caso de avería de uno o varios módulos se procede con el cambio de los mismos, esto ayuda a la minimización de tiempos de parada de máquinas en la línea de producción y a la vez minimiza su stock de repuestos.

Es perfecta para industria alimenticia. En caso que se necesitase tiene la opción de seleccionar cadenas que realicen curvas y pendientes según la aplicación deseada.

Este tipo de cadenas tiene las siguientes ventajas:

- Posee bajo peso por lo que no necesitaría un motor con par de torque alto y a la vez minimiza el consumo energético
- Sistema de transporte sólido y resistente. Posee bajo coeficiente de fricción, no necesita lubricación por lo que evita el goteo de los aditivos antifricción y minimiza las intervenciones de mantenimiento.
- Posee excelente compatibilidad química con sustancias corrosivas.
- Brinda seguridad en su manipulación, evitando el riesgo de accidentes y mejorando las condiciones de trabajo.

Así como tiene la siguiente desventaja:

- Costo alto en relación a otros tipos de banda.



Figura 1.5 Cadena Tipo Charnela

Referencia (Suministros Palazón S.L., 2016)

Banda de malla modular

La banda modular es un conjunto de módulos plásticos entrelazados entre si y unidos por varillas. Posee un robusto diseño según su aplicación y características similares a las cadenas tipo charnela. Este tipo de bandas hacen innecesarios los sistemas de alta tensión y garantiza la marcha recta de la banda.

Este tipo de cadenas tiene las siguientes ventajas:

- Fabricada con polímeros sintéticos que le da buenas propiedades mecánicas y térmicas. Las más destacadas son la alta elasticidad y resistencia.
- Bajo mantenimiento, fácil y rápido montaje y desmontaje.
- Bajo nivel sonoro debido a su material plástico.
- Múltiples acabados con superficies abiertas para el drenaje de líquidos o superficies rugosas antideslizantes.
- Materiales resistentes a desgaste, impacto, anticorrosivo.
- Capacidad de funcionar en ambas direcciones.

Así como tiene las siguientes desventajas:

- Costo alto.
- Mayor volumen en relación a la cadena de charnela.
- Necesita más componentes de transmisión.

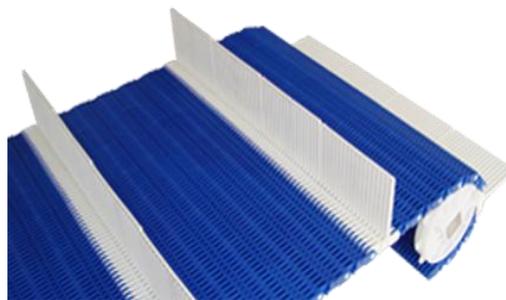


Figura 1.6 Banda Modular

Referencia (Abraham, 2016)

1.4.3.4 Chumacera

La chumacera es la base donde se aloja el rodamiento. La chumacera tensora tiene la particularidad de ser regulable lo cual permite la alineación y tensado de la banda transportadora.

1.4.4 Sistema Estructural

Es el cuerpo donde se ensambla el sistema de transmisión. Los materiales seleccionados para su construcción son determinados para la aplicación y el medio en el cual interactuará el equipo.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

2.1 Diseño conceptual

Los sistemas de transportación continua para gavetas pueden realizarse con diferentes tipos de diseño y componentes.

Las alternativas para el diseño de un transportador continuo en ascenso son:

- Sistema de transportación continuo inclinado móvil.
- Sistema de transportación continuo vertical móvil.

2.1.1 Requerimientos

El transportador a diseñar debe cumplir los siguientes requerimientos:

- Capacidad mínima: Transportar 10 gavetas por minuto.
- Compatibilidad química con: ácidos lácteos, ácidos cítricos y sanitizantes.
- Desplazamiento móvil y sistema de frenos.
- Costo competitivo con el mercado.
- Limitaciones de espacio del equipo:
 - Longitud del equipo: $L \leq 3$ m.
 - Ancho del equipo: $A \leq 1$ m.

2.1.2 Matriz de decisión

Los criterios usados para la comparación de las alternativas en la matriz de decisión son los siguientes:

Seguridad: El equipo debe brindar seguridad para el operador del equipo.

Costo de inversión: Este criterio se considera debido al presupuesto que posee la empresa para realizar la inversión.

Facilidad de mantenimiento: Los sistemas de transportación tanto vertical como horizontal poseen diferentes tipos de piezas las cuales dependiendo de su complejidad dependerá del mantenimiento de las mismas.

Facilidad de transportación de la máquina: Debido a las limitaciones de la infraestructura el transportador debe estar en capacidad de moverse o abatirse para no obstaculizar el traslado de materia prima, objetos grandes y producto terminado.

Facilidad de adquisición de repuestos: La adquisición oportuna de repuestos minimizan los paros no programados.

Facilidad de mecanización de piezas: La piezas mecanizadas a través de torno, fresa, rolado tienen un costo menor a las piezas fundidas que necesitan de moldes para su fabricación.

En la siguiente tabla 2.1 se indica el puntaje obtenido de las dos alternativas analizadas.

Tabla 2.1 Matriz de Decisión

Criterios	Ponderación		Transportador Vertical		Transportador Inclinado	
	Puntaje	Porcentaje				
Seguridad	10	20%	8	16%	9	18%
Costo de inversión	10	25%	6	15%	10	25%
Facilidad de mantenimiento	10	10%	8	8%	9	10%
Facilidad de transportación	10	20%	8	16%	9	20%
Facilidad de adquisición de repuestos	10	15%	8	12%	10	15%
Facilidad de mecanización de piezas	10	10%	7	7%	10	10%
Total	60	100%	45	75%	57	95%

Por medio de la matriz de decisiones se selecciona el sistema de transportación inclinada, debido a que obtuvo mayor puntaje con relación al transportador vertical.

2.1.3 Diseño de forma

En la figura 2.1 de forma se presenta un esquema preliminar del equipo.



Figura 2.1 Diseño de forma de la banda transportadora

2.2 Diseño detallado

2.2.1 Diseño de la banda transportadora

Las dimensiones del transportador son:

- Altura: 2.5 metros
- Longitud Horizontal: 2.5 metros
- Longitud de la banda: 3.53 metros

Las dimensiones de la gaveta son:

- Altura: 0.4 metros
- Ancho: 0.4 metros
- Longitud: 0.6 metros
- Masa: 2 Kilogramos

El equipo necesita una velocidad lineal mínima de 7 m/min para trasladar una cantidad mínima de 10 gavetas por minuto.

Para el diseño de la banda transportadora (Capítulo 2 Sección 2.2.1) se hace uso de la referencia (CEMA Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2002).

En la referencia indica una relación entre el ancho de banda, la velocidad máxima de la banda y el material a transportar. En este proyecto el ancho de banda necesario es de 0.45 m. (18") debido a que el ancho de la gaveta es de 0.4 m. (Apéndice A).

Ancho de banda= 0.45 m.

La referencia recomienda que para bandas menores a 1 m. se suma 0.05 m al ancho de la banda para obtener la longitud del tambor (Apéndice B).

Longitud del tambor= 0.50 m.

En la referencia recomienda el diámetro del tambor e indica el peso del mismo. Se selecciona el diámetro de 0.15 m. (6"). Adicional, se indica que para efectos de cálculos se usa un peso de 30 lbs. (Apéndice C).

En la referencia se indica la siguiente ecuación para encontrar la potencia del motor:

$$HP = Te * \frac{V}{33000}$$

Donde;

HP= Potencia requerida del motor (hp)

Te= Tensión efectiva de la banda transportadora (lb)

V= Velocidad (fpm)

La referencia indica que la ecuación para la tensión efectiva de la banda.

$$T_e = L * K_t * (K_x + K_y * W_b + 0.015 * W_b) + [W_m * (L * K_y \pm H) + T_p + T_{am} + T_{ac}$$

Donde;

L= Longitud de la banda (ft)

K_t= Factor de corrección de temperatura

K_x= Factor de corrección para bastidores

K_y= Factor de corrección para bastidores

W_b= Peso de la banda (lb/ft)

W_m= Peso del material a transportar (lb/ft)

H= Longitud horizontal del equipo

T_p= Tensión en las poleas (lb)

T_{am}= Tensión por aceleración del material (lb)

T_{ac}= Tensión en los accesorios (bastidores, raspadores, delantales)

Las gavetas no necesitan ser aceleradas al momento de ingresar a la banda por tal motivo T_{am}=0.

Este diseño no posee bastidores, raspadores, ni delantales debido a que la banda transportadora estará deslizándose sobre la superficie de la estructura, por lo tanto K_x, K_y y T_{ac}=0.

Restando estas variables se obtiene la siguiente ecuación:

$$T_e = L * K_t * (0.015 * W_b) + W_m * (\pm H) + T_p$$

En la referencia se indica el factor de corrección de temperatura K_t (Apéndice D). La temperatura del ambiente es de 25 °C (70°F).

K_t=1

El peso del material es un valor que aproxima con la siguiente ecuación:

$$W_m = 33.33 * Q/V$$

Donde;

Q= Tonelada hora del equipo (T/hr)

V= Velocidad lineal (fpm)

El requerimiento de velocidad es del transportar 10 gavetas por minuto, por tanto en el lapso de 1 hora se transporta 1.2 toneladas.

$$Q = 10 \frac{\text{gavetas}}{\text{min}} = 1.2 \text{ T/hr}$$

La velocidad lineal mínima es de 7 m/min. Reemplazando en la ecuación se obtiene el peso del material.

$$W_m = 33.33 * \frac{1.2 \text{ T/hr}}{23.33 \text{ ft/min}} = 1.71 \text{ lb/ft}$$

La referencia estima el peso de la banda para efectos de cálculos de la tensión efectiva. Se obtiene un peso de la banda de 3.5 lb/ft. (Apéndice E).

W_b= 3.5 lb/ft

La referencia indica que la tensión de los tambores sea de 200 lbs. para poleas ajustadas con un ángulo de abrace de 150° a 240° (Apéndice F).

T_p= 200 lb

Reemplazando los valores obtenidos se obtiene la tensión efectiva.

$$T_e = 414.86 \text{ lb}$$

En los sistemas de transportación por banda existen dos tipos de tensión adicionales a la tensión efectiva. La tensión máxima (T1) que es el lado

tenso de la banda y la tensión mínima (T2) que es el lado flojo de la banda. De la referencia se obtiene la siguiente ecuación:

$$T_e = T_1 - T_2$$

También se indica que la tensión efectiva es directamente proporcional a la tensión mínima multiplicada por un factor de abrace. El factor de abrace es una variable que afecta a la polea motriz y su valor depende de las variables del sistema como fricción, ángulo de abrace, tensión y tipo de sistema motriz. Se hace uso de la siguiente ecuación:

$$T_2 = T_e * Cw$$

Donde;

Cw= Factor de abrace entre la banda y la polea motriz.

En la referencia se menciona que el factor de abrace es de 0.8 para un tambor motriz revestido sin polea deflectora, con un ángulo de abrace de 180° y arranque manual (Apéndice G).

Reemplazando se obtiene el valor de T2.

$$T_2 = 331.89 \text{ lb}$$

Despejando T1 y reemplazando valores se obtiene lo siguiente:

$$T_1 = 746.75 \text{ lb}$$

De los resultados obtenidos se determina que la tensión máxima por pulgada en la banda transportadora es:

$$T_{max.banda} = \frac{T_1}{\text{Ancho de banda}} = \frac{746.75 \text{ lb}}{18 \text{ in}} = 41.49 \text{ lb/in}$$

Regresando a la ecuación de la potencia del motor y reemplazando el resultado obtenemos lo siguiente:

$$HP = 0.29 \text{ hp}$$

Debido a las pérdidas que se suscitan en los sistemas de transmisión de potencia, es necesario determinar la potencia en el eje del motor. Se denota la siguiente ecuación:

$$Pe = HP + Pp + Pr$$

Donde;

Pe= Potencia en el eje del motor

Pt= Potencia perdida en el tambor

Pr= Potencia perdida en el reductor de velocidad

De la referencia se cita la ecuación para la pérdida de potencia en el tambor motriz:

$$Pt = Tp * \frac{V}{33000}$$

$$Pt = 0.14 \text{ hp}$$

En los reductores de velocidad se asume un valor del 5% de pérdida en la transmisión de potencia. Se indica la siguiente ecuación obtenida de la referencia:

$$Pr = (HP + Pt) * \%Eficiencia \text{ mecánica}$$

$$Pr = 0.02 \text{ hp}$$

Con los valores obtenidos se calcula la potencia en el eje del motor:

$$Pe = 0.29 + 0.14 + 0.02 = 0.45 \text{ hp}$$

Por lo tanto se debe seleccionar un motor de 1/2 hp.

