

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE QUITO**

**FACULTAD DE INGENIERÍAS**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO PARA UNA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA ENVOLVEDORA DE PALETS PORTÁTIL CON PLATAFORMA GIRATORIA Y SISTEMA DE SUJECIÓN DEL FILM**

**AUTOR:**

**JUAN CARLOS TOAPANTA TIPANTA**

**DIRECTOR:**

**ING. MILTON JAMI**

**Quito, Diciembre 2014**

## **CERTIFICACIÓN**

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por el Sr. Juan Carlos Toapanta Tipanta.

Los conceptos desarrollados, cálculos, análisis, realizados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad del autor.

Atentamente:

---

Ing. Milton Jami  
DIRECTOR DE TESIS

## **DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN**

Yo, Juan Carlos Toapanta Tipanta autorizo bajo juramento que el trabajo realizado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluye en el presente documento.

A través de esta declaración, cedo el derecho de propiedad correspondiente de este trabajo a la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y normativa vigentes.

---

Juan Carlos Toapanta Tipanta

C.C: 1720536406

## DEDICATORIA

Este proyecto va dedicado a mí madre Marcia, por todo tu esfuerzo, dedicación, por escucharme, comprenderme, por ayudarme a continuar en el camino del bien con tus consejos, por siempre levantarme el ánimo para seguir consiguiendo mis metas y objetivos que me propongo día a día, con solo tenerte a mi lado me haces el hombre más feliz del mundo y estarás orgullosa de la persona que me he convertido.

A mi padre Carlos, quiero compartir contigo este logro, por el esfuerzo que realizas en tu trabajo, sacrificando el tiempo de estar con la familia, luchas para que tus hijos puedan seguir estudiando y convirtiéndose en mejores personas.

A mi hermana Karla, por entenderme y estar en los momentos más importantes de mi vida, por estar siempre pendiente y con la predisposición de ayudar a tus hermanos.

A mi hermano Geovanni, por ser mi respaldo incondicional en todos mis proyectos y trabajos que realizo, por ser ese amigo en quien confiar y conversar ayudándonos en nuestros estudios y proyectos de vida.

A ti Johana, por tu amor, por comprenderme y darme ánimos para seguir adelante, por estar presente en los momentos difíciles que nos ha tocado pasar, que con tu ayuda y carácter hemos salido siempre adelante, gracias también a tu familia por permitirme formar parte de ella.

A mi tía Rosario, que siempre querías verme convertido en un profesional, pero la vida no nos permitió y con mucho pesar tengo que dedicarte, tu fallecimiento cambio mi vida radicalmente y ahora eres mi ángel de la guarda.



## **AGRADECIMIENTO**

A la Universidad Politécnica Salesiana, a la Facultad de Ingeniería Mecánica que me permitieron formar parte de esta prestigiosa institución y formarme profesionalmente en esta apasionante carrera que la sabré llevar con mucho orgullo y responsabilidad.

A todos los ingenieros de la carrera que impartieron sus conocimientos, experiencias, anécdotas, consejos que fueron importantes en mi formación, en especial a mi Director, el Ing. Milton Jami que con su ayuda y conocimientos he podido desarrollar este proyecto.

A la empresa AT& S Consultores, en especial a su Gerente General Ing. René Vergara, por darme la oportunidad de desempeñarme en el campo profesional, que con sus conocimientos impartidos he podido desenvolverme como profesional siempre que me han exigido.

## **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

En el campo logístico existen diferentes etapas y sistemas para la transportación de diversos productos sea para exportación o para su distribución en el mercado local, dichos productos son enviados en cajas de cartón selladas y apiladas en contenedores, al momento de manipular existen varias dificultades como el deslizamiento de las cajas producto de la vibración o choque al momento de transportar las mismas.

Para evitar estas dificultades existen varios métodos manuales y máquinas para fijar de una forma tensa y compacta el producto, pero en su mayoría no se adaptan al sistema logístico de las empresas nacionales ya que de forma manual no se puede procesar grandes volúmenes de trabajo generando residuos y defectos, las máquinas no cuentan con características modulares y portables, aparte de su elevado costo por su complejidad y adquisición al no comercializarse en el mercado nacional.

Por tal motivo se necesita diseñar una máquina que cumpla el mismo propósito, con mecanismos más simples y principalmente con una inversión menor para que esté al alcance de microempresas e industrias que estén empezando a competir en el mercado.

## **JUSTIFICACIÓN DEL TEMA**

La investigación se realiza para determinar la mejor alternativa de diseño para el sistema de envoltura portátil y de mecanismos para la fijación del consumible.

Comercialmente máquinas de este tipo son fijas, el diseño de esta máquina se realiza con el objetivo de tener disponibilidad de la máquina que permita instalarla en varios sitios de trabajo de acuerdo a la necesidad aumentando la capacidad de trabajo y producción, también para reducir los costos del consumible ya que se utiliza una cantidad innecesaria al amarrar, fijar y cortar al momento de la envoltura.

Este diseño tiene un análisis, considerando factores que ayuden a simplificar y faciliten el trabajo en comparación con otros diseños que se utilizan elementos complejos o no cuentan con mecanismo para facilitar el trabajo.

## **HIPÓTESIS**

La máquina envolvedora tendrá la capacidad de envolver cualquier artículo con peso de hasta 500 kg en una plataforma de 1 m de diámetro a 14 rpm y una torre portafilm con una altura de 1.80 m, con un sistema de fijación y estiramiento del plástico stretch film, contará con características modulares y portátil.

## **OBJETIVOS**

### **OBJETIVO GENERAL**

- Diseñar y construir un prototipo para una máquina semiautomática envolvedora de palets portátil con plataforma giratoria y sistemas de sujeción del film.

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Investigar tipos de máquina de similares características para poder obtener un patrón de diseño mejorando y añadiendo ciertas características.
- Seleccionar alternativas y parámetros para el diseño.
- Diseñar los elementos, mecanismos y dispositivos que conforman el sistema de envoltura de la máquina envolvedora tomando en cuenta los datos recopilados de la investigación realizada.
- Construir el prototipo para comprobar el funcionamiento de todos sus componentes mecánicos de la envoltura y sujeción del plástico estirable.

## ALCANCE

La máquina envolvedora de palets con plataforma giratoria, portátil y sistema de sujeción del film, va a presentar tres fases empezando por la transmisión del movimiento hacia la plataforma giratoria, seguido por el estudio del sistema de fijación del plástico estirable al producto y por último el mecanismo de avance del plástico por el mástil obteniendo una envoltura uniforme cubriendo toda la altura del producto.

El proyecto contempla el diseño del sistema de rotación del producto sobre el plato, sistema de fijación y avance del plástico sobre el mástil, con una automatización parcial de los procesos.

Dentro de los documentos principales se contempla planos de conjunto, despiece y montaje.

Finalmente es necesario hacer un análisis de costos, tanto en materiales, equipos, mano de obra, gastos de operación y mantenimiento, para que pueda ser competitiva en el mercado debido a que es una máquina con características particulares que todavía no existe en el mercado.

## RESUMEN

Este proyecto se ha desarrollado partiendo de la necesidad de construir una máquina envolvente con características modulares que se acople al sistema logístico y al espacio de trabajo en las empresas, en el mercado internacional existen máquinas que realizan el mismo proceso las cuales tienen mecanismos muy complejos por lo tanto tienen un valor elevado. El proyecto propone el diseño de una máquina que cumple el mismo fin utilizando mecanismos simples con una inversión económica menor permitiendo que las empresas pequeñas tengan acceso a la misma.

Se parte de generalidades que detallan las diferentes etapas y procesos a las cuales pasa la mercadería desde su transporte como materia prima hasta que llega al consumidor como producto terminado, teniendo la necesidad de utilizar empaques y embalajes para no afectar la calidad y presentación del producto.

El diseño del prototipo se realiza con una carga máxima 500 Kg, la cual se asienta sobre un plato giratorio con una velocidad de 14 rpm, cuenta con una torre porta-film desmontable dando mayor facilidad de transportar la máquina y un sistema de pre-estiraje del plástico permitiendo un ahorro significativo del consumible.

Los cálculos de los elementos que componen la máquina se realizan y se comprueban con la ayuda de los programas Autocad Mechanical 2014, Autodesk Inventor 2014, MDSolids 3.5. Según los resultados obtenidos se selecciona los materiales, elementos normalizados para la transmisión de potencia y motor-reductores disponibles en el mercado local.

En la parte final se realiza un estudio de costos para que la máquina diseñada sea competitiva en el mercado local, que esté construida con materiales que garanticen su buen funcionamiento teniendo una vida útil prolongada.

## **ABSTRACT**

This project has been developed of the need to build a wrapping machine modular with characteristics is reconciled to the logistic and the space of work in the company, in the international market exist machines that do the same process that is very complex mechanisms, therefore have a high value.

The project proposes the design of a machine that keeps the same end using simple mechanisms with a minor financial investment than let the small companies have access to the same thing.

Majorities part to mention the different stages and process that is the stuff from your transport as raw materials until it reaches the end of consumer product, the need to pack up and packing to affect the quality and presentation of the product. The design of the prototype is made with a loaded with flying colors factored that 500 pound is based on a rotating plate with a speed of 14 rpm, he has a fake brings tower to movie more easily to carry the machine and a system of pre stretching of plastic being allowed a significant savings of the consumable. The bill of the elements that compose the machine is done and checked with the help of the programs Autocad Mechanical 2014, Autodesk Inventor 2014, MDSolids 3.5. According to the results to choose one materials, the elements leg standard transmission of the power and chipping away available at the local market. In the final part a cost study is done for the design is competitive machine at the local market, this building with materials that guarantee his good operation have a long life purpose.



## ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN .....	II
DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN .....	III
DEDICATORIA .....	IV
AGRADECIMIENTO .....	V
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	VI
JUSTIFICACIÓN DEL TEMA .....	VII
HIPÓTESIS .....	VII
OBJETIVOS .....	VIII
OBJETIVO GENERAL .....	VIII
OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	VIII
ALCANCE .....	IX
RESUMEN .....	X
ABSTRACT .....	XII
CAPÍTULO 1: FUNDAMENTOS TEÓRICOS .....	25
1.1 Generalidades .....	25
1.2 Reseña histórica .....	25
1.3 El envase .....	25
1.4 El embalaje .....	26
1.4.1 Factores a considerar en el embalaje .....	26
1.5 Empaque .....	27

1.6	Contenedores.....	28
1.6.1	Dimensiones y pesos brutos.....	28
1.7	Símbolos pictóricos ISO.....	29
1.8	Mercancía peligrosa.....	30
1.9	Manipulación de la carga.....	31
1.9.1	Unitarización.....	31
1.9.2	Paletización.....	31
1.9.2.1	Importancia de paletizar.....	32
1.9.2.2	Beneficios de Paletizar.....	33
1.10	Palets.....	33
1.11	Estructura y cohesión de la carga.....	34
1.11.1	Cohesión natural.....	34
1.11.2	Una cohesión artificial.....	34
1.11.3	Aprovechamiento de la superficie del palet.....	36
1.11.4	Calidad del embalaje.....	37
1.12	Fijación de la carga.....	37
1.12.1	Fleje (cinta) de acero, PVC o Polipropileno.....	37
1.12.2	Funda de Plástico Retráctil.....	38
1.13	Strech film.....	38
1.13.1	Tipos de strech film.....	39
1.14	Envoltura del palet con strech film.....	40
1.15	Máquinas envolvedoras de palets.....	42

1.15.1	Máquinas envolvedoras semi-automáticas .....	42
1.15.2	Máquinas envolvedoras automáticas .....	43
CAPÍTULO II: ALTERNATIVAS DE DISEÑO .....		44
2.1	Alternativas para el diseño de la máquina .....	44
2.1.1	Alternativa 1: Máquina Envolvedora de Brazo Giratorio.....	44
2.1.2	Alternativa 2: Máquina Envolvedora de Plataforma Giratoria .....	45
2.1.3	Alternativa 3: Máquina Envolvedora Móvil .....	46
2.1.4	Alternativa 4: Máquina Envolvedora de Anillo .....	47
2.2	Análisis de alternativas .....	48
2.2.1	Criterios de selección.....	48
2.2.2	Ponderación de los criterios .....	48
2.3	Selección de la alternativa.....	51
CAPÍTULO III: CÁLCULOS Y DISEÑO .....		52
3.1	Introducción .....	52
3.2	Descripción de elementos constitutivos.....	52
3.3	Diseño de la plataforma giratoria .....	53
3.3.1	Diseño del plato giratorio.....	53
3.3.1.1	Cálculo espesor plato giratorio. ....	53
3.3.1.1.1	Cálculo del peso por área.....	54
3.3.1.1.2	Cálculo del peso lineal.....	55
3.3.1.2	Diseño y selección de los rodillos de apoyo.....	58
3.3.1.2.1	Diseño a fatiga del pasador .....	63

3.3.1.2.2	Diseño del soporte de rueda .....	64
3.3.2	Cálculo de la potencia del motoreductor .....	68
3.3.2.1	Aceleración angular .....	69
3.3.2.2	Características del plato giratorio .....	69
3.3.2.3	Características del producto.....	70
3.3.2.4	Potencia para vencer la inercia .....	70
3.3.2.5	Potencia para vencer el rozamiento .....	72
3.3.2.6	Selección del motoreductor .....	75
3.3.3	Selección elementos de transmisión de potencia .....	76
3.3.3.1	Selección de la catarina.....	77
3.3.3.1.1	Relación de transmisión.....	78
3.3.3.1.2	Número de dientes catarina conducida .....	79
3.3.3.1.3	Diámetros de paso de las catarinas.....	79
3.3.3.1.4	Longitud necesaria de la cadena.....	80
3.3.3.1.5	Distancia teórica entre centros .....	81
3.3.3.1.6	Resumen de los elementos de transmisión.....	82
3.3.3.2	Cálculo de las fuerzas en las catarinas .....	82
3.3.4	Diseño del eje.....	83
3.3.4.1	Cálculo de la carga distribuida .....	84
3.3.4.2	Cálculo del peso lineal .....	85
3.3.5	Selección de rodamientos .....	94
3.3.5.1	Rodamiento axial o de empuje .....	94

3.3.5.1.1	Selección del rodamiento .....	95
3.3.5.2	Rodamiento radial .....	97
3.3.5.2.1	Selección del rodamiento .....	98
3.3.6	Selección de la chaveta .....	99
3.3.6.1	Dimensiones de la chaveta y chavetero.....	100
3.4	Diseño del carro portafilm .....	101
3.4.1	Sistema de alimentación y pre-estiraje .....	101
3.4.1.1	Ventajas del pre-estirado .....	101
3.4.2	Diseño del sistema de pre-estirado .....	102
3.4.2.1	Tensión del stretch film.....	102
3.4.2.2	Diseño freno mecánico.....	104
3.4.2.2.1	Ancho necesario de la zapata .....	105
3.4.2.2.2	Momento de la fuerza normal con respecto al pivote $MN$ .....	106
3.4.2.2.3	Momento de la fuerza de fricción sobre la zapata $Mf$ .....	107
3.4.2.2.4	Fuerza necesaria $W$ .....	107
3.4.2.2.5	Potencia de fricción .....	108
3.4.2.2.6	Área proyectada de la zapata.....	109
3.4.2.2.7	Tasa de desgaste, $WR$ .....	109
3.5	Diseño de la torre portafilm .....	110
3.5.1	Parámetros para el diseño. ....	111
3.5.2	Diseño de la transmisión de movimiento de la torre .....	112
3.5.2.1	Transmisión por cadenas .....	113

3.5.3	Peso del carro porta-film incluido el consumible.....	114
3.5.3.1	Torque necesario para mover el porta-film .....	115
3.5.4	Selección del motoreductor.....	115
3.5.4.1.1	Relación de transmisión.....	116
3.5.4.2	Cálculo de las fuerzas en las catarinas .....	120
3.5.5	Diseño de los ejes .....	121
3.5.5.1	Eje superior.....	121
3.5.5.1.1	Cálculo del diámetro del eje por flexión y torsión .....	123
3.5.5.1.2	Diseño a fatiga.....	125
3.5.5.2	Eje inferior.....	128
3.5.5.2.1	Diseño a fatiga.....	133
3.5.5.3	Eje motriz .....	135
3.5.5.3.1	Diseño a fatiga.....	140
3.5.6	Selección de los rodamientos .....	142
3.5.7	Diseño de las columnas de la torre .....	144
3.5.7.1	Longitud efectiva de la columna.....	146
3.5.7.2	Esbeltez .....	146
3.5.7.3	Esfuerzo admisible .....	147
3.5.7.4	Diseño y selección de elementos de sujeción de la torre .....	148
3.6	Diseño de la base .....	153
CAPÍTULO IV: COSTOS .....		158
4.1	Análisis de costos directos. ....	158

4.1.1	Materiales directos.....	159
4.1.2	Costos de elementos normalizados.....	160
4.1.3	Costos de insumos eléctricos .....	161
4.1.4	Costos de mecanizado.....	161
4.1.5	Costos de Montaje .....	162
4.1.6	Costo directo total.....	162
4.2	Análisis de Costos Indirectos .....	162
4.2.1	Materiales indirectos.....	162
4.2.2	Costos de ingeniería.....	163
4.2.3	Costos varios .....	163
4.2.4	Costo indirecto total.....	163
4.3	Costo total de la máquina.....	163
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....		164
5.1	Conclusiones .....	164
5.2	Recomendaciones .....	165
BIBLIOGRAFÍA .....		166
ANEXOS.....		167

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Empaque comercial.....	28
Figura 1.2: Contenedor .....	28
Figura 1.3: Pictogramas utilizados en mercancías.....	30
Figura 1.4: Pictogramas mercancía peligrosa.....	31
Figura 1.5: Esquema de paletización .....	32
Figura 1.6: Esquema palet.....	33
Figura 1.7: Posición y forma de la carga .....	35
Figura 1.8: Manipulación de la carga .....	35
Figura 1.9: Almacenamiento .....	35
Figura 1.10: Operaciones de carga de mercadería.....	36
Figura 1.11: Aprovechamiento superficie del palet.....	36
Figura 1.12: Calidad del embalaje .....	37
Figura 1.13: Strech film .....	38
Figura 1.14: Máquina envolvedora semi-automática .....	42
Figura 1.15: Máquina envolvedora automática.....	43
Figura 2.1: Esquema máquina envolvedora de brazo giratorio.....	44
Figura 2.2: Esquema máquina envolvedora de plataforma giratoria.....	45
Figura 2.3: Esquema máquina envolvedora móvil .....	46
Figura 2.4: Esquema máquina envolvedora de anillo.....	47
Figura 3.1: Placa de apoyo .....	54
Figura 3.2: Configuración de ruedas de apoyo.....	59



Figura 3.3: Rueda de apoyo.....	61
Figura 3.4: Diagrama de corte y momento del pasador .....	61
Figura 3.5: Detalle de soporte para rueda .....	65
Figura 3.6: Detalle de soldadura en soporte.....	66
Figura 3.7: Esquema de rueda .....	68
Figura 3.8: Diagrama de cuerpo libre Rueda y Plato giratorio .....	72
Figura 3.9: Ubicación de ruedas de apoyo .....	74
Figura 3.10: Motorreductor ortogonal Varvel.....	76
Figura 3.11: Transmisión por cadena de rodillos .....	77
Figura 3.12: Fuerza ejercida por la catarina.....	82
Figura 3.13: Esquema de eje de transmisión del plato giratorio .....	83
Figura 3.14: Área de carga para selección de perfil .....	84
Figura 3.15: Esquema de eje de transmisión del plato giratorio .....	85
Figura 3.16: Detalle eje de transmisión del plato giratorio.....	86
Figura 3.17: Diagrama de cuerpo libre del de transmisión .....	87
Figura 3.18: Diagrama de fuerzas plano X-Y .....	88
Figura 3.19: Diagrama de corte y momento del eje – Plano XY .....	89
Figura 3.20: Secciones críticas del eje.....	90
Figura 3.21: Rodamiento axial .....	94
Figura 3.22: Selección del rodamiento axial.....	96
Figura 3.23: Parámetros del rodamiento seleccionado .....	97
Figura 3.24: Rodamiento radial.....	97
Figura 3.25: Diagrama de fuerzas sobre el rodamiento .....	98
Figura 3.26: Detalle de rodamiento seleccionado .....	99
Figura 3.27: Dimensiones de la chaveta .....	100

Figura 3.28: Esquema de Pre-Estiraje.....	101
Figura 3.29: Esquema de rodillos de pre-estiraje .....	103
Figura 3.30: Freno mecánico de zapata larga.....	104
Figura 3.31: Sistema de pre-estirado .....	110
Figura 3.32: Esquema torre-portafilm .....	110
Figura 3.33: Esquema transmisión de movimiento en la torre.....	112
Figura 3.34: Motor-reductor ortogonal Transtecno.....	116
Figura 3.35: Fuerza ejercida por la catarina.....	120
Figura 3.36: Esquema eje superior .....	121
Figura 3.37: Diagrama de cuerpo libre - Eje superior - Plano XY .....	121
Figura 3.38: Cálculo fuerza cortante y momentos - Eje superior - Plano XY .....	122
Figura 3.39: Esquema eje inferior .....	128
Figura 3.40: Diagrama de cuerpo libre - Eje inferior - Plano XY .....	128
Figura 3.41: Cálculo de la fuerza cortante y momento - Eje inferior - Plano XY....	129
Figura 3.42: Diagrama de cuerpo libre - Eje inferior - Plano XZ .....	130
Figura 3.43: Cálculo fuerza cortante y momento - Eje inferior - Plano XZ .....	131
Figura 3.44: Esquema eje motriz.....	135
Figura 3.45: Diagrama de cuerpo libre - Eje Motriz – Plano XY .....	135
Figura 3.46: Cálculo fuerza cortante y momento - Eje motriz - Plano XY .....	136
Figura 3.47: Diagrama de cuerpo libre - Eje motriz - Plano XZ.....	137
Figura 3.48: Cálculo fuerza cortante y momento - Eje motriz - Plano XZ.....	138
Figura 3.49: Catalogo SKF rodamientos rígidos de bolas .....	144
Figura 3.50: Esquema de la torre.....	144
Figura 3.51: Esquema dimensiones columna de la torre .....	145
Figura 3.52: Análisis de esfuerzos en la columna .....	148

Figura 3.53: Esquema de la base .....	153
Figura 3.54: Esquema área de carga .....	154
Figura 3.55: Diagrama de cuerpo libre base .....	155
Figura 3.56: Calculo del momento máximo en viga de la base .....	155

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Materiales para embalaje .....	27
Tabla 1.2: Dimensiones y pesos máximos de los contenedores .....	29
Tabla 1.3: Características stretch film automático .....	39
Tabla 1.4: Características stretch film manual .....	39
Tabla 2.1: Tabla de selección de alternativas .....	51
Tabla 3.1: Características del perno grado 8.8 .....	62
Tabla 3.2: Tabla de coeficientes de resistencia a la rodadura .....	72
Tabla 3.3: Características del motor-reductor Varvel .....	76
Tabla 3.4: Tabla de selección de la cadena .....	78
Tabla 3.5: Dimensiones de chavetas y chaveteros .....	100
Tabla 3.6: Tabla de características del stretch film .....	102
Tabla 3.7: Tabla de características del motor-reductor Transtecno .....	116
Tabla 3.8: Tabla características - Ángulo 1"x1"x1/8" .....	145
Tabla 3.9: Longitud efectiva columnas .....	146
Tabla 3.10: Tabla de interpolación-Longitud efectiva - Esfuerzo admisible .....	147
Tabla 3.11: Masa de las partes constitutivas de la máquina .....	153

Tabla 4.1: Costos de materia prima .....	159
Tabla 4.2: Costos de elementos normalizados .....	160
Tabla 4.3: Insumos eléctricos .....	161
Tabla 4.4: Costos de mecanizado .....	161
Tabla 4.5: Costos de Montaje.....	162
Tabla 4.6: Costo directo total .....	162
Tabla 4.7: Materiales indirectos .....	162
Tabla 4.8: Costos de ingeniería .....	163
Tabla 4.9: Costos imprevistos .....	163
Tabla 4.10: Costo indirecto total .....	163
Tabla 4.11: Costo total.....	163

## ÍNDICE DE ANEXOS

<b>ANEXO 1</b>	Manual de operación y mantenimiento
<b>ANEXO 2</b>	Tablas
<b>ANEXO 3</b>	Fotografías y facturas de compra
<b>ANEXO 4</b>	Diagramas
<b>ANEXO 5</b>	Planos

# CAPÍTULO 1: FUNDAMENTOS TEÓRICOS

## 1.1 Generalidades

El presente capítulo es una recopilación de información de los diversos tipos de métodos y mecanismos que cuenta el sistema logístico para el transporte eficiente de las mercancías.

Se analizará las diversas formas y máquinas utilizadas en el proceso de envoltura con el plástico expandible, con el fin de seleccionar la mejor alternativa.

Con el fin de lograr el mejor diseño de las partes constitutivas de la máquina, este capítulo también recopila información básica de los materiales, mecanismos y elementos que estarán considerados en el diseño de la máquina envolvente.

## 1.2 Reseña histórica

En la antigüedad para empaques y embalajes se utilizaban elementos de la naturaleza como hojas y pieles de animales, posteriormente incursionan en el uso del vidrio que tuvo su origen unos 1.500 años A.C. y el papel apareció en el año 150.

En el siglo XIX revolucionó la industria del empaque, usan las primeras bolsas comerciales, aparece la primera caja de cartón, John Hall y Bryan Donkin crean los botes o latas, también aparece el plástico. En el siglo XX, el empaque tomó un rol mucho más importante para el cual fue diseñado, es utilizado como estrategia de marketing, hasta la actualidad.<sup>1</sup>

## 1.3 El envase

Es el recipiente que puede estar fabricado de una variedad de materiales, tiene contacto directo con el producto, está diseñado para contener, proteger, identificar, facilitar la manipulación, cumpliendo los aspectos estructurales, logísticos, mercadológicos y de seguridad.

---

<sup>1</sup> RICO AVELLANEDA, David, “*Seminario Empaques y Embalajes para Exportación*”, Cámara de Comercio de Bogotá.

## **1.4 El embalaje**

Es un tipo de recipiente o envoltura que contiene varios productos contenidos en un envase de manera temporal, por lo general son cajas de diversos materiales y modelos, sirve para proteger el producto o conjunto de productos que se exporten, durante todas las operaciones de traslado, transporte y manejo, de manera que lleguen a manos del destinatario sin que hayan deteriorado o desperdiciado.<sup>2</sup>

Los embalajes están sometidos a los estándares de las normas internacionales, las funciones que deben cumplir los embalajes es la unitarización, protección física y facilitar el almacenamiento al transportar.

### **1.4.1 Factores a considerar en el embalaje**

- La naturaleza de la carga
- Las condiciones de manipuleo, marcas y almacenaje.
- El modo de transporte
- Costos del embalaje
- Tipo de embalaje

---

<sup>2</sup>Cfr. <http://www.slideshare.net/rojs/empaque-embalaje>

<b>Material</b>	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>	<b>Aplicaciones</b>
<b>Plástico</b>	Alta resistencia Piezas de gran exactitud	Altos costos de las materias primas	Envases para alimentos, detergentes aceites, automotrices, shampoo, alimentos perecederos.
<b>Papel</b>	Material económico Amigable con el medio ambiente Herméticos al polvo	No aptos para productos húmedos	Productos industriales Envolturas
<b>Cartón</b>	Bajo costo Amplia superficie Facilidad de sellado	No apto para productos con generación gases Permeable a agua y grasas	Amplia gama de productos desde frutas, productos industriales, electrodomésticos, maquinaria industrial.
<b>Vidrio</b>	Presentación Estibación fácil	Frágil Peso y voluminoso	Alimentos, bebidas y perfumes. Cosméticos, productos farmacéuticos. Productos químicos.
<b>Metal</b>	Solidez Estiba reutilizable Resistentes Hermético	Oxidación No soporta altas temperaturas	Envasado de alimentos en conservas, pinturas, lacas, aceites, lubricantes
<b>Madera</b>	Estiba reutilizable Reciclado Facilidad de trabajo Rigidez	Daños con la humedad Tratamiento especial	Tarimas Partes de motor Productos de industria metalmecánica

**Tabla 1.1:** Materiales para embalaje<sup>3</sup>

## 1.5 Empaque

El empaque es un sistema diseñado donde los productos son acomodados para su traslado del sitio de producción al sitio de consumo sin que sufran daño. El objetivo es lograr un vínculo comercial permanente entre un producto y un consumidor. Ese vínculo debe ser beneficioso para el producto y el consumidor.<sup>4</sup>

<sup>3</sup> <http://200.37.9.27/DataArchivoCCL/CCEX/FacilitacionCX/Embalaje.pdf>

<sup>4</sup> Cfr. <http://www.amee.org.mx/sys/index.php>



Figura 1.1: Empaque comercial<sup>5</sup>

## 1.6 Contenedores

Un contenedor es un recipiente metálico con dimensiones y tipos estandarizados internacionalmente, utilizados para el transporte marítimo, fluvial, aéreo, terrestre y por su normalización facilita las operaciones de comercio internacional.



Figura 1.2: Contenedor<sup>6</sup>

### 1.6.1 Dimensiones y pesos brutos.

Las dimensiones características de un contenedor son largo ancho y longitud, hablamos de dimensiones exteriores cuando se incluye cualquier accesorio permanente, siendo la primera de interés de la mercadería y la segunda para el vehículo de transporte. El peso bruto máximo del contenedor es el peso del mismo contenedor más la carga.

Los contenedores son numerados con la serie 1A, 1AA, 1B y 1C, son muy utilizados en el comercio internacional principalmente el marítimo, todos tienen la misma

<sup>5</sup> <http://elcirculoweb.blogspot.com/2011/06/la-importancia-del-empaque-de-un.html>

<sup>6</sup> <http://www.containex.es/es/productos/contenedor-de-almacen/contenedores-maritimos>



dimensión en anchura, las longitudes más populares (40, 30, 20 pies), se ajustan a un sistema modular que permite emparejar contenedores menores para formar diferentes combinaciones de longitudes equivalentes a los contenedores de 40 pies. En la actualidad, todos los buques portacontenedores están diseñados para optimizar el transporte de contenedores de 20 y 40 pies. Se define el TEU como la unidad de transporte equivalente a un contenedor de 20 pies.

Dimensiones máximas y pesos brutos máximos				
Designación del contenedor	Longitud (mm)	Anchura (mm)	Altura (mm)	Peso bruto máximo (kg)
1AA (40 pies)	12192	2438	2591	30480
1A (40 pies)	12192	2438	2438	30480
1AX (40 pies)	12192	2438	< 2438	30480
1BB (30 pies)	9125	2438	2591	25400
1B (30 pies)	9125	2438	2438	25400
1BX (30 pies)	9125	2438	< 2438	25400
1CC (20 pies)	6058	2438	2591	20320
1C (20 pies)	6058	2438	2438	20320
1CX (20 pies)	6058	2438	< 2438	20320
1D	2991	2438	2438	10160
1DX	2991	2438	< 2438	10160

Fuente: Norma UNE 49750, equivalente a Norma ISO 668.

**Tabla 1.2:** Dimensiones y pesos máximos de los contenedores<sup>7</sup>

## 1.7 Símbolos pictóricos ISO

Fueron desarrollados por la ISO (ISO 780:1983) como un conjunto de símbolos usados convencionalmente para el marcado de la carga a transportar, de tal manera se resuelven los problemas de diferencia de lenguas y el analfabetismo de estibadores y consignatarios. Los símbolos deben ser reproducidos en negro sobre fondo claro si el embalaje es oscuro. El tamaño total de las marcas debe ser de 100 mm, 150 mm o 200 mm, a menos que las piezas a marcar sean más pequeñas. Existen también instrucciones de manipuleo que deben estar escritas en las lenguas comúnmente usadas en el comercio internacional o la lengua del país de destino.<sup>8</sup>

<sup>7</sup> Idem. Pág. 27.

<sup>8</sup> <http://es.scribd.com/doc/32578394/49/SIMBOLOS-PICTORICOS-ISO>

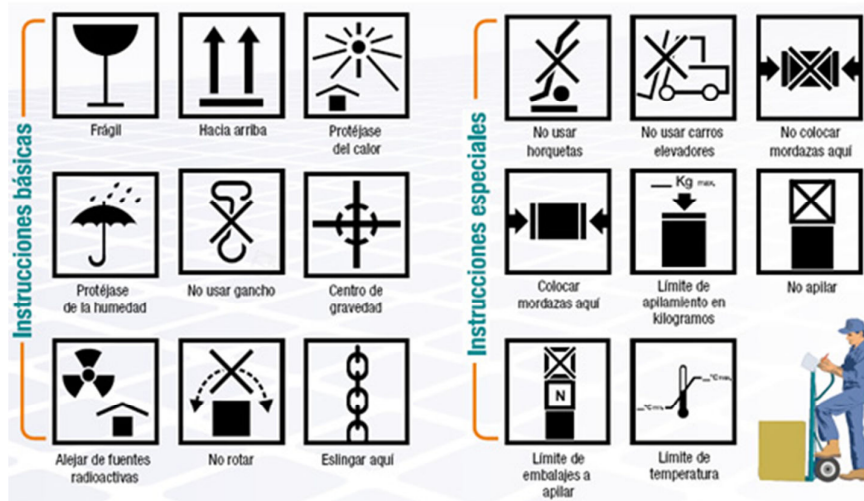


Figura 1.3: Pictogramas utilizados en mercancías<sup>9</sup>

## 1.8 Mercancía peligrosa

Los riesgos de un mismo producto pueden variar de acuerdo al medio de transporte, la cantidad, el envase o el empaque, la mercadería se presentan en estado sólido, líquido y gaseoso, también como objetos y artículos elaborados.

La mercancía peligrosa se clasifica en explosivos, inflamables, combustibles, oxidantes, tóxicos, infecciosos, corrosivos o de efectos múltiple.

Se debe cumplir con lo establecido en la ley general del equilibrio ecológico y la protección del ambiente (LGEEPA) para su transportación en el material correcto y que en este no complique las operaciones.

<sup>9</sup> <http://www.revistadelogistica.com/marcas-y-pictogramas.asp>



Figura 1.4: Pictogramas mercancía peligrosa<sup>10</sup>

## 1.9 Manipulación de la carga

### 1.9.1 Unitarización

La unitarización es agrupar uno o varios empaques o productos del mismo tipo, material, características y peso, codificarlo para trabajar y manipular como una sola unidad de carga.

