

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
SELLADORA Y CODIFICADORA AUTOMÁTICA DE
ALIMENTACIÓN MANUAL PARA LA EMPRESA DAS LEBEN”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIEROS
MECÁNICOS**

**PAÚL MARCELO MANZANO SÁNCHEZ
FRANCISCO JAVIER RODRIGUEZ SALAZAR**

**DIRECTOR: ING. JAIME ECHEVERRÍA
CODIRECTOR: ING. MELTON TAPIA**

SANGOLQUI, ENERO 2013

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

Certificamos que el proyecto de grado titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SELLADORA Y CODIFICADORA AUTOMÁTICA DE ALIMENTACIÓN MANUAL PARA LA EMPRESA DAS LEBEN”, fue realizado en su totalidad por los Señores Paúl Marcelo Manzano Sánchez y Francisco Javier Rodríguez Salazar, como requerimiento parcial para la obtención de título de Ingeniero Mecánico.

.....
Ing. Jaime Echeverría
Director

.....
Ing. Melton Tapia
Codirector

Sangolquí, 2013-01-25

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SELLADORA Y
CODIFICADORA AUTOMÁTICA DE ALIMENTACIÓN MANUAL PARA LA
EMPRESA DAS LEBEN”

ELABORADO POR:

.....
Paúl Marcelo Manzano Sánchez

.....
Francisco Javier Rodríguez Salazar

.....
Ing. Angelo Villavicencio
Director de la Carrera de Ingeniería Mecánica

Sangolquí, 2013-01-25

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

A U T O R I Z A C I Ó N

Nosotros, PAÚL MARCELO MANZANO SÁNCHEZ Y FRANCISCO JAVIER
RODRÍGUEZ SALAZAR

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del proyecto de grado titulado DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SELLADORA Y CODIFICADORA AUTOMÁTICA DE ALIMENTACIÓN MANUAL PARA LA EMPRESA DAS LEBEN, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Paúl Marcelo Manzano Sánchez

Francisco Javier Rodríguez Salazar

DEDICATORIAS

Este proyecto que significa un gran paso en mi vida y lo quiero dedicar primero a Dios por darme la salud y las fuerzas necesarias para vencer todos los obstáculos y por su infinita bondad y amor. A mis padres por hacer de mi una persona de bien, A mi madre Susana por ser el apoyo incondicional en cada momento de mi vida, por llevarme siempre por el camino correcto, y por llenarme de ese amor materno que me alienta a seguir día tras día, a mi padre por ser la guía que ilumina mi sendero y por ser la persona que con sus consejos me ha llenado de sabiduría y conocimiento, y por mostrarme el valor que se necesita para seguir adelante. A mi hermana quitinita que ha sido una de mis razones para luchar y que en los momentos más duros ha sabido cómo sacar lo mejor de mí para no desistir y continuar.

FRANCISCO JAVIER RODRIGUEZ SALAZAR

Dedico este trabajo a Dios por darme sabiduría, paciencia y fortaleza para culminar esta etapa tan importante en mi vida y seguir cumpliendo con todos los objetivos que me he planteado.

A mi Padre Washington y a mi madre Sylvia por apoyarme en todas las decisiones que he tomado y estar siempre a mi lado dándome fuerzas y consejos que me han servido para seguir adelante.

A mis hermanos Ricardo y Gabriela por ayudarme en toda la vida estudiantil, con sus consejos y con su apoyo incondicional he logrado superar todas las dificultades.

A mí enamorada Estefanía por estar mi lado en las buenas y en las malas apoyándome, dándome ánimo para poder terminar este proyecto.

PAÚL MARCELO MANZANO SÁNCHEZ

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por la vida, a mi compañero de tesis Paul Manzano que más que un compañero ha sido un gran amigo y que ha sabido ser el apoyo más importante con sus conocimientos e ideas, a mi director Jaime Echeverría por su guía que hizo posible el desarrollo de la tesis, también al ingeniero Melton Tapia por su apoyo fundamental para la culminación del proyecto de tesis, agradezco a la Espe por facilitar los laboratorios y los equipos necesarios para la elaboración de la tesis, a toda mi familia por el apoyo incondicional en todos los aspectos para realizar este proyecto, a todos los ingenieros de la carrera de ingeniería mecánica que han formado parte de mi formación profesional y han sabido impartir el conocimiento de la manera correcta, a todos mis amigos de la universidad que dejaron de ser compañeros para ser el apoyo en este largo viaje, a mis amigos del colegio por estar siempre a mi lado en los buenos y malos momentos.

FRANCISCO JAVIER RODRIGUEZ SALAZAR

Agradezco a Dios por permitirme culminar uno de los proyectos que tengo trazado en mi vida y por ser mi guía.

Agradezco a Francisco Rodríguez por el apoyo y las ganas que puso para realizar de la mejor manera el proyecto y terminarlo.

Agradezco a mis compañeros colegas mecánicos por compartir sus experiencias y conocimientos en las aulas y fuera de ellas para juntos graduarnos y ser buenos profesionales.

Les agradezco a todos los ingenieros de la ESPE que han compartido sus conocimientos y experiencias y son parte importante en mi formación académica.

PAÚL MARCELO MANZANO SÁNCHEZ

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	II
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	III
DEDICATORIAS.....	IV
AGRADECIMIENTOS.....	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
ÍNDICE DE PLANOS	XVII
NOMENCLATURA	XVIII
RESUMEN.....	XX
1. GENERALIDADES.....	1
1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	5
1.3. OBJETIVOS	6
1.3.1. GENERAL	6
1.3.2. ESPECÍFICOS.....	6
1.4. JUSTIFICACIÓN	6
1.5. REQUERIMIENTOS DE LA EMPRESA.....	8
2. MARCO TEÓRICO.....	9
2.1. TERMOPLÁSTICOS.....	9
2.2. EFECTO DE LA TEMPERATURA EN LOS TERMOPLÁSTICOS.....	10
2.3. EMPAQUES PARA ENVASAR PRODUCTOS EN LA INDUSTRIA ALIMENTICIA.....	12
2.4. CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES DE LOS EMPAQUES DE POLIPROPILENO BIORIENTADO.....	14
2.5. MÁQUINAS DE SELLADO	17
2.6. MÁQUINAS DE CODIFICADO	21
2.7. BASE TEÓRICA DE DISEÑO	24

2.7.1.	ANÁLISIS DE TENSIONES.....	24
2.7.2.	DISEÑO DE FLECHAS O EJES.....	27
2.7.3.	DISEÑO DE TORNILLOS DE POTENCIA.....	30
2.7.4.	DISEÑO DE ENGRANES HELICOIDALES.....	31
2.7.5.	DISEÑO IMPULSORES DE BANDAS.....	34
2.7.6.	DISEÑO IMPULSORES DE CADENA.....	37
2.7.7.	SELECCIÓN DE COJINETES O RODAMIENTOS	39
2.7.8.	SELECCIÓN DE MOTORES.....	41
3.	ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	46
3.1.	DEFINICIÓN DE FUNCIONES, ESPECIFICACIONES Y CRITERIOS	46
3.1.1.	FUNCIONES DE LA MÁQUINA.....	46
3.1.2.	ESPECIFICACIONES.....	46
3.1.2.1.	Generales	46
3.1.2.2.	Sellado	47
3.1.2.3.	Codificado.....	47
3.1.3.	CRITERIOS DE EVALUACIÓN	47
3.2.	FORMULACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.....	48
3.2.1.	SELLADO	48
3.2.2.	CODIFICADO	52
3.2.3.	SISTEMAS DE TRANSPORTE DEL PRODUCTO.....	54
3.2.4.	SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	56
3.3.	SELECCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS MÁS ADECUADAS.....	58
3.3.1.	MATRIZ DE SELECCIÓN PARA EL PROCESO DE SELLADO.....	60
3.3.2.	MATRIZ DE SELECCIÓN PARA EL CODIFICADO.....	62
3.3.3.	MATRIZ DE SELECCIÓN DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	63
3.3.4.	MATRIZ DE SELECCIÓN PARA EL TRANSPORTE DEL PRODUCTO.....	64
4.	DISEÑO, SELECCIÓN Y SIMULACIÓN DE LOS SISTEMAS	66
4.1.	SISTEMA MÉCANICO	66

4.1.1. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y REGULACIÓN PARA EL TAMAÑO DE PRODUCTOS	67
4.1.1.1. Diseño del tornillo de potencia y tuerca	68
4.1.1.2. Selección de poleas y bandas del motor	74
4.1.1.3. Diseño de engranajes rectos	78
4.1.1.4. Diseño de engranajes helicoidales	85
4.1.1.5. Diseño de ejes y selección de rodamientos	92
4.1.2. DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN DE LOS PRODUCTOS, SELLADO Y CODIFICADO.....	111
4.1.2.1. Diseño del sistema de sellado	111
4.1.2.2. Diseño del sistema de codificado.....	113
4.1.3. SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA	115
4.1.4. DISEÑO DEL BASTIDOR.....	121
4.2. SISTEMAS ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS	128
4.2.1. SISTEMA MOTOR PRINCIPAL.....	128
4.2.1.1. Selección del motor eléctrico.....	128
4.2.1.1. Control del motor	129
4.2.2. SISTEMA DE SELLADO.....	130
4.2.2.1. Resistencia eléctrica.....	130
4.2.2.2. Controlador de temperatura.....	131
4.2.3. SISTEMA DE CODIFICADO	132
4.2.3.1. Motor de codificado.....	132
4.2.3.2. Control del motor	133
4.3. SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS.....	134
4.3.1. SIMULACIÓN DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS	135
5. SIMULACIÓN EN EL PROGRAMA ANSYS	137
5.1. SIMULACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR ENTRE LAS MORDAZAS Y LA FUNDA DE POLIPROPILENO	138

5.2.	SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE SELLADO VARIANDO LA VELOCIDAD DE DESPLAZAMIENTO DE LA FUNDA	141
5.3.	ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS Y APLICACIÓN EN LA MÁQUINA.....	143
6.	CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS	144
6.1.	MÁQUINAS HERRAMIENTAS Y EQUIPO UTILIZADO	144
6.2.	DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.....	144
6.3.	INDICACIONES BÁSICAS PARA EL MONTAJE	165
6.4.	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y CALIBRACIÓN.....	175
6.5.	MANUAL DE OPERACIÓN	178
6.6.	MANUAL DE MANTENIMIENTO.....	181
7.	ANÁLISIS ECONÓMICO.....	191
7.1.	COSTOS DIRECTOS	191
7.1.1.	COSTOS DE MATERIA PRIMA.....	191
7.1.2.	COSTOS DE MANO DE OBRA DIRECTA	193
7.2.	COSTOS INDIRECTOS.....	194
7.2.1.	COSTO DE MATERIALES INDIRECTOS.....	194
7.2.2.	COSTOS DE MANO DE OBRA INDIRECTA	194
7.3.	ANÁLISIS DEL VAN	196
7.4.	ANÁLISIS DEL TIR	198
7.5.	BENEFICIO COSTO.....	198
8.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	200
8.1.	CONCLUSIONES.....	200
8.2.	RECOMENDACIONES	201
	BIBLIOGRAFÍA.....	202
	ANEXOS.....	¡Error! Marcador no definido.

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Productos que elabora la empresa DAS LEBEN	1
Tabla 1.2 Maquinaria de la empresa DAS LEBEN	2
Tabla 1.3 Productos, producción, tiempos de sellado y codificado de la Empresa DAS LEBEN	5
Tabla 1.4 Productos, producción mensual y número de unidades selladas y codificadas de la Empresa DAS LEBEN	7
Tabla 2.1 Propiedades del polietileno de alta densidad.....	12
Tabla 2.2 Propiedades del polietileno de baja densidad.....	13
Tabla 2.3 Propiedades del polipropileno	13
Tabla 2.4 Propiedades físicas para 40 micras.....	15
Tabla 2.5 Propiedades físicas del transparente coextruido.....	16
Tabla 2.6 Características y especificaciones de selladora de pedal.....	17
Tabla 2.7 Características y especificaciones de selladora horizontal.....	18
Tabla 2.8 Características y especificaciones de selladora vertical	19
Tabla 2.9 Características y especificaciones de selladora en L	20
Tabla 2.10 Características y especificaciones de codificadora automática.....	21
Tabla 2.11 Características y especificaciones de codificadora de rodillo	22
Tabla 2.12 Características y especificaciones de codificadora láser.....	23
Tabla 2.13 Comparación de tipos de cojinetes	39
Tabla 3.1 Matriz para obtención del weighting factor (WF)	59
Tabla 3.2 Matriz de decisión para el sistema de sellado	61
Tabla 3.3 Matriz de decisión para el sistema de codificado	62
Tabla 3.4 Matriz de decisión para el sistema de transmisión de potencia	63
Tabla 3.5 Matriz de decisión para el sistema de transporte del producto.....	64
Tabla 4.1 Resultados del análisis de los ejes.....	104
Tabla 4.2 Selección de cojinetes para cada eje.....	110
Tabla 4.3 Peso de los elementos de la máquina	121
Tabla 4.4 Pesos que soporta la placa base	122
Tabla 4.5 Pesos en la placa sellado.....	123
Tabla 4.6 Pesos en la placa superior.....	123
Tabla 6.1 Datos de temperatura en el sistema de sellado	175
Tabla 6.2 Datos de temperatura en el sistema de codificado	177

Tabla 7.1 Costos de materiales.....	192
Tabla 7.2 Costos de mano de obra directa	193
Tabla 7.3 Costo de materiales indirectos	194
Tabla 7.4 Costos de mano de obra indirecta	194
Tabla 7.5 Costos de insumos	195
Tabla 7.6 Costo total de máquina.....	195
Tabla 7.7 Valores a ser considerados en un sueldo.....	196
Tabla 7.8 Consumo de energía de la máquina y valor a pagar	197
Tabla 7.9 Costos de fabricación sin máquina.....	197
Tabla 7.10 Costos de fabricación con máquina	197

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Selladora manual	3
Figura 1.2 Máquina automática de sellado continuo	3
Figura 1.3 Codificadora manual.....	4
Figura 1.4 Codificadora automática	4
Figura 2.1 Fuerzas de Van Der Waals a) cadenas individuales b) cadenas individuales estiradas	9
Figura 2.2 Efecto de la temperatura en la estructura	10
Figura 2.3 Variación de volumen específico en función de la temperatura (a) polímero cristalino (b) polímero amorfo.....	11
Figura 2.4 Modelo de cadenas de unión de polímeros (a) dos dimensiones (b) tres dimensiones	12
Figura 2.5 Composición de capas de BOPP	15
Figura 2.6 Selladora de pedal	17
Figura 2.7 Máquina selladora horizontal.....	18
Figura 2.8 Máquina selladora vertical	19
Figura 2.9 Máquina selladora tipo L.....	20
Figura 2.10 Codificadora automática	21
Figura 2.11 Codificadora de rodillo.....	22
Figura 2.12 Codificadora Láser.....	23
Figura 2.13 Elementos sujetos a diferentes tensiones.....	24
Figura 2.14 Distribución de los esfuerzos en ejes	25
Figura 2.15 Ilustración de Q e y.....	26
Figura 2.16 Grafico línea de Soderberg	29
Figura 2.17 Criterios de fallas de constantes a aplicar en la ecuación.....	30
Figura 2.18 (a) Rosca Cuadrada, (b) rosca ACME, (c) Rosca trapezoidal.....	30
Figura 2.19 Geometría y fuerzas de engranes helicoidales	32
Figura 2.20 Geometría básica de bandas	35
Figura 2.21 Corte transversal de una banda	35
Figura 2.22 Factor de corrección del ángulo de la envolvente, $C\Theta$	36
Figura 2.23 Factor de corrección de la longitud de la banda C_t	37
Figura 2.24 Paso de cadena silenciosa o de diente invertido.....	37

Figura 2.25 Factores de velocidad y de la vida útil para cojinetes de bolas y rodamientos.....	40
Figura 2.26 Factores de Carga Radial Equivalente.....	41
Figura 2.27 Corriente trifásica de un motor AC.....	42
Figura 2.28 Curvas de rendimiento para motores trifásicos NEMA B, C, D.....	43
Figura 2.29 Motores monofásicos	44
Figura 3.1 Selladora por inducción.....	48
Figura 3.2 Mordazas para sellado	49
Figura 3.3 Sellado por ultrasonido.....	50
Figura 3.4 Niquelinas para sellado	51
Figura 3.5 Codificado láser	52
Figura 3.6 Codificado por rodillo	52
Figura 3.7 Codificado por banda.....	53
Figura 3.8 Rodillos de transporte.....	54
Figura 3.9 Bandas transportadoras	55
Figura 3.10 Engranajes de transmisión	56
Figura 3.11 Bandas de transmisión.....	57
Figura 3.12 Cadenas de transmisión	58
Figura 4.1 Máquina selladora y codificadora	66
Figura 4.2 Partes de la Máquina Selladora y Codificadora	67
Figura 4.3 Características del tornillo de potencia.....	69
Figura 4.4 Rosca Cuadrada.....	69
Figura 4.5 Fuerza en el diente del tornillo	71
Figura 4.6 Fuerzas en los filetes del tornillo a flexión.....	71
Figura 4.7 Fuerzas de aplastamiento en los filetes del tornillo	72
Figura 4.8 Nomenclatura de banda en V.....	74
Figura 4.9 Fuerzas y pares de torsión en una polea	77
Figura 4.10 Tensiones en banda en V.....	77
Figura 4.11 Características de los dientes de un engrane recto	79
Figura 4.12 Geometría y fuerzas de un engrane helicoidal.....	86
Figura 4.13 Banda transportadora.....	116
Figura 4.14 Placas de soporte de banda transportadora.....	118
Figura 4.15 Bastidor de la máquina.....	121
Figura 4.16 Deformación de la estructura eje x.....	124
Figura 4.17 Deformación en el eje Y.....	125

Figura 4.18 Deformación en el eje Z.....	125
Figura 4.19 Factores de seguridad de la estructura	126
Figura 4.20 Porcentaje de carga en los elementos	127
Figura 4.21 Deformación total	127
Figura 4.22 Variador de frecuencia	130
Figura 4.23 Secuencia normal de motor a pasos	133
Figura 4.24 Máquina selladora y codificadora – Sistema de transmisión	135
Figura 4.25 Máquina selladora y codificadora - Sistema de sujeción, sellado y codificado.....	136
Figura 5.1 Elementos para la simulación	139
Figura 5.2 Transferencia de calor de las mordazas hacia la funda.....	139
Figura 5.3 Flujo total de calor entre mordazas y la funda.....	140
Figura 5.4 Análisis térmico transitorio	141
Figura 5.5 Datos del programa ANSYS de la variación de temperatura vs el tiempo.	142
Figura 5.6 Ecuación y línea de tendencia de temperatura y el tiempo.....	142
Figura 6.1 Diagrama de flujo de procesos eje tornillo de potencia	145
Figura 6.2 Diagrama de flujo de procesos tuerca tornillo de potencia.....	146
Figura 6.3 Diagrama de flujo de procesos eje banda transportadora.....	147
Figura 6.4 Diagrama de flujo de procesos eje helicoidal	148
Figura 6.5 Diagrama de flujo de procesos eje de transmisión	149
Figura 6.6 Diagrama de flujo de procesos eje cambio de giro 1	150
Figura 6.7 Diagrama de flujo de procesos eje cambio de giro 2	151
Figura 6.8 Diagrama de flujo de procesos eje polea de transmisión 1	152
Figura 6.9 Diagrama de flujo de procesos eje polea de transmisión 2.....	153
Figura 6.10 Diagrama de flujo de procesos engranaje helicoidal deslizante y fijo	154
Figura 6.11 Diagrama de flujo de procesos engranaje recto deslizante eje transmisión	155
Figura 6.12 Diagrama de flujo de procesos engranaje recto tornillo y banda	156
Figura 6.13 Diagrama de flujo de procesos mordazas de sellado	157
Figura 6.14 Diagrama de flujo de procesos placa regulación sellado	158
Figura 6.15 Diagrama de flujo de procesos guías	159
Figura 6.16 Diagrama de flujo de procesos placa guía.....	160
Figura 6.17 Diagrama de flujo de procesos placa soporte banda transportadora.....	161
Figura 6.18 Diagrama de flujo de procesos placa sellado.....	162
Figura 6.19 Diagrama de flujo de procesos placa base.....	163

Figura 6.20 Diagrama de flujo de procesos placa superior	164
Figura 6.21 Diagrama de flujo de procesos estructura	165
Figura 6.22 Diagrama de flujo para el montaje del eje tornillo de potencia	166
Figura 6.23 Diagrama de flujo para el montaje del eje banda transportadora	167
Figura 6.24 Diagrama de flujo para el montaje del eje de transmisión.....	168
Figura 6.25 Diagrama de flujo para el montaje del eje cambio de giro 1	169
Figura 6.26 Diagrama de flujo para el montaje del eje cambio de giro 2	169
Figura 6.27 Diagrama de flujo para el montaje del eje de transmisión 1	170
Figura 6.28 Diagrama de flujo para el montaje del eje de transmisión 2	170
Figura 6.29 Diagrama de flujo para el montaje de elementos de placa de sellado	171
Figura 6.30 Diagrama de flujo para el montaje de la mesa de la banda transportadora.....	172
Figura 6.31 Diagrama de flujo para el montaje del eje helicoidal.....	173
Figura 6.32 Diagrama de flujo para el montaje de la máquina	174
Figura 6.33 Comportamiento de temperatura en el sistema de sellado.....	176
Figura 6.34 Comportamiento de temperatura en el sistema de codificado.....	177
Figura 6.35 Funda sellada y codificada	178
Figura 6.36 Botonería de la máquina.....	180

ÍNDICE DE PLANOS

Plano Tp-e1-12	Eje tornillo de potencia
Plano Bt-e1-12	Eje banda transportadora
Plano Trans-e1-12	Eje de transmisión
Plano Eh-e1-12	Eje helicoidal
Plano Ecg-1-12	Eje cambio de giro 1
Plano Ecg-2-12	Eje cambio de giro 2
Plano E-ptr-1-12	Eje polea de transmisión
Plano E-ptr-1-12	Eje polea de transmisión
Plano Tp-t1-12	Tuerca tornillo de potencia
Plano Tp-psb1-12	Placa soporte banda transportadora
Plano Bt-enh1-12	Engrane helicoidal deslizante
Plano Bt-enh2-12	Engrane helicoidal fijo
Plano Trans-er1-12	Engrane recto deslizante eje de transmisión
Plano Tp.Trans-er2-12	Engrane recto tornillo y banda
Plano Sell-mor01-12	Mordazas de sellado
Plano Sell-preg01-12	Placa regulación sellado
Plano SC-pm1-12	Polea motriz
Plano SC-pc1-12	Poleas conducidas 1
Plano SC-pc1-12	Poleas conducidas 2
Plano Ms-guia01-12	Guías
Plano Ms-pguia01-12	Placas guías
Plano Pbase01-12	Placa base
Plano Psell01-12	Placa sellado
Plano Psup01-12	Placa superior
Plano Estmaq-12	Estructura máquina
Plano Bt-est-12	Estructura banda transportadora
Plano Maq-Pconj1-12	Plano de conjunto
Plano Dmaq.01-12	Vista isométrica explotada
Plano De-mp1-12	Diagrama eléctrico motor principal
Plano De-resis-cod-12	Diagrama eléctrico resistencias codificado
Plano De-resis-sell-12	Diagrama eléctrico resistencias sellado
Plano De-motpasos-cod-12	Diagrama eléctrico motor a pasos codificado

NOMENCLATURA

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDAD
m	Masa	Kg (lb)
W	Peso	N (pondios)
T	Temperatura	°C (°F)
P	Presión	Pa (psi)
g	Gravedad	m/s ² (pie/s ²)
γ	Peso específico	Kg/m ³ (lb/plg ³)
P	Potencia	W (HP)
V	Velocidad lineal	m/s (pie/s)
ω	Velocidad angular	rad/s
ω _n	Frecuencia crítica	rad/s
A	Área	mm ² (pie ²)
d	Diámetro	mm (pie)
k	Radio de giro-columnas	mm (pie)
I	Inercia	mm ⁴ (pie ⁴)
F	Tensión en bandas	Kgf (lbf)
T	Par torsional	Nmm (pondios pie)
F _t	Fuerza tangencial	N (pondios)
F _r	Fuerza radial	N (pondios)
V	Fuerza cortante	N (pondios)
M	Momento flector	Nmm (pondios pie)
L _t	Longitud de la tuerca	mm (pie)
p	Paso	mm (pie)
n _i	Número de entradas del tornillo	
l _w	Avance tornillo	mm (pie)
m _e	Módulo-engranes	
N _e	Número de dientes de engranes	
r	radio de paso	mm (pie)
a	Altura de cabeza	mm (pie)
b	Altura de la raíz	mm (pie)
h	Profundidad total	mm (pie)

pc	Paso circular	mm (pie)
pb	Paso base	mm (pie)
de	Diámetro exterior	mm (pie)
dr	Diámetro de raíz	mm (pie)
an	Ancho de la cara	mm (pie)
Z	Longitud de acción	mm (pie)
mp	Razón de contacto	
Θ	Ángulo de contacto	°C (°F)
λ	Ángulo de avance	°C (°F)
Φ	Ángulo de presión transversa	°C (°F)
δ	Deflexión angular	mm (pie)
Θ_a	Deflexión angular	°C (°F)
I	Factor geométrico superficial	
J	Factor geométrico a flexión	
Q	Calidad del piñón	
μ	Coeficiente de fricción	
ef	Eficiencia	%
σ_{cm}	Esfuerzo a compresión	MPA
τ	Esfuerzo cortante por torsión	MPA
σ_{flex}	Esfuerzo de flexión	MPA
σ_{ap}	Esfuerzo de aplastamiento	MPA
σ_c	Esfuerzo superficial	MPA
σ_b	Esfuerzo a la fatiga por flexión	MPA
Sfs	Resistencia a la fatiga superficial	MPA
Sf	Resistencia a la fatiga por flexión	MPA
Su	Resistencia última	MPA
Sy	Límite de fluencia	MPA
E	Módulo de elasticidad	MPA
HB	Dureza Brinell	HB
N	Factor de seguridad	

RESUMEN

El proyecto realizado es el diseño, construcción y ensamble de una máquina selladora y codificadora automática de alimentación manual para la empresa DAS LEBEN. La empresa requería de una máquina con características específicas para incrementar el volumen de empaques sellados y codificados de diferentes productos que elabora la empresa. Además con esta máquina se pretende reducir el personal en el área de sellado y codificado, disminuyendo costos de producción.

Para realizar el proyecto se utilizó la siguiente metodología, primero se investigó máquinas de similares funciones, diferentes sistemas de transmisión, fuentes de generación de movimiento, los cuales podrían ser utilizadas para el diseño de la máquina. Teniendo una idea general del funcionamiento de este tipo de máquinas se determinó las funciones de la máquina, especificaciones generales y criterios de evaluación, los que nos ayudaron en la formulación, análisis y selección de las alternativas de diseño en el sistema de sellado, codificado y transmisión de potencia. La herramienta que permitió elegir la mejor alternativa para los sistemas antes mencionados es una matriz de selección, concluyendo que para el sistema de sellado se va a utilizar mordazas, para el sistema de codificado se empleara rodillos de tinta solida, y para la transmisión de potencia se utilizara engranes, cadenas y bandas.

La máquina se diseño para que funcione de la siguiente manera:

El motor principal controlado por un variador de frecuencia transmite movimiento por medio de una banda a un eje que es capaz de mover al sistema de bandas para el sellado y codificado como para la regulación automática de la altura de la banda transportadora. El sistema de sellado y codificado contempla poleas y bandas que desplazan a la funda hacia las mordazas donde se sella y hacia los rodillos de tinta donde se codifica. Las mordazas son controladas mediante un circuito electrónico para mantener una temperatura constante, mientras que los rodillos de tinta son controlados por un termostato.

Para el diseño de cada elemento de la máquina primero se determinó la geometría y distribución con ayuda del programa SolidWorks, además se calculó las fuerzas y cargas que actúan en los mismos, eligiendo parámetros que permitieron la fácil fabricación. Posteriormente se definió una vida útil de 10 años trabajando 8 horas diarias y 5 días por semana, fabricado con acero AISI 1018 y los elementos que se encuentran cercanos al producto con acero inox 304. Para comprobar el diseño de la estructura de la máquina se simuló en los programas SAP 2000 y Ansys Workbench obteniendo resultados dentro de las tolerancias preestablecidas.

El diseño finalizó con la elaboración de los planos de construcción de cada elemento y una simulación completa de cada sistema en el programa Solidworks.

En la construcción se utilizó máquinas y herramientas que permitieron alcanzar las tolerancias dadas en los planos de construcción.

En la puesta en marcha de la maquina se tomo en cuenta el resultado de los análisis realizados en ANSYS para la correcta calibración del motor y de la temperatura de las mordazas de sellado, lo que redujo tiempo y material en las pruebas.

La máquina entregada a la empresa cumple con todos los requerimientos establecidos previamente y con el funcionamiento correcto de todos los sistemas que intervienen, obteniendo empaque sellados y codificados con alta calidad, lo cual ha permitido que la empresa logre sus objetivos de reducir costos en la fabricación de los productos.

CAPÍTULO 1

1. GENERALIDADES

1.1. INTRODUCCIÓN

La empresa DAS LEBEN tiene una experiencia en el mercado local de 8 años, dedicándose a la elaboración y distribución de productos naturales en supermercados, tiendas naturistas, entidades públicas y privadas.

Los productos que elabora la empresa se describen en la siguiente tabla:

Tabla 1.1 Productos que elabora la empresa DAS LEBEN

PRODUCTO	TAMAÑO DE FUNDA Alto x ancho (mm)	PESO DEL PRODUCTO (g)
Germen de trigo	250x160	300
Salvado de trigo	280x180	300
Granola	250x160	350
Galletas	160x70	40

Fuente: Datos obtenidos de la Empresa DAS LEBEN

Para la elaboración de productos de alta calidad la empresa emplea materias primas cuidadosamente seleccionadas bajo estándares establecidos por la empresa. Los productos que entregan los proveedores son evaluados de acuerdo a especificaciones sensoriales (color, olor, sabor y aspecto), especificaciones fisicoquímicas (humedad, grasa, proteínas, acidez, partículas quemadas, materia extraña), especificaciones de vitaminas y minerales.

Todas las materias primas deben tener lote, fechas de elaboración y caducidad, peso y tamaño correcto antes de ingresar en los registros de productos de la empresa.

Los productos son empacados en fundas de polipropileno bi-orientado de alta densidad con un espesor de 40 μ . Este empaque permite preservar los

productos y mantenerlos frescos, además de que ofrece una buena presentación visual.

En su inicio la empresa elaboraba todos sus productos artesanalmente, invirtiendo gran cantidad de tiempo y recursos. Actualmente la empresa ha crecido y ha invertido en maquinaria que mejore los procesos de producción como: llenado, empaçado, sellado.

Las máquinas que tiene la empresa se presentan en el siguiente cuadro:

Tabla 1.2 Maquinaria de la empresa DAS LEBEN

PRODUCTO	MAQUINARIA ACTUAL
Germen de trigo Salvado de trigo Granola	Dosificador de producto (envasado) Balanza digital Selladora tipo cizalla Codificadora tipo pistola
Galletas	Laminadora Horno eléctrico Dosificador de producto (envasado) Balanza digital Selladora tipo cizalla Codificadora tipo pistola

Fuente: Datos obtenidos de la Empresa DAS LEBEN

En los últimos años la empresa se ha posicionado de mejor manera en el mercado obligándola a adquirir maquinaria en las sección de sellado y codificado bajo un diseño de acuerdo a las necesidades que se presentan, de esta manera podrá reducir costos de producción y satisfacer la demanda del mercado.

RESEÑA DE LAS MÁQUINAS SELLADORAS Y CODIFICADORAS

La selladora tipo cizalla utiliza un sellado térmico, constituyéndose en una máquina básica utilizada tanto domésticamente como industrialmente. El funcionamiento de éstas es por medio del calentamiento de la superficie que está en contacto con la niquelina, aumentando el calor y derritiendo la funda.



Figura 1.1 Selladora manual¹

En la actualidad las máquinas de sellado y codificado son más sofisticadas ofreciendo al cliente un sellado continuo por medio de calor, el cual tiene un control de temperatura, permitiendo un sellado uniforme y de mejor calidad.

En la siguiente figura se presenta una máquina de sellado horizontal continua; su funcionamiento consiste en colocar la funda entre las bandas superiores de la máquina, las cuales sujetan y mueven la funda. El sellado se realiza por mordazas que se calientan y permiten el sellado de la funda.



Figura 1.2 Máquina automática de sellado continuo²

¹ Cierpronti. Equipos. Recuperado de <http://www.cierpronti.com>

² Ecuapack. Equipos. Recuperado de <http://www.ecuapack.com>

El proceso de codificado se realiza manualmente por medio de una pistola que imprime los datos deseados en una etiqueta para posteriormente ser pegada en el producto, ésta forma de codificado es la más usada por la industria artesanal.

La impresión de los datos se realiza por medio de un mecanismo que descende los sellos hasta la etiqueta, la cual es halada constantemente y adherida en el producto.



Figura 1.3 Codificadora manual³

Actualmente las empresas utilizan otros sistemas y métodos de codificación automáticos que permiten eliminar la impresión de etiquetas, reducir recursos, costos y por ende aumentar su eficiencia y eficacia en la producción.

El sistema funciona con un sensor de posición o con un pedal manual que da la señal para que un pistón descienda sobre una cinta y codifique el producto.



Figura 1.4 Codificadora automática⁴

³ABCpack. Máquinas. Recuperado de <http://www.abc-pack.com>, Equipos, Español

⁴Ecuapack. Equipos. Recuperado de <http://www.ecuapack.com>

1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

La empresa DAS LEBEN con sus años de experiencia ha ganado un lugar importante en la elaboración de productos naturales en el mercado local constituyéndose en una de las empresas más conocidas nacionalmente.

En la siguiente tabla se presenta su producción:

Tabla 1.3 Productos, producción, tiempos de sellado y codificado de la Empresa DAS LEBEN

PRODUCTO	TAMAÑO DE FUNDA Alto x ancho (mm)	PESO (g)	PRODUCCIÓN (u/mes)		Sellado y codificado actual (u/min)	No. Personas
			Hace 2 años	Actual		
Germen de trigo	250x160	300	500	920	5	3
Salvado de trigo	280x180	300	520	1080	4	3
Granola	250x160	350	150	330	5	2
Galletas	160x70	40	3500	6800	8	2

Fuente: Datos obtenidos de la Empresa DAS LEBEN

Observamos que la producción de los cuatro tipos de productos que elabora la empresa se ha duplicado en dos años, es por eso que se presenta la necesidad de adquirir una máquina que facilite el proceso de sellado y codificado, debido a que se invierte gran cantidad de tiempo y recursos humanos para realizar el proceso como se muestra en la TABLA 1.3.

En el mercado existen máquinas selladoras y codificadoras que no cumplen con todos los requerimientos de la empresa (sellado de diferentes tamaños de fundas, disminuir el aire dentro de la funda antes del sellado, codificado debe ser nítido), es por eso que se necesita construir una máquina que se adapte a lo requerido.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. GENERAL

Diseñar, construir, ensamblar y probar una máquina selladora y codificadora automática de alimentación manual para los diferentes productos que elabora la empresa DAS LEBEN.

1.3.2. ESPECÍFICOS

- Determinar los parámetros de diseño de la máquina para satisfacer las necesidades de la empresa.
- Realizar la selección, diseño y distribución de los elementos y sistemas de la máquina (mecánicos, electrónicos).
- Construir y ensamblar las partes y elementos que conforman la máquina.
- Realizar simulaciones de sellado variando la temperatura y velocidad de desplazamiento de la funda para obtener un sellado uniforme, en el programa ANSYS.
- Realizar pruebas de funcionamiento de la máquina.
- Analizar económicamente el proyecto para comprobar los beneficios para la empresa.

1.4. JUSTIFICACIÓN

Es importante realizar el diseño, construcción y ensamble de la máquina para la empresa DAS LEBEN ya que en el mercado no se encuentra disponible máquina alguna que cumplan con los requerimientos específicos exigidos por la empresa tales como:

- Las medidas de la máquina deben ser 1500x800x1000 mm.
- El sellado en los filos debe ser sin quemaduras, sin restos de funda ocasionados por el calor. Debe soportar la manipulación y almacenamiento del producto.

- El sellado y codificado debe ser versátil para los productos que tiene la empresa (diferente tamaño, peso).
- En el sellado del salvado de trigo, germen de trigo y granola, se debe retirar la mayor cantidad de aire de la funda para que ésta no explote al almacenarla.
- El codificado debe cumplir la norma INEN No 1334 que exige que los productos deben tener el lote, fechas de elaboración y caducidad impresas en las fundas.
- El Sellado debe ser para diferentes espesores de fundas de empaque (40μ o menos).

Actualmente la empresa realiza el proceso de sellado y codificado de acuerdo a la siguiente tabla.

Tabla 1.4 Productos, producción mensual y número de unidades selladas y codificadas de la Empresa DAS LEBEN

PRODUCTO	PESO (g)	PRODUCCIÓN (u/mes)	Sellado y codificado actual (u/min)	Sellado y codificado máquina (u/min)	Aumento producción (%) ⁵
		Actual			
Germen de trigo	300	920	5	12	140
Salvado de trigo	300	1080	4	9	125
Granola	350	330	5	12	140
Galletas	40	6800	8	18	125

Fuente: Datos obtenidos de la Empresa DAS LEBEN

El diseño y construcción de una máquina selladora y codificadora automática de alimentación manual para los productos que elabora la empresa DAS LEBEN, permitirá ofrecer a la empresa las siguientes ventajas:

$$^5 \% = \frac{\text{Valor}_{\text{nuevo}} - \text{valor}_{\text{anterior}}}{\text{valor}_{\text{anterior}}}$$

- Aumentará el volumen de sellado y codificado en promedio al 132 % como indica la TABLA 1.4, ya que el proceso representa un cuello de botella debido a que el procedimiento es manual.
- Reducir el personal en el área de sellado y codificado a una persona, la que se encargará de alimentar manualmente la máquina.

Se observa que la máquina servirá de mucha ayuda en el proceso de sellado y codificado por que permite duplicar la velocidad del proceso.

1.5. REQUERIMIENTOS DE LA EMPRESA

- Las medidas de la máquina deben ser 1500x800x1000 mm.
- La máquina debe poseer un sistema de regulación de temperatura y velocidad de transporte de la banda, para que el sellado soporte la manipulación y almacenamiento del producto. Además de garantizar al cliente una buena presentación.
- En el sellado y codificado se debe tener un sistema de regulación del bastidor para que se adapte a los diferentes productos (tamaño de funda, pesos, TABLA 1.1).
- En el sellado se retirará la mayor cantidad de aire que tiene la funda para que ésta no explote al almacenarla.
- El codificado debe cumplir la norma INEN No 1334⁶ que exige que los productos deben tener el lote, fechas de elaboración y caducidad impresas en las fundas y no con etiquetas como tiene la empresa.

⁶ Rotulado de productos alimenticios para consumo humano. Requisitos

CAPÍTULO 2

2. MARCO TEÓRICO

2.1. TERMOPLÁSTICOS

Los termoplásticos están formados por cadenas largas producidas al unir los monómeros, su comportamiento es de manera plástica y dúctil. Las cadenas individuales están entrelazadas por enlaces transversales, mientras que los átomos de dos cadenas diferentes están unidas por enlaces de Van der Waals, que son relativamente débiles permitiendo desenlazarse por la aplicación de un esfuerzo de tensión o por calor.

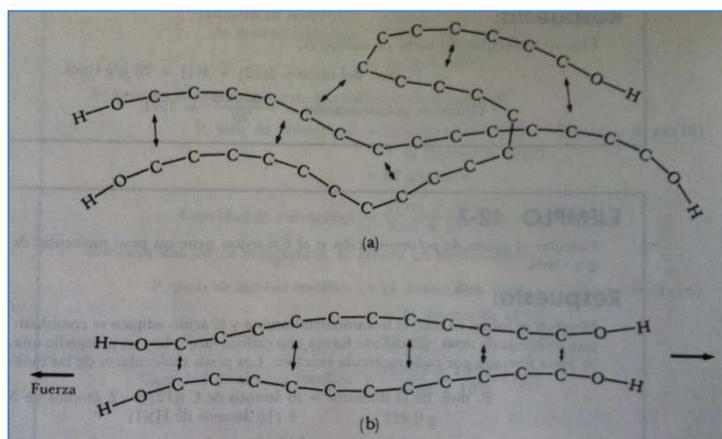
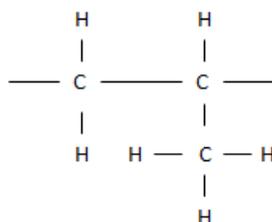


Figura 2.1 Fuerzas de Van Der Waals a) cadenas individuales b) cadenas individuales estiradas

El polipropileno es un termoplástico obtenido mediante adición, que se caracteriza por la simple combinación de moléculas sin que generen productos secundarios de su resultado.

La constitución o composición del polipropileno es:



La polimerización por adición se produce por la apertura del enlace, activada por catalizador, mediante una reacción inicial, de propagación y de terminación.

2.2. EFECTO DE LA TEMPERATURA EN LOS TERMOPLÁSTICOS

Las propiedades de los termoplásticos (Polipropileno) cambian de acuerdo a la temperatura, lo que nos permite diseñar mejores componentes y procesarlos de mejor manera.

Al variar la temperatura de los termoplásticos se obtienen los siguientes estados:

- A la temperatura de fusión se presenta el estado líquido donde las cadenas del polímero se mueven fácilmente.
- Entre la temperatura de fusión y la temperatura vítrea, los polímeros pueden presentar un estado sólido amorfo o un estado sólido cristalino. La cristalinidad en los termoplásticos se obtiene por la influencia de la temperatura (enfriamiento lento) o por esfuerzos aplicados, los cuales superan la débil unión entre las cadenas permitiendo que estas giren una en relación con la otra.
- Por debajo de la temperatura vítrea se forma el estado vítreo, donde solo existen movimientos locales de los segmentos de cadena.

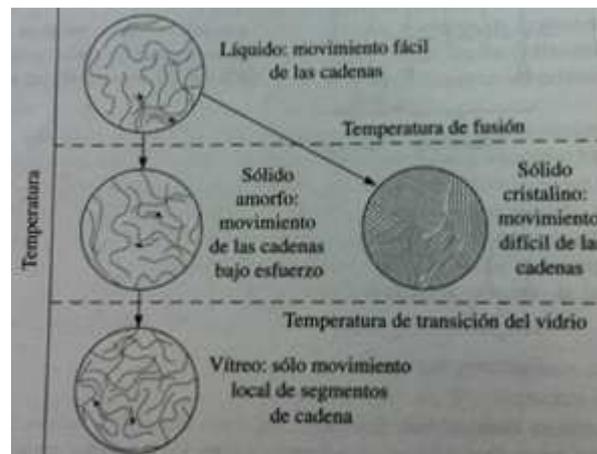


Figura 2.2 Efecto de la temperatura en la estructura⁷

El comportamiento de los materiales termoplásticos se encuentra ligado directamente con las siguientes temperaturas.

⁷ ASKELAND DONAKLD & PHULÉ PRADEEP. (2004). *Ciencia e Ingeniería de los Materiales*. Traducido por Virgilio Gonzales y Pozo. (4ta Ed.). México. Editorial Thomson Learning, p. 688

- Tg temperatura vítrea, es donde el plástico presenta un cambio marcado en su estructura y propiedades, transformándolo a un estado compacto solido.
- Tm temperatura de fusión, es la temperatura cuando el termoplástico cambia de estado sólido a líquido.
- Tc Temperatura de cristalización, ésta temperatura permite que el termoplástico cambie de estado amorfo a cristalino.

El grafico 2.3 presenta el comportamiento de un termoplástico en un estado cristalino y amorfo variando la temperatura. En el estado amorfo la temperatura vítrea divide las propiedades de los termoplásticos, por encima de la temperatura Tg se comportan como cauchos y por debajo son frágiles como vidrios inorgánicos.

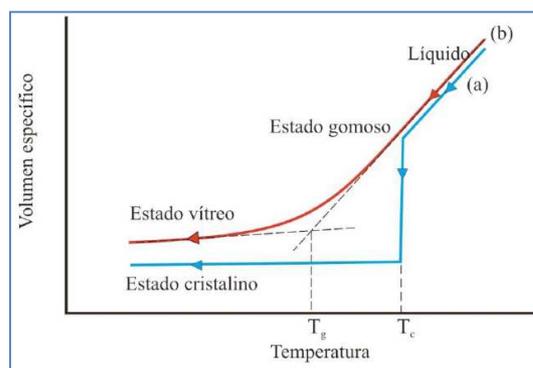


Figura 2.3 Variación de volumen específico en función de la temperatura (a) polímero cristalino (b) polímero amorfo⁸

UNIÓN ENTRE CAPAS DE POLIPROPILENO

El estado de las láminas de polipropileno es semicristalino y al realizar el proceso de unión el termoplástico debe encontrarse entre la temperatura de fusión y la temperatura vítrea, dando así un grado de libertad a las moléculas (mientras más se acerca a la temperatura vítrea los enlaces llamados de Van der Waals se rompen de manera gradual hasta lograr un estado líquido pasando la temperatura de fusión). Además de ser sometida a una fuerza

⁸ BELTRÁN M. & MARCILLA A.. Tecnología de Polímeros.

externa para que las moléculas entren en contacto y puedan reagruparse provocando la unión entre las láminas permanentemente.

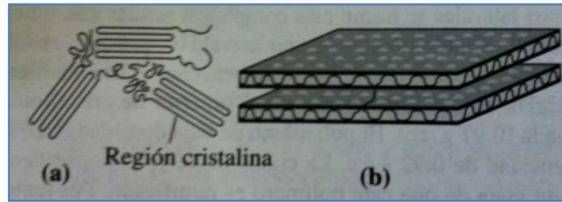


Figura 2.4 Modelo de cadenas de unión de polímeros (a) dos dimensiones (b) tres dimensiones

2.3. EMPAQUES PARA ENVASAR PRODUCTOS EN LA INDUSTRIA ALIMENTICIA

Polietileno de alta densidad (HD-PE)

Es uno de los termoplásticos más resistentes a productos químicos y a deformaciones mecánicas. Además es de bajo costo.

Los usos principales son en películas de empaque, botellas, tuberías y accesorios caseros.

Tabla 2.1 Propiedades del polietileno de alta densidad

Propiedades	
Resistencia a la tensión	3100-5100 (psi)
Modulo de tracción	$0.4-1.5 \times 10^{-5}$ (psi)
Densidad	0.94-0.96 (g/cm ³)
Temperatura máx. uso continuo	250 (°F)
Temperatura de moldeo	300 a 800 (°F)
Absorción de agua en 24 Horas	Menos de 0.01 %

Fuente: AVALLONE EUGENE & BAUMEISTER THEODORE. (2002). Manual del ingeniero Mecánico. Traducido del inglés por Noriega Francisco. (9na. Ed.). México. Editorial Mc Graw Hill. pp. 195-196.

Polietileno de baja densidad (LD-PE)

Es un termoplástico que tiene buenas propiedades eléctricas, flexibilidad y bajo costo. Se utiliza en películas de empaques, recipientes y forros de alambres.

Tabla 2.2 Propiedades del polietileno de baja densidad

Propiedades	
Resistencia a la tensión	1000-2300 (psi)
Modulo de tracción	$0.17-0.35 \times 10^{-5}$ (psi)
Densidad	0.91-0.93 (g/cm ³)
Temperatura máx. uso continuo	180- 212 (°F)
Temperatura de moldeo	275 a 700 (°F)
Absorción de agua en 24 Horas	Menos de 0.015 %

Fuente: ASKELAND DONALD & PHULE PRADEEP. (2004). Ciencia e Ingeniería de los Materiales. Traducido por Gonzales, Pozo y Sánchez. (4ta. Ed.), México. Editorial International Thompson Editores S.A. pp. 669-704.

Polipropileno (PP)

Se caracteriza por tener resistencia al calor, tenacidad, brillo y peso ligero. Se utiliza en la fabricación de enseres domésticos, piezas de artefactos, revestimiento de tanques.