2.2.2 Diseño del eje motriz

Se selecciona un eje de transmisión SAE 1018 por su facilidad de adquisición en el mercado. El esfuerzo de fluencia y el esfuerzo máximo de ruptura son los siguientes:

$$S_y = 54 \text{ Kpsi} / 372.32 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 64 \text{ Kpsi} / 441.26 \text{ MPa}$$

Para efectos de cálculos se asume un eje de 25 mm. de diámetro.

En la figura 2.2 se presenta el bosquejo del eje del tambor motriz.

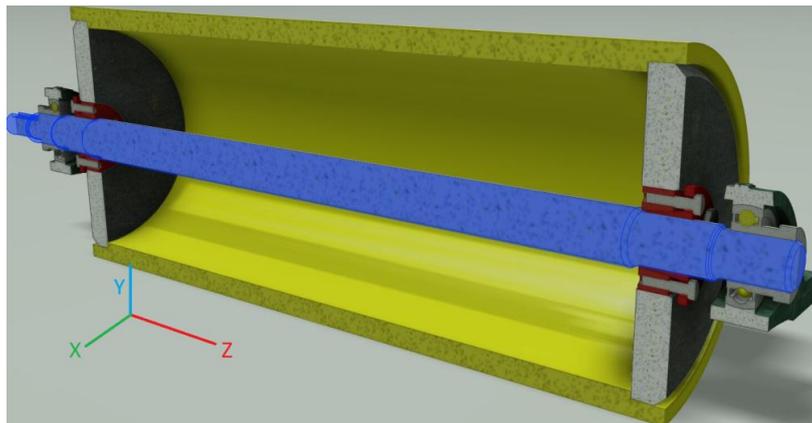


Figura 2.2 Eje del tambor motriz en 3 dimensiones

Para el diseño del eje de transmisión del tambor motriz (Capítulo 2 Sección 2.2.2) se hace uso de la referencia (Budynas & Nisbett, 2008).

El peso del eje se obtiene con la siguiente ecuación:

$$w = \rho * A * g * L$$

Donde;

ρ = Densidad del acero= 7850 Kg/m³

A= Área circular

L= Longitud del eje= 0.7 m.

Despejando valores se obtiene el peso del eje por su longitud.

$$w = 38 \frac{N}{m} * L$$

2.2.2.1 Análisis del plano Y-Z

En esta sección se presenta el análisis del plano ortogonal Y-Z para obtener las fuerzas cortantes y los momentos flectores del eje.

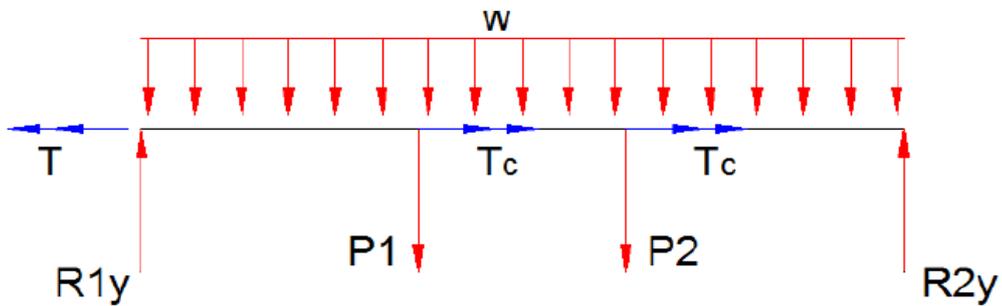


Figura 2.3 Diagrama de cuerpo libre del eje Y-Z.

A través de sumatorias de fuerzas en equilibrio se obtiene el valor de las reacciones R1y y R2y.

$$+\uparrow \Sigma Fy = 0$$

$$R_{1y} - P_1 - P_2 + R_{2y} - w * L = 0$$

Donde;

$$R_{1y} = R_{2y}$$

$$P_1 = P_2$$

$$P_1 = P_2 = 200 N$$

Entonces se obtiene:

$$R_{1y} = R_{2y} = 213.5 N$$

Para las fuerzas cortantes y momentos flectores se usa el método de áreas:

$$W_1 = w * L_1 = 38 \frac{N}{m} * (0.1 m) = 3.8 N$$

Por cargas distribuidas se obtiene una fuerza cortante negativa de 3.8 N en el punto P1 (0.1 m.).

$$W_2 = w * L_1 = 38 \frac{N}{m} * (0.5m) = 19 N$$

Por cargas distribuidas se obtiene una fuerza cortante negativa de 19 N en el punto P2 (0.6 m.).

Debido a que es simétrico se obtiene lo siguiente:

$$W_3 = W_1 = 3.8 N$$

Los momentos flectores se obtiene de las áreas formadas en el diagrama de fuerzas cortantes.

$$A_1 = \frac{(L + l) * H}{2} = \frac{(213.5 + 209.75) * 0.1}{2} = 21.16 N.m$$

$$A_2 = \frac{b * h}{2} = \frac{9.5 * 0.25}{2} = 1.19 N.m$$

Por simetría se indica lo siguiente:

El A3=-A2, entonces A3=-1.19 N.m.

El A4=-A1, entonces A4=-21.16 N.m.

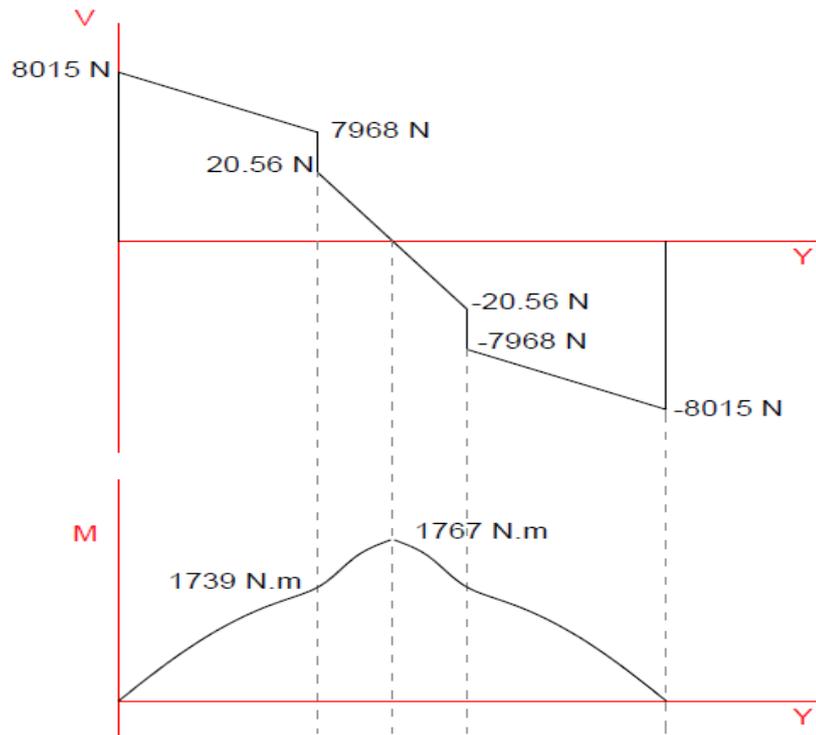


Figura 2.4 Diagrama de fuerza cortante y momento flector Y-Z

2.2.2.2 Análisis del plano X-Z

En esta sección se presenta el análisis del plano ortogonal Y-Z para obtener las fuerzas cortantes y los momentos flectores del eje.



Figura 2.5 Diagrama de cuerpo libre del eje Y-Z.

A través de sumatorias de fuerzas en equilibrio se obtiene el valor de las reacciones R_{1x} y R_{2x} .

$$+\rightarrow \Sigma F_X = 0$$

$$R_{1x} - T_1 - T_2 + R_{2x} = 0$$

Donde;

$$R_{1x} = R_{2x}$$

$$T_1 = T_2 = T_e / 2.$$

Entonces se obtiene la siguiente ecuación:

$$2R_{1x} - 2T_1 = 0$$

$$R_{1x} = R_{2x} = 207.43 \text{ N.}$$

Para las fuerzas cortantes y momentos flectores se usa el método de áreas:

$$A_1 = b * h = 207.43 * 0.1 = 20.74 \text{ N.m}$$

Por simetría se obtiene lo siguiente:

El $A_2 = -A_1$, entonces $A_2 = -20.74 \text{ N.m}$.

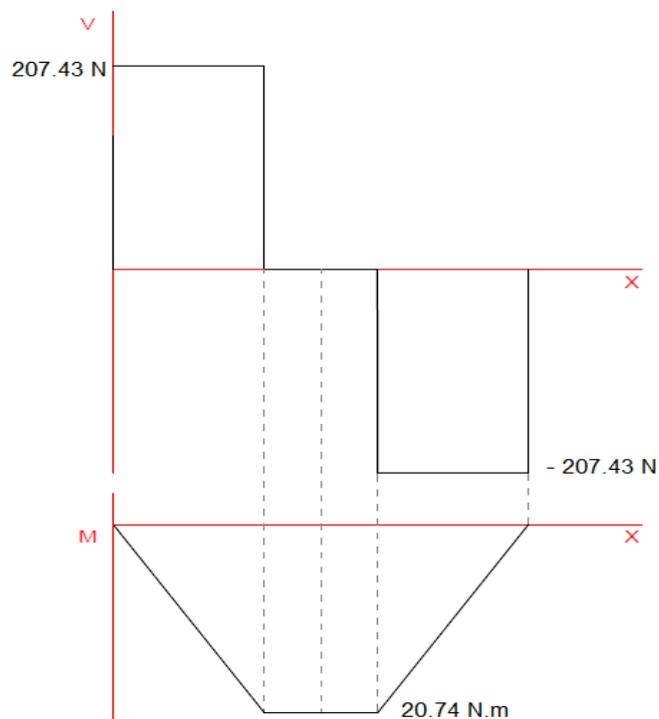


Figura 2.6 Diagrama de fuerza cortante y momento flector X-Z

Con los resultados de los momentos flectores en X y Y se obtiene el momento flector resultante M_a .

$$M''_y = 22.35 \text{ N.m}$$

$$M''_x = 20.74 \text{ N.m}$$

$$M_a = \sqrt{M''_x + M''_y} = \sqrt{(22.35)^2 + (20.74)^2} = 30.49 \text{ N.m}$$

De igual manera con los valores de la tensión efectiva se obtiene la tensión en el buje del tambor.

$$T_b = \frac{T_e * D_{tambor}}{2}$$

Diámetro del tambor = 0.15 m.

$$T_b = 31.11 \text{ N.m}$$

A través de sumatorias de momentos se obtiene lo siguiente:

$$\Sigma T = 0$$

$$T_m - T_c - T_c = 0$$

T_m = Torque del motor

T_b = Torque en el buje del tambor motriz

$$T_m = 62.22 \text{ N.m}$$

2.2.2.3 Cálculo de resistencia a la fatiga

De la referencia se obtiene la siguiente ecuación:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_{er}$$

Donde;

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la máquina en geometría y ubicación de uso.

S_{er} = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

K_a = Factor de modificación de la condición superficial.

K_b = Factor de modificación del tamaño.

K_c = Factor de modificación de la carga.

K_d = Factor de modificación de la temperatura.

K_e = Factor de confiabilidad.

K_f = Factor de modificación de efectos varios.