### 1.9.2 Paletización

Paletizar o estibar es agrupar sobre una superficie (palet) una cierta cantidad de objetos o productos que son poco manejables, pesados y voluminosos, o fáciles de desplazar pero numerosos por lo tanto su manipulación necesita de mucho tiempo y trabajo, por lo que se presenta la necesidad de conformar una unidad de carga (Unitarización) que pueda ser transportada y almacenada con el mínimo esfuerzo, en una sola operación en un tiempo corto.

<sup>10</sup> <http://www.monografias.com/trabajos16/manejo-mercancias/manejo-mercancias.shtml>

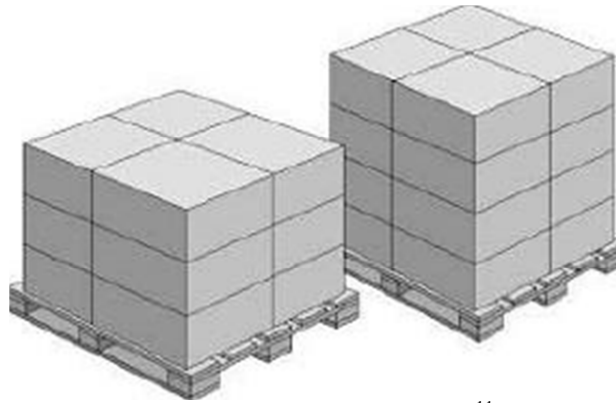


Figura 1.5: Esquema de paletización<sup>11</sup>

### 1.9.2.1 Importancia de paletizar

En la cadena logística interactúan las empresas industriales, los comerciantes y las empresas prestadoras de servicios logísticos, entre los cuales existe un continuo flujo de materiales e información. Sin duda alguna, una de las operaciones más repetitivas en la cadena de distribución es la manipulación física de mercaderías, siempre antes y después de un almacenamiento y de un transporte, por corto que este sea, existe una manipulación.

La forma más lógica de reducir este costo es mecanizar las operaciones, bajo estas condiciones, la mejor forma de reducir la manipulación es lograr mover de una sola vez el mayor número de cajas o productos en general.

Esta es la razón de porque paletizar, ya que se logra una unidad de carga superior, la paletización ha sido considerada como una de las mejores prácticas dentro de los procesos logísticos, ya que permite un mejor desempeño de las actividades de cargue, transporte, descargue y almacenamiento de mercancías; optimizando el uso

---

<sup>11</sup> <http://www.slideshare.net/oscarreyesnova/16-manual-de-paletizacin-y-contenedores>

de los recursos y la eficiencia de los procesos que se realizan entre los integrantes de la cadena de abastecimiento.<sup>12</sup>

### 1.9.2.2 Beneficios de Paletizar

- Aumento en la productividad
- Disminución de los tiempos de carga, descarga y almacenamiento
- Menor cantidad de mano de obra en las operaciones
- Disminución en los costos de carga y descarga
- Mejor aprovechamiento del espacio para almacenamiento sea en piso o en estantería (racks)
- Disminuye los daños de los productos al reducirse la manipulación
- Hace más eficiente el uso de la flota de transporte
- Simplificación en el manejo de los inventarios
- Disminución de los costos de manipulación, almacenamiento y transporte

### 1.10 Palets

Son plataformas para transporte compuesto de diversos materiales, sobre la cual se depositan unidades de carga, para su manejo o traslado se utilizan dispositivos como grúas, carretillas o montacargas.

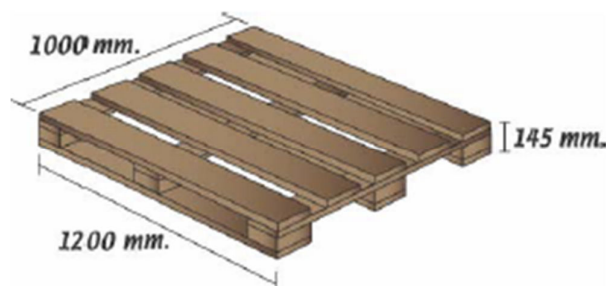


Figura 1.6: Esquema palet<sup>13</sup>

<sup>12</sup> COMITÉ COSTARRICENSE DE LOGISTA CCL. "Manual de Logística de Paletización", Edición No. 2, Noviembre 2003

<sup>13</sup> <http://www.shutterstock.com/s/palet/search.html>

Las medidas estándar de una paleta cambian entre un país y otro, sin embargo las medidas más utilizadas son:

EEUU: 48"x40"                      Europa: 1.20x1m

## **1.11 Estructura y cohesión de la carga**

### **1.11.1 Cohesión natural**

Es decir, el cruzamiento de paquetes, en algunos casos se puede disponer los paquetes en filas mejorando la resistencia de los paquetes más que la cohesión de la carga, la colocación de caja sobre caja garantiza una mejor resistencia a la compresión.<sup>14</sup>

### **1.11.2 Una cohesión artificial**

Es decir, la utilización de dispositivos especiales de mantenimiento (stretch film y otros), la utilización de envases con superficies no deslizantes ayuda a la cohesión.

La principal ventaja que proporciona una buena estructura es el aumento de la estabilidad, lo que se traduce en un menor riesgo de rotura y pérdida de la carga.

La carga perfectamente mantenida durante las operaciones de manipulación, almacenaje y transporte permite una ocupación óptima de los racks y de los vehículos.

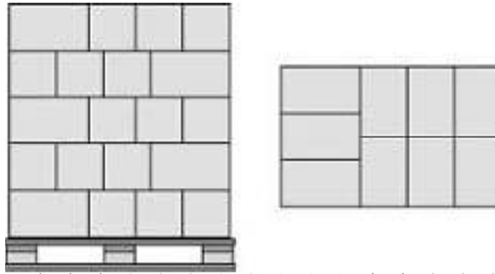
Una estructura que no proporcione suficiente cohesión a las cargas, producirá abanicos y dislocaciones en las mismas durante su manipulación y transporte, aumentando el riesgo de hundimiento y rotura.

Las principales ventajas de tener una buena cohesión y estructura son:

---

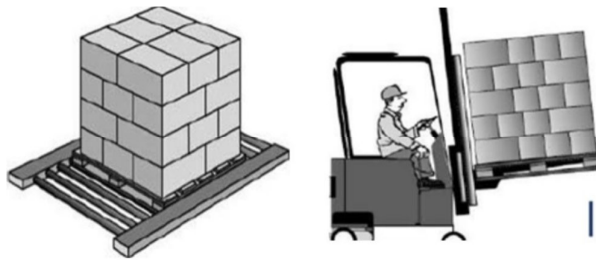
<sup>14</sup> COMITÉ COSTARRICENSE DE LOGISTA CCL. "Manual de Logística de Paletización", Edición No. 2, Noviembre 2003

1.- Posición y forma de la carga: La unidad de carga siempre estará perfectamente vertical al ras de los bordes.



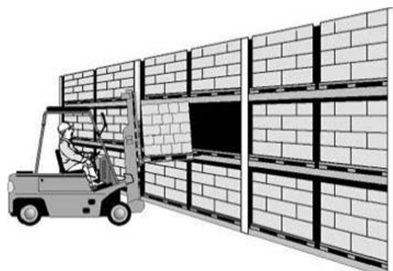
**Figura 1.7:** Posición y forma de la carga<sup>15</sup>

2.- En la manipulación: Facilita la manipulación con máquinas, fácil colocación en los racks y transporte automático de la misma.



**Figura 1.8:** Manipulación de la carga<sup>16</sup>

3.- En el almacenamiento: Aprovechamiento en estanterías o racks.



**Figura 1.9:** Almacenamiento<sup>17</sup>

<sup>15</sup> COMITÉ COSTARRICENSE DE LOGISTA CCL. "Manual de logística de paletización", Edición No. 2, Noviembre 2003

<sup>16</sup> Idem. Pág. 25.

<sup>17</sup> Idem. Pág. 25.

4.- En el cargue y descargue: Aprovecha el volumen de los vehículos y mantiene una consistencia al apoyarse unas con otras, logrando reducir considerablemente los daños de la mercadería.

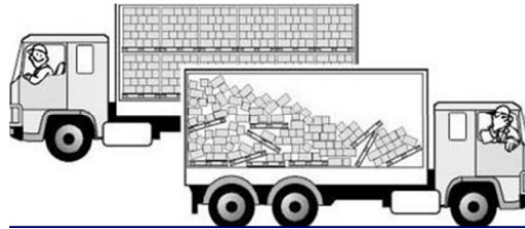


Figura 1.10: Operaciones de carga de mercadería<sup>18</sup>

Consecuencia de posiciones y formas incorrectas.

- Impiden cargar vehículos estándar
- Impiden el aprovechamiento de la superficie de almacenamiento
- Dislocación y hundimiento de la carga por el espacio libre entre cajas
- Perjudica la presentación de los productos
- Riesgos de fuga del producto
- Accidentes de trabajo

### 1.11.3 Aprovechamiento de la superficie del palet

La mercadería de cubrir el 100% del palet, teniendo en cuenta la densidad del producto para cumplir con los estándares de peso y altura.



Figura 1.11: Aprovechamiento superficie del palet<sup>19</sup>

<sup>18</sup> Idem. Pág. 25.

<sup>19</sup> Idem. Pág. 25.



#### 1.11.4 Calidad del embalaje

La falta de resistencia de los embalajes impide mover la unidad de carga y deteriora el producto, los embalajes resistentes protegen el producto, mantienen juntos los envases y garantizan una manipulación productiva, también debe resistir el apilamiento de la mercancía.

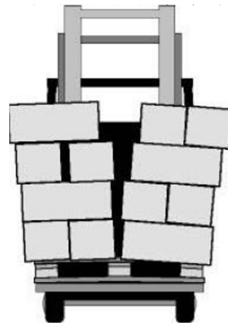


Figura 1.12: Calidad del embalaje<sup>20</sup>

Se debe tener en cuenta los embalajes que sean resbaladizos y su calidad, así como con la pérdida del equilibrio de las cargas.

#### 1.12 Fijación de la carga

Mantener una carga estable es requisito indispensable en el proceso de paletización. Para esto existen varios métodos de fijar (amarrar) la carga al palet y las tres principales son las que se enuncian a continuación:

##### 1.12.1 Fleje (cinta) de acero, PVC o Polipropileno

Cuando este se tensa, se aumenta el coeficiente de rozamiento de la carga sujeta y se produce una mayor estabilidad.

---

<sup>20</sup> Idem. Pág. 25.

### 1.12.2 Funda de Plástico Retráctil

Consiste en recubrir la mercadería paletizada con una bolsa de plástico especial a la que posteriormente se le aplica calor en un túnel o con llama manual. El calor produce una contracción permanente que aprisiona la mercancía.

### 1.13 Stretch film

Es una película de polietileno lineal de baja densidad, de alta adherencia, se aplica de forma mecanizada o manual envolviendo los palets, creando paredes laterales de sujeción y tiene como objetivo contener y mantener firme las mercaderías paletizada, facilitar y asegurar su movimiento, almacenaje o transporte. La tensión se consigue al utilizar plásticos de alta elasticidad. Su costo es mínimo y es de fácil aplicación.

Stretch Film es un producto que protege contra el polvo, agua y suciedad y da estabilidad a sus mercaderías paletizada facilitando su transporte y almacenaje. Su excelente estiramiento permite adaptarse fácilmente a cualquier forma y tamaño, con mejor aprovechamiento del mismo. Excelente brillo y transparencia.



Figura 1.13: Stretch film<sup>21</sup>

---

<sup>21</sup> <http://www.distrocat.com.ar/film-stretch/>

### 1.13.1 Tipos de stretch film

#### Automático

		ESTANDAR	
Fabricación	Calandriado / soplado		
Ancho (mm)	500		
Longitud (m) +/- 2 % tolerancia	1860		
Espesor (micrones)	20		
Color	Clear		
Transparencia (%)			
ASTM 2457	>90		
Elongación (%)	Longitudinal	Transversal	
ASTM D 882	550	850	
Resistencia a la rotura (gr/cm)	Longitudinal	Transversal	
ASTM D 882	600	228	
Prueba de Dardo (gr)			
ASTM D 1709	130		
Nivel de estiramiento (%)	>240		
Diámetro interno del cartón (cm)	7.5		
Peso neto/rollo promedio (Kg)			
+/- 5 % tolerancia	17.2		
Peso bruto/rollo promedio (Kg)	+/-		
5% tolerancia		18.2	

Tabla 1.3: Características stretch film automático<sup>22</sup>

#### Manual

		ESTANDAR	
Ancho (mm)	457		
Longitud (m)	457		
Espesor (micrones)	18		
Color	Clear		
Elongación (%)	Longitudinal	Transversal	
ASTM D 882	550 - 650	700 - 920	
Resistencia a la rotura (N/mm <sup>2</sup> )	Longitudinal	Transversal	
ASTM D 882	48 - 55	20 - 30	
Diámetro interno del cartón (cm)	7.5		
Peso neto/rollo promedio (Kg)			
+/- 5 % tolerancia	3.45		
Peso bruto/rollo promedio (Kg)			
+/- 5% tolerancia	3.90		
Unidades/caja	4		

Tabla 1.4: Características stretch film manual<sup>23</sup>

<sup>22</sup> <http://www.empacosa.com/es/productos/stretch-film.html>

<sup>23</sup> Idem. Pág. 39.

### **1.14 Envoltura del palet con stretch film**

Existen dos formas de envolver un palet, manual y por medio de máquina envolvedora; de la forma manual que actualmente es la más utilizada en las pequeñas industrias pero a la vez la menos efectiva al momento de procesar y preparar unidades de carga en grandes volúmenes.

De la forma manual al momento de realizar la envoltura se necesita realizar un nudo en la base del palet para poder estirarlo, el obrero debe ir tensando y a la vez envolviendo la unidad de carga, como consecuencias se tiene un desperdicio en el nudo y no se tendrá una tensión constante durante la envoltura.

Razones por las cuales la envoltura con ayuda de una máquina es mejor.<sup>24</sup>

#### **1.- Aplicación más coherente y uniforme del Stretch Film**

Un operador que envuelve palets con film estirable a mano no es capaz de envolver cada carga de la misma manera, una y otra vez. Una carga envuelta por un operador el lunes a la mañana no será envuelta de la misma forma que otro operador el viernes a las seis de la tarde por eso al envolver con una paletizadora se elimina este problema.

#### **2.- Empaque Profesional**

Envolver un palet utilizando una máquina automática produce un producto final que se ve limpio y profesional. La envoltura manual de palets produce un aspecto bastante desprolijo y desigual. Su mercadería paletizada una vez colocada en el depósito de su cliente debe proyectar la imagen profesional que usted desea para su empresa.

---

<sup>24</sup> Cfr. <http://paletizadora.blogspot.com/2013/10/10-razones-para-reemplazar-la-envoltura.html>

### **3.- Seguridad de los Empleados:**

Paletizar a mano es una tarea extremadamente difícil si se hace correctamente, y es una fuente común de lesiones en la espalda del empleado cuando se realiza incorrectamente. El cuerpo humano no ha sido diseñado para caminar agachado manipulando un peso de 2 a 5 kilos y al mismo tiempo tratando de darle suficiente tensión al Stretch film para que se adhiera a sí mismo y tratando de mantener unidas la carga y la plataforma. Luego de dar varias vueltas agachado unos segundos más tarde tiene en sus manos el mismo rollo pero por encima de su cabeza para envolver la parte superior de la plataforma, y todo eso estirando del Stretch Film utilizando sólo la espalda y los músculos del brazo.

### **4.- Ahorro de Material de embalaje**

Aunque lo más importante de envolver con Stretch Film es que nuestras mercaderías lleguen al cliente intactas, la idea es hacerlo al menor costo posible

La paletizadora automática se puede configurar para que envuelva con la cantidad de Film mínima necesaria para mantener la carga unida y estable y eso nos permite eliminar vueltas innecesarias de Film.

Porque a partir de cierto punto toda vuelta adicional de Stretch Film ya no sostiene mejor la carga, es solo una pérdida de material y dinero, al envolver con una paletizadora se elimina este problema ya que se usa la cantidad exacta de Stretch Film

## 1.15 Máquinas envolvedoras de palets

Las máquinas envolvedoras funcionan con el principio de girar una plataforma con giro continuo sobre la cual reposa un palet con mercadería empacada, el film se deposita sobre un porta-bobinas colocado en una columna o mástil y es envuelto a lo alto de la carga.

### 1.15.1 Máquinas envolvedoras semi-automáticas

Este tipo de máquinas envolvedoras requiere de la constante intervención del operario. Es ideal para operaciones de bajo volumen. Las características evidentes son el diámetro de la plataforma y altura del mástil que se encuentran en relación a las dimensiones del palet, su plataforma giratoria tiene un arranque progresivo y el porta- bobinas cuenta con un sistema mecánico o motorizado el stretch film, además cuenta con una fotocélula para detectar la altura del palet.



Figura 1.14: Máquina envolvedora semi-automática<sup>25</sup>

---

<sup>25</sup> <http://www.logismarket.com.ar/envaser/envolvedora-de-palets-semiautomatica/2583181545-1179610290-p.html>

### 1.15.2 Máquinas envolvedoras automáticas

Este otro tipo de máquinas envolvedora requiere la intervención mínima del operario aumentando la eficiencia del proceso y disminuyendo costos, tiene las mismas características de la máquina semi-automática, cuenta con componentes adicionales como bandas transportadoras para ingreso y salida del palet, actuadores para agarre y corte del film en cada ciclo de envoltura y sensores para detección de fallas.



Figura 1.15: Máquina envolvedora automática<sup>26</sup>

---

<sup>26</sup> <http://www.logismarket.com.mx/atlanta-strech/maquina-envolvedora-de-brazo-giratorio/2765006831-1329956220-p.html>

## CAPÍTULO II: ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Con el fin de encontrar la solución más óptima en función del problema planteado, es necesario buscar, definir y analizar los diferentes principios de funcionamiento de máquinas que cumplen la misma función pero cada una cuenta con características particulares para diferentes tipos y ambientes de trabajo.

### 2.1 Alternativas para el diseño de la máquina

#### 2.1.1 Alternativa 1: Máquina Envolvedora de Brazo Giratorio

Las máquinas envolvedoras de brazo giratorio, son máquinas fijas, con un brazo giratorio montado en una estructura en posición determinada, simultáneamente hace subir y bajar el plástico para paletizar de forma que se proteja y sujete el producto.

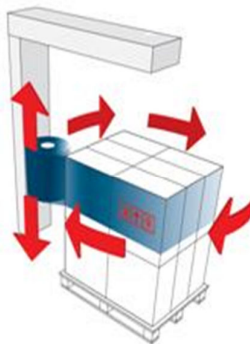


Figura 2.1: Esquema máquina envolvedora de brazo giratorio<sup>27</sup>

#### Ventajas:

- Envuelve producto con poca estabilidad
- No necesita rampa
- Facilidad de operación

<sup>27</sup> <http://www.mcalbo.com/Maquinas-Envolvedoras.php>



## Desventajas

- Costos elevados para su construcción.
- Dificultad de montaje
- Amplio espacio de trabajo

### 2.1.2 Alternativa 2: Máquina Envolvedora de Plataforma Giratoria

Las máquinas envolvedoras de plataforma giratoria hacen girar la tarima con el producto sobre una plataforma, simultáneamente hace subir y bajar el plástico para paletizar de forma que se proteja y sujete el producto.



Figura 2.2: Esquema máquina envolvedora de plataforma giratoria<sup>28</sup>

## Ventajas:

- Poco espacio de trabajo
- Bajos costos de fabricación
- Facilidad de operación

---

<sup>28</sup> Idem Pág. 44.

## Desventajas

- Peso máximo para soportar
- Dificultad de montaje
- Máquina de tipo fija

### 2.1.3 Alternativa 3: Máquina Envolvedora Móvil

La máquina envolvedora móvil, el producto permanece inmóvil mientras la máquina opera girando la misma alrededor de la tarima, simultáneamente hace subir y bajar el plástico para paletizar de forma que se proteja y sujete el producto.

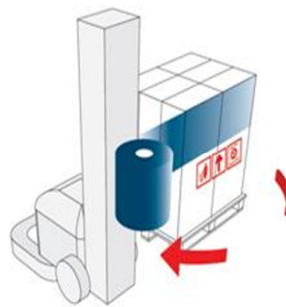


Figura 2.3: Esquema máquina envolvedora móvil<sup>29</sup>

## Ventajas:

- Envuelve producto con poca estabilidad
- No necesita rampa
- Facilidad de operación

---

<sup>29</sup> Idem Pág. 44.

## Desventajas

- Costos elevados para su construcción.
- No es robusta, no apta para ambientes pesados de trabajo
- Costos elevados para su mantenimiento

### 2.1.4 Alternativa 4: Máquina Envolvedora de Anillo

Este tipo de máquina envolvedora está diseñada para producciones en línea de alta velocidad. Cuando la tarima se coloca dentro del anillo, el anillo baja y hace girar el rollo de plástico para paletizar dentro del anillo.

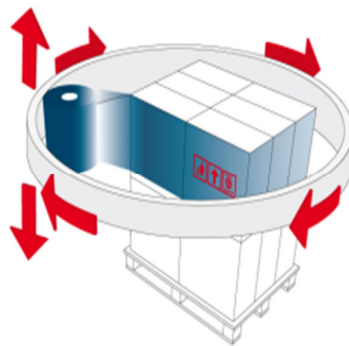


Figura 2.4: Esquema máquina envolvedora de anillo<sup>30</sup>

## Ventajas:

- Envuelve producto con poca estabilidad
- No necesita rampa
- Facilidad de operación

---

<sup>30</sup> Idem Pág. 44

## **Desventajas**

- Costos elevados para su construcción.
- Altas velocidades de giro
- Amplio espacio de trabajo

## **2.2 Análisis de alternativas**

### **2.2.1 Criterios de selección**

- Costo
- Tamaño
- Seguridad
- Construcción de la máquina
- Modular
- Mantenimiento
- Disponibilidad de materiales

### **2.2.2 Ponderación de los criterios**

#### **Costo**

Este criterio es muy importante, se necesita hacer un análisis de los costos de los materiales, costo del diseño, etapas de fabricación y elementos constitutivos, los cuales tengan un bajo costo sin que se vea afectada la calidad.

<b>Escala de calificación</b>	<b>Valor</b>
Costo alto	1
Costo medio-alto	2
Costo medio	3
Costo medio bajo	4
Costo bajo	5

## Tamaño

Es el área de trabajo que ocupara la máquina, al plantear la construcción de una máquina portátil, deberá tener un tamaño apropiado para que tenga características modulares para su transporte.

Escala de calificación	Valor
Muy grande	1
Grande	2
Mediano	3
Pequeña	4
Muy pequeña	5

## Seguridad

Debe tener un alto nivel de confiabilidad para reducir cualquier riesgo que implique un accidente al momento que un operador no calificado manipule la máquina.

Escala de calificación	Valor
No es confiable	1
Medianamente confiable	2
Confiable	3
Muy confiable	4
Totalmente confiable	5

## Construcción de la máquina

Este criterio implica los inconvenientes que se generen al momento de conformar la máquina, dependiendo las características de diseño.

Escala de calificación	Valor
Difícil	1
Alta dificultad	2
Medianamente fácil	3
Fácil	4
Muy fácil construcción	5

### **Características modulares**

Debe tener la facilidad de armar y desarmar las partes constitutivas de la máquina para su transporte y adaptación del lugar de trabajo.

<b>Escala de calificación</b>	<b>Valor</b>
Fija	1
Poco desmontable	2
Parcialmente desmontable	3
Desmontable	4
Componentes independientes	5

### **Mantenimiento**

Cada elemento que compone la máquina tiene un tiempo de vida útil dependiendo del tipo de mantenimiento predictivo, preventivo y correctivo, para lo cual deberá proporcionar facilidades para montar y desmontar las piezas de la máquina.

<b>Escala de calificación</b>	<b>Valor</b>
Sin acceso a componentes	1
Difícil mantenimiento	2
Medianamente fácil	3
Fácil mantenimiento	4
Muy fácil mantenimiento	5

### **Disponibilidad de materiales**

Es la facilidad y disponibilidad de adquirir los materiales, partes y piezas en el mercado local para la construcción de la máquina.

<b>Escala de calificación</b>	<b>Valor</b>
Existentes en mercado internacional	1
Poco disponibles	2
Medianamente disponibles	3
Disponibles	4
Totalmente disponibles	5

### 2.3 Selección de la alternativa

Criterios de selección	Importancia	Alternativas			
		Alternativa No. 1	Alternativa No. 2	Alternativa No. 3	Alternativa No. 4
Costo	5.00	3.00	4.00	1.00	2.00
Tamaño	5.00	2.00	3.00	5.00	2.00
Seguridad	5.00	4.00	4.00	5.00	3.00
Const. Maquina	5.00	4.00	4.00	1.00	3.00
Caract. Modulares	5.00	4.00	5.00	2.00	4.00
Mantenimiento	5.00	3.00	4.00	2.00	4.00
Disponibilidad de materiales	5.00	5.00	5.00	1.00	5.00
<b>TOTAL</b>	<b>35.00</b>	25.00	29.00	17.00	23.00

**Tabla 2.1:** Tabla de selección de alternativas

El resultado de la ponderación de la tabla 2-1, muestra que la alternativa No. 2 tiene la puntuación más alta y es la alternativa que cumplirá con todos los requerimientos expuestos en el planteamiento del problema.

## **CAPÍTULO III: CÁLCULOS Y DISEÑO**

### **3.1 Introducción**

En el presente capítulo se realiza el diseño de la plataforma giratoria, carro porta film, mástil y sistemas de sujeción que componen la máquina envolvente, de acuerdo a la alternativa seleccionada, así como también la selección de elementos normalizados, resultado de los diferentes cálculos que se desarrolle con ayuda de fórmulas y tablas encontrados en libros de ingeniería que se respaldaran con ayuda de software especializados.

A la máquina se le incorpora fines de carrera para medición de alturas que permitirá que el porta-film avance y retorne completando un ciclo evitando calibrar manualmente los avances.

### **3.2 Descripción de elementos constitutivos**

Para el diseño de la máquina es necesario descomponer la máquina en sus partes constitutivas que se detalla a continuación:

- Diseño de la plataforma giratoria.
- Diseño del porta-film.
- Diseño del mástil o torre.
- Diseño del sistema de sujeción del film.



### **3.3 Diseño de la plataforma giratoria**

La plataforma giratoria tendrá la misión de soportar y hacer girar de forma constante la mercadería, para el diseño se considera que un plato metálico recubierto con material antideslizante que estará sobre ruedas con soportes que ayudarán al movimiento.

Para el movimiento se utilizará un motor-reductor de tipo ortogonal y la transmisión con cadenas y catarinas.

#### **3.3.1 Diseño del plato giratorio**

Se necesita realizar el diseño del plato, ya que es la parte de la máquina donde se coloca la mercadería para ser envuelta, esta pieza deberá tener las siguientes características:

- Facilidad para su mecanizado
- Compuesto de material dúctil
- Bajo costo
- Estructura liviana

##### **3.3.1.1 Cálculo espesor plato giratorio.**

El plato giratorio es una placa diseñada para soportar una carga de 500 Kg distribuida la cual se asienta en la placa y gira a velocidad constante.

En la figura siguiente se observa los parámetros para calcular el espesor de la placa.

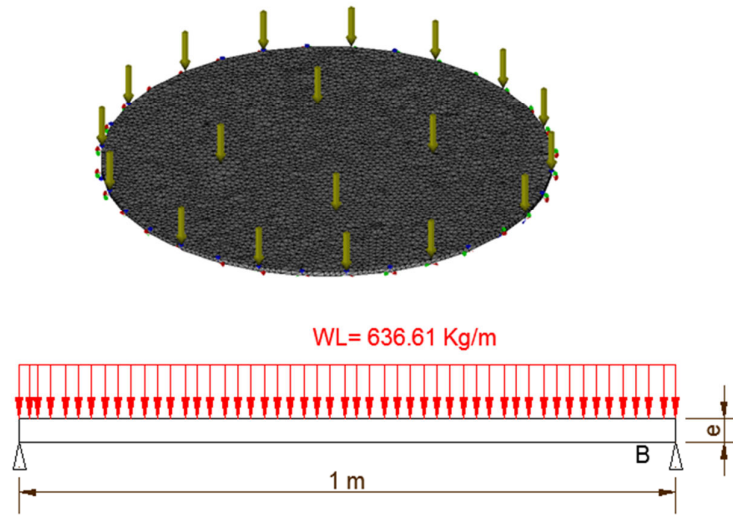


Figura 3.1: Placa de apoyo

$F_{producto}$  : Peso del producto = 500 Kg

### 3.3.1.1.1 Cálculo del peso por área

$$W_A = \frac{F_{producto}}{A_{plato}} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Donde:

$W_A$ : Peso por área

$F_{producto}$ : Peso total= 500 Kg

$A_{plato}$ : Área del plato= 0.7853 m<sup>2</sup>

Entonces:

$$W_A = \frac{500 \text{ kgf}}{0.7853 \text{ m}^2}$$

$$W_A = 636.61 \text{ Kgf/m}^2$$

### 3.3.1.1.2 Cálculo del peso lineal

$$W_L = W_A \cdot L$$

Ecuación 3.2

Donde:

$W_L$ : Peso lineal

$W_A$ : Peso por área = 636.61 Kgf/m<sup>2</sup>

$L$ : Longitud = 1 m

Entonces:

$$W_L = 636.61 \text{ Kgf/m}^2 \times 1 \text{ m}$$

$$W_L = 636.61 \text{ Kgf/m}$$

El plato giratorio va a estar sometido a flexión, se calcula el momento flexionante.

$$M_{max} = \frac{ql^2}{8}$$

Ecuación 3.3

Donde:

$$q: \text{Peso lineal} = 636.61 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}} \frac{9.8\text{N}}{1\text{Kgf}} = 6238.77 \text{ N/m}$$

$l$ : Longitud de la placa = 1 m

Entonces:

$$M_{max} = \frac{6238.778 \text{ N/m} * (1 \text{ m})^2}{8}$$

$$M_{max} = 779.84 \text{ Nm}$$

Además, el plato giratorio tiene una sección transversal rectangular.

$$S = \frac{b * e^2}{6} \quad \text{Ecuación 3.4}$$

Donde:

$b$ : Base = 1 m

$e$ : Espesor de la placa

Se calcula el esfuerzo máximo de la placa

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} = \frac{M_{max}}{\frac{b * e^2}{6}} \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Donde:

$\sigma_{max}$ : Esfuerzo máximo

$S$ : Sección transversal de la placa

$M_{max}$ : Momento flexionante

Se calcula el esfuerzo permisible:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{F_s} \quad \text{Ecuación 3.6}$$

Donde:

$S_y$  = Esfuerzo de fluencia del material

$F_s$  = Factor de seguridad

El factor de seguridad o factor de diseño es una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga, en la mayor parte de los casos la resistencia del material con que se fabricará el componente se divide entre el factor de diseño para determinar el esfuerzo de diseño o esfuerzo admisible.

Debido a que la carga se encuentra distribuida en todo el plato, se considera un factor de seguridad de  $F_s = 1.5$ , utilizado en materiales dúctiles para el diseño de elementos de máquina bajo cargas estáticas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.<sup>31</sup>

### **Propiedades del Acero A36 (Ver Tabla 1, Anexo 2)**

Peso específico  $\rho_{acero}: 76930 \frac{N}{m^3}$

Esfuerzo de fluencia  $S_y = 250 \text{ MPA} = 250 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

---

<sup>31</sup> MOTT, Robert L., "Diseño de Elementos de Máquina", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México Pág. 185.

Se iguala la ecuación 3.5 con la ecuación 3.6 y reemplazando valores, se obtiene:

$$\frac{S_y}{Fs} = \frac{M_{max}}{\frac{b * e^2}{6}}$$

De esta igualdad se despeja  $e$ .

$$e = \sqrt{\frac{6 * M_{max} * Fs}{b * S_y}}$$

$$e = \sqrt{\frac{6 * 779.84 \text{ Nm} * 1.5}{1 \text{ m} * 250 * 10^6 \text{ N/m}^2}}$$

$$e = 0.005298 \text{ m} = 5.29 \text{ mm}$$

En el mercado encontramos planchas laminadas en caliente con espesores de 6 mm, las cuales cumplen con los parámetros de este diseño.

### 3.3.1.2 Diseño y selección de los rodillos de apoyo

Por prestación, costo y beneficio se plantea como alternativa a este sistema el uso de ruedas de poliuretano, las mismas que estarán en contacto con el plato, por las características del poliuretano de su resistencia, dureza y utilidad en el apoyo de cargas.

Para la selección calculamos el peso del plato giratorio:

$$W_{plato} = \rho_{acero} \cdot V \quad \text{Ecuación 3.7}$$

Donde:

$$\rho_{acero}: \text{Peso específico de acero} = 76930 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$V$ : Volumen de la placa

Además:

$$V = \pi * r^2 * e \quad \text{Ecuación 3.8}$$

$r$ : Radio de la placa = 0.5 m

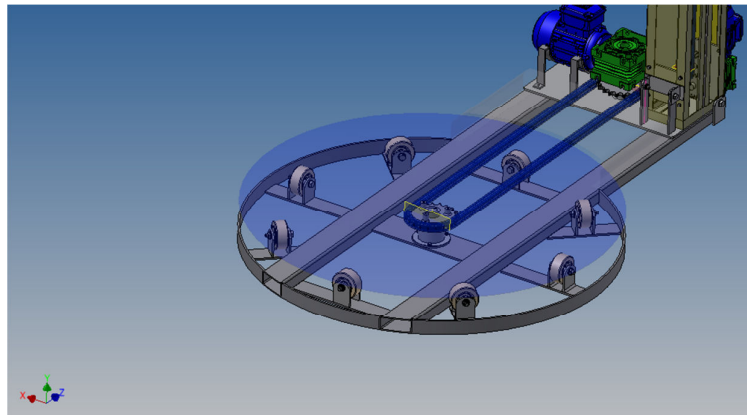
$e$ : Espesor de la placa = 6 mm

Entonces:

$$W_{plato} = 76930 \frac{N}{m^3} * (\pi(0.5m)^2(0.006m))$$

$$W_{plato} = 362.52 N = 37 Kg$$

Se propone utilizar 8 ruedas de apoyo, estas ruedas estarán instaladas simétricamente, por lo que los momentos efectuados por las fuerzas se contrarrestan.



**Figura 3.2:** Configuración de ruedas de apoyo<sup>32</sup>

Para la selección de la rueda, se toma en cuenta la capacidad de carga de cada rueda en relación con el peso del plato y la capacidad de carga de la máquina.

---

<sup>32</sup> Configuración de ruedas de apoyo, realizado en software Autodesk Inventor Pro 2014, por el autor.