Tabla 2.3 Propiedades del polipropileno

Propiedades	
Resistencia a la tensión	3500-6000 (psi)
Modulo de tracción	$1-2 \times 10^{-5}$ (psi)
Densidad	0.9-0.92 (g/cm ³)
Temperatura máx. uso continuo	200- 320 (°F)
Temperatura de moldeo	350 a 600 (°F)
Absorción de agua en 24 Horas	Menos de 0.02 %

Fuente: ASKELAND DONALD & PHULE PRADEEP. (2004). Ciencia e Ingeniería de los Materiales. Traducido por Gonzales, Pozo y Sánchez. (4ta. Ed.). México. Editorial International Thompson Editores, S.A. pp. 669-704.

Polipropileno biorientado (BOPP)

Son capas de polipropileno rotadas 90⁰, fabricadas de tal forma que una cara es de impresión brillante y la otra opaca.

Los films de polipropileno biorientado tienen ventajas como: resisten a los golpes, roturas, perforaciones y son resistentes al agua e impermeables al vapor de agua. Además la FDA⁹ considera que es un material inocuo¹⁰.

2.4. CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES DE LOS EMPAQUES DE POLIPROPILENO BIORIENTADO

Propiedades mecánicas:

- Resistencia a roturas, ralladuras, golpes y perforaciones.
- Fácil de procesar (impresión, laminación)
- Buena maquinabilidad en las líneas de envasado.
- Diferentes temperaturas de sello.
- Diferentes niveles de coeficiente de fricción.

Propiedades químicas:

Resistente al agua, vapor de agua, aceite, grasas, a algunos ácidos y álcalis así como disolventes.

Propiedades ópticas:

Su superficie es brillante y tiene un alto grado de transparencia.

Reciclabilidad:

Es un material fácilmente reciclable ya que es triturado para regresar al proceso productivo.

⁹ Food and Drug Administration. Estados Unidos de América

¹⁰ Material que no transmite olores ni sabores

Tipos de acabado

- **Transparente plano**

Esta película IP del BOPP está formada por tres capas de Homopolímero de polipropileno la que le da una excelente opacidad y brillo. La película IP ofrece rigidez y planicidad.

El polipropileno biorientado se usa en laminaciones con papel u otras películas plásticas, cintas adhesivas, empaques, etc.

La película IP tiene un tratamiento corona el cual es indispensable para la impresión, laminado o recubrimiento del empaque.

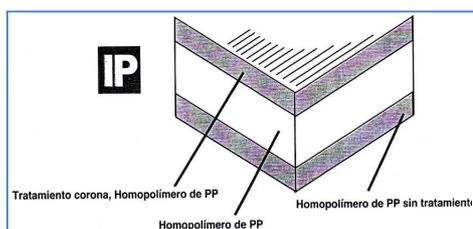


Figura 2.5 Composición de capas de BOPP

Tabla 2.4 Propiedades físicas para 40 micras

Propiedad	Tipo	Método de Prueba	Valor	Unidad
Opacidad	-	ASTM D1003	1.5	%
Brillo	-	ASTM D2457 45 ⁰	90	%
Coef. Fricción dinámico	T	ASTM D1894E	0.5	-
	NT		0.35	-
Tensión a la rotura	DM	ASTM D882	150	N/mm ²
	DT		260	
Elongación a la rotura	DM		130	%
	DT		50	
Tensión superficial	-	ASTM 2578	38	Dinas/cm
Transmisión de vapor de agua (WVTR)	-	ASTM E96-66 38 ⁰ C 90% HR	3.8	g/m ² dia
Transmisión de oxígeno (OxTR)	-	ASTM D1434 22 ⁰ C 0%HR	1200	Cc/m ² dia

Fuente: Bopp del Ecuador Cía. Ltda.

Explicación de abreviaciones: DM-Dirección Maquina, DT-Dirección Transversal, NT-Cara No Tratada, T-Cara Tratada.

Nota: Son valores guía y no especificaciones límite.

- **Transparente coextruido**

La película GB de BOPP ofrece termo-sellabilidad por ambas caras, la cara no tratada ofrece un amplio rango de sellado en máquinas empacadoras automáticas verticales y horizontales.

La película GB tiene un tratamiento corona requerido para impresión, laminado o recubrimiento.

Tabla 2.5 Propiedades físicas del transparente coextruido

Propiedad	Tipo	Método de Prueba	Valor	Unidad
Opacidad	-	ASTM D1003	1.3	%
Brillo	-	ASTM D2457 45 ⁰	85	%
Coef. Fricción dinámico	T	ASTM D1894E	0.3	-
	NT		0.25	-
Tensión a la rotura	DM	ASTM D882	125	N/mm ²
	DT		235	
Elongación a la rotura	DM		180	%
	DT		50	
Tensión superficial	-	ASTM 2578	38	Dinas/cm
Transmisión de vapor de agua (WVTR)	-	ASTM E96-66 38 ⁰ C 90% HR	8.5-7.2	g/m ² dia
Transmisión de oxígeno (OxTR)	-	ASTM D1434 22 ⁰ C 0%HR	2400-2900	Cc/m ² dia

Fuente: Bopp del Ecuador Cía. Ltda.

Explicación de abreviaciones: DM-Dirección Maquina, DT-Dirección Transversal, NT-Cara No Tratada, T-Cara Tratada.

Nota: Los valores deben ser considerados como guía y no como especificaciones límite.

2.5. MÁQUINAS DE SELLADO

Selladora eléctrica de pedal



Figura 2.6 Selladora de pedal¹¹

La selladora de pedal utiliza una niquelina que funciona como resistencia eléctrica, la cual se calienta y sella la funda de plástico. Esta máquina selladora funciona con un pedal que permite que el cabezal superior descienda y genere una presión para sellar la funda.

Tabla 2.6 Características y especificaciones de selladora de pedal

Potencia de sellado	800	(W)
Ancho de sellado	5	(mm)
Alimentación	120-125	(V)
Sello máximo	45	(cm)
Peso	23	(Kg)
Altura	77	(cm)

Fuente: <http://www.mikai.com.mx>

Sistemas de Funcionamiento

- Funciona mediante un sellado térmico por niquelina.
- Este sistema de sellado es momentáneo, se calienta y realiza la presión solo cuando se active el pedal para el sello.
- La niquelina posee rugosidades que evitan que el plástico se adhiera.

¹¹Mikai. Máquinas. Recuperado de <http://www.mikai.com.mx>.

Máquina continua de banda de sellado horizontal



Figura 2.7 Máquina selladora horizontal¹²

Este tipo de selladora se utiliza para todo tipo de productos sólidos, ubicando el producto horizontalmente en la máquina.

Tabla 2.7 Características y especificaciones de selladora horizontal

Potencia de sellado	600	(W)
Velocidad	0-12	(m/min)
Ancho de sellado	8 – 10	(mm)
Rango de temperatura	0-300	(°C)
Tipo de impresión	Rodillo tinta sólida	
Máximo peso en banda	1-3	(Kg)
Tamaño de banda transportadora	950x180	(mm)

Fuente: <http://www.ecuapack.com>

Sistemas de funcionamiento

- La sujeción y transporte del producto se realiza mediante bandas.
- El sistema de transmisión de movimiento de las bandas es por poleas.
- El sellado se realiza mediante el calentamiento de mordazas, el cual transfiere el calor hacia la bandas que son de niquelina y sella la funda.
- El codificado es por rodillo de tinta sólida que es activado por un sensor fotoeléctrico.
- Tiene un sistema de regulación de temperatura y velocidad de banda.

¹² Ecuapack. Equipos. Recuperado de <http://www.ecuapack.com>

Máquina continua de banda de sellado vertical



Figura 2.8 Máquina selladora vertical¹³

Este tipo de máquinas son diseñadas para el sellado de bolsas que tengan un peso menor a 20 Kg y el producto permanezca vertical.

Tabla 2.8 Características y especificaciones de selladora vertical

Potencia de sellado	1200	(W)
Velocidad	0-8	(m/min)
Ancho de sellado	8 – 10	(mm)
Rango de temperatura	0-300	(°C)
Máximo peso en banda	0-30	(Kg)
Tamaño de banda transportadora	1900x300	(mm)

Fuente: www.ecuapack.com

Sistemas de funcionamiento

- La sujeción y transporte del producto se realiza mediante bandas.
- Tiene dos motores, el uno se utiliza en el sistema de transmisión de movimiento de la banda transportadora y el otro motor permite la transmisión de movimiento a las poleas que sirven de sujeción y transporte del producto.
- El sellado se realiza mediante el calentamiento de mordazas, el cual transfiere el calor hacia la bandas que son de niquelina y permite el sellado de la funda.

¹³ Ecuapack. Equipos. Recuperado de www.ecuapack.com

- Tiene un sistema de regulación de temperatura y velocidad de banda

Máquina selladora tipo L



Figura 2.9 Máquina selladora tipo L¹⁴

Esta máquina es utilizada ampliamente para embalajes de contracción de varios productos como comestibles, bebidas, medicamentos, herramientas, cosméticos, juguetes etc.

Tabla 2.9 Características y especificaciones de selladora en L

Potencia de sellado	4000	(W)
Velocidad de embalaje	800-1000	(pcs/h)
Tamaño máx. de sellado y corte	550x400 (LxH)	(mm)
Rango de temperatura	-	
Tipo de impresión	-	
Máximo peso en banda	-	
Tamaño máximo de embalaje	450x300x200 (LxWxH)	(mm)

Fuente: www.ecuapack.com

Sistemas de funcionamiento

- Sellado de la funda es manual y en forma de L. Se necesita un embalaje de doble hoja.
- El sistema de sellado es con niquelina y controlado por un regulador de temperatura y un temporizador.

¹⁴ Ecuapack. Equipos. Recuperado de www.ecuapack.com

2.6. MÁQUINAS DE CODIFICADO

Codificadora térmica



Figura 2.10 Codificadora automática¹⁵

Es una codificadora automática de escritorio que puede ser utilizada para cualquier material como plástico, papel y cartón donde se imprime fechas de expiración, elaboración, lote, precio.

Tabla 2.10 Características y especificaciones de codificadora automática

Potencia	60	(W)
Voltaje	110	(V)
Longitud máx. de codificado	30	(mm)
Tamaño de letra	2x3 y 2x4	(mm)
Colores	Varios	

Fuente: www.ecuapack.com

Sistemas de funcionamiento

- La impresión se realiza al descender un cabezal donde se encuentra las letras para la codificación. La activación del cabezal se realiza automáticamente o manualmente (con un pedal).
- El cabezal tiene un embrague que se activa al no detectar el producto en la mesa, el cual funciona con un sensor fotoeléctrico.
- La cinta dinámica tiene tinta, la que es impregnada en la funda al descender el cabezal.

¹⁵Ecuapack. Equipos. Recuperado de www.ecuapack.com

Codificadora de rodillo



Figura 2.11 Codificadora de rodillo¹⁶

La codificadora de rodillo utiliza rollos de tinta solida para imprimir hasta doce caracteres por línea y ocho líneas máximo de impresión. La codificadora se puede adaptar a líneas envasadoras verticales u horizontales.

La caja de caracteres puede imprimir la fecha de producción, lotes, precios.

Tabla 2.11 Características y especificaciones de codificadora de rodillo

Potencia	100	(W)
Voltaje	110	(V)
Tamaño de rollo de tinta	36x32	(mm)
Tamaño de letra	3	(mm)
Colores	Negro, blanco, rojo	
Máxima impresión en líneas	12 C/línea y máx. 8 líneas de impresión	

Fuente: www.ecuapack.com

Sistemas de funcionamiento

- Tiene un rodillo donde se colocan los caracteres a imprimir en la funda.
- Posee otro rodillo de tinta sólida que al hacer contacto con el rodillo de caracteres lo impregna de tinta.
- El sistema es controlado por un sensor fotoeléctrico al paso de la funda.

¹⁶ Ecuapack. Equipos. Recuperado de www.ecuapack.com

Codificadora de láser



Figura 2.12 Codificadora Láser¹⁷

La máquina codificadora a láser es un sistema de alta velocidad que permite la codificación de caracteres alfanuméricos, números de serie, códigos de barras, logotipos, lotes de diferentes tamaños y anchuras. Se lo puede colocar en cualquier posición adaptándose al proceso.

Codifica en diversos materiales como cartón, metal, plástico, papel, vidrio, etc.

Tabla 2.12 Características y especificaciones de codificadora láser

Voltaje	110 (V)
Velocidad de marcaje	300 (m/min)
Velocidad de impresión de caracteres	10000 (caracteres/seg)

Fuente: www.macsa.com

Sistemas de funcionamiento

- Es un sistema automático, sin depender de una PC para su programación.
- Funciona con un panel táctil en el cual se inserta los caracteres y la forma deseada para la impresión.
- Codifica mediante un láser a altas velocidades.

¹⁷ MACSA. Equipos. Recuperado de <http://www.macsa.com>

2.7. BASE TEÓRICA DE DISEÑO

2.7.1. ANÁLISIS DE TENSIONES

Todo elemento mecánico está sujeto a fuerzas o momentos equilibrados, los cuales pueden ser:

- Tensiones normales.- Estas tensiones actúan perpendicular a la cara del elemento y pueden ser de compresión que comprimen al elemento o de tensión que jalan al elemento.
- Tensiones por esfuerzo de corte.- Se presenta en elementos que están a torsión o corte vertical directo en vigas. El esfuerzo de corte se representa por pares de tensiones iguales que actúan en los cuatro lados del elemento

La convención de signos se toma como positivo a las fuerzas que actúan en sentido de las manecillas del reloj y negativas a las que están contra este movimiento. Los subíndices de cada tensión dependen del plano donde se encuentran.

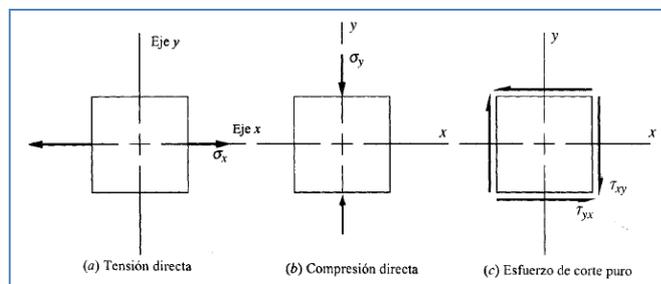


Figura 2.13 Elementos sujetos a diferentes tensiones¹⁸

La tensión es la resistencia interna que ejercen los elementos por unidad de área. Las tensiones normales por tracción son positivas y las de compresión son negativas.

Las unidades están en lb/plg² (psi) o en N/m² (Pa-pascal).

La fórmula que permite realizar el cálculo es:

¹⁸ MOTT ROBERT. (1995). Diseño de Elementos de Máquinas. Traducido por Córdova Arturo. (2da Ed.). México, Hall Hispanoamérica S.A. 781 p.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Donde:

F = Fuerza aplicada en la cara.

A = Área normal donde se aplica la fuerza.

El esfuerzo cortante directo se genera cuando una fuerza trata de cortar el elemento como si fueran cuchillas. La fuerza que se aplica actúa de manera transversal en el elemento.

La fórmula que representa el esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{F}{A_s} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde:

F= Fuerza de corte.

As = Sección transversal – área de corte.

El esfuerzo de corte por torsión se genera cuando un elemento se somete a un momento de giro o torque, debido a éste torque el elemento se deforma y su comportamiento de la tensión no es uniforme. Las unidades con las que se expresa son Pa (pascales) o psi.

La fórmula general para encontrar el esfuerzo es:

$$\tau_{mac} = \frac{Tc}{J} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Donde:

c = Radio del eje (m, plg).

T= Torque aplicado (Nm, Lb.plg)

J= Momento de inercia (m⁴, plg⁴) véase anexo 1.

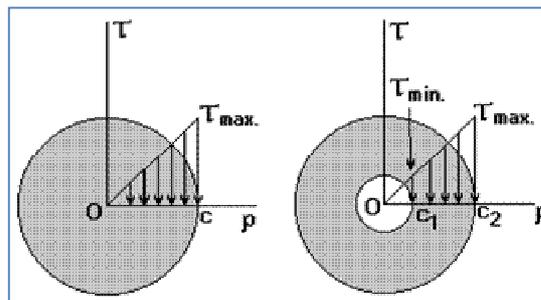


Figura 2.14 Distribución de los esfuerzos en ejes

La torsión en elementos de secciones transversales no circulares se calculan mediante la siguiente fórmula:

$$\tau_{mac} = \frac{T}{Q} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

Donde:

T= Torsión.

Q= Factor depende del tipo de sección. Véase en el anexo B

El esfuerzo de corte vertical se presenta en vigas que soportan cargas verticales y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{VQ}{It} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Donde:

V= Fuerza cortante.

Q= Momento estático de sección. $Q=A_p y$

A_p = Área de la sección arriba del lugar donde se calcula la tensión.

y = Distancia del eje neutral al centroide de la sección A_p .

I= Momento de inercia de la sección transversal.

t= Espesor de la sección donde se calculara.

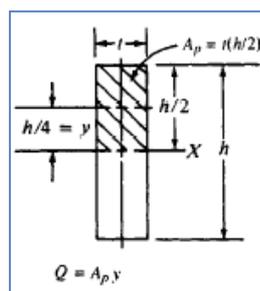


Figura 2.15 Ilustración de Q e y

La tensión por flexión se provoca al colocar cargas transversales en una viga.

Las cargas de flexión son normales y pueden ser por tracción y compresión.

La fórmula que permite el cálculo es:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

M= Momento de flexión en la sección.

I = Momento de inercia de la sección respecto al eje neutral.

c = Distancia del eje neutral a la fibra más exterior superior (compresión) o inferior (tracción).

La fórmula se aplica si la viga está a flexión pura, sin cargas torsionales, el material debe cumplir la ley de Hooke, su sección transversal es constante, ninguna parte de la viga falla a pandeo.¹⁹

Al presentarse tensiones combinadas como tensiones de tracción directa, tensión por compresión y tensión por flexión, se utiliza el principio de superposición. La fórmula será:

$$\sigma = \pm \frac{Mc}{I} \pm \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

Donde las tensiones de tensión son positivas y las de compresión negativas.

2.7.2. DISEÑO DE FLECHAS O EJES

Los ejes o flechas son diseñados para transmitir potencia por lo que estos elementos de máquina son importantes para los sistemas y máquinas.

Los ejes o flechas soportan la mayoría de esfuerzos mecánicos para lo cual su diseño se basa en teorías de fallas.

Para el diseño de estos elementos de máquina, que soportan esfuerzos en forma simultánea e invertida, es muy importante considerar todas las cargas que le afectan que pueden ser tensión, compresión, flexión o torsión. Además se realiza el diseño a fatiga por la alternabilidad de los esfuerzos.

Las siguientes son los esfuerzos presentes en un eje que posteriormente nos servirán para el diseño,

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{32M}{\pi d^3} \\ \tau_{xy} &= \frac{16T}{\pi d^3} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante

¹⁹ MOTT ROBERT. (1995). Diseño de Elementos de Máquinas. Traducido por Córdova Arturo. (2da Ed.). México. Hall Hispanoamérica S.A. pp. 79.

σ = Esfuerzo de flexión
 d = Diámetro del eje
 M = Momento flexionante máximo
 T = Momento torsionante máximo

En la teoría de distorsión se utiliza la teoría del cortante máximo donde se emplea un factor de seguridad que da como resultado el diámetro del eje que se calcula de la siguiente forma:

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n}$$

$$d = \left(\frac{32n}{\pi S_y} \left(M^2 + \frac{3T^2}{4} \right)^{1/2} \right)^{1/3} \quad (\text{Ec. 2.9})$$

Donde

S_y = Esfuerzo de fluencia

La ecuación anterior es para obtener un cálculo de referencia para los posteriores análisis.

Otro análisis en los ejes es por flexión alternante y torsión continua en los cuales se expresa que el cortante máximo no afecta a la falla del elemento, tomando el límite de fatiga S_e para el cálculo y su diseño quedara de la siguiente manera:

$$\frac{S_e}{n} = \sigma_a$$

$$d = \left(\frac{32 * M * n}{\pi S_e} \right)^{1/3} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Donde:

S_e = Límite de fatiga

σ = Esfuerzo alternante

Existe el método grafico que nos guía si los esfuerzos son permisibles y así no sirve para calcular las dimensiones requeridas, este método se llama de

Soderberg, para el cual necesitamos primero calcular los esfuerzos y luego lo comparamos con la siguiente gráfica.

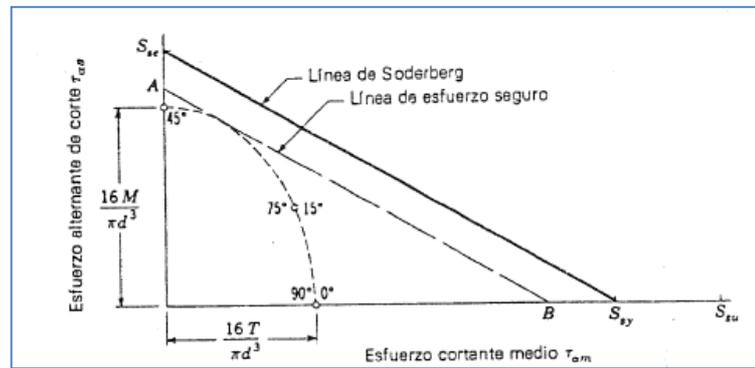


Figura 2.16 Grafico línea de Soderberg²⁰

Para el cálculo del diámetro del eje aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo se expresa en la siguiente ecuación:

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Aplicando la teoría anterior el factor de seguridad quedaría expresado de la siguiente manera:

$$n = \frac{2}{3 \sqrt{\left(\frac{2\tau_a + 2\tau_m}{S_e + S_y} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_a + \sigma_m}{S_e + S_y} \right)^2}} \quad (\text{Ec. 2.12})$$

Donde los subíndices a son para esfuerzos alternantes y los subíndices m son para esfuerzos medios.

Ahora tomando en cuenta la teoría de la distorsión el diámetro quedaría expresado de la siguiente manera:

$$d = \left\{ \frac{48n}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Método General

Este método es el primero en relacionar resistencias y ponerlas en una fórmula, estas ecuaciones también son conocidas como ecuaciones de Marín y su fórmula más general es la siguiente.

²⁰ SHIGLEY JOSEPH. (1963). Diseño en ingeniería mecánica. Traducido por Francisco Paniagua. (4ta ed.). Ciudad México. McGraw Hill. p 735

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^m + \left(\frac{KSm}{S_{ut}}\right)^p = 1 \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Donde K, m, p, están puestas en la siguiente tabla dependiendo de la teoría a utilizar

Teoría de falla	K	m	p		
De Soderberg	S_u/S_y	1	1	$a = \begin{cases} 0.8914 & \text{UNS G10180 } H_B = 130 \\ 0.9266 & \text{UNS G10380 } H_B = 164 \\ 1.0176 & \text{UNS G41300 } H_B = 207 \\ 0.9685 & \text{UNS G43400 } H_B = 233 \end{cases}$	
De Goodman modificada	1	1	1		
Parabólica de Gerber	1	1	2		
Cuadrática (elíptica)	1	2	2		
De Kececioglu	1	a	2		
De Bagci	S_u/S_y	1	4		

Figura 2.17 Criterios de fallas de constantes a aplicar en la ecuación²¹

2.7.3. DISEÑO DE TORNILLOS DE POTENCIA

Los tornillos de potencia se utilizan para transformar el movimiento rotatorio en movimiento lineal y son capaces de obtener ventajas mecánicas muy elevadas utilizándose para elevar o mover cargas grandes; Para estas aplicaciones se utilizan roscas cuadradas, ACME, o trapezoidales.

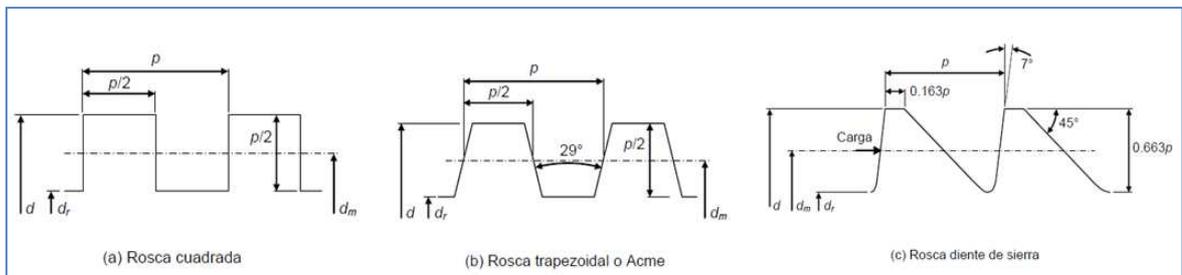


Figura 2.18 (a) Rosca Cuadrada, (b) rosca ACME, (c) Rosca trapezoidal²²

Ecuación para calcular el torque máximo para subir una carga es:

$$T_{bt} := W_t \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \frac{-l_w + \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_m}{\cos(\alpha_f)}}{\pi \cdot d_m + \frac{\mu \cdot l_w}{\cos(\alpha_f)}} + W_t \cdot \frac{\mu \cdot c \cdot d_c}{2} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

²¹ SHIGLEY JOSEPH. (1963). Diseño en ingeniería mecánica. Traducido por Francisco Paniagua. (4ta ed.). Ciudad México. McGraw Hill. p 744

²² NORTON ROBERT. (1999). Diseño de Máquinas. Traducido por Sánchez Gabriel. (Primera Ed.). México. Editorial Prentice Hall Hispanoamericana. 897 p.

Donde:

W_t =Carga axial aplicada.

d_m = Diámetro medio del tornillo

l_w = Avance del tornillo

μ = Coeficiente de fricción entre tornillo y tuerca

α = Angulo de la rosca

d_c = Diámetro de la tuerca

La resistencia a flexión de los filetes se calcula mediante:

$$S_{flex} := \frac{3 \cdot W_t \cdot h}{\pi \cdot d_r \cdot n_f \cdot (w_i \cdot p)^2} \quad (\text{Ec. 2.16})$$

Donde:

h = Altura del diente

d_r = Diámetro menor

n_f = Factor por hilos del tornillo

p = Paso

w_i = Factor del tipo de rosca del tornillo

La resistencia al aplastamiento es:

$$S_{ap} = \frac{W_t}{A_{ap}} \quad (\text{Ec. 2.17})$$

Donde:

A_{ap} = Área de la sección ($\pi \cdot d_m \cdot h \cdot n_f$)

La resistencia al cortante de filetes es:

$$S_{sba} = \frac{3 \cdot W_t}{2 \cdot A_{ba}} \quad (\text{Ec. 2.18})$$

Donde:

A_{ba} = Área de la sección del filete ($\pi \cdot d_r \cdot w_i \cdot n_f \cdot p$)

2.7.4. DISEÑO DE ENGRANES HELICOIDALES

Los engranes helicoidales tienen dientes involutos y están fabricados con un ángulo de hélice (Ψ) que varía entre 10° y 45° .

La ventaja de los engranes helicoidales con respecto de los rectos es que son más silenciosos y producen menor vibración, permitiendo transmitir altas potencias.

Estos engranes tienen gran versatilidad en la ubicación permitiendo al diseñador cambiar la disposición de los ejes de paralelos a perpendiculares, la única limitación es que al posicionarse los ejes perpendiculares no transmiten torques altos.

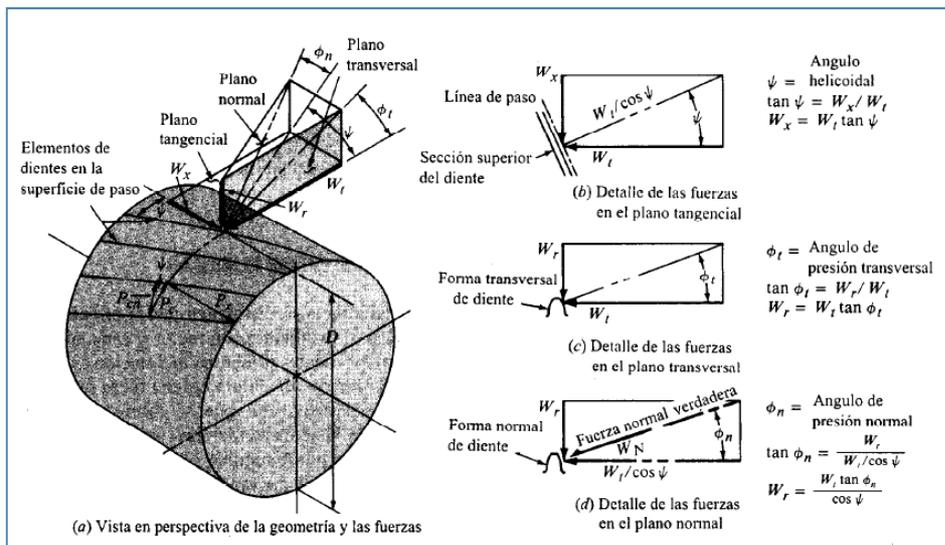


Figura 2.19 Geometría y fuerzas de engranes helicoidales²³

La geometría del engrane se establece en el plano normal y en el plano transversal. El paso normal p_n y el ángulo de presión normal Φ_n se miden en el plano normal, mientras que el paso transversal p_t y el ángulo de presión Φ_t se miden en el plano transversal.

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \psi}$$

$$p_x = \frac{p_n}{\sin \psi}$$

(Ec. 2.19)

²³ MOTT ROBERT. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. Traducción del inglés por Virgilio González. (4ta. Ed.). México. Editorial Pearson Educación. p. 468.

El paso transversal corresponde al paso circular (P_c) medido en el paso circular del engrane. El paso diametral define el tamaño de diente y se relaciona con la siguiente igualdad.

$$p_d = \frac{N}{d} = \frac{\pi}{p_c} = \frac{\pi}{p_t} \quad (\text{Ec. 2.20})$$

Donde:

N = Número de dientes del engrane.

d = Diámetro de paso.

La relación entre los ángulos de presión se define:

$$\tan \phi_t = \frac{\tan \phi_n}{\cos \psi} \quad (\text{Ec. 2.21})$$

Las fuerzas que se generan en un acoplamiento de engranes helicoidales son:

Fuerza tangencial

$$W_t = \frac{2p_d T}{N} \quad (\text{Ec. 2.22})$$

Donde:

N = Número de dientes del engrane.

P_d = Paso diametral

T = Torque

Fuerza radial

$$W_r = W_t \tan \phi \quad (\text{Ec. 2.23})$$

Fuerza axial

$$W_a = W_t \tan \psi \quad (\text{Ec. 2.24})$$

La razón de contacto indica el grado de superposición helicoidal del acoplamiento entre los engranes y debe ser menor de 1.15. Se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$m_F = \frac{F \cdot p_d \tan \psi}{\pi} \quad (\text{Ec. 2.25})$$

Al incrementar el ángulo de hélice (Ψ) aumento la razón de contacto permitiendo reducir el ancho del diente pero se aumentará las fuerzas axiales provocadas por los engranes.

ESFUERZOS EN ENGRANES HELICOIDALES²⁴

Los esfuerzos a flexión se encuentran mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad (\text{Ec. 2.26})$$

Para determinar el esfuerzo superficiales se emplea:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{FId} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_I} \quad (\text{Ec. 2.27})$$

Donde:

W_t = Fuerza tangencial

F = Ancho de cara del engrane.

J = Factor geométrico varía de acuerdo al ángulo de hélice, altura de diente y ángulo de presión.

K_a = Factor de aplicación.

K_m = Factor de medida

K_v = Factor dinámico

K_s = Factor de tamaño

K_B = Factor de espesor del aro

K_I = Factor de engrane loco

2.7.5. DISEÑO IMPULSORES DE BANDAS

Las Bandas son uno de los elementos mecánicos flexibles principales, encargándose de transmitir potencia entre dos ejes desplazados cierta distancia. Por lo general las bandas están hechas de cuero impregnadas de caucho, estas son utilizadas en altas velocidades, existen varios tipos de impulsores de bandas: bandas planas, bandas en v, bandas dentadas o de sincronización, bandas dobles en v, bandas múltiples en v. En el siguiente grafico se muestra la geometría de una típica banda en v.

²⁴ NORTON ROBERT. (1999). Diseño de Máquinas, Traducido por Sánchez Gabriel. (Primera Ed.). México. Editorial Prentice Hall Hispanoamericana. 1037 p.

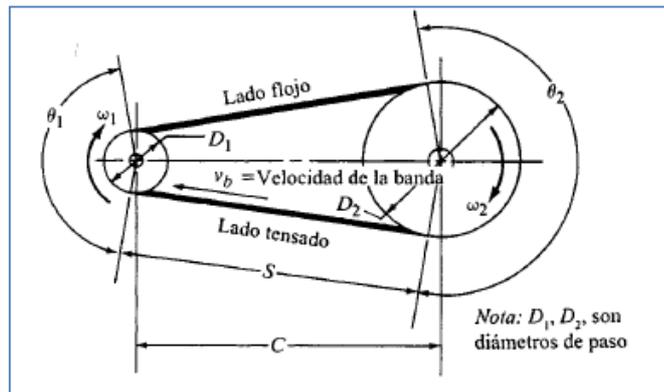


Figura 2.20 Geometría básica de bandas

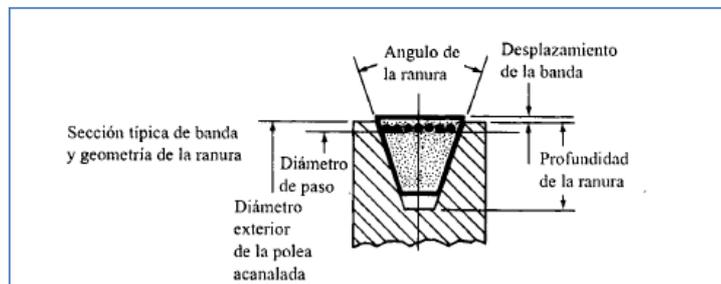


Figura 2.21 Corte transversal de una banda²⁵

Para el diseño de las bandas se toma como inicio la relación de velocidades tanto de la polea motora como la polea impulsada que se calcula con la siguiente relación.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \tag{Ec. 2.28}$$

Donde:

ω = Velocidad angular

D= Diámetro

Luego se calcula la relación entre la longitud de paso L, la distancia central C y los diámetros de las poleas con la siguiente fórmula

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \tag{Ec. 2.29}$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \tag{Ec. 2.30}$$

²⁵ MOTT ROBERT. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. Traducción del inglés por Virgilio González. (4ta. Ed.). México. Editorial Pearson Educación. p. 534

$$B = 4L - 6.28(D2 + D1) \quad (\text{Ec. 2.31})$$

Donde:

$$D2 < C < 3(D2 + D1)$$

Si la velocidad que hay que impulsar es menor a 1000 pies/minuto es mejor considerar otro tipo de diseño.

Después se calcula el ángulo de contacto de la banda en cada polea con las siguientes formulas:

$$\theta_1 = 180 - 2 \sin^{-1} \left[\frac{D2 - D1}{2C} \right]$$

$$\theta_2 = 180 + 2 \sin^{-1} \left[\frac{D2 - D1}{2C} \right] \quad (\text{Ec. 2.32})$$

Mediante la siguientes figuras se calcula los factores de corrección para el ángulo de la envolvente y para la longitud de la cadena que permitirán calcular la potencia real transmitida:

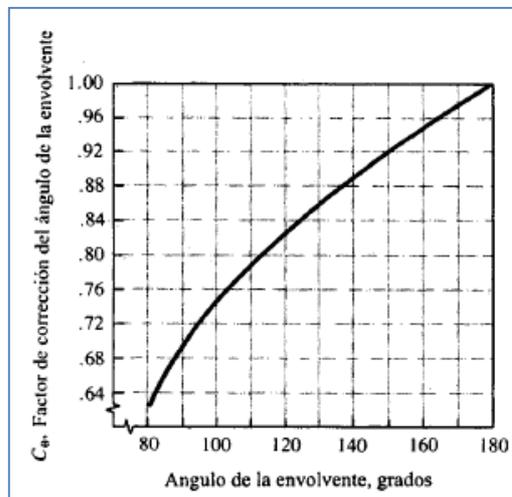


Figura 2.22 Factor de corrección del ángulo de la envolvente, Cθ

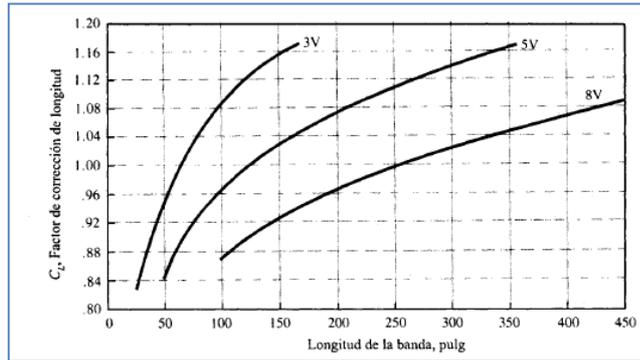


Figura 2.23 Factor de corrección de la longitud de la banda C_t ²⁶

2.7.6. DISEÑO IMPULSORES DE CADENA

La cadena es un elemento de transmisión de potencia que está formada por eslabones unidos con ejes pequeños y utiliza ruedas dentadas donde ingresan la cadena sin permitir el deslizamiento de la misma.

Las cadenas se clasifican con base en su paso, el paso es la distancia entre los eslabones adyacentes. La cadena más común es la de rodillos que se utiliza en transportadoras.

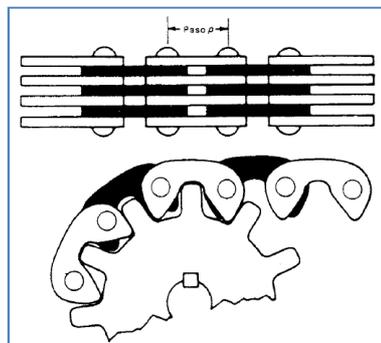


Figura 2.24 Paso de cadena silenciosa o de diente invertido²⁷

Los parámetros que se debe considerar para el diseño de una cadena son²⁸:

- El número mínimo de dientes en una rueda dentada debe ser de 17, a menos que esté trabajando a bajas velocidades.

²⁶ MOTT ROBERT. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. Traducción del inglés por Virgilio González. (4ta. Ed.). México. Editorial Pearson Educación. p. 545

²⁷ AARON DEUTSCHMAN. (1987). Diseño de Máquinas. Traducido por Garza José. (2da Ed.) México. Editorial Macmillan Publishing. pp. 700

²⁸ NORTON ROBERT. (1999). Diseño de Máquinas. Traducido por Sánchez Gabriel. (Primera Ed.). México. Editorial Prentice Hall Hispanoamericana. 1037 p.

- La relación de velocidad debe ser de máximo 7.
- La distancia central entre los ejes de la rueda debe estar entre 30 y 50 pasos.
- El arco de contacto de la cadena en la rueda más pequeña debe ser menor a 120° .
- En condiciones normales la rueda mayor no debe tener más de 120 dientes.
- La longitud de la cadena debe ser múltiplo completo del paso, se recomienda un número par de pasos.

La longitud de la cadena se encuentra en pasos y se encuentra mediante:

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (\text{Ec. 2.33})$$

Donde:

N_2 = Número de dientes rueda 2

N_1 = Número de dientes de rueda 1.

C =Distancia central, se toma entre 30 y 50 pasos.

La distancia central teórica se expresa en pasos por:

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}} \right] \quad (\text{Ec. 2.34})$$

El diámetro de paso se expresa por:

$$D = \frac{p}{\text{sen} \left(\frac{180^{\circ}}{N} \right)} \quad (\text{Ec. 2.35})$$

Donde:

p = Paso

N = Número de dientes.

2.7.7. SELECCIÓN DE COJINETES O RODAMIENTOS

EL objetivo de un cojinete es soportar la carga radial específica que permita el libre movimiento entre dos piezas de maquinas. La aplicación más común de un cojinete es soportar los ejes o flechas de transmisión.

Los componentes fundamentales de un cojinete son el anillo o pista de rodamiento, el anillo o rodamiento externo y las piezas giratorias.

En la siguiente tabla se muestran los tipos de cojinetes y su comparación:

Tabla 2.13 Comparación de tipos de cojinetes

Tipo de cojinete	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de desalineación
Bola de hilera única, ranura profunda	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera, ranura profunda	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto Angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento Cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable	Excelente
Rodamiento Ahusado	Excelente	Excelente	Pobre

Fuente: Mott, Diseño de Elementos de Máquina, p 601

Para el diseño de cojinetes es importante encontrar la relación entre su vida útil y carga con la siguiente ecuación:

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^a \quad (\text{Ec. 2.36})$$

Donde

F= Cargas aplicadas.

L= Vida útil en millones de revoluciones

a= Coeficiente: 3 para cojinetes de bolas y 3.33 para cojinetes de rodillos.

De esta ecuación se deriva la capacidad básica de carga que se expresa en la siguiente fórmula

$$C = FL^{1/a} \quad (\text{Ec. 2.37})$$

Otra manera de cálculo es la siguiente

$$C = Fe * \frac{f_L}{f_N} \quad (\text{Ec. 2.38})$$

Donde f_L y f_N son dados en las siguientes graficas:

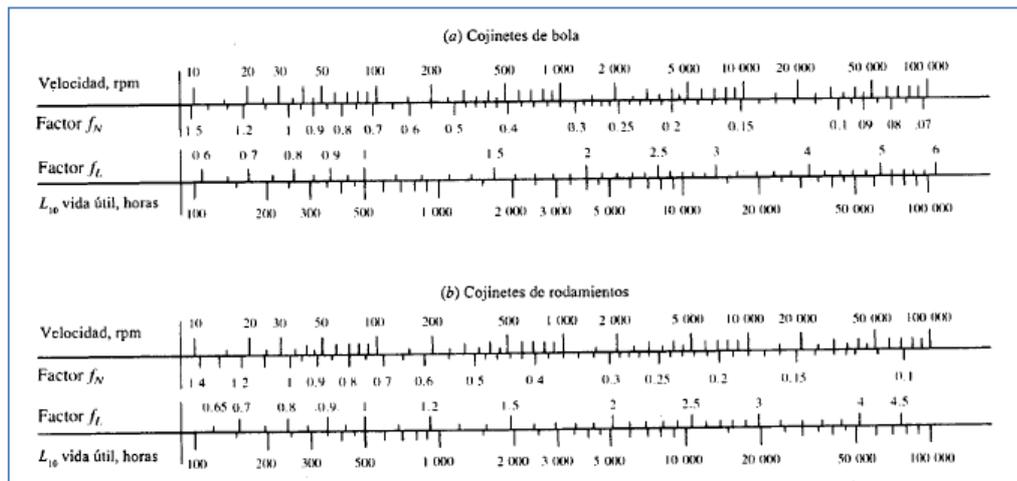


Figura 2.25 Factores de velocidad y de la vida útil para cojinetes de bolas y rodamientos²⁹

Al saber ya la carga básica y la vida útil necesaria del cojinete se procede a selección del cojinete, ya sea de bolas o de rodillos. Para esto sabemos que los cojinetes trabajan a carga radial y de empuje. Lo que especifica la AFBMA³⁰ es que la carga radial equivalente Fe sea la mayor de las siguientes formulas

$$Fe = V * Fr$$

$$Fe = XVFr + YFa \quad (\text{Ec. 2.39})$$

Donde:

Fe = Carga radial equivalente

Fr = Carga radial aplicada

Fa = Carga de empuje aplicada

V = Factor de rotación ($V=1$ anillo interior y $V= 1.2$ para un exterior)

²⁹ MOTT ROBERT. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. Traducción del inglés por Virgilio González. (4ta. Ed.). México, Editorial Pearson Educación. p. 616

³⁰ AFBMA Standars, Anti-Friction Bearing Manufacturers Association.

X = Factor radial

Y = Factor de empuje

En la siguiente tabla se presentan los valores X y Y:

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 o DF)	1	0.75	0.63	1.25

Figura 2.26 Factores de Carga Radial Equivalente³¹

Ahora los fabricantes utilizan el Fe para entrar por catálogos y saber cuál es el cojinete que concuerde con esa carga y se adapte a las dimensiones del eje o flecha.

2.7.8. SELECCIÓN DE MOTORES

En la selección de los motores se debe especificar lo siguiente:

- Tipo de motor: Monofásico, trifásico, motor de corriente alterna o continua.
- La potencia, torque y la velocidad de operación, torque de arranque.
- Voltaje y frecuencia de operación, tolerancias para la variación de voltaje.
- Tipo de carcasa y sistemas de refrigeración.

MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA

Estos motores funcionan con corriente alterna la cual es suministrada por la empresa de distribución de energía. La forma de la onda es sinusoidal y tiene una frecuencia de 60Hz o 50 Hz dependiendo de los generadores que se tiene en cada país.

Estos motores pueden ser monofásicos (tienen dos conductores y la tierra) o trifásicos (tienen tres conductores más la tierra).

³¹ SHIGLEY JOSEPH. (1963). Diseño en ingeniería mecánica. Traducido por Francisco Paniagua. (4ta ed.) Ciudad México. McGraw Hill. p 525

Los motores más usados industrialmente son los motores inducidos que tiene un rotor que gira y se ubica en la parte central; un estator que está formado por láminas de acero que separan a los devanados de alambre de cobre llamados bobinas.

MOTORES TRIFÁSICOS

Lo motores trifásicos tiene tres fases que emiten ondas sinusoidales desfasadas 120° una de la otra.

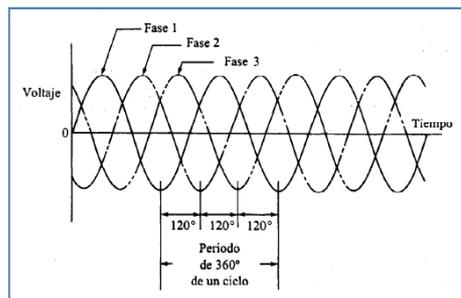


Figura 2.27 Corriente trifásica de un motor AC

Las tres ondas generadas energizan las bobinas del motor de inducción provocando campos magnéticos que se repelen y hacen girar el rotor.

Los motores trifásicos de inducción por inducido de barras (jaula de ardillas) se designan de acuerdo a la NEMA (National Electrical Manufacturers Association) como:

- NEMA B.- Similar a un motor monofásico, su torque de arranque es de casi 150% de torque a carga total. Se aplican en bombas centrífugas, ventiladores, moledoras y tornos.
- NEMA C.-Tiene un alto torque de arranque pudiendo impulsar cargas entre 200% y 300% del torque total, la corriente de arranque es menor que los NEMA B. La velocidad se regula fácil.
- NEMA D.- El torque de arranque es el 300% con carga total. Presenta una deficiencia en la regulación de velocidad. Este tipo de motores se denomina motores de alto deslizamiento en carga total (5-13%). Permite al motor disminuir la velocidad en forma significativa cuando se incrementan las cargas, lo que significa que hay menos choque. Se utiliza en prensas, grúas, elevadores y bombas de pozos.

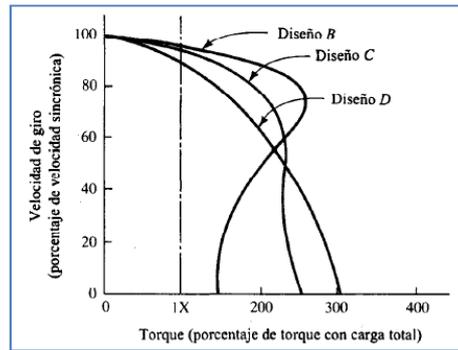


Figura 2.28 Curvas de rendimiento para motores trifásicos NEMA B, C, D³²

Los motores de rotor devanado o bobinado tienen un rotor bobinado que se unen mediante anillos al circuito de energía externo. La resistencia permite que la velocidad, torque de arranque se adapten con facilidad.

Los motores sincrónicos operan a la velocidad sincrónica sin deslizamiento de carga. Estos motores tienen arrancadores independientes porque el torque comienza en cero. Cuando la velocidad del rotor disminuye se excitan los polos del motor y el rotor por tanto entra en sincronía, al llegar al par crítico que es una carga por arriba del límite el motor se detiene.

MOTORES MONOFÁSICOS

Los motores están compuestos por un estator fijo y un rotor similares a los trifásicos, los motores más comunes son:

Motores de fase dividida tienen dos bobinados, uno se conecta solo para el arranque y el otro siempre está conectado a la corriente. El torque de arranque es el 150% de la carga total y su velocidad es regulable fácilmente. La desventaja es que tiene un interruptor que desconecta la bobina de encendido al llegar a la velocidad sincrónica.

³² MOTT ROBERT. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. Traducción del inglés por Virgilio González. (4ta. Ed.). México. Editorial Pearson Educación. p. 690.

Los motores con capacitor de encendido tienen dos bobinados uno de arranque y otro para el funcionamiento, su torque de arranque es del 150% de carga total.