Se obtiene de la referencia que para esfuerzos menores de 1400 MPa se usa la siguiente:

$$S_{er} = 0.5 * S_{ut}$$

$$S_{er} = 0.5 * 441.26 \text{ MPa} = 220.63 \text{ MPa}$$

Factor de superficie K_a .

$$K_a = aS_{ut}^b$$

De la referencia se obtiene los valores de a y b (Apéndice H).

$$K_a = 4.51 * (441.26)^{-0.265} = 0.898$$

Factor de tamaño K_b .

De la referencia se obtiene la siguiente ecuación para encontrar K_b (Apéndice I).

$$K_b = 1.24d^{-0.107}$$

$$K_b = 1.24(25)^{-0.107} = 0.879$$

Factor de Carga Kc.

En la referencia se indica el valor de Kc para un eje sometido a flexión rotativa (Apéndice J).

$K_c=1$ (flexión rotativa)

Factor de temperatura Kd.

En la referencia se obtiene el valor de Kd (Apéndice K) para una temperatura ambiente de 25 °C.

$K_d=1$

Factor de confiabilidad Ke.

Se obtiene la siguiente ecuación:

$$K_e = 1 - 0.08Z_a$$

De la referencia se selecciona una confiabilidad del 99% (Apéndice L) con la cual se obtiene un $Z_a=2.326$.

$$K_e = 1 - 0.08 * 2.326 = 0.814$$

Al reemplazar valores en la ecuación de la resistencia a la fatiga se obtiene:

$$S_e = 0.898 * 0.879 * 1 * 1 * 0.814 * 1 * 220.63 \text{ MPa} = 141.76 \text{ MPa}$$

2.2.2.4 Concentraciones de esfuerzo y sensibilidad a la muesca

Se selecciona una muesca de 3 mm. y se utiliza la referencia para la siguiente ecuación:

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{25} = 0.12$$

En el mecanizado del eje solo se realiza una disminución del diámetro:

Diámetro mayor=28 mm

Diámetro menor=25 mm

De la referencia se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{D}{d} = \frac{28}{25} = 1.12$$

Las ecuaciones de las concentraciones de esfuerzos provienen de la referencia.

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante} * (K_{ts} - 1)$$

De la referencia se obtiene el valor de $q=0.77$ (Apéndice M).

De la referencia se obtiene el valor de $q_{cortante}=0.95$ (Apéndice N).

De la referencia se obtiene el valor de $K_t=1.55$ (Apéndice O).

De la referencia se obtiene el valor de $K_{ts}=1.2$ (Apéndice P).

Al reemplazar valores se obtiene:

$$K_f = 1.42$$

$$K_{fs} = 1.19$$

De la referencia se usa la ecuación ED-Goodman para encontrar el diámetro del eje.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} * \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

La carga se asume como totalmente alternante, entonces los valores de momento de flexión medio y par de torsión alternante son igual a cero.

Por lo mencionado la ecuación se simplifica a lo siguiente:

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} * \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Reemplazando valores y con un factor de seguridad n=2 se obtiene lo siguiente:

$$d = 0.0217 \text{ m} \approx 22 \text{ mm}$$

2.2.3 Selección de rodamientos

Para la selección de los rodamientos (Capítulo 2 Sección 2.2.3) se hace uso de la referencia (NTN Corporation, 1996).

La referencia indica la metodología para el cálculo de rodamientos y presenta la siguiente ecuación:

$$Pr = X * Fr + Y * Fa$$

Donde;

Pr= Carga radial dinámica equivalente

Fr= Carga radial actuante

Fa= Carga axial actuante

X= Factor de carga radial

Y= Factor de carga axial

La fuerza radial en los ejes Y y X son iguales a sus reacciones localizados en la chumacera.

$F_{ry \text{ máx}} = 213.48 \text{ N}$ (Fuerza radial máxima)

$F_{rx \text{ máx}} = 207.43 \text{ N}$ (Fuerza radial mínima)

En la referencia se indica que para cargas lineales fluctuantes, se obtiene una aproximación para la fuerza radial media (F_{rm}) con la siguiente ecuación:

$$F_{rm} = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3} = 211.46 \text{ N}$$

Reemplazando los valores de fuerza radial máxima y mínima se obtiene el siguiente resultado:

$$F_{rm} = 211.46 \text{ N}$$

Para efectos de cálculos de la fuerza axial, se asume un valor del 15% de la fuerza radial media.

$F_a = 0.15 * F_{rm} = 31.72 \text{ N}$

En la referencia se indica que cuando la relación de la fuerza axial con la fuerza radial es menor a 1, los valores de X y Y son 1 y 0 respectivamente (Apéndice Q).

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{31.72}{211.46} = 0.15$$

Reemplazando los valores de X y Y en la ecuación inicial se obtiene:

$P_r = X * F_r + Y * F_a$

$P_r = F_r = 211.46 \text{ N}$

De la referencia se elige el rodamiento rígido de bola 6805 ZZ el cual posee las siguientes características (Apéndice Q):

Cr=4300 N / Diámetro exterior= 37mm / Diámetro interior= 25 mm / Altura= 7 mm / ZZ= sellado en ambas caras

Cálculo de vida nominal básica

De la referencia se obtiene la siguiente ecuación para determinar la vida nominal del rodamiento seleccionado:

$$fh = fn * Cr/Pr$$

Donde;

Cr: Capacidad de carga dinámica

Pr: Carga dinámica equivalente

fh: Factor de vida en horas

fn: Factor de velocidad

De la referencia se obtiene el valor de fn=1.3 para una velocidad angular de 15 r.p.m. (Apéndice R).

$$fh = 1.3 * \frac{4300 N}{211.46 N} = 26.43$$

De la referencia se obtiene el valor de vida nominal de rodamiento de 80000 hrs. (Apéndice R).

2.2.4 Diseño de la estructura

Para el diseño estructural se selecciona el acero inoxidable 304, el cual tiene las siguientes características:

Esfuerzo de ruptura (Sut): 530 MPa

Esfuerzo de fluencia (Sy): 206 MPa

Módulo de Elasticidad (E): 1875 MPa

Se selecciona un perfil estructural tipo C (100x50x3) mm³ (DIPAC Productos de Acero, 2006).

Momento de Inercia: $I=88.5 \text{ cm}^4$

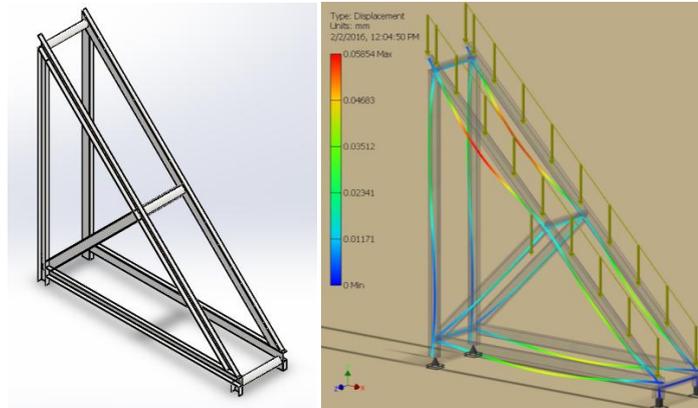


Figura 2.7 Cargas en el bastidor del transportador

En la figura 2.8 se muestra el diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores que actúan en el bastidor.

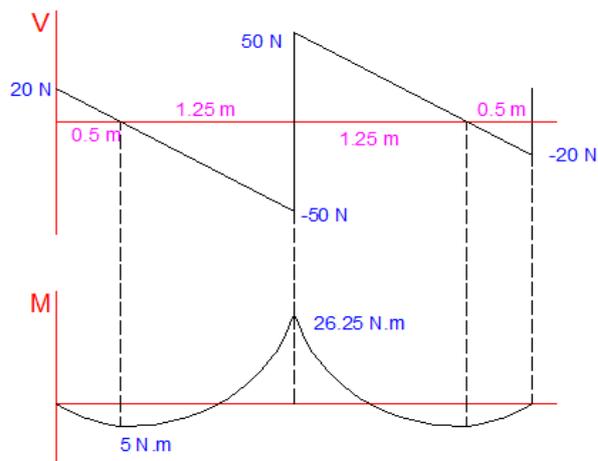


Figura 2.8 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores del bastidor

Para el desarrollo de esta sección (Capítulo 2, Sección 2.2.4) se hace uso de la referencia (Budynas & Nisbett, 2008).

$$\sigma = M * C / I$$

Donde;

σ = Esfuerzo en flexión

M= Momento máximo

C= Distancia desde la centroide hasta el extremo

I= Momento de inercia

$$\sigma = 1.48 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = 140$$

El factor de seguridad es alto debido a que las piezas de transmisión son livianas. Se puede seleccionar un perfil de menor dimensión pero limitaría el espacio donde se asentarán las chumaceras.

Deflexión de la estructura.

La referencia para cargas distributivas en una viga sometida a flexión recomienda la siguiente ecuación:

$$y = -\frac{wx^2(L-x)^2}{24EI}$$

Donde;

w= Peso total distribuido por metro

E= Modulo de elasticidad

L= Longitud entre apoyos

x= Distancia centro entre apoyos

Reemplazando valores se obtiene:

$$y = -0.00239 \text{ m} \approx -2.4 \text{ mm}$$

Se seleccionó una distancia $x=0.875$ m. debido a que es el punto medio entre los dos apoyos de la estructura y con lo que se determinó una deflexión de 2.4 mm. Según la norma AISC la deflexión debe ser menor a $L/360$; por lo tanto para una longitud de 1.75 m se obtiene un valor de 4.86 mm. Es decir que el resultado está dentro del rango permitido.

2.3 Análisis virtual de la estructura

En esta sección se hace uso del software de diseño Inventor para verificar la selección de los materiales para la estructura de la banda transportadora.

En la figuras 2.9 se modeló el máximo momento flector en la estructura.

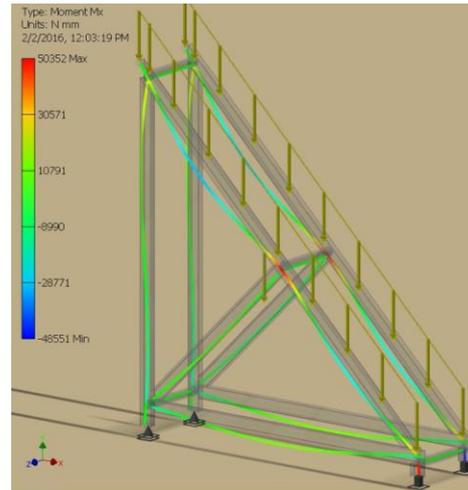


Figura 2.9 Simulación del momento flector en la estructura con carga

El momento flector máximo es de 50.34 N.m. y sucede en el punto central de la estructura. Debido a que es un valor bajo no afecta el diseño estructural.

En la figuras 2.10 se modeló la máxima deflexión en la estructura.

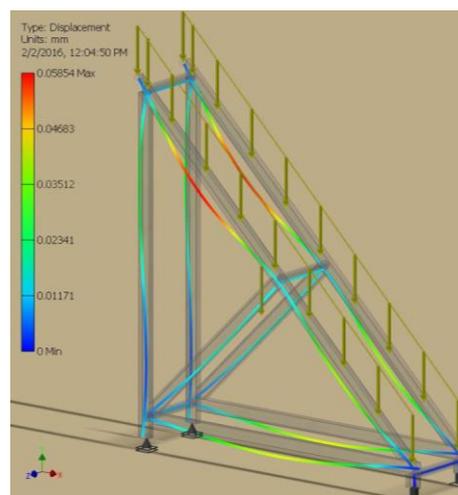


Figura 2.10 Simulación de deflexión en la estructura con carga

La máxima deflexión es de 0.06 mm y sucede en el bastidor. En el centro entre el punto superior de apoyo y el punto central de apoyo.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

En esta sección se exponen los resultados más relevantes del diseño detallado. Adicional, se estiman los costos del transportador, y se compara los costos entre el diseño actual con un equipo importado con similares características y un cronograma estimado de fabricación de la máquina.