Capacidad de carga de la rueda<sup>33</sup>

$$C = \frac{W_{plato} + P}{N}$$

Ecuación 3.9

Donde:

$C$ : Capacidad de carga de cada rueda

$W_{plato}$ : Peso del plato=37 Kg

$P$ : Capacidad de carga de la máquina=500 Kg

$N$ : Número de ruedas en contacto con la superficie del plato=8

Entonces:

$$C = \frac{37 \text{ Kg} + 500 \text{ Kg}}{8} = \frac{537 \text{ Kg}}{8}$$

$$C = 67.12 \text{ Kg}$$

En el mercado nacional, no existen ruedas para cargas específicas de 67.12 Kg, por tal motivo se selecciona una rueda que más se apega a los requerimientos de diseño.

Se selecciona una rueda 3 PG Colson, 3" de diámetro con capacidad de carga de 100 kg, considerando un factor de seguridad de 1.5, del fabricante Imsa, distribuido en el Ecuador por la empresa Ruedasy Garruchas. (Ver Anexo No. 2).

---

<sup>33</sup> Catálogo de ruedas y garruchas, Pagina web: <http://www.tellurerota.com>.





Figura 3.3: Rueda de apoyo<sup>34</sup>

La rueda de poliuretano, cuenta con perno de 10 mm de diámetro por 60 mm de longitud, utilizado como pasador, por comprobación procedemos a calcular el diámetro.

Fuerza aplicada:

$$C = 67.12 \text{ Kg} \frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} = 657.77 \text{ N}$$

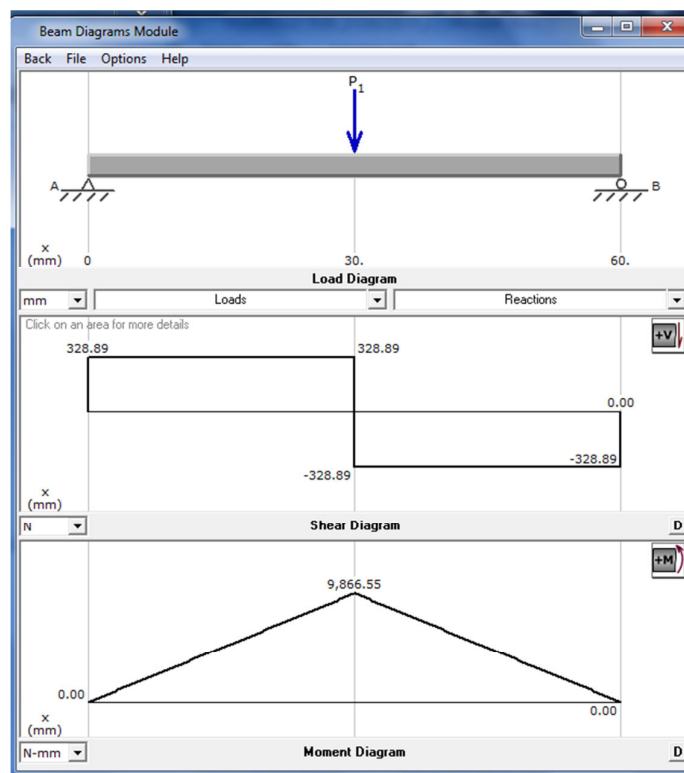


Figura 3.4: Diagrama de corte y momento del pasador<sup>35</sup>

<sup>34</sup> <http://www.ruedasygarruchas.com/>

En el diagrama se observa que tiene un momento máximo de 9866.55 *Nmm* y es ahí el punto más crítico para el cálculo del diámetro del eje.

Se sabe que las características del perno son:

Características		
Número de grado	8.8	Grado
Dimensiones	M10x60	mm
Esfuerzo de fluencia	600	MPA
Esfuerzo de ruptura	830	MPA

Tabla 3.1: Características del perno grado 8.8<sup>36</sup>

Esfuerzo máximo del perno.

$$\sigma = \frac{S_y}{F_s} = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ecuación 3.10}$$

Al tener las características del perno, despejamos el factor de seguridad:

$$F_s = \frac{S_y I}{Mc}$$

Momento de inercia de la barra circular, (Ver Tabla 3, Anexo 2)

$$I_x = I_y = \frac{d^4 \pi}{64}$$

$$C = \frac{d}{2}$$

Factor de seguridad real:

$$F_s = \frac{S_y d^4 \pi^2}{64 M d}$$

$$F_s = \frac{(600 \text{ N/mm}^2)(10\text{mm})^4 \pi^2}{64(9866.55 \text{ N mm})(10\text{mm})}$$

<sup>35</sup> Diagrama de corte y momento, Realizado en Software MDSolids V3.5, Mechanics of Deformable Solids Software, por el autor.

<sup>36</sup> Catálogo de pernos, Pagina web: <http://www.casadelperno.com/>

$$F_S = 5.96$$

Al tener un factor de servicio superior al recomendado que por lo general es de 1.5 a 2, tenemos la seguridad que el perno seleccionado soportara la carga aplicada a la rueda.

### 3.3.1.2.1 Diseño a fatiga del pasador

Se calcula la resistencia a la fatiga estimada<sup>37</sup>

$$S'_n = S_n(C_m)(C_{sf})(C_R)(C_S) \quad \text{Ecuación 3.11}$$

Donde:

$S_n$ : Resistencia a la fatiga modificada (45 Ksi = 275.79 MPA = 275.79 N/mm<sup>2</sup>) (Ver Tabla 4a, Anexo 2)

$C_m$ : Factor de material, acero forjado= 1 (Ver tabla 4b, Anexo 2)

$C_{sf}$ : Factor de tipo de esfuerzo, para esfuerzo flexionante = 1 (Ver tabla 4c, Anexo 2)

$C_R$ : Factor de confiabilidad= 0.81 (Ver tabla 4d, Anexo 2)

$C_s$ : Factor de tamaño<sup>38</sup>(Ver tabla 4e, Anexo 2)

$$C_s = \left(\frac{D}{7.62}\right)^{-0.11} \quad \text{Ecuación 3.12}$$

$$C_s = \left(\frac{10\text{mm}}{7.62}\right)^{-0.11}$$

<sup>37</sup> MOTT, Robert L, " *Diseño de Elementos de Máquina* ", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México Pág. 174.

<sup>38</sup> MOTT, Robert L, " *Diseño de Elementos de Máquina* ", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México Pág. 176.

$$C_s = 0.970$$

Entonces:

$$S'_n = 275.79 \frac{N}{mm^2} \times 1 \times 1 \times 0.81 \times 0.970$$

$$S'_n = 216.68 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_{max} = \frac{(9978.30 \frac{N}{mm^2})(5 \text{ mm})}{\frac{(10 \text{ mm})^4 \pi}{64}}$$

$$\sigma_{max} = 101.63 \text{ N/mm}^2$$

Factor de seguridad  $F_s$  :

$$F_s = \frac{S'_n}{\sigma_{max}}$$

Ecuación 3.13

$$F_s = \frac{216.68 \text{ N/mm}^2}{101.63 \text{ N/mm}^2}$$

$$F_s = 2.13$$

Al tener un factor de servicio mayor a uno, tenemos la seguridad que el pasador seleccionado soportará la carga aplicada a la rueda.

### 3.3.1.2.2 Diseño del soporte de rueda

Se procede a diseñar el soporte para la carga destinada a cada rueda, el sistema de soporte consta de dos ménsulas donde se alojará el eje de la rueda seleccionada, no

consideramos el peso propio de cada rueda por ser un peso muy pequeño y despreciable y no alterará considerablemente el resultado final.

El material a utilizar será el acero estructural A-36 (Vera tabla 1, Anexo 2)

$$S_y = 250 \text{ MPA} = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{f_s}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{250 \text{ N/mm}^2}{F_s}$$

La carga que va a soportar cada placa es la reacción del punto A, obtenido del diagrama de corte y momento del perno utilizado como pasador (328.89 N).

El espesor de la placa, por disponibilidad en el mercado y estética se considera que debe ser de 6mm.

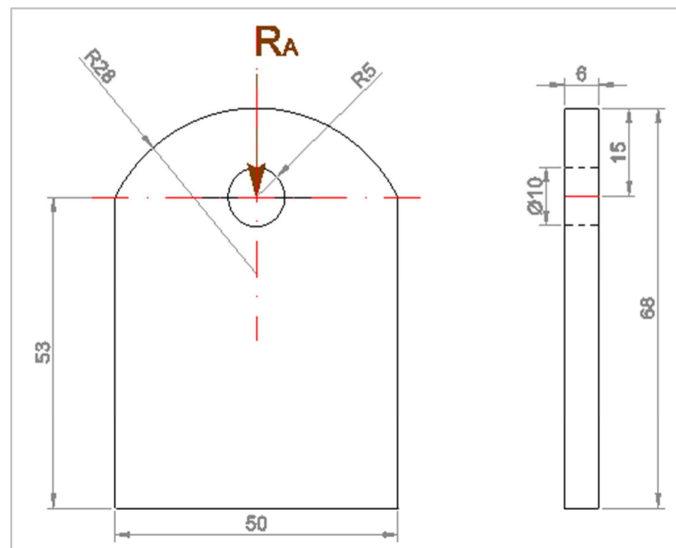


Figura 3.5: Detalle de soporte para rueda

$$R_A = 328.89 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{R_A}{\text{Área}}$$

$$\sigma = \frac{328.89 \text{ N}}{(50 * 6)\text{mm}^2}$$

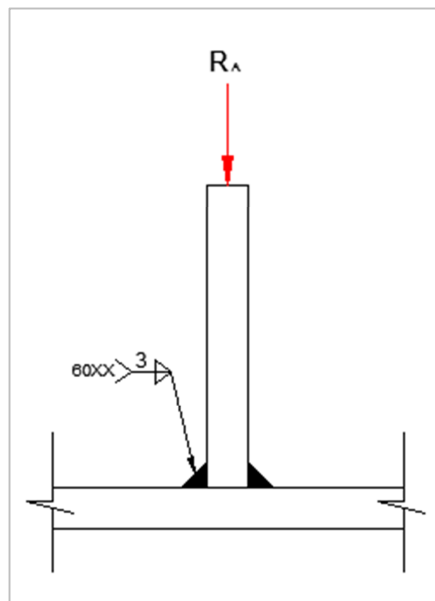
**Factor de seguridad real:**

$$\frac{250 \text{ N/mm}^2}{F_s} = \frac{328.89 \text{ N}}{(50 * 6)\text{mm}^2}$$

$$F_s = \frac{250 \text{ N/mm}^2 (300\text{mm}^2)}{328.89 \text{ N}}$$

$$F_s = 228.039$$

El cálculo del factor de seguridad real del soporte de la rueda muestra un valor alto, debido a que se aplica un peso relativamente pequeño y el material que se está utilizando tiene una capacidad de carga mucho mayor.



**Figura 3.6:** Detalle de soldadura en soporte

### **Esfuerzo cortante de soldadura a tope o de filete<sup>39</sup>**

$$\tau = \frac{R_A}{0.707 hl} \quad \text{Ecuación 3.14}$$

Donde:

$R_A$ : Reacción en Y en el punto A

$h$ : Longitud de la soldadura (100 mm)

$l$ : Ancho de la soldadura

### **Esfuerzo permisible de material<sup>40</sup>**

$$\tau = 0.4 S_y \quad \text{Ecuación 3.15}$$

Donde:

$S_y$ : Resistencia a la fluencia del material, Electrodo 60XX (Ver tabla 5, Anexo 2)

Entonces:

$$\tau = 0.4 (345 \text{ MPA})$$

$$\tau = 138 \text{ MPA} = 1407.186 \text{ Kgf/cm}^2$$

Se iguala la ecuación 3.14 con la ecuación 3.15

$$\tau = \frac{R_A}{0.707 hl}$$

---

<sup>39</sup> SHIGLEY, Richard G., "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, Mc Graw Hill, 2008, México, Pág. 472.

<sup>40</sup> SHIGLEY, Richard G., "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, Mc Graw Hill, 2008, México, Pág. 472.

$$l = \frac{R_A}{0.707 h \tau}$$

$$l = \frac{33.91 \text{kgf}}{0.707 (10 \text{ cm})(1407.186 \text{ Kgf/cm}^2)}$$

$$l = 0.03 \text{ cm}$$

Por cuestiones de estética se realizara un filete de 3 mm de ancho por 10 cm de longitud.

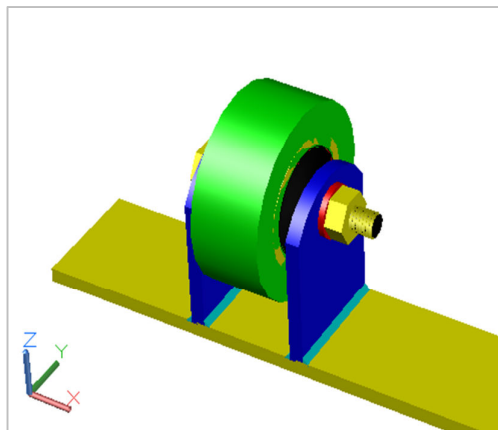


Figura 3.7: Esquema de rueda<sup>41</sup>

### 3.3.2 Cálculo de la potencia del motoreductor

Una vez definido el plato giratorio y las ruedas de apoyo, se podrá calcular la potencia necesaria para que pueda girar el producto constantemente, para determinarla es necesario encontrar la potencia para vencer la inercia de la plataforma y la potencia debido a la fricción entre las ruedas de apoyo (fabricadas en poliuretano) y el plato giratorio.

Datos iniciales:

$$w = 14 \text{ rpm} = 1.46 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

<sup>41</sup> Esquema de rueda, elaborada en software AutoCad 2014, por el autor.



La plataforma cargada empezará a moverse desde el reposo  $w_0 = 0 \text{ rpm}$  hasta alcanzar la velocidad de diseño, pudiendo el producto deslizarse por el repentino movimiento, se considera que este cambio de velocidad se realice en un intervalo de 3 seg.

### 3.3.2.1 Aceleración angular

$$\alpha = \frac{\Delta w}{t} \quad \text{Ecuación 3.16}$$

Donde:

$\Delta w$ : Variación de la velocidad angular

$t$ : Tiempo

Entonces:

$$\alpha = \frac{1.46 \text{ rad/seg}}{3 \text{ seg.}}$$

$$\alpha = 0.4866 \text{ rad/seg}^2$$

### 3.3.2.2 Características del plato giratorio

#### Peso total del plato

$$Peso_{Total} = Peso_{Plato} + Peso_{Producto}$$

$$Peso_{Total} = 37.03 \text{ Kg} + 500 \text{ Kg} = 537.03 \text{ Kg}$$

#### Inercia del plato (Ver tabla 3, Anexo 2)

$$I_z = \frac{1}{2} mR^2 \quad \text{Ecuación 3.17}$$

$$I_z = \frac{1}{2}(37.03Kg)(0.5m)^2$$

$$I_z = 4.62 \text{ kg.m}^2$$

### 3.3.2.3 Características del producto

#### **Peso del producto:**

$$Peso_{Producto} = 500 \text{ Kg}$$

#### **Inercia del producto:**

Se asume que la carga tiene una forma típica de un cilindro, según las características de diseño de la máquina la altura del producto no deberá exceder la altura de  $1.5 \text{ m}$ , calculamos utilizando la ecuación 3.17

$$I_z = \frac{1}{2}mR^2$$

$$I_z = \frac{1}{2}(500kg)(0.5m)^2$$

$$I_z = 125 \text{ Kg m}^2$$

### 3.3.2.4 Potencia para vencer la inercia

#### **Inercia total**

$$I_{Total} = I_{plato} + I_{producto}$$

$$I_{Total} = 4.62 \text{ kg.m}^2 + 125 \text{ kg.m}^2$$

$$I_{Total} = 129.62 \text{ kg.m}^2$$

### **Torque requerido<sup>42</sup>**

$$T_1 = I_{Total} \cdot \alpha$$

Ecuación 3.18

Donde:

$I_{Total}$ : Inercia total

$\alpha$ : Aceleración angular

Entonces:

$$T_1 = 129.62 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \times 0.4866 \text{ rad/seg}^2$$

$$T_1 = 63.07 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### **Potencia requerida<sup>43</sup>**

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot \omega}{9550}$$

Ecuación 3.19

Donde:

$T_1$ : Torque requerido

$\omega$ : Velocidad angular

Entonces:

$$P_1 = \frac{63.07 \text{ N} \cdot \text{m} \times 14 \text{ rpm}}{9550}$$

$$P_1 = 0.0924 \text{ Kw}$$

---

<sup>42</sup> MERIAM J. L / KRAIGE L.G., “*Dinámica*”, Tercera Edición, Pág. 361.

<sup>43</sup> ROLDAN, José, “*Prontuario de Mecánica Industrial Aplicada*”, Editorial Paraninfo, Pág.168.

### 3.3.2.5 Potencia para vencer el rozamiento

Fuerza en cada rueda

$$F_c = 67.12 \text{ Kg} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 657.77 \text{ N}$$

Coefficiente de resistencia a la rodadura poliuretano – acero

Material de rodadura	Material del suelo	Coefficiente de resistencia a la rodadura
Hierro forjado	Acero	0.019
Hierro fundido	Acero	0.021
Goma dura	Acero	0.303
Poliuretano	Acero	0.030-0.057
Nylon	Acero	0.027

Tabla 3.2: Tabla de coeficientes de resistencia a la rodadura<sup>44</sup>

Para el cálculo consideramos un valor promedio de  $\mu_{Pol-acero} = 0.04$

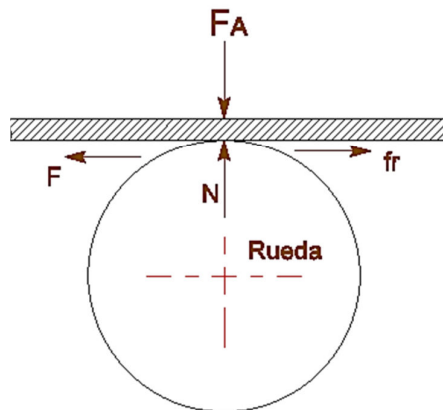


Figura 3.8: Diagrama de cuerpo libre Rueda y Plato giratorio

$$\sum F_y = 0$$

<sup>44</sup> <http://www.plantengineering.com/single-article/calculating-proper-rolling-resistance-a-safer-move-for-material-handling/82fa156f91ea516c6b08be3bc595db65.html>

$$F_c - N = 0$$

$$N = 657.77 \text{ N } \uparrow$$

$$\sum F_x = 0$$

$$Fr - F = 0$$

$$F = Fr$$

$$F = N \cdot \mu_{\text{pol-acero}}$$

$$F = 657.77 \text{ N} \times 0.04$$

$$F = 26.31 \text{ N}$$

### **Torque necesario**

Se necesita una fuerza de  $F = 26.31 \text{ N}$  en cada rueda para poder mover la carga, venciendo la fricción entre las ruedas y el plato. Posteriormente se calcula el torque en cada rueda según la ubicación que tenga cada una de estas.

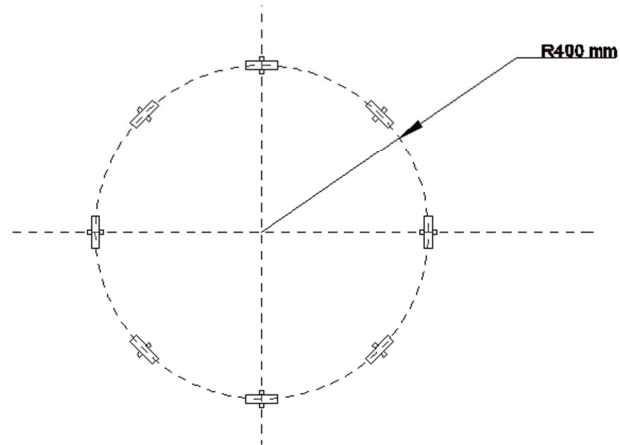


Figura 3.9: Ubicación de ruedas de apoyo

### Torque requerido

$$T_2 = F \cdot r$$

$$T_2 = 26 \text{ N} \times 0.4 \text{ m}$$

$$T_2 = 10.52 \text{ N m}$$

### Torque para vencer el rozamiento

$$T_3 = \# \text{ ruedas} \times T_2$$

$$T_3 = 8(10.52 \text{ Nm})$$

$$T_3 = 84.192 \text{ N.m}$$

### Potencia necesaria (Ecuación 3.19)

$$P_2 = \frac{T_3 \cdot \omega}{9550}$$

$$P_2 = \frac{84.192 \text{ N.m} \times 14 \text{ rpm}}{9550}$$

$$P_2 = 0.1234 \text{ Kw}$$

### **Potencia total**

$$P_{Total} = P_1 + P_2$$

$$P_{Total} = 0.0924 \text{ Kw} + 0.1234 \text{ Kw}$$

$$P_{Total} = 0.2158 \text{ Kw}$$

$$1 \text{ HP} = 0.746 \text{ Kw}$$

$$P_{Total} = 0.289 \text{ HP}$$

Por vibraciones prolongadas, horas de operación, instalaciones eléctricas, arranques, consideramos un factor de servicio 1.5

$$P_{Total} = 0.289 \text{ HP} \times 1.5$$

$$P_{Total} = 0.432 \text{ HP}$$

### **3.3.2.6 Selección del motoreductor**

Para seleccionar el motoreductor adecuado, debemos considerar los siguientes datos:

Potencia:

$$P_{Total} = 0.432 \text{ HP}$$

Torque necesario:

$$T_l = 63.07 \text{ N.m} \quad (\text{Torque para vencer la inercia})$$

$$T_r = 84.192 \text{ N.m} \quad (\text{Torque para vencer el rozamiento})$$

$$T_{Total} = 63.07 \text{ N.m} + 84.192 \text{ N.m}$$

$$T_{Total} = 147.262 \text{ N.m}$$

Velocidad angular de salida:

$$w = 14 \frac{rev}{min}$$

En el mercado no se encuentra un motoreductor con la potencia específica obtenida, existen motoredutores con potencias estandarizadas, por lo que se selecciona un motoreductor de 0.5 HP marca VARVEL, modelo MTA71-60. (Ver tabla 6, Anexo 2)



Figura 3.10: Motoreductor ortogonal Varvel

Características Motorreductor Varvel - 0.5 HP					
Modelo	min-1	i	Nm	SF	Kg
MTA71/60	15	95	168	1.4	16

Tabla 3.3: Características del motoreductor Varvel<sup>45</sup>

### 3.3.3 Selección elementos de transmisión de potencia

La transmisión de potencias a través de cadenas; una cadena es un elemento de transmisión de potencia formado por una serie de eslabones unidos con pernos, este diseño permite tener flexibilidad y permite además que la cadena transmita grandes fuerzas de tensión.

<sup>45</sup> Catalogo motoredutores ortogonales Varvel, Página web: [www.varvel.com.mx](http://www.varvel.com.mx)



Cuando se transmite entre ejes giratorios, la cadena entra en ruedas dentadas correspondientes llamadas catarinas, el tipo de cadena más común es la cadena de rodillos, en la que el rodillo cae sobre cada perno permitiendo tener una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las catarinas.<sup>46</sup>

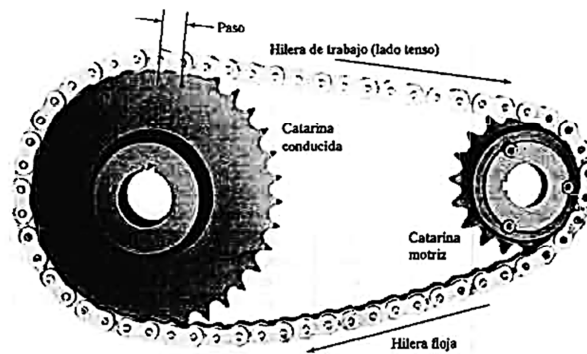


Figura 3.11: Transmisión por cadena de rodillos

### 3.3.3.1 Selección de la catarina.

Datos:

Potencia transmitida: *0.5 HP*

Velocidad del motor: *15 rpm*

De las tablas adjuntas (Tabla 7, Anexo 2) seleccionamos el paso de la cadena.

<sup>46</sup> MOTT, Robert L., "Diseño de Elementos de Máquina", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México Pág. 283.

Capacidad en HP - Cadena simple de rodillos No. 60 - Paso 0.750"			
No. Dientes	RPM		
	10	15	25
19	0.33	0.483	0.79
20	0.34	<b>0.503</b>	0.83
21	0.36	0.530	0.87
22	0.38	0.557	0.91

Tabla 3.4: Tabla de selección de la cadena<sup>47</sup>

Para una sola hilera, la cadena No. 60, con paso  $p=0.750''$ , es la más adecuada, con una catarina de 20 dientes, la capacidad es 0.503 HP, a 15 rpm ; necesita lubricación tipo A (Manual o por goteo), estos valores son obtenidos realizando una interpolación en la tabla 3.4

### 3.3.3.1.1 Relación de transmisión

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Ecuación 3.20}$$

Donde:

$i$  = Relación de transmisión

$n_1$  = Revoluciones por minuto catarina conductora.

$n_2$  = Revoluciones por minuto catarina conducida.

Entonces:

$$i = \frac{15 \text{ rpm}}{14 \text{ rpm}} = 1.07$$

<sup>47</sup> MOTT, Robert L, " *Diseño de Elementos de Máquina* ", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México Pág. 288.

### 3.3.3.1.2 Número de dientes catarina conducida

$$N_2 = N_1 \cdot i \quad \text{Ecuación 3.21}$$

Donde:

$N_1$  = Número de dientes catarina conductora

$N_2$  = Número de dientes catarina conducida

$i$  = Relación de transmisión

Entonces:

$$N_2 = 20 \times 1.07$$

$$N_2 = 21.4$$

Se empleará  $N_2 = 21$  dientes

### 3.3.3.1.3 Diámetros de paso de las catarinas<sup>48</sup>

$$D = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/N)} \quad \text{Ecuación 3.22}$$

Donde:

D: Diámetro de la Catarina

$p$ : Paso

N: Número de dientes

---

<sup>48</sup> MOTT, Robert L., " *Diseño de Elementos de Máquina* ", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México Pág. 291.

Entonces:

Catarina conductora

$$D_1 = \frac{0.75 \text{ plg}}{\text{sen}(180^\circ / 20)}$$

$$D_1 = 4.79 \text{ plg}$$

Catarina conducida

$$D_2 = \frac{0.75 \text{ plg}}{\text{sen}(180^\circ / 21)}$$

$$D_2 = 5.03 \text{ plg}$$

#### 3.3.3.1.4 Longitud necesaria de la cadena<sup>49</sup>

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

Ecuación 3.23

Donde:

$L$ : Longitud de la cadena, en pasos

$C$ : Distancia entre centros, en pasos

$N_1$  = Número de dientes catarina conductora

$N_2$  = Número de dientes catarina conducida

---

<sup>49</sup> MOTT, Robert L., " *Diseño de Elementos de Máquina* ", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México Pág. 290.

Se recomienda que las distancias entre ejes  $C$  de las catarinas debe ser de 30 a 50 pasos de cadena, usamos un valor máximo recomendado de 50 pasos, para tener un mayor espacio de trabajo entra el plato giratorio y la torre portafilm.

Entonces:

$$L = 2(50) + \frac{(21 + 20)}{2} + \frac{(21 - 20)^2}{4\pi^2(50)}$$

$$L = 120.50 \text{ pasos}$$

### 3.3.3.1.5 Distancia teórica entre centros<sup>50</sup>

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \left[ \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2} \right]} \right] \quad \text{Ecuación 3.24}$$

Donde:

$C$ : Distancia teórica entre centros, en pasos.

$L$ : Longitud de la cadena, en pasos.

$N_1$ : Número de dientes catarina conductora

$N_2$ : Número de dientes catarina conducida

Entonces:

$$C = \frac{1}{4} \left[ 120.50 - \frac{21 + 20}{2} + \sqrt{\left[ 120.50 - \frac{21 + 20}{2} \right]^2 - \left[ \frac{8(21 - 20)^2}{4\pi^2} \right]} \right]$$

$$C = 49.99 \text{ pasos} = 50(0.75plg) = 37.50 \text{ plg}$$

<sup>50</sup> MOTT, Robert L., "Diseño de Elementos de Máquina", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México Pág. 291.

### 3.3.3.1.6 Resumen de los elementos de transmisión

<b>Cadena:</b>	Número 60, $\frac{3}{4}$ " de paso.
<b>Longitud:</b>	120.50 pasos = 90.375 plg = 229.55 cm
<b>Distancia entre centros:</b>	50 pasos = 37.50 plg = 95.25 cm
<b>Catarina conductora:</b>	Hilera simple, número 60, $\frac{3}{4}$ " de paso, 20 dientes, diámetro 4.79 " = 12.66 cm.
<b>Catarinas conducida:</b>	Hilera simple, número 60, $\frac{3}{4}$ " de paso, 21 dientes, diámetro 5.03 " = 12.77 cm.

### 3.3.3.2 Cálculo de las fuerzas en las catarinas

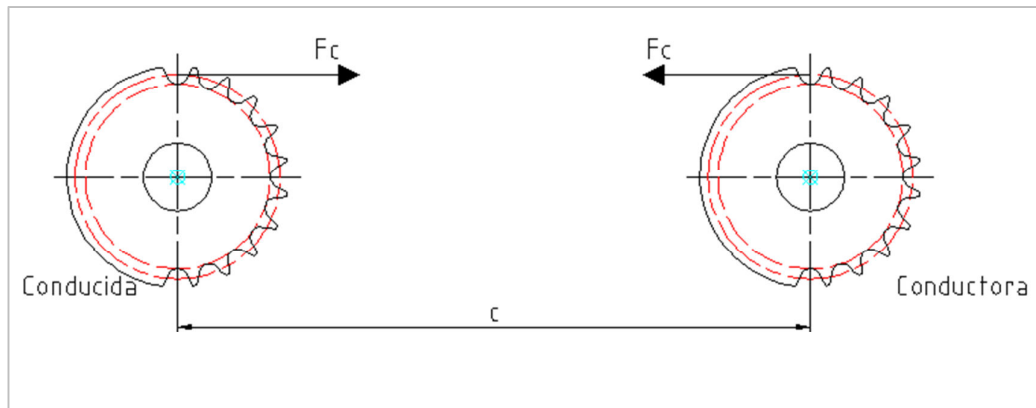


Figura 3.12: Fuerza ejercida por la catarina

### Fuerzas sobre las catarinas de cadena<sup>51</sup>

$$F_C = \frac{T_A}{D_A/2} \quad \text{Ecuación 3.25}$$

<sup>51</sup> MOTT, Robert L., "Diseño de Elementos de Máquina", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México Pág. 538.

Donde:

$T_A$ : Torque para vencer la inercia y el rozamiento (147.262 Nm)

$D_A$ : Diámetro de la catarina conducida

Entonces:

$$F_C = \frac{T_A \times 2}{D_A} = \frac{147.262 \text{ N.m} \times 2}{0.1277 \text{ m}} = 2306.37 \text{ N}$$

### 3.3.4 Diseño del eje

El eje vertical que detalla la figura, es el que transmite el movimiento al plato giratorio por medio de una catarina instalada en este.

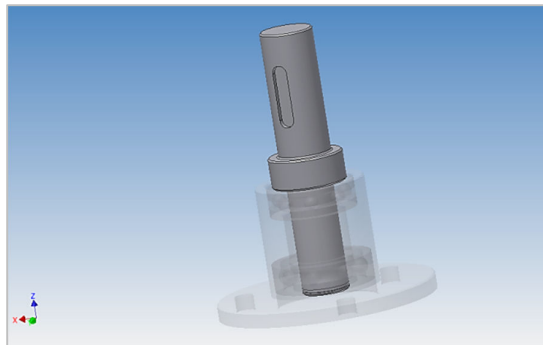


Figura 3.13: Esquema de eje de transmisión del plato giratorio<sup>52</sup>

Para el diseño del eje de transmisión se necesita calcular la carga que va a mover con la ayuda de una catarina.

---

<sup>52</sup> Esquema de eje de transmisión del plato giratorio, elaborado en software Autodesk Inventor Pro 2014, por el autor.

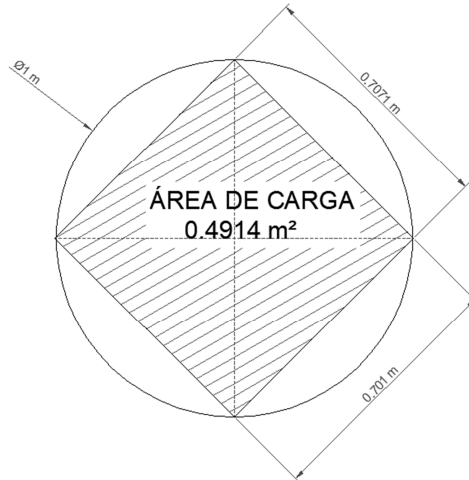


Figura 3.14: Área de carga para selección de perfil

### 3.3.4.1 Cálculo de la carga distribuida

$$W_A = \frac{W_{Total}}{A_c} \quad \text{Ecuación 3.26}$$

Donde:

$W_A$ : Peso por área

$W_{Total}$ : Peso total= 537.03 Kg

$A_c$ : Área de carga= 0.4914 m<sup>2</sup>

Entonces:

$$W_A = \frac{537.03 \text{ kgf}}{0.4914 \text{ m}^2}$$

$$W_A = 1092.85 \text{ Kgf/m}^2$$



### 3.3.4.2 Cálculo del peso lineal

$$W_L = W_A \cdot L$$

Ecuación 3.27

Donde:

$W_L$ : Peso lineal

$W_A$ : Peso por área = 1092.85 Kg/m<sup>2</sup>

$L$ : Longitud = 0.80 m

Entonces:

$$W_L = 1092.85 \text{ Kg/m}^2 \times 0.80 \text{ m}$$

$$W_L = 874.28 \text{ Kg/m}$$

El eje también tiene que soportar una carga axial producida por el plato giratorio y el producto a envolverse, se procede a calcular la reacción que tiene el eje considerando el plato como una viga estáticamente indeterminada.