Al igual que los motores de fase dividida necesitan de un interruptor para desconectar la bobina de arranque. Estos motores tienen buena regulación de velocidad y eficiencia en la operación.

Los motores con capacitor de división permanente utilizan un capacitor que está conectado en serie con el bobinado de encendido todo el tiempo. El torque de arranque es 40% o menos del torque con carga total.

En motores de inducción hay un bobinado, para el arranque utiliza una banda de cobre alrededor de un polo. La eficiencia es baja al igual que su torque de encendido, la regulación de velocidad es deficiente.

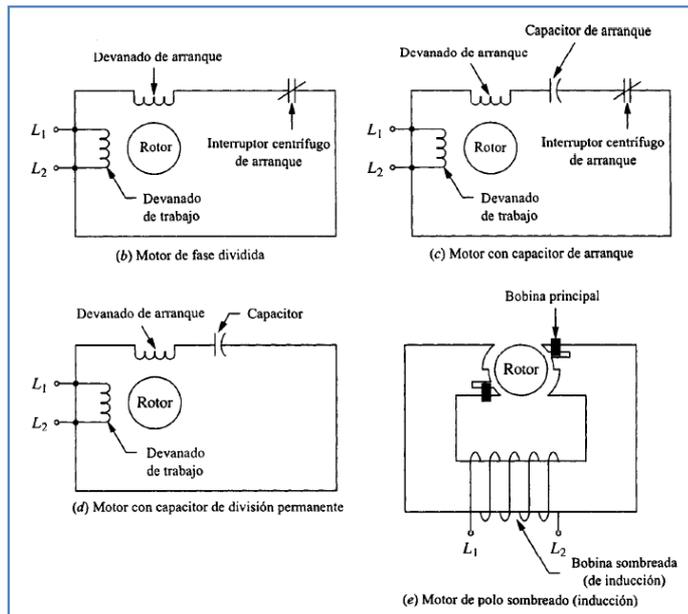


Figura 2.29 Motores monofásicos³³

MOTORES DE CORRIENTE CONTINUA

Estos motores funcionan con corriente continua que se la puede obtener de baterías, generadores o empleando rectificadores de onda que permiten transformar la corriente alterna en continua.

³³ MOTT ROBERT. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. Traducción del inglés por Virgilio González. (4ta. Ed.). México. Editorial Pearson Educación. p. 691

Las ventajas de los motores DC son:

- La velocidad se controla con un reóstato.
- El sentido de rotación se puede cambiar solo intercambiando la polaridad del voltaje.
- El torque se puede controlar variando la corriente.

Los motores de corriente continua pueden ser de bobinado en derivación, en serie, compuesto y de imán permanente.

CAPÍTULO 3

3. ALTERNATIVAS DE DISEÑO

3.1. DEFINICIÓN DE FUNCIONES, ESPECIFICACIONES Y CRITERIOS

3.1.1. FUNCIONES DE LA MÁQUINA

Las funciones indican lo que debe de hacer la máquina.

- Recibir potencia del motor a través de un eje.
- Transmitir la potencia por medio de elementos de máquina que permiten reducir la velocidad de giro hasta un valor deseado.
- Entregar la potencia, con velocidad menor, a los ejes de la banda transportadora y las bandas de sujeción de la funda.
- Controlar la velocidad del motor.
- Sujetar las fundas por medio de las bandas y desplazarlas durante todo el proceso.
- Sellar la funda térmicamente en su parte superior.
- Controlar la temperatura en el sellado.
- Codificar el empaque mediante la impresión directa.
- Controlar el codificado con elementos electrónicos.
- Entregar el producto en una bandeja de salida.

3.1.2. ESPECIFICACIONES

Estas especificaciones son generales y cuantitativas siempre que será posible.

3.1.2.1. Generales

- El ambiente de trabajo de la máquina debe ser a una temperatura de 20°C en promedio y a una humedad relativa del 50%, perteneciente a la provincia de Pichincha ciudad Quito.
- Los elementos mecánicos de la máquina deben ser diseñados a fatiga.
- Es conveniente tener una eficiencia mecánica mayor al 90%.

- El espacio máximo para la máquina es 1500x800x1000 mm.
- La máquina trabajara 8 horas diarias, 5 días por semana, con una vida útil de 10 años.
- La máquina deberá satisfacer la producción de acuerdo a la tabla 1.3.
- Debe observarse todas las normas de seguridad y de la industria.

3.1.2.2. Sellado

- La funda no debe presentar quemaduras, ni debe estar rota por efecto del sellado.
- Rango de espesor de sellado 40 – 500 micras.
- Sellado debe ser hermético.
- Velocidad de sellado debe ser de 9-18 unidades por minuto de acuerdo a la tabla 1.4.

3.1.2.3. Codificado

- Tiene que ser impreso en la funda.
- Tamaño de los caracteres 2x4 mm.
- La información del codificado tiene que tener fecha de elaboración y caducidad, lote, precio.
- La impresión tiene que ser nítida.

3.1.3. CRITERIOS DE EVALUACIÓN

- 1) Seguridad
- 2) Desempeño
- 3) Facilidad de manufactura
- 4) Facilidad de servicio o de reemplazo de componentes
- 5) Facilidad de operación
- 6) Bajo costo inicial
- 7) Bajo costo de operación y mantenimiento
- 8) Tamaño pequeño y peso ligero
- 9) Silencioso y con poca vibración
- 10) Usar materiales y componentes de fácil compra

- 11) Uso prudente de partes de diseño propio y de componentes disponibles en el mercado
- 12) Apariencia atractiva y que cumpla su función

3.2. FORMULACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

3.2.1. SELLADO

Sellado por Inducción



Figura 3.1 Selladora por inducción³⁴

Es un sistema que mediante un proceso de calentamiento por inducción de corriente realiza un sello entre un polímero y el envase.

Los componentes del sistema son: una fuente de potencia y un cabezal de sellado. El cabezal es una caja plástica que posee un espiral conductor que al activarse por la fuente de potencia produce una corriente electromagnética.

Para el sellado el envase y el sello ingresan a la corriente que genera calor, debido al aluminio que se comporta como resistencia a al paso de corriente, ese calor derrite el sello dando una hermeticidad final a este sistema de sellado.

Ventajas

- Reducción de peso del envases o botellas
- Reducción de mantenimiento y aumento de velocidad de producción
- Mantiene la frescura del producto (olor, color, sabor)

³⁴ www.enerconind.com

Desventajas

- Alto consumo de energía
- Alta restricción en materiales de sellado
- Funciones limitadas (uso general para sellado de botellas)

Sellado por mordazas



Figura 3.2 Mordazas para sellado³⁵

El sellado térmico por mordazas consiste en el calentamiento de dichas mordazas por resistencias colocadas en su interior, su alta temperatura regulada por pirómetros y una pequeña presión en el empaque permite el sellado.

Las mordazas son bloques de hierro fundido o bronce con superficie rugosa que evitan que la funda se pegue, en su interior se encuentran dos ranuras cilíndricas, en una se coloca la resistencia para el calentamiento y en la otra pirómetro para el control de la temperatura.

Ventajas

- Temperatura en las mordazas controladas fácilmente.
- Ranuras en las mordazas ayudan a un sellado hermético.
- Vida útil de las mordazas y componentes es muy alta.
- Sella continuamente los empaques.

Desventajas

- Fabricación de las mordazas requieren mucho material y se dificulta de acuerdo a su tamaño.
- Calentamiento de las mordazas no es instantáneo.
- Alto costo dependiendo del material.

³⁵ www.plasmega-sa.com

Sellado por ultrasonido



Figura 3.3 Sellado por ultrasonido³⁶

Este tipo de sellado emplea vibraciones acústicas ultrasónicas que trabajan a altas frecuencias (20 – 40 KHz), las que permiten la unión de la funda.

El sellado por ultrasonido se compone de: un yunque donde se coloca el plástico y permite que las vibraciones sean dirigidas a las interfaces, una pila de ultrasonidos compuesta por un transductor o piezo eléctrico, un aumentador de presión y un sonotrodo que resonan a una misma frecuencia (20 – 40 KHz), un convertidor que convierte la señal eléctrica en una vibración mecánica y un booster que permite modificar la amplitud de la vibración.

Ventajas

- Permite el ahorro de energía y tiempo de sellado.
- Se puede sellar todo tipo de termoplásticos y la combinación de estos.
- Tiene una elevada resistencia de cierre.

Desventajas

- Se utiliza para sellar plásticos gruesos como PVC.
- El sistema es muy caro debido a que emplea elementos específicos.
- Utiliza niveles altos de voltaje y calor, por lo que el fabricante del equipo debe suministrar un manual de operación y la seguridad para manejar el equipo.

³⁶ DIRECTINDUSTRY. Maquinas. Recuperado de www.directindustry.com

Sellado por niquelina



Figura 3.4 Niquelinas para sellado³⁷

El sellado por “impulso”, utiliza selladoras tipo cizalla que se abren y se cierran, emplea bandas planas o circulares de niquelina que se calientan en periodos cortos de tiempo y sellan la funda. La niquelina funciona como resistencia al paso de corriente eléctrica permitiendo que esta se caliente, la temperatura de la niquelina se regula por medio del voltaje que se suministra y por un temporizador.

Ventajas

- Ofrece un sellado uniforme.
- Costo es mínimo.
- Fácil instalación en cualquier equipo.

Desventajas

- La niquelina tiene poco tiempo de vida útil, debido a que se quema al calentarse por mucho tiempo.
- El recubrimiento de teflón se quema fácilmente cuando hay exceso de temperatura en la niquelina.
- Material frágil depende de la geometría.
- El sellado es defectuoso cuando los espesores de los empaques son muy pequeños o muy grandes.

³⁷ MIKAI. Máquinas. Recuperado de www.mikai.com.mx

3.2.2. CODIFICADO

Codificado por láser



Figura 3.5 Codificado láser³⁸

Este sistema utiliza un láser guiado o un láser vectorial que permite la impresión instantánea y permanente en los productos. Esta impresión puede ser regulada manualmente y permite la impresión de diferentes líneas de caracteres y logotipos. Este sistema puede imprimir o marcar en diferentes tipos de materiales como aluminio, plástico, cartón, madera, vidrio etc.

Ventajas

- Mínimo tiempo para el codificado.
- Flexibilidad en impresión de caracteres.
- El producto no se estropea.
- Velocidades de impresión elevadas.

Desventajas

- Costo muy elevado del equipo.
- Repuestos costosos.
- Personal altamente calificado para el mantenimiento.

Codificado por rodillo



Figura 3.6 Codificado por rodillo³⁹

³⁸ MACSA. Sistemas. Recuperado de www.macsa.com

³⁹ SAUVEN. Máquinas. Recuperado de www.sauven-marking.com

Este sistema de codificado emplea dos rodillos, el primero tiene los caracteres que se imprimirán en el empaque y el segundo es el que tiene la tinta, la que es pasada el primer rodillo.

Ventajas

- Bajo costo de repuestos y mantenimiento.
- Se utiliza en procesos continuos.
- Es simple y rápido.
- La impresión es nítida.

Desventajas

- El cambio de rodillo y caracteres representa tiempo.
- Debe tener un mecanismo para realizar la impresión el momento de pasar la funda.
- Necesita recargar tinta.

Codificado por banda



Figura 3.7 Codificado por banda⁴⁰

El sistema de codificado mediante cintas o bandas de tinta necesita de un bastidor, donde un pistón ya sea neumático o eléctrico realiza una presión en la cinta transmitiendo e imprimiendo los caracteres al empaque.

Ventajas

- Bajo costo de cintas
- Poseen gran facilidad de tamaños
- Simple, eficiente y de gran velocidad.
- Tinta no tóxica y no presenta manchas después de su uso.

⁴⁰ SIGNETMARKING. Codificado. Recuperado de www.signetmarking.com

Desventajas

- Bajo tiempo de reemplazo.
- Regulación y colocación.
- Necesita un sistema complejo de funcionamiento (pistón, rotación).
- Complicada adaptabilidad.

3.2.3. SISTEMAS DE TRANSPORTE DEL PRODUCTO

Sistema de Rodillos de transporte



Figura 3.8 Rodillos de transporte⁴¹

El sistema de rodillos de rotación funciona por medio de un motor el cual transmite toda su potencia a los rodillos mediante cadenas o bandas, lo que hace que opere todo el sistema de forma eficiente y sincronizada (todos los rodillos giran con la misma velocidad)

Existen varios materiales para rodillos los cuales pueden ser compuestos de cerámica, acero y aleaciones, poliuretano, plásticos aprobados para alimentos, cauchos, PVC y otros.

Ventajas

- Mayor duración que cualquier otro sistema de transporte.
- Alta resistencia a la abrasión.
- Alta resistencia a impactos de carga.
- Eliminación e intercambiabilidad sencilla.

Desventajas

- Productos pueden atorarse entre rodillos

⁴¹ MOVITEC. Sistemas. Recuperado de www.movitec.ws.com

- Alto costo de rodillos
- Mantenimiento costoso

Sistema de transporte por bandas



Figura 3.9 Bandas transportadoras⁴²

Este sistema de transporte está formado por una cinta continua y por dos rodillos que se encuentran en sus extremos, los cuales son movidos por un motor posicionado en uno de los rodillos.

En la industria alimenticia se utilizan bandas transportadoras de poliuretano y de PVC que garantizan la inocuidad en el producto.

Ventajas

- Fácil de instalar.
- Transporte de productos con fondos irregulares.
- Evita golpes en el transporte de productos.
- Sistema silencioso.

Desventajas

- Costo aumentará dependiendo el espesor y el ancho de la banda.
- La banda pueda flejar si la separación entre los rodillos es amplia.
- No soporta grandes pesos.
- Vida útil relativamente corta.

⁴²CINTASA. Bandas. Recuperado de www.cintasa.es

3.2.4. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Engranajes

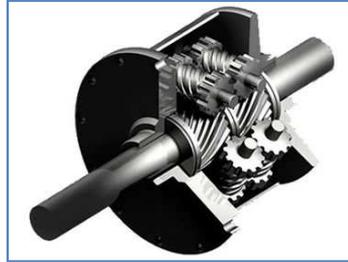


Figura 3.10 Engranajes de transmisión⁴³

Los engranajes son ruedas o cilindros dentados que se acoplan a ejes y se emplean para transmitir movimientos giratorios.

La transferencia del movimiento se produce al insertarse los dientes del engrane impulsor en el engrane impulsado, ejerciendo una fuerza perpendicular al radio del eje provocando el movimiento. Dependiendo del sistema y su funcionamiento se puede utilizar engranes rectos, helicoidales, cónicos o tornillo sin fin.

Ventajas

- La transmisión de potencia es constante incluso en grandes potencias.
- Tiene alta eficiencia.
- No necesita de ningún elemento que enlace las dos ruedas (cadena o correa).

Desventajas

- Alta fricción y se necesita de lubricación.
- La transmisión genera ruido (depende del tipo de engranes).
- El mantenimiento e intercambiabilidad de piezas representa alto costo.
- La manufactura tiene que ser precisa y es de alto costo.
- La graduación de la velocidad depende del diámetro de los engranes.
- No pueden transmitir potencias para grandes distancias entre sus centros

⁴³ SPICERPARTS. Parts. Recuperado de www.spicerparts.com

Bandas

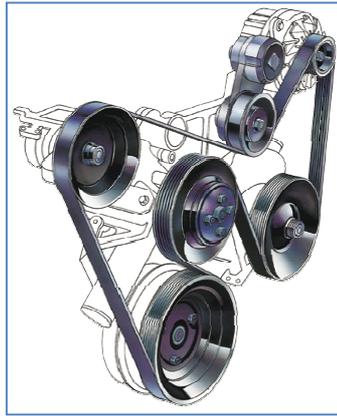


Figura 3.11 Bandas de transmisión⁴⁴

Este sistema de transmisión sirve para desplazar la potencia de un motor hacia una distancia indicada ya sea aumentándola o disminuyéndola. Consta de poleas que son conectadas a los ejes tanto de entrada como de salida, la banda es la que permite la transmisión de este movimiento mediante la fricción, por esa razón debe estar tensionada para su correcto funcionamiento.

Ventajas

- El sistema es silencioso y su funcionamiento es suave.
- Puede transmitir la potencia del motor a distancias relativamente grandes.
- Bajo costo.
- Diseño sencillo.
- Bajo mantenimiento ya que no requiere lubricación.

Desventajas

- Grandes dimensiones exteriores.
- Puede existir deslizamiento mecánico provocando que la transmisión varíe.
- No soporta grandes fuerzas ya que provocan poca fricción en las bandas.
- Vida de la banda relativamente corta.

⁴⁴ GATES. Bandas. Recuperado de www.gates.com.mx

Cadenas

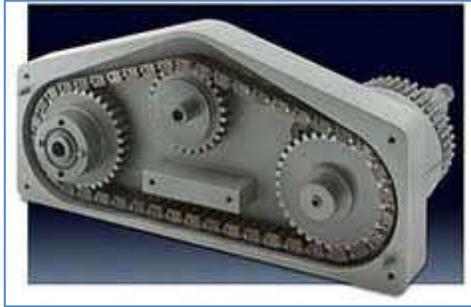


Figura 3.12 Cadenas de transmisión⁴⁵

Este sistema de transmisión actúa bajo el principio de engranaje diferenciándose de él ya que transmite la potencia de forma abierta, es similar al de poleas y bandas, pero este sistema usa rueda de estrella (piñones) y cadenas. La transmisión ocurre directamente entre el piñón y los eslabones de la cadena.

La distancia donde es más utilizado este sistema es cuando sus ejes de entrada y salida estén a un rango de 4m o menos.

Ventajas

- Transfiere potencias relativamente altas.
- No existe patinamiento.
- No es necesario diámetros grandes en las ruedas.
- No necesita estar tensionada la cadena.
- Trabaja bien a altas tensiones.

Desventajas

- Son ruidosas y de fuerte vibración.
- Poseen un costo elevado.
- Montaje y armado más complicado.
- Mantenimiento más riguroso por su necesidad de estar lubricado.

3.3. SELECCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS MÁS ADECUADAS

En la selección de las alternativas se utilizará matrices de decisión, las cuales nos permiten obtener la alternativa más adecuada cumpliendo con todos los

⁴⁵ DIRECTINDUSTRY. Maquinas. Recuperado de www.directindustry.es

critérios planteados, los cuales son ponderados mediante un valor llamado weighting factor que se representa en la siguiente tabla.

Antes de realizar la matriz de ponderación se debe ordenar cada criterio desde el más importante hasta el menos importante. Además de establecer cuales tienen igual relación.

Tabla 3.1 Matriz para obtención del weighting factor (WF)⁴⁶

	CRITERIOS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Valor	Suma total	WF
1	Bajo costo inicial	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	8	19	0,12
2	Bajo costo de operación y mantenimiento		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	8	18	0,11
3	Seguridad			0.5	1	1	1	1	1	1	1	1	1	8	16,5	0,10
4	Desempeño			0.5	1	1	1	1	1	1	1	1	1	8	16,5	0,10
5	Tamaño pequeño y peso ligero					1	1	1	1	1	1	1	1	8	15	0,09
6	Facilidad de manufactura						0.5	0.5	1	1	1	1	1	8	13	0,08
7	Facilidad de servicio o reemplazo de piezas					0.5		0.5	1	1	1	1	1	8	13	0,08
8	Facilidad de operación					0.5	0.5		1	1	1	1	1	8	13	0,08
9	Materiales y componentes de fácil compra									0.5	1	1	1	8	10,5	0,06
10	Partes de diseño propio y componentes comprados									0.5		1	1	8	10,5	0,06
11	Silencioso y con poca vibración											1	1	8	9	0,06
12	Apariencia atractiva y cumple su función												1	8	8	0,05
TOTAL															162	1,00

⁴⁶ HILL PERCY. (1970). *The Science of Engineering Design*. Copyright by Holt, Rinehart & Winston, Inc. United State of America

La tabla 3.1 compara criterio por criterio mediante una valoración donde 1 representa que un criterio es más importante que el otro y 0.5 nos indica que los criterios a comparar tienen igual importancia.

El valor del weighting factor tiene que ser mayor o igual a 0.05, es por esto que se utiliza un factor común, el cual se va modificando hasta que cumpla con la condición antes mencionada. En nuestra matriz se utiliza un factor de 8 para cumplir este requerimiento.

El weighting factor se utiliza en cada matriz de selección como un factor de importancia para evaluar cada alternativa de diseño.

3.3.1. MATRIZ DE SELECCIÓN PARA EL PROCESO DE SELLADO

En el proceso de sellado se analizará el sellado por inducción, por mordazas, por ultrasonido y por niquelina para determinar la opción que se adapte a los requerimientos de la empresa establecidos anteriormente.

La matriz de decisión evalúa a las alternativas planteadas con respecto a los criterios de diseño, obteniendo un puntaje individual de cada opción, siendo la de mayor valor la que se adapta con los criterios.

En nuestra matriz de selección se utilizará una escala de ponderación de 1 a 10, siendo 1 la calificación más baja y 10 la más alta, que será distribuida en cada alternativa y su sumatoria será de 10. Este factor de ponderación debe ser multiplicado por el WF obtenido en la tabla 3.1.

Tabla 3.2 Matriz de decisión para el sistema de sellado

		POR INDUCCIÓN			POR MORDAZAS			POR ULTRASONIDO			POR NIQUELINA		
		WF	RF	PUNTAJE	RF	PUNTAJE	RF	PUNTAJE	RF	PUNTAJE	RF	PUNTAJE	
1	Bajo costo inicial	0,12	2	0,24	3	0,36	1	0,12	4	0,48			
2	Bajo costo de operación y mantenimiento	0,11	2	0,22	3	0,33	1	0,11	4	0,44			
3	Seguridad	0,10	3	0,30	2	0,20	4	0,40	1	0,10			
4	Desempeño	0,10	1	0,10	5	0,50	2	0,20	2	0,20			
5	Tamaño pequeño y peso ligero	0,09	1	0,09	3	0,27	2	0,18	4	0,36			
6	Facilidad de manufactura	0,08	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00			
7	Facilidad de servicio o reemplazo de piezas	0,08	1	0,08	4	0,32	1	0,08	4	0,32			
8	Facilidad de operación	0,08	2	0,16	3	0,24	2	0,16	3	0,24			
9	Materiales y componentes de fácil compra	0,06	1	0,06	4	0,24	1	0,06	4	0,24			
10	Partes de diseño propio y componentes comprados	0,06	1	0,06	4	0,24	1	0,06	4	0,24			
11	Silencioso y con poca vibración	0,06	2	0,12	3	0,18	2	0,12	3	0,18			
12	Apariencia atractiva y cumple su función	0,05	3	0,15	3	0,15	3	0,15	1	0,05			
			4	1,58	1	3,03	3	1,64	2	2,85			

La alternativa más adecuada para el diseño del sistema de sellado es por mordazas, ya que tiene un valor de 3,03. La segunda opción más idónea es por niquelina.

3.3.2. MATRIZ DE SELECCIÓN PARA EL CODIFICADO

Tabla 3.3 Matriz de decisión para el sistema de codificado

		POR LASER			POR CINTA		POR RODILLO	
		WF	RF	PUNTAJE	RF	PUNTAJE	RF	PUNTAJE
1	Bajo costo inicial	0,12	1	0,12	4	0,48	5	0,60
2	Bajo costo de operación y mantenimiento	0,11	2	0,22	4	0,44	4	0,44
3	Seguridad	0,10	4	0,40	3	0,30	3	0,30
4	Desempeño	0,10	3	0,30	4	0,40	3	0,30
5	Tamaño pequeño y peso ligero	0,09	2	0,18	4	0,36	4	0,36
6	Facilidad de manufactura	0,08	0	0,00	5	0,40	5	0,40
7	Facilidad de servicio o reemplazo de piezas	0,08	1	0,08	4	0,32	5	0,40
8	Facilidad de operación	0,08	4	0,32	3	0,24	3	0,24
9	Materiales y componentes de fácil compra	0,06	1	0,06	4	0,24	5	0,30
10	Partes de diseño propio y componentes comprados	0,06	1	0,06	4	0,24	5	0,30
11	Silencioso y con poca vibración	0,06	4	0,24	3	0,18	3	0,18
12	Apariencia atractiva y cumple su función	0,05	4	0,20	3	0,15	3	0,15
			3	2,18	2	3,75	1	3,97

La alternativa que se adapta a los requerimientos del sistema de codificado es por rodillo con un valor de 3.97, la segunda opción para el diseño es por cinta.

3.3.3. MATRIZ DE SELECCIÓN DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Tabla 3.4 Matriz de decisión para el sistema de trasmisión de potencia

		POR CADENAS			POR ENGRANAJES		POR BANDAS	
		WF	RF	PUNTAJE	RF	PUNTAJE	RF	PUNTAJE
1	Bajo costo inicial	0,12	2	0,24	5	0,60	3	0,36
2	Bajo costo de operación y mantenimiento	0,11	2	0,22	5	0,55	3	0,33
3	Seguridad	0,10	3	0,30	4	0,40	3	0,30
4	Desempeño	0,10	5	0,50	2	0,20	3	0,30
5	Tamaño pequeño y peso ligero	0,09	3	0,27	4	0,36	3	0,27
6	Facilidad de manufactura	0,08	2	0,16	5	0,40	3	0,24
7	Facilidad de servicio o reemplazo de piezas	0,08	2	0,16	5	0,40	3	0,24
8	Facilidad de operación	0,08	4	0,32	3	0,24	3	0,24
9	Materiales y componentes de fácil compra	0,06	3	0,18	4	0,24	3	0,18
10	Partes de diseño propio y componentes comprados	0,06	3	0,18	4	0,24	3	0,18
11	Silencioso y con poca vibración	0,06	3	0,18	4	0,24	3	0,18
12	Apariencia atractiva y cumple su función	0,05	4	0,20	3	0,15	3	0,15
			3	2,91	1	4,02	2	2,97

La alternativa más idónea para el sistema de transmisión de potencia es por engranes con 4,02 del puntaje total y la segunda opción es por bandas.

3.3.4. MATRIZ DE SELECCIÓN PARA EL TRANSPORTE DEL PRODUCTO

Tabla 3.5 Matriz de decisión para el sistema de transporte del producto

		POR RODILLOS			POR BANDA	
		WF	RF	PUNTAJE	RF	PUNTAJE
1	Bajo costo inicial	0,12	3	0,36	7	0,84
2	Bajo costo de operación y mantenimiento	0,11	4	0,44	6	0,66
3	Seguridad	0,10	4	0,40	6	0,60
4	Desempeño	0,10	3	0,30	7	0,70
5	Tamaño pequeño y peso ligero	0,09	3	0,27	7	0,63
6	Facilidad de manufactura	0,08	3	0,24	7	0,56
7	Facilidad de servicio o reemplazo de piezas	0,08	3	0,24	7	0,56
8	Facilidad de operación	0,08	4	0,32	6	0,48
9	Materiales y componentes de fácil compra	0,06	4	0,24	6	0,36
10	Partes de diseño propio y componentes comprados	0,06	4	0,24	6	0,36
11	Silencioso y con poca vibración	0,06	3	0,18	7	0,42
12	Apariencia atractiva y cumple su función	0,05	3	0,15	7	0,35
			2	3,38	1	6,52

La alternativa que se adapta al diseño de transporte del producto es por bandas planas con 6,52.

Una vez analizadas y evaluadas las alternativas para los sistemas de la máquina se ha seleccionado lo siguiente:

- El sistema de sellado se realizará por mordazas de bronce por ser buen conductor de calor y que permite el sellado de los empaques que tiene la empresa.
- El sistema de codificado será por rodillo de tinta sólida ya que permite cambiar los caracteres como lote, fecha de elaboración, caducidad, precio.
- El sistema de transmisión de potencia se realizará por engranajes debido a que la transferencia de movimiento es precisa y silenciosa. Además se utilizará una banda para reducir y transmitir movimiento.
- El sistema de transporte será por bandas que permiten sujetar el producto y además sirven de soporte para la parte inferior de la funda.

El diseño de la máquina utiliza las alternativas antes mencionadas y otros elementos mecánicos no especificados que son necesarios para el funcionamiento de la misma.

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO, SELECCIÓN Y SIMULACIÓN DE LOS SISTEMAS

4.1. SISTEMA MÉCANICO

El sistema mecánico está compuesto por componentes o sub sistemas que permiten transmitir o transformar un movimiento en otro por la acción de una fuerza. Los sistemas mecánicos se complementan con otros sistemas como son el eléctrico (motores, etc.) y electrónico (sensores, etc.) para cumplir con la finalidad deseada.

Los sistemas a ser utilizados en el proyecto son el mecánico, eléctrico y electrónico.

El sistema mecánico nos permitirá transmitir movimientos en nuestros ejes, por tanto cambiar el sentido de giro hasta adaptarse a nuestros requerimientos. Los sistemas eléctrico y electrónico nos ayudan a transformar la energía eléctrica en motriz, además del control del motor por medio de señales de sensores implementados.

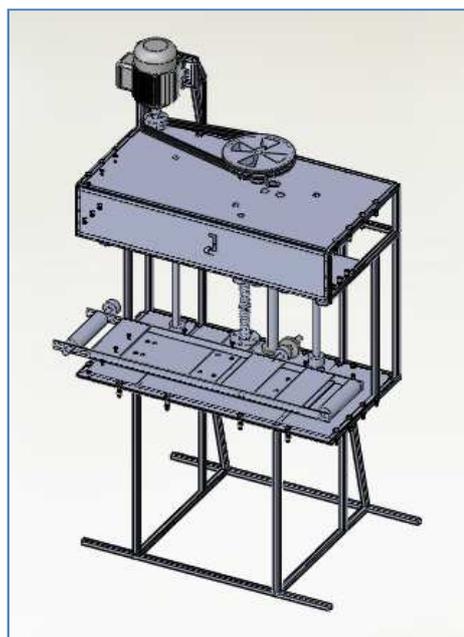


Figura 4.1 Máquina selladora y codificadora

4.1.1. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y REGULACIÓN PARA EL TAMAÑO DE PRODUCTOS

El sistema de transmisión y regulación para el tamaño de los productos tiene una caja de transmisión que nos permite seleccionar entre el movimiento de la banda transportadora con las bandas de sujeción y el movimiento de la banda transportadora ascendente o descendente para ajustarse al tamaño de los productos.

En la siguiente figura se presenta un esquema del sistema de transmisión:

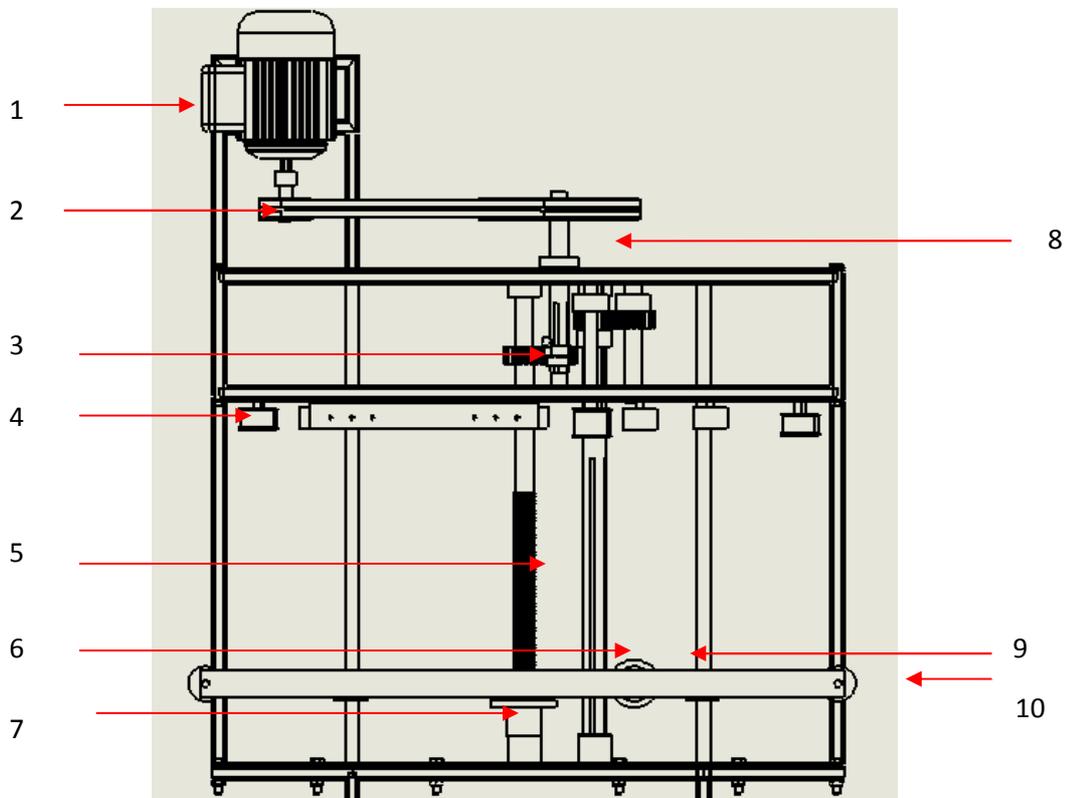


Figura 4.2 Partes de la Máquina Selladora y Codificadora

Partes:

1. Motor
2. Bandas y poleas del motor
3. Engranés rectos
4. Sistema de sellado y codificado
5. Tornillo de potencia
6. Eje banda transportadora - ranurado
7. Tuerca del tornillo de potencia
8. Eje de transmisión
9. Engranés helicoidales cruzados para cambio dirección
10. Banda transportadora

El sistema de transmisión está compuesto por:

- Poleas y bandas del motor.- Reducen la velocidad del motor tres veces y llegan al eje de transmisión de movimiento.
- Engranajes rectos.- Transmiten el movimiento hacia el eje del tornillo de potencia o hacia el eje de la banda transportadora.
- Engranajes helicoidales.- Por su ubicación a 90^0 , cambian el movimiento giratorio vertical en horizontal.
- Tornillo de potencia y tuerca.- Mueve la banda transportadora hacia arriba y abajo.
- Poleas y bandas de sujeción.- Sujetan el producto y lo trasladan para ser sellado y codificado.

A continuación se detalla el diseño de cada parte del sistema mecánico.

4.1.1.1. Diseño del tornillo de potencia y tuerca

El tornillo de potencia y la tuerca mueven la mesa transportadora hacia arriba o abajo al conectarse el eje de transmisión con el eje del tornillo.

CÁLCULO DEL TORNILLO DE POTENCIA

Jornada de trabajo: 8 horas/día

Confiabilidad del 99.9%

CÁLCULO DE LA FUERZA QUE ACTUA EN EL TORNILLO

$m_e = 0.35$ (Kg) Masa máxima de producto empacado

$m_b = 2$ (Kg) Masa de elementos mecánicos (Banda transportadora)

$n = 4$ Número de empaques en la banda transportadora

$m_{mt} = 7$ (Kg) Masa de la mesa transportadora

CÁLCULO DE FUERZA REQUERIDA PARA SUBIR O BAJAR LA BANDA TRANSPORTADORA

$W_t = (m_e \cdot n + m_b + m_{mt}) \cdot 9.81 = 102.02$ (N) Peso total

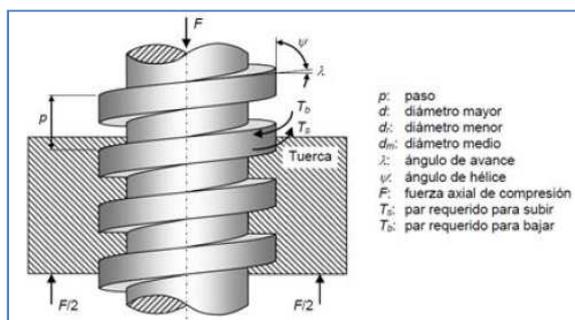


Figura 4.3 Características del tornillo de potencia

SELECCIÓN DE LA ROSCA

Se elige un diámetro por: el análisis de ejes

$$d = 30 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro mayor}$$

$$p = 6 \quad (\text{mm}) \quad \text{Paso}$$

$$d_r = d - \frac{p}{2} = 27 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro menor}$$

$$d_m = \frac{d + d_r}{2} = 28.5 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro medio}$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_m + d_r}{2} \right)^2 = 604.81 \quad (\text{mm}^2) \quad \text{Área de esfuerzo a tensión}$$

$$n_i = 1 \quad \text{Número de entradas del tornillo}$$

$$l_w = p \cdot n_i = 6 \quad (\text{mm}) \quad \text{Avance}$$

$$\lambda = \frac{180}{\pi} \operatorname{atan} \left(\frac{l_w}{\pi d_m} \right) = 3.83 \quad (\text{grados}) \quad \text{Ángulo de avance o deslizamiento}$$

$$l_t = 0.6 \cdot d = 18 \quad (\text{mm}) \quad \text{Longitud de la tuerca} \quad \text{Recomenación } l_t > 0.6d \text{ para } d > 1 \text{ pulg}$$

Cálculo de la velocidad de ascenso y descenso de la tuerca

$$\omega = 491 \quad (\text{rev/min}) \quad \text{Velocidad del eje}$$

$$v = \frac{l_w \cdot \omega}{304.8} = 9.67 \quad (\text{pie/min}) \quad \text{Velocidad máxima a la que sube la banda transportadora}$$

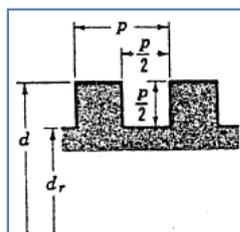


Figura 4.4 Rosca Cuadrada⁴⁷

⁴⁷ SHIGLEY JOSEPH. (1963). Diseño en ingeniería mecánica. Traducido por Francisco Paniagua. (4ta ed.) Ciudad México. McGraw Hill. p 381

RESISTENCIA AXIAL Y TORSIONAL AL NÚCLEO

Deutschman, Diseño de Máquinas, tabla 15.4, pág 795

$\mu = 0.15$	Coeficiente de fricción tornillo	Recomendación $\mu = 0.11 - 0.17$
$\mu_c = \mu$	Coeficiente de fricción tuerca	Acero lubricado
$d_c = 0$	(mm) Diámetro del collarín	
$\alpha_f = 0$	Ángulo de la rosca (cuadrada = 0)	

$$T_{st} = W_t \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \frac{l_w + \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_m}{\cos(\alpha_f)}}{\pi \cdot d_m - \frac{\mu \cdot l_w}{\cos(\alpha_f)}} + W_t \cdot \frac{\mu_c \cdot d_c}{2} = 318.71 \quad (\text{Nmm}) \quad \text{Par torsional máx. necesario para subir la carga}$$

$$T_{bt} = W_t \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \frac{-l_w + \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_m}{\cos(\alpha_f)}}{\pi \cdot d_m + \frac{\mu \cdot l_w}{\cos(\alpha_f)}} + W_t \cdot \frac{\mu_c \cdot d_c}{2} = 119.45 \quad (\text{Nmm}) \quad \text{Par torsional máx. necesario para bajar la carga}$$

Condición autobloqueante

$$\tan\left(\lambda \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.07$$

$$\mu = 0.15$$

$$\mu > \tan\left(\lambda \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

El tornillo es autobloqueante ya que el coeficiente de fricción es mayor que la tangente al ángulo de avance

$$\sigma_{cm} = -\frac{W_t}{A_t} = -0.17 \quad (\text{MPa}) \quad \text{Esfuerzo a compresión}$$

$$\tau_t = \frac{16 \cdot T_{st}}{\pi \cdot d_r^3} = 0.08 \quad (\text{Mpa}) \quad \text{Esfuerzo cortante por torsión}$$

Bronce dulce

$$S_u = 300 \quad (\text{Mpa}) \quad \text{Resistencia máxima a la tensión}$$

$$S_{ym} = 230 \quad (\text{Mpa}) \quad \text{Límite elástico de la tensión}$$

$$S_{ys} = 0.577 \cdot S_{ym} = 132.71 \quad (\text{Mpa}) \quad \text{Teoría del esfuerzo cortante máximo}$$

$$N_1 = \sqrt{\frac{1}{\left[\left(\frac{\sigma_{cm}}{S_{ym}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_t}{S_{ys}}\right)^2\right]}} = 1.04 \times 10^3 \quad \text{Factor de seguridad}$$

El factor de seguridad es alto debido a que la resistencia del acero seleccionado es alta y la fuerza que se aplica es pequeña

RESISTENCIA AL CORTANTE DE LOS FLETES

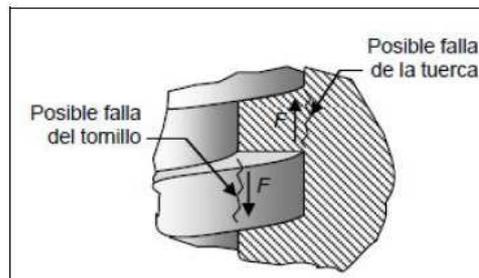


Figura 4.5 Fuerza en el diente del tornillo

Recomendación: n_f tiene que ser mayor a 1 y menor a N_f

$n_f = 1$ Factor para corregir imperfecciones en la manufactura

$$N_f = \frac{L_t}{p} = 3$$

$w_i = 0.5$ Coeficientes para roscas cuadradas estándar

$$w_o = 0.5$$

$$A_{bat} = \pi \cdot d_r \cdot w_i \cdot p \cdot n_f = 254.47 \text{ (mm}^2\text{)} \quad \text{Área de filetes del tornillo sujeta a cortante}$$

$$A_{bau} = \pi \cdot d_r \cdot w_o \cdot p \cdot n_f = 254.47 \text{ (mm}^2\text{)} \quad \text{Área de filetes del tuerca sujeta a cortante}$$

$$\tau_{ba} = \frac{3}{2} \cdot \frac{W_t}{A_{bat}} = 0.6 \text{ (MPa)} \quad \text{Esfuerzo cortante}$$

El esfuerzo cortante del tornillo y de la tuerca son iguales

$N_{bs} = 2$ Factor de seguridad

$$\frac{S_{ys}}{N_{bs}} = 66.35 \text{ (MPa)}$$

$\tau_{ba} < \frac{S_{ys}}{N_{bs}}$ Al comparar el valor del esfuerzo a cortante con el límite elástico podemos concluir que el diseño es adecuado

RESISTENCIA FLEXIÓN FILETES

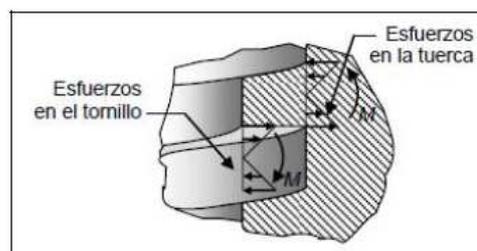


Figura 4.6 Fuerzas en los filetes del tornillo a flexión

$$h = 0.5 \cdot p = 3 \quad (\text{mm}) \quad \text{Altura del diente}$$

$$\sigma_{\text{flex}} = \frac{3 \cdot W_t \cdot h}{\pi \cdot d_r \cdot n_f \cdot (w_i \cdot p)^2} = 1.2 \quad (\text{MPa}) \quad \text{Esfuerzo de flexión de filetes}$$

El esfuerzo a flexión del tornillo y de la tuerca son iguales

$$N_{\text{flex}} = 2 \quad \text{Factor de seguridad}$$

$$\frac{S_{\text{ys}}}{N_{\text{flex}}} = 66.35 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_{\text{flex}} < \frac{S_{\text{ys}}}{N_{\text{flex}}} \quad \text{Al comparar el valor del esfuerzo a flexión con el límite elástico podemos concluir que el diseño es adecuado}$$

RESISTENCIA AL APLASTAMIENTO

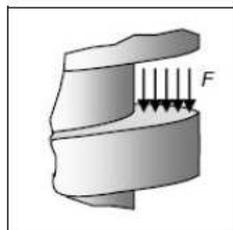


Figura 4.7 Fuerzas de aplastamiento en los filetes del tornillo

$$A_{\text{ap}} = \pi \cdot d_m \cdot h \cdot n_f = 268.61 \quad (\text{mm}^2) \quad \text{Área de aplastamiento}$$

$$\sigma_{\text{ap}} = \frac{W_t}{A_{\text{ap}}} = 0.38 \quad (\text{MPa}) \quad \text{Esfuerzo de aplastamiento}$$

$$N_{\text{ap}} = 2 \quad \text{Factor de seguridad}$$

$$\frac{S_{\text{ys}}}{N_{\text{ap}}} = 66.35 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_{\text{ap}} < \frac{S_{\text{ys}}}{N_{\text{ap}}} \quad \text{Al comparar el valor del esfuerzo por aplastamiento con el límite elástico podemos concluir que el diseño es adecuado}$$

La velocidad máxima a la que se sube la banda transportadora es de (9.7 pie/min) por tanto la presión de apoyo segura en los hilos para proteger las superficies móviles del desgaste anormal es de 1600 a 2500 psi (11.03 a 17.24 MPa), nuestra presión es de 0.38 MPa lo que indica que no debe existir un desgaste anormal.

Recomendación de Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, pág. 465.

ESFUERZO POR PANDEO

$$L_w = 400 \quad (\text{mm}) \quad \text{Longitud del tornillo}$$

$$8 \cdot d_r = 216 \quad (\text{mm}) \quad \text{Longitud no soportada}$$

$$L_w > 8d_r \quad \text{Se trata como columna}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (\text{mm}^4) \quad \text{Inercia del tornillo}$$

$$k = \sqrt{\frac{I}{A_t}} = 8.11 \quad (\text{mm}) \quad \text{Radio de giro m\u00ednimo}$$

$$E = 206000 \quad (\text{Mpa}) \quad \text{M\u00f3dulo de elasticidad del acero}$$

$$K = 4 \quad \text{Factor para extremos fijos}$$

$$\sigma_c = \frac{W_t}{A_t} \left[1 + \left(\frac{L_w}{k} \right)^2 \cdot \frac{S_{ys}}{\pi^2 K \cdot E} \right] = 0.18 \quad (\text{Mpa}) \quad \text{Esfuerzo a pandeo}$$

$$P_{cr} = \frac{K \cdot \pi^2 \cdot A_t \cdot E}{\left(\frac{L_w}{k} \right)^2} = 2.02 \times 10^6 \quad (\text{N}) \quad \text{Carga cr\u00edtica a pandeo}$$

EFICIENCIA

$$T_s = W_t \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \frac{l_w + \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_m}{\cos(\alpha_f)}}{\pi \cdot d_m - \frac{\mu \cdot l_w}{\cos(\alpha_f)}} = 318.71 \quad (\text{Nmm}) \quad \text{Torsi\u00f3n m\u00e1xima a la subida}$$

$$ef = \frac{W_t \cdot l_w}{2\pi \cdot T_s} = 0.31 \quad \text{Eficiencia}$$

El tornillo est\u00e1 trabajando al 30% del total que puede soportar, debido a que la carga es peque\u00f1a.

4.1.1.2. Selección de poleas y bandas del motor

Las poleas y bandas nos permiten reducir la velocidad del motor tres veces, para poder controlar de mejor manera el eje del tornillo de potencia y el de la banda transportadora.

CÁLCULO DEL MOTOR

De acuerdo al diseño del tornillo de potencia, el torque necesario para subir la mesa de la banda transportadora es 0.319 Nm , el cual nos da un valor mínimo de torque para la selección del motor.

CÁLCULO DEL TORQUE REQUERIDO PARA MOVER LOS RODILLOS DE LA BANDA TRANSPORTADORA

$m_e = 0.350$ (Kg) Masa máxima de producto empaçado
 $m_b = 2$ (Kg) Masa de elementos mecánicos (Banda transportadora)
 $n = 4$ Número de empaques en la banda transportadora

$W_t = (m_e \cdot n + m_b) \cdot 9.81 = 33.354$ (N) Peso total
 $D_{bt} = 0.05$ (m) Diámetro del piñón de la banda transportadora

$T_{bt} = W_t \cdot \frac{D_{bt}}{2} = 0.834$ (Nm) Torque necesario para mover la banda transportadora

CÁLCULO DEL MOTOR

Seleccionamos un motor de:

$P = 373$ (W) Potencia del motor

$\omega_M = 1800(2) \frac{\pi}{60} = 188.496$ (rad/s) Velocidad angular del motor reducida

$T_m = \frac{P}{\omega_M} = 1.979$ (Nm) Torque del motor

Al comparar los torques del tornillo de potencia y el torque para mover los rodillos de la banda transportadora (T_m) observamos que la suma de estos es menor al torque que proporciona el motor, en conclusión el motor seleccionado cumple con el torque requerido.

En la siguiente figura se muestra las características de una banda tipo V.