El moto-reductor seleccionado es de 0.75 Hp a 1800 r.p.m. con una relación de velocidad de 1:100 y un diámetro de tambor motriz de 0.15 m. se obtiene una velocidad lineal de 8.5 m/min.

La banda transportadora es de 0.45 m de ancho con 2 capas de lona.

El diámetro del árbol es de 25 mm para un acero de transmisión SAE 1018, el criterio utilizado fue E.D. Goodman con un factor de seguridad de 2.

Las chumaceras son de polímero resistente a químicos sanitizantes y los rodamientos son de acero inoxidable con un diámetro de 25 mm. Para el tambor motriz son chumaceras de pedestal (SYL 25 TH) y para el tambor inducido son chumaceras tensoras (TUL 25 TH). Las chumaceras son seleccionadas de la referencia (SKF Group, 2003) (Apéndice S).

La estructura del transportador es de correa en C de acero inoxidable 304 (100*50*3 mm³) y la cercha es de tubo rectangular de acero inoxidable (100*50*3 mm³).

3.1 Estimación de costos

La estimación de costos está basada en cotizaciones realizadas a proveedores nacionales. El estudio estimación de costos comprende dos rubros: costos directos e indirectos.

3.1.1 Estimación de costos directos

Los costos directos comprenden los valores asignados a los materiales, equipos y mano de obra.

En la tabla 3.1 se muestra la estimación de costo para la estructura.

Tabla 3.1 Costo de Materiales para la Estructura.

Materiales de estructura						
Ítem	Descripción del Material	Unid.	Cant.	Peso [Kg]	Precio [\$/Kg]	Sub-Total [\$]
1	Viga C Ac. Inox. 304 (100*50*3) mm	M	7	6,83	4,00	191,24
2	Angulo Ac. Inox. 304 (25*3) mm	M	1,5	1,11	4,00	6,66
3	Plancha Ac. Inox 304 (1200*2400*3) mm	m ²	1	90,18	4,00	360,75
4	Tubo Rectang. Ac. Inox. 304 (100*50*3) mm	M	17	6,88	4,00	467,84
5	Eje Acero Transmisión 1"	M	1,5	1,5	10,00	15,00
6	Tubo Ac. Inox 6" Ced. 40 (0,7 m)	M	2	22,5	4,00	90,00
7	Consumibles (1%)		1			115,00
					Sub-total	1131,49
					I.V.A. 12%	135,78
					Total	1267,27

En la tabla 3.2 se indica la estimación de costo de los equipos y accesorios.

Tabla 3.2 Costo de Equipos Mecánicos

Equipos y accesorios				
Ítem	Descripción del equipo o accesorio	Cantidad	Precio [\$]	Sub-Total [\$]
1	Moto-reductor 3/4 hp	1	862,45	862,45
2	Banda transportadora 2 lonas	1	549,82	549,82
3	Chumacera de pared 25 mm	1	50,00	50,00
4	Chumacera tensora 25 mm	2	140,00	280,00
5	Buje de ajuste	2	50,00	100,00
6	Garruchas 360° con freno	4	25,00	100,00
7	Pernos, tuercas, anillos, prisioneros, etc.	1		170,00
			Sub-total	2112,27
			I.V.A. 12%	253,47
			Total	2365,74

En la tabla 3.3 se muestra la estimación de costo de los equipos y accesorios eléctricos.

Tabla 3.3 Costo de Equipos Eléctricos

Equipos y accesorios				
Ítem	Descripción del equipo o accesorio	Cantidad	Precio [€]	Sub-Total [€]
1	Pulsador	2	3,00	6,00
2	Caja para pulsadores	1	15,00	15,00
3	Contactador y relé térmico	1	45,00	45,00
4	Botón de emergencia tipo hongo	1	13,00	13,00
5	Accesorios (Cable, enchufe, etc.)	1	10,00	10,00
6	Consumibles (Cinta aislante, etc.)	1	8,00	8,00
			Sub-total	97,00
			I.V.A. 12%	11,64
			Total	108,64

En la tabla 3.4 se muestra una estimación de costo de la mano de obra.

Tabla 3.4 Costo de Mano de Obra

Mano de obra				
Ítem	Descripción del trabajo	Cantidad	Precio [€]	Sub-Total [€]
1	Mecanización árbol de transmisión	2	320,00	320,00
2	Ensamble estructura de la banda y cercha	1	650,00	650,00
3	Ensamble de equipos	1	450,00	450,00
			Sub-total	1420,00
			I.V.A. 12%	170,40
			Total	1590,40

3.1.2 Estimación de costos indirectos

Los costos indirectos comprenden los valores asignados a la instalación de la máquina, montaje, pruebas, transporte, alquiler de espacios y servicios de ingeniería.

En la tabla 3.5 se muestra una estimación de costo indirecto.

Tabla 3.5 Costo Indirecto

Costos indirectos				
Ítem	Descripción	Cantidad	Precio [\$]	Sub-Total [\$]
1	Costo de suministros, instalación y montaje (4%)	1	179,79	179,79
2	Costo de ingeniería (4%)	1	179,79	179,79
3	Imprevistos (1%)	1	44,95	44,95
		Sub-total		402,95
		I.V.A. 12%		48,35
		Total		451,30

En la siguiente tabla se indica un compendio de los costos obtenidos.

Tabla 3.6 Resumen de costos del transportador

Resumen del costo del transportador				
Ítem	Descripción	Cantidad	Precio [\$]	Sub-Total [\$]
1	Costo de materiales para la máquina	1	1131,49	
2	Costo de equipos mecánicos	1	2112,27	
3	Costo de equipos eléctricos	1	97,00	
4	Costo de mano de obra	1	1420,00	
	Costo Directo			4760,76
5	Costo suministro, instalación y montaje (4%)	1	179,79	
6	Costo de ingeniería (4%)	1	179,79	
7	Imprevistos (1%)	1	44,95	
	Costo Indirecto			402,95
		Sub-total		5163,71
		I.V.A. 12%		619,64
		Total		5783,35

3.2 Comparación de costos entre el diseño actual y un transportador importado

Los transportadores de malla modular con paletas empujadoras cumplen la misma función que el transportador diseñado. Un transportador importado con características similares al equipo diseñado tiene un precio de \$30.000. Un equipo importado posee siguientes características:

- Velocidad lineal de 8 m/s.

- Motor de 1.5 hp.
- Ancho de banda 0.45 m.
- Máquina compacta.
- Posee garruchas para su transportación a otras áreas.

El diseño actual posee un valor aproximado de \$5.783,35. Significa que se tendría un ahorro de \$24.216,65.

3.3 Cronograma tentativo de fabricación del transportador

Para la implementación del transportador se toma en cuenta la mano de obra y los tiempos estimados de trabajo en la fabricación del equipo.

En la figura 3.1 se indica un cronograma tentativo para el proceso de fabricación.

CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES - TRANSPORTADOR DE GAVETAS												
#	NOMBRE DE LA ACTIVIDAD	INICIO	FINAL	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	INICIO											
1	Diseño del equipo	01/03/2016	02/03/2016	■	■							
2	Fabricación de planos de taller	03/03/2016	04/03/2016			■	■					
3	Cotización de materiales	03/03/2016	04/03/2016			■	■					
4	Entrega de materiales por proveedor	05/03/2016	05/03/2016					■				
5	Fabricación estructura transportador	06/03/2016	07/03/2016						■	■		
6	Mecanización de ejes	06/03/2016	06/03/2016						■			
7	Fabricación cercha	06/03/2016	07/03/2016						■	■		
8	Montaje de equipos	08/03/2016	08/03/2016								■	
9	Pruebas de funcionamiento	09/03/2016	09/03/2016									■

Figura 3.1 Cronograma tentativo de fabricación de una banda transportadora.

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIONES Y CONCLUSIONES

4.1. Conclusiones

Se concluye el proyecto con la realización del diseño de un sistema de transportación continua tipo banda inclinada en ascenso con paletas empujadoras.

Se realizó una estimación de costos de la máquina en la que se concluyó que el transportador diseñado posee un costo de inversión inferior al importado. Y está dentro de la capacidad de inversión de la empresa.

Se obtuvo una capacidad estimada de 12 gavetas por minuto con lo que se mejora el tiempo estimado para la entrega de gavetas.

Se minimiza el riesgo de accidentes laborales y deterioro temprano de gavetas.

Se elaboró un cronograma tentativo de fabricación de la máquina, en la cual se menciona las etapas del proceso de diseño hasta las pruebas de funcionamiento.

4.2. Recomendaciones

Se recomienda llevar un plan de mantenimiento del equipo el cual incluya las partes que dispongan de vida útil corta. En el diseño de la máquina, las partes que tienen un tiempo de vida corto son los rodamientos y retenedores del moto-reductor.

Se sugiere llevar un registro de inspección del transportador para controlar que la máquina esté operativa dentro de los parámetros normales de funcionamiento.

BIBLIOGRAFÍA

- Abraham. (2016). *Bandas Plásticas*. Recuperado el 12 de Febrero de 2016, de Bandas Transportadoras Modulares: <http://www.bandasplasticas.com/?portfolio-types=serie-400>
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Shigley's Mechanical Engineering Design*. U.S.A.: Mc. Graw - Hill.
- CEMA Conveyor Equipmente Manufacturers Association. (2002). *Belt Conveyors for Bulk Materials*.
- Cormac, M. *Diseño de Estructuras de Acero - Método LFRD*.
- DIPAC Productos de Acero. (2006). Catálogo de Acero. Guayaquil, Guayas, Ecuador: Dipac .
- Direct Industry. (2016). *Cintas Transportadoras*. Recuperado el 12 de Febrero de 2016, de Acero Inoxidable: http://img.directindustry.es/images_di/photo-g/cintas-transportadoras-acero-inoxidable-14232-2824439.jpg
- Guerrero, G. (23 de Noviembre de 2015). Estimación de Costos. Guayaquil, Guayas, Ecuador.
- Ivan Bohman C.A. (2015). *Catálogo de Productos*. Guayaquil: Ivan Bohman C.A.
- NTN Corporation. (1996). *Catálogo de Rodamientos Rígidos de Bolas y Rodillos*. Mount Prospect: NTN Corporation.
- Polinamic. (2016). *Banda Transportadora*. Recuperado el 12 de Febrero de 2016, de Banda Transportadora para Aceitunas: <http://www.polinamic.it/es/home-3/bandas-transportadoras-para-aceitunas/>
- Quimarox. (2016). *Elevador de Productos*. Recuperado el 2 de Febrero de 2016, de Transportador Vertical: <http://www.transportador-vertical.es/index.php?pageld=206>
- SKF Group. (2003). *The solution for the food industry*. SKF.
- Suministros Palazón S.L. (2016). *Productos*. Recuperado el 12 de Ferbero de 2016, de Bandas de Charnela: <http://www.suministrospalazon.com/productos/bandas-de-charnela/>
- Trialmet S.A. (2016). *Transportadores*. Recuperado el 12 de Febrero de 2016, de Cinta Transportadora Inclínada: http://www.trialmet.com/transportadores/01/013cinta_transportador_inclinada.htm

APÉNDICES

APÉNDICE A

TABLE 4-1. Recommended Maximum Belt Speeds

<i>Material being conveyed</i>	<i>Belt speeds (fpm)</i>	<i>Belt width (inches)</i>
Grain or other free-flowing, nonabrasive material	500	18
	700	24-30
	800	36-42
	1000	48-96
Coal, damp clay, soft ores, overburden and earth, fine-crushed stone	400	18
	600	24-36
	800	42-60
	1000	72-96
Heavy, hard, sharp-edged ore, coarse-crushed stone	350	18
	500	24-36
	600	Over 36
Foundry sand, prepared or damp; shakeout sand with small cores, with or without small castings (not hot enough to harm belting)	350	Any width
Prepared foundry sand and similar damp (or dry abfasive) materials discharged from belt by rubber-edged plows	200	Any width
Nonabrasive materials discharged from belt by means of plows	200, except for wood pulp, where 300 to 400 is preferable	Any width
Feeder belts, flat or troughed, for feeding fine, nonabrasive, or mildly abrasive materials from hoppers and bins	50 to 100	Any width

APÉNDICE B

TABLE 7-8. Recommended Pulley Face Width and Belt Clearances

<i>Conveyor belt widths b (inches)</i>	<i>Pulley face width P_f (inches)</i>	<i>Distance between discharge chute plates (inches)</i>	<i>Return belt clearance* minimum each side (inches)</i>
42 and under	$b + 2$	$p_f + 3$	2½
over 42	$b + 3$	$p_f + 4$	3

* It may be desirable on conveyors with 500-foot centers and longer, for greater belt edge protection, that the next wider standard pulley face be used over that shown in the above table. For these conveyors, the stringers to carry the idlers should be spaced wider, allowing a return belt clearance of 5 or 6 inches or more, each side. This will result in increased cost of stringers, idler frames, chutes, but often is considered worthwhile.