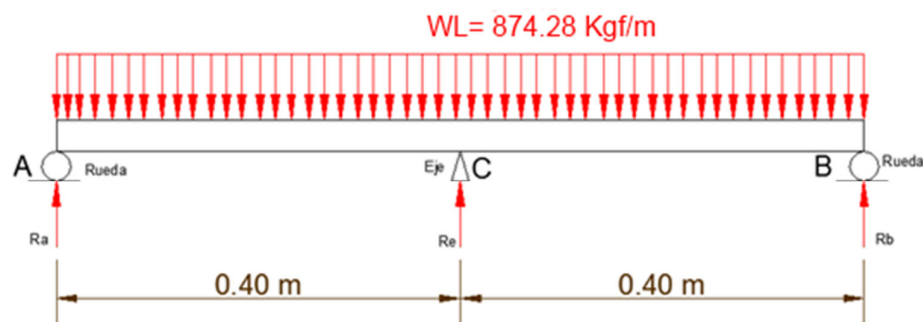


Figura 3.15: Esquema de eje de transmisión del plato giratorio

Cálculo de las reacciones: (Ver tabla 8, Anexo 2)

$$Ra = Rb = \frac{3qL}{8} \quad \text{Ecuación 3.28}$$

$$Re = \frac{5qL}{4} \quad \text{Ecuación 3.29}$$

Donde:

$q$ : Carga distribuida

$L$ : Longitud de la viga

Entonces:

$$Ra = Rb = \frac{3(874.28 \frac{Kg}{m})(0.40m)}{8} = 131.14 \text{ Kg}f = 1285.19 \text{ N}$$

$$Re = \frac{5(874.28 \frac{Kg}{m})(0.40m)}{4} = 437.14 \text{ Kg}f = 4283.972 \text{ N}$$

En la figura 3.16 se observa, las características geométricas como los escalonamientos, chavetero y ranura para instalación de una vincha.

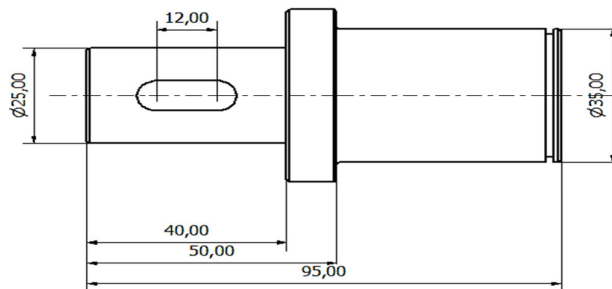


Figura 3.16: Detalle eje de transmisión del plato giratorio

En la figura 3.17 se observa la fuerza y reacciones que se encuentran presentes en el eje.

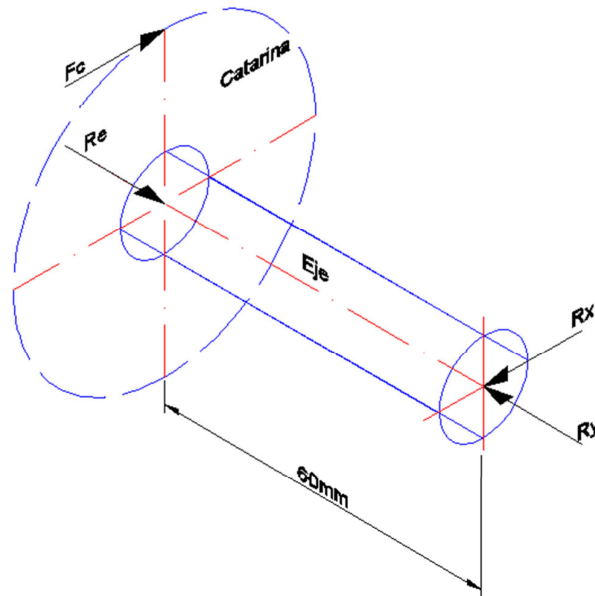


Figura 3.17: Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión

Fuerza tangencial de la catarina:

$$F_c = 2306.04 \text{ N}$$

Fuerza del producto sobre plato giratorio:

$$R_e = 4283.972 \text{ N}$$

Para el cálculo de las reacciones y momento sobre el eje en el plano X-Y, se considera como una viga en voladizo.

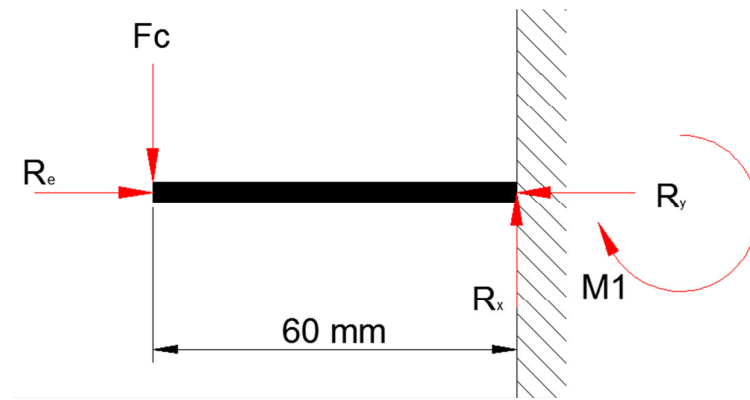


Figura 3.18: Diagrama de fuerzas plano X-Y

$$\sum F_y = 0$$

$$R_e - R_y = 0$$

$$R_y = R_e$$

$$R_y = 4283.972 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_c - R_x = 0$$

$$R_x = F_c$$

$$R_x = 2306.24 \text{ N}$$

$$\sum M_{Rx} = 0$$

$$M1 + Fc(60 \text{ mm}) = 0$$

$$M1 = -(2306.24 \text{ N})(60 \text{ mm})$$

$$M1 = -138374.40 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Comprobación de cálculos realizados:

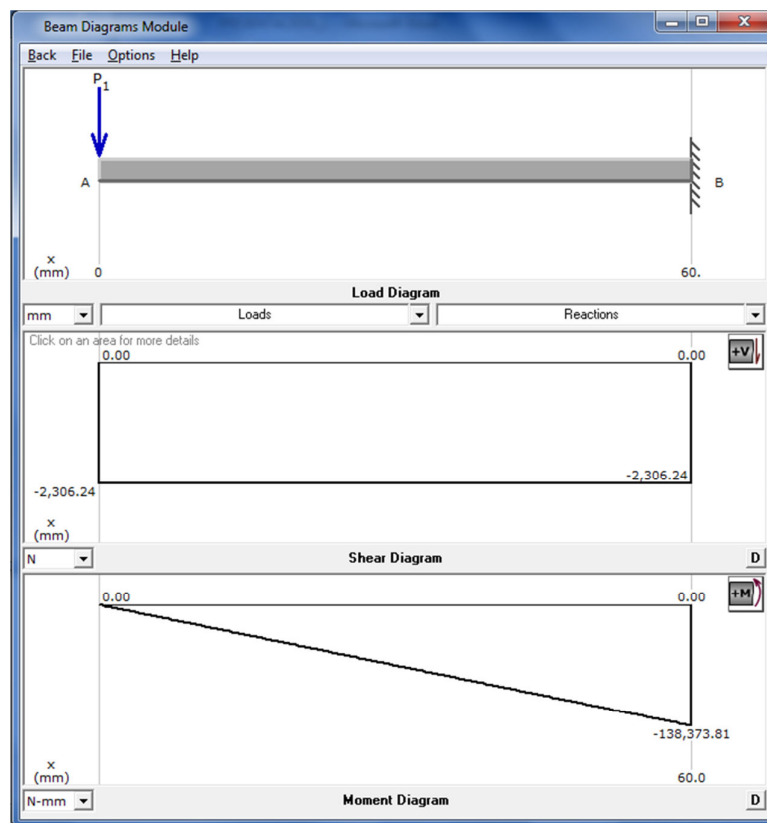
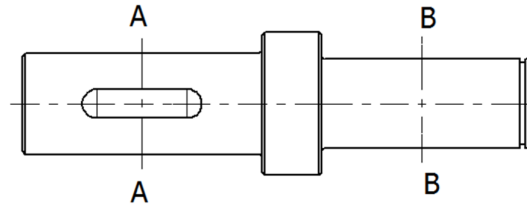


Figura 3.19: Diagrama de corte y momento del eje – Plano XY<sup>53</sup>

En la figura 3.19 se observa las secciones más críticas con las que cuenta el eje y con las cuales se procede a calcular el diámetro mínimo requerido.

<sup>53</sup> Diagrama de corte y momento del eje – Plano XY, Realizado en Software MDsolids V3.5, Mechanics of Deformable Solids Software, por el autor.



**Figura 3.20:** Secciones críticas del eje

El material para construir el eje está diseñado con un acero SAE-1018, cuyas propiedades son:<sup>54</sup>

$$S_y = 341 \text{ MPA} = 49.5 \text{ KSI}$$

$$S_{ut} = 628 \text{ MPA} = 91.1 \text{ KSI}$$

**Resistencia a la fatiga real estimada (Ecuación 3.11)**

$$S'_n = S_n(C_m)(C_{sf})(C_R)(C_S)$$

$S_n$ : Resistencia a la fatiga modificada (Ver Tabla 4a, Anexo 2)

$$S_n = 35 \text{ KSI (Maquinado)}$$

$C_m$ : Factor de material (Ver tabla 4b, Anexo 2)

$$C_m = 0.80$$

$C_{sf}$ : Factor de tipo de esfuerzo (Ver tabla 4c, Anexo 2)

$$C_{sf} = 0.8 \text{ (Carga Axial)}$$

$C_R$ : Factor de confiabilidad (Ver anexo 2, Tabla 5d)

$$C_R = 0.81 \text{ Confiabilidad } 0.99 \text{ (Ver tabla 4d, Anexo 2)}$$

<sup>54</sup> SHIGLEY, Richards G. Budynas, " *Diseño en Ingeniería Mecánica* ", 8va Edición, Mc Graw Hill, 2006, México, Pág. 1023.

$C_s$ : Factor de tamaño (Ver tabla 4e, Anexo 2)

$$C_s = 0.9155$$

Entonces:

$$S'_n = 35Ksi * 0.8 * 0.8 * 0.81 * 0.9155$$

$$S'_n = 16.61 Ksi = 11.45 \times 10^7 N/m^2$$

### Sección A-A

En el punto A se produce tensión en el eje, el momento flexionante en A es cero, porque hay un extremo libre del eje, se calcula el diámetro requerido mediante solo el termino de torsión.

Diámetro requerido del eje<sup>55</sup>

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación 3.30}$$

Donde:

$N$ : Factor de diseño<sup>56</sup>

$$N=2$$

$K_t$ : Factor de concentración de esfuerzos<sup>57</sup>

$$K_t = 2 \text{ (Cuñero de perfil)}$$

---

<sup>55</sup> MOTT Robert L., "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 548.

<sup>56</sup> MOTT Robert L., "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 546.

<sup>57</sup> MOTT Robert L., "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 541.

$M$ : Momento flector

$M=0$  (Sección A-A)

$S'_n$ : Resistencia a la fatiga real estimada

$$S'_n = 11.45 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

$T$ : Par torsional en el eje

$T_A = 147.262 \text{ N.m}$  (Torque para vencer la inercia y el rozamiento de la carga)

$S_y$ : Esfuerzo de fluencia

$$S_y = 341 \text{ MPA} = 341 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

La sección analizada tiene momento flector  $M=0$ , por lo que la ecuación 3.30 queda de la siguiente manera.

$$D_1 = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left[ \frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_1 = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left[ \frac{147.262 \text{ Nm}}{341 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_1 = 0.01966 \text{ m} = 19.66 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo requerido es mayor al propuesto inicialmente, por lo tanto cumple con las exigencias y parámetros establecidos en el diseño.



## Sección B-B

Esta sección cuenta con dos rodamientos, uno axial que soporta la carga ejercida por el producto y el plato giratorio, y otro de tipo radial que permitirá el giro.

En la parte izquierda tiene un chaflán.

$$D_2 = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

Donde:

$$N=2$$

$$K_t = 1.5 \text{ (chaflán)}$$

$$M=138374.40 \text{ N.mm} = 138.374 \text{ Nm}$$

$$S'_n = 11.45 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$T_A = 147.262 \text{ N.m} \text{ (Torque para vencer la inercia y el rozamiento de la carga)}$$

$$S_y = 341 \text{ MPA} = 341 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Entonces:

$$D_2 = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{(1.5)(138.374 \text{ N.m})}{11.45 \times 10^7 \text{ N/m}^2} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{147.262 \text{ N.m}}{341 \times 10^6 \text{ N/m}^2} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_2 = 0.03353 \text{ m} = 33.53 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo requerido es mayor al propuesto inicialmente, por lo tanto cumple con las exigencias y parámetros establecidos en el diseño.

### 3.3.5 Selección de rodamientos

El propósito de un cojinete es soportar una carga y al mismo tiempo permitir el movimiento relativo entre dos elementos de una máquina. El término con contacto de rodadura se refiere a una gran variedad de cojinetes llamados rodamientos, los cuales usan bolas esféricas o algún otro tipo de rodillos entre los elementos estacionarios y móviles. El tipo más común de cojinete soporta un eje rotatorio y resiste cargas puramente radiales, o una combinación de cargas radiales y axiales. Algunos cojinetes o rodamientos están diseñados para soportar solamente cargas de empuje. La mayoría de los cojinetes se usan en aplicaciones que involucran rotación, pero hay algunos que se usan en aplicaciones de movimiento lineal.<sup>58</sup>

#### 3.3.5.1 Rodamiento axial o de empuje

La mayoría de rodamientos de carga axial puede tomar poca o ninguna carga radial, en este caso la selección depende solo de la magnitud de la carga de empuje y de la duración de diseño. El rodamiento axial de bolas, tiene un ángulo de contacto de  $90^\circ$ , soporta carga axial de un eje en un solo sentido.



Figura 3.21: Rodamiento axial

---

<sup>58</sup> MOTT Robert L., “*Diseño de Elementos de Máquinas*”, 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 598.

### 3.3.5.1.1 Selección del rodamiento

Reacción en Y del eje

$$R_e = F_a = 4.283 \text{ KN}$$

Reacción en X del eje

$$R_y = F_r = 2306.24 \text{ N}$$

En rodamientos de empuje se selecciona con la siguiente expresión.

$$P_0 = 2.3 * \text{Tan } \alpha * F_r + F_a \quad \text{Ecuación 3.31}$$

$P_0$ : Carga estática equivalente

$\alpha$ : Ángulo de contacto del rodamiento

$F_r$ : Carga radial

$F_a$ : Carga axial

Entonces:

$$P_0 = 2.3 * \text{Tan } (0) * 2306.24 \text{ N} + 4.283 \text{ KN}$$

$$P_0 = 4.283 \text{ KN}$$

Coefficiente de seguridad estática

$$C_0 = S_0 P_0 \quad \text{Ecuación 3.32}$$

Donde:

$C_0$ : Coeficiente de seguridad estática [N]

$S_0$ : Factor de seguridad estática = 1 (Ver tabla 9, Anexo 2)

$P_0$ : Carga estática equivalente

Entonces:

$$C_0 = (1) * (4.283 \text{ KN})$$

$$C_0 = 4.283 \text{ KN}$$

Con el valor obtenido de  $C_0$  y considerando el diámetro del eje, se selecciona en el catalogo SKF

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	H	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad		
mm			C	$C_0$	rpm		kg	-
30	47	11	19	43	6000	8500	0,069	51106
30	52	16	25,5	51	4800	6700	0,13	51206
30	60	21	37,7	71	3800	5300	0,26	51306
30	70	28	72,8	137	3000	4300	0,52	51406
<b>35</b>	<b>52</b>	<b>12</b>	<b>19,9</b>	<b>51</b>	<b>5600</b>	<b>7500</b>	<b>0,08</b>	<b>51107</b>
35	62	18	35,1	73,5	4000	5600	0,22	51207
35	68	24	49,4	96,5	3200	4500	0,39	51307
35	80	32	87,1	170	2600	3800	0,74	51407
40	60	13	26	63	5000	7000	0,12	51108
40	68	19	46,8	106	3800	5300	0,27	51208
40	78	26	61,8	122	3000	4300	0,53	51308
40	90	36	112	224	2400	3400	1,1	51408

Figura 3.22: Selección del rodamiento axial<sup>59</sup>

Se selecciona un rodamiento de tipo axial con  $C_0$  : 51 KN, que cumple con las exigencias del diseño y un diámetro interior de 35 mm que encaja en la sección de eje diseñado anteriormente, en la figura 3.23 se observa las características del rodamiento.

<sup>59</sup> Catalogo virtual SKF, Pagina web: <http://www.skf.com/>

## Rodamientos axiales de bolas de simple efecto

[Tolerancias , ver texto](#)  
[Ajustes recomendados](#)  
[Tolerancias de ejes y soportes](#)

[Cálculo](#) | [Modelo CAD](#) | [Vista en 3D](#) | [Export as PDF](#) | [Imprimir](#)  
[Contactar](#) | [Buscar un distribuidor](#) | [Sistema en pulgadas \(británico\)](#) | [Sistema métrico](#) | [Ver tabla completa](#)

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	H	C	estática $C_0$	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	kg	-
mm			kN		rpm			
35	52	12	19,9	51	5600	7500	0,08	51107

Figura 3.23: Parámetros del rodamiento seleccionado<sup>60</sup>

### 3.3.5.2 Rodamiento radial

Las cargas radiales actúan hacia el centro del cojinete, a lo largo de un radio, esas cargas son comunes a las que causan los elementos de transmisión de potencia, como los engranajes rectos, poleas para bandas en V y las transmisiones por cadena en los ejes.



Figura 3.24: Rodamiento radial<sup>61</sup>

<sup>60</sup> Catalogo virtual SKF, Pagina web: <http://www.skf.com/>

<sup>61</sup> <http://www.skf.com/>

### 3.3.5.2.1 Selección del rodamiento

$$F_a = 4.283 \text{ KN}$$

$$F_r = 2.306 \text{ KN}$$

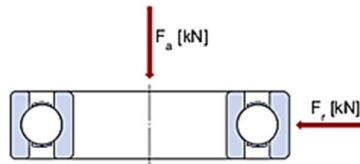


Figura 3.25: Diagrama de fuerzas sobre el rodamiento

Carga estática equivalente

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad \text{Ecuación 3.33}$$

$F_r$ : Carga radial

$F_a$ : Carga axial

$X_0$ : Factor radial estático = 1 (Ver tabla 11, Anexo 2)

$Y_0$ : Factor axial estático = 0.5 (Ver tabla 11, Anexo 2)

Entonces:

$$P_0 = 1 * (2.306 \text{ KN}) + 0.5(4.283 \text{ KN})$$

$$P_0 = 4.44 \text{ KN}$$

Coefficiente de seguridad estática (Ecuación 3.32)

$$C_0 = S_0 P_0$$

$$C_0 = 1 * 4.44 \text{ KN}$$

Con el valor obtenido de  $C_0$  y considerando el diámetro del eje, se selecciona en el catálogo SKF, en la figura 3.26

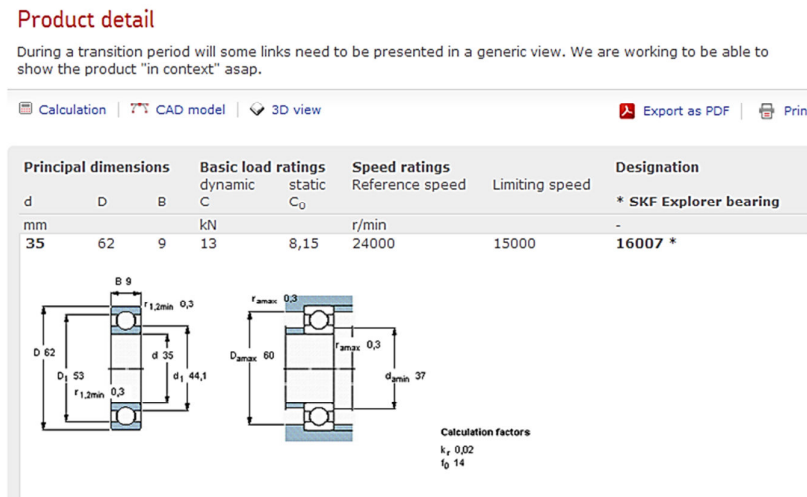


Figura 3.26: Detalle de rodamiento seleccionado<sup>62</sup>

Se selecciona un rodamiento de tipo radial con  $C_0$  : 8.15 KN, que cumple con las exigencias del diseño y un diámetro interior de 35 mm que encaja en la sección del eje diseñado anteriormente.

### 3.3.6 Selección de la chaveta

Una chaveta o cuña es un componente de maquinaria que se instala en la interfaz entre un eje y el cubo de un elemento de transmisión de potencia con el objeto de transmitir par torsional. La cuña es desmontable para facilitar el ensamblado del sistema en el eje, se instala en una ranura axial, maquinada en el eje, llamada cuñero.

El material para la construcción de la chaveta, en general es de acero AISI 1020CD, que tiene un esfuerzo de fluencia de 205 MPa y un esfuerzo máximo 380 MPa.

La longitud del cubo es mayor que el diámetro del eje para que exista estabilidad

<sup>62</sup> Catálogo virtual SKF, Página web: <http://www.skf.com/>

### 3.3.6.1 Dimensiones de la chaveta y chavetero



Ø eje d mm desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		f <sub>1</sub> m/m	Tol. admisible (en altura)/m/m	Ø m/m desde-hasta	Tol. H-7 m/m
		d + t <sub>2</sub> m/m	Tol. admisible (en altura)/m/m	d + t <sub>2</sub> m/m	Tol. admisible (en altura)/m/m				
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-18	+0,018 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	d+3,4		d+2,8		4,7			
38-44	12x8	d+3,2	d+2,6	4,9					
44-50	14x9	d+3,6	d+2,9	5,5					
50-58	16x10	d+3,9	d+3,2	6,2					
58-65	18x11	d+4,3	d+3,5	6,8					
65-75	20x12	d+4,7	d+3,9	7,4					
75-85	22x14	d+5,6	d+4,8	8,5					
85-95	25x14	d+5,4	d+4,6	8,7					
95-110	28x16	d+6,2	d+5,4	9,9					
110-130	32x18	d+7,1	d+6,1	11,1					
130-150	36x20	d+7,9	d+6,9	12,3					
150-170	40x22	d+8,7	d+7,7	13,5					
170-200	45x25	d+9,9	d+8,9	15,3					
200-230	51x28	d+11,2	d+10,1	17					
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3					
260-290	63x32	d+12,6	d+11,5	19,6					

Tabla 3.5: Dimensiones de chavetas y chaveteros<sup>63</sup>

Según la tabla 3.5 y el diámetro del eje calculado anteriormente de 25 mm, indica que puede tener un lado entre 10 y 18 mm, al ancho total del cubo de la Catarina es de 25 mm, el largo de la chaveta sería de 18 mm con alojamientos de 4.1 mm

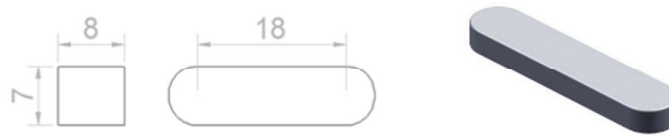


Figura 3.27: Dimensiones de la chaveta

<sup>63</sup> <http://www.cadarsa.es>



### 3.4 Diseño del carro portafilm

El carro porta-film o charriot, se encarga de alimentar constantemente el plástico estirable stretch film, cuando la mercadería este girando sobre el plato.

#### 3.4.1 Sistema de alimentación y pre-estiraje

Para aprovechar toda la capacidad de elongación del stretch film y tener el mayor rendimiento, se diseñara un sistema de pre-estirado, que es un proceso de estirar la película (stretch film) antes de aplicarla a la mercadería.

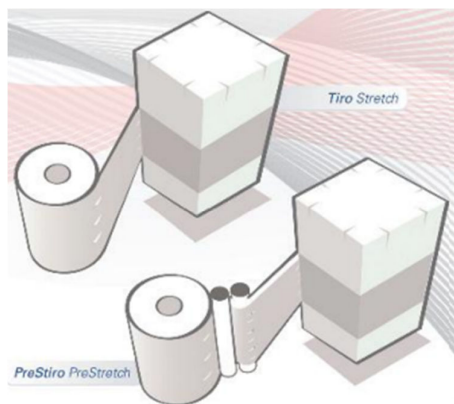


Figura 3.28: Esquema de Pre-Estiraje<sup>64</sup>

##### 3.4.1.1 Ventajas del pre-estirado

- El stretch film reduce los costos del consumible en comparación de una película (Stretch film) sin estirar como se lo realiza en la envoltura manual.
- El porcentaje de pre-estirado puede ser hasta el doble de una película no estirada.
- La película estirada busca volver a su forma original, ajustándose sobre la carga, consiguiendo mayor estabilidad de la misma.

<sup>64</sup> Esquema de pre-estiraje, Pagina web: <http://www.robopacenvolvedoras.com/>

Para obtener un pre-estirado a la salida del carro portafilm, se diseña e instala un sistema de freno mecánico, el freno actúa sobre el rodillo de goma el cual hará que gire a una velocidad menor que la del plato giratorio, estirando así la película.

### 3.4.2 Diseño del sistema de pre-estirado

#### 3.4.2.1 Tensión del stretch film

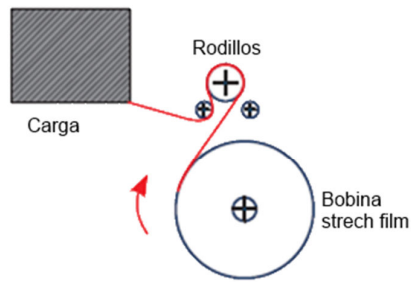
Es necesario analizar la tensión del stretch film con el fin de no exceder las tensiones, pudiendo romper el stretch film al arranque de la máquina, para este análisis partimos de las características típicas de stretch film.

Descripción	Unidad	Valor
Espesor	um	23.00
Tensión de pérdida de elasticidad	N/mm2	7.50
Tensión de ruptura	N/mm2	24.20
Elongación de ruptura	%	450.00
Pre-estiraje máximo	%	280-300
Ancho	mm	500.00
Diametro interno	mm	76.00
Diametro externo	mm	226.00
Peso aproximado	Kg	2.90

**Tabla 3.6:** Tabla de características del stretch film<sup>65</sup>

Para regular la tensión se utiliza tres rodillos por los cuales pasara el stretch film, donde uno de ellos tendrá recubrimiento de caucho y se instalara un freno mecánico para regular la tensión y el estiramiento que va desde 0% hasta 200% dependiendo el tipo de producto a envolver.

<sup>65</sup>Características del stretch film. Página web: <http://www.cyberpack.com.ar/film-stretch.html>



**Figura 3.29:** Esquema de rodillos de pre-estiraje

Se propone que el stretch film se estire un 200%, es decir que por cada metro del consumible se estirara 2 m de su longitud inicial, experimentalmente se obtuvo el resultado que se requiere una tensión de 3.5 Kg (34.35 N).

$$F = 34.35 \text{ N}$$

Además se calcula la velocidad angular que tendrá el rodillo tensor, al momento que la máquina está en operación

$$\frac{D}{d} = \frac{n_2}{n_1} \quad \text{Ecuación 3.34}$$

Donde:

$D$ : Diámetro del plato

$$D = 1 \text{ m (1000 mm)}$$

$d$ : Diámetro del rodillo

$$d = 24.5 \text{ mm}$$

$n_1$ : Revoluciones del plato giratorio

$$n_1 = 14 \text{ rpm}$$

$n_2$  = Revoluciones del rodillo

Entonces:

$$n_2 = \frac{D \times n_1}{d}$$

$$n_2 = \frac{(1000 \text{ mm}) \times (14 \text{ rpm})}{25.4 \text{ mm}}$$

$$n_2 = 551.18 \text{ rpm}$$

### 3.4.2.2 Diseño freno mecánico<sup>66</sup>

Se propone que el freno mecánico sea de tipo zapata larga, donde la fuerza  $W$  actúa sobre la palanca, que a su vez gira sobre el pivote, eso causa una fuerza normal entre la zapata y el tambor rotatorio. Se supone que la fuerza de fricción resultante actúa en dirección tangencial al tambor. La fuerza de fricción por el radio del tambor da el par torsional de fricción, que desacelera el tambor.

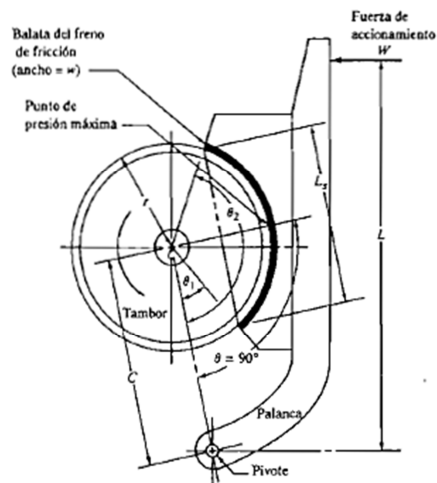


Figura 3.30: Freno mecánico de zapata larga<sup>67</sup>

<sup>66</sup> MOTT Robert L., "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 855.

<sup>67</sup> MOTT Robert L., "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 858.

Para el caso particular de nuestro diseño, se plantea diseñar un freno de zapata larga con valores tentativos de  $r=0.68$  plg,  $C= 1.5$  plg,  $L= 5$  plg,  $\theta_1=30^\circ$ ,  $\theta_2=150^\circ$

Par torsional de fricción

$$T_f = F \times r \quad \text{Ecuación 3.35}$$

Donde:

$F$ : Fuerza de tensión del stretch film = 34.35 N

$r$ : Radio del rodillo = 0.68 plg

Entonces:

$$T_f = 34.35 \text{ N} \times 0.01727 \text{ m}$$

$$T_f = 0.5932 \text{ Nm} = 5.25 \text{ lb} \cdot \text{plg}$$

También se utiliza como material de fricción un compuesto moldeado, con un coeficiente de fricción de  $f=0.25$  y una presión de  $p_{max}=150$  psi. (Ver Tabla 12, Anexo 2)

#### 3.4.2.2.1 Ancho necesario de la zapata<sup>68</sup>

$$w = \frac{T_f}{r^2 f p_{max} (\cos\theta_1 - \cos\theta_2)} \quad \text{Ecuación 3.36}$$

Donde:

$T_f$ : Par torsional de fricción = 5.25 Lb.plg

$r$ : Radio del tambor = 0.68 plg

---

<sup>68</sup> MOTT Robert L., "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 859.

$f =$  Coeficiente de fricción = 0.25

$p_{max}$ : Intervalo de presión = 150 PSI

$\theta$ : Ángulos de los extremos de la balata al con respecto al centro del tambor

Entonces:

$$w = \frac{5.25 \text{ Lb plg}}{(0.68 \text{ plg})^2 (0.25) (150 \text{ lb/pul}^2) (\cos 30^\circ - \cos 150^\circ)}$$

$$w = 0.1748 \text{ plg}$$

#### 3.4.2.2.2 Momento de la fuerza normal con respecto al pivote $M_N$ <sup>69</sup>

$$M_N = 0.25 p_{max} w r C [2(\theta_2 - \theta_1) - \text{sen} 2\theta_2 + \text{sen} 2\theta_1] \quad \text{Ecuación 3.37}$$

Donde:

$p_{max}$ : Intervalo de presión = 150 PSI

$w$ : Ancho necesario de la zapata = 0.1748 plg

$C$ : Distancia del pivote al centro del rodillo = 1.5 plg

$\theta$ : Ángulos de los extremos de la balata al con respecto al centro del tambor

$$\theta_2 - \theta_1 = 120^\circ = 2.09 \text{ rad}$$

Entonces:

$$M_N = 0.25 (150 \text{ lb/pul}^2) (0.1748 \text{ plg}) (0.68 \text{ plg}) (1.5 \text{ plg}) [2(2.09) - \text{sen} 300^\circ + \text{sen} 60^\circ]$$

---

<sup>69</sup> MOTT Robert L., "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 859.

$$M_N = 39.528 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

### 3.4.2.2.3 Momento de la fuerza de fricción sobre la zapata $M_f$ <sup>70</sup>

$$M_f = fp_{max}wr[r(\cos\theta_2 - \cos\theta_1) + 0.25C(\cos2\theta_2 - \cos2\theta_1)] \text{ Ecuación 3.38}$$

Donde:

$f$ : Coeficiente de fricción=0.25

$p_{max}$ : Intervalo de presión= 150 PSI

$w$ : Ancho necesario de la zapata=0.1748 plg

$r$ : Radio del tambor = 0.68 plg

$C$ : Distancia del pivote al centro del rodillo= 1.5 plg

$\theta$ : Ángulos de los extremos de la balata al con respecto al centro del tambor

Entonces:

$$M_f = (0.25)(150 \text{ lb/pul}^2)(0.1748 \text{ pulg})(0.68 \text{ plg})[0.68 \text{ plg}(\cos30^\circ - \cos150^\circ) + 0.25(1.5 \text{ plg})(\cos300^\circ - \cos60^\circ)]$$

$$M_f = 5.24 \text{ lb} \cdot \text{plg}$$

### 3.4.2.2.4 Fuerza necesaria $W$ <sup>71</sup>

$$W = \frac{(M_N - M_f)}{L} \text{ Ecuación 3.39}$$

<sup>70</sup> MOTT Robert L., "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 859.

<sup>71</sup> MOTT Robert L., "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 860.

Donde:

$M_N$ : Momento de la fuerza normal con respecto al pivote= 39.528 lb.plg

$M_f$ : Momento de la fuerza de fricción sobre la zapata = 5.24 lb.plg

$L$ : Longitud del pivote a la fuerza  $W = 5$  plg

Entonces:

$$W = \frac{(39.528 - 5.24)lb \text{ plg}}{5 \text{ plg}}$$

$$W = 6.85 \text{ lb} = 30.47N$$

#### 3.4.2.2.5 Potencia de fricción<sup>72</sup>

$$P_f = \frac{T_f n}{63000} \quad \text{Ecuación 3.40}$$

Donde:

$T_f$ : Par torsional de fricción = 5.25 lb.plg

$n$ : rpm del rodillo

Entonces:

$$P_f = \frac{5.25 \text{ lb} \cdot \text{plg} (551.18 \text{ rpm})}{63000}$$

$$P_f = 0.04593HP$$

---

<sup>72</sup> MOTT Robert L., "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 858.



### 3.4.2.2.6 Área proyectada de la zapata<sup>73</sup>

$$A = 2wr \operatorname{sen}[(\theta_2 - \theta_1)/2] \quad \text{Ecuación 3.41}$$

Donde:

$w$ : Ancho necesario de la zapata = 0.1748 plg

$r$ : Radio del tambor = 0.68 plg

$\theta$ : Ángulos de los extremos de la balata con respecto al centro del tambor

Entonces:

$$A = 2(0.1748 \text{ plg})(0.68 \text{ plg}) \operatorname{sen}[(120^\circ)/2]$$

$$A = 0.2058 \text{ plg}^2$$

### 3.4.2.2.7 Tasa de desgaste, $WR$ <sup>74</sup>

$$WR = P_f/A \quad \text{Ecuación 3.42}$$

Donde:

$P_f$ : Potencia de fricción = 0.04593HP

$A$ : Área proyectada de la zapata = 0.2058 plg<sup>2</sup>

Entonces:

$$WR = 0.0459HP/0.2058 \text{ plg}^2$$

$$WR = 0.00945 \text{ HP/plg}^2$$

---

<sup>73</sup> MOTT Robert L., “*Diseño de Elementos de Máquinas*”, 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 860.