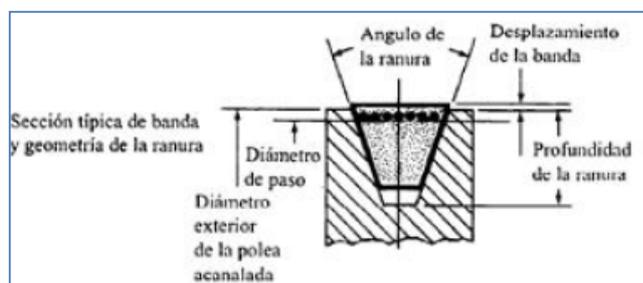


Figura 4.8 Nomenclatura de banda en V⁴⁸

⁴⁸ MOTT ROBERT. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. Traducción del inglés por Virgilio González. (4ta. Ed.). México. Editorial Pearson Educación. p. 534

$P = 0.5$ (HP) Potencia nominal del motor

$n = 1800$ (rpm) Velocidad angular del motor

SISTEMA REDUCTOR DE VELOCIDAD

$D1 = 3$ (plg) Diámetro del polea 1 (motor)

$D2 = 9$ (plg) Diámetro de la polea 2

$\omega_2 = \frac{D1 \cdot n}{D2} = 600$ (rpm) Velocidad angular del eje de transmisión

CÁLCULO DE LA BANDA

$V_{\omega} = \pi D1 \cdot \frac{n}{12} = 1.41 \times 10^3$ (pie/min) Velocidad tangencial de la banda en la polea menor

Criterio de distancias nominales entre centros Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2da Ed, pág 538

$$D2 < C < 3 \cdot (D2 + D1)$$

$$9 < C < 36$$

$$C_{\omega} = 15$$

$$L_{\omega} = 2 \cdot C + 1.57(D2 + D1) + \frac{(D2 - D1)^2}{4C} = 49.44(\text{plg}) \quad \text{Longitud de paso}$$

Elegimos una banda A-50

$$L_{\omega} = 50 \quad (\text{plg}) \quad \text{Longitud de paso (circunferencia interior)}$$

$$B = 4L - 6.28(D2 + D1) = 124.64 \quad \text{Factor}$$

$$C_{\omega} = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D2 - D1)^2}}{16} = 15.29 \quad (\text{plg}) \quad \text{Distancia entre centros}$$

$$\theta_1 = \pi - 2 \cdot \left(\arcsin \left(\frac{D2 - D1}{2C} \right) \right) = 2.75 \quad (\text{rad}) \quad \text{Ángulo de contacto polea menor}$$

$$\theta_{1g} = \theta_1 \cdot \frac{180}{\pi} = 157.36 \quad (\text{grados})$$

$$\theta_2 = \pi + 2 \cdot \left(\arcsin \left(\frac{D2 - D1}{2C} \right) \right) = 3.54 \quad (\text{rad}) \quad \text{Ángulo de contacto polea mayor}$$

$$\theta_{2g} = \theta_2 \cdot \frac{180}{\pi} = 202.64 \quad (\text{grados})$$

Elegimos una banda en V tipo B-17 debido a que el motor trabaja a 1800 rpm, la banda en V transmite 3.6 HP con un diámetro de paso de 3 plg. ANEXO B

Las fórmulas se tomaron de: Shigley, Diseño de Elementos de Máquinas, 6ta Ed. pag 1084 - 1085

$$H_{tab} = 3.6 \quad (\text{HP}) \quad \text{Potencia nominal de la banda}$$

CÁLCULO DE POTENCIA PERMITIDA POR LA BANDA

$$K_1 = 0.8 \quad \text{Factor de corrección de ángulo de contacto}$$

$$K_2 = 0.95 \quad \text{Factor de corrección de longitud de banda}$$

$$P_a = K_1 \cdot K_2 \cdot H_{tab} = 2.74 \quad (\text{HP}) \quad \text{Potencia permitida por la banda}$$

CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO

$$K_s = 1.1 \quad \text{Factor de servicio}$$

$$n_d = 1 \quad \text{Factor de seguridad de diseño}$$

$$P_d = P \cdot K_s \cdot n_d = 0.55 \quad (\text{HP}) \quad \text{Potencia de diseño}$$

$$N_{b1} = \frac{P_d}{P_a} = 0.2 \quad \text{Número de bandas que se emplearán}$$

$$N_b = 1$$

Portanto se emplearán una banda

$$K_c = 0.561 \quad \text{Parámetro de banda}$$

$$F_c = K_c \cdot \left(\frac{V}{1000} \right)^2 = 1.12 \quad (\text{lb}) \quad \text{Fuerza centrífuga}$$

$$\Delta F = \frac{63025 \cdot \frac{P_d}{N_b}}{n \cdot \frac{D_1}{2}} = 12.84 \quad (\text{lb}) \quad \text{Variación de fuerza}$$

$$f\phi = e^{0.5123 \cdot \theta_1} = 4.08 \quad \text{Coeficiente de fricción}$$

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \cdot f\phi}{f\phi - 1} = 18.12 \quad (\text{lb}) \quad \text{Tensión mayor}$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F = 5.28 \quad (\text{lb}) \quad \text{Tensión menor}$$

$$F_m := \frac{F_1 + F_2}{2} = 11.7 \quad (\text{lb}) \quad \text{Tensión media}$$

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c = 10.58 \text{ (lb)} \quad \text{Tensión inicial}$$

$$f_s = \frac{P_a \cdot N_b}{P \cdot K_s} = 4.97 \quad \text{Factor de seguridad}$$

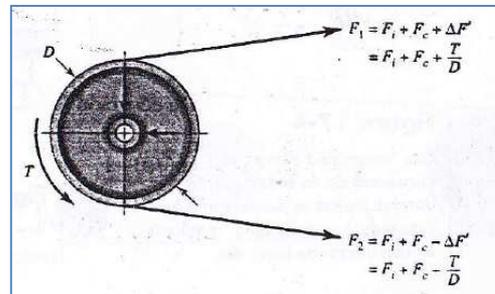


Figura 4.9 Fuerzas y pares de torsión en una polea⁴⁹

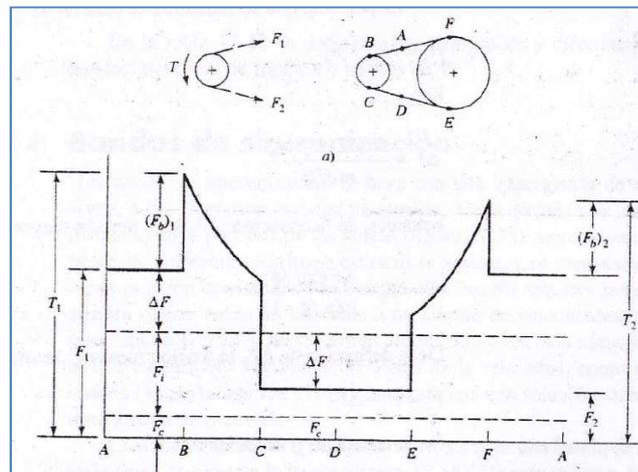


Figura 4.10 Tensiones en banda en V⁵⁰

CÁLCULO DE LA VIDA DE LA BANDA

$K_b = 220$ Parámetro de la banda

$$F_{b1} = \frac{K_b}{D_1} = 73.33 \quad \text{(lb)} \quad \text{Esfuerzo de tensión máxima en polea impulsora}$$

$$F_{b2} = \frac{K_b}{D_2} = 24.44 \quad \text{(lb)} \quad \text{Esfuerzo de tensión máxima en polea impulsada}$$

$$T_1 = F_1 + F_{b1} = 91.46 \text{ (lb)} \quad \text{Tensión 1}$$

$$T_2 = F_1 + F_{b2} = 42.57 \text{ (lb)} \quad \text{Tensión 2}$$

⁴⁹ SHIGLEY JOSEPH. (2002). Diseño en ingeniería mecánica. Traducido por Francisco Paniagua. (6ta ed.). Ciudad México. McGraw Hill. p 1065

⁵⁰ SHIGLEY JOSEPH. (2002), Diseño en ingeniería mecánica, Traducido por Francisco Paniagua (6ta ed.). Ciudad México. McGraw Hill. p 1083

$K_{\text{WV}} = 674$ Parámetros de durabilidad
 $b = 11.089$

$$N_p = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} = 4.16 \times 10^9 \quad \text{Pasadas de la banda}$$

$$t = \frac{N_p \cdot L}{720 \cdot V} = 2.04 \times 10^5 \quad \text{Horas de vida}$$

4.1.1.3. Diseño de engranajes rectos

$P = 373$ (W) Potencia

$$\omega = \frac{1800}{3} \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{60} = 62.83 \quad (\text{rad/s}) \quad \text{Velocidad de rotación entrada. Piñón}$$

Disposición de flechas: Paralelas verticales

Jornada de trabajo: 8 horas/día

Confiabilidad del 99.9%

PARÁMETROS PARA EL CONJUNTO DE ENGRANAJES RECTOS

El ángulo de presión y el módulo de los engranajes se elige por facilidad de manufactura. En el taller donde se construirá hay la herramienta de módulo 2.5 y ángulo de presión 20°

$$\phi = 20 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.35 \quad (\text{rad}) \quad \text{Ángulo de presión transversal}$$

NÚMERO DE DIENTES

Recomendación de número de dientes de engranes para que no exista interferencia.

$N_p = 18$ Piñón

$N_e = 22$ Engrane

$m_{\text{WV}} = 2.5$ Módulo para los engranajes

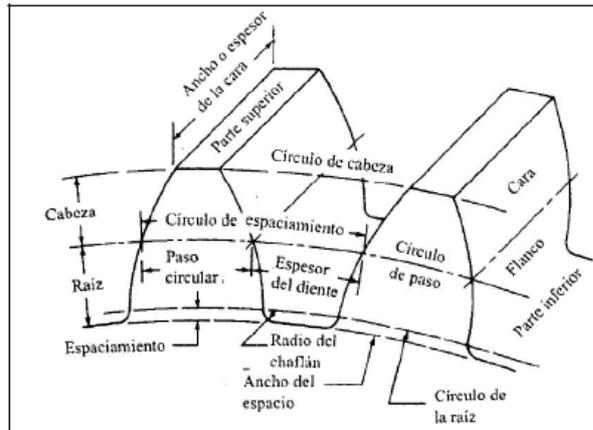


Figura 4.11 Características de los dientes de un engrane recto⁵¹

PIÑÓN

Norton, Diseño de Máquinas, Primera Ed., pág 712 - 715

$$d_{pp} = m \cdot N_p = 45 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro de paso}$$

$$r_p = \frac{d_{pp}}{2} = 22.5 \quad (\text{mm}) \quad \text{Radio de paso}$$

$$a_p = 1 \cdot m = 2.5 \quad (\text{mm}) \quad \text{Altura de la cabeza}$$

$$b_p = 1.25 \cdot m = 3.13 \quad (\text{mm}) \quad \text{Altura de la raíz}$$

$$h_p = a_p + b_p = 5.63 \quad (\text{mm}) \quad \text{Profundidad total del piñón}$$

$$p_{cp} = \frac{\pi \cdot d_{pp}}{N_p} = 7.85 \quad (\text{mm}) \quad \text{Paso circular piñón}$$

$$p_{bp} = p_{cp} \cdot \cos(\phi) = 7.38 \quad (\text{mm}) \quad \text{Paso de base piñón}$$

$$d_{ep} = d_{pp} + 2a_p = 50 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro exterior}$$

$$d_{rp} = d_{pp} - 2b_p = 38.75 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro raíz}$$

$$a_{cp} = 0.25 \cdot m = 0.63 \quad (\text{mm}) \quad \text{Ancho de la cresta superior del piñón}$$

$$e_{cp} = 1.57 \cdot m = 3.93 \quad (\text{mm}) \quad \text{Espesor circular del diente del piñón}$$

Recomendación para ancho del engrane. Debe estar entre $8 \cdot m$ y $16 \cdot m$ donde m = módulo
Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, pág. 437

$$a_{np} = 10 \cdot m = 25 \quad (\text{mm}) \quad \text{Ancho de cara del piñón}$$

⁵¹ MOTT ROBERT. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. Traducción del inglés por Virgilio González. (4ta. Ed.). México. Editorial Pearson Educación. p. 381

ENGRANE

Norton, Diseño de Máquinas, Primera Ed., pág 712 - 715

$d_{pe} = m \cdot N_e = 55$	(mm)	Diámetro de paso
$r_e = \frac{d_{pe}}{2} = 27.5$	(mm)	Radio de paso
$p_{ce} = \frac{\pi \cdot d_{pe}}{N_e} = 7.85$	(mm)	Paso circular engrane
$p_{be} = p_{ce} \cdot \cos(\phi)$	(mm)	Paso de base engrane
$d_{ee} = d_{pe} + 2a_e = 60$	(mm)	Diámetro exterior
$d_{re} = d_{pe} - 2b_e = 48.75$	(mm)	Diámetro raiz
$a_e = 0.25 \cdot m = 0.63$	(mm)	Ancho de la cresta superior del engrane
$e_{ce} = 1.57 \cdot m = 3.93$	(mm)	Espesor circular del diente del engrane
$a_{ne} = 10 \cdot m = 25$	(mm)	Ancho de cara del engrane
$C = r_p + r_e = 50$	(mm)	Distancia nominal entre centros

Longitud de acción Norton, Diseño de Máquinas, Primera Ed., pág 718

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cdot \cos(\phi))^2} + \sqrt{(r_e + a_e)^2 - (r_e \cdot \cos(\phi))^2} - C \cdot \sin(\phi) = 11.48 \quad (\text{mm})$$

$$m_p = \frac{Z}{p_{be}} = 1.56 \quad \text{Razón de contacto} \quad \text{La razón de contacto debe ser mayor a 1.4 para que los dientes compartan la carga}$$

CÁLCULO DE FUERZAS EN EL PIÑÓN

TORQUE

$$\omega = 62.83 \quad (\text{rad/s}) \quad \text{Velocidad de entrada}$$

$$T_p = \frac{P}{\omega} = 5.94 \quad (\text{Nm}) \quad \text{Torque piñón}$$

$$F_{tp} = \frac{2 \cdot T_p \cdot 1000}{d_{pp}} = 263.84 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza tangencial}$$

$$F_{rp} = F_{tp} \cdot \tan(\phi) = 96.03 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza radial}$$

CÁLCULO DE FUERZAS EN EL ENGRANE

TORQUE

$$\omega_2 = 51.4 \quad (\text{rad/s}) \quad \text{Velocidad angular del engrane por la geometría}$$

$$T_e = \frac{P}{\omega_2} = 7.26 \quad (\text{Nm}) \quad \text{Torque engrane}$$

$$F_{te} = \frac{2 \cdot T_e \cdot 1000}{d_{pe}} = 263.88 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza tangencial}$$

$$F_{re} = F_{te} \cdot \tan(\phi) = 96.05 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza radial}$$

CÁLCULO DE ESFUERZOS A FLEXIÓN

PIÑÓN

$$J_p = 0.30 \quad \text{Factor geomérico a flexión}$$

$$Q_{vp} = 6 \quad \text{Calidad del piñón} \quad \text{Calidad de precisión Pulido}$$

FACTOR DINÁMICO

$$B_1 = \frac{\frac{2}{(12 - Q_{vp})^3}}{4} = 0.83 \quad \text{para } 6 < Q_v < 11$$

$$A_1 = 50 + 56(1 - B_1) = 59.77$$

$$V_{tp} = \frac{d_{pp}}{2 \cdot 1000} \omega = 1.41 \quad (\text{m/s}) \quad \text{Velocidad tangencial en el piñón}$$

$$K_{vp} = \left(\frac{A_1}{A_1 + \sqrt{200 \cdot V_{tp}}} \right)^{B_1} = 0.81 \quad \text{Factor dinámico}$$

FACTOR DISTRIBUCION DE CARGA

$$a_{np} = 25 \quad (\text{mm}) \quad \text{Ancho de cara del piñón}$$

$$a_{np} < 50 \quad (\text{mm}) \quad \text{Recomendación}$$

$$K_{mp} = 1.6$$

FACTOR DE APLICACIÓN

$$K_{ap} = 1.25 \quad \text{Choque moderado}$$

FACTOR DE TAMAÑO

$$K_{sp} = 1$$

FACTOR DE ESPESOR DEL ARO

$$K_{bp} = 1$$

Esfuerzo a la fatiga por flexión

$$\sigma_{bp} = \frac{F_{tp}}{a_{np} \cdot J_p \cdot m} \cdot \frac{K_{ap} \cdot K_{mp}}{K_{vp}} \cdot K_{sp} \cdot K_{bp} = 34.53 \quad (\text{MPa})$$

RESISTENCIA A LA FATIGA POR FLEXIÓN

MATERIAL PARA EL PIÑÓN

Se elige un acero SAE 1018 cementado a 915 °C

$S_{yp} = 386$ (MPa) Resistencia a la fluencia

$S_{up} = 612$ (MPa) Resistencia ultima

$HB_p = 300$ (HB) Dureza Brinell

RESISTENCIA A LA FATIGA POR FLEXIÓN

El acero elegido cumple con la curva de acero grado 2 de acuerdo a la AGMA

$$S_{fpi} = 6235 + 174HB_p - 0.126 \cdot HB_p^2 = 4.71 \times 10^4 \quad (\text{psi})$$

$$S_{fpii} = S_{fpi} \cdot 6.89 \cdot 10^{-3} = 324.48 \quad (\text{MPa})$$

FACTOR DE VIDA

Jomada de trabajo: 8 horas/día, 20 días/mes

$$t_{pa} = 20 \cdot 12 \cdot 8 = 1.92 \times 10^3 \quad \text{Horas en el año}$$

$$a_{\tilde{n}} = 10 \quad \text{años de vida}$$

$$N_c = t_{pa} \cdot a_{\tilde{n}} \cdot 600 \cdot 60 = 6.91 \times 10^8 \quad (\text{ciclos})$$

$$K_{lp} = 1.355 \cdot N_c^{-0.0178} = 0.94$$

FACTOR DE TEMPERATURA

$$K_{Tp} = 1 \quad \text{Temperatura de trabajo 250 grados F}$$

FACTOR DE CONFIABILIDAD

Confiabilidad del 99.9%

$$K_{Rp} = 1.25$$

$$S_{fp} = \frac{K_{lp}}{K_{Tp} \cdot K_{Rp}} S_{fpii} = 244.84 \quad (\text{MPa}) \quad \text{Resistencia a la fatiga por flexión corregida}$$

FACTOR DE SEGURIDAD A FLEXIÓN

$$N_{fp} = \frac{S_{fp}}{\sigma_{bp}} = 7.09$$

El factor de seguridad para esfuerzos a flexión es mayor a 1 por lo que el diseño es el adecuado

ESFUERZOS SUPERFICIALES

PIÑÓN

FACTOR DE GEOMETRÍA SUPERFICIAL

$$I_p = 0.08 \quad \text{Factor geométrico} \quad \text{Standard AGMA 908-B89}$$

COEFICIENTE ELÁSTICO

$$C_p = 191 \sqrt{\text{MPa}} \quad \text{Piñón y engrane de acero}$$

COEFICIENTE DE TERMINADO SUPERFICIAL

$$C_{fp} = 1 \quad \text{Sugerido por AGMA}$$

FACTOR DINÁMICO

$$B_1 = 0.83 \quad \text{para } 6 < Q_v < 11$$

$$A_1 = 59.77$$

$$V_{tp} = 1.41 \quad (\text{m/s}) \quad \text{Velocidad tangencial en el piñón}$$

$$C_{vp} = \left(\frac{A_1}{A_1 + \sqrt{200 \cdot V_{tp}}} \right)^{B_1} = 0.81 \quad \text{Factor dinámico}$$

FACTOR DISTRIBUCIÓN DE CARGA

$$a_{np} = 25 \quad (\text{mm}) \quad \text{Ancho de cara del piñón}$$

$$a_{np} < 50 \quad (\text{mm}) \quad \text{Recomendación}$$

$$C_{mp} = 1.6$$

FACTOR DE APLICACIÓN

$$C_{ap} = 1.25 \quad \text{Choque moderado}$$

FACTOR DE TAMAÑO

$$C_{sp} = 1$$

FACTOR DE ESPESOR DEL ARO

$$C_{bp} = 1$$

$$\sigma_{cp} = C_p \cdot \sqrt{\frac{F_{tp}}{a_{np} \cdot I_p \cdot d_{pp}} \cdot \frac{C_{ap} \cdot C_{mp}}{C_{vp}} \cdot C_{sp} \cdot C_{fp}} = 512.31 \text{ (MPa)} \quad \text{Esfuerzo superficial}$$

RESISTENCIA A FATIGA SUPERFICIAL

MATERIAL PARA EL PIÑÓN

Se selecciona un acero SAE 1018 cementado a 915 °C

$$HB_s = 300 \text{ (HB)} \quad \text{Dureza Brinell}$$

RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL

El acero elegido cumple con los requerimientos para ser grado 2

$$S_{fspi} = 27000 + 364HB_s = 1.36 \times 10^5 \text{ (psi)}$$

$$S_{fspii} = S_{fspi} \cdot 6.89 \cdot 10^{-3} = 938.42 \text{ (MPa)} \quad \text{Sin corregir}$$

FACTOR DE VIDA

Jornada de trabajo: 8 horas/día, 20 días/mes

$$t_{pa} = 1.92 \times 10^3 \text{ Horas en el año}$$

$$a_{\text{año}} = 10 \text{ Años de vida}$$

$$N_c = 6.91 \times 10^8 \text{ Ciclos de trabajo}$$

$$C_{Lp} = 1.4488 \cdot N_c^{-0.023} = 0.91$$

FACTOR DE TEMPERATURA

$$C_{Tp} = 1 \quad \text{Temperatura de trabajo 250 grados F}$$

FACTOR DE CONFIABILIDAD

Confiabilidad del 99.9%

$$C_{Rp} = 1.25$$

FACTOR DE RAZÓN DE DUREZA

Recomendación

$$\frac{302}{302} = 1$$

$$\frac{HB_p}{HB_e} \leq 1.2$$

Valor de A= 0

$$CH_p := 1.1 + (0) \cdot (1 - 1) = 1.1$$

$$S_{fsp} = \frac{CL_p \cdot CH_p}{CT_p \cdot CR_p} S_{fspii} = 749.16 \text{ (MPa)} \quad \text{Resistencia a la fatiga superficial corregida}$$

FACTOR DE SEGURIDAD SUPERFICIAL

$$N_{cp} = \left(\frac{S_{fsp}}{\sigma_{cp}} \right)^2 = 2.14$$

El factor de seguridad para esfuerzos superficiales es igual a 1 por lo que el diseño es el adecuado

El cálculo de la resistencia a flexión y superficial de la rueda es el mismo que el piñón debido a que son del mismo material.

4.1.1.4. Diseño de engranajes helicoidales

PARÁMETROS PARA EL CONJUNTO DE ENGRANAJES HELICOIDALES

El ángulo de presión y el módulo de los engranajes se elige por facilidad de manufactura. En el taller donde se construirá hay la herramienta de módulo 2.5 y ángulo de presión 20°

$$\phi_n = 20 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.35 \quad (\text{rad}) \quad \text{Ángulo de presión transverso}$$

NÚMERO DE DIENTES

Recomendación para que no exista interferencia.

$$N_p = 18 \quad \text{Piñón}$$

$$N_e = 18 \quad \text{Engrane}$$

$$m = 2.5 \quad \text{Módulo para los engranajes}$$

$$\psi = 45 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.79 \quad (\text{rad}) \quad \text{Ángulo de hélice}$$

$$\phi_t = \text{atan} \left(\frac{\tan(\phi_n)}{\cos(\psi)} \right) = 0.48 \quad (\text{rad}) \quad \text{Ángulo de presión normal}$$

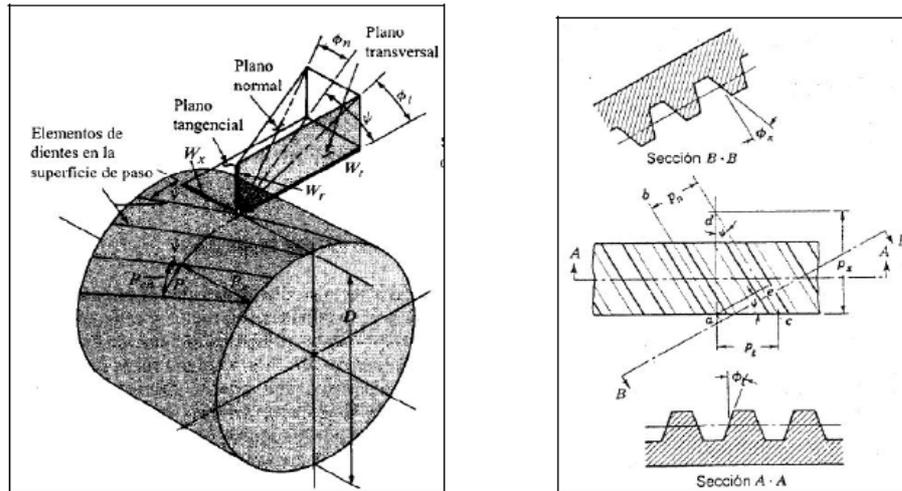


Figura 4.12 Geometría y fuerzas de un engrane helicoidal⁵²

GEOMETRÍA DEL PIÑÓN Y ENGRANE

Norton, Diseño de Máquinas, Primera Ed, pág. 715

$$d_{pp} = m \cdot \frac{N_p}{\cos(\psi)} = 63.64 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro de paso}$$

$$d_{ep} = m \cdot \left(\frac{N_p}{\cos(\psi)} \right) + 2m = 68.64 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro exterior}$$

$$a_p = 1 \cdot m = 2.5 \quad (\text{mm}) \quad \text{Altura de cabeza del piñón}$$

$$b_p = 1.25 \cdot m = 3.13 \quad (\text{mm}) \quad \text{Altura de raíz del piñón}$$

$$h_{pw} = a_p + b_p = 5.63 \quad (\text{mm}) \quad \text{Profundidad total del piñón}$$

$$p_{tp} = m \cdot \pi = 7.85 \quad (\text{mm}) \quad \text{Paso circular normal real o paso transversal piñón}$$

$$p_{np} = (m \cdot \pi) \cdot \cos(\psi) = 5.55 \quad (\text{mm}) \quad \text{Paso circular normal o circular aparente piñón}$$

$$p_{xp} = (m \cdot \pi) \cdot (\tan(\psi))^{-1} = 7.85 \quad (\text{mm}) \quad \text{Paso circular axial piñón}$$

Recomendación El ancho debe ser mínimo $2 \cdot P_{xp}$ para que exista transferencia suave de la carga y acción helicoidal total

$$a_{np} = 2.6 p_{xp} = 20.42 \quad (\text{mm}) \quad \text{Ancho de la cara del piñón}$$

DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS EJES

$$C_1 = \frac{d_{pp} + d_{pe}}{2} = 63.64 \quad (\text{mm}) \quad \text{Distancia entre centros entre piñón y engrane}$$

⁵² MOTT ROBERT. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. Traducción del inglés por Virgilio González. (4ta. Ed.). México. Editorial Pearson Educación. p. 468

FUERZAS EN LOS ENGRANAJES

$$T_p = \frac{P}{\omega} = 7.26 \quad (\text{Nm}) \quad \text{Torque}$$

$$F_{tp} = \frac{2 \cdot T_p \cdot 1000}{d_{pp}} = 228.06 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza tangencial}$$

$$F_{rp} = F_{tp} \cdot \tan(\phi_t) = 117.39 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza radial}$$

$$F_{ap} = F_{tp} \cdot \tan(\psi) = 228.06 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza axial}$$

RAZON DE CONTACTO

$$m_{fp} = \frac{a_{np}}{p_{xp}} = 2.6 \quad \text{Razón de contacto axial piñón}$$

La razón de contacto debe ser por lo menos 1.15. Cuando la razón es mayor a uno se conoce como engranajes helicoidales convencionales.

CÁLCULO DE ESFUERZOS A FLEXIÓN

PIÑÓN

$$J_p = 0.41 \quad \text{Factor geomérico a flexión}$$

$$Q_{vp} = 6 \quad \text{Calidad del piñón} \quad \text{Calidad de precisión}$$

FACTOR DINÁMICO

$$B_1 = \frac{(12 - Q_{vp})^{\frac{2}{3}}}{4} = 0.83 \quad \text{para } 6 < Q_v < 11$$

$$A_1 = 50 + 56(1 - B_1) = 59.77$$

$$V_{tp} = \frac{d_{pp}}{2 \cdot 1000} \omega = 1.64 \text{ (m/s)} \quad \text{Velocidad tangencial en el piñón}$$

$$K_{vp} = \left(\frac{A_1}{A_1 + \sqrt{200 \cdot V_{tp}}} \right)^{B_1} = 0.8 \quad \text{Factor dinámico}$$

FACTOR DISTRIBUCIÓN DE CARGA

$$a_{np} = 20.42 \quad (\text{mm}) \quad \text{Ancho de cara del piñón}$$

$$a_{np} < 50 \quad (\text{mm}) \quad \text{Recomendación}$$

$$K_{mp} = 1.6$$

FACTOR DE APLICACIÓN

$$K_{ap} = 1.25 \quad \text{Choque moderado}$$

FACTOR DE TAMAÑO

$$K_{sp} = 1$$

FACTOR DE ESPESOR DEL ARO

$$K_{bp} = 1$$

Robert Norton, Diseño de Máquinas, Primera Ed, pág 779

Esfuerzo a la fatiga por flexión

$$\sigma_{bp} = \frac{F_{tp}}{a_{np} \cdot J_p \cdot m} \cdot \frac{K_{ap} \cdot K_{mp}}{K_{sp}} \cdot K_{sp} \cdot K_{bp} = 27.11 \quad (\text{MPa})$$

RESISTENCIA A LA FATIGA POR FLEXIÓN

MATERIAL PARA EL PIÑÓN

Se elige un acero SAE 1018 cementado a 800 °C

$$S_{yp} = 386 \quad (\text{MPa}) \quad \text{Resistencia a la fluencia}$$

$$S_{up} = 612 \quad (\text{MPa}) \quad \text{Resistencia última}$$

$$HB_p = 250 \quad (\text{HB}) \quad \text{Dureza Brinell}$$

RESISTENCIA A LA FATIGA POR FLEXIÓN

El acero elegido cumple con las características para ser de grado 2

$$S_{fpi} = 6235 + 174HB_p - 0.126 \cdot HB_p^2 = 4.19 \times 10^4 \quad (\text{psi})$$

$$S_{fpii} = S_{fpi} \cdot 6.89 \cdot 10^{-3} = 288.42 \quad (\text{MPa})$$

FACTOR DE VIDA

Jornada de trabajo: 8 horas/día, 20 días/mes

$$t_{pa} = 20 \cdot 12 \cdot 8 = 1.92 \times 10^3 \quad \text{Horas en el año}$$

$$a_{\text{a}} = 10 \quad \text{años de vida}$$

$$N_c = t_{pa} \cdot a_{\text{a}} \cdot 600 \cdot 60 = 6.91 \times 10^8 \quad (\text{ciclos})$$

$$K_{lp} = 1.355 \cdot N_c^{-0.0178} = 0.94$$

FACTOR DE TEMPERATURA

$$K_{Tp} = 1 \quad \text{Temperatura de trabajo 250 grados F}$$

FACTOR DE CONFIABILIDAD

Confiabilidad del 99.9%

$$K_{Rp} = 1.25$$

$$S_{fp} = \frac{K_{Ip}}{K_{Tp} \cdot K_{Rp}} S_{fpi} = 217.62 \quad (\text{MPa}) \quad \text{Resistencia a la fatiga por flexión corregida}$$

FACTOR DE SEGURIDAD A FLEXIÓN

$$N_{fp} = \frac{S_{fp}}{\sigma_{bp}} = 8.03$$

El factor de seguridad para esfuerzos a flexión es mayor a 1 por lo que el diseño es el adecuado

ESFUERZOS SUPERFICIALES

PIÑÓN

FACTOR DE GEOMETRÍA SUPERFICIAL

$$I_p = 0.128 \quad \text{Factor geométrico}$$

COEFICIENTE ELÁSTICO

$$C_p = 191 \sqrt{\text{MPa}} \quad \text{Piñón y engrane de acero}$$

COEFICIENTE DE TERMINADO SUPERFICIAL

$$C_{fp} = 1 \quad \text{Sugerido por AGMA}$$

FACTOR DINÁMICO

$$B_1 = 0.83 \quad \text{para } 6 < Q_v < 11$$

$$A_1 = 59.77$$

$$V_{tp} = 1.64 \text{ (m/s)} \quad \text{Velocidad tangencial en el piñón}$$

$$C_{vp} = \left(\frac{A_1}{A_1 + \sqrt{200 \cdot V_{tp}}} \right)^{B_1} = 0.8 \quad \text{Factor dinámico}$$

FACTOR DISTRIBUCIÓN DE CARGA

$a_{np} = 20.42$ (mm) Ancho de cara del piñón

$a_{np} < 50$ (mm) Recomendación

$C_{mp} = 1.6$

FACTOR DE APLICACIÓN

$C_{ap} = 1.25$ Choque moderado

FACTOR DE TAMAÑO

$C_{sp} = 1$

FACTOR DE ESPESOR DEL ARO

$C_{bp} = 1$

$$\sigma_{cp} = C_p \cdot \sqrt{\frac{F_{tp}}{a_{np} \cdot I_p \cdot d_{pp}} \cdot \frac{C_{ap} \cdot C_{mp}}{C_{vp}} \cdot C_{sp} \cdot C_{fp}} = 352.74 \text{ (MPa) Esfuerzo superficial}$$

RESISTENCIA A FATIGA SUPERFICIAL

MATERIAL PARA EL PIÑÓN

Se elige un acero SAE 1018 cementado a 800 °C

$HB_s = 250$ (HB) Dureza Brinell

RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL

El acero elegido cumple con las características para ser de grado 2

$$S_{fspi} = 27000 + 364HB_s = 1.18 \times 10^5 \text{ (psi)}$$

$$S_{fspi} = S_{fspi} \cdot 6.89 \cdot 10^{-3} = 813.02 \text{ (MPa) Sin corregir}$$

FACTOR DE VIDA

Jornada de trabajo: 8 horas/día, 20 días/mes

$$t_{pa} = 1.92 \times 10^3 \text{ Horas en el año}$$

$$a_{ñ} = 10 \text{ Años de vida}$$

$$N_c = 6.91 \times 10^8 \text{ Ciclos de trabajo}$$

$$C_{Lp} = 1.4488 \cdot N_c^{-0.023} = 0.91$$

FACTOR DE TEMPERATURA

$$C_{Tp} = 1 \text{ Temperatura de trabajo 250 grados F}$$

FACTOR DE CONFIABILIDAD

Confiabilidad del 99.9%

$$CR_p = 1.25$$

FACTOR DE RAZÓN DE DUREZA

Recomendación

$$\frac{302}{302} = 1 \qquad \frac{HB_p}{HBe} \leq 1.2 \qquad \text{Valor de } A = 0$$

$$CH_p = 1 + (0) \cdot (1 - 1) = 1$$

Resistencia a la fatiga superficial corregida

$$S_{fsp} = \frac{CL_p \cdot CH_p}{CT_p \cdot CR_p} S_{fspii} = 590.05 \quad (\text{MPa})$$

FACTOR DE SEGURIDAD SUPERFICIAL

$$N_{cp} = \left(\frac{S_{fsp}}{\sigma_{cp}} \right)^2 = 2.8$$

El factor de seguridad para esfuerzos superficiales es mayor a 1 por lo que el diseño es el adecuado.

El cálculo de la resistencia superficial y de flexión del engrane es igual al del piñón, calculado anteriormente, debido a que son del mismo material

SELECCIÓN DE PIÑONES, RUEDAS Y CADENAS

Estos elementos permiten transmitir el movimiento a las poleas de sellado y codificado.

Para encontrar ésta velocidad se considera la reducción de: 3 (poleas), 1.22 (engranes), 1 (engranes)

$$\omega := 51.5 \quad (\text{rad/s}) \quad \text{Velocidad angular}$$

$$T := \frac{P}{\omega} = 7.24 \quad (\text{Nm}) \quad \text{Torque}$$

Choque moderado (mezcladoras y molidoras de alimento)

$$K_s := 1.3 \quad \text{Factor de servicio}$$

$$Pd := P \cdot \frac{K_s}{746} = 0.65 \quad (\text{hp}) \quad \text{Potencia de diseño}$$

$N_{p1} := 14$ Número de dientes piñón

$N_{r1} := 18$ Número de dientes rueda

$p_1 := 0.375$ (plg) 3/8 " Paso de cadena

$$D_{p1} := \frac{p_1}{\sin\left(\frac{\pi}{N_{p1}}\right)} = 1.69 \quad (\text{plg}) \quad \text{Diámetro de paso de piñón}$$

$$D_{r1} := \frac{p_1}{\sin\left(\frac{\pi}{N_{r1}}\right)} = 2.16 \quad (\text{plg}) \quad \text{Diámetro de paso de rueda}$$

$30p_1 < C_1 < 50p_1$ Distancia entre centros (Sugerencia)

$$C_1 := 15$$

$$L_1 := 2C_1 + \frac{N_{r1} + N_{p1}}{2} + \frac{(N_{r1} + N_{p1})^2}{4\pi^2 C_1} = 47.73 \quad (\text{pasos}) \quad \text{Longitud de la cadena}$$

Distancia máxima entre centros

$$C_{11} := \frac{1}{4} \left[L_1 - \frac{N_{r1} - N_{p1}}{2} + \sqrt{\left(L_1 - \frac{N_{r1} - N_{p1}}{2} \right)^2 - \frac{8(N_{r1} - N_{p1})^2}{4\pi^2}} \right] = 22.86 \quad (\text{pasos})$$

$$C_{11} := C_1 \cdot p_1 = 8.57 \quad (\text{plg})$$

$$F_t := \frac{T}{\frac{D_{p1} \cdot 0.0254}{2}} = 338.41 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza rueda}$$

$$F_{t1} := \frac{T}{\frac{D_{p1} \cdot 0.0254}{2}} \cdot \frac{1}{9.8} = 34.53 \quad (\text{Kgf}) \quad \text{Fuerza rueda}$$

La carga de ruptura de la cadena obtenida del fabricante es de 1100 Kgf, por lo que la cadena seleccionada es adecuada ya que esta fuerza es mucho mayor a la encontrada en los cálculos.

4.1.1.5. Diseño de ejes y selección de rodamientos

El diseño de los ejes se realizará en el programa MDSOLID que nos ayuda a encontrar las fuerzas y los momentos máximos y mínimos a los que están sometidos los ejes.

Los parámetros que se ingresa en el programa son:

- Dimensiones de los ejes.
- Ubicación de los apoyos.
- Fuerzas a las que está sometido el eje.
- Sección transversal del eje.
- Material del eje.

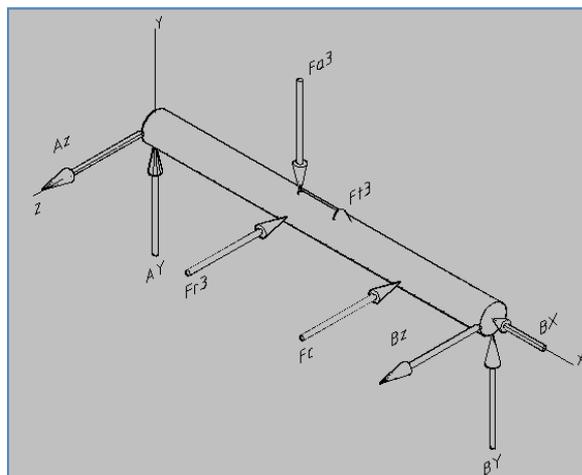
Los ejes son diseñados de acuerdo a criterios y teorías de diseño como son: Esfuerzo cortante máximo, Von Mises, etc. Además se comprueba la rigidez y la velocidad crítica de la flecha para que no entre en resonancia.

El análisis de los ejes se realizará en el programa MDSOLID y la comprobación del cálculo se realiza con el método tradicional como ejemplo de cálculo se toma al eje engrane helicoidal.

EJE ENGRANE HELICOIDAL

$T_3 = 7260$	(Nmm)	Torque
$F_{t3} = 228.06$	(N)	Fuerza tangencial en engrane helicoidal
$F_{r3} = 117.39$	(N)	Fuerza radial en engrane helicoidal
$F_{a3} = 228.06$	(N)	Fuerza axial en engrane helicoidal
$F_c = 280$	(N)	Fuerza tangencial del piñón

DCL



Cálculo de reacciones en los apoyos plano xy

$$\Sigma F_y = 0$$

$$A_y - F_{a3} + B_y = 0 \quad \text{Ec. 1}$$

$$A_y - 228.06 + B_y = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{a3} * d_1 - B_y * d_2 = 0$$

$$228.06 * 70 - B_y * 180 = 0$$

$$B_y = 88.69 \text{ (N)}$$

Reemplazando en Ec. 1

$$A_y = 139.37 \text{ (N)}$$

Cálculo de fuerzas cortantes plano xy

$$V_A = 139.37 \text{ (N)}$$

$$V_e = V_A - F_{a3} = 139.37 - 228.06 = -88.69 \text{ (N)}$$

$$V_B = V_e + B_y = -88.69 + 88.69 = 0 \text{ (N)}$$

Cálculo de momentos flectores plano xy

$$M_{Ae} = V_A * d_1 = 139.37 * 70 = 9755.9 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{eB} = M_{Ae} - V_A * d_2 = 9755.9 - 88.69 * 110 = 0 \text{ (Nmm)}$$

DIAGRAMA PLANO XY

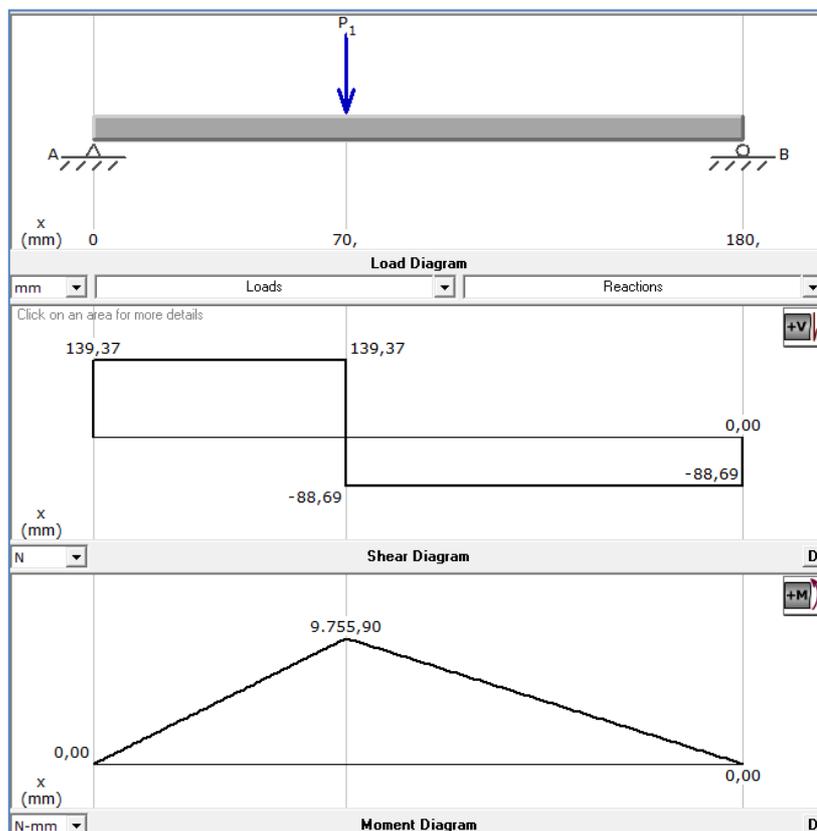
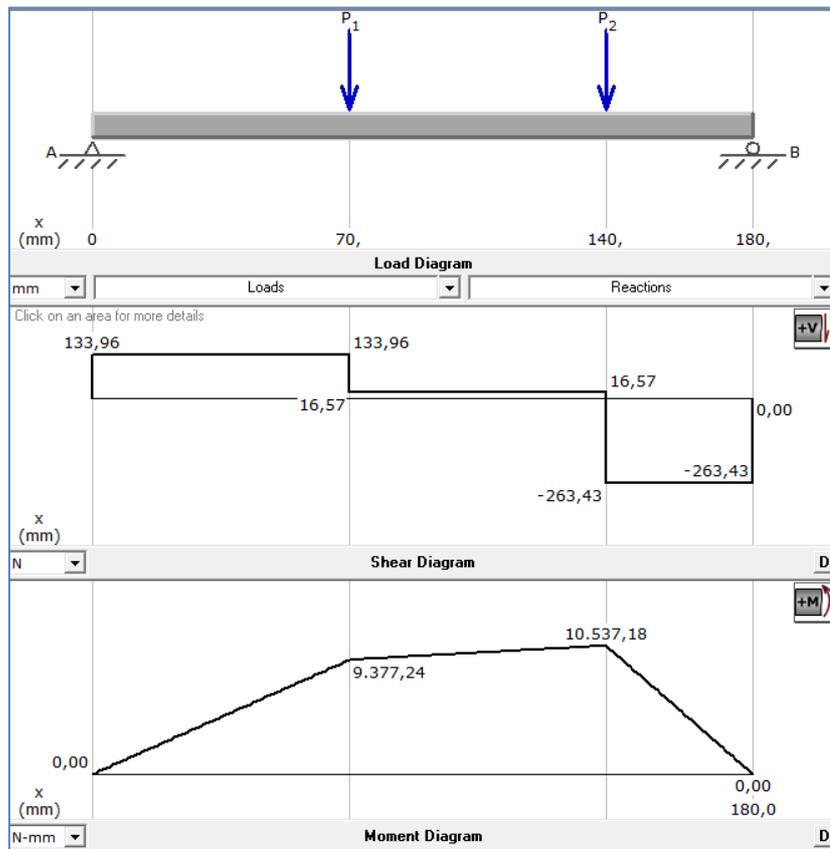


DIAGRAMA PLANO XZ



De acuerdo al análisis de fuerzas cortantes y momentos flectores se obtiene:

$$V_{y3} = 139.37 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza cortante en el plano } xy$$

$$V_{z3} = 263.4 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza cortante en el plano } xz$$

$$M_{y3} = 9755.9 \quad (\text{Nmm}) \quad \text{Momento flector en plano } xy$$

$$M_{z3} = 10537.18 \quad (\text{Nmm}) \quad \text{Momento flector en plano } xz$$

$$T_3 = 7.26 \times 10^3 \quad (\text{Nmm}) \quad \text{Par torsional}$$

$$V_3 = \sqrt{V_{y3}^2 + V_{z3}^2} = 298 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza cortante resultante}$$

$$M_3 = \sqrt{M_{y3}^2 + M_{z3}^2} = 1.44 \times 10^4 \quad (\text{Nmm}) \quad \text{Momento flector resultante}$$

Cálculo del diámetro del eje

$$\sigma_{\max} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \text{Esfuerzo a la flexión máxima}$$

$$\sigma_{\min} = -\frac{32M}{\pi d^3} \quad \text{Esfuerzo a la flexión mínimo}$$

$$\tau_{\max} = \tau_{\min} = \frac{16 \cdot T}{\pi d^3} \quad \text{Esfuerzo de corte por torsión máxima y mínima}$$

Norton, Diseño de Maquinas pág. 357, Fórmulas para análisis dinámico

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{\frac{32M}{\pi d^3} - \left(-\frac{32M}{\pi d^3}\right)}{2} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \text{Esfuerzo alterante}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 0 \quad \text{Esfuerzo medio}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{\frac{16 \cdot T}{\pi d^3} + \frac{16 \cdot T}{\pi d^3}}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi d^3} \quad \text{Esfuerzo cortante medio}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 0 \quad \text{Esfuerzo cortante alternante}$$

$K_{f3} = 2.2$ Factor de concentracion de esfuerzos a fatiga, flexión

$N_{f3} = 2$ Factor de seguridad

ESPECIFICACION DEL ACERO

ACERO AISI 1018

$S_{y3} = 386$ (MPa)

$S_{u3} = 612$ (MPa)