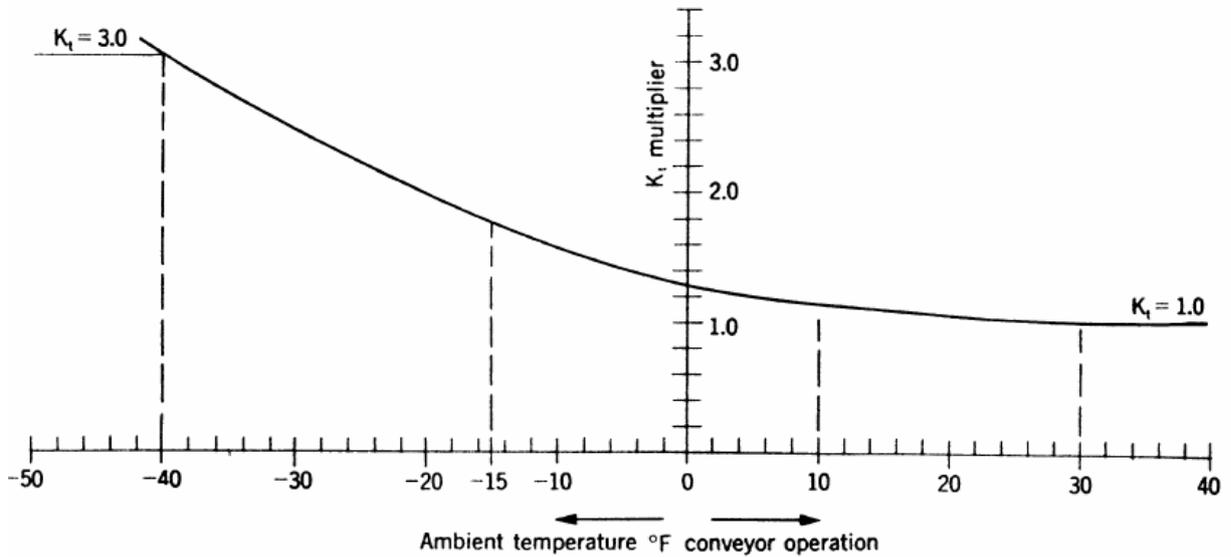
APÉNDICE C

TABLE 8-1. Welded Steel Drum Pulley Weights, Pounds

These are representative weights for estimating purposes. Since actual weights may vary, final shaft and pulley designs should be checked with the manufacturer.

Pulley		Belt width (inches)																			
Dia. (inches)	Max. Bore (inches)	Pulley face width (inches)																			
		18	24	30	36	42	48	54	60	66	72	78	84	96							
6	2½	30	35	35	40	40	45	45	50	60	60	65	65	70	75	80					
	8	45	50	50	55	60	65	70	75	80	85	95	100	105	110	115					
	10	55	60	60	65	70	75	85	90	100	105	110	120	125	130	135	140				
10	3	60	65	70	75	80	85	95	100	110	115	120	125	130	140	145	150				
	3½	75	80	80	85	90	95	105	110	120	125	130	135	140	145	150	155				
	12	70	75	75	85	90	100	105	115	120	130	140	150	155	160	165	175				
12	3	80	85	90	100	105	110	115	125	130	135	145	155	160	170	175	180				
	3½	95	100	105	110	115	120	125	135	145	150	160	165	170	175	180	190				
	14	85	90	95	100	110	120	135	145	165	180	195	205	215	225	235	245				
14	3	95	100	105	115	120	130	145	155	180	195	210	220	230	240	250	260				
	3½	105	110	115	130	140	150	160	175	190	205	220	230	240	245	255	265				
	4	130	135	140	150	160	170	185	200	210	220	235	245	255	260	275	280				
16	2½	105	110	115	130	140	150	160	175	200	220	235	240	250	260	270	280				
	3	115	125	130	140	150	165	170	185	220	240	250	260	270	280	290	300				
	3½	130	135	140	155	160	170	180	200	225	240	260	265	275	285	295	310				
16	4	160	165	175	185	195	205	215	225	245	260	280	285	290	300	310	325				
	18	125	130	140	160	170	185	200	215	240	265	280	300	310	320	330	350				
	3	135	150	160	180	190	205	215	230	250	275	290	305	320	335	345	360				
18	3½	145	155	160	180	200	215	225	240	265	275	295	310	330	345	355	375				
	4	175	185	190	215	225	235	250	270	295	310	330	355	375	400	410	430				
	4½	200	205	210	235	250	260	275	290	315	325	345	370	395	410	425	450				
20	2½	145	160	170	190	200	215	230	260	300	310	330	350	370	390	400	420				
	3	160	170	180	200	220	240	250	275	300	320	350	368	380	390	400	420				
	3½	170	180	195	210	225	240	270	285	300	330	360	375	390	400	415	435	500	550	600	660
	4	190	200	215	240	250	270	285	305	330	360	400	410	425	435	450	470	550	600	700	750
	4½	210	225	235	265	280	290	305	325	350	375	400	425	440	455	475	500	580	630	700	700
	5																	600	650	700	700
24	6																750	825	900	900	
	3	200	210	230	250	265	285	300	325	400	425	450	475	500	510	525	550				
	3½	215	225	245	265	280	300	315	350	400	435	460	485	500	515	535	560	600	675	750	750
	4	235	245	265	285	300	320	345	380	410	450	500	520	540	560	580	600	700	750	825	825
	4½	255	265	280	300	315	335	370	400	460	480	500	550	570	590	610	635	725	800	900	900
	5	280	290	300	335	365	400	420	440	500	530	560	615	635	655	680	710	900	950	1050	1050
	6																	1100	1200	1300	1300
	7																	1100	1200	1300	1300
8																	1200	1300	1400	1400	

APÉNDICE D



Operation at temperatures below -15°F involves problems in addition to horsepower considerations. Consult conveyor manufacturer for advice on special belting, greasing, and cleaning specifications and necessary design modifications.

FIGURE 6.1. Variation of temperature factor, K_t , with temperature

APÉNDICE E

**TABLE 6-1. Estimated Average Belt Weight,
Multiple- And Reduced-Ply Belts, lbs/ft**

<i>Belt width inches (b)</i>	<i>Material carried, lb/ft³</i>		
	<i>30-74</i>	<i>75-129</i>	<i>130-200</i>
18	3.5	4	4.5
24	4.5	5.5	6
30	6	7	8
36	9	10	12
42	11	12	14
48	14	15	17
54	16	17	19
60	18	20	22
72	21	24	26
84	25	30	33
96	30	35	38

1. Steel-cable belts—increase above value by 50%
2. Actual belt weights vary with different constructions, manufacturers, cover gauges, etc. Use the above values for estimating. Obtain actual values from the belt manufacturer whenever possible.

APÉNDICE F

TABLE 6-5. *Belt Tension to Rotate Pulleys*

<i>Location of pulleys</i>	<i>Degrees wrap of belt</i>	<i>Pounds tension at belt line</i>
Tight side	150° to 240°	200 lbs per pulley
Slack side	150° to 240°	150 lbs per pulley
All other pulleys	less than 150°	100 lbs per pulley

Note: Double the above values for pulley shafts which are not operating in antifriction bearings.

APÉNDICE G

TABLE 6-8. Wrap Factor, C_w

<i>Type of pulley drive</i>	θ <i>Wrap</i>	<i>Automatic takeup</i>		<i>Manual takeup</i>	
		<i>Bare pulley</i>	<i>Lagged pulley</i>	<i>Bare pulley</i>	<i>Lagged pulley</i>
Single no snub	180°	0.84	0.50	1.2	0.8
Single with snub	200°	0.72	0.42	1.0	0.7
	210°	0.66	0.38	1.0	0.7
	220°	0.62	0.35	0.9	0.6
	240°	0.54	0.30	0.8	0.6
Dual	380°	0.23	0.11	0.5	0.3
	420°	0.18	0.08	—	—

Note: For wet belts and smooth lagging use bare pulley factor.
 For wet belts and grooved lagging, use lagged pulley factor.
 If wrap is unknown, assume the following:

<i>Type of Drive</i>	<i>Assumed Wrap</i>
Single—no snub	180°
Single—with snub	210°
Dual	380°

APÉNDICE H

Table 6-2

Parameters for Marin
Surface Modification
Factor, Eq. (6-19)

Surface Finish	Factor <i>a</i>		Exponent <i>b</i>
	<i>S_{ut}</i> , kpsi	<i>S_{ut}</i> , MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

From C.J. Noll and C. Lipson, "Allowable Working Stresses," *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3, no. 2, 1946 p. 29. Reproduced by O.J. Horgler (ed.) *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, New York. Copyright © 1953 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.

APÉNDICE I

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6-20)$$

APÉNDICE J

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{bending} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion}^{17} \end{cases}$$

APÉNDICE K

Table 6-4

Effect of Operating Temperature on the Tensile Strength of Steel. * (S_T = tensile strength at operating temperature; S_{RT} = tensile strength at room temperature; $0.099 \leq \hat{\sigma} \leq 0.110$)

Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

*Data source: Fig. 2-9.

APÉNDICE L

Table 6-5

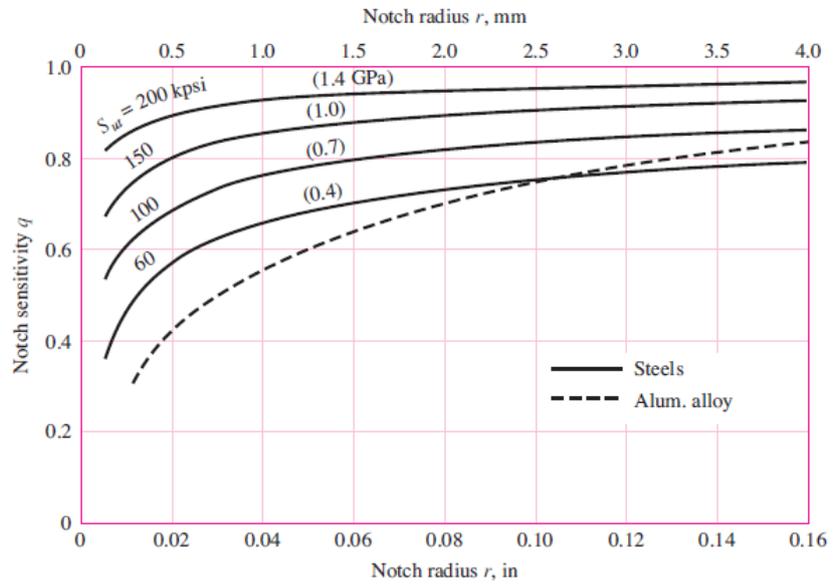
Reliability Factors k_e
Corresponding to
8 Percent Standard
Deviation of the
Endurance Limit

Reliability, %	Transformation Variate z_α	Reliability Factor k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

APÉNDICE M

Figure 6-20

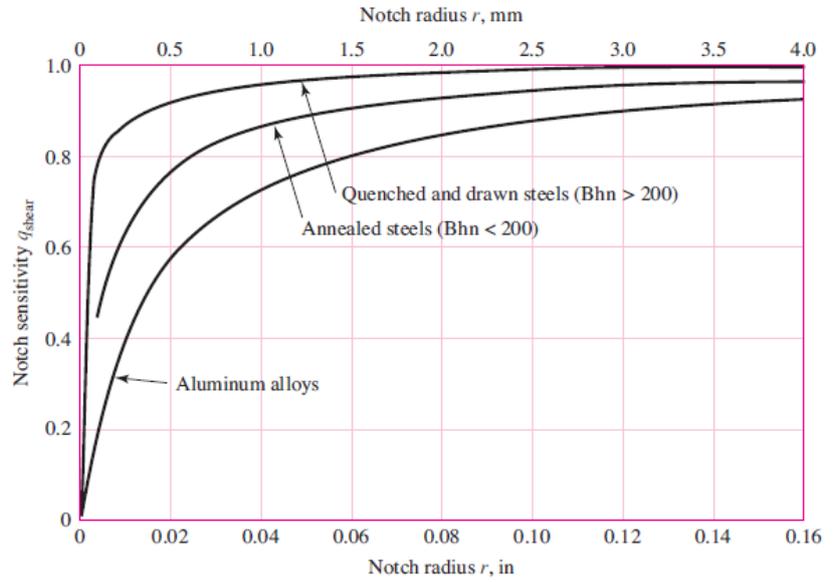
Notch-sensitivity charts for steels and UNS A92024-T wrought aluminum alloys subjected to reversed bending or reversed axial loads. For larger notch radii, use the values of q corresponding to the $r = 0.16$ -in (4-mm) ordinate. (From George Sines and J. L. Waisman (eds.), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill, New York. Copyright © 1969 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.)