<sup>74</sup> MOTT Robert L., “*Diseño de Elementos de Máquinas*”, 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 858.

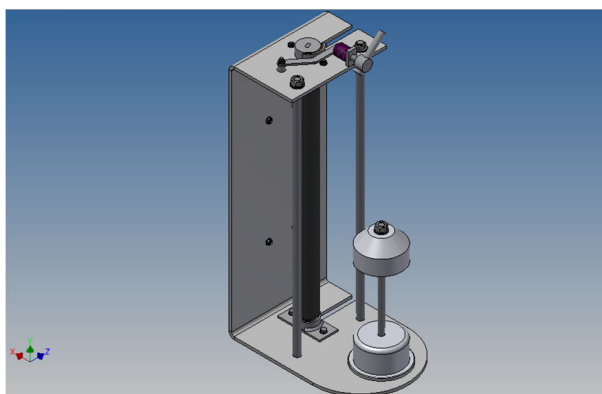


Figura 3.31: Sistema de pre-estirado<sup>75</sup>

### 3.5 Diseño de la torre portafilm

Es un elemento estático, se integra a la máquina envolvedora, este sistema permite sujetar y desplazar la bobina de stretch film verticalmente en toda la altura del producto que está girando sobre la plataforma.

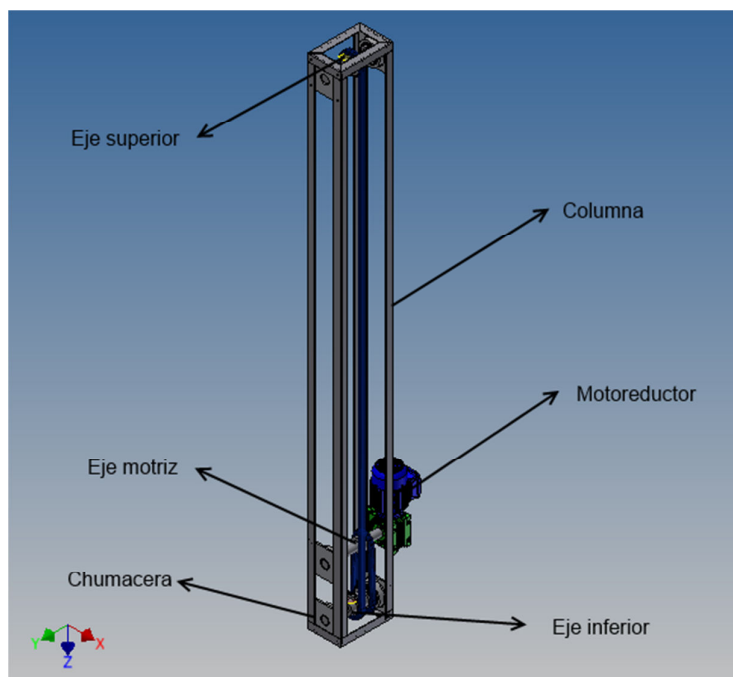


Figura 3.32: Esquema torre-portafilm<sup>76</sup>

<sup>75</sup> Sistema de pre-estirado, realizado en software Autodesk Inventor Pro 2014, por el autor.

<sup>76</sup> Esquema de torre portafilm, realizado en software Autodesk Inventor Pro 2014, por el autor.

### 3.5.1 Parámetros para el diseño.

- El porta-film debe desplazarse una altura de 1.80 m, altura de diseño.
- El peso a soportar es de 30 Kg, tomando en cuenta la bobina, soportes, rodamientos y una placa que sostendrá estos elementos.
- Debe existir sincronización entre la plataforma y el movimiento de porta-film.
- La altura del coche porta-film es de 50 cm.

Se necesita encontrar la velocidad lineal del carro porta-film, para que exista sincronización entre la plataforma giratoria y el avance del carro.

Para ello se hace un análisis con la plataforma la cual gira a 14 rpm.

$$w = 14 \frac{rev}{min}$$

Entonces:

$$14 rev \rightarrow 60 seg$$

$$1 rev \rightarrow x:$$

$$x = \frac{1 rev * 60 seg}{14 rev} = 4.285 seg$$

Es decir una revolución cada 4.28 *seg*

El ancho del stretch film es de 50 *cm*, se plantea que en cada vuelta del stretch tenga 10 *cm* de solape, teniendo el carro porta-film elevarse 40 *cm* en cada vuelta para obtener el solape deseado.

Por lo tanto el carro portafilm tiene que avanzar 40 *cm* en 4.28 *seg*.

$$v = \frac{d}{t}$$

Ecuación 3.43

Donde:

$v$ = Velocidad lineal

$d$ = Distancia= 40 cm

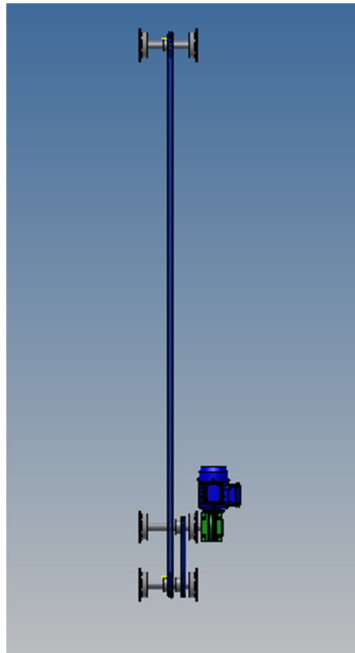
$t$ = Tiempo = 4.28 seg

Entonces:

$$v = \frac{40 \text{ cm}}{4.28 \text{ seg}}$$

$$v = 9.34 \text{ cm/seg} = 0.0934 \text{ m/seg}$$

### 3.5.2 Diseño de la transmisión de movimiento de la torre



**Figura 3.33:** Esquema transmisión de movimiento en la torre<sup>77</sup>

<sup>77</sup> Esquema de transmisión de movimiento en la torre, realizado en Software Autodesk Inventor Pro 2014, por el autor.

### 3.5.2.1 Transmisión por cadenas

Para la transmisión de potencia se utilizará cadenas y catarinas, para elevar el peso de 30 Kg (132 lb), se selecciona la cadena No. 40, paso 1/2", que tiene una resistencia promedio a la tensión de 3700 lb que satisface los requerimientos de diseño y se puede encontrar en el mercado local. (Ver tabla 13, Anexo 2)

Se propone que la catarina conductora y conducida sea de 17 dientes con un paso de 1/2"

#### Diámetro de la caratina (Ecuación 3.22)

$$D = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ / N)}$$

Donde:

$p$ : Paso

$N$ : Número de dientes

Entonces:

$$D = \frac{0.50}{\text{sen}(180^\circ / 17)}$$

$$D = 2.71 \text{ plg} = 69.11 \text{ mm}$$

Calculamos el número de revoluciones por minuto que se requieren para mover el portafilm a la velocidad calculada anteriormente

$$n = \frac{v}{\pi d}$$

Ecuación 3.44

Donde:

$v$ : Velocidad lineal

$d$ = Diámetro de la catarina

Entonces:

$$n = \frac{0.0934 \left(\frac{m}{seg}\right)}{\pi(69.11 \text{ mm})} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}$$

**$n = 25.81 \text{ rpm}$  (Parámetro para selección del motoreductor)**

Según las condiciones de diseño establecidas, se requiere que la distancia entre centros sea de 1.80 m (70.86 plg).

### 3.5.3 Peso del carro porta-film incluido el consumible

$$W_{portafilm} = m \cdot g \quad \text{Ecuación 3.45}$$

Donde:

$m$ : Masa del carro porta-film

$g$ : Gravedad

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

Entonces:

$$W_{portafilm} = 30 \text{ Kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$W_{portafilm} = 294.3 \text{ N}$$

### 3.5.3.1 Torque necesario para mover el porta-film

$$T = W_{porta\text{film}} \cdot R_{catarina} \quad \text{Ecuación 3.46}$$

Donde:

$$W_{porta\text{film}} = \text{Peso del carro portafilm} = 294.30 \text{ N}$$

$$R_{catarina} = \text{Radio del engranaje} = 0.03455 \text{ m}$$

Entonces:

$$T = (294.30 \text{ N}) \times (0.03455 \text{ m})$$

$$T = 10.16 \text{ Nm (Parámetro para selección del motoreductor)}$$

### 3.5.4 Selección del motoreductor

Potencia requerida (Ecuación 3.19)

$$P = \frac{T \cdot w}{9550}$$

Donde:

$P$ : Potencia requerida en Kw

$T$ : Torque necesario = 10.16 Nm

$w$ : Velocidad de la Catarina = 25.81 rpm

Entonces:

$$P = \frac{(10.16 \text{ Nm}) \cdot 25.81 \text{ rpm}}{9550}$$

$$P = 0.02745 \text{ Kw}$$

Debido a la pérdida de potencia por factores no considerados, arranques y para garantizar el buen funcionamiento del sistema, se considera un factor de seguridad de 1.5

$$P = 0.02747 \text{ Kw} \times 1.5$$

$$P = 0.04118 \text{ Kw} = 0.0562 \text{ HP}$$



Figura 3.34: Motoreductor ortogonal Transtecno

Características Motoreductor Transtecno - 0.12 Kw					
Modelo	min-1	i	Nm	SF	Kg
CM030	32	50	19	0.9	1.2

Tabla 3.7: Tabla de características del motoreductor Transtecno<sup>78</sup>

### 3.5.4.1.1 Relación de transmisión

Ecuación 2.20

$$i = \frac{n_{portafilm}}{n_{motor}}$$

Donde:

$i$  = Relación de transmisión

<sup>78</sup> Catalogo motorreductores ortogonales Varvel, Página web: [www.transtecno.com](http://www.transtecno.com)



$n_{motor}$ : RPM del motor = 32 rpm

$n_{portafilm}$ : RPM portafilm = 25.81 rpm

Entonces:

$$i = \frac{25.81 \text{ rpm}}{32 \text{ rpm}}$$

$$i = 0.80$$

### **Número de dientes de la Catarina conductora**

$$N_{conducida} = i N_{conductor}$$

$$N_{conducida} = 0.80 (17 \text{ dientes})$$

$$N_{conducida} = 13.71 \text{ dientes} \approx 14 \text{ dientes}$$

### **Diámetros de paso de las catarinas (Ecuación 3.22)**

$$D = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ / N)}$$

Donde:

D: Diámetro de la Catarina

$p$ : Paso

N: Número de dientes

Entonces:

### **Catarina conducida**

$$D_1 = \frac{0.50 \text{ plg}}{\text{sen}(180^\circ / 17)}$$

$$D_1 = 2.72 \text{ plg} = 69.11 \text{ mm}$$

**Catarina conductora**

$$D_2 = \frac{0.50 \text{ plg}}{\text{sen}(180^\circ / 14)}$$

$$D_2 = 2.24 \text{ plg} = 50.07 \text{ mm}$$

**Longitud necesaria de la cadena (Ecuación 3.23)**

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

Donde:

$L$ : Longitud de la cadena, en pasos

$C$ : Distancia entre centros, 10"

$N_1$ : Número de dientes catarina conductora = 17

$N_2$ : Número de dientes catarina conducida = 14

Entonces:

$$L = 2(10) + \frac{(14 + 17)}{2} + \frac{(14 - 17)^2}{4\pi^2(10)}$$

$$L = 35.51 \text{ Pasos} = 17.76 \text{ plg}$$

**Distancia teórica entre centros (Ecuación 3.24)**

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \left[ \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2} \right]} \right]$$

Donde:

$C$ : Distancia teórica entre centros, en pasos.

$L$ : Longitud de la cadena, en pasos.

$N_1$ : Número de dientes catarina conductora

$N_2$ : Número de dientes catarina conducida

Entonces:

$$C = \frac{1}{4} \left[ 35.51 - \frac{14 + 17}{2} + \sqrt{\left[ 35.51 - \frac{14 + 17}{2} \right]^2 - \left[ \frac{8(14 - 17)^2}{4\pi^2} \right]} \right]$$

$$C = 9.99 \text{ pasos}$$

### 3.5.4.2 Cálculo de las fuerzas en las catarinas

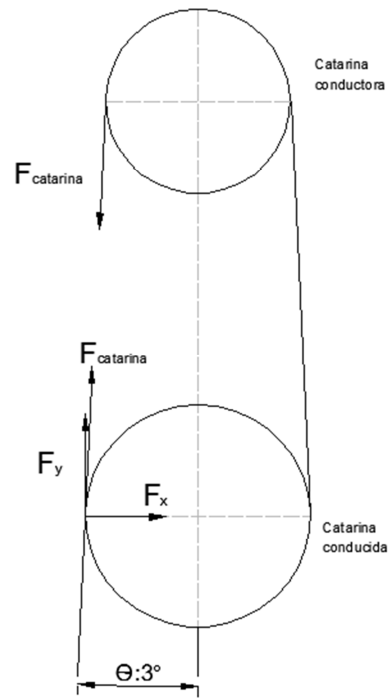


Figura 3.35: Fuerza ejercida por la catarina

$$F_{Y \text{ catarina}} = F_{catarina} * \cos \theta$$

$$F_{Y \text{ catarina}} = (294.30 \text{ N}) * \cos 3 = 293.89 \text{ N}$$

$$F_{X \text{ catarina}} = F_{catarina} * \sen \theta$$

$$F_{X \text{ catarina}} = (294.30 \text{ N}) * \sen 3 = 15.40 \text{ N}$$

### 3.5.5 Diseño de los ejes

#### 3.5.5.1 Eje superior

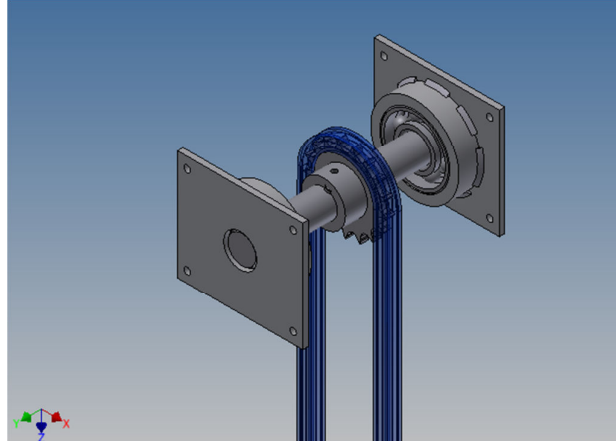


Figura 3.36: Esquema eje superior<sup>79</sup>

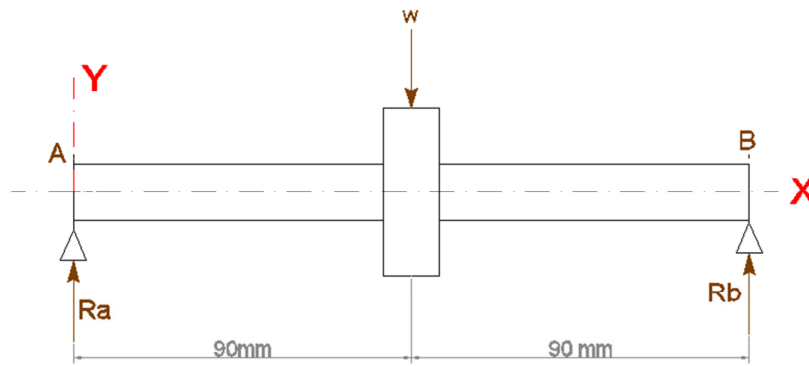


Figura 3.37: Diagrama de cuerpo libre - Eje superior - Plano XY

$$W_{portafilm} = 294.3 \text{ N}$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_a + R_b - W = 0$$

$$R_a + R_b = W$$

<sup>79</sup> Esquema de eje superior, realizado en software Autodesk Inventor Pro 2014, por el autor

$$R_a = 147.15 \text{ N}$$

$$\uparrow \sum M_A = 0$$

$$(90 \text{ mm}) * W_{portafilm} - (180 \text{ mm}) * R_b = 0$$

$$(90 \text{ mm}) * (294.3 \text{ N}) - (180 \text{ mm}) * R_b = 0$$

$$R_b = 147.15 \text{ N}$$

### Cálculo de momentos

$$M_1 = 147.15 \text{ N} \times 90 \text{ mm}$$

$$M_1 = 13.24 \text{ Nm}$$

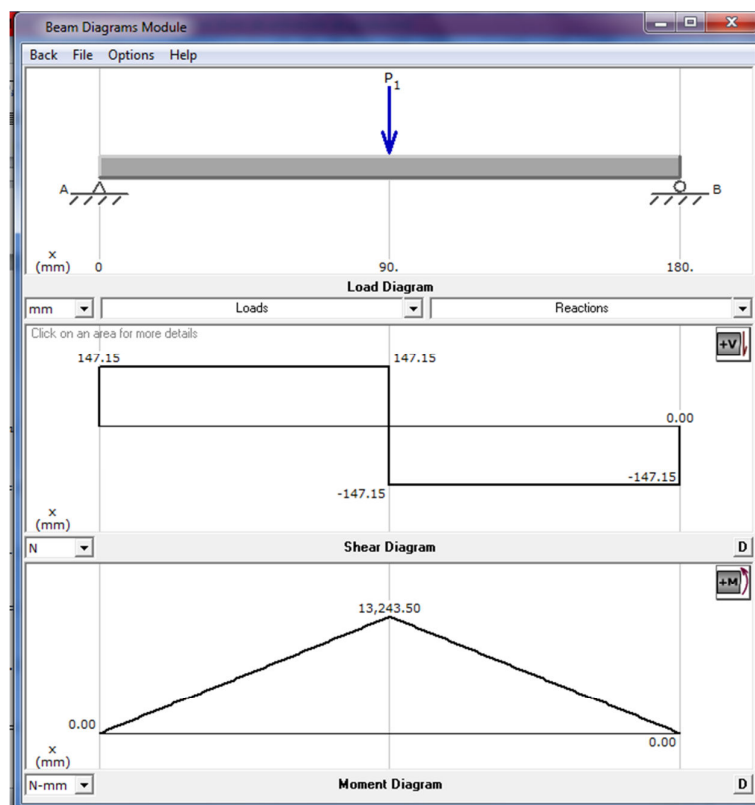


Figura 3.38: Cálculo fuerza cortante y momentos - Eje superior - Plano XY<sup>80</sup>

<sup>80</sup> Diagrama de corte y momento del eje superior – Plano XY, Realizado en Software MDsolids V3.5, Mechanics of Deformable Solids Software, por el autor.

### **Torque requerido**

$$T = W * r \quad \text{Ecuación 3.47}$$

Donde:

$T$ : Torque

$W$ : Fuerza aplicada a la catarina

$r$ : Radio de la catarina

Entonces:

$$T = (294.3 \text{ N}) * (0.03455 \text{ m})$$

$$T = 10.16 \text{ Nm}$$

#### **3.5.5.1.1 Cálculo del diámetro del eje por flexión y torsión**

$$\sigma_{ep} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = [\sigma] \quad \text{Ecuación 3.48}$$

Donde:

$\sigma$ : Esfuerzo de flexión

$\tau$ : Esfuerzo de torsión

$[\sigma]$ : Esfuerzo admisible

**Además:**

$$\sigma = \frac{32 M_F}{\pi d^3} \quad \text{Ecuación 3.49}$$

Donde:

$M_p$ : Momento flector máximo= 13.24 Nm

$d$ : Diámetro del eje

**Además:**

$$\tau = \frac{16 M_T}{\pi d^3} \quad \text{Ecuación 3.50}$$

$M_T$ : Momento flector requerido= 10.16 Nm

$d$ : Diámetro del eje

**Además:**

$$[\sigma] = \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ecuación 3.51}$$

Donde:

$S_y$ : Esfuerzo de fluencia

FS: Factor de seguridad

El material para construir el eje está diseñado con un acero SAE-1018, cuyas propiedades son:<sup>81</sup>

$$S_y = 341 \text{ MPA} = 49.5 \text{ KSI}$$

$$S_{ut} = 628 \text{ MPA} = 91.1 \text{ KSI}$$

$$\sigma = \frac{32 * (13.24 \text{ Nm})}{\pi d^3}$$

---

<sup>81</sup> SHIGLEY, Richards G. Budynas, "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va Edición, Mc Graw Hill, 2006, México, Pág. 1023.



$$\tau = \frac{16 * (10.16 Nm)}{\pi d^3}$$

$$[\sigma] = \frac{341 MPA}{2}$$

$$[\sigma] = 170.5 MPA$$

Entonces:

$$[\sigma] = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$107.5 MPA = \sqrt{\left(\frac{32 * (13.24 Nm)}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16 * (10.16 Nm)}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$d_{eje-superior} = \left[ \frac{1}{107.5 \times 10^6 PA * \pi} \sqrt{(32 * 13.24 Nm)^2 + 3(16 * 10.16 Nm)^2} \right]^{1/3}$$

$$d_{eje-superior} = 0.0098294 m = 9.82 mm$$

### 3.5.5.1.2 Diseño a fatiga

Resistencia a la fatiga real estimada (Ecuación 3.11)

$$S'_n = S_n(C_m)(C_{sf})(C_R)(C_S)$$

$S_n$ : Resistencia a la fatiga modificada (Ver Tabla 4a, Anexo 2)

$$S_n = 35 KSI \text{ (Maquinado)}$$

$C_m$ : Factor de material (Ver tabla 4b, Anexo 2)

$$C_m = 0.80$$

$C_{sf}$ : Factor de tipo de esfuerzo (Ver tabla 4c, Anexo 2)

$$C_{sf} = 1$$

$C_R$ : Factor de confiabilidad (Ver anexo 2, Tabla 5d)

$$C_R = 0.81 \text{ Confiabilidad } 0.99 \text{ (Ver tabla 4d, Anexo 2)}$$

$C_s$ : Factor de tamaño (Ver tabla 4e, Anexo 2)

$$C_s = 0.86$$

Entonces:

$$S'_n = 35Ksi * 0.8 * 1 * 0.81 * 0.86$$

$$S'_n = 19.50 Ksi = 13.44 \times 10^7 N/m^2$$

Diámetro requerido del eje (Ecuación 3.30)

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

Donde:

$N$ : Factor de diseño

$$N=2$$

$K_t$ : Factor de concentración de esfuerzos

$$K_t = 2 \text{ (Cuñero de perfil)}$$

$M$ : Momento flector

$$M = 13.24 Nm$$

$S'_n$ : Resistencia a la fatiga real estimada

$$S'_n = 13.44 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

$T$ : Par torsional en el eje

$$T = 10.16 \text{ Nm}$$

$S_y$ : Esfuerzo de fluencia

$$S_y = 341 \text{ MPA} = 341 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Entonces:

$$d_{eje-superior} = \left[ \frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{2 * 13.24 \text{ Nm}}{13.44 \times 10^7 \text{ N/m}^2} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{10.16 \text{ Nm}}{341 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$d_{eje-superior} = 0.01593 \text{ m} = 15.93 \text{ mm}$$

### 3.5.5.2 Eje inferior

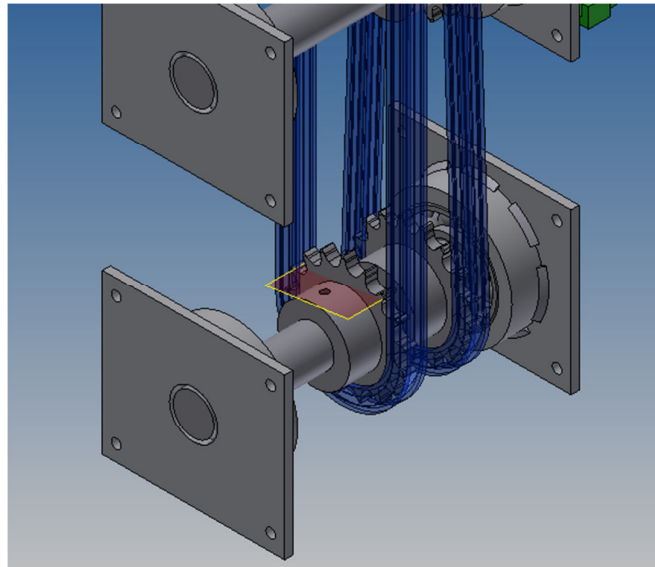


Figura 3.39: Esquema eje inferior<sup>82</sup>

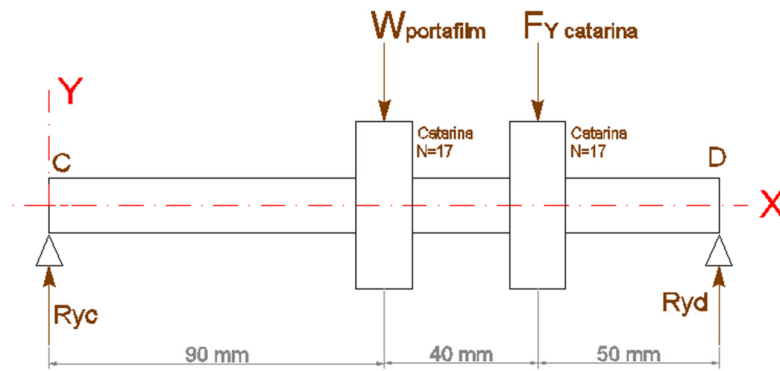


Figura 3.40: Diagrama de cuerpo libre - Eje inferior - Plano XY

$$W_{portafilm} = 294.3\ N$$

$$F_{Y\ catarina} = 293.89\ N$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

<sup>82</sup> Esquema de eje inferior, realizado en software Autodesk Inventor Pro 2014, por el autor

$$R_{Yc} + R_{Yd} - W_{portafilm} - F_{Y\ catarina} = 0$$

$$R_{Yc} + R_{Yd} = W_{portafilm} + F_{Y\ catarina}$$

$$R_{Yc} = 228.78\ N$$

$$\uparrow \sum M_C = 0$$

$$(90\ mm) * W_{portafilm} - (180\ mm) * R_d + (130\ mm) * F_{Y\ catarina} = 0$$

$$(90\ mm) * (294.3\ N) - (180\ mm) * R_d + (130\ mm) * (293.89\ N) = 0$$

$$R_{Yd} = 359.40\ N$$

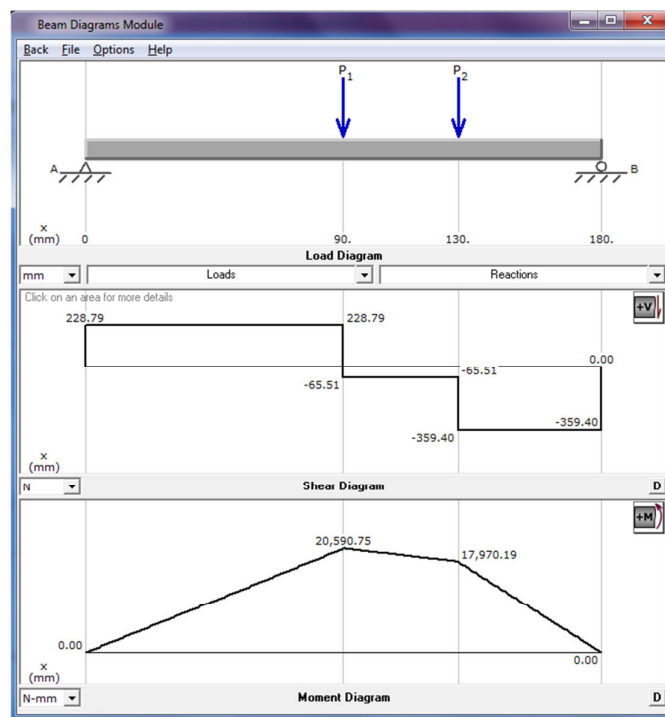


Figura 3.41: Cálculo de la fuerza cortante y momento - Eje inferior - Plano XY<sup>83</sup>

$$M_2 = 20.59\ Nm$$

<sup>83</sup> Diagrama de corte y momento del eje inferior – Plano XY, Realizado en Software MDsolids V3.5, Mechanics of Deformable Solids Software, por el autor

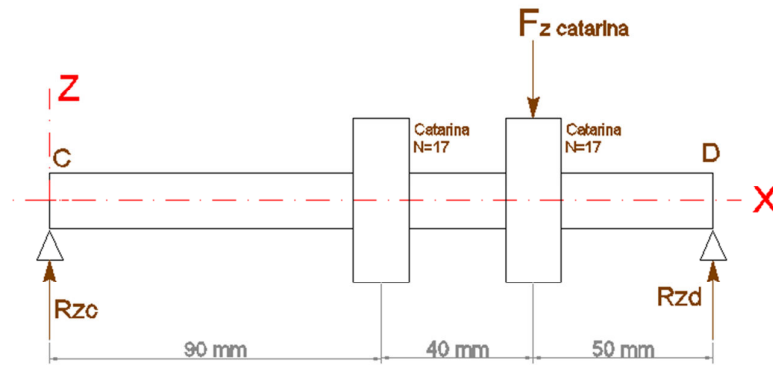


Figura 3.42: Diagrama de cuerpo libre - Eje inferior - Plano XZ

$$F_{Z \text{ catarina}} = 15.40 \text{ N}$$

$$\downarrow \sum F_z = 0$$

$$R_{Zc} + R_{Zd} - F_{Z \text{ catarina}} = 0$$

$$R_{Zc} + R_{Zd} = F_{Z \text{ catarina}}$$

$$R_{Zc} = 4.28 \text{ N}$$

$$\uparrow \sum M_C = 0$$

$$(180 \text{ mm}) * R_{Zd} - (130 \text{ mm}) * F_{Z \text{ catarina}} = 0$$

$$(180 \text{ mm}) * R_{Zd} - (130 \text{ mm}) * (15.40 \text{ N}) = 0$$

$$R_{Zd} = 11.12 \text{ N}$$

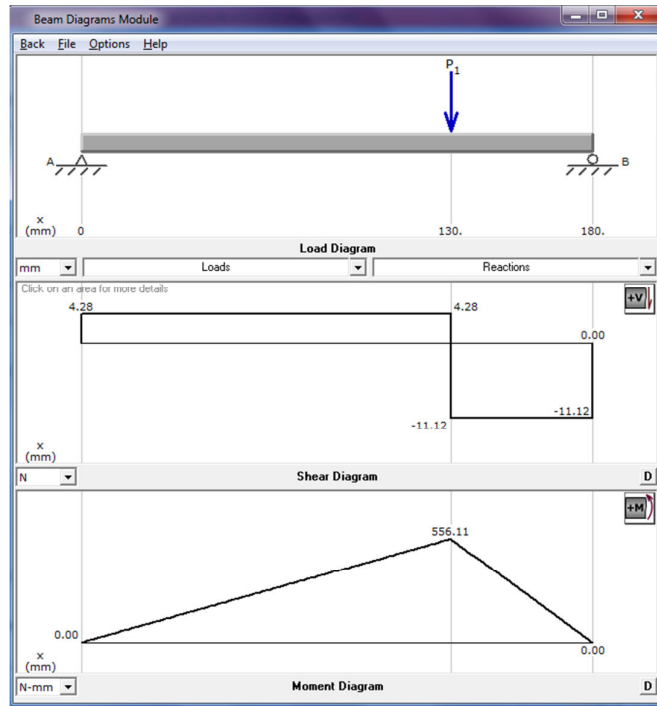


Figura 3.43: Cálculo fuerza cortante y momento - Eje inferior - Plano XZ<sup>84</sup>

$$M_3 = 0.556 Nm$$

### Momento resultante

$$M = \sqrt{M_2^2 + M_3^2}$$

$$M = \sqrt{(20.59 Nm)^2 + (0.556 Nm)^2}$$

$$M = 20.59 Nm$$

### Momentos

$$T_1 = W_{portafilm} * r_{catarina}$$

<sup>84</sup> Diagrama de corte y momento del eje inferior – Plano XZ, Realizado en Software MDsolids V3.5, Mechanics of Deformable Solids Software, por el autor

$$T_1 = 294.3 \text{ N} * 0.03455 \text{ m}$$

$$T_1 = 10.16 \text{ Nm}$$

$$T_2 = F_{y \text{ catarina}} * r_{catarina}$$

$$T_2 = 293.89 \text{ N} * 0.03455 \text{ m}$$

$$T_2 = 10.15 \text{ Nm}$$

$$T_{Total} = T_1 + T_2$$

$$T_{Total} = 10.16 \text{ Nm} + 10.15 \text{ Nm} = 20.31 \text{ Nm}$$

Entonces

$$\sigma = \frac{32 * (20.59 \text{ Nm})}{\pi d^3}$$

$$\tau = \frac{16 * (20.31 \text{ Nm})}{\pi d^3}$$

$$[\sigma] = \frac{341 \text{ MPA}}{2}$$

Entonces:

$$[\sigma] = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\frac{341 \text{ MPA}}{2} = \sqrt{\left(\frac{32 * (20.59 \text{ Nm})}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16 * (20.31 \text{ Nm})}{\pi d^3}\right)^2}$$



$$d_{eje-inferior} = \left[ \frac{2}{341 \times 10^6 \text{ PA} * \pi} \sqrt{(32 * 20.59 \text{ Nm})^2 + 3(16 * 20.31 \text{ Nm})^2} \right]^{1/3}$$

$$d_{eje-inferior} = 0.01173 \text{ m} = 11.73 \text{ mm}$$

Se considera los dos ejes de un diámetro de 25.4 mm (1plg), mayor al diámetro mínimo requerido, por lo tanto cumple con las exigencias del diseño.