EFFECTOS EN EL EJE

Efecto de superficie

$a_3 = 1.58$

$b_3 = -0.085$ Acabado rectificado

$K_{sup3} = a_3 \cdot (S_{u3}^{b_3}) = 0.92$

Efecto de carga

$K_{carga3} = 0.59$

Efecto de tamaño

$$K_{tam3} = 0.8$$

Asumimos ya que no tenemos un diámetro

Efecto de temperatura

$$K_{temp3} = 1$$

Efecto de confiabilidad

$$K_{conf3} = 0.735$$

$$Se3 = 0.5 \cdot Su3 \cdot K_{sup3} \cdot K_{tam3} \cdot K_{carga3} \cdot K_{conf3} \cdot K_{temp3} = 97.22 \text{ (Mpa)} \quad \text{Resistencia a la fatiga}$$

DEDUCCIÓN DE LA FÓRMULA PARA DETERMINAR EL DIÁMETRO DEL EJE

Deutschman, Diseño de Máquinas, ecu. 6-42 y 6-43, pág 343

Aplicando el teoría de la distorsión para fatiga

$$\frac{S_y}{N} = \sqrt{(\sigma_{xeq})^2 + 3\tau_{xyeq}^2}$$

$$\frac{S_y}{N} = \sqrt{\left[\left(\sigma_m + K_f \cdot \sigma_a \cdot \frac{S_y}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\tau_m + K_f \cdot \tau_a \cdot \frac{S_y}{S_e} \right)^2 \right]}$$

$$\frac{S_y}{N} = \sqrt{(\sigma_{xeq})^2 + 3\tau_{xyeq}^2}$$

$$\frac{S_y}{N} = \sqrt{\left[\left(\sigma_m + K_f \cdot \sigma_a \cdot \frac{S_y}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\tau_m + K_f \cdot \tau_a \cdot \frac{S_y}{S_e} \right)^2 \right]}$$

Reemplazando los valores de los esfuerzos alternates y medios se obtiene

$$\frac{S_{y1}}{N_{f1}} = \frac{32}{\pi d^3} \cdot \sqrt{\left(K_{f1} \cdot M_1 \cdot \frac{S_{y1}}{S_{e1}} \right)^2 + \frac{3}{4} T_1^2}$$

Despejando el diámetro se obtiene

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot N_{f3}}{\pi} \cdot \sqrt{\left(K_{f3} \cdot M_3 \cdot \frac{1}{S_{e3}} \right)^2 + \frac{3}{4} \frac{T_3^2}{S_{e3}^2}}} = 18.9 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro del eje}$$

Este es el diámetro mínimo para el diseño

COMPROBACIÓN CON MÉTODO DIRECTO

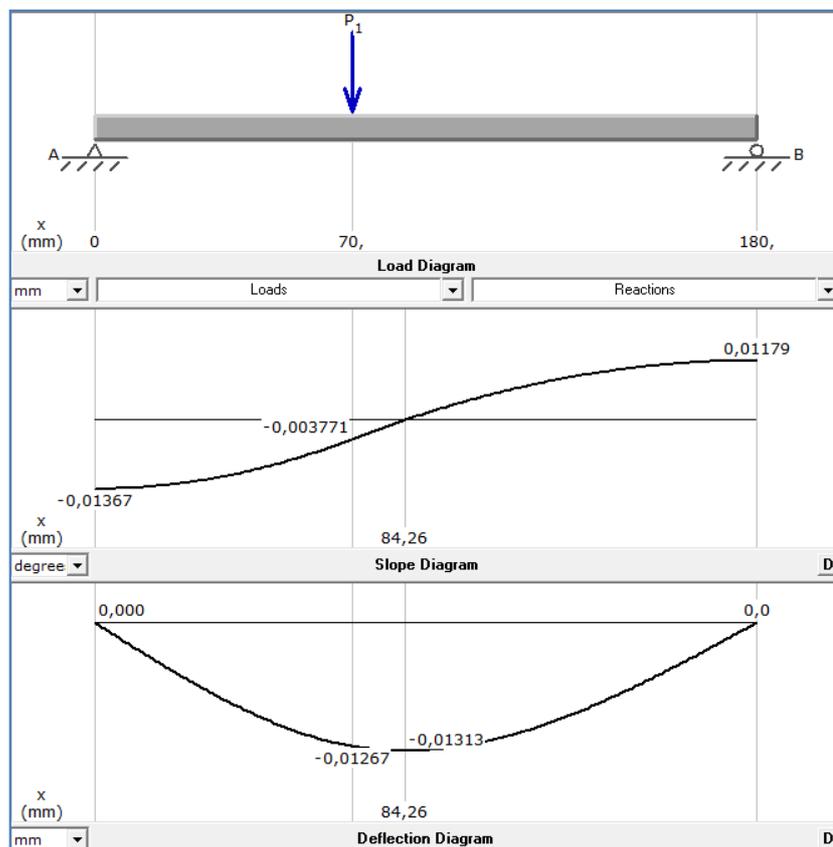
Robert Norton, Diseño de Maquinas, Primera Ed, pag 573

Teoría de falla método ASME, maneja como envolvente de fallas una curva elíptica y la razón de Von Mises que cambia la tensión por la tensión a torsión

$$d_{31} = \left[\frac{32 \cdot N \cdot F_3}{\pi} \cdot \left[\left(K F_3 \cdot \frac{M_3}{S_e 3} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T_3}{S_y 3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} = 18.78 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro del eje}$$

DISEÑO POR RIGIDEZ

DEFLEXIONES MÁXIMAS EN EL PLANO XY



DEFLEXION ANGULAR EN EL PLANO XY

Deflexión en mm

$\delta_{Axy3} = 0$ Deflexión en el cojinete izquierdo

$\delta_{Bxy3} = 0.013$ Deflexión en el punto B del eje

$\delta_{Cxy3} = 0$ Deflexión en el cojinete derecho

Deflexión en grados

$\theta_{Axy3} = 0.013$ Deflexión en el cojinete izquierdo

$\theta_{Bxy3} = 0$ Deflexión en el punto B del eje

$\theta_{Cxy3} = 0.012$ Deflexión en el cojinete derecho

DEFLEXIONES EN EL PLANO XZ

MÉTODO TRADICIONAL

$d_e = 21$	(mm)	Diámetro del eje
$F_c = 279.98$	(N)	Fuerza de la cadena
$F_r = 117.39$	(N)	Fuerza radial del engrane helicoidal
$R_1 = 133.96$	(N)	Reacción en el primer apoyo
$R_2 = 263.4$	(N)	Reacción en el segundo apoyo
$l_e = 180$	(mm)	Longitud del eje
$d_a = 70$	(mm)	Distancia del primer apoyo a F_r
$d_b = 110$	(mm)	Distancia del segundo apoyo a F_r
$d_{a1} = 140$	(mm)	Distancia del primer apoyo a F_c
$d_{b1} = 40$	(mm)	Distancia del segundo apoyo a F_c
$EI = 206800$	(Mpa)	Módulo de elasticidad

$$I = \frac{\pi \cdot d_e^4}{64} \quad (\text{mm}^4) \quad \text{Inercia}$$

Resuelto por el método superposición

Deflexión en el punto B

$$\Delta_1 = \frac{F_r \cdot d_a^2 \cdot d_b^2}{3 \cdot EI \cdot l_e} = 6.53 \times 10^{-3} \quad (\text{mm}) \quad \text{Deflexión generada por } F_r$$

$$\Delta_2 = \frac{F_c \cdot d_{b1} \cdot d_a}{6EI \cdot l_e} \cdot (l_e^2 - d_{b1}^2 - d_a^2) = 9.52 \times 10^{-3} \quad (\text{mm}) \quad \text{Deflexión generada por } F_c$$

$$\Delta_T = \Delta_1 + \Delta_2 = 0.02 \quad (\text{mm}) \quad \text{Deflexión en el punto B}$$

Deflexiones máximas

$$\Delta_{\max 1} = \frac{Fr \cdot da \cdot db \cdot (da + 2 \cdot db) \cdot \sqrt{3 \cdot da \cdot (da + 2db)}}{27 \cdot EI \cdot I \cdot le} = 6.74 \times 10^{-3} \text{ (mm) Deflexión máxima por Fr}$$

$$x_{\max} = \sqrt{\frac{da1 \cdot (da1 + 2db1)}{3}} = 101.32 \text{ (mm) Relación. Distancia de deflexión máxima}$$

$$\Delta_{\max 2} = \frac{Fc \cdot db1 \cdot x_{\max}}{6EI \cdot I \cdot le} \cdot (le^2 - db1^2 - x_{\max}^2) = 0.01 \text{ (mm) Deflexión maxima por Fc}$$

$$\Delta_{\max} = \Delta_{\max 1} + \Delta_{\max 2} = 0.02 \text{ (mm) Deflexión maxima Total}$$

CÁLCULO DEL ÁNGULO DE ROTACIÓN EN LOS APOYOS

Apoyo A

$$\theta_{a1} = \frac{Fr \cdot da \cdot db \cdot (le + db)}{6le \cdot EI \cdot I} = 1.23 \times 10^{-4} \text{ (rad) Ángulo generado por Fr}$$

$$\theta_{a2} = \frac{Fc \cdot da1 \cdot db1 \cdot (le + db1)}{6le \cdot EI \cdot I} = 1.62 \times 10^{-4} \text{ (rad) Ángulo generado por Fc}$$

$$\theta_a = (\theta_{a1} + \theta_{a2}) \cdot \frac{180}{\pi} = 0.02 \text{ (grad) Ángulo de rotación en A}$$

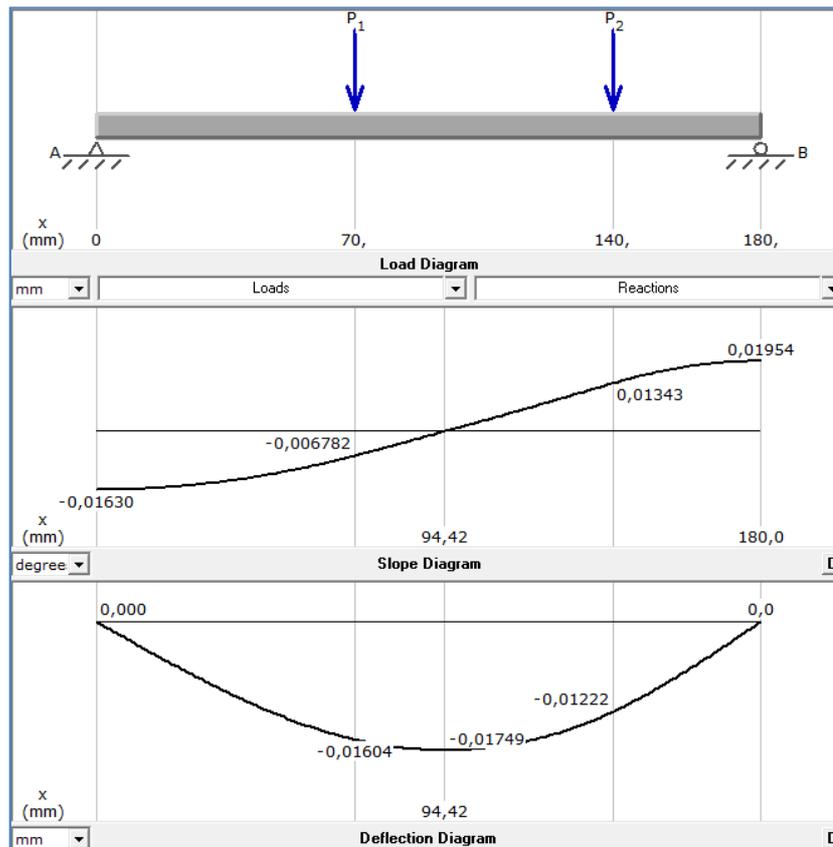
Apoyo B

$$\theta_{b1} = \frac{Fr \cdot da \cdot db \cdot (le + da)}{6le \cdot EI \cdot I} = 1.06 \times 10^{-4} \text{ (rad) Ángulo generado por Fr}$$

$$\theta_{b2} = \frac{Fc \cdot da1 \cdot db1 \cdot (le + da1)}{6le \cdot EI \cdot I} = 2.35 \times 10^{-4} \text{ (rad) Ángulo generado por Fc}$$

$$\theta_b = (\theta_{b1} + \theta_{b2}) \cdot \frac{180}{\pi} = 0.02 \text{ (grad) Ángulo de rotación en B}$$

DIAGRAMA PLANO XZ



DEFLEXIONES EN EL PLANO XZ

Deflexiones en mm

$\delta_{Axz3} = 0$ Deflexión en el cojinete izquierdo

$\delta_{Bxz3} = 0.017$ Deflexión en el punto B del eje

$\delta_{Cxz3} = 0$ Deflexión en el cojinete derecho

Deflexión en grados

$\theta_{Axz3} = 0.016$ Deflexión en el cojinete izquierdo

$\theta_{Bxz3} = 0$ Deflexión en el punto B del eje

$\theta_{Cxz3} = 0.019$ Deflexión en el cojinete derecho

DEFLEXIONES MÁXIMAS TOTALES

Deflexiones en mm

$\delta_{A3} = \sqrt{\delta_{Axy3}^2 + \delta_{Axz3}^2} = 0$ Deflexión en el cojinete izquierdo

$\delta_{B3} = \sqrt{\delta_{Bxy3}^2 + \delta_{Bxz3}^2} = 0.02$ Deflexión en el punto B del eje

$\delta_{C3} = \sqrt{\delta_{Cxy3}^2 + \delta_{Cxz3}^2} = 0$ Deflexión en el cojinete derecho

Deflexiones en grados

$$\theta_{A3} = \sqrt{\theta_{Axy3}^2 + \theta_{Axz3}^2} = 0.02 \quad \text{Deflexión en el cojinete izquierdo}$$

$$\theta_{B3} = \sqrt{\theta_{Bxy3}^2 + \theta_{Bxz3}^2} = 0 \quad \text{Deflexión en el punto B del eje}$$

$$\theta_{C3} = \sqrt{\theta_{Cxy3}^2 + \theta_{Cxz3}^2} = 0.02 \quad \text{Deflexión en el cojinete derecho}$$

Robert Norton, Diseño de Maquinas, Primera Ed, pag 572

La deflexión en el engrane debe ser menor a 0.127 mm y menor a 0.03 grados

La deflexión en los cojinetes debe ser menor a 0.04 grados

Al comparar con las deflexiones teóricas, concluimos que las deflexiones son menores a las requeridas y el diseño es el adecuado para que el eje no falla por rigidez.

VELOCIDAD CRÍTICA DE LA FLECHA

$$\delta_{\text{acero}} = 7850 \quad (\text{Kg/m}^3) \quad \text{Densidad del acero}$$

$$D_3 = 0.064 \quad (\text{m}) \quad \text{Diámetro de paso del engrane helicoidal}$$

$$e_3 = 0.020 \quad (\text{m}) \quad \text{Ancho de cara del engrane helicoidal}$$

$$V_{3h} = \frac{\pi \cdot D_3^2}{4} \cdot e_3 = 6.43 \times 10^{-5} \quad (\text{m}^3) \quad \text{Volumen del engrane helicoidal}$$

$$w_{e3} = \delta_{\text{acero}} \cdot V_{3h} = 0.51 \quad (\text{Kg}) \quad \text{Peso del engrane helicoidal}$$

Dimensiones en mm

$$L_{31} = 20 \quad \text{Longitud de 1 del eje}$$

$$D_{31} = 19 \quad \text{Diámetro 1 del eje}$$

$$L_{32} = 40 \quad \text{Longitud de 2 del eje}$$

$$D_{32} = 24 \quad \text{Diámetro 2 del eje}$$

$$L_{33} = 40 \quad \text{Longitud de 3 del eje}$$

$$D_{33} = 21 \quad \text{Diámetro 3 del eje}$$

$$L_{34} = 80 \quad \text{Longitud de 4 del eje}$$

$$D_{34} = 19 \quad \text{Diámetro 4 del eje}$$

$$g = 9800 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad \text{Gravedad}$$

Robert Norton, Diseño de Maquinas, Primera Ed, pag 616

$$\omega_{n3} = \sqrt{\frac{g \cdot (\delta_{B3} \cdot w_{e3})}{\delta_{B3}^2 \cdot w_{e3}}} = 676.7 \quad (\text{rad/s}) \quad \text{Frecuencia crítica para el balanceo de la flecha}$$

$$\omega_{n3} = \omega_{n3} \cdot \frac{60}{2\pi} = 6.46 \times 10^3 \text{ (rpm)} \quad \text{Velocidad angular del eje en la frecuencia angular}$$

$$\omega_{n01} = \frac{1800}{3} \text{ (rpm)} \quad \text{Velocidad angular máxima del eje. Dato}$$

$$n_3 = \frac{\omega_{n01}}{\omega_{n3}} = 0.09 \quad \text{Relación de velocidades angulares}$$

Si la relación antes expuesta es 1 la flecha entra en resonancia, por tanto se trata de que velocidad de la flecha nunca llegue a ser igual que la natural.

CHAVETA PARA EL ENGRANE HELICOIDAL

Robert Norton, Diseño de Maquinas, Primera Ed, pag 586

Utilizamos una chaveta Cuadrada ya que el diametro es menor a 6.5 pulg

$$D_{32} = 24 \text{ (mm)} \quad \text{Diámetro de la flecha en el engrane}$$

$$ae_3 = 20 \text{ (mm)} \quad \text{Ancho del engrane}$$

Robert Norton, Diseño de Maquinas, Primera Ed, tabla 9.2 pag 587

$$w_3 = 6 \text{ (mm)} \quad \text{Ancho nominal de la chaveta}$$

$$T_3 = 7.26 \times 10^3 \text{ (Nmm)} \quad \text{Torque máximo}$$

$$F_{t3h} = \frac{T_3}{\frac{D_{32}}{2}} = 605 \text{ (N)} \quad \text{Fuerza cortante}$$

$$S_{sy3} = 0.577 \cdot S_y = 222.72 \text{ (MPa)} \quad \text{Teoria de la distorsión, resistencia al cortante}$$

$$FS_3 = 3 \quad \text{Factor de seguridad impuesto}$$

$$\frac{S_{sy3}}{FS_3} = \frac{F_{t3h}}{w_3 \cdot L_{c3}}$$

$$L_{c3} = F_{t3h} \cdot \frac{FS_3}{S_{sy3} \cdot w_3} = 1.36 \text{ (mm)} \quad \text{Longitud mínima de la chaveta}$$

APLASTAMIENTO

$$\frac{S_{sy3}}{FS_3} = \frac{2F_{t3h}}{w_3 \cdot L_{cc3}}$$

$$L_{cc3} = 2F_{t3h} \cdot \frac{FS_3}{S_{sy3} \cdot w_3} = 2.72 \text{ (mm)} \quad \text{Longitud mínima de la chaveta}$$

El tamaño de la chaveta mínimo sera de 6x6x3 mm

La chaveta que se elige es de 6x6x18 (ancho x alto total x longitud) (mm) Catalogo de acuerdo a la DIN 6885 A

A continuación se expresa en una tabla los resultados del análisis de cada eje.

Tabla 4.1 Resultados del análisis de los ejes

Denominación	Fuerzas aplicadas		Torque (Nmm)	Fuerza cortante resultante (N)	Momento flector resultante (Nmm)	Diámetro diseño eje (mm)	Deflexión angular máxima		Vel. angular a la frecuencia natural (rpm)
	(N)	Designación					(mm, grados)		
Eje engrane helicoidal	228	Fuerza tangencial engrane helicoidal	7260	298	14400	21	(0, 0.02 ⁰)	Cojinetes	6460
	117.4	Fuerza radial engrane helicoidal							
	228	Fuerza axial engrane helicoidal					(0.02, 0 ⁰)	Punto intermedio	
	280	Fuerza tangencial piñón							
Eje de transmisión	263.8	Fuerza tangencial engrane recto	5940	193.8	12100	21	(0.02, 0.01 ⁰)	Cojinetes	10900
	96	Fuerza radial engrane recto							
	52.12	Fuerza tangencial polea					(0.02, 0.01 ⁰)	Punto intermedio	

Tabla 4.1. Resultados del análisis de los ejes (Continuación)

Denominación	Fuerzas aplicadas		Torque (Nmm)	Fuerza cortante resultante (N)	Momento flector resultante (Nmm)	Diámetro diseño eje (mm)	Deflexión angular máxima (mm, grados)		Vel. angular a la frecuencia natural (rpm)
	(N)	Designación					(mm, grados)		
Eje banda transportadora	263.8	Fuerza tangencial engrane recto	7260	291.17	29500	31	(0, 0.03 ⁰)	Cojinetes	3920
	96	Fuerza radial engrane recto							
	228	Fuerza tangencial engrane helicoidal							
	117.4	Fuerza radial engrane helicoidal					(0.12, 0.03 ⁰)	Punto intermedio	
	228	Fuerza axial engrane helicoidal							
Eje tornillo de potencia	263.8	Fuerza tangencial engrane recto	7260	289.5	28500	32	(0, 0.03 ⁰)	Cojinetes	3000
	96	Fuerza radial engrane recto							
	102	Fuerza axial tornillo					(0.06, 0.1 ⁰)	Punto intermedio	

El material de los ejes es AISI 1018 con las siguientes propiedades: Esfuerzo a la cedencia 386 (MPa), Resistencia a la tracción 612 (MPa).

Los valores encontrados de las deflexiones de los ejes deben compararse con los siguientes valores⁵³:

- La deflexión en los engranes debe ser menor a 0.127 mm y menor a 0.03 grados.
- La deflexión en los cojinetes debe ser menor a 0.04 grados.

Al comparar los valores antes mencionados con los obtenidos en el análisis de los ejes se observa que todos cumplen con la referencia y el diseño es el correcto.

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Para el cálculo de los rodamientos se utilizó el programa MITCALC, el cual es un programa que nos permite realizar cálculos de ingeniería con datos precisos y confiables.

Los componentes que ofrece el programa permiten calcular: engranajes rectos, engranajes cónicos, tornillo sin fin, engranajes planetarios, correas de distribución, correas en V, cojinetes, resortes, vigas, pandeo, placas, ejes, conexiones de pernos, fuerzas de los acoplamientos de los ejes, pernos, tolerancias, tolerancias análisis, uniones soldada, fórmulas técnicas.

En la sección de rodamientos se escoge la marca entre SKF, INCH Y FAG.

Los parámetros que se ingresan en el programa son:

- Unidades con las que se va a calcular el rodamiento (SI o Imperial).
- Tipo de rodamiento.
- Velocidad de rotación del eje.
- Carga radial.
- Carga axial.
- Vida del rodamiento.
- Factor de seguridad.

⁵³ NORTON ROBERT. (1999). Diseño de Máquinas. Traducido por Sánchez Gabriel. (Primera Ed.). México. Editorial Prentice Hall Hispanoamericana. 572 p

Una vez seleccionados los parámetros se elige el diámetro del eje y el programa calcula que tipo de rodamiento se adapta a los requerimientos antes ingresados. Además presenta los parámetros de operación y lubricación que necesita el rodamiento seleccionado.

Para el cálculo de los rodamientos se seleccionó rodamientos de marca FAG.

Para ingresar los datos en el programa se analizan las fuerzas que deben soportar cada rodamiento, el eje helicoidal será considerado como ejemplo de cálculo para la selección de los rodamientos.

EJE HELICOIDAL

A continuación se describen las fuerzas radiales y axiales que actúan en los cojinetes, las cuales se derivan del análisis de los ejes.

$R_{3ay} = 139.4$ (N) Reacción plano xy en el cojinete izquierdo

$R_{3by} = 88.69$ (N) Reacción plano xz en el cojinete izquierdo

$R_{3az} = 133.96$ (N) Reacción plano xy en el cojinete derecho

$R_{3bz} = 263.43$ (N) Reacción plano xz en el cojinete derecho

$R_{3r} = \sqrt{R_{3ay}^2 + R_{3az}^2} + \sqrt{R_{3by}^2 + R_{3bz}^2} = 471.292$ (N) Fuerza radial resultante

$R_{3x} = 228$ (N) Fuerza axial Generada por el engrane helicoidal

MÉTODO PARA SELECCIONAR UN RODAMIENTO

Se elige un cojinete de bolas

$F_r = 0.471$ (KN) Fuerza radial

$F_a = 0.228$ (KN) Fuerza axial

$V_n = 1$ Cuando el anillo interior gira $V=1$ y cuando el anillo exterior gira es $V=1.2$
Shigley, diseño de elementos mecanicos pag 707

$n_a = 600$ (rpm) Revoluciones del motor

$L_a = 10000$ (h) Vida deseada

$R_d = 0.99$ Confiabilidad

$f_n = 0.38$ Factor de velocidad MOTT, Diseño de Elementos de Máquinas, pág. 616, Figura 15-12

$f_l = 2.7$ Factor de vida útil

$X = 0.56$ Factor radial

$Y = 1.5$ Factor de empuje supuesto MOTT, Diseño de Elementos de Máquinas, pág. 619, Tabla 15-4

$$F_e = V_n \cdot F_r \cdot \left[X + \left(Y \cdot \frac{F_a}{V_n \cdot F_r} \right) \right] = 0.61 \quad (\text{KN}) \quad \text{Fuerza equivalente}$$

$$C_{\text{ww}} = F_e \cdot \frac{f_l}{f_n} = 4.3 \quad (\text{KN}) \quad \text{Carga dinámica estimada}$$

$d_e = 20 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro necesario del eje}$

El cojinete 6004 se aproxima a las especificaciones de diámetro y de carga, el cuál fue seleccionado del catálogo FAG de rodamientos rígidos de bola, pág 80. ANEXO B.

$C_o = 5 \quad (\text{KN}) \quad \text{Carga estática}$

$$\frac{F_a}{C_o} = 0.05$$

$e_1 = 0.26 \quad \text{Factor de carga de empuje límite} \quad \text{MOTT, Diseño de Elementos de Máquinas, pág. 619, Tabla 15-4}$

$\frac{F_a}{F_r} = 0.48 \quad \text{Relación entre fuerzas radial y axial}$

$e_1 < \frac{F_a}{F_r}$ si se cumple la relación, podemos utilizar la siguiente tabla para corregir el valor Y

MOTT, Diseño de Elementos de Máquinas, pág. 619, Tabla 15-4

$Y_2 = 1.69 \quad \text{Factor de empuje corregido}$

$$F_e = V_n \cdot F_r \cdot \left[X + \left(Y_2 \cdot \frac{F_a}{V_n \cdot F_r} \right) \right] = 0.65 \quad (\text{KN}) \quad \text{Fuerza equivalente corregida}$$

$$C_{\text{ww}} = F_e \cdot \frac{f_l}{f_n} = 4.61 \quad (\text{KN}) \quad \text{Carga dinámica corregida}$$

La carga dinámica que soporta el cojinete seleccionado del catálogo es de 9.3 (KN), la cual es mayor a la carga dinámica corregida que es de 4.6 (KN). Por tanto el cojinete cumple con los requerimientos deseados.

Selección de rodamientos con el programa MITCALC

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Selection of bearing type, bearing loads			
1.1	Calculation units	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Bearing type	FAG : Deep groove ball bearings, single row	
1.7	Bearing load	Fluctuating load	
1.8	Rotational speed	n	600,0 [/min]
1.9	Radial load	Fr	471,3 [N]
1.10	Axial load	Fa	228,0 [N]
1.11	Factor of additional dynamic forces		1
1.12	Required parameters of bearing		
1.13	Bearing life	Lh	10000 [h]
1.14	Static safety factor	s0	2,00
1.3	Bearing design		
1.4	Open design		
1.5	Single bearing		
1.6	Normal clearance		
1.15	Additional dynamic forces		
1.16	<input checked="" type="radio"/> None		
1.17	<input type="radio"/> From geared transmissions		
1.18	Ordinary machined gears (deviations of shape and pitch 0.02-0)		
1.19	Factor	fk	1,1 - 1,3 1,20
1.20	Electric rotary machines, turbines, turbo-compressors		
1.21	Factor	fd	1 - 1,2 1,10
1.22	<input type="radio"/> From belt drives		
1.23	V-belts		
1.24	Factor	fb	1,9 - 2,5 2,20

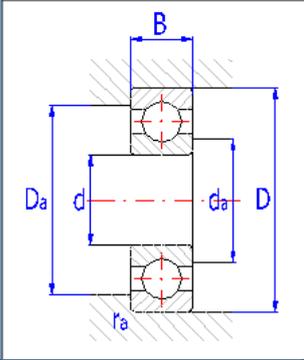
2.0 Selection of bearing size

2.1 Bearing size Find first Find next

ID	d	D	B	C	CO	nr	nmax	Bearing
28	20.0	42.0	12.0	9300	5000	20000	20000	6004

2.2 Bearing parameters

2.3 Basic dynamic load rating	C	9300	[N]	d	20
2.4 Equivalent dynamic load	P	662,9	[N]	D	42
2.5 Basic rating life	L10h	76701	[h]	B	12
2.6 Basic static load rating	CO	5000	[N]	ramax	0,6
2.7 Equivalent static load	PO	471,3	[N]	Damax	38,8
2.8 Static safety factor	s0	10,61		damin	23,2
2.9 Permissible radial load	Frmax	-	[N]		
2.10 Permissible axial load	Famax	-	[N]		
2.11 Reference speed	nr	20000	[/min]		
2.12 Limiting speed	nmax	20000	[/min]		
2.13 Power loss	NR	0,62	[W]		
2.14 Bearing mass	g	0,069	[kg]		



3.0 Operating parameters, adjusted bearing life

3.1 Kinematic viscosity of the lubricant				3.7 Calculation of the adjusted rating life		
3.2 Rated viscosity	V1	40	[mm ² /s]	3.8 Fatigue load limit	Pu	285 [N]
3.3 Operating viscosity	V	25,0	[mm ² /s]	3.9 Required reliability		90 %
3.4 Viscosity ratio	K	0,63		3.10 Contamination of the lubricant		Typical contamination
3.5 Requisite minimum load				3.11 Factor for contamination level	η	0,3 - 0,1 0,20
3.6 Minimum radial load	Frmin	-	[N]	3.12 Life modification factor	a1/a23	1 0,79
				3.13 Adjusted rating life	Lmh	60594 [h]

Supplements section

4.0 Auxiliary calculations

4.1 Calculation of operating viscosity				4.11 Bearing lubrication		
4.2 Operating temperature	T	70,0	[°C]	4.12 Method of lubrication		Grease lubrication
4.3 Mineral oils				4.13 Power loss	NR	0,42 [W]
4.4 ISO viscosity grade		ISO VG 68	<input checked="" type="checkbox"/>	4.14 Desired oil volume flow	v	- [l/min]
4.5 Reference viscosity	V40	68,0	[mm ² /s]	4.15 Relubrication interval	tf	50000 [h]
4.6 Operating viscosity	V	20,1	[mm ² /s]	4.16 Calculation of permissible speed		
4.7 Other lubricants				4.17 Reference speed	nr	20000 [l/min]
4.8 Temperature		40,0 100,0	[°C]	4.18 Temperature difference	ΔA	50,0 [°C]
4.9 Viscosity		100,0 11,3	[mm ² /s]	4.19 Difference of oil temperature	ΔL	5,0 [°C]
4.10 Operating viscosity	V	27,4	[mm ² /s]	4.20 Oil volume flow	v	0,100 [l/min]
				4.21 Permissible speed	nperm	18527 [l/min]

Se elige rodamientos de bolas 6004 para los extremos del eje.

Como podemos observar se obtuvo el mismo rodamiento tanto en el programa como en el cálculo tradicional indicando que los resultados proporcionados por el programa son confiables.

En la siguiente tabla se describe las fuerzas que actúan en los rodamientos de cada eje y el rodamiento seleccionado.

Tabla 4.2 Selección de cojinetes para cada eje

Denominación	Fuerzas aplicadas		Velocidad angular (rpm)	Diámetro interno (mm)	Núm. cojinete	Carga estática (N)	Carga dinámica (N)
	Fuerza radial (N)	Fuerza axial (N)					
	Eje engrane helicoidal	471.3					
Eje de transmisión	331.5	21.4	20	6004	5000	9300	
Eje banda transportadora	516.3	53	25	6005	5850	10000	
Eje tornillo de potencia	280.8	170.2	25	6005	5850	10000	

Los cojinetes seleccionados tienen un factor de seguridad de 2, el tiempo de vida útil es de 10000 horas, tiene que trabajar máximo a 70 °C, el lubricante es aceite con viscosidad entre 11.3 y 100 (mm²/s). Se sugiere utilizar el aceite ISO VG 68.

4.1.2. DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECCIÓN DE LOS PRODUCTOS, SELLADO Y CODIFICADO

El sistema de sujeción de los productos se realiza mediante bandas y poleas. Las bandas permiten que el producto sea sujetado y pueda trasladarse para que sea sellado y se codificado (el producto pasa entre las bandas).

El sistema de sellado y el de codificado tienen sus propias bandas y poleas, debido a que son de diferente tamaño y de diferente material.

4.1.2.1. Diseño del sistema de sellado

El sistema de sellado está compuesto por poleas, una banda de teflón y mordazas.

El producto es sujetado entre las bandas de teflón y pasa por las mordazas que están calientes (reguladas por un control de temperatura) permitiendo que el envase se funda y se selle, seguido de las mordazas dos rodillos le presionan a la funda y unen las capas del empaque de polipropileno.

CÁLCULO DE LA BANDA DE TEFLÓN

Para encontrar ésta velocidad se considera la reducción de: 3 (poleas), 1.22 (engranes), 1 (engranes), 1.28 (piñones y catalinas)

$$n = 629.5 \quad (\text{rpm}) \quad \text{Velocidad máxima angular en la banda}$$

CÁLCULO DE LA BANDA

$$D1 = 2 \quad (\text{plg}) \quad \text{Diámetro del polea 1}$$

$$D2 = 2 \quad (\text{plg}) \quad \text{Diámetro del polea 2}$$

$$V = \pi D1 \frac{n}{12} = 329.61 \quad (\text{pie/min}) \quad \text{Velocidad tangencial de la banda}$$

$$C = 16.5 \quad (\text{plg}) \quad \text{Distancia entre centros, 1 ra iteración}$$

$$L = 2 \cdot C + 1.57(D2 + D1) + \frac{(D2 - D1)^2}{4C} = 39.28 \quad (\text{plg}) \quad \text{Longitud de paso}$$

Nuevo valor de banda de teflón

$$L = 39.5 \quad (\text{plg}) \quad \text{Longitud de paso (circunferencia interior)}$$

$$B = 4L - 6.28(D2 + D1) = 132.88 \quad \text{Factor}$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D2 - D1)^2}}{16} = 16.61 \quad (\text{plg}) \quad \text{Distancia entre centros}$$

$$\theta_1 = \pi - 2 \cdot \left(\arcsin \left(\frac{D2 - D1}{2C} \right) \right) = 3.14 \quad (\text{rad}) \quad \text{Ángulo de contacto cilindro}$$

$$\theta_{1g} = \theta_1 \cdot \frac{180}{\pi} = 180 (\text{grados})$$

$$\theta_2 = \pi + 2 \cdot \left(\arcsin \left(\frac{D2 - D1}{2C} \right) \right) = 3.14 \quad (\text{rad}) \quad \text{Ángulo de contacto cilindro}$$

$$\theta_{2g} = \theta_2 \cdot \frac{180}{\pi} = 180 \quad (\text{grados})$$

Especificaciones de la banda de teflón

$$\gamma = 0.079 \quad (\text{lb/plg}^3) \quad \text{Peso específico del teflón}$$

$$t = 0.009 \quad (\text{plg}) \quad \text{Espesor de la banda}$$

$$b = 0.59 \quad (\text{plg}) \quad \text{Ancho de la banda}$$

$$w = 12 \cdot \gamma \cdot b \cdot t = 5.03 \times 10^{-3} \quad (\text{lb/pie}) \quad \text{Peso de la banda}$$

$$g = 32.17 \quad (\text{pie/s}^2) \quad \text{Gravedad}$$

CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO

$$K_s = 1.1 \quad \text{Factor de servicio}$$

$$n_d = 1 \quad \text{Factor de seguridad de diseño}$$

$$P_d = P \cdot K_s \cdot n_d = 0.44 \quad (\text{HP}) \quad \text{Potencia de diseño}$$

CÁLCULO DE LAS TENSIONES EN LA BANDA

$$F_c = \frac{w \cdot \frac{V^2}{60}}{g} = 0.28 \quad (\text{lb}) \quad \text{Fuerza centrífuga}$$

$$T = \frac{63025 \cdot P_d}{n} = 44.05 \quad (\text{lb plg}) \quad \text{Torque transmitido}$$

$$F_3 = F_{1a} - F_2$$

$$F_3 = \frac{2 \cdot T}{D_1} = 44.05 \quad (\text{lb}) \quad \text{Fuerza necesaria para transmitir el par de torsión}$$

$$C_p = 0.95 \quad \text{Factor de corrección de banda}$$

$C_v = 1$ Factor de corrección de velocidad

Debido a que la velocidad es menor a 600 ft-min

$F_a = 800$ (lb/ plg) Tensión permitida o recomendada por el fabricante

$F_{1a} = b \cdot F_a \cdot C_p \cdot C_v = 448.4$ (lb) Tensión máxima permisible en la banda

$F_2 = F_{1a} - F_3 = 404.35$ (lb) Tensión en lado flojo

$F_i = \frac{F_{1a} - F_2}{2} = 22.03$ (lb) Tensión inicial

$f = \frac{1}{\theta_1} \cdot \ln\left(\frac{F_{1a} - F_c}{F_2 - F_c}\right) = 0.03$ Fricción

$f_2 = 0.13$ Coeficiente de fricción dinámico de banda (proveedor)

$f < f_2$ no hay deslizamiento

$FS = \frac{P_d}{P \cdot K_s} = 1$ Factor de seguridad

4.1.2.2. Diseño del sistema de codificado

El sistema de codificado se realiza gracias a dos rodillos, uno de tinta y el otro que contiene los caracteres que se imprimirán en la funda. Al acercarse la funda al rodillo de marcado este se acciona y se llena de tinta para imprimir los caracteres en el empaque.

CÁLCULO DE LA BANDA DE CODIFICADO

Para encontrar ésta velocidad se considera la reducción de: 3 (poleas), 1.22 (engranes), 1 (engranes), 1.28 (piñones y catalinas)

$n = 629.5$ (rpm) Velocidad angular en la banda

$D_1 = 2$ (plg) Diámetro del polea 1

$D_2 = 2$ (plg) Diámetro del polea 2

CÁLCULO DE LA BANDA

$V = \pi D_1 \cdot \frac{n}{12} = 329.61$ (pie/min) Velocidad tangencial de la banda

$C = 9$ (plg) Distancia entre centros iteración

$$L = 2 \cdot C + 1.57(D2 + D1) + \frac{(D2 - D1)^2}{4C} = 24.28 \quad (\text{plg}) \quad \text{Longitud de paso}$$

Nuevo valor de banda de poliuretano

$$L = 23.7 \quad (\text{plg}) \quad \text{Longitud de paso (circunferencia interior)}$$

$$B = 4L - 6.28(D2 + D1) = 69.68 \quad \text{Factor}$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D2 - D1)^2}}{16} = 8.71 \quad (\text{plg}) \quad \text{Distancia entre centros}$$

$$\theta_1 = \pi - 2 \cdot \left(\text{asin} \left(\frac{D2 - D1}{2C} \right) \right) = 3.14 \quad (\text{rad}) \quad \text{Ángulo de contacto cilindro}$$

$$\theta_{1g} := \theta_1 \cdot \frac{180}{\pi} = 180 \quad (\text{grados})$$

$$\theta_2 = \pi + 2 \cdot \left(\text{asin} \left(\frac{D2 - D1}{2C} \right) \right) = 3.14 \quad (\text{rad}) \quad \text{Ángulo de contacto cilindro}$$

$$\theta_{2g} = \theta_2 \cdot \frac{180}{\pi} = 180 \quad (\text{grados})$$

Elegimos una banda transportadora de poliuretano

$$\gamma = 0.04 \quad (\text{lb/plg}^3) \quad \text{Peso específico}$$

$$t = 0.1 \quad (\text{plg}) \quad \text{Espesor de la banda}$$

$$b = 0.2 \quad (\text{plg}) \quad \text{Ancho de la banda}$$

$$w = 12 \cdot \gamma \cdot b \cdot t = 9.6 \times 10^{-3} \quad (\text{lb/pie}) \quad \text{Peso de la banda}$$

$$g = 32.17 \quad (\text{pie/s}^2) \quad \text{Gravedad}$$

CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO

$$K_s = 1.1 \quad \text{Factor de servicio}$$

$$n_d = 1 \quad \text{Factor de seguridad de diseño}$$

$$P_d = P \cdot K_s \cdot n_d = 0.44 \quad (\text{HP}) \quad \text{Potencia de diseño}$$

CÁLCULO DE LAS TENSIONES EN LA BANDA

$$F_c = \frac{w \cdot \frac{V^2}{60}}{g} = 0.54 \quad (\text{lb}) \quad \text{Fuerza centrífuga}$$

$$T_w = \frac{63025 \cdot Pd}{n} = 44.05 \quad (\text{lb plg}) \quad \text{Torque transmitido}$$

$$F_3 = F_{1a} - F_2$$

$$F_3 = \frac{2 \cdot T}{D_1} = 44.05 \quad (\text{lb}) \quad \text{Fuerza necesaria para transmitir el par de torsión}$$

$$C_p = 0.95 \quad \text{Factor de corrección de banda}$$

$$C_v = 1 \quad \text{Factor de corrección de velocidad}$$

$$F_a = 900 \quad (\text{lb/ plg}) \quad \text{Tensión permitida o recomendada por el fabricante}$$

$$F_{1a} = b \cdot F_a \cdot C_p \cdot C_v = 171 \quad (\text{lb}) \quad \text{Tensión máxima permisible en la banda}$$

$$F_2 = F_{1a} - F_3 = 126.95 \quad (\text{lb}) \quad \text{Tensión en lado flojo}$$

$$F_i = \frac{F_{1a} - F_2}{2} = 22.03 \quad (\text{lb}) \quad \text{Tensión inicial}$$

$$f = \frac{1}{\theta_1} \cdot \ln \left(\frac{F_{1a} - F_c}{F_2 - F_c} \right) = 0.1 \quad \text{Fricción}$$

$$f_2 = 0.5 \quad \text{Fricción de banda por proveedor}$$

$f < f_2$ no hay deslizamiento

$$F_S = \frac{P_d}{P \cdot K_s} = 1 \quad \text{Factor de seguridad}$$

4.1.3. SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA

La banda transportadora sirve de soporte en la parte inferior de la funda y gira a igual velocidad lineal que las bandas de sujeción de las fundas.

Para la selección de la banda se establece el tamaño de la mesa transportadora y la ubicación de los rodillos de la mesa para determinar las dimensiones de la banda.

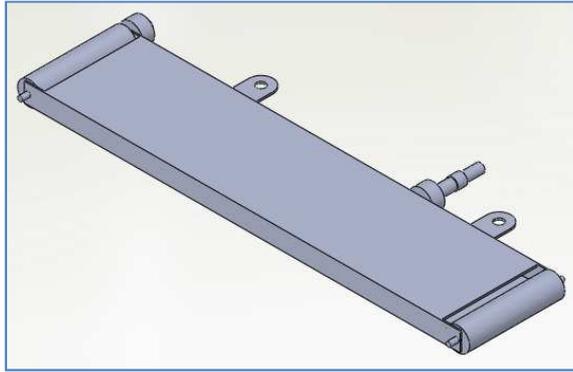


Figura 4.13 Banda transportadora

CALCULO DEL TAMAÑO DE LA BANDA

Para encontrar ésta velocidad se considera la reducción de: 3 (poleas), 1.22 (engranes), 1 (engranes, 1.28 (piñones y catalinas)

$$n = 629.5 \quad (\text{rpm}) \quad \text{Velocidad angular en la banda}$$

SISTEMA REDUCTOR DE VELOCIDAD

$$D1 = 2 \quad (\text{plg}) \quad \text{Diámetro del rodillo 1}$$

$$D2 = 2 \quad (\text{plg}) \quad \text{Diámetro del rodillo 2}$$

CÁLCULO DE LA BANDA

$$V_{\text{mm}} = \pi D1 \cdot \frac{n}{12} = 329.61 \quad (\text{pie/min}) \quad \text{Velocidad tangencial de la banda}$$

$$C_{\text{mm}} = 35.4 \quad (\text{plg})$$

$$L_{\text{mm}} = 2 \cdot C + 1.57(D2 + D1) + \frac{(D2 - D1)^2}{4C} = 77.08(\text{plg}) \quad \text{Longitud de paso}$$

Nuevo valor de banda de PVC-10

$$L_{\text{mm}} = 77 \quad (\text{plg}) \quad \text{Longitud de paso (circunferencia interior)}$$

$$B = 4L - 6.28(D2 + D1) = 282.88 \quad \text{Factor}$$

$$C_{\text{mm}} = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D2 - D1)^2}}{16} = 35.36 \quad (\text{plg}) \quad \text{Distancia entre centros}$$

$$\theta_1 = \pi - 2 \cdot \left(\text{asin} \left(\frac{D2 - D1}{2C} \right) \right) = 3.14 \quad (\text{rad}) \quad \text{Ángulo de contacto cilindro}$$

$$\theta_{1g} = \theta_1 \cdot \frac{180}{\pi} = 180 \quad (\text{grados})$$

$$\theta_2 = \pi + 2 \cdot \left(\arcsin \left(\frac{D_2 - D_1}{2C} \right) \right) = 3.14 \quad (\text{rad}) \quad \text{Ángulo de contacto cilindro}$$

$$\theta_{2g} = \theta_2 \cdot \frac{180}{\pi} = 180 \quad (\text{grados})$$

Elegimos una banda transportadora de PVC-10

$$\gamma = 0.032 \quad (\text{lb/plg}^3) \quad \text{Peso específico}$$

$$t = 0.08 \quad (\text{plg}) \quad \text{Espesor de la banda}$$

$$b = 7.9 \quad (\text{plg}) \quad \text{Ancho de la banda}$$

$$w = 12 \cdot \gamma \cdot b \cdot t = 0.24 \quad (\text{lb/pie}) \quad \text{Peso de la banda}$$

$$g = 32.17 \quad (\text{pie/s}^2) \quad \text{Gravedad}$$

CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO

$$K_s = 1.1 \quad \text{Factor de servicio}$$

$$n_d = 1 \quad \text{Factor de seguridad de diseño}$$

$$P_d = P \cdot K_s \cdot n_d = 0.44 \quad (\text{HP}) \quad \text{Potencia de diseño}$$

CÁLCULO DE LAS TENSIONES EN LA BANDA

$$F_c = \frac{w \cdot \frac{V^2}{60}}{g} = 13.66 \quad (\text{lb}) \quad \text{Fuerza centrífuga}$$

$$T = \frac{63025 \cdot P_d}{n} = 44.05 \quad (\text{lb plg}) \quad \text{Torque transmitido}$$

$$F_3 = F_{1a} - F_2$$

$$F_3 = \frac{2 \cdot T}{D_1} = 44.05 \quad (\text{lb}) \quad \text{Fuerza necesaria para transmitir el par de torsión}$$

$$C_p = 0.95 \quad \text{Factor de corrección de banda}$$

$$C_v = 1 \quad \text{Factor de corrección de velocidad}$$

Debido a que la velocidad es menor a 600 ft-min

$$F_a = 46 \quad (\text{lb/ plg}) \quad \text{Tensión permitida o recomendada por el fabricante}$$

$$F_{1a} = b \cdot F_a \cdot C_p \cdot C_v = 345.23 \quad (\text{lb}) \quad \text{Tensión máxima permisible en la banda}$$

$$F_2 = F_{1a} - F_3 = 301.18 \quad (\text{lb}) \quad \text{Tensión en lado flojo}$$

$$F_i = \frac{F_{1a} - F_2}{2} = 22.03 \quad (\text{lb}) \quad \text{Tensión inicial}$$

$$f = \frac{1}{\theta_1} \cdot \ln \left(\frac{F_{1a} - F_c}{F_2 - F_c} \right) = 0.05 \quad \text{Fricción}$$

$$f = \frac{1}{\theta_1} \cdot \ln\left(\frac{F1a - Fc}{F2 - Fc}\right) = 0.05 \quad \text{Fricción}$$

$$f_2 = 0.35 \quad \text{Fricción de banda por proveedor}$$

$f < f_2$ no hay deslizamiento

$$FS = \frac{Pd}{P \cdot K_s} = 1 \quad \text{Factor de seguridad}$$

CÁLCULO DE PLACA DE SOPORTE DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Las placas sirven de soporte a la banda, dos de ellas son deslizantes en los ejes guías y la otra placa está empernada a la tuerca del tornillo de potencia permitiendo subir y bajar la misma.