APÉNDICE N

Figure 6-21

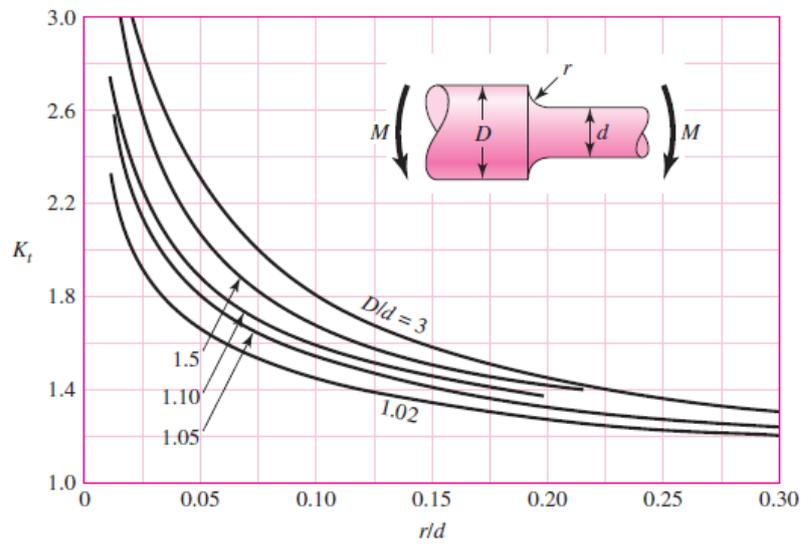
Notch-sensitivity curves for materials in reversed torsion. For larger notch radii, use the values of q_{shear} corresponding to $r = 0.16$ in (4 mm).



APÉNDICE O

Figure A-15-9

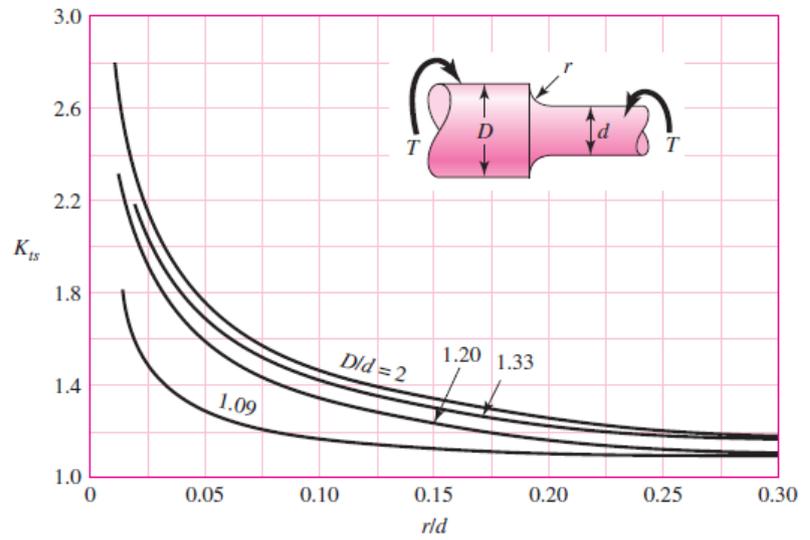
Round shaft with shoulder fillet in bending. $\sigma_0 = Mc/I$, where $c = d/2$ and $I = \pi d^4/64$.



APÉNDICE P

Figure A-15-8

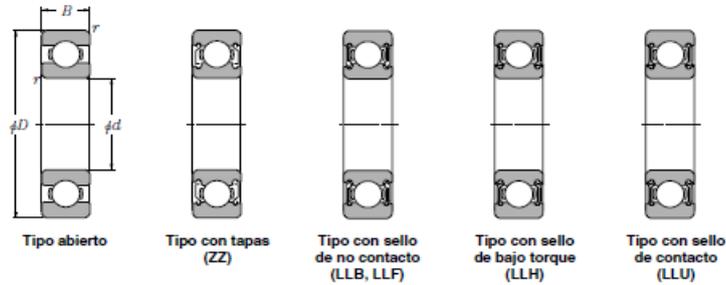
Round shaft with shoulder fillet in torsion. $\tau_0 = Tc/J$, where $c = d/2$ and $J = \pi d^4/32$.



APÉNDICE Q

Rodamientos Rígidos de Bolas

NTN

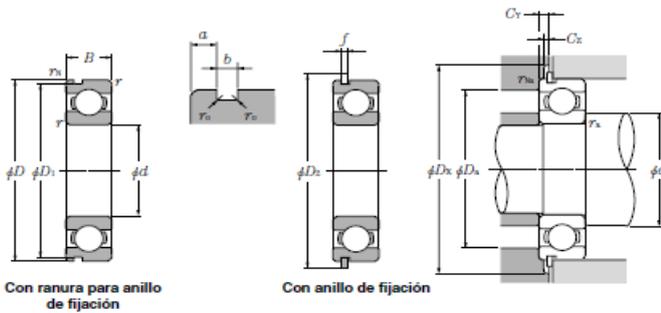


d 20 ~ 35mm

Dimensiones principales	Capacidades básicas de carga								Factor	Velocidades límites				Números de rodamientos					
	dinámica				estática					Factor	r.p.m.				Números de rodamientos				
	mm		kN		kgf		Factor	grasa			aceite		LLH		LLU		con sello de contacto		con sello de bajo torque
d	D	B	r _{ms} ⁽¹⁾	C _r	C _{or}	C _r		C _{or}	f _c	tipo abierto	tipo abierto	Z	LB	LLH	LLU	tipo abierto	con tapas	con sello de contacto	con sello de bajo torque
20	72	19	1.1	—	28.5	13.9	2 900	1 420	11.4	12 000	14 000	—	—	6404	—	—	—	—	
	22	44	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	17 000	20 000	13 000	10 000	60/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
		50	14	1	0.5	12.9	6.80	1 320	690	13.5	14 000	17 000	12 000	9 700	62/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
25	56	16	1.1	0.5	18.4	9.25	1 880	945	12.4	13 000	15 000	11 000	9 200	63/22	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	32	4	0.2	—	1.10	0.840	112	86	15.8	4 000	4 600	—	—	6705	—	LLF	—	—	
	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	435	300	16.1	18 000	21 000	—	10 000	6805	ZZ	LLB	—	LLU	
	42	9	0.3	0.3	7.05	4.55	715	460	15.4	16 000	19 000	—	9 800	6905	ZZ	LLB	—	LLU	
	47	8	0.3	—	8.35	5.10	855	520	15.1	15 000	18 000	—	—	16005	—	—	—	—	
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	1 030	595	14.5	15 000	18 000	11 000	9 400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	1 430	800	13.9	13 000	15 000	11 000	8 900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	2 160	1 110	12.6	12 000	14 000	9 700	8 100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU	
80	21	1.5	—	34.5	17.5	3 550	1 780	11.6	10 000	12 000	—	—	6405	—	—	—	—		

Rodamientos Rígidos de Bolas

NTN



Carga radial dinámica equivalente

$$P_r = X F_r + Y F_a$$

$\frac{f_r F_r}{C_{or}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	—	—	—	2.30
0.345	0.22	—	—	—	1.99
0.689	0.26	—	—	—	1.71
1.03	0.28	—	—	—	1.55
1.38	0.30	—	—	—	1.45
2.07	0.34	1	0	0.56	1.31
3.45	0.38	—	—	—	1.15
5.17	0.42	—	—	—	1.04
6.89	0.44	—	—	—	1.00

Carga radial estática equivalente

$$P_{or} = 0.6 F_r + 0.5 F_a$$

Cuando $P_{or} < F_r$, use $P_{or} = F_r$

Números de rodamientos	Dimensiones de la ranura para anillo de fijación				Dimensiones del anillo de fijación		Dimensiones de hombros y filetes								Masa ⁽¹⁾
	mm				mm		mm								
ranura ⁽²⁾ para anillo de fijación	anillo ⁽²⁾ de fijación	D ₁	a	b	r _s	D ₂	f	d _s	D _s	D _x	C _r	C _z	r _{ms}	r _{ms}	kg
—	—	max	max	min	max	max	max	min	max ⁽³⁾	max	(aprox.)	max	min	max	(aprox.)
—	—	—	—	—	—	—	—	26.5	—	65.5	—	—	—	—	0.4
N	NR	41.75	2.06	1.35	0.4	48.3	1.12	26	26.5	40	49	2.9	1.2	0.6	0.074
N	NR	47.6	2.46	1.35	0.4	55.7	1.12	27	29.5	45	56.5	3.3	1.2	1	0.117
N	NR	53.6	2.46	1.35	0.4	61.7	1.12	28.5	31	49.5	62.5	3.3	1.2	1	0.176
—	—	—	—	—	—	—	—	26.6	27.3	30.4	—	—	—	—	0.005
N	NR	35.7	1.3	0.95	0.25	39.8	0.85	27	28	35	40.5	1.9	0.9	0.3	0.022
N	NR	40.7	1.7	0.95	0.25	44.8	0.85	27	29	40	45.5	2.3	0.9	0.3	0.042
—	—	—	—	—	—	—	—	27	—	45.0	—	—	—	—	0.06
N	NR	44.6	2.06	1.35	0.4	52.7	1.12	29	30.5	43	53.5	2.9	1.2	0.6	0.08
N	NR	49.73	2.46	1.35	0.4	57.9	1.12	30	32	47	58.5	3.3	1.2	1	0.128
N	NR	59.61	3.28	1.9	0.6	67.7	1.7	31.5	35	55.5	68.5	4.6	1.7	1	0.232
—	—	—	—	—	—	—	—	33	—	72	—	—	—	1.5	0.53