### 3.5.5.2.1 Diseño a fatiga

Resistencia a la fatiga real estimada (Ecuación 3.11)

$$S'_n = S_n(C_m)(C_{sf})(C_R)(C_s)$$

$S_n$ : Resistencia a la fatiga modificada (Ver Tabla 4a, Anexo 2)

$$S_n = 35 \text{ KSI (Maquinado)}$$

$C_m$ : Factor de material (Ver tabla 4b, Anexo 2)

$$C_m = 0.80$$

$C_{sf}$ : Factor de tipo de esfuerzo (Ver tabla 4c, Anexo 2)

$$C_{sf} = 1$$

$C_R$ : Factor de confiabilidad (Ver anexo 2, Tabla 5d)

$$C_R = 0.81 \text{ Confiabilidad } 0.99 \text{ (Ver tabla 4d, Anexo 2)}$$

$C_s$ : Factor de tamaño (Ver tabla 4e, Anexo 2)

$$C_s = 0.86$$

Entonces:

$$S'_n = 35Ksi * 0.8 * 1 * 0.81 * 0.86$$

$$S'_n = 19.50 Ksi = 13.44 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

Diámetro requerido del eje (Ecuación 3.26)

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

Donde:

$N$ : Factor de diseño

$$N=2$$

$K_t$ : Factor de concentración de esfuerzos

$$K_t = 2 \text{ (Cuñero de perfil)}$$

$M$ : Momento flector

$$M = 20.59 \text{ Nm}$$

$S'_n$ : Resistencia a la fatiga real estimada

$$S'_n = 13.44 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

$T$ : Par torsional en el eje

$$T = 20.31 \text{ Nm}$$

$S_y$ : Esfuerzo de fluencia

$$S_y = 341 \text{ MPA} = 341 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Entonces:

$$d_{eje-inferior} = \left[ \frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{2 * 20.59 \text{ Nm}}{13.44 \times 10^7 \text{ N/m}^2} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{20.31 \text{ Nm}}{341 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$d_{eje-inferior} = 0.01849 \text{ m} = 18.49 \text{ mm}$$

### 3.5.5.3 Eje motriz

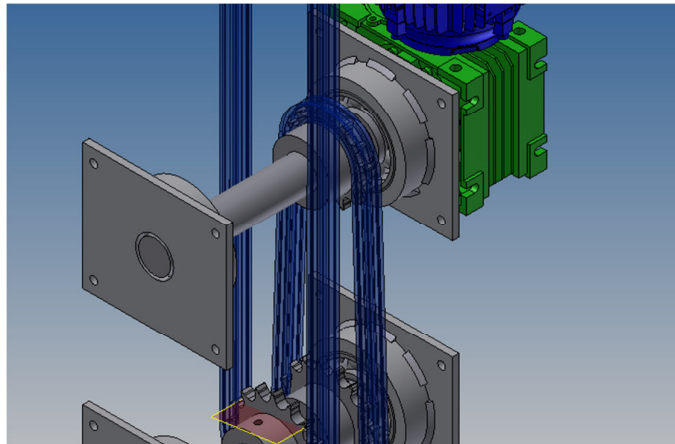


Figura 3.44: Esquema eje motriz<sup>85</sup>

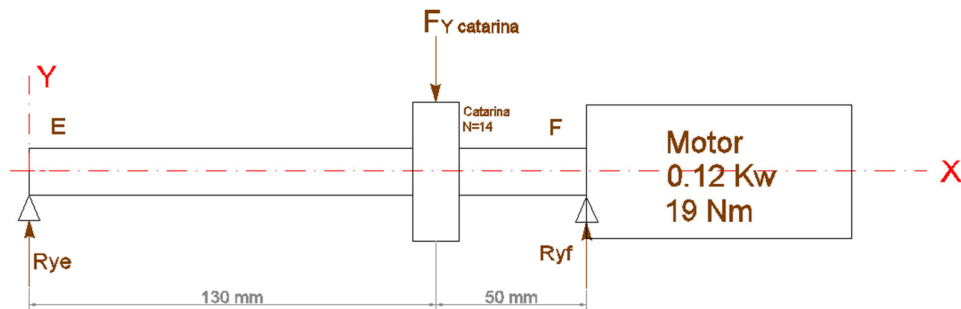


Figura 3.45: Diagrama de cuerpo libre - Eje Motriz – Plano XY

$$F_{Y \text{ catarina}} = 293.89 \text{ N}$$

<sup>85</sup> Esquema de eje motriz, realizado en software Autodesk Inventor Pro 2014, por el autor

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{Ye} + R_{Yf} - F_{Y \text{ catarina}} = 0$$

$$R_{Ye} + R_{Yf} = F_{Y \text{ catarina}}$$

$$R_{Ye} = 81.63 \text{ N}$$

$$\uparrow \sum M_E = 0$$

$$-(180 \text{ mm}) * R_{yf} + (130 \text{ mm}) * F_{Y \text{ catarina}} = 0$$

$$-(180 \text{ mm}) * R_{yf} + (130 \text{ mm}) * (293.89 \text{ N}) = 0$$

$$R_{Yd} = 212.25 \text{ N}$$

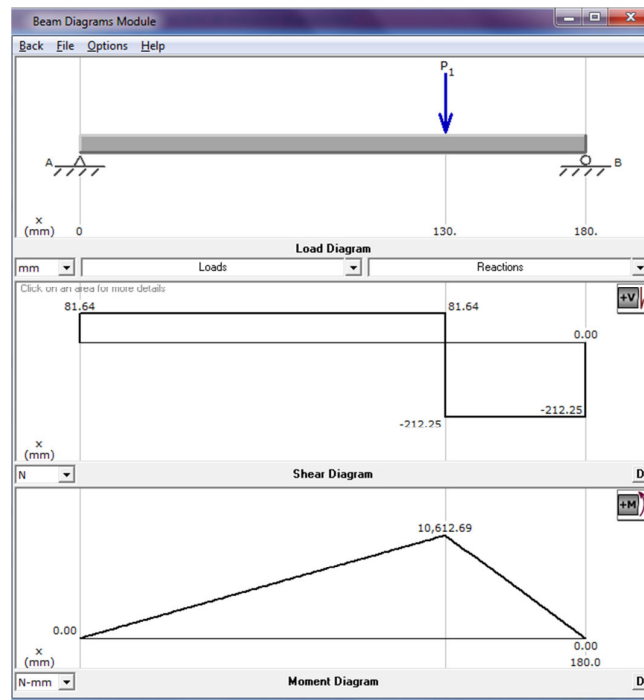


Figura 3.46: Cálculo fuerza cortante y momento - Eje motriz - Plano XY<sup>86</sup>

Momento máximo

<sup>86</sup> Diagrama de corte y momento del eje motriz – Plano XZ, Realizado en Software MDsolids V3.5, Mechanics of Deformable Solids Software, por el autor

$$M_4 = 10.61 \text{ Nm}$$

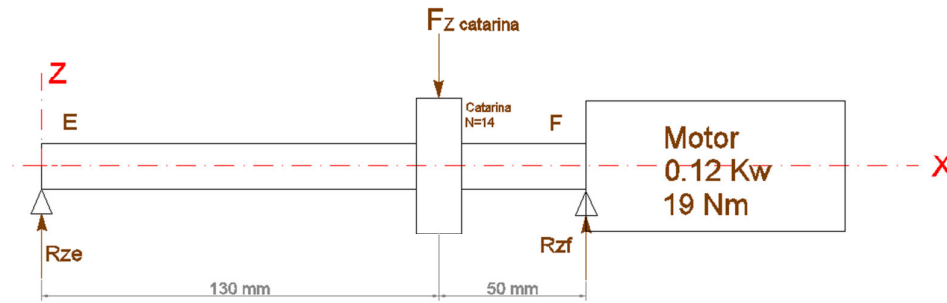


Figura 3.47: Diagrama de cuerpo libre - Eje motriz - Plano XZ

$$F_{Z \text{ catarina}} = 15.40 \text{ N}$$

$$\downarrow \sum F_z = 0$$

$$R_{Ze} + R_{Zf} - F_{Z \text{ catarina}} = 0$$

$$R_{Ze} + R_{Zf} = F_{Z \text{ catarina}}$$

$$R_{Ze} = 4.27 \text{ N}$$

$$\uparrow \sum M_c = 0$$

$$(180 \text{ mm}) * R_{Zf} - (130 \text{ mm}) * F_{Z \text{ catarina}} = 0$$

$$(180 \text{ mm}) * R_{Zf} - (130 \text{ mm}) * (15.40 \text{ N}) = 0$$

$$R_{Zf} = 11.12 \text{ N}$$

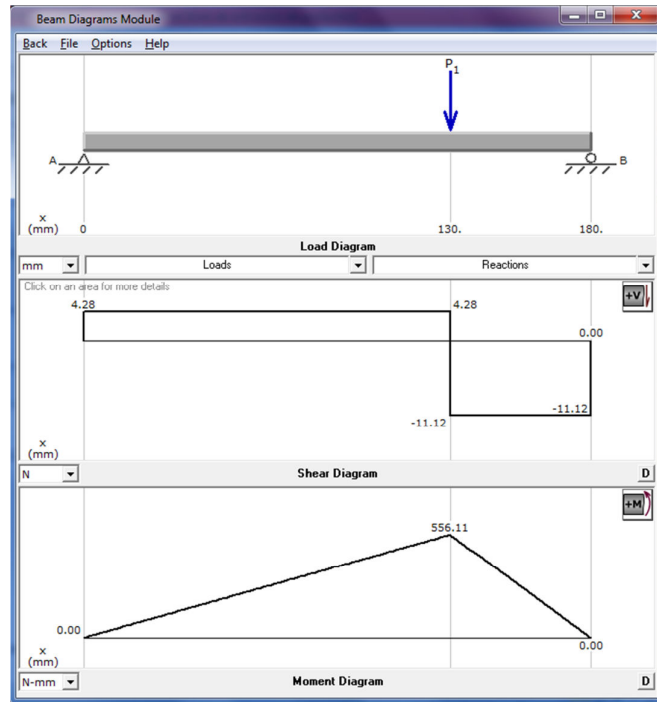


Figura 3.48: Cálculo fuerza cortante y momento - Eje motriz - Plano XZ<sup>87</sup>

$$M_5 = 0.556 \text{ Nm}$$

### Momento resultante

$$M = \sqrt{M_4^2 + M_5^2}$$

$$M = \sqrt{(10.61 \text{ Nm})^2 + (0.556 \text{ Nm})^2}$$

$$M = 10.62 \text{ Nm}$$

### Momentos

$$T_3 = F_{y \text{ catarina}} * r_{catarina}$$

<sup>87</sup> Diagrama de corte y momento del eje inferior – Plano XZ, Realizado en Software MDsolids V3.5, Mechanics of Deformable Solids Software, por el autor

$$T_3 = 293.89 \text{ N} * 0.02853 \text{ m}$$

$$T_3 = 8.386 \text{ Nm}$$

$$T_4 = 19 \text{ Nm} \text{ (Valor del motoreductor)}$$

$$T_{Total} = T_3 + T_4$$

$$T_{Total} = 8.386 \text{ Nm} + 19 \text{ Nm} = 27.38 \text{ Nm}$$

Entonces

$$\sigma = \frac{32 * (10.62 \text{ Nm})}{\pi d^3}$$

$$\tau = \frac{16 * (27.38 \text{ Nm})}{\pi d^3}$$

$$[\sigma] = \frac{341 \text{ MPA}}{2}$$

Entonces:

$$[\sigma] = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\frac{341 \text{ MPA}}{2} = \sqrt{\left(\frac{32 * (10.62 \text{ Nm})}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16 * (27.38 \text{ Nm})}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$d_{eje-motriz} = \left[ \frac{2}{341 \times 10^6 \text{ PA} * \pi} \sqrt{(32 * 10.62 \text{ Nm})^2 + 3(16 * 27.38 \text{ Nm})^2} \right]^{1/3}$$

$$d_{eje-motriz} = 0.01157 \text{ m} = 11.57 \text{ mm}$$

### 3.5.5.3.1 Diseño a fatiga

Resistencia a la fatiga real estimada (Ecuación 3.11)

$$S'_n = S_n(C_m)(C_{sf})(C_R)(C_S)$$

$S_n$ : Resistencia a la fatiga modificada (Ver Tabla 4a, Anexo 2)

$$S_n = 35 \text{ KSI (Maquinado)}$$

$C_m$ : Factor de material (Ver tabla 4b, Anexo 2)

$$C_m = 0.80$$

$C_{sf}$ : Factor de tipo de esfuerzo (Ver tabla 4c, Anexo 2)

$$C_{sf} = 1$$

$C_R$ : Factor de confiabilidad (Ver anexo 2, Tabla 5d)

$$C_R = 0.81 \text{ Confiabilidad } 0.99 \text{ (Ver tabla 4d, Anexo 2)}$$

$C_S$ : Factor de tamaño (Ver tabla 4e, Anexo 2)

$$C_S = 0.86$$

Entonces:

$$S'_n = 35 \text{ Ksi} * 0.8 * 1 * 0.81 * 0.86$$

$$S'_n = 19.50 \text{ Ksi} = 13.44 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

Diámetro requerido del eje (Ecuación 3.26)

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$



Donde:

$N$ : Factor de diseño

$$N=2$$

$K_t$ : Factor de concentración de esfuerzos

$$K_t = 2 \text{ (Cuñero de perfil)}$$

$M$ : Momento flector

$$M = 10.62 \text{ Nm}$$

$S'_n$ : Resistencia a la fatiga real estimada

$$S'_n = 13.44 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

$T$ : Par torsional en el eje

$$T = 27.38 \text{ Nm}$$

$S_y$ : Esfuerzo de fluencia

$$S_y = 341 \text{ MPA} = 341 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Entonces:

$$d_{eje-motriz} = \left[ \frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{ \left[ \frac{2 * 10.62 \text{ Nm}}{13.44 \times 10^7 \text{ N/m}^2} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{27.38 \text{ Nm}}{341 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right]^2 } \right]^{1/3}$$

$$d_{eje-motriz} = 0.01520 \text{ m} = 15.20 \text{ mm}$$

### Resumen de diámetros mínimos requeridos

$$d_{sup} = 15.93 \text{ mm}$$

$$d_{inf} = 18.49 \text{ mm}$$

$$d_{motriz} = 15.20 \text{ mm}$$

Se considera los dos ejes de un diámetro de 25.4 mm (1plg), mayor al diámetro mínimo requerido, por lo tanto cumple con las exigencias del diseño.

### 3.5.6 Selección de los rodamientos

Para la selección analizamos el apoyo en el punto D que es el más crítico, obteniendo los siguientes resultados.

$$R_{Yd} = 359.40 \text{ N}$$

$$R_{Zd} = 11.12 \text{ N}$$

Fuerza radial aplicada

$$F_D = \sqrt{R_{Yd}^2 + R_{Zd}^2}$$

$$F_D = \sqrt{359.40^2 + 11.12^2}$$

$$F_R = 359.57 \text{ N}$$

Capacidad de carga dinámica básica

$$C_{10} = F_D \left( \frac{L_D n_D 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{a}}$$

Ecuación 3.52

Donde:

$F_D$ : Carga radial= 359.57 N

$L_D$ : Vida deseada, hrs = 20000 hrs

$n_D$ : Velocidad deseada, rpm = 25.81 rpm

$a=3$  para cojinete de bolas

Entonces:

$$C_{10} = 359.57 * \left( \frac{20000 * 25.81 * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 1129.20 \text{ N} = 1.129 \text{ KN}$$

Además se toma en cuenta el diámetro del eje de 25.4 mm (1plg), se selecciona un rodamiento SKF RLS8

Filtro de la tabla de productos

Diseños y versiones:  Designación:  Nominal del eje Rango: Exacto nominal del eje:  < d <  d =

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación	
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	* rodamiento SKF Explorer	
mm			kN		rpm			
25,4	57,15	15,875	17,8	9,65	24000	17000	RLS 8	Mercado de recambios únicamente
25,4	57,15	15,875	17,8	9,65	24000	12000	RLS 8-ZZ	Mercado de recambios únicamente
25,4	57,15	15,875	17,8	9,65	-	8000	RLS 8-2RS1	Mercado de recambios únicamente
25,4	63,5	19,05	22,5	11,6	22000	16000	RMS 8	Mercado de recambios únicamente

Figura 3.49: Catalogo SKF rodamientos rígidos de bolas<sup>88</sup>

### 3.5.7 Diseño de las columnas de la torre

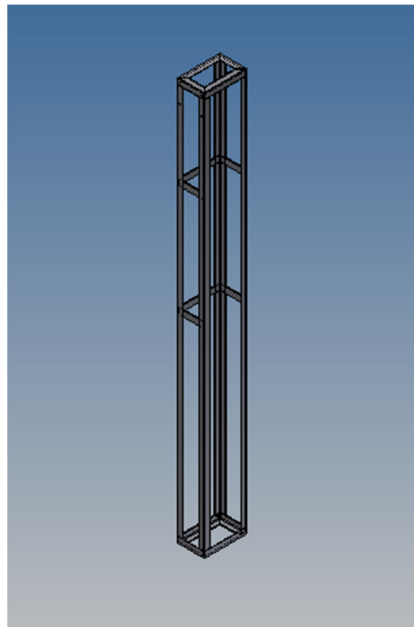


Figura 3.50: Esquema de la torre<sup>89</sup>

<sup>88</sup> Catalogo virtual de rodamiento rígido de bolas, Página web: [www.skf.com](http://www.skf.com)

<sup>89</sup> Esquema de torre, realizado en software Autodesk Inventor Pro 2014, por el autor

Para del diseño de las columnas que conforman la torre porta-film, se considera un ángulo de lados iguales fabricado en acero A-36:

Se selecciona un ángulo 1"x1"x1/8, tomado del Manual de la AISC (Ver tabla 14, Anexo 2).

$S_y$	36 KSI = 248.211 MPA	$L$	1800 mm = 70.85 plg
$A$	0.234 plg <sup>2</sup>	$I$	0.22 plg <sup>4</sup>
$r$	0.304 plg		

**Tabla 3.8:** Tabla características - Ángulo 1"x1"x1/8"

La carga que tienen que soportar la torre es de 30 kg que están ubicadas a un costado de la torre, es decir soportadas por dos columnas cada una de ellas soporta 30 Kg







$$P = 30 \text{ Kg} = 66 \text{ lbf}$$



**Figura 3.51:** Esquema dimensiones columna de la torre

### 3.5.7.1 Longitud efectiva de la columna

Las líneas interrumpidas muestran la forma pandeada de la columna

	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Valor $K$ teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son parecidas a las ideales	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Símbolos para las condiciones de extremo						
	Rotación y traslación impedidos	Rotación libre y traslación impedida	Rotación impedida y traslación libre	Rotación y traslación libres		

Fuente: *Load and Resistance Factor Design Specification for Structural Steel Buildings*, sep. 1, 1986 (Chicago: AISC, 1986); páginas 6-151 en el manual LRFD.

Tabla 3.9: Longitud efectiva columnas<sup>90</sup>

El valor de la longitud efectiva  $k$ , se obtiene de la tabla anterior, la columna tiene en sus extremos rotación libre y traslación impedidas por lo que su valor es:  $k=0.80$

### 3.5.7.2 Esbeltez

$$\lambda = \frac{kL}{r_{min}} \quad \text{Ecuación 3.53}$$

Donde:

$K$ : Longitud efectiva = 0.80 (Tabla 3.9)

$L$ : Longitud de la columna = 70.85 plg

$r_{min}$ : Radio mínimo = 0.304plg

<sup>90</sup> McCORMAC, Jack C., "Diseño de Estructuras de Acero Método ASD, Alfaomega, 4ta Edición, 1999, México, Pág. 118.

Entonces:

$$\lambda = \frac{0.80 * 70.85}{0.304}$$

$$\lambda = 186.44$$

### 3.5.7.3 Esfuerzo admisible

Con la esbeltez calculada, mediante interpolación lineal se calcula el esfuerzo admisible del manual de la AISC, tabla 15, Anexo 2, donde debe cumplir que:

$$f_a \leq F_a \quad \text{Ecuación 3.54}$$

Donde:

$F_a$ : Esfuerzo admisible

$f_a$ : Esfuerzo real

$\lambda$	$F_a$ (Ksi)
186.00	4.32
186.44	4.30
187.00	4.27

**Tabla 3.10:** Tabla de interpolación-Longitud efectiva - Esfuerzo admisible

$$F_a = \frac{P}{A} \quad \text{Ecuación 3.55}$$

$$P = F_a * A$$

$$P = (4300 \text{ PSI}) * (0.234 \text{ plg}^2)$$

$$P = 1006.20 \text{ lbf}$$

Se observa que la carga crítica es mucho mayor a la carga que soporta la columna, concluyendo que el perfil seleccionado satisface el requerimiento de diseño.

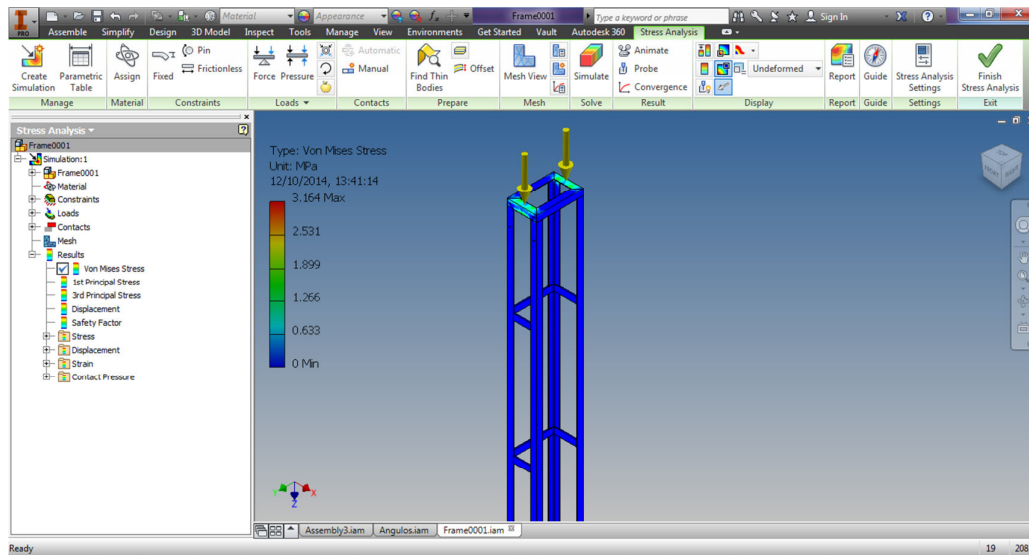


Figura 3.52: Análisis de esfuerzos en la columna<sup>91</sup>

#### 3.5.7.4 Diseño y selección de elementos de sujeción de la torre

Según el diseño, la torre tiene que ser anclada a los perfiles de la estructura de la base giratoria, se necesita seleccionar un perno que soporte las fuerzas y momentos generados al momento que el plástico es estirado y envuelto en el producto.

En la máquina se va a utilizar pernos M8 con una longitud de 20 mm grado 4.8 ASTM, ya que en la parte inferior de la torre trabaja a fuerzas cortantes.

#### Longitud del perno

$$L_T = 2d + 6 \qquad L \leq 125 \text{ mm} \qquad \text{Ecuación: 3.56}$$

Donde:

$d$ : Diámetro del perno

<sup>91</sup> Análisis de esfuerzos en la columna, realizado en software Autodesk Inventor Pro 2014, por el autor.



Entonces:

$$L_T = 2(8) + 6$$

$$L_T = 22 \text{ mm}$$

### **Precarga del perno**

Para conexiones reutilizables

$$F_i = 0.75 * F_p \quad \text{Ecuación 3.57}$$

Donde:

$F_p$ : Carga límite del perno

**Además**

$$F_p = S_p * A_t$$

Donde

$S_p$ : Resistencia mínima de prueba= 310 MPA (Ver tabla 19, anexo 2)

$A_t$ : Área de esfuerzo a tensión=36.6 mm<sup>2</sup> (Ver tabla 20, anexo 2)

Entonces

$$F_p = 310 \text{ MPA} * 36.6 \text{ mm}^2$$

$$F_p = 310 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 3.66 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$F_p = 11346 \text{ N}$$

$$F_i = 0.75 * 11346 N$$

$$F_i = 8509.5N$$

### **Carga resultante del perno**

$$F_b = C * P + F_i \quad \text{Ecuación 3.58}$$

Donde

$C$ : Constante de unión de rigidez

$P$ : Carga externa estimada que soporta el perno,

$F_i$ : Precarga del perno

Además

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad \text{Ecuación 3.59}$$

$$k_b = \frac{AE}{l} \quad \text{Ecuación 3.60}$$

$$k_m = \frac{0.577\pi Ed}{2 \ln\left(5 \frac{0.577l + 0.5d}{0.577l + 2.5d}\right)} \quad \text{Ecuación 3.61}$$

Donde

$C$ : Constante de unión de rigidez

$A$ : Área transversal del perno

$E$ : Módulo de rigidez (Ver tabla 21, anexo 2)

$l$ : Longitud del perno

Entonces:

$$k_b = \frac{(36.6 \text{ mm}^2 \frac{plg^2}{(25.4 \text{ mm})^2})(30 \times 10^6 \text{ PSI})}{20 \text{ mm} \frac{plg}{25.4 \text{ mm}}}$$

$$k_b = 5.49 \times 10^7 \text{ PSI}$$

$$k_m = \frac{0.577 * \pi * (30 \times 10^6 \text{ PSI})(8 \text{ mm} \frac{plg}{25.4 \text{ mm}})}{2 \ln(5 \frac{0.577 * 20 \text{ mm} + 0.5 * 8 \text{ mm}}{0.577 * 20 \text{ mm} + 2.5d * 8 \text{ mm}})}$$

$$k_m = 9.49 \times 10^6 \text{ PSI}$$

$$C = \frac{5.49 \times 10^7 \text{ PSI}}{(5.49 \times 10^7 \text{ PSI}) + (9.49 \times 10^6 \text{ PSI})}$$

$$C = 0.8526$$

La columna, con sus elementos constitutivos incluyendo el carro portafilm con la bobina, tiene un peso aproximado de 20 Kg = 196 N, se considera 4 pernos con una carga de 49 N

Carga resultante de perno (Ecuación 3.60)

$$F_b = 0.8526 * 49 \text{ N} + 8509.5 \text{ N}$$

$$F_b = 8551.27 \text{ N}$$

### **Carga resultante sobre los elementos**

$$F_m = (1 - C)P - F_i \quad \text{Ecuación 3.62}$$

$$F_m = (1 - 0.8526) * 49 \text{ N} - 8509.5 \text{ N}$$

$$F_m = -8502.27 \text{ N}$$

### **Momento de apriete**

$$T = k * d * F_i \quad \text{Ecuación 3.63}$$

Donde

$k$ : Coeficiente de torsión= 0.20 (Ver tabla 22, anexo 2)

$d$ : Diámetro del perno= 8 mm

$F_i$ : Precarga del perno= 8509.5 N

Entonces

$$T = 0.20 * 0.008 \text{ m} * 8509.5 \text{ N}$$

$$T = 13.61 \text{ Nm}$$

### **Factor se seguridad**

$$F_s = \frac{F_i}{(1-C)*P} \quad \text{Ecuación 3.64}$$

$$F_s = \frac{8509.5 \text{ N}}{(1 - 0.8526) * 49 \text{ N}}$$

$$F_s = 1178.17$$

### 3.6 Diseño de la base

La base está compuesta por perfiles de acero ASTM –A36, los cuales deben soportar el peso del plato giratorio, el producto y la torre, al momento de la operación, que es la carga más crítica.

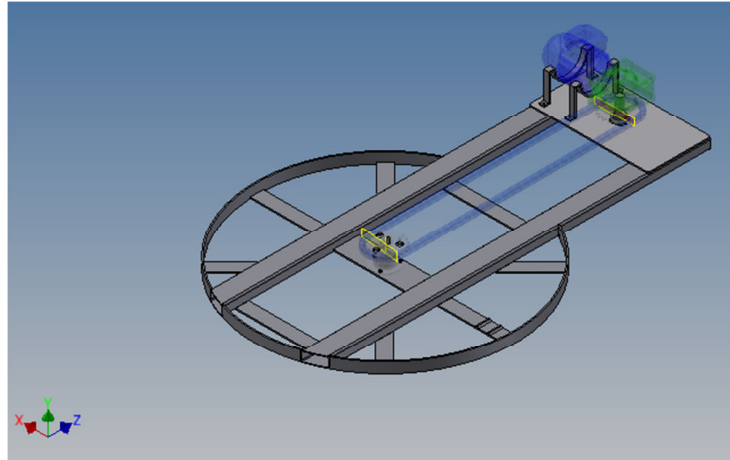


Figura 3.53: Esquema de la base<sup>92</sup>

Con la ayuda del software inventor calculamos el peso de la estructura de la torre, 18.17 Kg.

Partes constitutivas	Peso (Kgf)
Plato giratorio	37.03
Carro porta film	30.00
Torre	18.17
Motoreductor base	16.00
Motoreductor torre	3.70
Total	104.90

Tabla 3.11: Masa de las partes constitutivas de la máquina

<sup>92</sup> Esquema de la base, realizado en software Autodesk Inventor Pro 2014, por el autor.

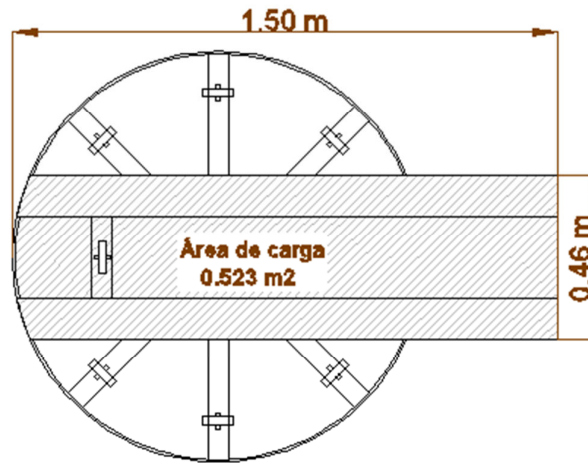


Figura 3.54: Esquema área de carga

Ecuación 3.1

$$W_B = \frac{P_{Total}}{A_c}$$

Donde:

$W_{total}$ : Peso total por área

$P$ : Peso total= 104.90 Kg

$A_c$ : Área de carga= 0.523 m<sup>2</sup>

Entonces:

$$W_{Total} = \frac{104.90 \text{ kgf}}{0.523 \text{ m}^2}$$

$$W_{Total} = 200.57 \text{ Kgf/m}^2$$

Peso lineal (Ecuación 3.2)

$$W_L = W_{Total} \cdot L$$

$W_{Total}$ : Peso total por área = 200.57 Kgf/m<sup>2</sup>

$L$ : Longitud = 1.50 m

Entonces:

$$W_L = 200.57 \text{ Kg/m}^2 \times 1.50 \text{ m}$$

$$W_L = 300.86 \text{ Kg/m} = 2950.42 \text{ N/m}$$

Para la selección del perfil, consideramos la base y calculamos asumiendo como una viga con apoyos simples

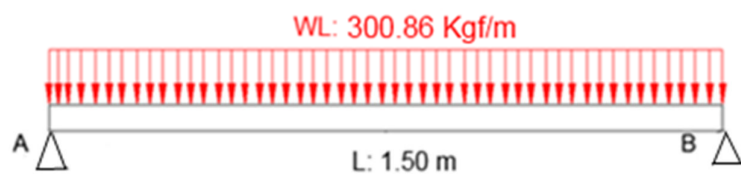


Figura 3.55: Diagrama de cuerpo libre base

Con ayuda del software MD Solids, calculamos el momento máximo de la viga.

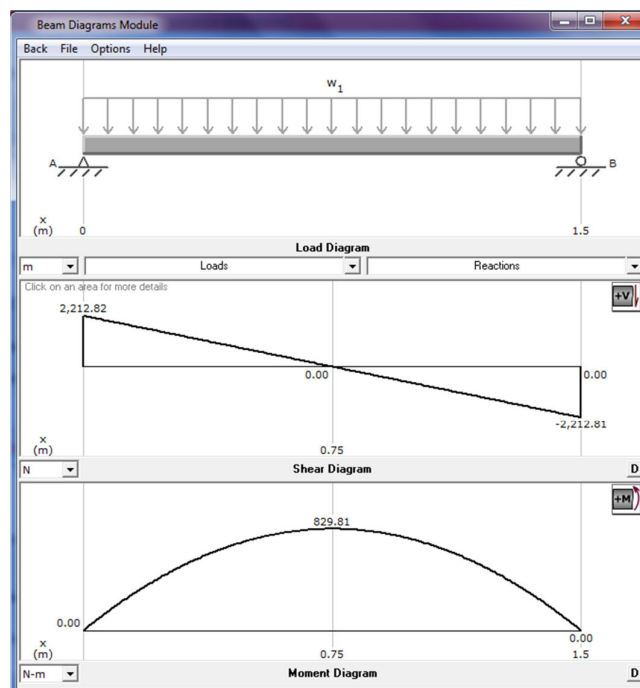


Figura 3.56: Cálculo del momento máximo en viga de la base<sup>93</sup>

<sup>93</sup> Diagrama de corte y momento en viga de la base, Realizado en Software MDsolids V3.5, Mechanics of Deformable Solids Software, por el autor.

$$M_{Max} = 829.81 Nm = 8461.70 Kgf.cm$$

Esfuerzo admisible a flexión<sup>94</sup>

$$F_b = \frac{M_{max}}{S_x} \quad \text{Ecuación 3.65}$$

$M_{Max}$ : Momento máximo = 8461.70 Kgf.cm

$S_x$ : Módulo de sección

Esfuerzo admisible del material<sup>95</sup>

$$F_b = 0.666 F_y \quad \text{Ecuación 3.62}$$

$F_y$ : Esfuerzo admisible del material = 250MPa = 2549.29 Kgf/cm<sup>2</sup>,

Igualamos la ecuación 3.61 con la ecuación 3.62

$$\frac{M_{max}}{S_x} = 0.666 F_y$$

$$S_x = \frac{M_{max}}{0.666 F_y}$$

$$S_x = \frac{8461.70 Kgf cm}{0.666 (2549.29 \frac{Kgf}{cm^2})}$$

$$S_x = 4.98 cm^3$$

---

<sup>94</sup> McCORMAC JACK, "Diseño de Estructuras Metálicas", 4ta Edición, Editorial Alfaomega, 1999, México, Pág. 179.

<sup>95</sup> McCORMAC JACK, "Diseño de Estructuras Metálicas", 4ta Edición, Editorial Alfaomega, 1999, México, Pág. 183.



Seleccionamos un tubo mecánico cuadrado 100x50x3 con una sección 14.53 cm<sup>3</sup>, el cual está disponible en el mercado local y satisface todos los requerimientos de cálculo y diseño. Ver tabla 16, anexo 2

## **CAPÍTULO IV: COSTOS**

El presente capítulo presenta un estudio de los costos totales del diseño, construcción y puesta en marcha del prototipo, tomando en cuenta los costos directos e indirectos, considerando que es una estimación ya que los componentes pueden variar sus precios sin previo aviso, se dividen de la siguiente manera:

### **Costos directos**

- Materiales directos
- Elementos normalizados
- Insumos eléctricos
- Costos de mecanizado
- Costos de montaje

### **Costos indirectos**

- Materiales indirectos
- Costos de ingeniería
- Costos varios

#### **4.1 Análisis de costos directos.**

Los materiales directos hacen referencia a los costos de materiales e insumos eléctricos, que se necesitan para la fabricación de la máquina.