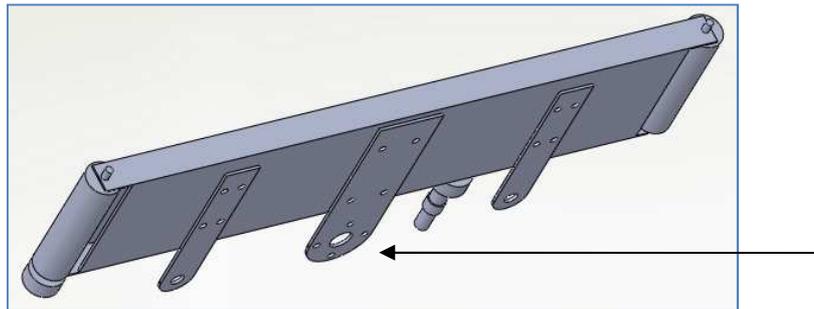


Figura 4.14 Placas de soporte de banda transportadora

$F = 102$ (N) Peso total de la banda transportadora

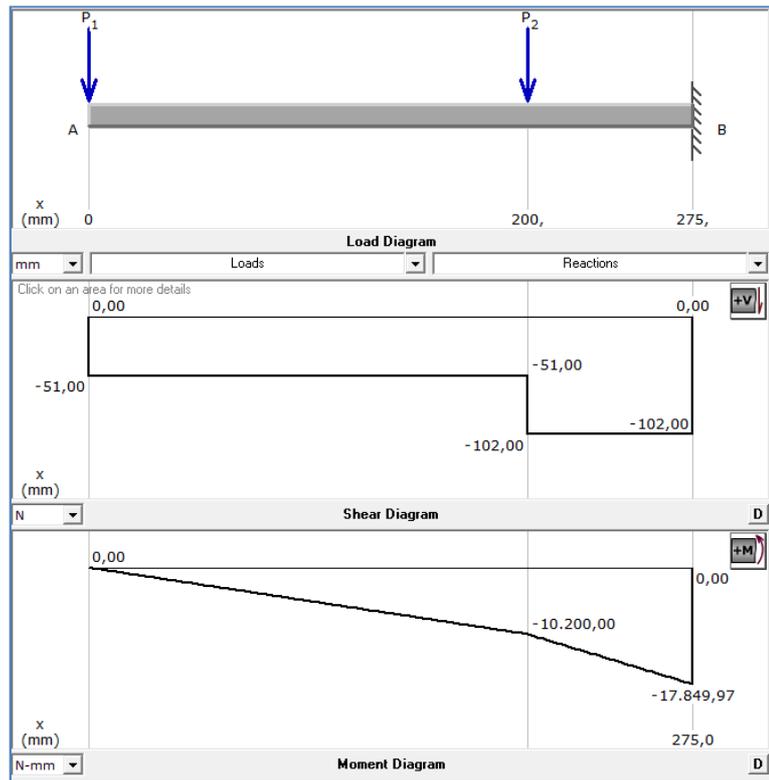
$d = 275$ (mm) Longitud de la placa

Area transversal

$a = 95$ (mm) Base

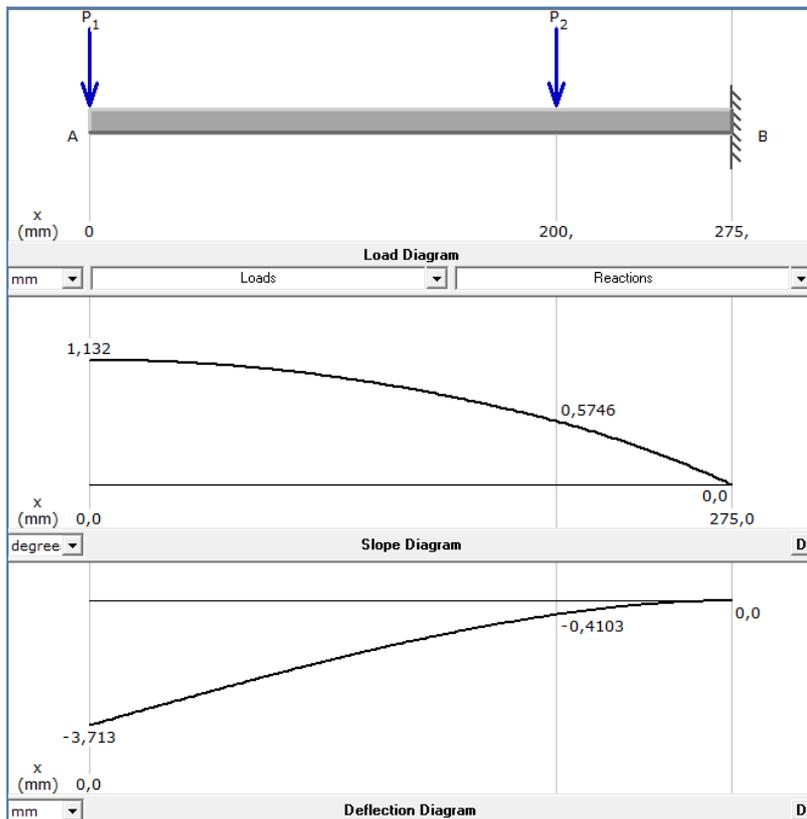
$b = 4$ (mm) Altura

DIAGRAMAS DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTORES



$V_y = 102$ (N) Fuerza cortante máxima
 $M_y = 17849.97$ (Nmm) Momento flector máximo

DIAGRAMA DE DEFLEXIONES



DEFLEXIONES EN GRADOS

$$\theta_{yA} = 1.13 \quad \text{Deflexión en el punto A}$$

$$\theta_{yC} = 0.57 \quad \text{Deflexión en el punto C}$$

$$\theta_{yB} = 0 \quad \text{Deflexión en el punto B}$$

DEFLEXIONES EN MILIMETROS

$$\delta_{yA} = 3.71 \quad \text{Deflexión en el punto A}$$

$$\delta_{yC} = 0.41 \quad \text{Deflexión en el punto C}$$

$$\delta_{yB} = 0 \quad \text{Deflexión en el punto B}$$

Concluimos que la sección transversal de la placa es la adecuada ya que la deflexión en el extremo que esta en voladizo es menor a 4 mm que es un valor impuesto.

CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD

Material: Acero A36 HR

$$S_y = 207 \quad (\text{MPa}) \quad \text{Resistencia a la fluencia}$$

Analizando en el extremo superior de la viga

$$I = \frac{a \cdot b^3}{12} = 506.67 \quad (\text{mm}^4) \quad \text{Inercia}$$

$$y = 2 \quad (\text{mm}) \quad \text{Distancia del eje neutro a la fibra mas exterior}$$

$$\tau_V = \frac{V_y Q}{I \cdot t} = 0 \quad \text{Esfuerzo por cortante} \quad \text{Debido a que } Q=0 \text{ por el } A_p=0$$

$$\sigma = \frac{M_y \cdot y}{I} = 70.46 \quad (\text{MPa}) \quad \text{Esfuerzo a flexión}$$

Utilizando la teoría del esfuerzo cortante máximo

$$n = \frac{0.5 \cdot S_y}{\sigma} = 1.47 \quad \text{Factor de seguridad}$$

El factor de seguridad es mayor de 1 por lo que el dimensionamiento de la placa es el adecuado para la aplicación

4.1.4. DISEÑO DEL BASTIDOR

El bastidor es la estructura que soporta todos los componentes de la máquina y ha sido diseñado de acuerdo a la ubicación de los diferentes sistemas.

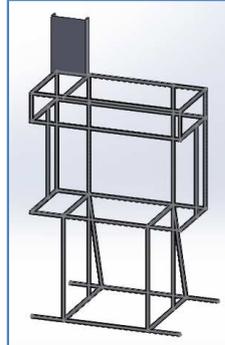


Figura 4.15 Bastidor de la máquina

La estructura soporta distintos elementos y está dividida en tres niveles que son:

- Placa base: Está ubicada en la parte inferior del bastidor y soporta la mayoría de carga.
- Placa sellado: Está ubicada en la parte media del bastidor, soportando los sistemas de codificado y sellado.
- Placa superior: Se encuentra en la parte superior del bastidor y aloja los ejes de transmisión.

A continuación se detalla el peso de cada elemento de la máquina que nos servirá para determinar las cargas que soportan las placas del bastidor.

Tabla 4.3 Peso de los elementos de la máquina

Elemento	(Kg)
Eje tornillo de potencia	4,4
Eje banda transportadora	4,4
Eje de transmisión	1,2
Eje helicoidal	0,55
Eje cambio de giro 1	0,84
Eje cambio de giro 2	0,84
Eje polea de transmisión 1	0,4
Eje polea de transmisión 2	0,4
Tuerca tornillo de potencia	1,1
Placa soporte tornillo	1

Tabla 4.3 Peso de los elementos de la máquina (continuación)

Elemento	(Kg)
Engranaje helicoidal deslizante	0,55
Engranaje helicoidal fijo	0,55
Engranaje recto deslizante eje transmisión	0,39
Engranaje recto tornillo y banda	0,46
Mordazas de sellado	1
Polea motriz	0,8
Polea conducida	0,6
Soporte mordazas	0,12
Guías	2
Placa regulación sellado	0,25
Placa guía	0,5
Placa base	11,86
Placa sellado	3,5
Placa superior	6
Rodamiento c/u	0,5
Polea mayor	2
Motor	4,7
Mesa banda	10,4
Rodillo Codificado	0,5
Polea de transmisión	0,5
Rodillo de sellado	0,5
Piñón z14	0,6
Piñón z18	0,8
Botonería	2,1

A continuación se detalla los elementos y los pesos de las placas del bastidor.

Tabla 4.4 Pesos que soporta la placa base

Elemento	Peso	Cant.	Peso total
	(Kg)		(Kg)
Eje tornillo de potencia	4,4	1	4,4
Tuerca tornillo de potencia	1,1	1	1,1
Placa soporte tornillo	1	1	1
Engranaje recto tornillo y banda	0,46	2	0,92
Rodamiento	0,5	2	1
Mesa banda	10,4	1	10,4
Eje banda transportadora	4,4	1	4,4
Engranaje helicoidal deslizante	0,55	2	1,1
Guías	2	2	4
Placa guía	0,5	2	1
Total			29,32

La placa base soporta una carga distribuida de 29,32 (Kg) = 287,3 (N)

Tabla 4.5 Pesos en la placa sellado

Elemento	Peso	Cant.	Peso total
	(Kg)		(Kg)
Eje cambio de giro 1	0,84	1	0,84
Eje cambio de giro 2	0,84	1	0,84
Eje polea de transmisión 1	0,4	1	0,4
Eje polea de transmisión 2	0,4	1	0,4
Mordazas de sellado	1	2	2
Polea motriz	0,8	2	1,6
Polea conducida	0,6	4	2,4
Soporte mordazas	0,12	2	0,24
Rodamientos	0,5	5	2,5
Engranaje recto tornillo y banda	0,46	2	0,92
Rodillo Codificado	0,5	2	1
Rodillo de sellado	0,5	2	1
Eje de transmisión	1,2	1	1,2
Piñón z14	0,6	2	1,2
Piñón z18	0,8	2	1,6
Total			18,14

La placa sellado resiste una carga distribuida de 18,14 (Kg) = 177,77 (N)

Tabla 4.6 Pesos en la placa superior

Elemento	Peso	Cant.	Peso total
	(Kg)		(Kg)
Botonería	2,1	1	2,1
Polea mayor	2	1	2
Rodamientos	0,5	7	3,5
Total			7,6

La placa superior soporta un peso distribuido de 7,6 (Kg) = 74,48 (N)

En la estructura se utiliza un tubo estructural cuadrado de 20x20x1.5 (mm), fabricado bajo la norma ASTM A-500.

Para verificar que los elementos que conforman el bastidor soporten las cargas a las que están sujetas se realizará la simulación en el programa ANSYS y SAP, los cuales nos permite verificar que la estructura esté bien diseñada.

ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA EN ANSYS

La estructura es analizada estáticamente y no será necesario el análisis dinámico debido a que no tiene cargas grandes que varían con el tiempo.

Para el análisis en el programa ANSYS se ingresan los siguientes parámetros:

- Apoyos.- Se considera que la máquina está anclada en el suelo en sus patas y no permite movimiento en ninguno de los tres ejes (x, y, z).
- Cargas.- Se ingresa los pesos que soportan cada placa de la máquina, detalladas en las tablas 4.2, 4.3 y 4.4.
- Material.- El material ingresado es acero fabricado bajo la norma ASTM A500.

Al realizar el análisis de la estructura el programa indica las diferentes deformaciones que tiene la estructura por medio de colores con su valor en milímetros.

A continuación se presenta las deformaciones de la estructura en los ejes x, y z.

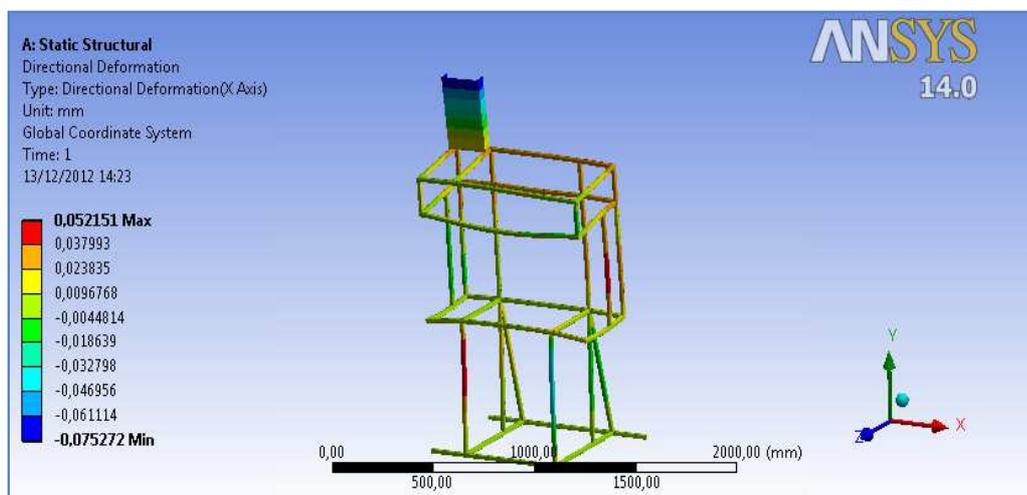


Figura 4.16 Deformación de la estructura eje x

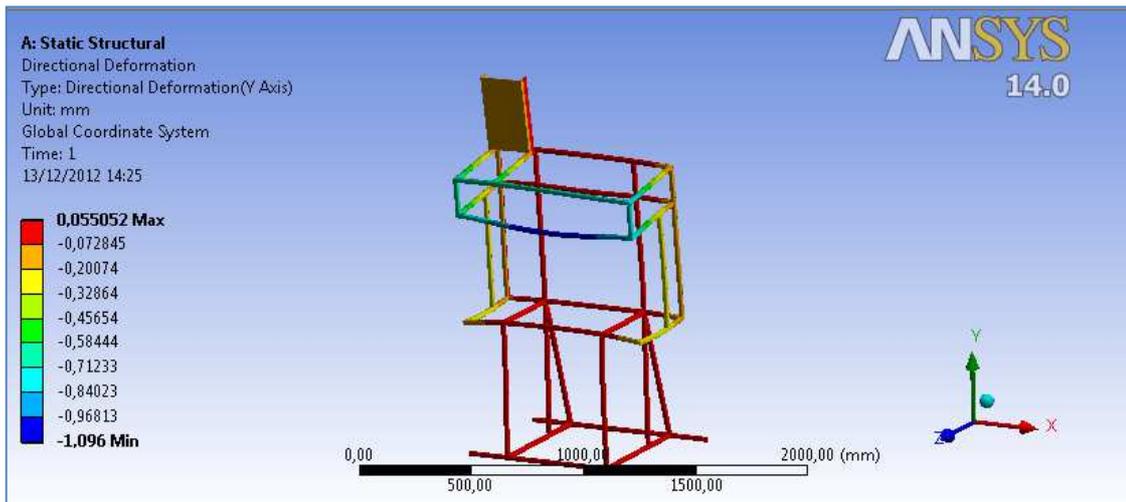


Figura 4.17 Deformación en el eje Y

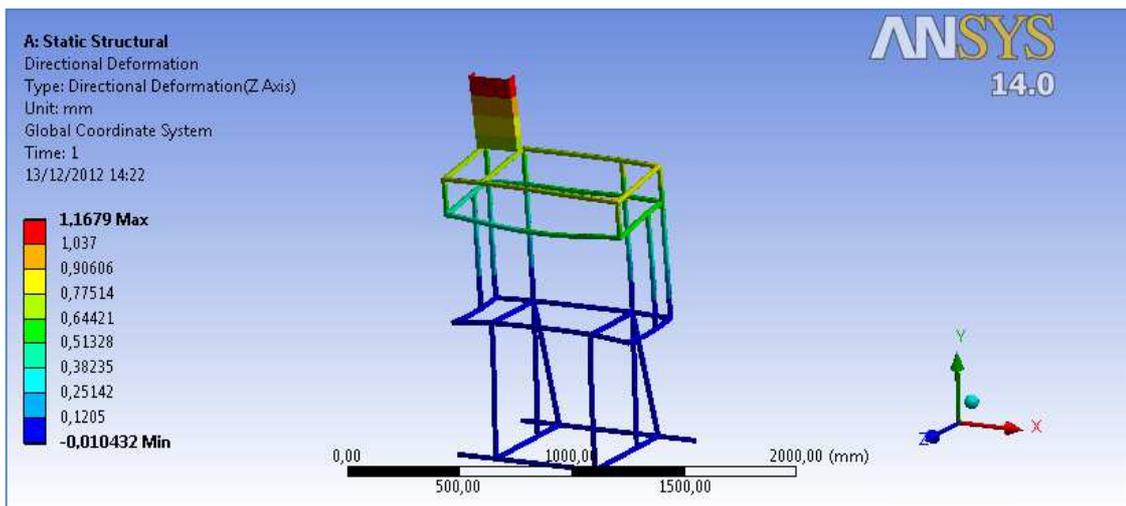


Figura 4.18 Deformación en el eje Z

Observamos que la estructura en el eje “y” se deforma en casi todos los elementos y su valor máximo es de 1 (mm), la deformación máxima en la estructura está en el eje “z” con 1,17 (mm) en los elementos de color rojo.

Para que la estructura cumpla con la función determinada, se establece un límite de desplazamiento máximo de 3 (mm). Al comparar el valor establecido con los encontrados en el programa se determina que la estructura cumple y se deduce que está bien diseñada.

En la siguiente figura se puede observar el factor de seguridad de los elementos de la estructura donde el valor máximo es de 15 y el mínimo de 0.7.

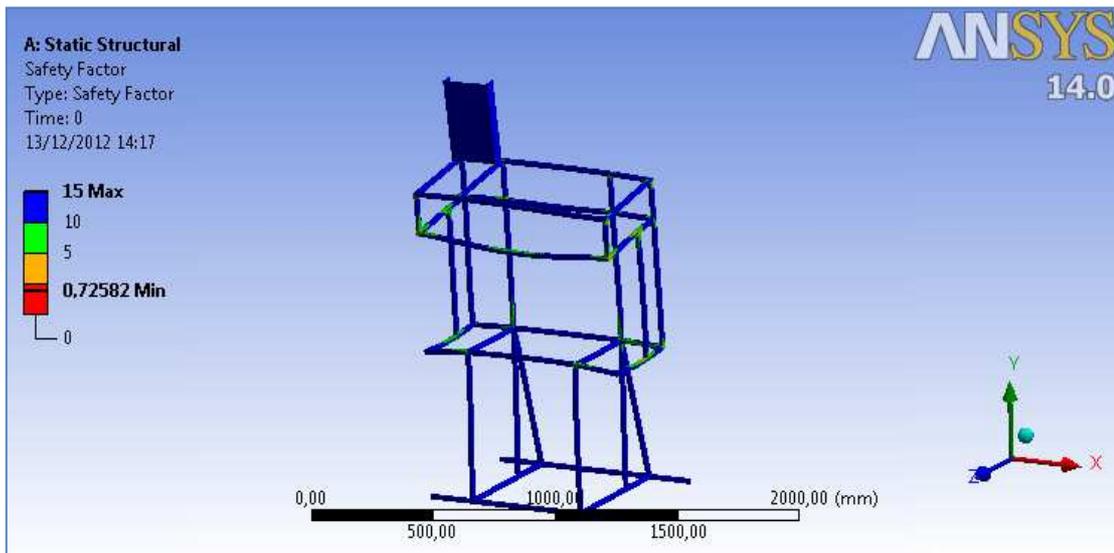


Figura 4.19 Factores de seguridad de la estructura

Podemos observar que la estructura tiene un factor de seguridad de 10 en la mayoría de sus elementos y en algunas secciones su valor es de 5 por lo que podemos concluir que la estructura no falla.

ANÁLISIS EN EL PROGRAMA SAP

El programa SAP nos ayudará a determinar otros parámetros como la deformación total, porcentaje al que está trabajando cada elemento de la estructura, etc.

Los parámetros que se ingresan en el programa son:

- Sección transversal de los elementos: Tubo cuadrado de 20x20x1.5 mm.
- Material: Acero estructural ASTM A500.
- Apoyos: Los apoyos se encuentran ubicados en las patas de la estructura y no permiten el movimiento en los ejes “x”, “y” y “z”.
- Cargas: Están determinadas en las tablas 4.2, 4.3 y 4.4.

En la siguiente figura se presenta por medio de colores el porcentaje al que está cargado cada elemento de la estructura.

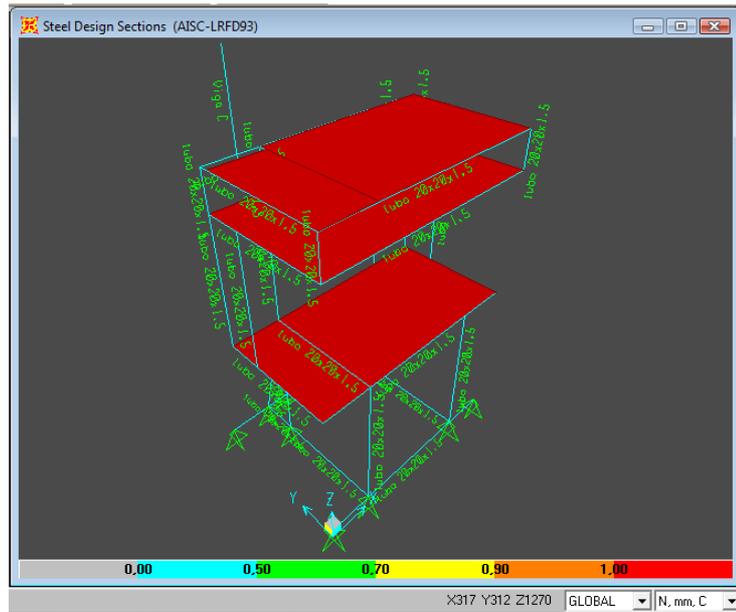


Figura 4.20 Porcentaje de carga en los elementos

Se observa que todos los elementos están trabajando al 50%, lo que nos indica que la estructura está bien diseñada. Un elemento no debe estar cargado más del 70% debido a que se toma el porcentaje restante como factor de seguridad.

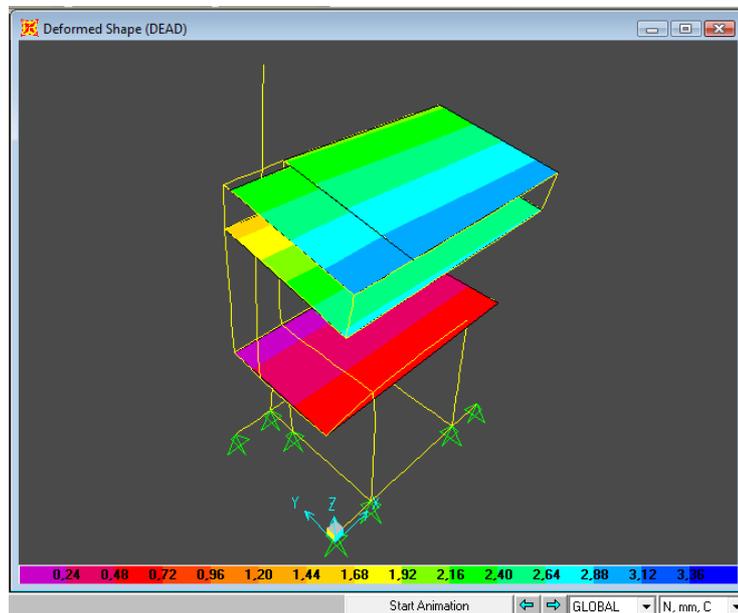


Figura 4.21 Deformación total

En la anterior figura se determina la máxima deformación que es de 1,92 (mm) en los elementos estructurales y 2,88 (mm) en las planchas por lo que es aceptable.

De acuerdo a los valores obtenidos en los análisis podemos concluir que la estructura soporta adecuadamente las cargas a las que se encuentra sometida, haciéndola idónea.

4.2. SISTEMAS ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS

Los sistemas eléctrico y electrónico de la máquina son los encargados de transformar la energía eléctrica en mecánica y del control de las partes mecánicas para su correcto funcionamiento.

4.2.1. SISTEMA MOTOR PRINCIPAL

El motor principal es el encargado de transmitir el movimiento al eje de la banda transportadora o al eje del tornillo de potencia. El control del motor se realiza con un variador de frecuencia, así el operario puede mover la mesa de la banda transportadora hacia arriba o abajo (ajuste de la altura de la mesa para el tamaño de la funda) o el movimiento de las bandas de sellado.

4.2.1.1. Selección del motor eléctrico

En el punto 4.1.1.2 se realizó el cálculo para determinar la potencia y las revoluciones del motor.

Una vez analizados los motores que se encuentran en el mercado y los requerimientos de la empresa se seleccionó un motor con las siguientes características:

- Motor tipo jaula de ardilla.
- Número de polos: 4
- Potencia del motor ½ HP.
- Velocidad del motor 1800 rpm.
- Corriente alterna. Trifásico.
- Voltaje de trabajo 220 voltios.
- Frecuencia: 60 Hz.
- Temperatura ambiente: -15⁰C a 40⁰C
- Amperaje: 1.9 Amperios

El motor consumirá poca energía, ya que trabaja a 220 voltios, permitiendo que la intensidad de corriente sea menor en los conductores.

4.2.1.1. Control del motor

La velocidad del motor se controla con un variador de frecuencia, que es un sistema que controla la velocidad rotacional del motor variando la frecuencia de entrada del motor y proporcionándole al motor un arranque más suave.

Para determinar la velocidad a la que gira un motor que está controlado con un variador de frecuencia se utiliza la siguiente fórmula:

$$RPM = \frac{120 \times f}{p} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Donde:

f = Frecuencia de entrada al motor (Hz).

p = Número de polos del estator del motor.

VARIADOR DE FRECUENCIA

El variador de frecuencia es un sistema que consiste en un motor, un controlador y una interfaz operadora.

El control de la frecuencia se realiza por medio de elementos electrónicos de estado sólido como son diodos, diodos rectificadores controlados.

El variador cumple la función de transformar la corriente AC en DC usando un puente rectificador, luego el sistema obtiene una señal cuasi sinusoidal con la ayuda de un circuito inversor conmutado, de esta manera es más fácil controlar la frecuencia de entrada.

El variador que se seleccionó tiene las siguientes características:

- Voltaje 220 V monofásico.
- Salida trifásico.
- Amperaje de salida 4.7 A.
- Potencia de trabajo del motor 0.75 KW. La potencia de trabajo debe ser mayor a la potencia del motor debido a que se considera un rango de seguridad.
- Rango de frecuencia 0 – 500 Hz.
- Resolución de la frecuencia 0.01 Hz.

- Temperatura ambiental de trabajo -20°C a 60°C .

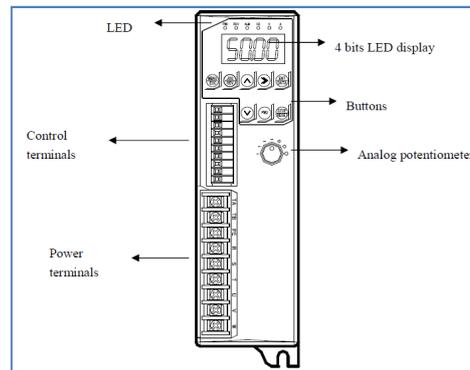


Figura 4.22 Variador de frecuencia

El variador de frecuencia seleccionado tiene un display de 4 caracteres en el que podemos observar la frecuencia a la que está trabajando el sistema, el potenciómetro nos permite regular la frecuencia de forma manual.

Los botones adicionales sirven para el arranque del motor, reversa, pulsos lo que nos facilita a controlar la rotación de los ejes de la máquina.

El diagrama eléctrico del sistema del motor principal se encuentra especificado en el ANEXO C.

4.2.2. SISTEMA DE SELLADO

El sistema de sellado comprende las mordazas de calentamiento, la resistencia eléctrica y el control de temperatura.

4.2.2.1. Resistencia eléctrica

La resistencia eléctrica está ubicada en el interior de las mordazas de calentamiento, permitiendo transferir calor por conducción a los bloques de bronce (mordazas) y posteriormente a la funda.

La resistencia que se adecuada para el sistema de sellado es la de tipo cartucho de alta densidad, la cual es de forma cilíndrica y su conexión es por un extremo.

Este tipo de resistencia tiene larga vida y evita la oxidación del hilo calefactor incluso a altas temperaturas. Además concentra potencias elevadas en espacios reducidos.

Se eligió las resistencias para el sellado de:

- Diámetro: 10 mm
- Longitud: 100 mm
- Potencia: 200 W
- Voltaje: 220 V

Para el calentamiento del rodillo de codificado se eligió resistencias:

- Diámetro: 10 mm
- Longitud: 20 mm
- Potencia: 40 W
- Voltaje: 110 V

4.2.2.2. Controlador de temperatura

El control de temperatura para el calentamiento del rodillo de codificado se realiza analógicamente y su ajuste de temperatura es por perilla (termostato).

Características

- Fuente de energía: 100-240 V. AC. 60 Hz
- Rango de temperatura: 0-120 °C
- Control ON-OFF.

La temperatura establecida en el termostato sirve de referencia para que éste permita el paso de corriente o no. Si el bulbo detecta que la temperatura de las mordazas ya llegó a la establecida con la perilla, se corta el paso de corriente y si la temperatura es inferior pasa corriente. De ésta manera se mantiene la temperatura seleccionada con la perilla y por eso se llama control ON-OFF.

El control de temperatura de las resistencias del sellado se realiza por medio de un control de temperatura digital TC4S en el cual se establecen parámetros como: Temperatura máxima, mínima, tipo de control (ON-OFF, PID), control a la salida por relé o SSR, histéresis. El sensor que emite la señal hacia el control de temperatura es un PT100 el cual consiste en un alambre de platino que a 0°C tiene 100 Ohms y que al aumentar aumenta la resistencia eléctrica

permitiendo que funcione el control, su precisión es de una décima de grado lo que permite una respuesta rápida.

El control se programó para que funcione como ON-OFF y el control de salida sea por relé.

Además se conectó un Dimmer en serie con el control para que se regule de mejor manera el paso de corriente, debido a que la potencia de las resistencias es de 220 W y la energía que almacenan es grande.

El control de temperatura TC4S de características:

- Alimentación: 100–240 VAC 50-60 Hz
- Dígitos: 4
- Tipo de display: LED
- Sensor: Multisensor
- Salida: Relay + SSR (Relé de estado sólido)
- Método de control: ON-OFF, P, PI, PD, PID.

Característica del PT100

- Rango de Temperatura: -200 °C a 260 °C
- Cable de conexión tipo PFA (perfluoroalcóxido) usado en instrumentación.
- Dimensiones: Diámetro 6mm, Longitud 100 mm

Los diagramas eléctricos del sistema de sellado se detallan en el ANEXO C.

4.2.3. SISTEMA DE CODIFICADO

El sistema de codificado está compuesto por un motor que gira e imprime el código en la funda, un sensor que detecta la funda y un microcontrolador que controla el movimiento del motor.

4.2.3.1. Motor de codificado

El motor de codificado es un motor a pasos que convierte los impulsos eléctricos en pequeños desplazamientos angulares (grados), manteniendo la posición cuando no gira, su paso puede ser de 1.8° a 90°.

Estos motores tienen un rotor con imanes permanentes y bobinas en su estator que permite generar altos torques para su tamaño.

4.2.3.2. Control del motor

Para el control del motor del codificado utilizamos un microcontrolador, el cual recibe la señal del sensor de distancia convirtiéndola en 8 bits para ser comparado en un rango que detecte el sensor establecido en la programación. La señal digital que emite el microcontrolador es enviada a un elemento ULN2803 (matriz de transistores) que es el encargado de enviar una secuencia de pulsos a las bobinas del motor para generar el movimiento rotacional en grados.

El microcontrolador se programa para gire el motor el momento que pase la funda y regrese a la posición de origen para que esté listo cuando detecte el paso de la otra funda.

La secuencia que se utiliza para el movimiento del motor es la secuencia normal que avanza un paso por vez, además se obtiene un alto torque de paso y de retención debido a que siempre están dos bobinas activadas.

PASO	Bobina A	Bobina B	Bobina C	Bobina D	
1	ON	ON	OFF	OFF	
2	OFF	ON	ON	OFF	
3	OFF	OFF	ON	ON	
4	ON	OFF	OFF	ON	

Figura 4.23 Secuencia normal de motor a pasos

Las características del sensor son las siguientes:

- Voltaje entrada 5 V

- Voltaje de salida 0,3 V
- Temperatura de operación -10°C a 60°C
- Alcance 10-80 cm

Características del ULN 2803

- Voltaje de salida hasta 50 V.
- Voltaje de alimentación hasta 30 V.
- Rango de temperatura de trabajo 0°C a 70 °C.

El diagrama eléctrico del sistema de codificado se presenta a detalle en el ANEXO C.

4.3. SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS

SolidWorks es un programa CAD (asistido por computadora) que nos ayuda en el diseño y modelado mecánico de los elementos de un sistema.

Este programa permite al diseñador plasmar sus ideas en productos reales y someterlos a condiciones del mundo real. Ofreciendo productos de mejor calidad, garantizando la fabricación y reduciendo costos en la fabricación de prototipos.

Las facilidades del programa son:

- Crear piezas en 3D de planos en 2D.
- Cambiar el diseño de las piezas solo editando el croquis creado anteriormente.
- Presentar las piezas creadas en planos 2D o seccionadas.
- Optimizar de las piezas y moldes, optimización de costes de materiales.
- Simulación de los elementos y fluidos.
- Simulación de diseños eléctricos.

4.3.1. SIMULACIÓN DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS

Los sistemas que se simularán en el programa SolidWorks son:

- Sistema de transmisión y regulación para el tamaño de los productos. El cual involucra el movimiento del tornillo de potencia (regulación de la mesa transportadora para el tamaño de los productos), eje de la banda transportadora, eje de transmisión, eje helicoidal, ejes de cambio de giro y ejes de poleas de transmisión.

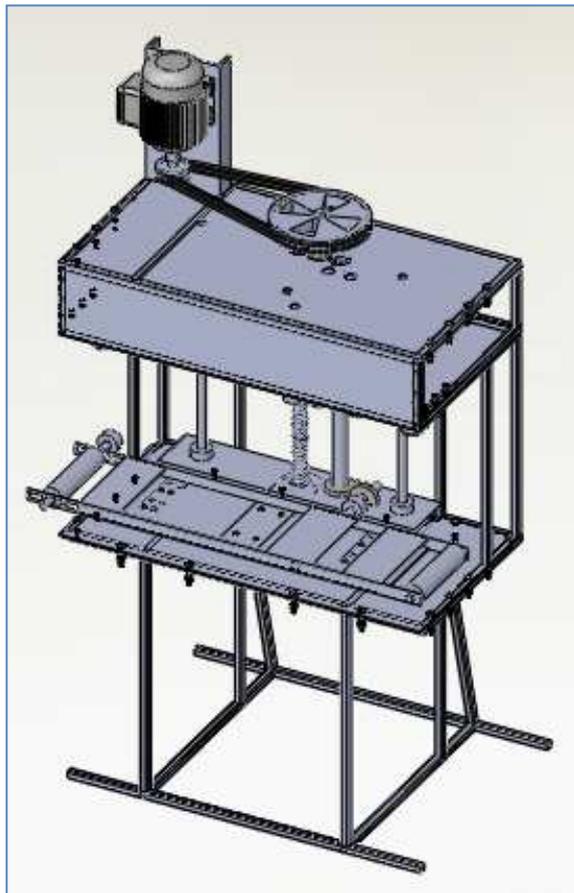


Figura 4.24 Máquina selladora y codificadora – Sistema de transmisión

- Sistema de sujeción, sellado y codificado de los productos. Ésta simulación permite observar como es el ingreso de la funda para que sea sellada y codificada.

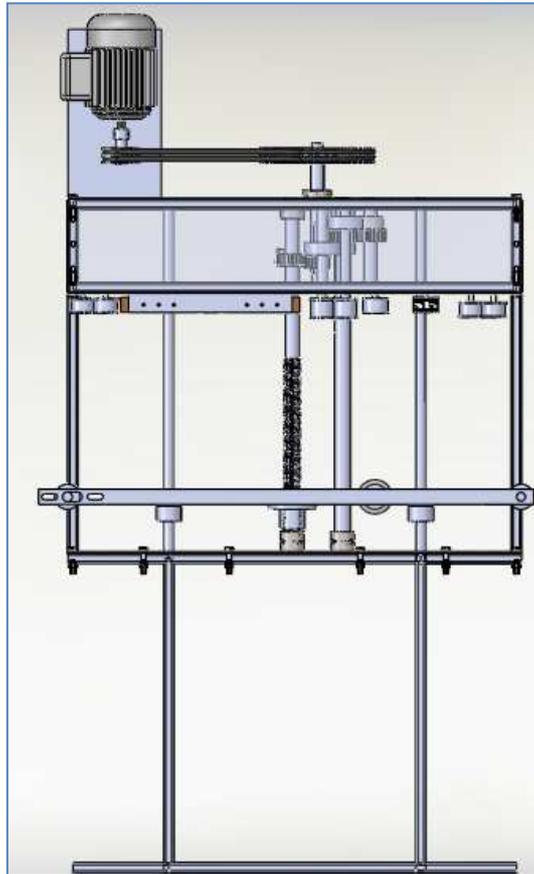


Figura 4.25 Máquina selladora y codificadora - Sistema de sujeción, sellado y codificado

La simulación de los sistemas se presenta en digital.

CAPÍTULO 5

5. SIMULACIÓN EN EL PROGRAMA ANSYS

ANSYS es un programa que utiliza elementos finitos y dinámica de fluido computacional para predecir el comportamiento de un producto en un entorno real.

ANSYS está dividido en módulos que se encargan de analizar diferentes fenómenos físicos por ejemplo: el procesador de elementos finitos se utiliza para resolver problemas mecánicos (estructuras dinámicas o estáticas, análisis de transferencia de calor y dinámica fluido, acústica y electromagnetismo), problemas eléctricos y de civil.

Los programas que ofrece ANSYS son:

- ANSYS: Análisis estructural, transferencia de calor, dinámica de fluidos, electromagnética, campos acoplados.
- ANSYS Workbench: Análisis estructural, térmico, de fluidos, electromagnético.
- ANSYS CFX: Procesos con fluidos, flujos, transferencias de calor o reacciones químicas en CFD.
- Soluciones ANSYS AUTODYN: Software explícito para análisis de cargas extremas de corta duración.
- Soluciones ANSYS de mallado: ANSYS ICEM CFD/Al*Environment es una herramienta para el pre-proceso y post-proceso
- CivilFEM con ANSYS: Análisis estructural y aplicaciones de Ingeniería civil.

El programa que se utilizará para simular el sistema de sellado de la máquina es el ANSYS Workbench.

5.1. SIMULACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR ENTRE LAS MORDAZAS Y LA FUNDA DE POLIPROPILENO

Para la simulación de transferencia de calor se establece en el programa que existe transferencia de calor por conducción entre las mordazas y la resistencia. Además hay pérdidas de calor por convección debido al aire que circula por las mordazas.

Todo el proceso se realiza en un estado térmico estable.

Parámetros para la simulación:

- Temperatura ambiental: 20⁰C
- Potencia de resistencia: 220 W cada una
- Espesor de la funda: 40 μ cada película
- Material de la funda: Polipropileno

Densidad	9,5e-007 (kg mm ⁻³)
Coefficiente de expansión térmica	2,3e-004 (C ⁻¹)
Calor específico	2,96e+005 (mJ kg ⁻¹ C ⁻¹)
Conductividad térmica	2,8e-004 (W mm ⁻¹ C ⁻¹)

Fuente: ANSYS

NOTA: Al asignar el material en el programa se definen las propiedades.

- Temperatura de trabajo del polipropileno: 140⁰C
- Material de las mordazas: Bronce dulce

Conductividad térmica	6,4e-002 (W mm ⁻¹ C ⁻¹)
Densidad	8,89e-006 (kg mm ⁻³)
Calor específico	4,2e+005 (mJ kg ⁻¹ C ⁻¹)

Fuente: ANSYS

- Separación entre mordaza y plástico: 0.5 mm
- Convección del aire: ANSYS tiene una base de datos que permite seleccionar los casos de convección por aire (placa vertical, horizontal, simplificada, etc.) para nuestro caso se utiliza una placa vertical.

En la siguiente figura se presenta la disposición de los elementos que intervienen en la transferencia de calor.

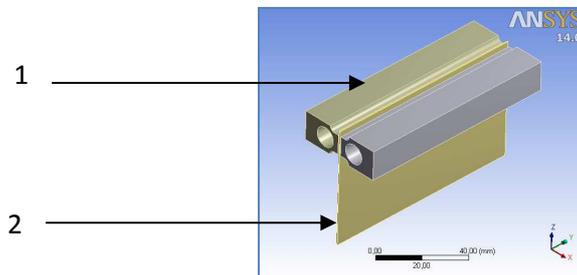


Figura 5.1 Elementos para la simulación

- 1.- Mordazas
- 2.- Funda de polipropileno

Resultados obtenidos de la simulación:

En los siguientes gráficos se observa la temperatura que alcanzan las mordazas y el plástico.

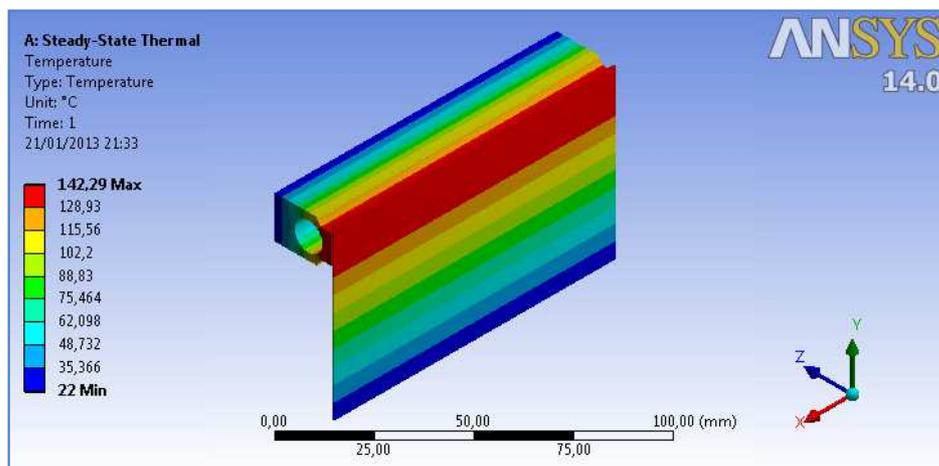
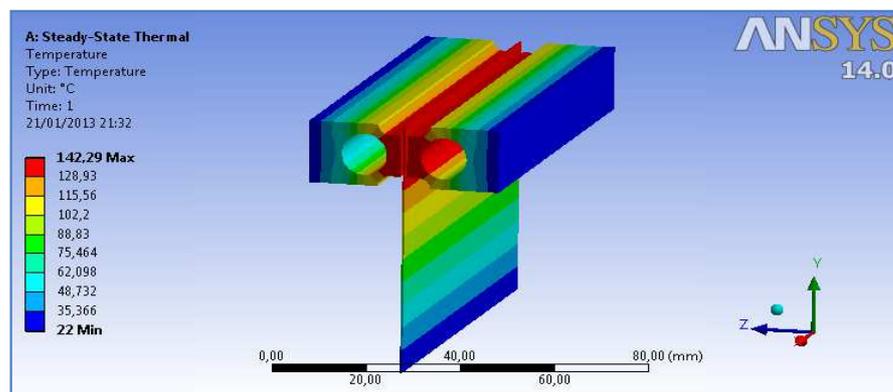


Figura 5.2 Transferencia de calor de las mordazas hacia la funda

Debido a la forma de las mordazas la transferencia de calor se realiza directamente a la funda de polipropileno llegando a una temperatura de 140 °C que es la apropiada para que se selle de manera uniforme y no tenga quemaduras. Podemos observar que la temperatura en la funda va disminuyendo mientras se va alejando de la cara de las mordazas llegando a la temperatura de 22°C.

A continuación se muestra como se propaga el flujo de calor desde el interior de las mordazas hasta el empaque. La unidad del flujo de calor es W/mm².

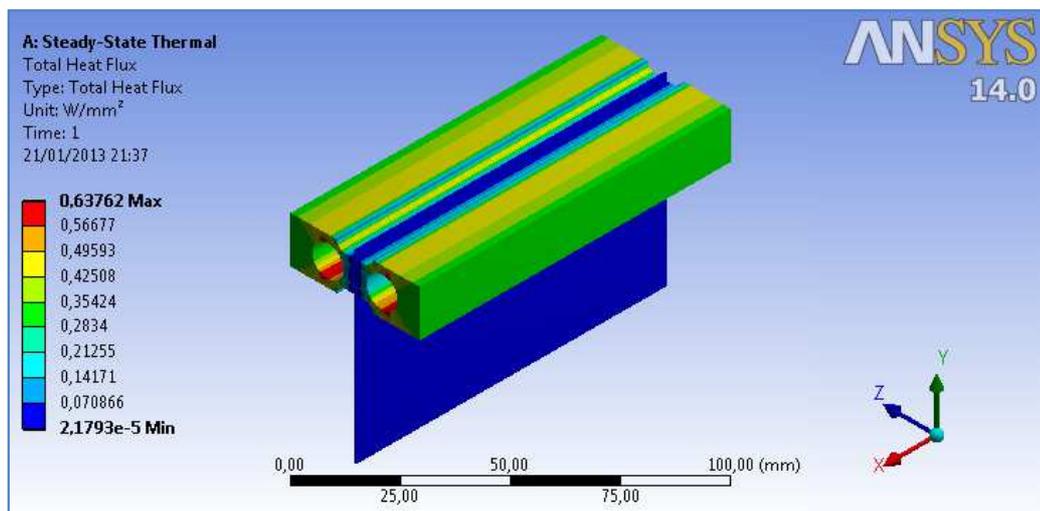


Figura 5.3 Flujo total de calor entre mordazas y la funda

Podemos observar la transferencia de flujo de calor desde las resistencias que se encuentran en la parte interna de las mordazas hacia las partes externas de las mismas y posteriormente este flujo se transfiere a la funda de polipropileno. El flujo de calor que llega a las caras que están en contacto con la funda está entre 0.07 y 0.63 (W/mm²).

5.2. SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE SELLADO VARIANDO LA VELOCIDAD DE DESPLAZAMIENTO DE LA FUNDA

Para obtener la velocidad a la cual la funda debe desplazarse en el sistema de sellado y codificado se lo debe realizar de la siguiente manera:

Primero se define las características del plástico que ya se han mencionado en los capítulos anteriores, después vamos a obtener el tiempo en el cual el plástico llega a la temperatura de operación que es 140°C , para esto utilizaremos el programa ansys workbench el cual simulara el ambiente que la máquina le ofrece al plástico para su calentamiento.

Para el programa ansys workbench vamos a necesitar los siguientes parámetros:

- Temperatura ambiente : 22°C
- Potencia de las resistencias en las mordazas: 220 W
- Tiempo de simulación: 10 s
- Perdida por convección a condiciones normales $h= 2,67e^{-006}$ (w/mm 2 *C)

Con estos parámetros procedemos a la simulación en ANSYS, para el cual vamos a realizar un análisis térmico transitorio y como resultados vamos a obtener el flujo de calor y el tiempo al que alcanza la temperatura de operación el polipropileno biorientado.