APÉNDICE R

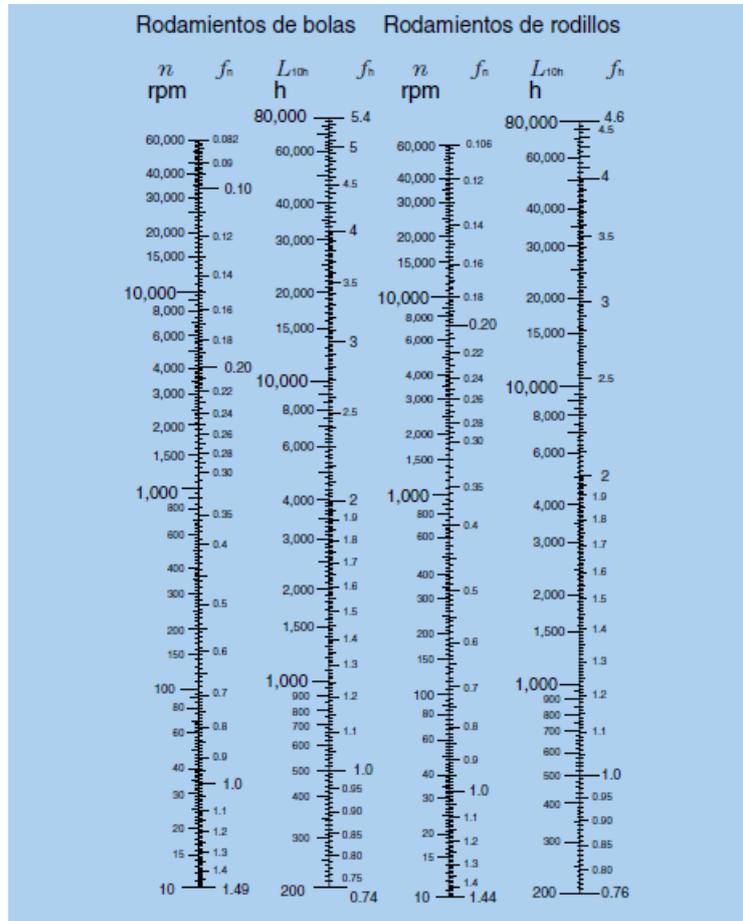
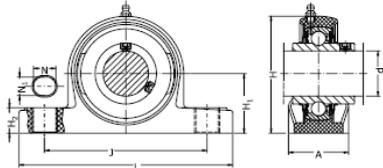


Fig. 3.1 Escala para el cálculo de la vida nominal básica de los rodamientos

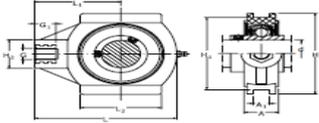
APÉNDICE S



SYL housing
(with stainless steel bearing)



Unit designation	d		A	H	H ₁	H ₂	J	L	N	N ₁	Bolt size	Bearing designation
	mm	inch										
SYL 3/4 TH		3/4	38	65,5	33,3	14,2	95	127	14	11	M10	YAR 204-012-2RF/HV
SYL 20 TH	20		38	65,5	33,3	14,2	95	127	14	11	M10	YAR 204-2RF/HV
SYL 25 TH	25		38	71	36,5	14,5	105	140	14	11	M10	YAR 205-2RF/HV
SYL 1. TH		1	38	71	36,5	14,5	105	140	14	11	M10	YAR 205-100-2RF/HV
SYL 30 TH	30		46	83	42,9	17,8	119	163	18	14	M12	YAR 206-2RF/HV
SYL 1.1/4 TH		1.1/4	48	94	47,6	18	127	167	18	14	M12	YAR 207-104-2RF/HV
SYL 35 TH	35		48	94	47,6	18	127	167	18	14	M12	YAR 207-2RF/HV
SYL 1.1/2 TH		1.1/2	54	98	49,2	19,5	137	184	18	14	M12	YAR 208-108-2RF/HV
SYL 40 TH	40		54	98	49,2	19,5	137	184	18	14	M12	YAR 208-2RF/HV



TUL housing
(with stainless steel bearing)



Unit designation	d		A	A ₁	H	H ₁	H ₂	L	L ₁	L ₂	G ₁	G thread	Bearing designation
	mm	inch											
TUL 3/4 TH		3/4	27,5	12	89	76	36	99	64	46	21	M16	YAR 204-012-2RF/HV
TUL 20 TH	20		27,5	12	89	76	36	99	64	46	21	M16	YAR 204-2RF/HV
TUL 25 TH	25		27,5	12	89	76	36	99	64	46	21	M16	YAR 205-2RF/HV
TUL 1. TH		1	27,5	12	89	76	36	99	64	46	21	M16	YAR 205-100-2RF/HV
TUL 30 TH	30		34	12	102	89	40	125	76	63	21	M16	YAR 206-2RF/HV
TUL 1.1/4 TH		1.1/4	34	12	102	89	40	125	76	63	21	M16	YAR 207-104-2RF/HV
TUL 35 TH	35		34	12	102	89	40	125	76	63	21	M16	YAR 207-2RF/HV
TUL 1.1/2 TH		1.1/2	34	16	114	102	40	140	85	80	21	M16	YAR 208-108-2RF/HV
TUL 40 TH	40		34	16	114	102	40	140	85	80	21	M16	YAR 208-2RF/HV

Resistance to chemical agents

Substance	Stainless Steel	NBR	Polyamide	Polyester
Acetic acid diluted	+	++	++	++
Acetic acid concentrated	-	-	-	-
Acetone	+	-	++	++
Beer	++	++	++	++
Butter	++	++	++	++
Chlorine (dry)	++	++	++	++
Citric acid	++	++	++	++
Cooking fats	++	++	++	++
Ethanol	++	+	++	++
Methanol	++	+	++	++
Milk	++	++	++	++
Potassium hydroxide	++	++	++	++
Soap	++	++	++	++
Sodium hydroxide diluted	+	+	+	+
Sodium hydroxide concentrated	-	-	-	-
Sulphuric acid	+	+	+	+
Water	++	++	++	++
Wine	+	+	+	+

LEGEND

++ : Good resistance
 + : Practical tests in operating conditions advisable
 - : Not recommended

Food Line units are suitable to work in many humid and aggressive environments.

Anyway, the chemical resistance of these materials is heavily affected from percentage of the aggressive, time and temperature of exposure. For any chemical agent it is always recommended to test the unit on field or to carry an immersion test in proper conditions.

APÉNDICE T



COTIZACIÓN No.

00030058

KM. 4 1/2 VIA DAULE CALLE 4TA. 100 MT.AV.FERNANDEZ

RUC: 0992376538001

PBX GYE: 6026390

SUC. QUITO: 6026390

Cliente: C000109 - ECUATORIANA DE SAL Y PRODUCTOS QUIMICOS C.A. ECUASAL	Fecha: Guayaquil, 02 febrero 2016
R.U.C.: 0990007241001	Contacto: -
Teléfono: 045 000 666	Atención: CESAR LOPEZ
Dirección: VIA A DAULE KM 12.5 DOCTOR CAMILO PONCE ENRIQUEZ SOLAR 1	Ciudad: GUAYAS / GUAYAQUIL

Tenemos el agrado de poner a vuestra consideración los precios de los siguientes equipos/servicios.

REFERENCIA: MOTORREDUCTOR ANGULAR

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANT	PRECIO	DESC	TOTAL
1	2G28013641 RED ANGULAR SF/C W86 U 100 P80 B5 MARCA: BONFIGLIOLI (ITALIA) MODELO: SF/C W 86 U100 P80 B5 RELACION DE TRANSMISION: 100 VELOCIDAD DE SALIDA: 16 RPM DIAMETRO DE HUECO DE SERVICIO: 35mm TORUQUE: 225NM	1.000	1.078.060	20 %	862.450
2	M. ABB STD. M2QA80M4A 0.75HP 1800RPM POTENCIA: 0.75HP 220-440V 3F 60HZ TEFC VELOCIDAD DE TRABAJO: 1800 RPM	1.000			
3	BRIDA ABB FRAME 80 B5	1.000			

CONDICIONES GENERALES DE VENTAS

FORMA DE PAGO: Crédito 30 días -

VALIDEZ DE LA OFERTA: 15 DIAS

TIEMPO DE ENTREGA: INMEDIATO SALVO VENTA PREVIA

*Cualquier información adicional no dude en contactarnos, con gusto lo ayudaremos.

*** Su descuento en esta Cotización es de: \$215.61 ***

SUBTOTAL:	862.45
IVA(+):	103.49
TOTAL:	965.94

Atentamente,

NEY SUAREZ VERA

Ext:

Móvil: 099-2967146

E-mail: ventas4@inducom-ec.com

APÉNDICE V

Fecha:27/11/2015

Hora:

Página 1

IVAN BOHMAN C.A.

R.U.C. 0990320810001

Guayaquil: Km 6 1/2 Vía Daule - Casilla 09-01-1311

Teléfonos: 225-4111 - 225-8666 Fax: 2254244 - 2254151

Quito: Av. Galo Plaza Lasso N66-211 / N66-227 y de los Cerezos

Teléfonos: (02)-248-5324 / 325 / 326 / 330 Fax: (02) 247-6054

Quito: Av. Maldonado 10750 y Ayapamba

Teléfonos: (02) 306-3031 - (02) 306-3002 Fax: (02) 265-7291

Código: F-VE-018 Fecha: 2014-03-21 Versión: 03

COTIZACION

Cotización #: 00479342_0

Multivenci
mientos

Cliente: 102009002811 ECUATORIANA DE SAL Y P.QUIMICOS(ECUASAL)

RUC: 0990007241001

Contacto: compras@ecuasal.com ncedeno@ecuasal.cc

Dirección: KM 12 1/2 VIA DAULE

Teléfono: 2325666-00

Fax:

% Descuento: 0

Vendedor: 01213

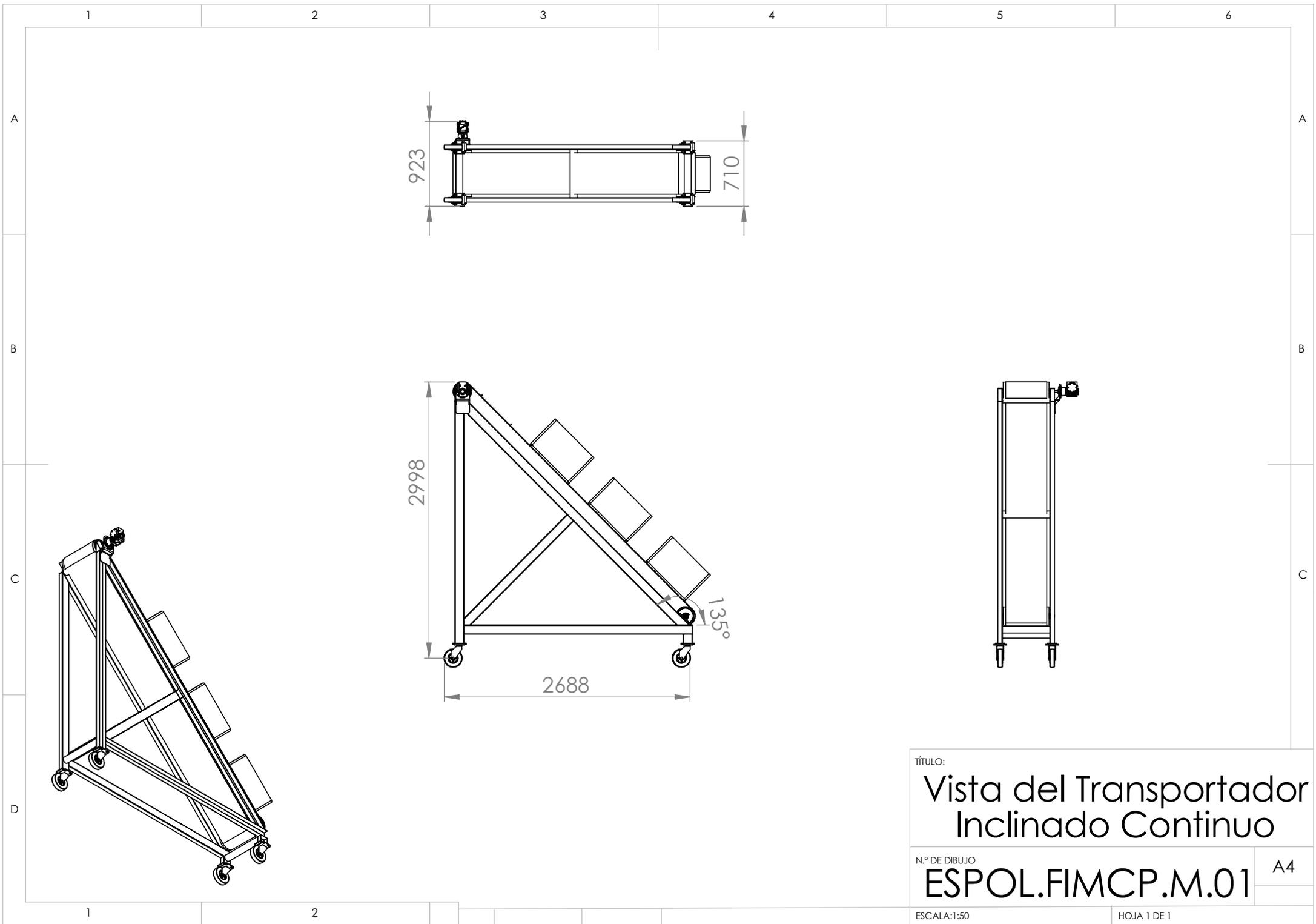
GARCIA GOMEZ NORJ

Condición de Pago: D30

Multivencimientos:

Código de artículo	Descripción	Un	Cantidad	Precio unitario	Pct. de desc.	Importe neto
02 29 6-316-L 3 MM.	PLANCHA INOX 316-L-2B MATE 3.0 mmx4'x8'	UN	1.00	481.0000	25.00	360.75

PLANOS ESQUEMÁTICOS



TÍTULO:

Vista del Transportador Inclinado Continuo

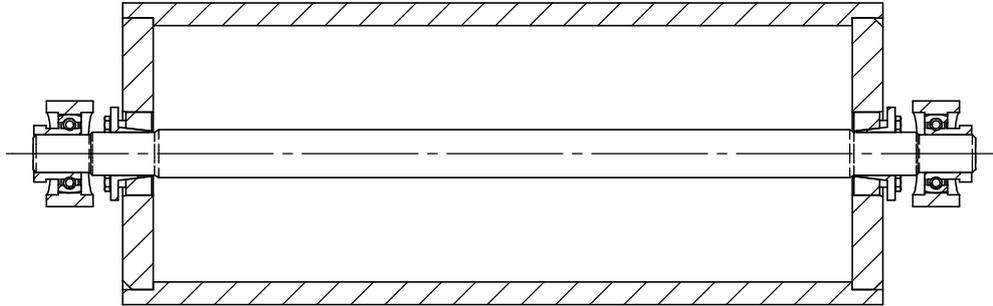
N.º DE DIBUJO

ESPOL.FIMCP.M.01

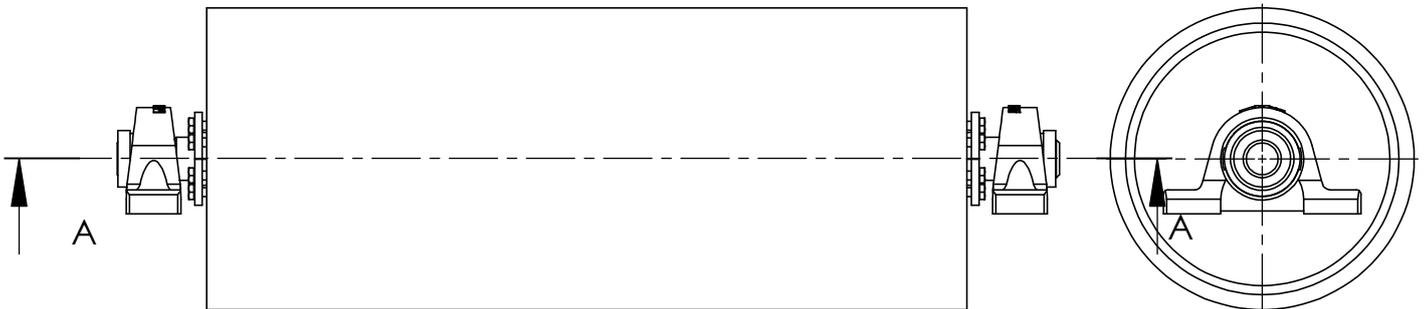
A4

ESCALA:1:50

HOJA 1 DE 1



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5



TÍTULO:

Tambor motriz de la
Banda Transportadora

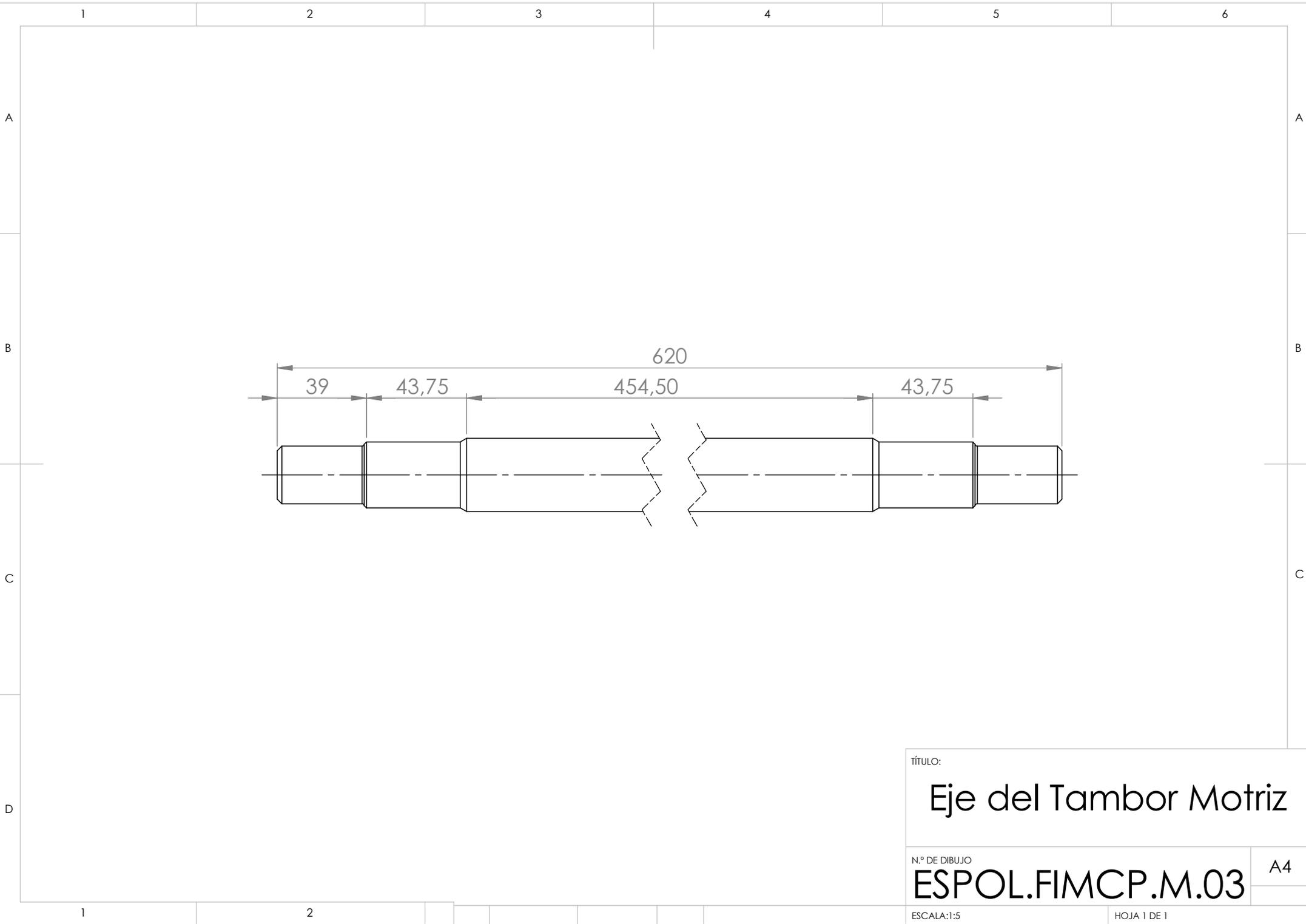
N.º DE DIBUJO

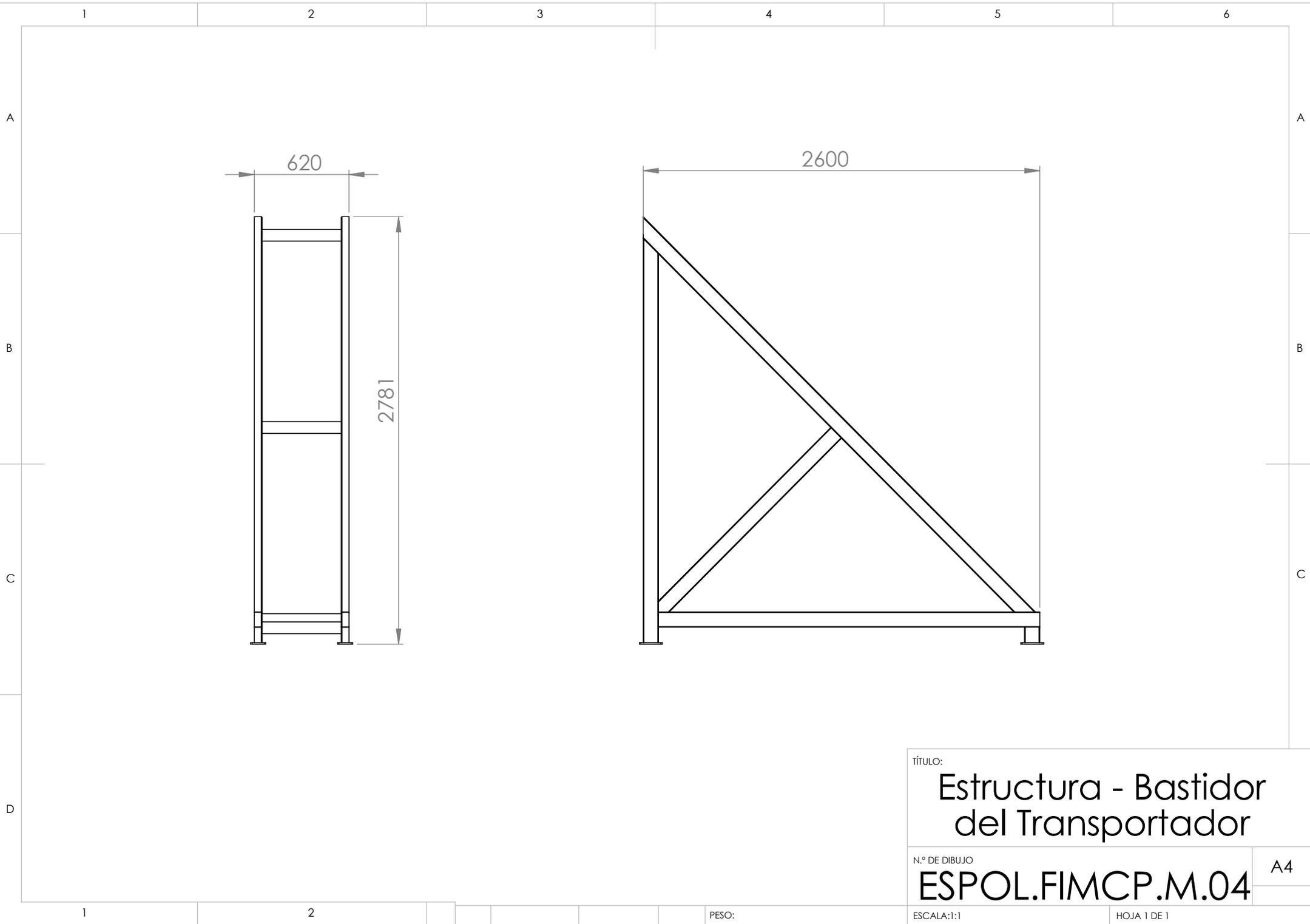
ESPOL.FIMCP.M.02

A4

ESCALA: 1:20

HOJA 1 DE 1





TÍTULO:

Estructura - Bastidor del Transportador

N.º DE DIBUJO

ESPOL.FIMCP.M.04

A4

PESO:

ESCALA:1:1

HOJA 1 DE 1