#### 4.1.1 Materiales directos

Costos de Materiales				
Item	Descripción	Cantidad	Valor unitario	Valor total
1	Plancha de Acero A36, e=6 mm, 1000x100mm	1	\$ 140.00	\$ 140.00
2	Tubo Estructural Rectangular 100x50x3mm, L= 3.00 m	1	\$ 64.00	\$ 64.00
3	Platina de acero ASTM A-36, 50x5mm, L= 4.00 m	1	\$ 35.00	\$ 35.00
4	Plancha de Acero A36, e=5 mm, 460x240 mm	1	\$ 22.00	\$ 22.00
5	Plancha de Acero A36, e=5 mm, 100x300 mm	1	\$ 100.00	\$ 100.00
6	Plancha de Acero A36, e=5 mm, 120x150 mm	1	\$ 25.00	\$ 25.00
7	Ángulo 1"x1"x1/8", L= 7.50 m	2	\$ 14.00	\$ 28.00
8	Eje cilindrico de acero SAE 1018, $\varnothing$ 100 x 50 mm	1	\$ 20.00	\$ 20.00
9	Eje cilindrico de acero SAE 1018, $\varnothing$ 25 x 60 mm	1	\$ 20.00	\$ 20.00
10	Eje cilindrico de acero SAE 1018, $\varnothing$ 25.4 x 120 mm	3	\$ 25.40	\$ 76.20
11	Eje cilindrico de duralon, $\varnothing$ 40 x 10 mm	4	\$ 10.00	\$ 40.00
12	Plancha de Acero A36, e=2 mm, 600x120 mm	1	\$ 15.00	\$ 15.00
13	Eje cilindrico de acero SAE 1018, $\varnothing$ 1", L= 450 mm	1	\$ 25.00	\$ 25.00
14	Hierro dúctil ASTM A-536, $\varnothing$ 10 x 450 mm	2	\$ 12.00	\$ 24.00
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 634.20</b>

Tabla 4.1: Costos de materia prima

#### 4.1.2 Costos de elementos normalizados

Costos de Elementos Normalizados				
Item	Descripción	Cantidad	Valor unitario	Valor total
1	Perno cabeza avellanada M10x12	3	\$ 0.65	\$ 1.95
2	Motoreductor Varvel MTA61/60, 15 rpm, 168 Nm	1	\$ 500.00	\$ 500.00
3	Motoreductor	1	\$ 380.00	\$ 380.00
4	Rodamiento axial, D= 52 mm, d= 35mm, H=12 mm	1	\$ 2.50	\$ 2.50
5	Rodamiento radial, D= 62 mm, d= 35mm, H= 9 mm	1	\$ 2.50	\$ 2.50
6	Rodamiento radial, D= 24 mm, d= 12mm	6	\$ 1.50	\$ 9.00
7	Cadena de rodillos No. 60, paso 3/4, L= 2m	1	\$ 30.29	\$ 30.29
8	Cadena de rodillos No. 40, paso 1/2, L= 3.60m	1	\$ 45.00	\$ 45.00
9	Catarina Z=21, paso 3/4"	1	\$ 10.00	\$ 10.00
10	Catarina Z=22, paso 3/4"	1	\$ 10.00	\$ 10.00
11	Catarina Z=17, paso 1/2"	3	\$ 7.50	\$ 22.50
12	Catarina Z= 14, Acero AISI 1018	1	\$ 6.00	\$ 6.00
13	Pernos M10x60 mm	8	\$ 0.75	\$ 6.00
14	Pernos M6x15	3	\$ 0.30	\$ 0.90
15	Pernos M8x15	24	\$ 0.35	\$ 8.40
16	Prisionero M8x10x1 mm	5	\$ 0.50	\$ 2.50
17	Tuercas hexagonales M10	32	\$ 0.50	\$ 16.00
18	Tuercas hexagonales M6	3	\$ 0.50	\$ 1.50
19	Arandela planas diámetro 10 mm	16	\$ 0.30	\$ 4.80
20	Arandela M6	3	\$ 0.40	\$ 1.20
21	Chumaceras UCP204 GKB-FK	6	\$ 4.50	\$ 27.00
22	Chavetas (Varios)	1	\$ 2.50	\$ 2.50
23	Anillos de retencion (Varios)	1	\$ 1.20	\$ 1.20
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 1,091.74</b>

Tabla 4.2: Costos de elementos normalizados

#### 4.1.3 Costos de insumos eléctricos

Insumos eléctricos				
Item	Descripción	Cantidad	Valor unitario	Valor total
1	Gabinete metálico 300x200x150	1	\$ 36.43	\$ 36.43
2	Canaleta ranurada 25x40	1	\$ 7.00	\$ 7.00
3	Rien Din	1	\$ 3.09	\$ 3.09
4	Disyuntor de 3 polos para Rieldin 6A	1	\$ 19.68	\$ 19.68
5	Portafusibles 10x38 1 polo	2	\$ 1.98	\$ 3.96
6	Fusibles de 10x38 de 1A	2	\$ 0.38	\$ 0.76
7	Pulsadores NO Verde	3	\$ 1.78	\$ 5.34
8	Pulsadores NC Rojo	3	\$ 1.78	\$ 5.34
9	Paro de emergencia	1	\$ 2.33	\$ 2.33
10	Limitador de rodillo	2	\$ 36.98	\$ 73.96
11	Contactores Sassin de 9	3	\$ 2.81	\$ 8.43
12	Varios (Cables, conectores, taípe, etc)	1	\$ 42.00	\$ 42.00
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 208.32</b>

Tabla 4.3: Insumos eléctricos

#### 4.1.4 Costos de mecanizado

Costo de mecanizado				
Item	Máquina	Horas	Costo / Hora	Costo total
1	Torno	16.00	10.00	\$ 160.00
2	Fresadora	12.00	12.00	\$ 144.00
3	Dobladora	4.00	1.00	\$ 4.00
4	Taladro	8.00	4.50	\$ 36.00
5	Amoladora	8.00	3.00	\$ 24.00
6	Oxicorte	1.00	4.00	\$ 4.00
7	Soldadura	10.00	8.00	\$ 80.00
8	Operaciones manuales	24.00	8.00	\$ 192.00
8	Instalación eléctrica	3.50	12.00	\$ 42.00
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 686.00</b>

Tabla 4.4: Costos de mecanizado

#### 4.1.5 Costos de Montaje

Costos de Montaje					
Item	Personal	Actividad	Días	US\$/Día	Total
1	Técnico electromecánico	Conecciones - Ensamblaje	10.00	\$ 25.00	\$ 250.00
2	Técnico soldador	Sodadura	10.00	\$ 25.00	\$ 250.00
4	Mecánico	Ayudante	10.00	\$ 18.00	\$ 180.00
<b>Subtotal:</b>					<b>\$ 680.00</b>

Tabla 4.5: Costos de Montaje

#### 4.1.6 Costo directo total

Costo directo	Valor
Materiales directos	\$ 634.20
Elementos normalizados	\$ 1,091.74
Insumos eléctricos	\$ 208.32
Costos de mecanizado	\$ 686.00
Costos de montaje	\$ 680.00
<b>Total</b>	<b>\$ 3,300.26</b>

Tabla 4.6: Costo directo total

### 4.2 Análisis de Costos Indirectos

Los costos indirectos hacen referencia a materiales consumibles, complementarios para la construcción de los elementos de la máquina.

#### 4.2.1 Materiales indirectos

Materiales indirectos				
Item	Descripción	Cantidad	Valor unitario	Valor total
1	Electrodo E-6011	2	\$ 5.40	\$ 10.80
2	Discos de corte	2	\$ 2.20	\$ 4.40
3	Pintura anticorrosiva	1	\$ 40.00	\$ 40.00
4	Lija de hierro	3	\$ 6.00	\$ 18.00
5	Guantes	2	\$ 2.50	\$ 5.00
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 78.20</b>

Tabla 4.7: Materiales indirectos<sup>96</sup>

<sup>96</sup> Tabla de materiales indirectos, Fuente: Supercentro Ferretero Kywi.

#### 4.2.2 Costos de ingeniería

<b>Costos de Ingeniería</b>				
<b>Personal</b>	<b>Especialidad</b>	<b>Tiempo (meses)</b>	<b>Costo unitario (US\$ / mes)</b>	<b>Total</b>
Ingeniero	Mecánico	0.5	\$ 800.00	\$ 400.00
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 400.00</b>

Tabla 4.8: Costos de ingeniería

#### 4.2.3 Costos varios

<b>Costos imprevistos</b>	
<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>
Impresión planos	\$ 25.00
Movilización	\$ 120.00
Transporte materiales	\$ 50.00
Refrigerios	\$ 40.00
<b>Subtotal</b>	<b>\$ 235.00</b>

Tabla 4.9: Costos imprevistos

#### 4.2.4 Costo indirecto total

<b>Costo indirecto</b>	<b>Valor</b>
Materiales indirectos	\$ 78.20
Costos de ingeniería	\$ 400.00
Costos varios	\$ 235.00
<b>Total</b>	<b>\$ 713.20</b>

Tabla 4.10: Costo indirecto total

#### 4.3 Costo total de la máquina

<b>Costo</b>	<b>Valor total (US\$)</b>
Costo directo	\$ 3,300.26
Costo indirecto	\$ 713.20
<b>Total</b>	<b>\$ 4,013.46</b>

Tabla 4.11: Costo total

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 5.1 Conclusiones

- Se realizó un análisis para la selección de las alternativas de diseño con el fin que la máquina pueda cumplir con las condiciones previamente establecidas como la de girar a una velocidad de 14 rpm una carga de 500 kg envolviendo una película de plástico pre-estirada, facilitando el proceso logístico en la trasportación del producto.
- El diseño propuesto disminuye los tiempos muertos, ya que la máquina cuenta con características modulares y portátiles, puede funcionar en cualquier lugar que tenga una superficie plana y una fuente de energía eléctrica de 220V / 380V
- Cuenta con un sistema de pre-estiraje para la película de plástico a envolver, estirando hasta un 200%, la cual permite un ahorro significativo de este consumible que por lo general se recubre a la mercadería con dos capas.
- La máquina es de fácil mantenimiento, la mayoría de sus componentes son desmontables y puntos de lubricación visibles, facilitando la revisión periódica y mantenimiento preventivo.
- Factor de seguridad utilizado en la máquina, brinda una confiabilidad que funciona bajo parámetros normales de trabajo.
- La máquina es de fácil operación, no presenta dificultad para que opere una persona



## 5.2 Recomendaciones

- Se recomienda realizar el mantenimiento de forma periódica en todos los componentes de la máquina en especial en chumaceras, rodamiento y cadenas, con el fin de prolongar la vida útil de la máquina.
- Antes de poner en marcha se deberá revisar cuidadosamente el plato giratorio, que no se encuentren piezas o artículos trabados, para evitar daños en las partes constitutivas de la máquina y ocasionar accidentes de trabajo.
- La máquina puede ser manipulada por una persona, con conocimientos básicos en seguridad industrial.
- Se recomienda realizar mejoras futuras instalando máquinas adicionales como cargadora y bandas transportadoras facilitando la operación,
- Realizar análisis constantes del funcionamiento de la máquina, proponiendo el uso de nuevos mecanismos, materiales y tecnologías, reduciendo los costos de fabricación, para que máquinas de este tipo estén al alcance de las pequeñas industrias.
- Se debe promover máquinas de fabricación nacional con estudios previos, construidas con materiales de buena calidad, que cumplan con los parámetros de diseño, ahorrando recursos e impuestos en la importación de las mismas.

## BIBLIOGRAFÍA

### Libros:

- SHIGLEY, Richard G.,” *Diseño en Ingeniería Mecánica*”, 8va. Edición, Mc Graw Hill, 2008, México.
- ROBERT L. MOTT , “*Diseño de Elementos de Máquinas*”, 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México.
- J. L. MERIAM / L.G. KRAIGE, “*Dinámica*” , Tercera Edición.
- ROLDAN José, “*Prontuario de Mecánica Industrial Aplicada*”, Editorial Paraninfo.
- McCORMAC, Jack C., “*Diseño de Estructuras de Acero Método ASD*”, Alfaomega, 4ta Edición, 1999, México.
- PYTEL – SINGER, “*Resistencia de los materiales*”, Cuarta Edición.
- IVAN BHOMAN, “*Catálogo de aceros*”.
- INEN, “*Código de Dibujo Técnico Mecánico*”, 1981, Quito – Ecuador.

### Páginas web:

- <http://www.slideshare.net/rojs/empaque-embalaje>
- <http://www.revistadelogistica.com/marcas-y-pictogramas.asp>
- <http://www.tellurerota.com>
- <http://www.casadelperno.com/>
- [www.varvel.com.mx](http://www.varvel.com.mx)
- <http://www.skf.com/>
- <http://www.cadersa.es>
- [www.robopacenvolvedoras.com/](http://www.robopacenvolvedoras.com/)

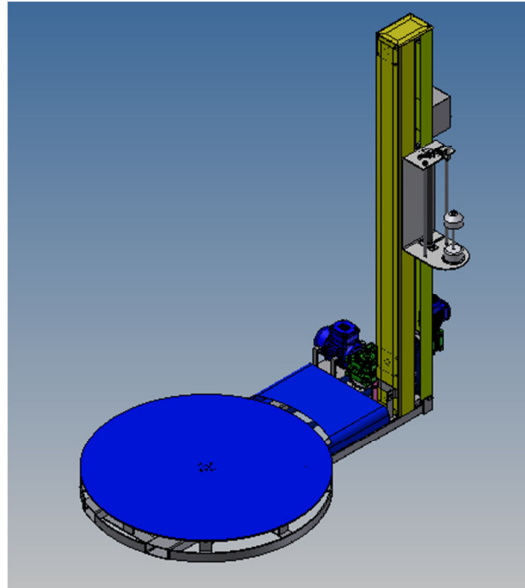
## **ANEXOS**

# ANEXO 1

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

## MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Este documento tiene como objetivo dar a conocer al usuario el funcionamiento, características y partes constitutivas de la máquina



1.- Máquina envolvente de palets

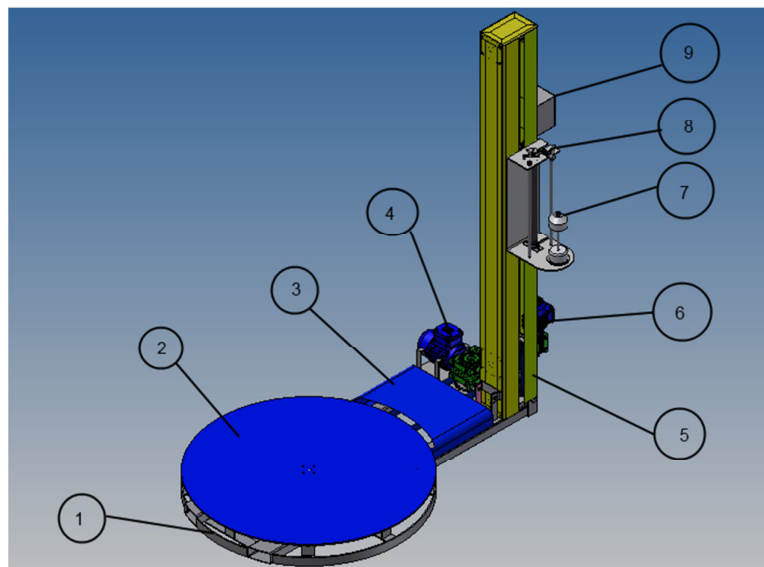
### 1.1 Especificaciones técnicas

Especificaciones Técnicas		
1	Número de ruedas	8
2	Capacidad de carga	500 Kg
3	Díametro del plato	1000 mm
4	Altura útil de la torre	1600 mm
5	Charriot	Tipo carro
6	Sistema de pre-estiraje	Freno mecánico
7	Potencia del motor del plato	0.37 HP
8	Potencia del motor de la torre	0.15 KW
9	Alimentación	220 V
10	Frecuencia	60 Hz
11	Velocidad de giro del plato	14 rpm
12	Velocidad de subida del carro	9.34 cm/seg

## 1.2 Reglas para la seguridad

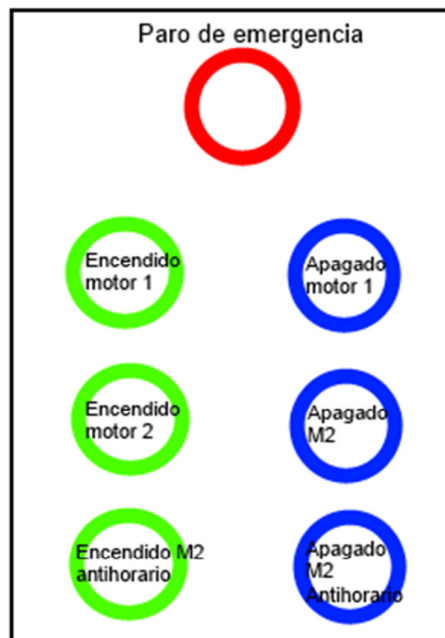
- Mantenga las manos, los pies, el cabello y la ropa alejados de las partes motorizadas.
- Revisar cualesquier conexiones eléctricas flojas o defectos en los cables del sistema eléctrico.
- Usar ropa de trabajo adecuada
- Mantenga la basura y otros objetos lejos del plato giratorio.
- No opere la máquina si nota alguna condición insegura y ponga aviso en el equipo para que otros se den cuenta del problema.
- Antes de accionar la máquina revisar su alrededor, que no existan objetos que puedan dañar la mercadería al momento de girar.
- No utilice grasas, combustibles y aceites para la limpieza del plato giratorio, la carga podría perder adherencia sobre el plato al momento que este gire.
- Debe existir un botiquín de primeros auxilios cerca al área de trabajo.

## 1.3 Posiciones de los componentes



1. Base
2. Plato giratorio
3. Tapa de transmisión
4. Motorreductor de plataforma
5. Columna
6. Motorreductor para columna
7. Carro portafilm
8. Sistema de pre-estiraje
9. Panel de control

#### 1.4 Panel de mando



## **1.5 Procedimientos para el funcionamiento**

### **1.5.1 Antes de arrancar**

1. Verifique que no se encuentre objetos que se adhiera a los elementos giratorios.
2. Verifique el peso del producto para no sobrepase la capacidad de carga de la máquina

### **1.5.2 El funcionamiento**

1. Instale la carga lo más centrada posible sobre el plato giratorio.
2. Instale en el carro porta film el consumible y pase la película por los rodillos guías y el rodillo de estiramiento hasta fijar sobre el plato giratorio.
3. Pulse el botón “Encendido Motor 1” para accionar la plataforma giratoria.
4. Accione manualmente el mecanismo para el estiramiento de Stretch film
5. Pulse el botón “Encendido Motor 2” para accionar el carro porta film hacia arriba, dependiendo la altura deseada pulsar “Apagado Motor 2”, accionar “Encendido Motor 2 anti horario” hasta que el consumible retorne a su posición inicial.
6. Fin del ciclo, accionar “Apagado Motor 2 anti horario” y “Encendido Motor 1”
7. Corte el accedente de stretch film y retire la carga.



## **MANTENIMIENTO**

### **Mantenimiento diario.**

- Limpieza de máquina (operario)
- Inspección visual (ruidos y vibraciones anormales, conexiones eléctricas, etc.)
- Comprobación del estado de herramienta
- Comprobación de lubricación de los componentes

### **Mantenimiento semanal.**

- Limpieza general de residuos de stretch film que se alojaron en partes internas de los carros.
- Engrase de chumaceras.
- Lubricación de cadenas y catarinas.
- Chequear los rodamientos

### **Mantenimiento mensual**

- Medición de consumo de corriente
- Comprobación de funcionamiento
- Calibración de posición
- Inspección visual de cuadros eléctricos (cables dañados, elementos en mal estado)
- Limpieza del cuadro eléctrico y de control

### **Mantenimiento Trimestral**

- Revisión completa de los componentes
- Revisión completa del cableado
- Limpieza por aspiración de cuadros eléctricos y de control
- Reapriete de tornillos
- Reparación de todas las averías y problemas de los que se tenga conocimiento
- Verificar el desgaste de piezas críticas, como catarinas, chumaceras, rodamientos, etc.

### **Mantenimiento anual**

- Sustitución de ruedas de apoyo, ejes, chumaceras, catarinas, rodamientos, cadenas, chavetas, etc.
- Limpieza de la plataforma
- Revisar el motor eléctrico, cables eléctricos. Limpieza y cambio de los contactos del mismo.

MANTENIMIENTO MENSUAL																												
Actividad	SEMANA 1							SEMANA 2							SEMANA 3							SEMANA 4						
	L	M	M	J	V	S	D	L	M	M	J	V	S	D	L	M	M	J	V	S	D	L	M	M	J	V	S	D
Limpieza general de la máquina	X		X		X			X		X		X			X		X		X			X		X		X		
Lubricación de las cadenas	X							X							X							X						
Lubricación de las catarinas	X							X							X							X						
Engrasado de chumaceras	X							X							X							X						
Calibración sistema de pre-estiraje	X	X	X	X	X			X	X	X	X	X			X	X	X	X	X			X	X	X	X	X		
Verificar funcionamiento de pulsadores	X	X	X	X	X			X	X	X	X	X			X	X	X	X	X			X	X	X	X	X		
Verificar funcionamiento ruedas de apoyo	X	X	X	X	X			X	X	X	X	X			X	X	X	X	X			X	X	X	X	X		
Verificar funcionamiento rodamientos	X	X	X	X	X			X	X	X	X	X			X	X	X	X	X			X	X	X	X	X		
Limpieza base de la plataforma	X														X													
Limpieza interior de torre	X														X													

Siempre	X
Pasando un día	X
Cada semana	X
Cada 2 semanas	X

# ANEXO 2

## TABLAS

**Tabla 1. Propiedades mecánicas de los aceros**

**APÉNDICE 7 PROPIEDADES DE LOS ACEROS ESTRUCTURALES**

Designación del material (número ASTM)	Grado, producto o espesor	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)	
A36	$t \leq 8$ pulg	58	400	36	250	21
A242	$t \leq 3/4$ pulg	70	480	50	345	21
A242	$t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	67	460	46	315	21
A242	$t \leq 4$ pulg	63	435	42	290	21
A500	Tubo estructural formado en frío, redondo o de otras formas					
	Redondo, grado A	45	310	33	228	25
	Redondo, grado B	58	400	42	290	23
	Redondo, grado C	62	427	46	317	21
	Otra forma, grado A	45	310	39	269	25
	Otra forma, grado B	58	400	46	317	23
	Otra forma, grado C	62	427	50	345	21
A501	Tubo estructural formado en caliente, redondo o de otras formas	58	400	36	250	23
A514	Templado y revenido, $t \leq 2\frac{1}{2}$ pulg	110-130	760-895	100	690	18%
A572	42, $t \leq 6$ pulg	60	415	42	290	24
A572	50, $t \leq 4$ pulg	65	450	50	345	21
A572	60, $t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	75	520	60	415	18
A572	65, $t \leq 1\frac{1}{4}$ pulg	80	550	65	450	17
A588	$t \leq 4$ pulg	70	485	50	345	21
A992	Perfiles W	65	450	50	345	21

*Nota:* ASTM A572 es uno de los aceros de alta resistencia y baja aleación (HSLA), y sus propiedades son similares a las del acero SAE J4106, especificadas por la SAE.

**Fuente:** MOTT Robert L., “*Diseño de Elementos de Máquinas*”, 4ta Edición, Pearson Educación,

2006, México, Apéndices.

Tabla 2. Catálogo de Ruedas y Garruchas.

**Ficha Técnica**  
(Febrero 2012)

**Rueda 3 PG Colson**  
Código IMSA: 6015110

**Material:** Poliuretano.

**Color:** Gris verdoso

**Diámetro:** 3 Pulgadas

**Ancho del bocín:** 1 1/2 Pulgadas

**Capacidad de carga:** 100 Kilogramos

**Ancho de Banda:** 1 1/4 Pulgadas

**Soportes compatibles:** 3-17

**Diámetro del eje:** 3/8 Pulgadas

**Unidad de empaque:** 1 Unidad

**Rodamiento:** N.A

**Imsa**  
Industrias Metálicas Sudamericanas S.A.  
Tecnología en Movimiento

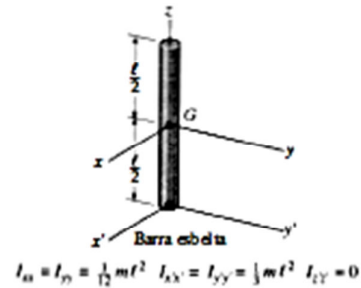
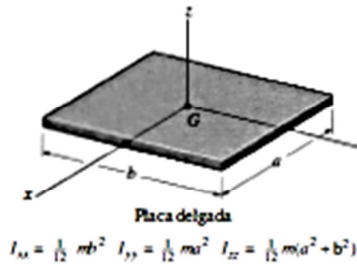
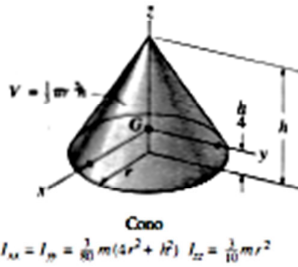
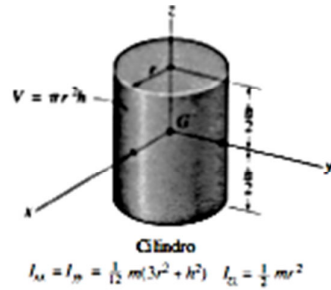
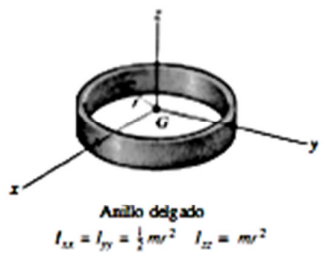
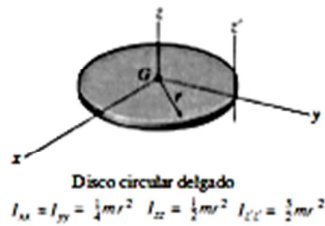
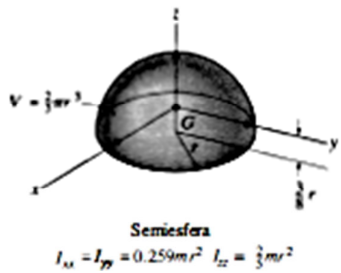
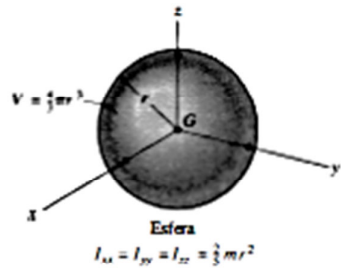
www.imsa-colson.com



Fuente: Catálogo, Empresa Ruedas y garruchas.

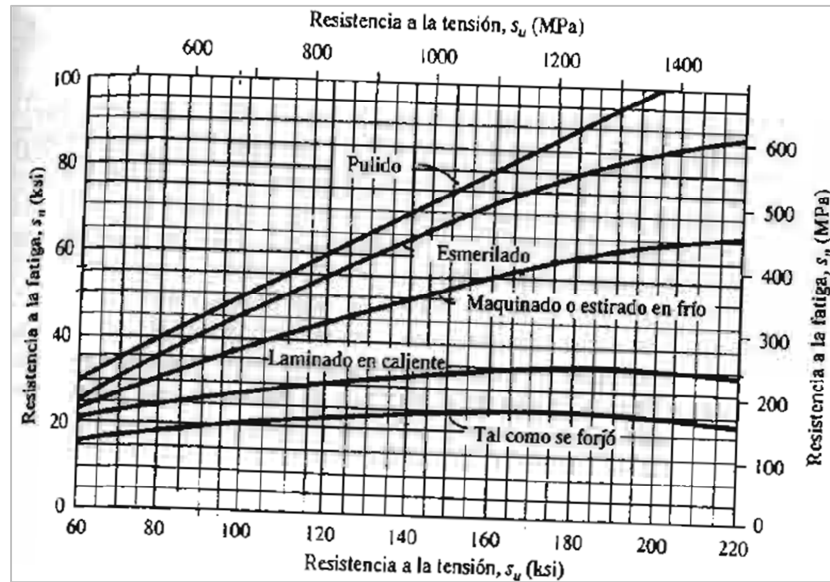
Tabla 3. Momentos de Inercia de cuerpos solidos

Centro de gravedad y momento de inercia de masa de cuerpos sólidos homogéneos



Fuente: HIBBELER R.C., "Mecánica Vectorial para Ingenieros Estática", 10ma Edición, Pearson Educación, 2006, México, Apéndices.

**Tabla 4a. Resistencia a la fatiga modificada**



Fuente: MOTT Robert L, "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Education, 2006, México,

Pág. 175.

**Tabla 4b. Factor de material**

Factor de material			
Material	Cm	Material	Cm
Acero forjado	1.00	Hierro colado maleable	0.80
Acero colado	0.80	Hierro colado gris	0.70
Acero pulverizado	0.76	Hierro colado dúctil	0.66

Fuente: MOTT Robert L, "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Education, 2006, México,

Pág. 174.

**Tabla 4c. Factor tipo de esfuerzo**

Factor de tipo de esfuerzo	
Esfuerzo	Factor
Flexión	1.0
Carga Axial	0.8

Fuente: MOTT Robert L, "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Education, 2006, México,

Pág. 176.



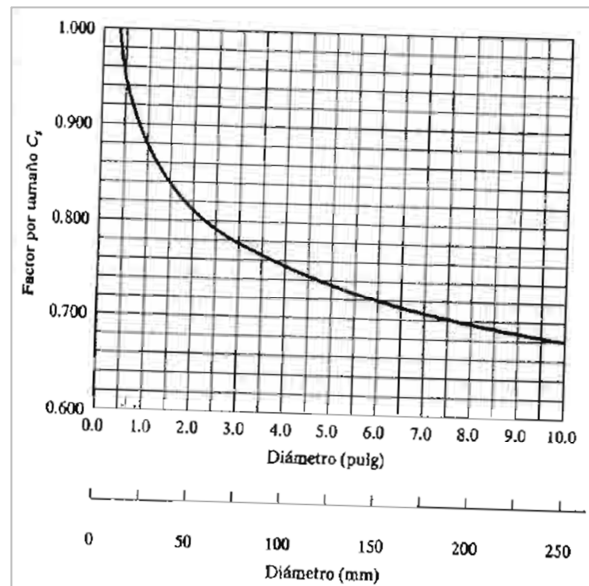
**Tabla 4d. Factor de confiabilidad aproximado**

Factor de confiabilidad aproximado	
Confiabilidad	Factor
0.50	1.00
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: MOTT Robert L, "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Education, 2006, México,

Pág. 175.

**Tabla 4e. Factor por tamaño**



Fuente: MOTT Robert L, "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Education, 2006, México ,

Pág. 175.

## Tabla 5. Propiedades y esfuerzo del material de aporte

472 | PARTE TRES Diseño de elementos mecánicos

**Tabla 9-3**

Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

\*Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

**Tabla 9-4**

Esfuerzos permisibles del Código AISC para metal de aporte

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	$n^*$
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_u^†$	

\*El factor de seguridad  $n$  se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.

†El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de  $0.40S_u$  del metal base.