Los siguientes gráficos y tablas nos muestran los resultados dados por el programa ANSYS:

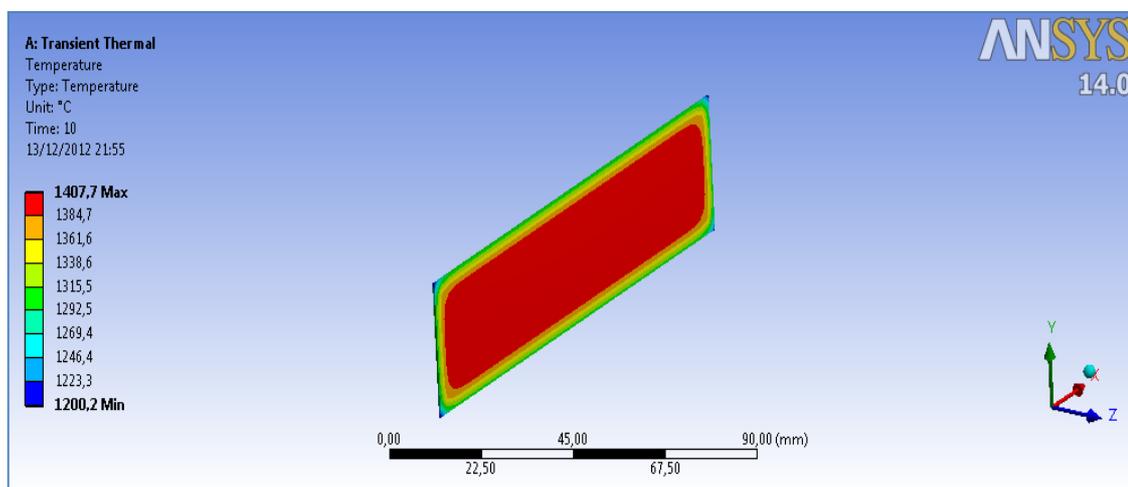


Figura 5.4 Análisis térmico transitorio

El grafico anterior nos muestra como el calor dado por las mordazas calienta un pedazo de plástico de polipropileno biorientado el cual nos servirá como indicio para el cálculo de la velocidad.

TABLE 15
Model (A4) > Transient Thermal (A5) > Solution (A6) > Temperature

Time [s]	Minimum [°C]	Maximum [°C]
0,1	45,032	52,846
0,2	70,445	78,746
0,5	146,27	155,85
1,4	367,39	386,94
2,4	602,3	643,77
3,4	827,84	900,6
4,4	1045,3	1157,4
5,4	1255,	1414,3
6,4	1458,1	1671,1
7,4	1655,	1927,9
8,4	1846,3	2184,7
9,4	2032,1	2441,4
10,	2141,4	2595,5

Figura 5.5 Datos del programa ANSYS de la variación de temperatura vs el tiempo

Con la siguiente tabla de datos obtenidos en el programa ANSYS procedemos a sacar la línea de tendencia y la ecuación con ayuda del programa Excel, obteniendo como resultado el siguiente grafico:

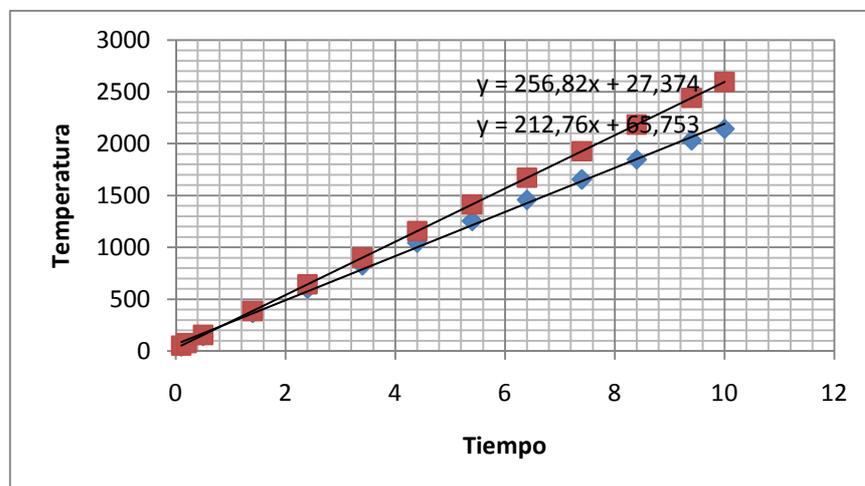


Figura 5.6 Ecuación y línea de tendencia de temperatura y el tiempo

Para saber el tiempo exacto en el cual la funda alcanza la temperatura de operación utilizamos la ecuación del grafico anterior:

$$T = 256,82t + 27,374$$

Calculamos el tiempo para la temperatura de operación sea de 140°C que es de 0,438 (s), con este tiempo y la distancia de la mordaza podemos sacar la velocidad, sabiendo que la distancia que recorre la funda por la mordaza es de 100 (mm), por tanto la velocidad que debe desplazarse la funda es de 0,228 (m/s).

5.3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS Y APLICACIÓN EN LA MÁQUINA

El análisis en el programa workbench nos facilito con datos esenciales para el funcionamiento correcto de la máquina y evitar varios posibles errores de calibración y de funcionamiento.

El primer resultado de este estudio es la transferencia que existe entre las mordazas y la funda, lo cual nos da como resultado un flujo de calor entre los dos elementos entre 0.07 y 0.63 (W/mm²) lo que nos da a concluir que la rata de transferencia de calor es casi directa, en otras palabras la transferencia es directa entre el plástico y las mordazas.

El segundo valor fundamental que nos muestra este estudio es la velocidad a la cual debe desplazarse la funda que es de 0,22 (m/s) esto nos ayuda a calibrar el motor con el variador de frecuencia obteniendo la mejor aproximación de la velocidad del mismo, y así evitar posibles fallas en los empaques como puede ser el sobrecalentamiento de la funda. Además este valor nos ayuda a garantizar que la funda completa va a alcanzar la temperatura de sellado optimo.

CAPÍTULO 6

6. CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS

Una vez realizado el diseño de la máquina se realiza la ingeniería de detalle de las partes que se encuentra en los planos de taller adjuntos en el ANEXO C, los cuales nos ayudan en la construcción y montaje de máquina.

6.1. MÁQUINAS HERRAMIENTAS Y EQUIPO UTILIZADO

En la construcción de la máquina se emplean diversas máquinas, herramientas e instrumentos de medida como:

- Máquinas y equipos: torno, fresadora, cepilladora, rectificadora, taladro, dobladora, sierra de Vaivén, esmeril, sueldas eléctricas.
- Herramientas: Brocas, fresas, cuchillas de desbaste, machuelos, limas.
- Instrumentos de verificación: pie de rey, calibrador, flexómetro, escuadras, nivel.

6.2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

Para la descripción del proceso de construcción se utilizará diagramas de flujo de procesos que nos permitirán identificar el procedimiento de construcción, los equipos e instrumentos que se utilizan y el tiempo que se emplea para realizar cada actividad.

La simbología que se emplea en un diagrama de flujo de procesos es la siguiente:

SÍMBOLO	SIGNIFICADO
	Operación
	Inspección
	Transporte
	Almacenamiento

DIAGRAMAS DE FLUJO DE PROCESOS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

A continuación se presenta los diagramas de flujo de todos los elementos que comprenden el sistema de transmisión de potencia.

Asunto diagramado: Eje tornillo de potencia

Sección: Transmisión

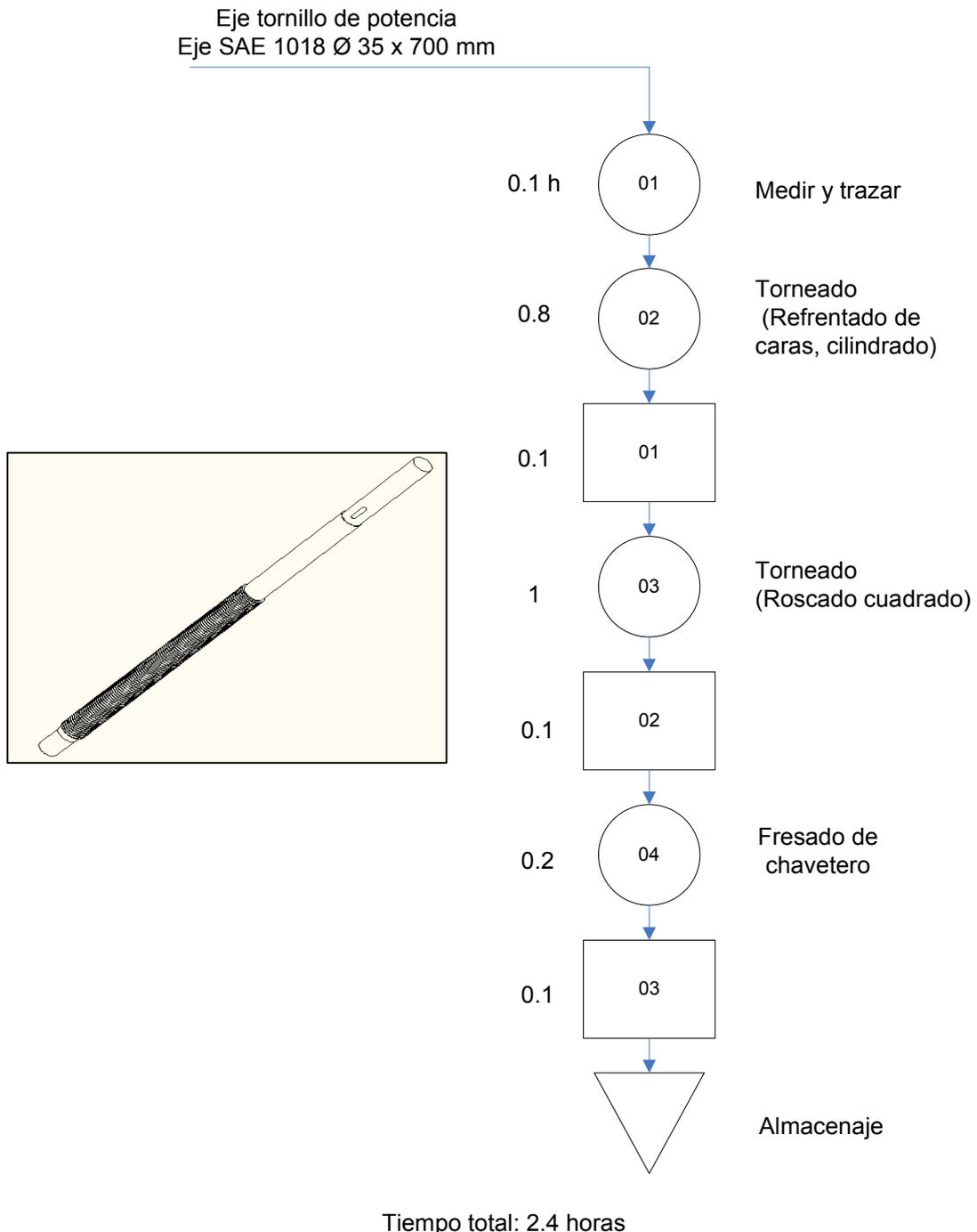


Figura 6.1 Diagrama de flujo de procesos eje tornillo de potencia

Asunto diagramado: Tuerca tornillo de potencia

Sección: Transmisión

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

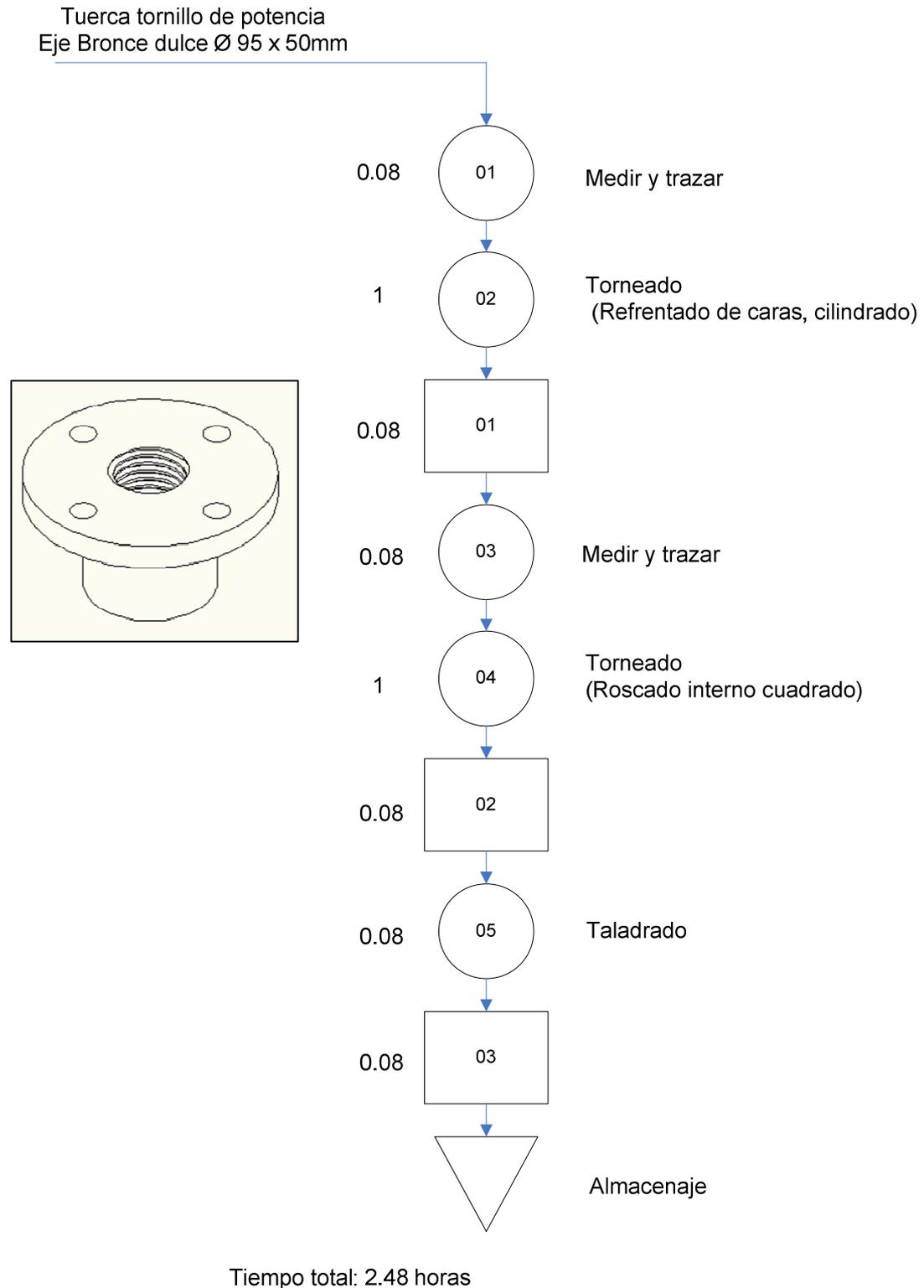


Figura 6.2 Diagrama de flujo de procesos tuerca tornillo de potencia

Asunto diagramado: Eje banda transportadora

Sección: Transmisión

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

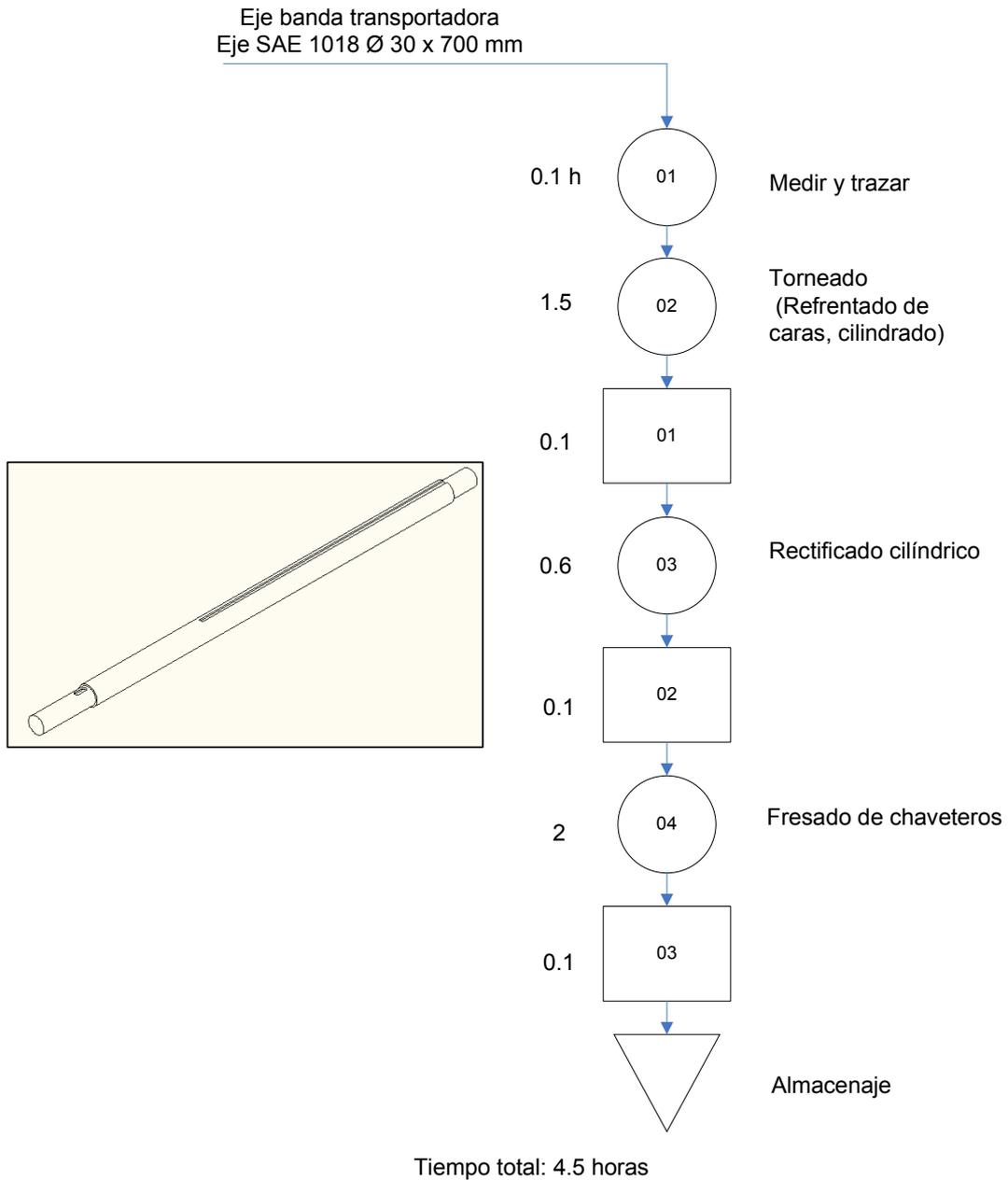


Figura 6.3 Diagrama de flujo de procesos eje banda transportadora

Asunto diagramado: Eje helicoidal

Sección: Transmisión

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

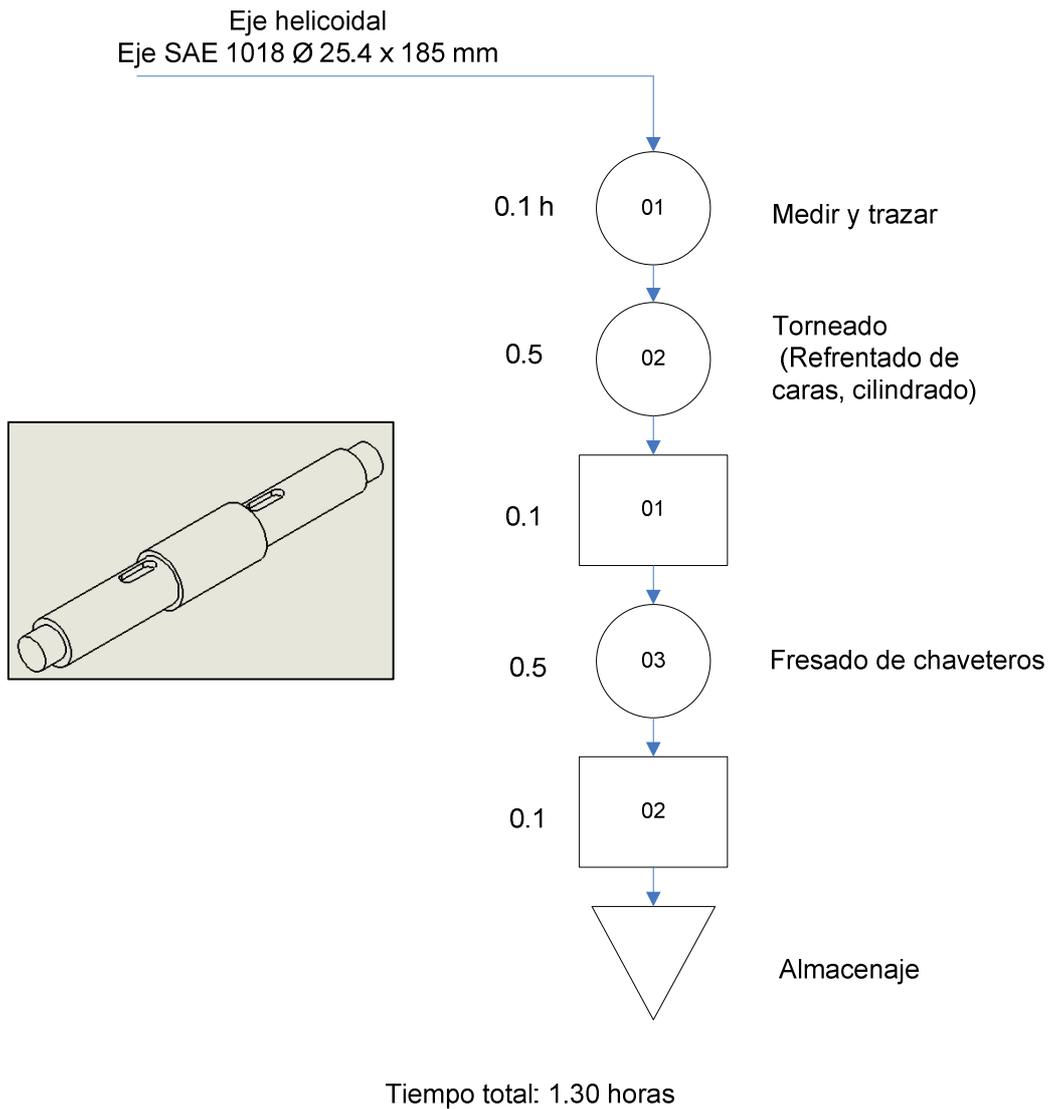


Figura 6.4 Diagrama de flujo de procesos eje helicoidal

Asunto diagramado: Eje de transmisión

Sección: Transmisión

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

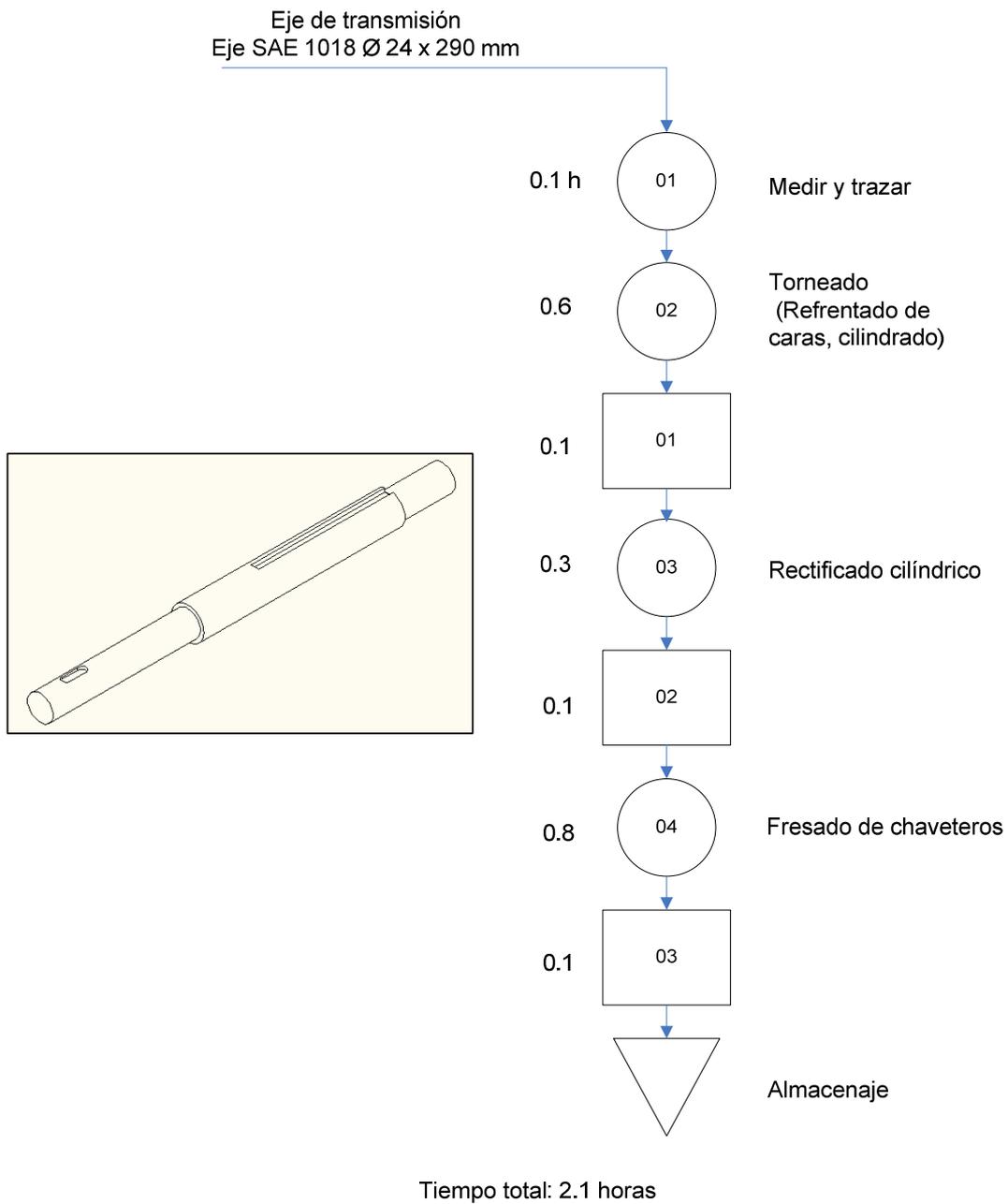


Figura 6.5 Diagrama de flujo de procesos eje de transmisión

Asunto diagramado: Eje cambio de giro 1

Sección: Transmisión

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

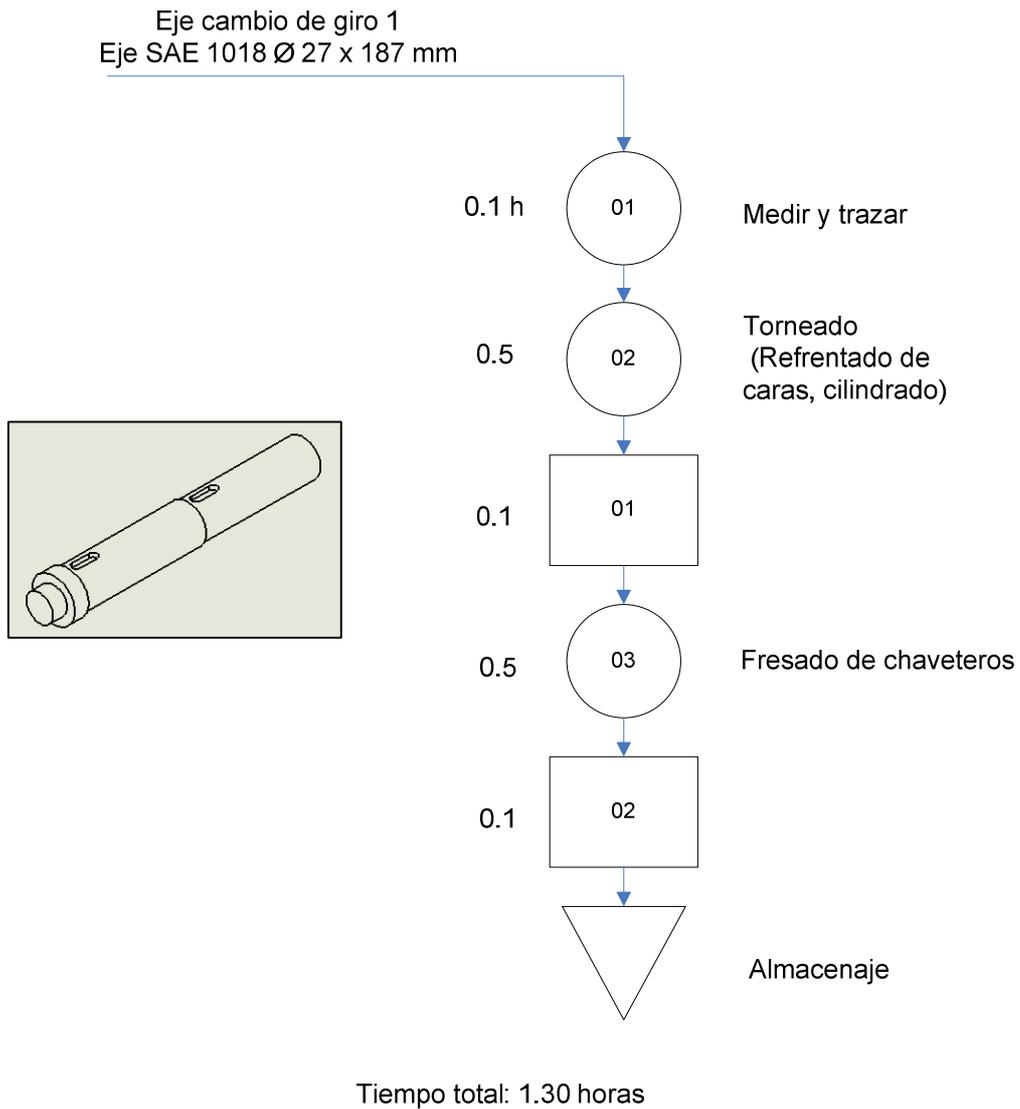


Figura 6.6 Diagrama de flujo de procesos eje cambio de giro 1

Asunto diagramado: Eje cambio de giro 2

Sección: Transmisión

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

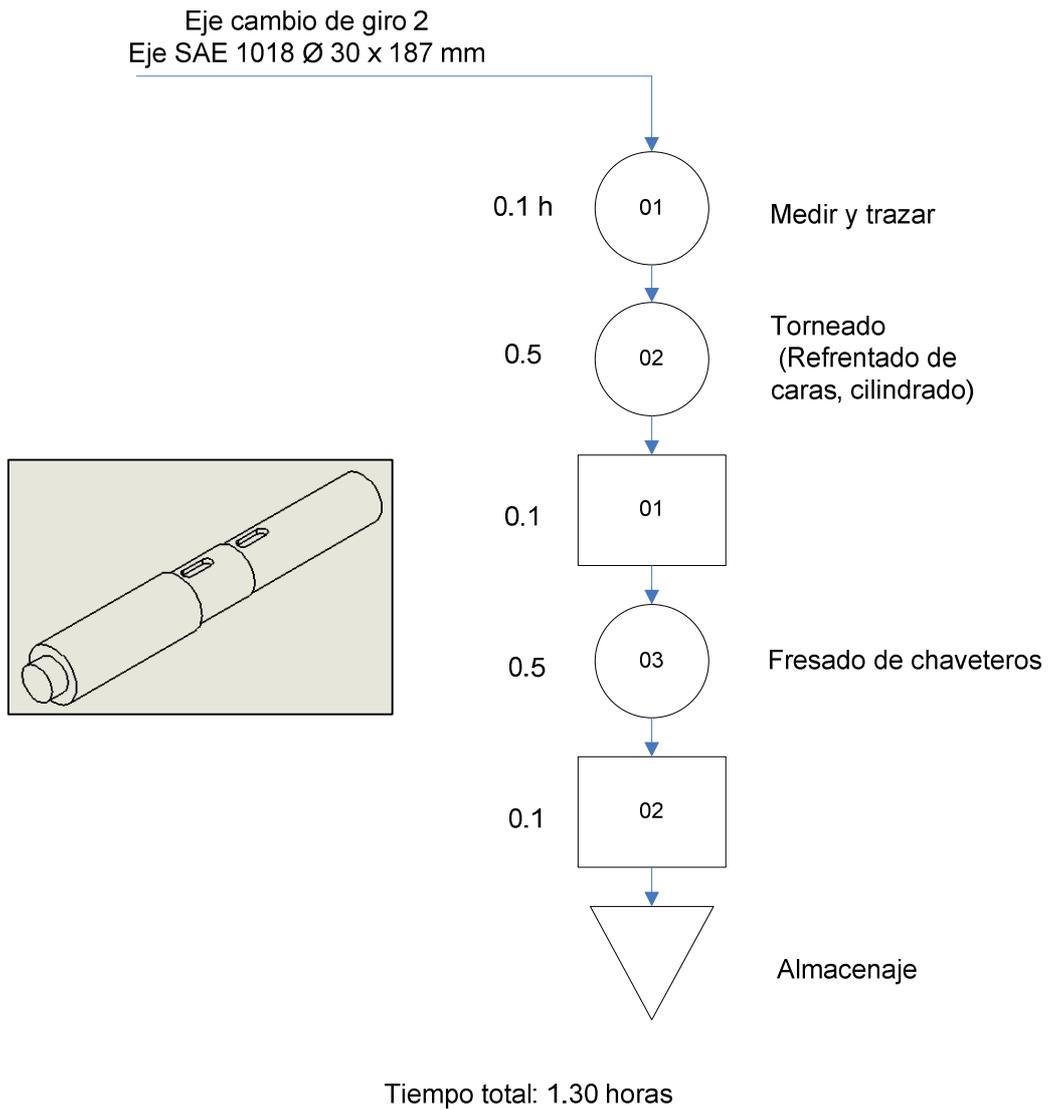


Figura 6.7 Diagrama de flujo de procesos eje cambio de giro 2

Asunto diagramado: Eje polea de transmisión 1

Sección: Transmisión

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

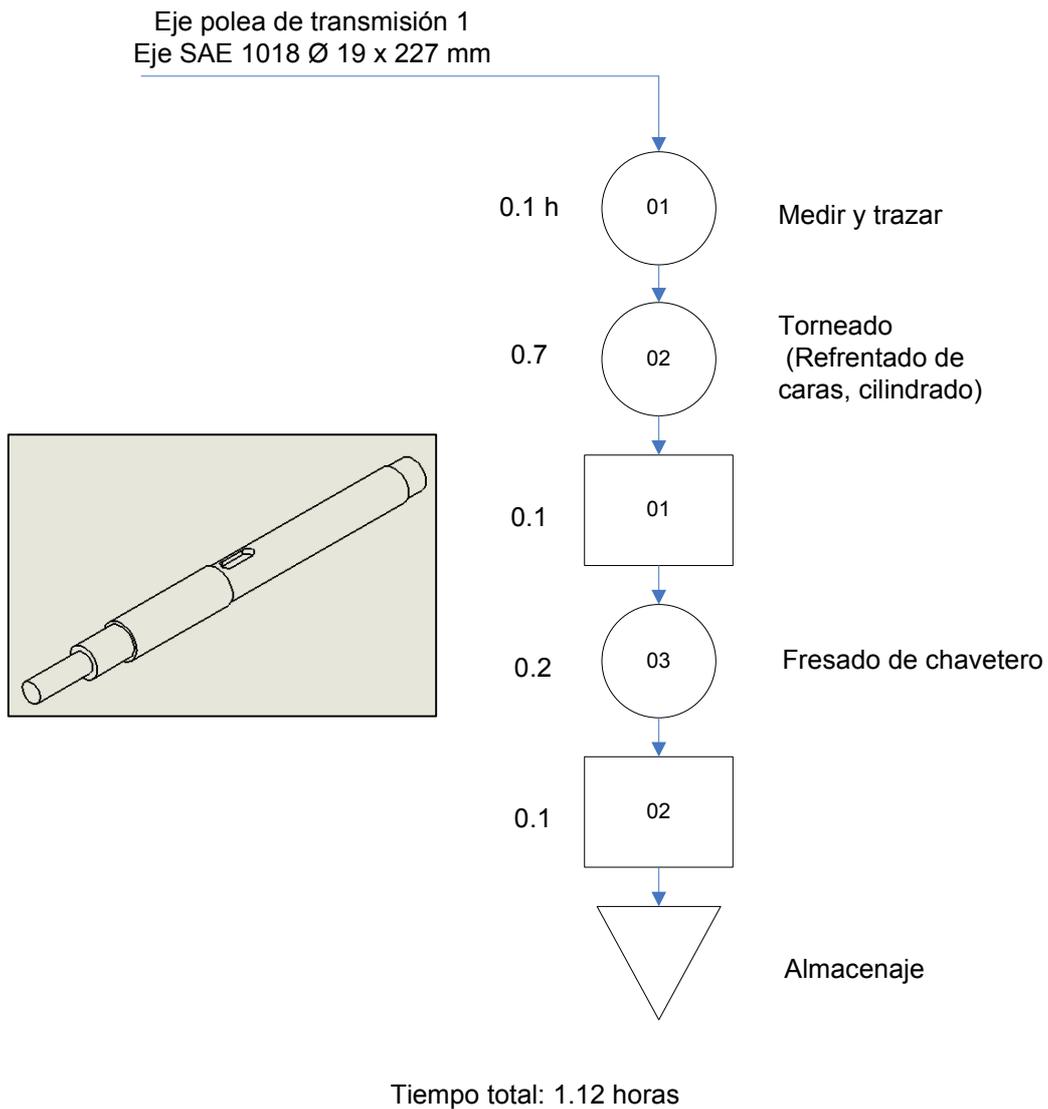


Figura 6.8 Diagrama de flujo de procesos eje polea de transmisión 1

Asunto diagramado: Eje polea de transmisión 2

Sección: Transmisión

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

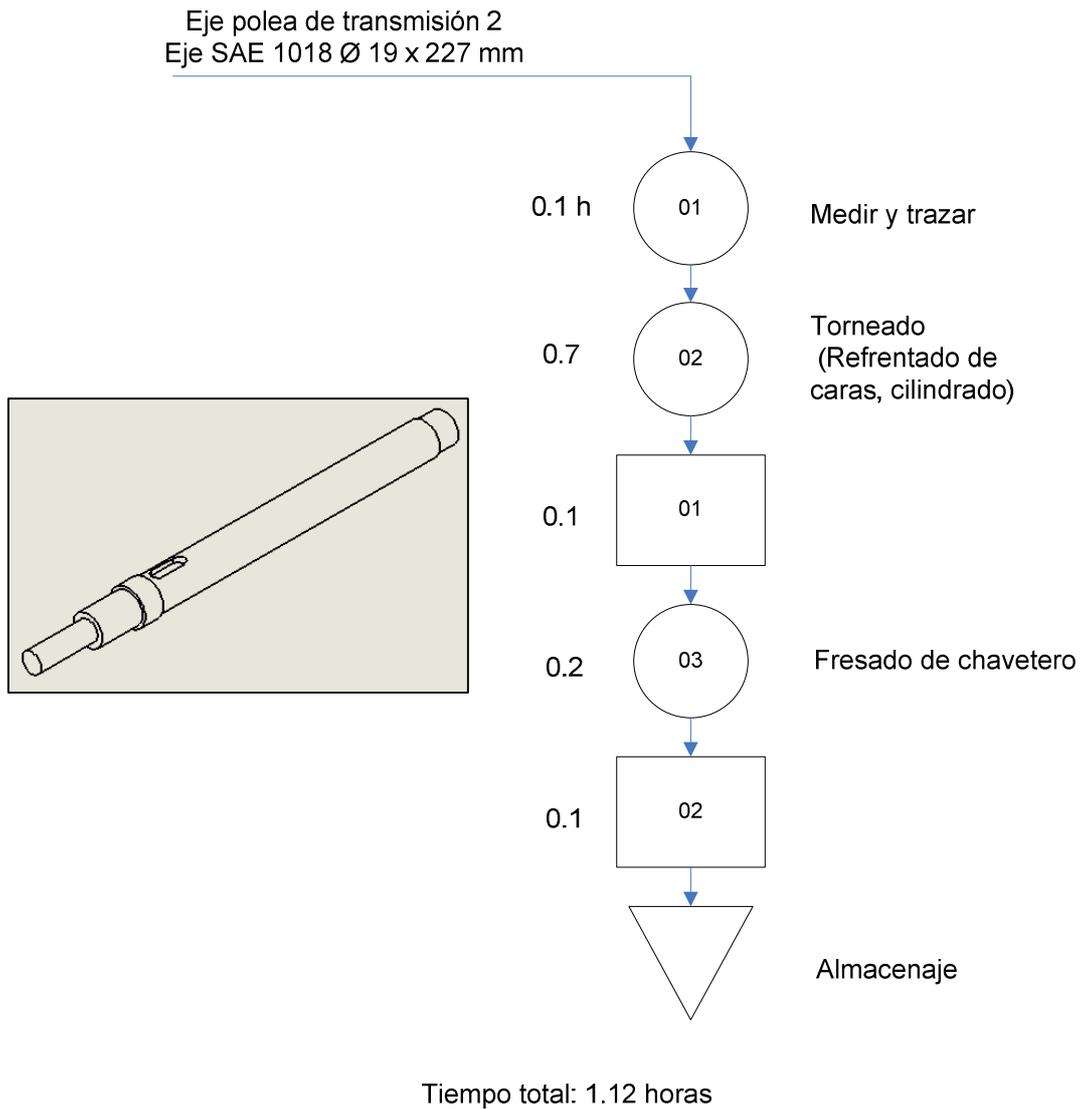


Figura 6.9 Diagrama de flujo de procesos eje polea de transmisión 2

Asunto diagramado: Engranaje helicoidal deslizante y fijo

Sección: Transmisión

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

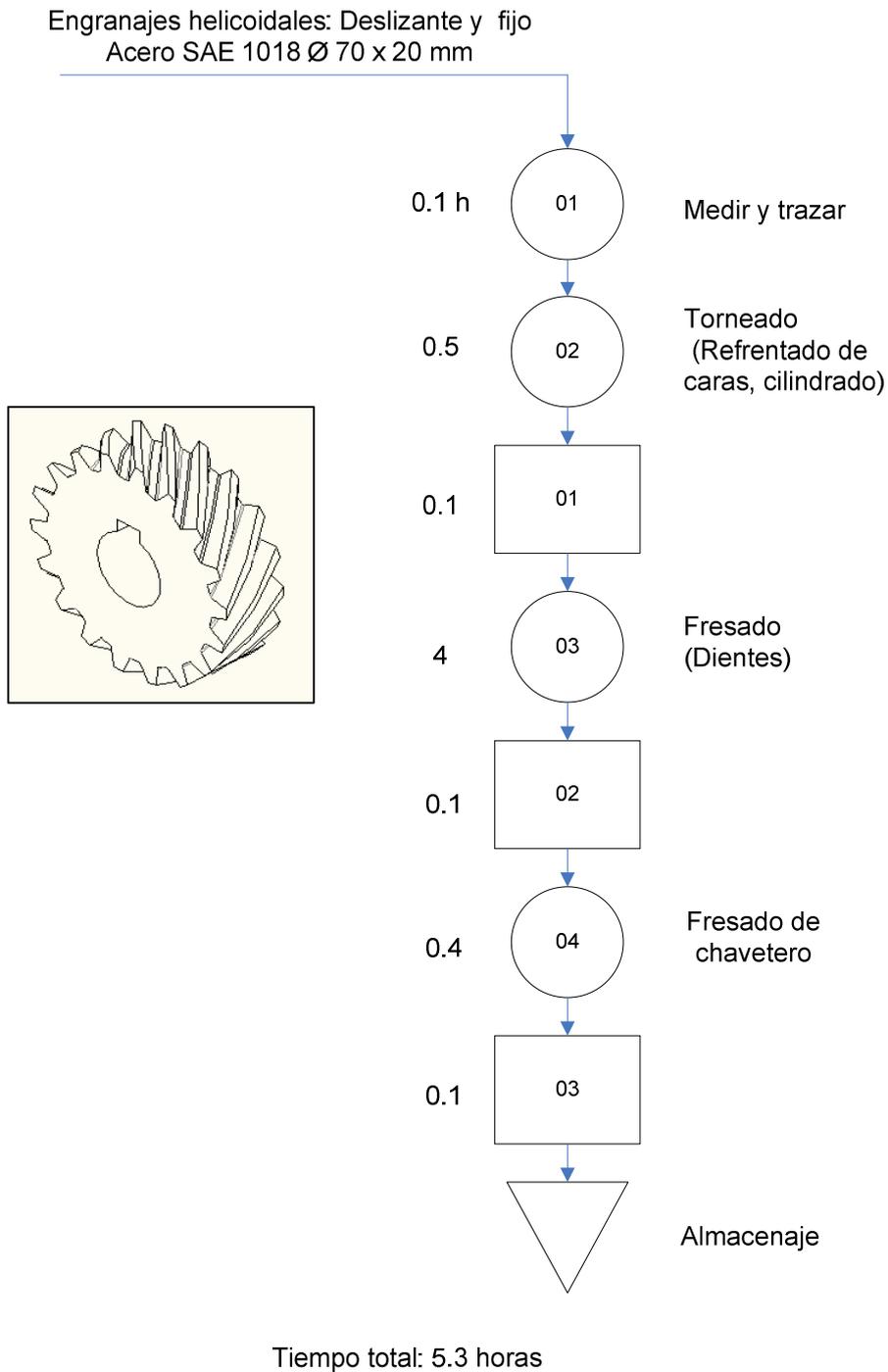


Figura 6.10 Diagrama de flujo de procesos engranaje helicoidal deslizante y fijo

Asunto diagramado: Engranaje recto deslizante eje transmisión

Sección: Transmisión

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

Engranaje recto deslizable eje de transmisión
Acero SAE 1018 Ø 50 x 25 mm

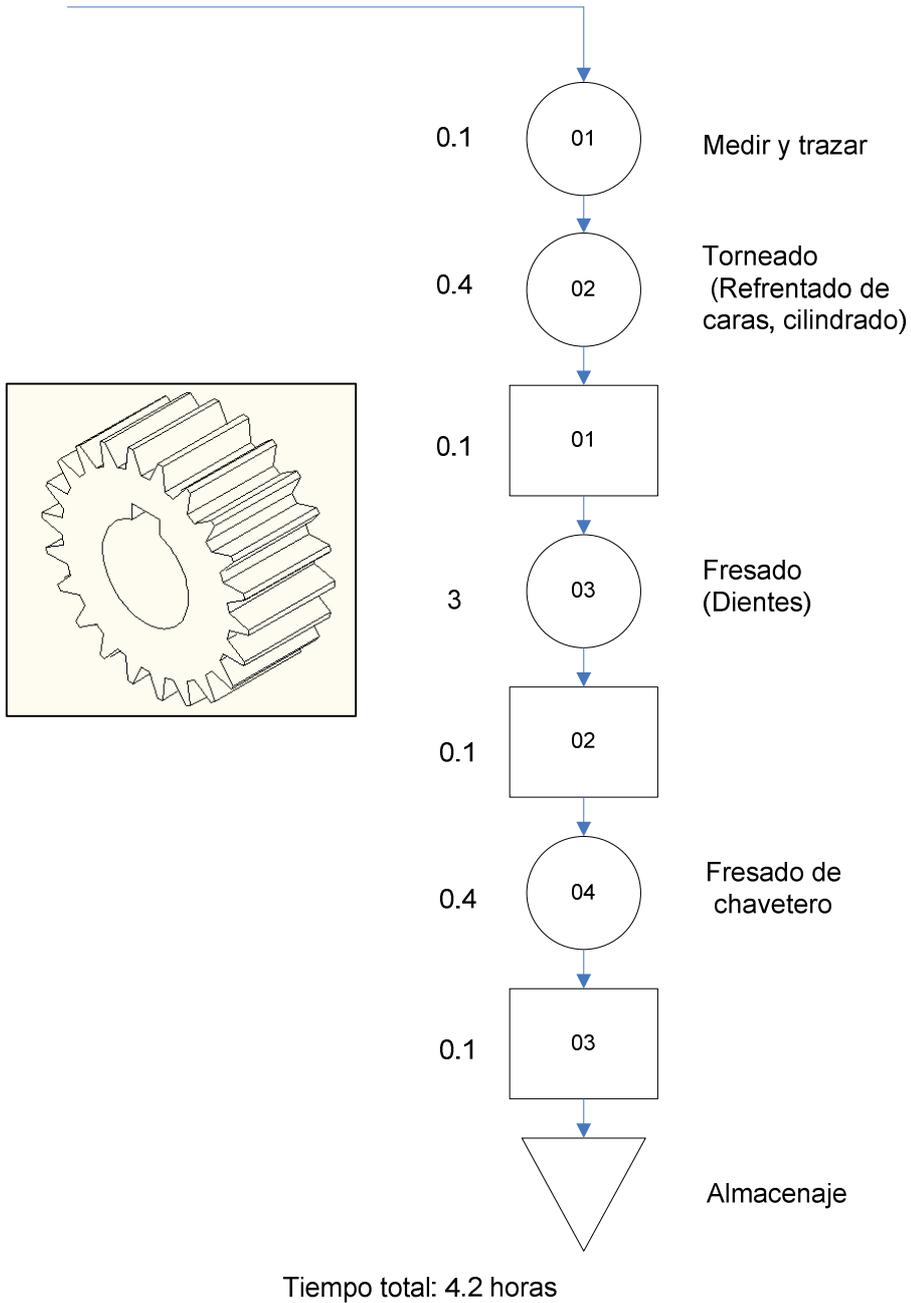


Figura 6.11 Diagrama de flujo de procesos engranaje recto deslizable eje transmisión