Fuente: SHIGLEY, Richard G., "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, Mc Graw Hill, 2008, México,

Tabla 6. Catalogo motorreductores varvel



1400 min <sup>-1</sup>						Reductores Serie RS y RT					
Motoreductores						Tabla de selección					
<b>0.25 kW</b>	min <sup>-1</sup>	i =	Nm	SF	kg	<b>0.55 kW</b>	min <sup>-1</sup>	i =	Nm	SF	kg
MRA-MTA 71/50	32	44	59	2.5	12	MRA-MTA 80/85	8.0	176	396	1.3	26
MRS-MRT 50	29	49	52	1.5	9.6	MRA-MTA 80/85	5.5	252	520	1.0	26
MRS-MRT 50	25	56	57	1.3	9.6	MRA-MTA	4.6	309	614	1.8	49
MRA-MTA 71/50	22	63	80	1.7	12	MRA-MTA	4.0	353	689	1.4	49
MRS-MRT 50	20	70	63	1.0	9.6	MRS-MRT	3.3	420	756	1.1	49
MRS-MRT 60	18	80	72	1.5	12	MRA-MTA	3.2	441	794	1.2	49
MRA-MTA 71/50	95	95	109	1.2	12	MRA-MTA	2.8	504	851	0.9	49
MRS-MRT 60	14	100	88	1.0	12	MRS-MRT	2.5	570	962	1.3	49
MRA-MTA 71/60	11	126	144	1.6	15	MRS-MRT	1.8	784	1236	1.5	49
MRS-MRT 40/70	9.3	150	146	1.5	18						
MRA-MTA 71/60	8.0	176	171	1.4	15	<b>0.75 kW</b>	min <sup>-1</sup>	i =	Nm	SF	kg
MRS-MRT 40/70	7.0	200	188	1.5	18	MRS-MRT 50	280	5	23	>3	14
MRA-MTA 71/70	5.5	252	232	1.3	18	MRS-MRT 50	200	7	31	2.4	14
MRS-MRT 40/70	5.0	280	224	1.5	18	MRS-MRT 50	140	10	43	1.7	14
MRA-MTA 71/70	4.6	309	263	1.0	18	MRS-MRT 50	93	15	60	1.2	14
MRA-MTA 71/70	4.0	353	277	0.9	18	MRS-MRT 60	70	20	79	1.5	17
MRS-MRT 40/70	3.3	420	315	1.2	18	MRS-MRT 60	50	28	102	1.4	17
MRS-MRT 40/70	2.5	560	401	1.0	18	MRS-MRT 60	35	40	135	1.0	17
MRS-MRT 40/85	1.8	784	535	1.1	22	MRA-MTA 80/60	32	44	178	1.2	20
MRS-MRT 50/110	1.3	1120	707	1.8	46	MRS-MRT 70	29	49	168	1.1	19
MRS-MRT 50/110	0.9	1568	882	1.5	46	MRS-MRT 70	25	56	183	1.0	19
MRS-MRT 50/110	0.6	2240	1146	1.2	46	MRA-MTA 80/60	22	63	242	1.0	20
MRS-MRT 50/110	0.5	2800	1289	0.9	46	MRS-MRT 85	20	70	226	1.3	23
						MRS-MRT 85	18	80	246	1.1	23
<b>0.37 kW</b>	min <sup>-1</sup>	i =	Nm	SF	kg	MRA-MTA 80/70	11	126	341	0.9	23
MRS-MRT 40	280	5	11	>3	8.7	MRA-MTA 80/85	8.0	176	540	0.9	27
MRS-MRT 40	200	7	15	3.0	8.7	MRA-MTA	5.5	252	735	1.5	50
MRS-MRT 40	140	10	21	2.2	8.7	MRA-MTA	4.6	309	838	1.3	50
MRS-MRT 40	93	15	30	1.5	8.7	MRA-MTA	4.0	353	939	1.1	50
MRS-MRT 40	70	20	38	1.0	8.7	MRS-MRT	3.3	420	1031	1.2	50
MRS-MRT 40	50	28	48	1.0	8.7	MRA-MRT	3.2	441	1083	0.9	50
MRS-MRT 50	35	40	65	1.1	10	MRS-MRT	2.5	570	1289	1.0	50
MRA-MTA 71/50	32	44	87	1.7	13						
MRS-MRT 50	29	49	77	1.0	10	<b>1.1 kW</b>	min <sup>-1</sup>	i =	Nm	SF	kg
MRS-MRT 60	25	56	85	1.5	13	MRS-MRT 60	280	5	34	>3	19
MRA-MTA 71/50	22	63	118	1.1	13	MRS-MRT 60	200	7	45	2.5	19
MRS-MRT 60	20	70	97	1.3	13	MRS-MRT 60	140	10	63	2.1	19
MRS-MRT 60	18	80	107	1.0	13	MRS-MRT 60	93	15	91	1.4	19
MRA-MTA 71/60	15	95	168	1.4	16	MRS-MRT 60	70	20	116	1.1	19
MRS-MRT 70	14	100	130	1.0	15	MRS-MRT 70	50	28	158	1.4	21
MRA-MTA 71/60	11	126	213	1.1	15	MRS-MRT 70	35	40	213	1.1	21
MRS-MRT 40/70	9.3	150	217	2.1	18	MRA-MTA 80/70	32	44	264	1.1	25
MRA-MTA 71/60	8.0	176	253	0.9	15	MRS-MRT 85	29	49	246	1.3	26
MRS-MRT 40/70	7.0	200	278	1.3	18	MRS-MRT 85	25	56	286	1.1	26
MRA-MTA 71/70	5.5	252	343	0.9	18	MRA-MTA 80/85	22	63	364	1.4	30
MRS-MRT 40/70	5.0	280	332	1.1	18	MRS-MRT 110	20	70	352	1.8	48
MRS-MRT 40/85	3.3	420	488	1.2	23	MRS-MRT 110	18	80	396	1.3	48
MRS-MRT 40/85	2.5	560	622	1.0	23	MRA-MTA 80/85	15	95	513	1.0	30
MRS-MRT 50/110	1.3	1120	1046	1.2	47	MRS-MRT 110	14	100	458	1.0	48
MRS-MRT 50/110	0.9	1568	1306	1.1	47	MRA-MTA	11	126	671	1.6	52
						MRA-MTA	8.0	176	832	1.4	52
<b>0.55 kW</b>	min <sup>-1</sup>	i =	Nm	SF	kg	MRA-MRT	5.5	252	1078	1.0	52
MRS-MRT 40	280	5	16	2.8	10.7	MRA-MTA	4.6	309	1229	0.9	52
MRS-MRT 50	200	7	23	>3	12	MRA 100/130	3.5	400	1681	1.0	76
MRS-MRT 50	140	10	32	2.4	12	MRS-MRT	3.3	420	1576	1.3	69
MRS-MRT 50	93	15	44	1.7	12	MRA 100/150	3.0	448	1916	1.3	106
MRS-MRT 50	70	20	57	1.1	12	MRA 100/150	2.5	560	2059	1.0	106
MRS-MRT 50	50	28	75	1.1	12	MRA 100/150	2.2	640	2209	0.9	106

Fuente: www.varvel.com.mx

**Tabla 7. Capacidades en HP de cadena simple de rodillos No. 60**

Capacidades en caballos de fuerza - Cadenas simple de rodillos número 60	Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min																				
	25	50	100	120	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2500	3000	3500	4000	4500
1	0.46	0.89	1.72	2.05	3.35	4.95	6.52	8.08	9.63	12.69	15.38	11.85	9.41	7.70	6.45	5.51	3.94	3.00	2.38	1.95	1.63
1	0.50	0.97	1.88	2.24	3.66	5.40	7.12	8.82	10.51	13.85	17.15	13.51	10.72	8.77	7.35	6.28	4.49	3.42	2.71	2.22	1.86
2	0.54	1.05	2.04	2.43	3.96	5.85	7.71	9.55	11.38	15.00	18.58	15.23	12.08	9.89	8.29	7.08	5.06	3.85	3.06	2.50	2.10
1	0.58	1.13	2.19	2.61	4.27	6.30	8.30	10.29	12.26	16.15	20.01	17.02	13.51	11.05	9.26	7.91	5.66	4.31	3.42	2.80	2.34
5	0.62	1.21	2.35	2.80	4.57	6.75	8.90	11.02	13.13	17.31	21.44	18.87	14.98	12.26	10.27	8.77	6.28	4.77	3.79	3.10	2.60
1	0.66	1.29	2.51	2.99	4.88	7.20	9.49	11.76	14.01	18.46	22.87	20.79	16.50	13.51	11.32	9.66	6.91	5.26	4.17	3.42	1.78
1	0.70	1.37	2.66	3.17	5.18	7.65	10.08	12.49	14.88	19.62	24.30	22.77	18.07	14.79	12.40	10.58	7.57	5.76	4.57	3.74	0.00
1	0.75	1.45	2.82	3.36	5.49	8.10	10.68	13.23	15.76	20.77	25.73	24.81	19.69	16.11	13.51	11.53	8.25	6.28	4.98	4.08	0.00
3	0.79	1.53	2.98	3.55	5.79	8.55	11.27	13.96	16.63	21.92	27.16	26.91	21.35	17.48	14.65	12.50	8.95	6.81	5.40	0.20	0.00
4	0.83	1.61	3.13	3.73	6.10	9.00	11.86	14.70	17.51	23.08	28.59	29.06	23.06	18.87	15.82	13.51	9.66	7.35	5.83	0.00	0.00
5	0.87	1.69	3.29	3.92	6.40	9.45	12.46	15.43	18.38	24.23	30.02	31.26	24.81	20.31	17.02	14.53	10.40	7.91	6.28	0.00	0.00
3	0.91	1.77	3.45	4.11	6.71	9.90	13.05	16.17	19.26	25.39	31.45	33.52	26.60	21.77	18.25	15.58	11.15	8.48	0.00	0.00	0.00
3	0.95	1.85	3.61	4.29	7.01	10.35	13.64	16.90	20.13	26.54	32.88	35.84	28.44	23.28	19.51	16.66	11.92	9.07	0.00	0.00	0.00
1	0.99	1.93	3.76	4.48	7.32	10.80	14.24	17.64	21.01	27.69	34.31	38.20	30.31	24.81	20.79	17.75	12.70	9.66	0.00	0.00	0.00
3	1.04	2.01	3.92	4.67	7.62	11.25	14.83	18.37	21.89	28.85	35.74	40.61	32.23	26.38	22.11	18.87	13.51	10.27	0.00	0.00	0.00
5	1.08	2.09	4.08	4.85	7.93	11.70	15.42	19.11	22.76	30.00	37.17	43.07	34.18	27.98	23.44	20.02	14.32	10.90	0.00	0.00	0.00
3	1.16	2.26	4.39	5.23	8.54	12.60	16.61	20.58	24.51	32.31	40.03	47.68	38.20	31.26	26.20	22.37	16.01	0.00	0.00	0.00	0.00
2	1.24	2.42	4.70	5.60	9.15	13.50	17.79	22.05	26.26	34.62	42.89	51.09	42.36	34.67	29.06	24.81	17.75	0.00	0.00	0.00	0.00
5	1.33	2.58	5.02	5.98	9.76	14.40	18.98	23.52	28.01	36.92	45.75	54.50	46.67	38.20	32.01	27.33	19.56	0.00	0.00	0.00	0.00
3	1.45	2.82	5.49	6.54	10.67	15.75	20.76	25.72	30.64	40.39	50.03	59.60	53.38	43.69	36.62	31.26	1.35	0.00	0.00	0.00	0.00
1	1.66	3.22	6.27	7.47	12.20	18.00	23.73	29.39	35.02	46.16	57.18	68.12	65.22	53.38	44.74	38.20	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
7	1.86	3.63	7.05	8.40	13.72	20.25	26.69	33.07	38.39	51.92	64.33	76.63	77.83	63.70	53.38	12.45	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Fuente: MOTT Robert L., "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 288.

o A: Lubricación manual o por goteo  
o B: Lubricación en baño o con disco  
o C: Lubricación con chorro de aceite

ian Chain Association, Naples, FL

Tabla 8. Reacciones en vigas estáticamente indeterminadas

<b>VIGA 2 VANOS IGUALES: carga repartida en los 2 vanos.</b>	
	<b>Reacciones</b>
	$R_A = R_C = \frac{3qL}{8}$ $R_B = \frac{5qL}{4}$
	<b>Cortantes</b>
	$V_{AB} = \frac{q}{8} \cdot (3L - 8x)$ $V_B^{izq} = -V_B^{der} = -\frac{5qL}{8}$ $V_{BC} = \frac{q}{8} \cdot (13L - 8x)$
	<b>Flectores</b>
	$M_{AB} = \frac{qx}{8} \cdot (3L - 4x)$ $M_{BC} = \frac{q}{8} \cdot (2L - x) \cdot (4x - 5L)$ $M_B = -\frac{qL^2}{8}$ $M_{m\acute{a}x} = \frac{9qL^2}{128} \quad \text{para } x = \frac{3L}{8} \text{ y } x = \frac{13L}{8}$

Fuente: <http://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/25612/1/Estructuras%20Met%C3%A1licas%20-%20Material%20apoyo.pdf>

**Tabla 9. Factor de concentración de esfuerzo para vinchas**

	<b>Flexión</b>	<b>Torsión</b>	<b>Axial</b>
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ( $r/d = 0.02$ )	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

**Fuente:** SHIGLEY, Richard G., “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, 8va. Edición, Mc Graw Hill, 2008, México, Pág. 361.

**Tabla 10. Coeficiente de seguridad estático**

<i>Tipo de carga</i>	<i>Ruido no importante</i>		<i>Funcionamiento normal</i>		<i>Funcionamiento silencioso</i>	
	<i>Bolas</i>	<i>Rodillos</i>	<i>Bolas</i>	<i>Rodillos</i>	<i>Bolas</i>	<i>Rodillos</i>
<i>Carga suave</i>	0.5	1	1	1.5	2	3
<i>Carga normal</i>	0.5	1	1	1.5	2	3.5
<i>Carga con impacto</i>	$\geq 1.5$	$\geq 2.5$	$\geq 1.5$	$\geq 3$	$\geq 2$	$\geq 4$

**Fuente:** [http://olimpia.cuautitlan2.unam.mx/pagina\\_ingenieria/mecanica/mat/mat\\_mec/m1/tablas%20y%20graficas.pdf](http://olimpia.cuautitlan2.unam.mx/pagina_ingenieria/mecanica/mat/mat_mec/m1/tablas%20y%20graficas.pdf)

as.pdf

**Tabla 11. Factor de carga radial equivalente**

Tipos de cojinete de bolas	$X_1$	$Y_1$	$X_2$	$Y_2$
De contacto radial	1	0	0.5	1.4
De contacto angular con ángulo suave	1	1.25	0.45	1.2
De contacto angular con ángulo fuerte	1	0.75	0.4	0.75
Con doble fila y dúplex (DB oDF)	1	0.75	0.63	1.25

**Tabla 12. Coeficientes de fricción de diferentes materiales**

**TABLA 22-2** Coeficientes de fricción

Material de fricción	Coeficiente de fricción dinámica		Intervalo de presiones	
	Seco	En aceite	(psi)	(kPa)
Compuestos moldeados	0.25-0.45	0.06-0.10	150-300	1035-2070
Materiales tejidos	0.25-0.45	0.08-0.10	50-100	345-690
Metal sinterizado	0.15-0.45	0.05-0.08	150-300	1035-2070
Corcho	0.30-0.50	0.15-0.25	8-15	55-100
Madera	0.20-0.45	0.12-0.16	50-90	345-620
Hierro colado	0.15-0.25	0.03-0.06	100-250	690-1725
A base de papel		0.10-0.15		
Grafito/resina		0.10-0.14		

Fuente: MOTT Robert L., "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 850.

**Tabla 13. Tamaños de cadenas de rodillos**

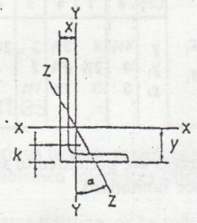
<b>TABLA 7-4 Tamaños de cadenas de rodillos</b>					
Número de cadena	Paso (pulg)	Diámetro del rodillo	Ancho del rodillo	Espesor de placa lateral	Resistencia promedio a la tensión (lb)
25	1/4	Ninguno	-	0.030	925
35	3/8	Ninguno	-	0.050	2100
41	1/2	0.306	0.250	0.050	2000
40	1/2	0.312	0.312	0.060	3700
50	5/8	0.400	0.375	0.080	6100
60	3/4	0.469	0.500	0.094	8500
80	1	0.626	0.625	0.125	14 500
100	1 1/4	0.750	0.750	0.156	24 000
120	1 1/2	0.875	1.000	0.187	34 000
140	1 3/4	1.000	1.000	0.219	46 000
160	2	1.125	1.250	0.250	58 000
180	2 1/4	1.406	1.406	0.281	80 000
200	2 1/2	1.562	1.500	0.312	95 000
240	3	1.875	1.875	0.375	130 000

**Fuente:** MOTT Robert L., "Diseño de Elementos de Máquinas", 4ta Edición, Pearson Educación, 2006, México, Pág. 284.



**Tabla 14. Características del ángulo 1"x1"x1/8**

**ANGLES**  
 Equal legs and unequal legs  
 Properties for designing



Size and Thickness	k	Weight per Ft	Area	AXIS X-X				AXIS Y-Y				AXIS Z-Z		
				I	S	r	y	I	S	r	x	r	Tan α	
In.	In.	Lb.	In. <sup>2</sup>	In. <sup>4</sup>	In. <sup>3</sup>	In.	In.	In. <sup>4</sup>	In. <sup>3</sup>	In.	In.	In.	In.	
L 1 1/4 x 1 1/4 x 1/4	1/2	2.77	0.813	0.227	0.227	0.529	0.529	0.227	0.227	0.529	0.529	0.341	1.000	
	3/16	2.12	0.621	0.179	0.144	0.537	0.506	0.179	0.144	0.537	0.506	0.343	1.000	
L 1 1/2 x 1 1/2 x 1/4	3/16	2.34	0.688	0.139	0.134	0.449	0.466	0.139	0.134	0.449	0.466	0.292	1.000	
	1/8	1.80	0.527	0.110	0.104	0.457	0.444	0.110	0.104	0.457	0.444	0.293	1.000	
L 1 1/4 x 1 1/4 x 1/4	1/16	1.92	0.563	0.077	0.091	0.369	0.403	0.077	0.091	0.369	0.403	0.243	1.000	
	3/16	1.48	0.434	0.061	0.071	0.377	0.381	0.061	0.071	0.377	0.381	0.244	1.000	
L 1 1/4 x 1 1/4 x 1/8	1/32	0.900	0.266	0.032	0.040	0.345	0.327	0.032	0.040	0.345	0.327	0.221	1.000	
L 1 x 1 x 1/4	1/4	0.800	0.234	0.022	0.031	0.304	0.296	0.022	0.031	0.304	0.296	0.196	1.000	

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION

**Fuente:** AISC, "Manual of Steel Construction", Pág. 1-51.

**Tabla 15. Tabla longitud efectiva – Esfuerzo admisible Manual AISC**

Table C-36  
Allowable Stress  
For Compression Members of 36-ksi Specified Yield Stress Steel<sup>a</sup>

$\frac{Kl}{r}$	$F_a$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_a$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_a$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_a$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_a$ (ksi)
1	21.56	41	19.11	81	15.24	121	10.14	161	5.76
2	21.52	42	19.03	82	15.13	122	9.99	162	5.69
3	21.48	43	18.95	83	15.02	123	9.85	163	5.62
4	21.44	44	18.86	84	14.90	124	9.70	164	5.55
5	21.39	45	18.78	85	14.79	125	9.55	165	5.49
6	21.35	46	18.70	86	14.67	126	9.41	166	5.42
7	21.30	47	18.61	87	14.56	127	9.26	167	5.35
8	21.25	48	18.53	88	14.44	128	9.11	168	5.29
9	21.21	49	18.44	89	14.32	129	8.97	169	5.23
10	21.16	50	18.35	90	14.20	130	8.84	170	5.17
11	21.10	51	18.26	91	14.09	131	8.70	171	5.11
12	21.05	52	18.17	92	13.97	132	8.57	172	5.05
13	21.00	53	18.08	93	13.84	133	8.44	173	4.99
14	20.95	54	17.99	94	13.72	134	8.32	174	4.93
15	20.89	55	17.90	95	13.60	135	8.19	175	4.88
16	20.83	56	17.81	96	13.48	136	8.07	176	4.82
17	20.78	57	17.71	97	13.35	137	7.96	177	4.77
18	20.72	58	17.62	98	13.23	138	7.84	178	4.71
19	20.66	59	17.53	99	13.10	139	7.73	179	4.66
20	20.60	60	17.43	100	12.98	140	7.62	180	4.61
21	20.54	61	17.33	101	12.85	141	7.51	181	4.56
22	20.48	62	17.24	102	12.72	142	7.41	182	4.51
23	20.41	63	17.14	103	12.59	143	7.30	183	4.46
24	20.35	64	17.04	104	12.47	144	7.20	184	4.41
25	20.28	65	16.94	105	12.33	145	7.10	185	4.36
26	20.22	66	16.84	106	12.20	146	7.01	186	4.32
27	20.15	67	16.74	107	12.07	147	6.91	187	4.27
28	20.08	68	16.64	108	11.94	148	6.82	188	4.23
29	20.01	69	16.53	109	11.81	149	6.73	189	4.18
30	19.94	70	16.43	110	11.67	150	6.64	190	4.14
31	19.87	71	16.33	111	11.54	151	6.55	191	4.09
32	19.80	72	16.22	112	11.40	152	6.46	192	4.05
33	19.73	73	16.12	113	11.26	153	6.38	193	4.01
34	19.65	74	16.01	114	11.13	154	6.30	194	3.97
35	19.58	75	15.90	115	10.99	155	6.22	195	3.93
36	19.50	76	15.79	116	10.85	156	6.14	196	3.89
37	19.42	77	15.69	117	10.71	157	6.06	197	3.85
38	19.35	78	15.58	118	10.57	158	5.98	198	3.81
39	19.27	79	15.47	119	10.43	159	5.91	199	3.77
40	19.19	80	15.36	120	10.28	160	5.83	200	3.73

<sup>a</sup>When element width-to-thickness ratio exceeds noncompact section limits of Sect. B5.1, see Appendix B5.  
Note:  $C_c = 126.1$

Fuente: AISC, "Manual of Steel Construction", Pág. 3-16.

Tabla 16. Tabla Especificaciones Tubo estructural rectangular

## TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR

### Especificaciones Generales

<b>Norma</b>	ASTM A-500
<b>Recubrimiento</b>	Negro o galvanizado
<b>Largo normal</b>	6 mts.
<b>Otros largos</b>	Previa Consulta
<b>Dimensiones</b>	Desde 12mm x 25mm a 40mm x 80mm
<b>Espesor</b>	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES			AREA		EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPESOR mm	PESEO Kg/m	AREA cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	I cm <sup>4</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	I cm <sup>4</sup>
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,74	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	2,24	1,01
25	50	3,0	3,30	4,14	12,56	5,02	1,74	3,99	3,19	0,99
30	50	1,5	1,88	2,25	7,27	2,91	1,80	3,32	2,21	1,21
30	50	2,0	2,41	2,94	9,52	3,81	1,80	4,28	2,85	1,21
30	50	3,0	3,30	4,21	12,78	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16
30	70	2,0	3,03	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,48	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	60	1,5	2,29	2,91	14,90	4,97	2,26	7,94	3,97	1,65
40	60	2,0	3,03	3,74	18,08	6,13	2,22	9,81	4,90	1,62
40	60	3,0	4,48	5,41	25,31	8,44	2,16	13,37	6,69	1,57
30	70	1,5	2,34	2,91	18,08	5,17	2,49	4,76	3,17	1,28
30	70	2,0	2,93	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,25	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	80	1,5	2,76	3,74	31,75	7,94	2,91	10,77	5,39	1,70
40	80	2,0	3,66	4,54	37,32	9,33	2,87	12,70	6,35	1,67
40	80	3,0	5,42	6,61	52,16	13,04	2,81	17,49	8,75	1,63
50	100	2,0	4,52	5,74	74,94	14,99	3,61	25,65	10,26	2,11
50	100	3,0	6,71	8,41	106,34	21,27	3,56	35,97	14,39	2,07
50	150	2,0	6,17	7,74	207,45	27,66	5,18	37,17	14,87	2,19
50	150	3,0	9,17	11,41	298,35	39,78	5,11	52,54	21,02	2,15

Fuente: Catálogo de productos Dipac.










Tabla 17. Catalogo Motorreductor Ortogonal Varvel

1400 min <sup>-1</sup>						Reductores Serie RS y RT					
Motoreductores						Tabla de selección					
<b>0.25 kW</b>						<b>0.55 kW</b>					
	min <sup>-1</sup>	l =	Nm	SF	kg		min <sup>-1</sup>	l =	Nm	SF	kg
MRA-MTA 71/50	32	44	59	2.5	12	MRA-MTA 80/85	8.0	176	396	1.3	26
MRS-MRT 50	29	49	52	1.5	9.6	MRA-MTA 80/85	5.5	252	520	1.0	26
MRS-MRT 50	25	56	57	1.3	9.6	MRA-MTA	4.6	309	614	1.8	49
MRA-MTA 71/50	22	63	80	1.7	12	MRA-MTA	4.0	353	689	1.4	49
MRS-MRT 50	20	70	63	1.0	9.6	MRS-MRT	3.3	420	756	1.1	49
MRS-MRT 60	18	80	72	1.5	12	MRA-MTA	3.2	441	794	1.2	49
MRA-MTA 71/50	95	95	109	1.2	12	MRA-MTA	2.8	504	851	0.9	49
MRS-MRT 60	14	100	88	1.0	12	MRS-MRT	2.5	570	962	1.3	49
MRA-MTA 71/60	11	126	144	1.6	15	MRS-MRT	1.8	784	1235	1.5	49
MRS-MRT 40/70	9.3	150	146	1.5	18						
MRA-MTA 71/60	8.0	176	171	1.4	15						
MRS-MRT 40/70	7.0	200	188	1.5	18	<b>0.75 kW</b>					
MRA-MTA 71/70	5.5	252	232	1.3	18	MRS-MRT 50	280	5	23	>3	14
MRS-MRT 40/70	5.0	280	224	1.5	18	MRS-MRT 60	200	7	31	2.4	14
MRA-MTA 71/70	4.6	309	263	1.0	18	MRS-MRT 50	140	10	43	1.7	14
MRA-MTA 71/70	4.0	353	277	0.9	18	MRS-MRT 50	93	15	60	1.2	14
MRS-MRT 40/70	3.3	420	315	1.2	18	MRS-MRT 60	70	20	79	1.5	17
MRS-MRT 40/70	2.5	560	401	1.0	18	MRS-MRT 60	50	28	102	1.4	17
MRS-MRT 40/85	1.8	784	535	1.1	22	MRS-MRT 60	35	40	135	1.0	17
MRS-MRT 50/110	1.3	1120	707	1.8	46	MRA-MTA 80/60	32	44	178	1.2	20
MRS-MRT 50/110	0.9	1568	882	1.5	46	MRS-MRT 70	29	49	168	1.1	19
MRS-MRT 50/110	0.6	2240	1146	1.2	46	MRS-MRT 70	25	56	183	1.0	19
MRS-MRT 50/110	0.5	2800	1289	0.9	46	MRA-MTA 80/60	22	63	242	1.0	20
						MRS-MRT 85	20	70	226	1.3	23
						MRS-MRT 85	18	80	246	1.1	23
						MRA-MTA 80/70	11	126	341	0.9	23
						MRA-MTA 80/85	8.0	176	540	0.9	27
						MRA-MTA	5.5	252	735	1.5	50
						MRA-MTA	4.6	309	838	1.3	50
						MRA-MTA	4.0	353	939	1.1	50
						MRS-MRT	3.3	420	1031	1.2	50
						MRA-MRT	3.2	441	1083	0.9	50
						MRS-MRT	2.5	570	1289	1.0	50
						<b>1.1 kW</b>					
						MRS-MRT 60	280	5	34	>3	19
						MRS-MRT 60	200	7	45	2.5	19
						MRS-MRT 60	140	10	63	2.1	19
						MRS-MRT 60	93	15	91	1.4	19
						MRS-MRT 60	70	20	116	1.1	19
						MRS-MRT 70	50	28	158	1.4	21
						MRS-MRT 70	35	40	213	1.1	21
						MRA-MTA 80/70	32	44	264	1.1	25
						MRS-MRT 85	29	49	246	1.3	26
						MRS-MRT 85	25	56	286	1.1	26
						MRA-MTA 80/85	22	63	364	1.4	30
						MRS-MRT 110	20	70	352	1.8	48
						MRS-MRT 110	18	80	396	1.3	48
						MRA-MTA 80/85	15	95	513	1.0	30
						MRS-MRT 110	14	100	458	1.0	48
						MRA-MTA	11	126	671	1.6	52
						MRA-MTA	8.0	176	832	1.4	52
						MRA-MRT	5.5	252	1078	1.0	52
						MRA-MTA	4.6	309	1229	0.9	52
						MRA 100/130	3.5	400	1681	1.0	76
						MRS-MRT	3.3	420	1576	1.3	69
						MRA 100/150	3.0	448	1916	1.3	106
						MRA 100/150	2.5	560	2050	1.0	106

Fuente: www.Varvel.com.mx



**Tabla 19. Propiedades de los pernos**

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la tensión, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la fluencia, <sup>†</sup> MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Fuente: SHIGLEY, Richard G., “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, 8va. Edición, Mc Graw Hill, 2008, México, Pág. 320.

**Tabla 20. Diámetros y áreas de las roscas de paso basto y fino**

Diámetro mayor nominal $d_r$ , mm	Serie de paso grueso		Serie de paso fino			
	Paso $p_r$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_{r,}$ mm <sup>2</sup>	Paso $p_r$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_{r,}$ mm <sup>2</sup>
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

**Fuente:** SHIGLEY, Richard G., "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, Mc Graw Hill, 2008, México, Pág. 398.

**Tabla 21. Diámetros y áreas de las roscas de paso basto y fino**

Material usado	Relación de Poisson	Módulo de elasticidad, GPa	Mpsi	A	B
Acero	0.291	207	30.0	0.787 15	0.628 73
Aluminio	0.334	71	10.3	0.796 70	0.638 16
Cobre	0.326	119	17.3	0.795 68	0.635 53
Hierro fundido grs	0.211	100	14.5	0.778 71	0.616 16
Expresión general				0.789 52	0.629 14

Fuente: SHIGLEY, Richard G., “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, 8va. Edición, Mc Graw Hill, 2008, México, Pág. 416.

**Tabla 22. Diámetros y áreas de las roscas de paso basto y fino**

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

Fuente: SHIGLEY, Richard G., “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, 8va. Edición, Mc Graw Hill, 2008, México, Pág. 424.



# ANEXO 3

FOTOGRAFÍAS Y FACTURAS DE COMPRA



Ing. Germán Rodolfo Argüello Mantilla

"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"

VENTA DE REPUESTOS INDUSTRIALES

Urbanización Marisol  
Francisco Dalmau Oe3-521 y Av. De Los Tulipanes  
Telf.: 02-248-4891 • Cel.: 0999-272609  
Quito - Ecuador

Cliente: <i>SR. JUAN CARLOS TOOPANTA</i> R.U.C. o C.C.: <i>1720534406</i> Atención: <i>Sr Juan Carlos Toopanta</i> Dirección: <i>SAN GONZALO</i> Teléfono: <i>2870-340</i>		<b>FACTURA</b> <b>S 001-001-00 N° 0002216</b>		
		Fecha de Emisión:	<i>16 07 2014</i>	
		Fecha de Vencimiento:		
		Orden de Compra N°		
		Forma de Pago	<i>CONTADO ENTREGA</i>	
REF.	CANT.	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
	<i>1</i>	<i>MOTORREPUNTOR TIPO DIESEL EJE WABCO 1/2 HP VELOCIDAD DE SALIDA: 35 RPM TRIFASICO 220/440 V 60 HZ MARCA TRANSTERNO</i>	<i>USD. 320,00</i>	<i>USD. 320,00</i>
SUBTOTAL				<i>USD. 320,00</i>
DESCUENTO				
FLETE				
I.V.A. <i>12</i> %				<i>38,40</i>
<b>TOTAL DE ESTA FACTURA</b>				<b>USD. 358,40</b>
SON: <i>TRESCIENTOS CINCUENTA Y OCHO CON 40/100 DOLARES</i>				
<b>IMPORTANTE:</b> Sirvase cancelar esta factura con cheque cruzado a favor de REINRA Y/O ING. RODOLFO ARGÜELLO. REINRA no acepta devoluciones de mercadería, una vez entregada. Sobre toda factura que no sea cancelada a su vencimiento, se cargará el Interés Legal por la mora vigente.				
FIRMA AUTORIZADA			RECIBI CONFORME	
<i>[Firma]</i>			<i>[Firma]</i>	



Ing. Germán Rodolfo Argüello Mantilla

"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"

VENTA DE REPUESTOS INDUSTRIALES

Urbanización Marisol

Francisco Dalmau Oe3-521 y Av. De Los Tulipanes

Telf.: 02-248-4891 • Cel.: 0999-272609

Quito - Ecuador

Cliente: <i>JUAN CARLOS TOOPANTA</i> R.U.C. o C.C.: <i>1720536406</i> Atención: <i>St Juan Carlos Toopanta</i> Dirección: <i>SANCOLEANI</i> Teléfono: <i>2870340</i>		<b>FACTURA</b> <b>S 001-001-00 N° 0002110</b>		
		Fecha de Emisión:	<i>11 02 2014</i>	
		Fecha de Vencimiento:		
		Orden de Compra N°		
		Forma de Pago		
REF.	CANT.	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
	<i>1</i>	<i>MOTOR REINRA TIPO ORTOGONAL EJE HUECO POTENCIA: 0,5HP VELOCIDAD DE SALIDA: 1720RPM TRIPLE 220/440V 60HZ MARCA HARVEL</i>	<i>USD. 446,43</i>	<i>USD. 446,42</i>
SUBTOTAL				<i>USD. 446,43</i>
DESCUENTO				
FLETE				
I.V.A. <i>12</i> %				<i>57,58</i>
<b>TOTAL DE ESTA FACTURA</b>			<b>USD.</b>	<b><i>500,00</i></b>
SON: <i>QUINIENTOS 00/100 DOLARES</i>				
<b>IMPORTANTE:</b> Sírvase cancelar esta factura con cheque cruzado a favor de REINRA Y/O ING. RODOLFO ARGÜELLO. REINRA no acepta devoluciones de mercadería, una vez entregada. Sobre toda factura que no sea cancelada a su vencimiento, se cargará el Interés Legal por la mora vigente.				
FIRMA AUTORIZADA		RECIBI CONFORME		
<i>[Firma Autorizada]</i>		<i>[Firma Recibido]</i>		



Quito - Ecuador  
 Anasayas E2-35 y Bartolomé Sánchez  
 Teléfonos: 5113 153 / 5113 154 / 5113 145  
 Fax: 2485811 Cel.: 0999-676-051

Guayaquil - Ecuador  
 Luque 707 entre García Avilés y Rumichaca  
 Telf.: 04 253 2653 / 04 604 3811  
 Cel.: 0999-675-780

TANGARIFE SANCHEZ CARLOS MARIO

RUC: 1721273496001

ESTAMOS OBLIGADOS A LLEVAR CONTABILIDAD

Aut. S.R.I. 1113979379

SEÑORES  
 Ruc / Ci: 1720536406 Ref: 26174  
 Cliente: TOAPANTA JUAN CARLOS  
 Dirección: SANGOLQUI  
 2870340

**FACTURA S004 -001 N° 000026174**

CONDICIONES DE VENTA

FECHA FACTURA	FECHA VENC.	REMISION	VENDEDOR	ORDEN DE COMPRA
10/02/2014	11/02/2014		ALMACEN	

CODIGO	DESCRIPCION DEL ARTICULO	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
922	3 PG 1 1/4 BAL RUEDA IMSA	8	2.60	20.80

Ruedas y Garruchas  
 CANCELADO  
 RUC: 1721273496001

SALIDA LA MERCADERIA NO SE ACEPTA DEVOLUCIONES NI CAMBIOS

Debo y pagaré incondicionalmente a la orden de CARLOS MARIO TANGARIFE S. el valor expresado en esta factura SIN PROTESTO Eximiese su presentación al pago, así como de aviso por falta de este hecho y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al juicio verbal sumario o ejecutivo. Acepto que CARLOS MARIO TANGARIFE S. ceda este documento sin nueva aceptación de mi parte

Son: VEINTE Y TRES 30/100 DOLARES AMERICANOS	<b>TOTAL USD</b>	23.30
--	------------------	-------

DESPACHADO POR: *[Signature]* ELABORADO POR: *[Signature]* RECIBI CONFORME: *[Signature]*

www.ruedasygarruchas.com / info@ruedasygarruchas.com

2014 - DICIEMBRE - 04 - válida hasta 04 - DICIEMBRE - 2014  
 ESTUDIANTE R.U.C. 170055172001 Aut. 1680 - Imps. 04 - DICIEMBRE - 2013 del 2530 al 25300

CARLOS MARIO TANGARIFE S. Sin Valor Tributario



## FOTOGRAFÍAS DE CONSTRUCCIÓN



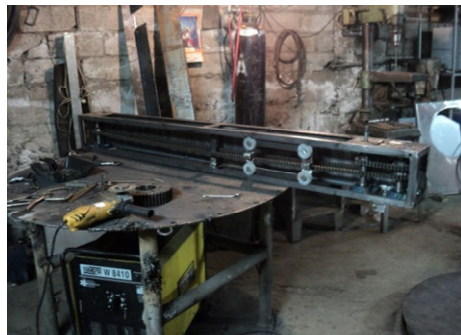
Estructura



Plato giratorio



Ensamble estructura - plato



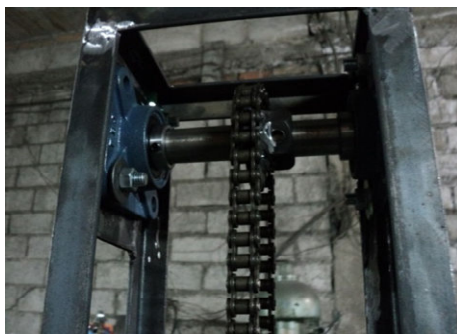
Construcción de torre



Sujeción de torre y base



Guías carro portafilm



Eje superior



Carro portafilm



Ensemble de máquina



Máquina envolvedora - Vista frontal



Máquina envolvedora - Vista lateral



Panel de control

# ANEXO 4

## DIAGRAMAS

# ANEXO 5

PLANOS