Asunto diagramado: Engranaje recto tornillo y banda

Sección: Transmisión

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

Engranaje recto tornillo y banda
Acero SAE 1018 Ø 60 x 25 mm

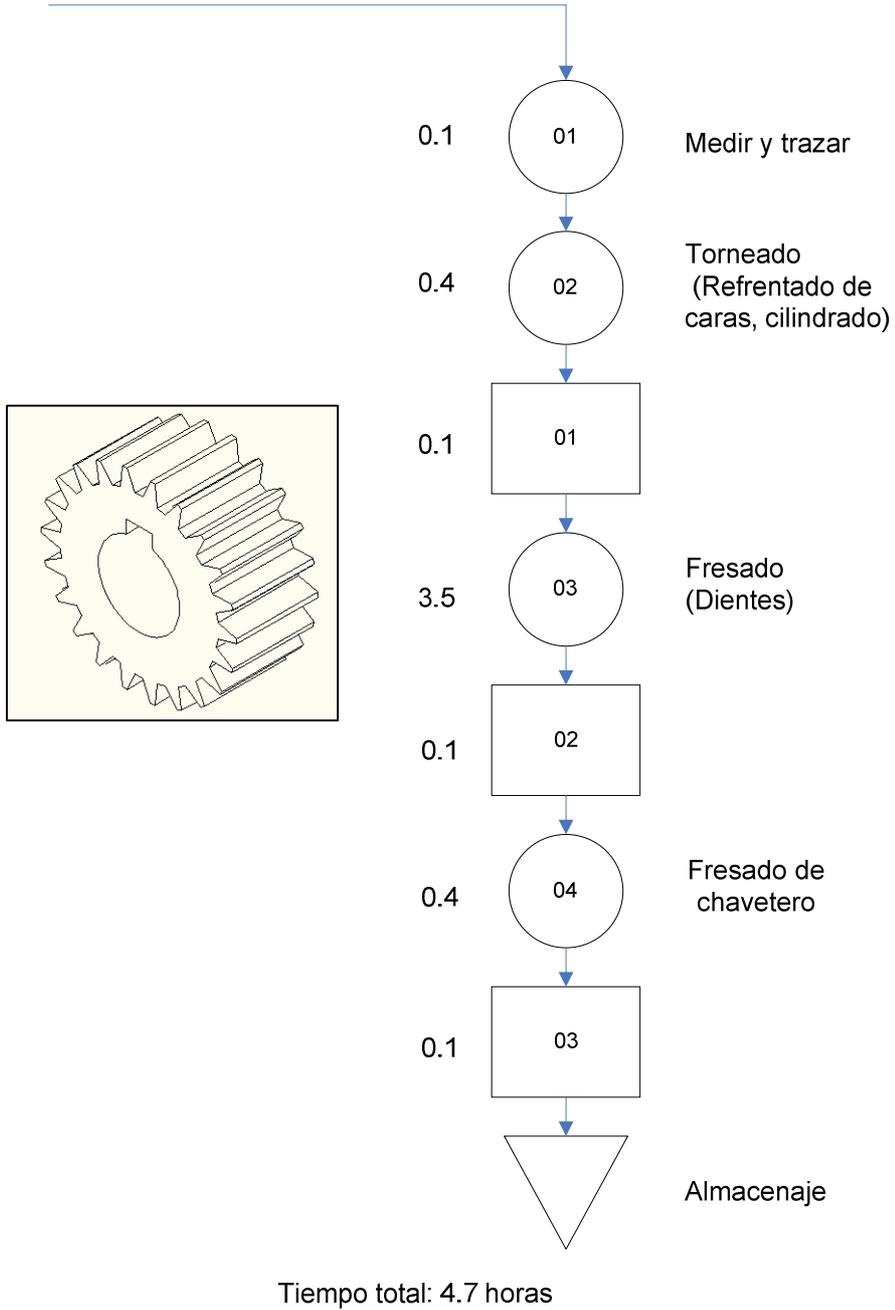


Figura 6.12 Diagrama de flujo de procesos engranaje recto tornillo y banda

DIAGRAMAS DE FLUJO DE PROCESOS DEL SISTEMA DE SUJECIÓN DE PRODUCTOS SELLADO Y CODIFICADO

Los siguientes diagramas de procesos pertenecen a los elementos del sistema de sujeción de productos sellado y codificado

Asunto diagramado: Mordazas de sellado

Sección: Sellado

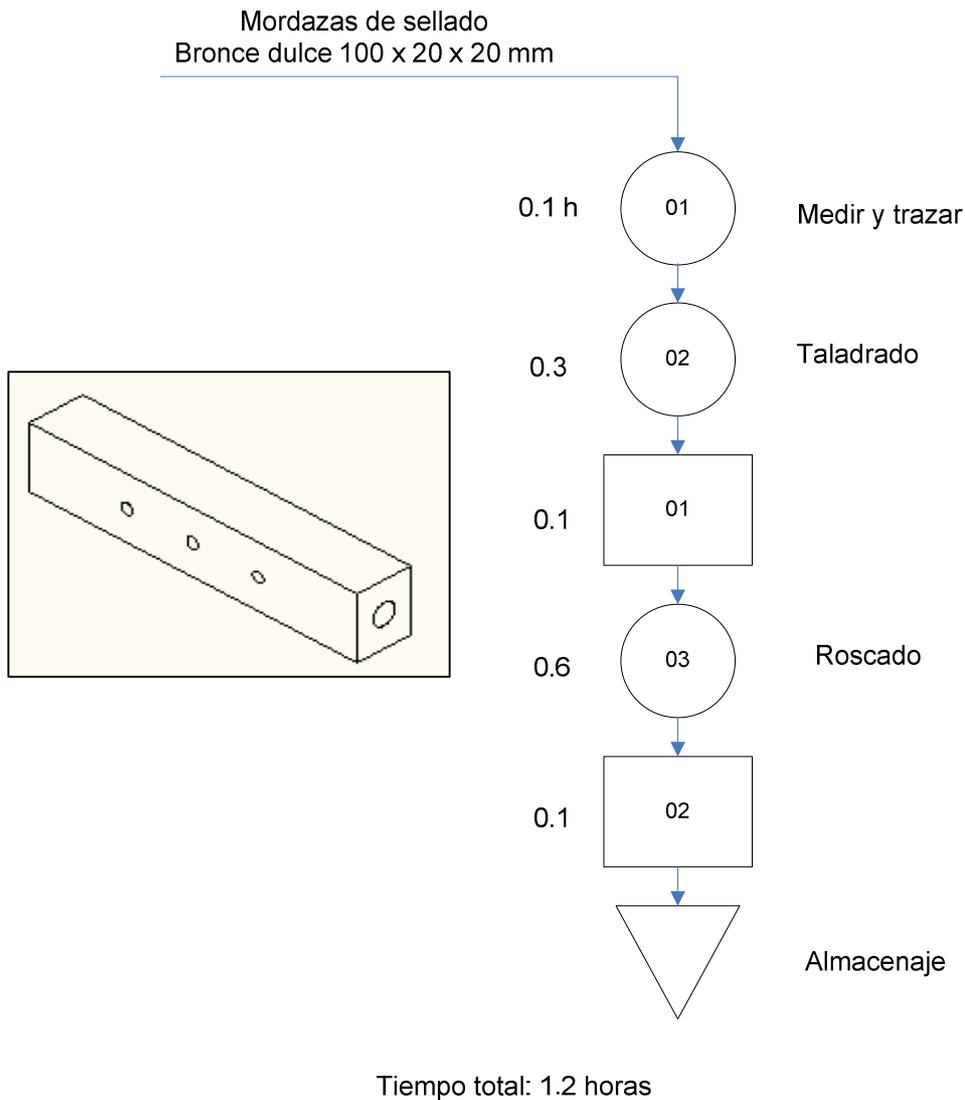


Figura 6.13 Diagrama de flujo de procesos mordazas de sellado

Asunto diagramado: Placa regulación sellado

Sección: Sellado

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

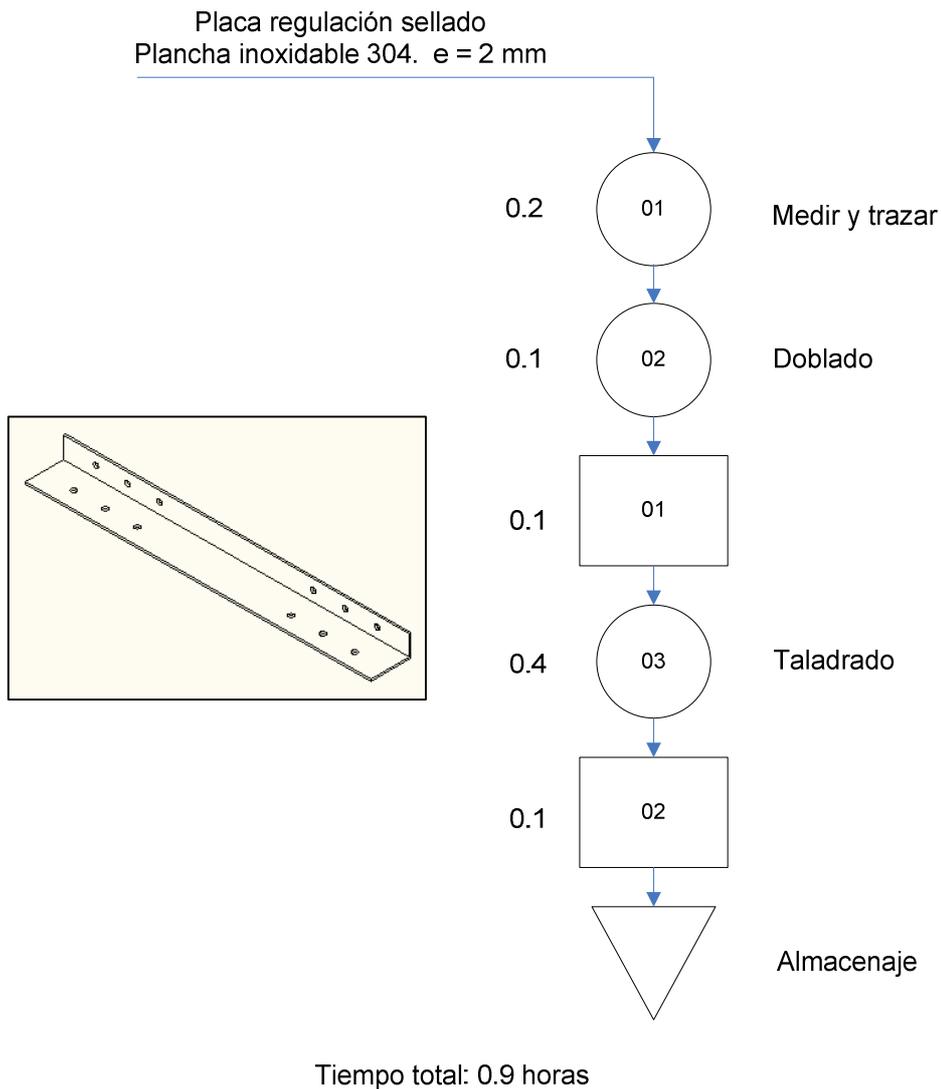


Figura 6.14 Diagrama de flujo de procesos placa regulación sellado

DIAGRAMAS DE FLUJO DE PROCESOS DEL SISTEMA DE BANDA TRANSPORTADORA

A continuación se detalla los diagramas de flujo de procesos de los componentes del sistema de banda transportadora

Asunto diagramado: Guías

Sección: Banda transportadora

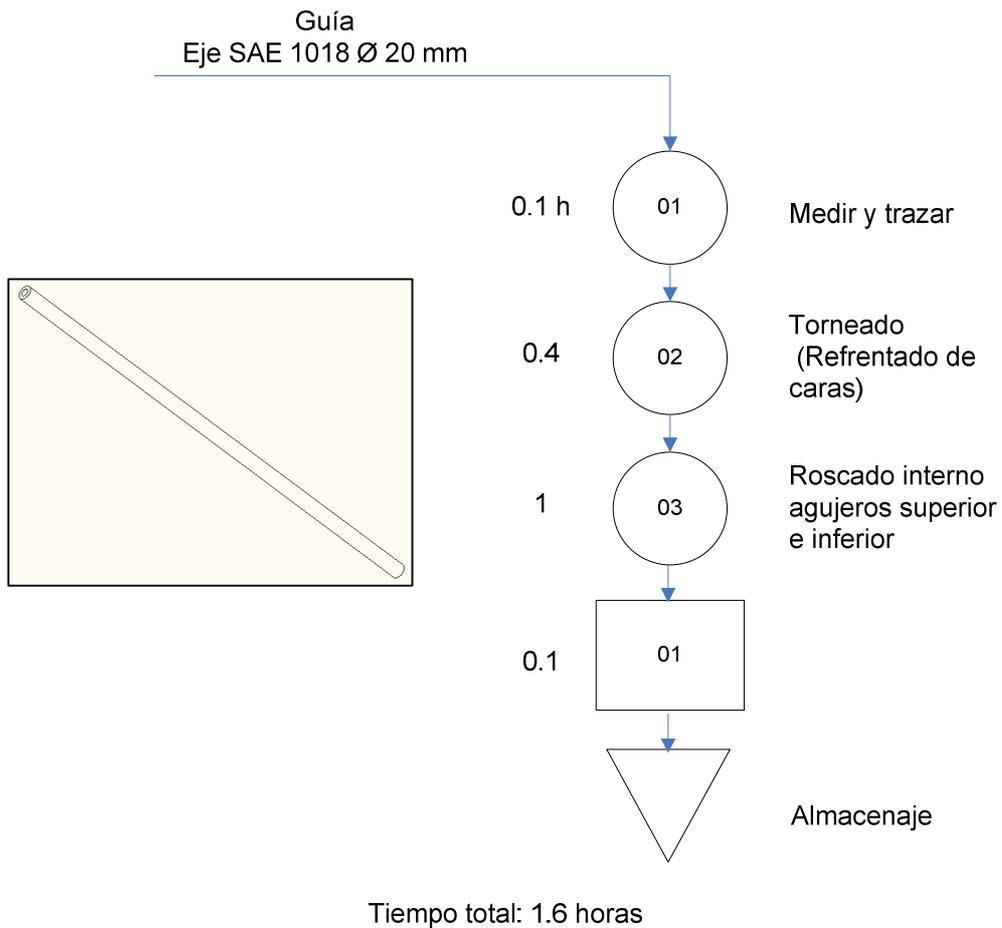


Figura 6.15 Diagrama de flujo de procesos guías

Asunto diagramado: Placa guía

Sección: Banda transportadora

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

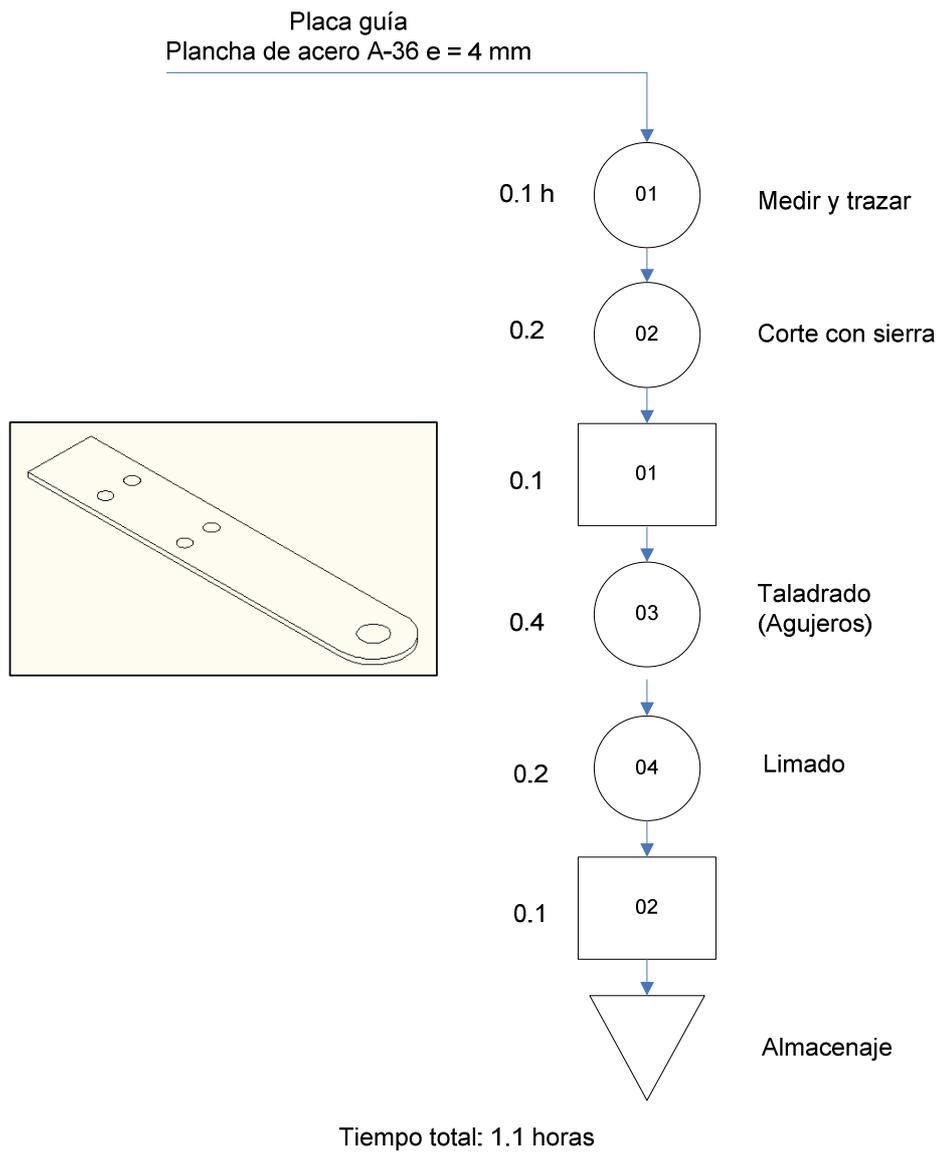


Figura 6.16 Diagrama de flujo de procesos placa guía

Asunto diagramado: Placa soporte banda transportadora

Sección: Banda transportadora

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

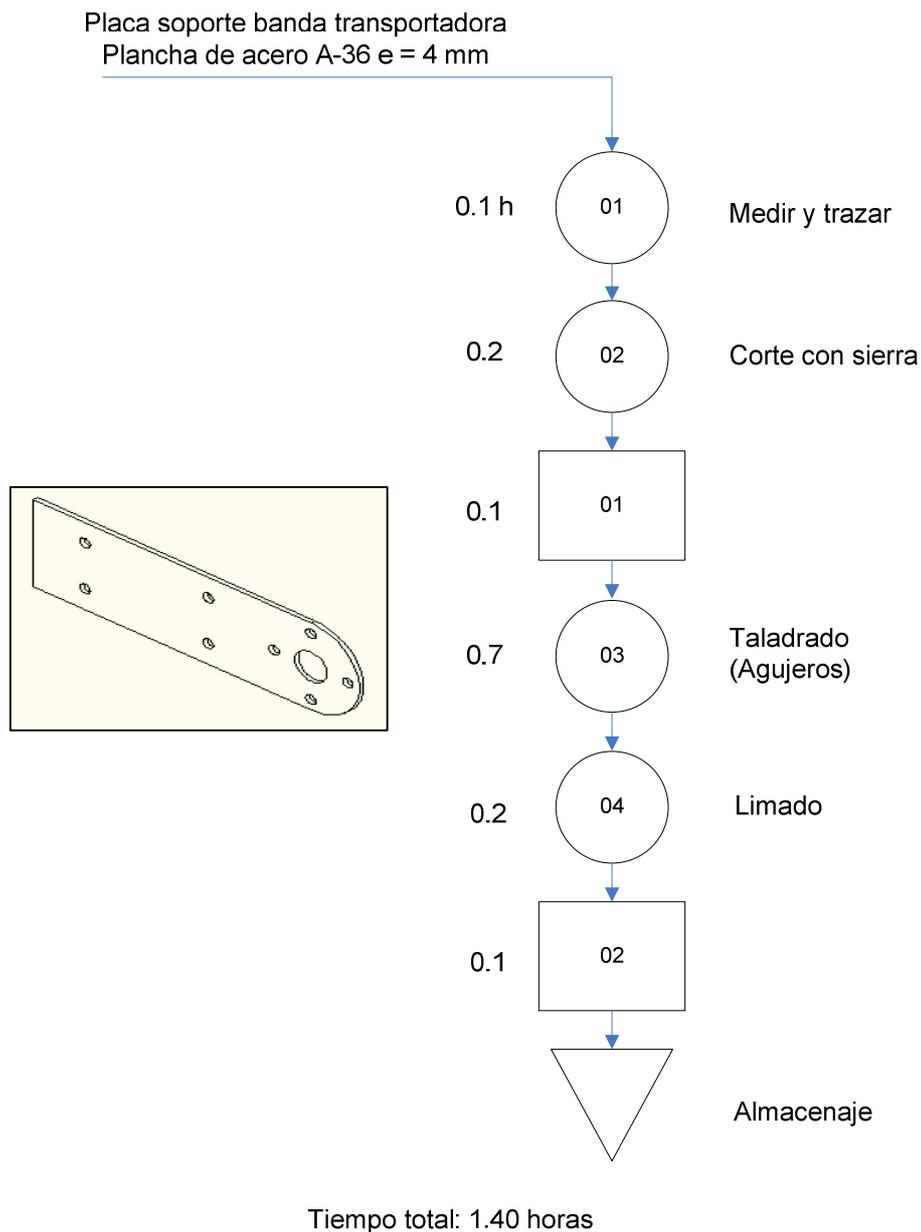


Figura 6.17 Diagrama de flujo de procesos placa soporte banda transportadora

DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESOS DE LA ESTRUCTURA

Los diagramas de flujo pertenecen a los elementos de la estructura.

Asunto diagramado: Placa sellado

Sección: Estructura

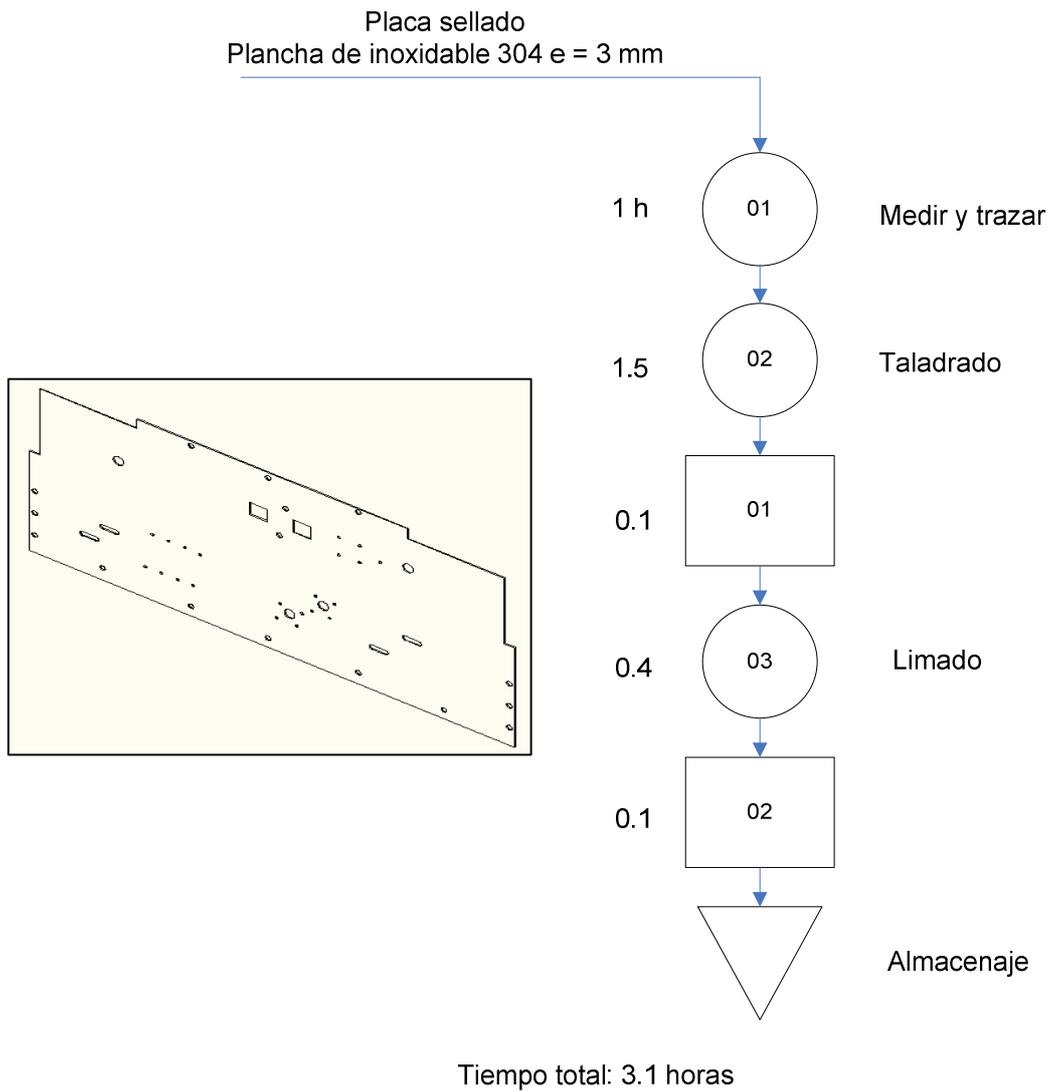


Figura 6.18 Diagrama de flujo de procesos placa sellado

Asunto diagramado: Placa base

Sección: Estructura

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

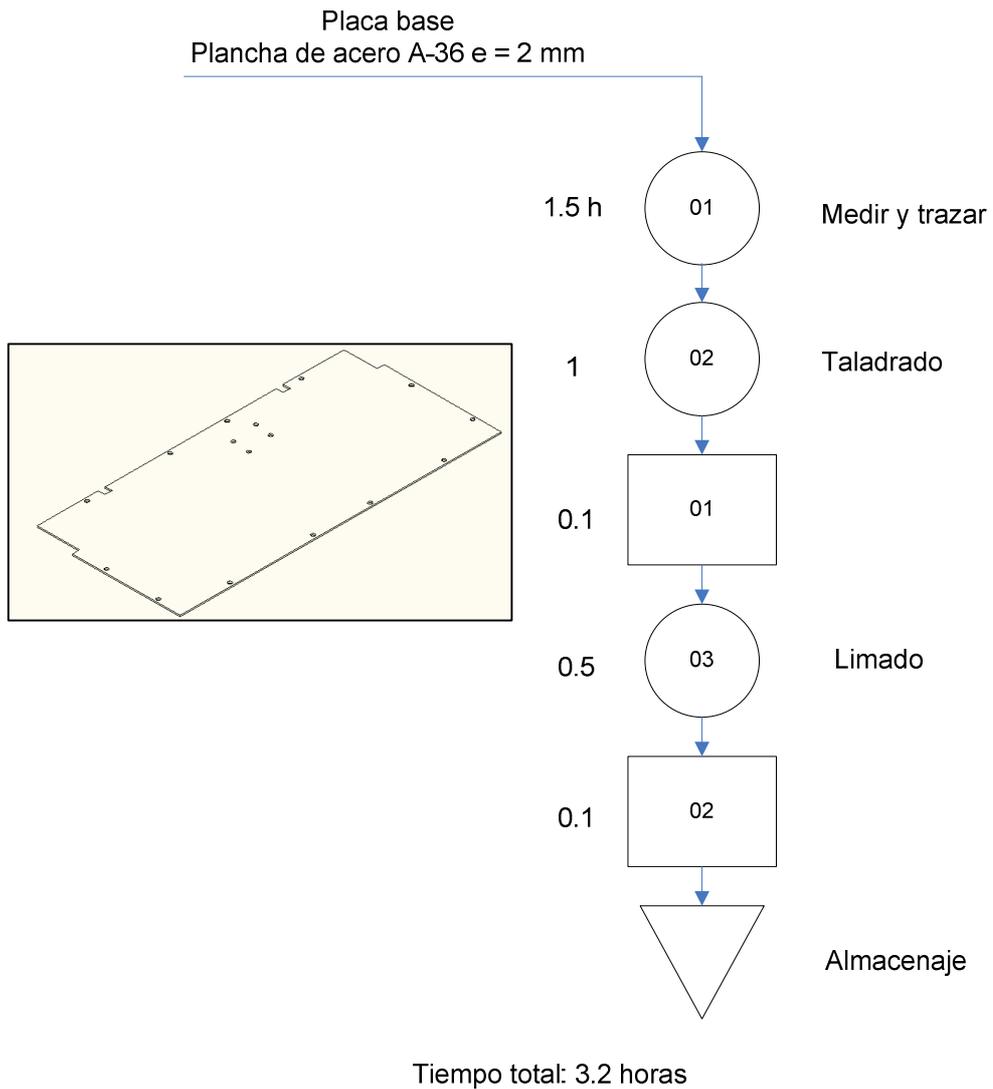


Figura 6.19 Diagrama de flujo de procesos placa base

Asunto diagramado: Placa superior

Sección: Estructura

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

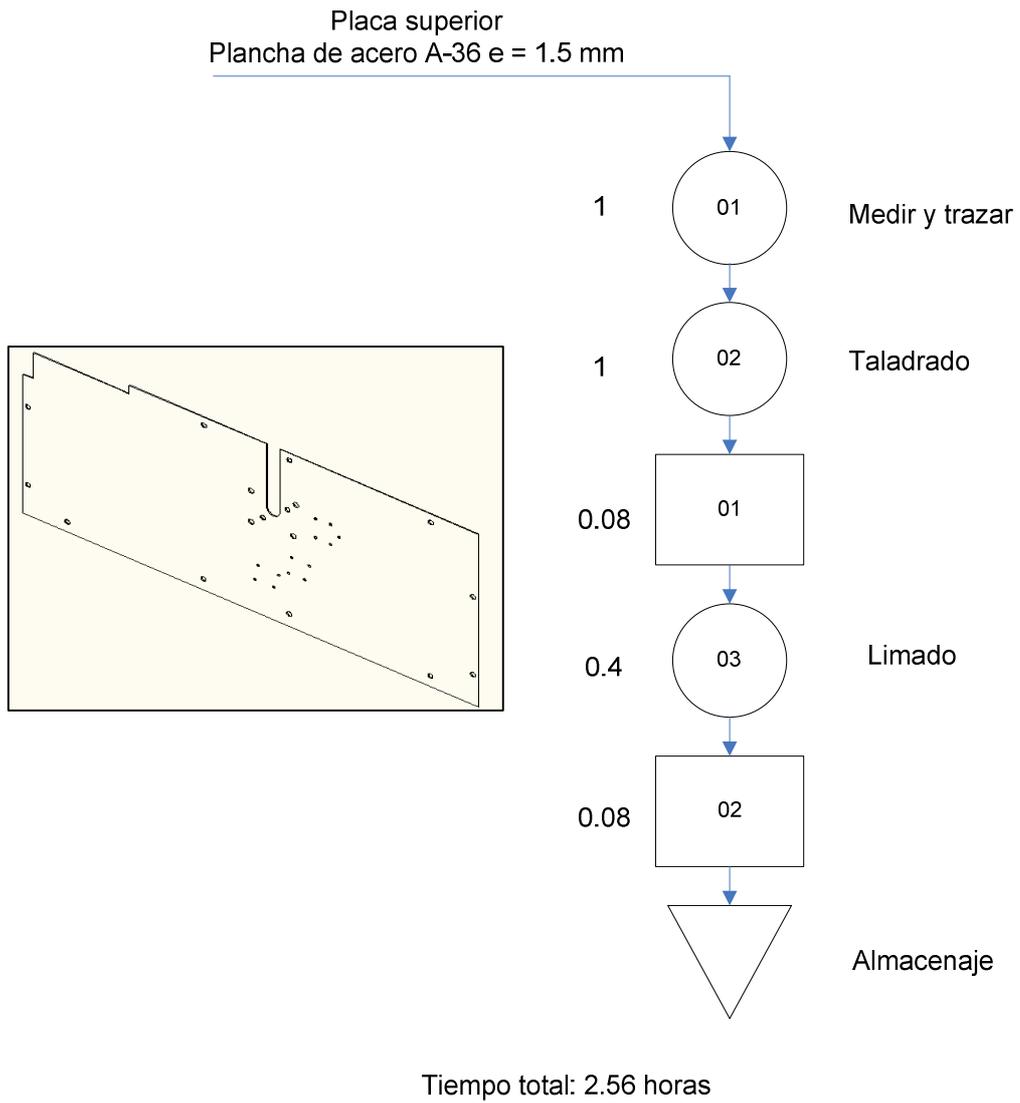


Figura 6.20 Diagrama de flujo de procesos placa superior

Asunto diagramado: Estructura

Sección: Estructura

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

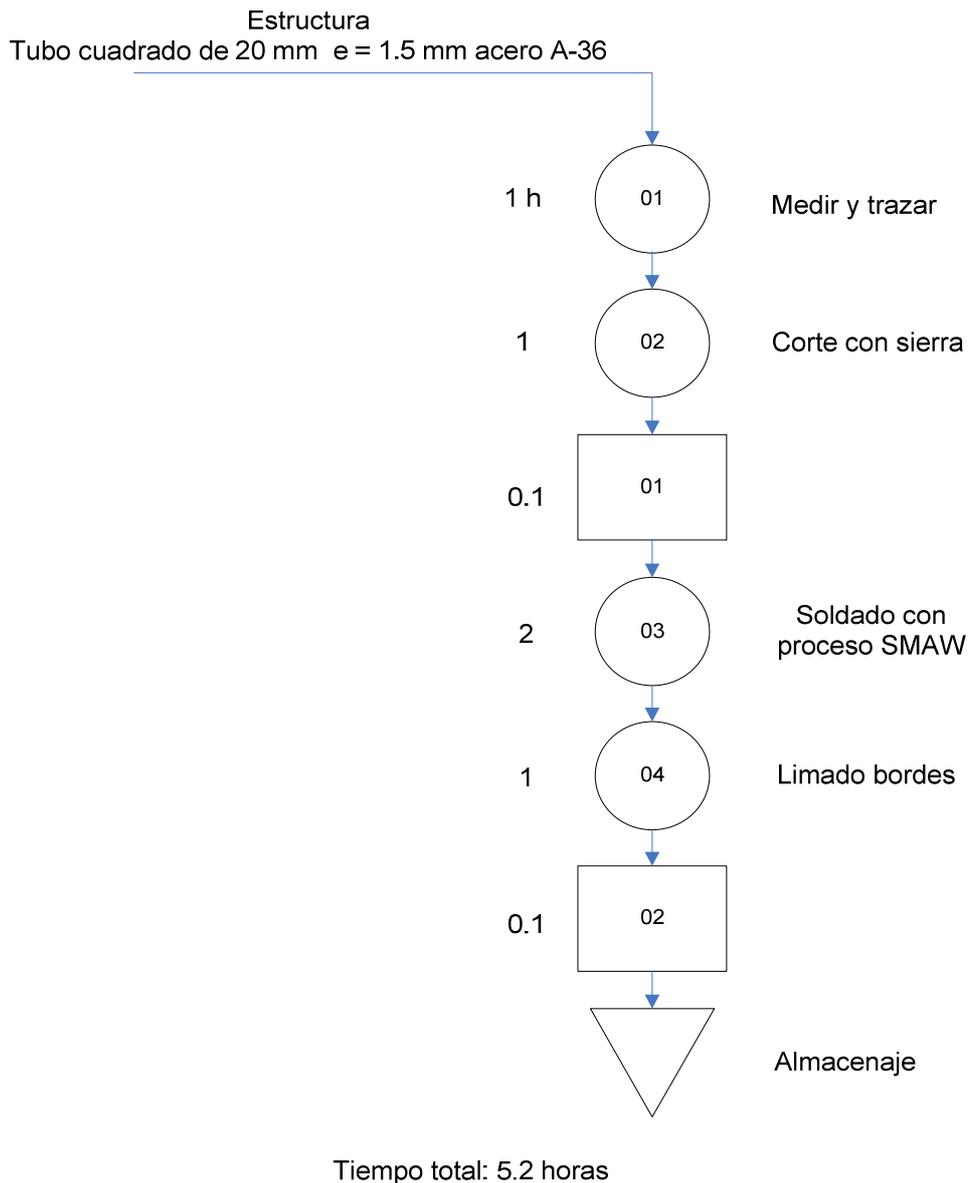


Figura 6.21 Diagrama de flujo de procesos estructura

6.3. INDICACIONES BÁSICAS PARA EL MONTAJE

Los diagramas de procesos de construcción de las diferentes partes de la máquina realizados en la parte 6.2 permiten el correcto montaje de los sistemas.

El montaje de la máquina tiene sub-montajes que están designados como M01, M02, etc., los cuales tienen que ser verificados, centrados y nivelados para el correcto montaje en la estructura de la máquina.

Todos los montajes que necesitan ser empernados en la estructura se realizan con pernos M6 y M10 que están especificados en la descripción del montaje.

A continuación se detalla en un diagrama de flujo los procesos necesarios para que la máquina entre en funcionamiento.

DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL MONTAJE DEL EJE TORNILLO DE POTENCIA

En el montaje se utilizan pernos y tuercas de \varnothing 6 mm para la tuerca del tornillo de potencia y la placa, para las chumaceras se colocan pernos y tuercas de \varnothing 16 mm.

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

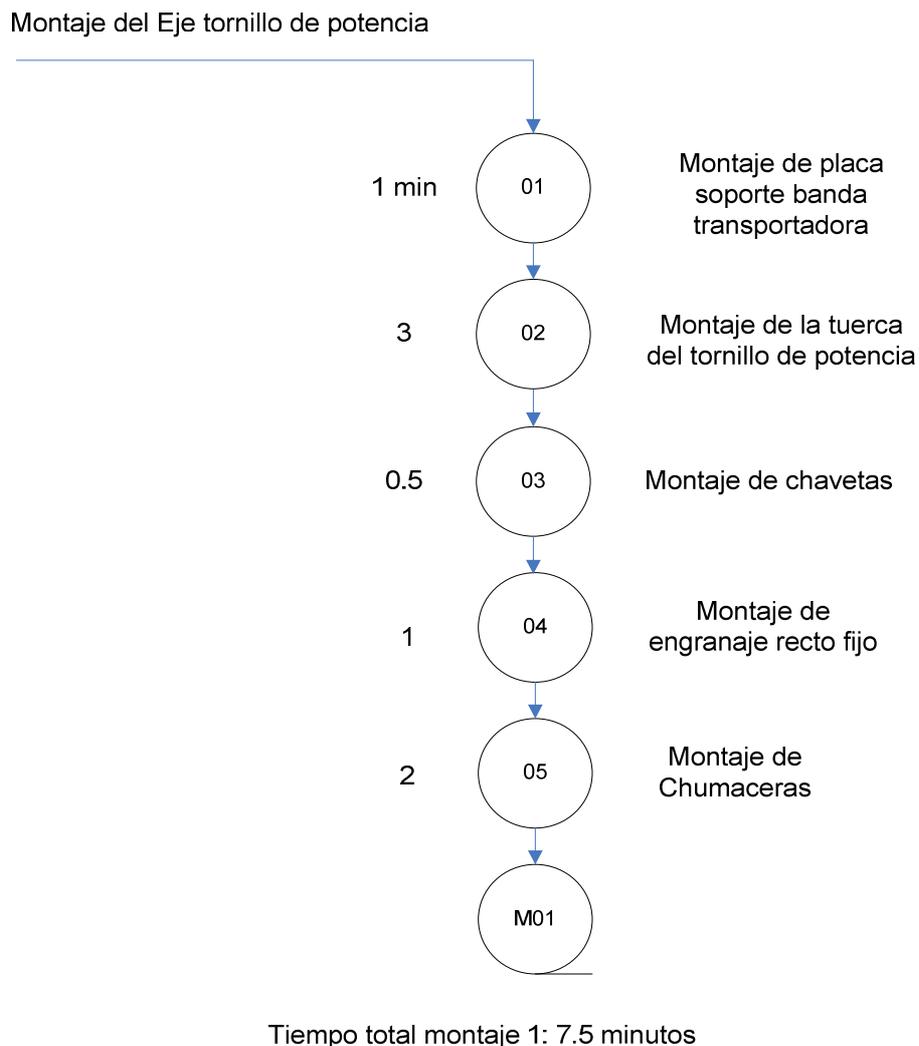


Figura 6.22 Diagrama de flujo para el montaje del eje tornillo de potencia

DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL MONTAJE DEL EJE BANDA TRANSPORTADORA

En el montaje de las chumaceras se utilizan pernos y tuercas de \varnothing 16 mm.

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

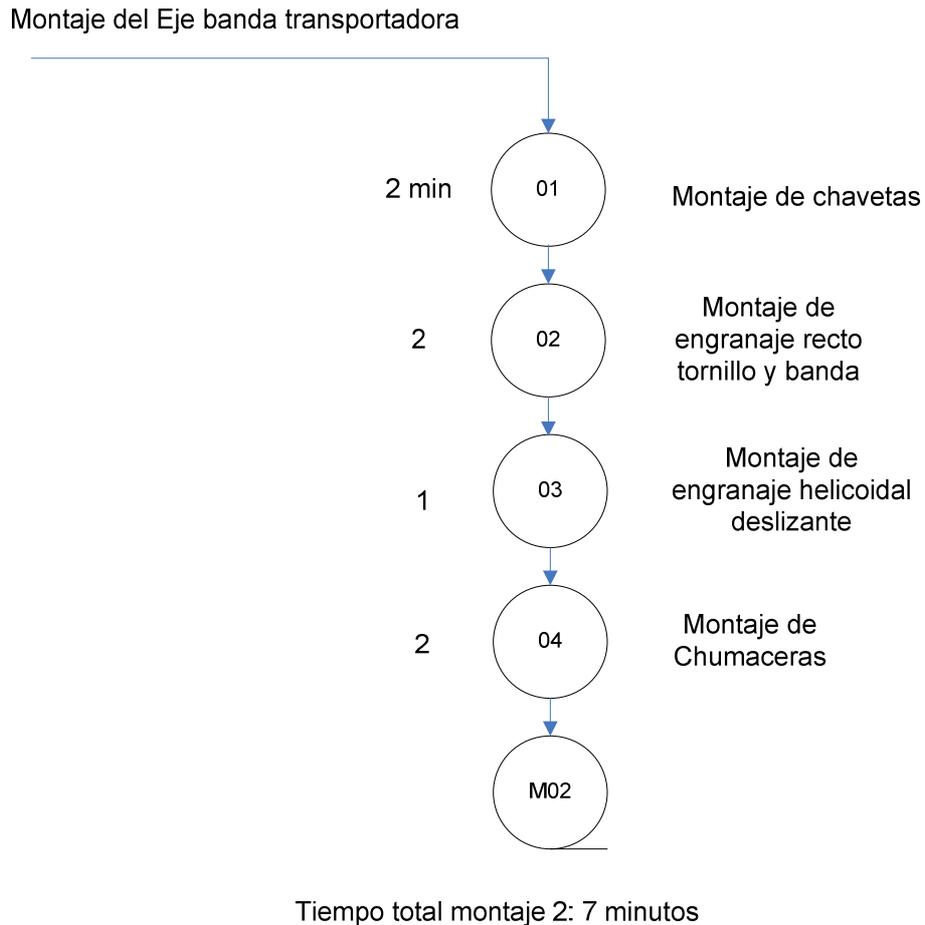


Figura 6.23 Diagrama de flujo para el montaje del eje banda transportadora

DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL MONTAJE DEL EJE DE TRANSMISIÓN

Para montar las chumaceras se utilizan pernos y tuercas de \varnothing 12 mm.

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

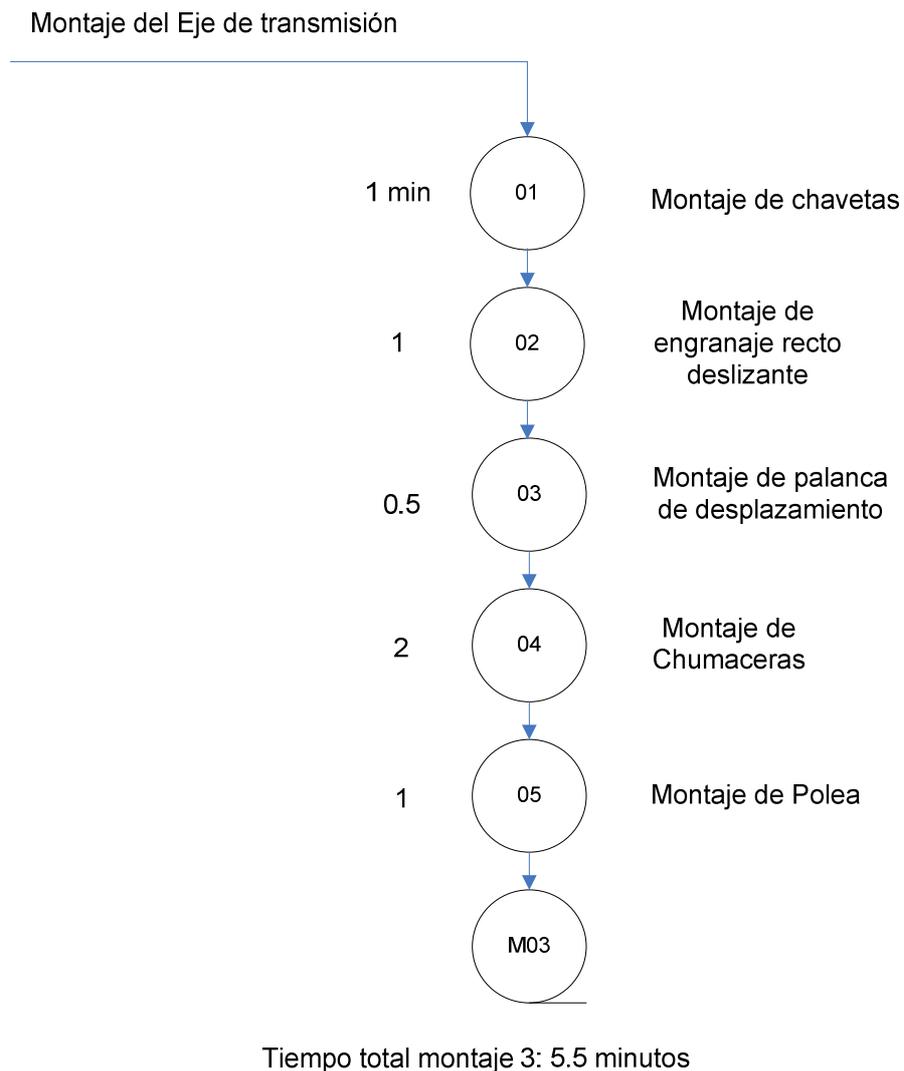


Figura 6.24 Diagrama de flujo para el montaje del eje de transmisión

DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL MONTAJE DEL EJE CAMBIO DE GIRO 1

En el montaje de los ejes de cambio de giro y ejes de transmisión se utilizan pernos y tuercas de \varnothing 6 mm.

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

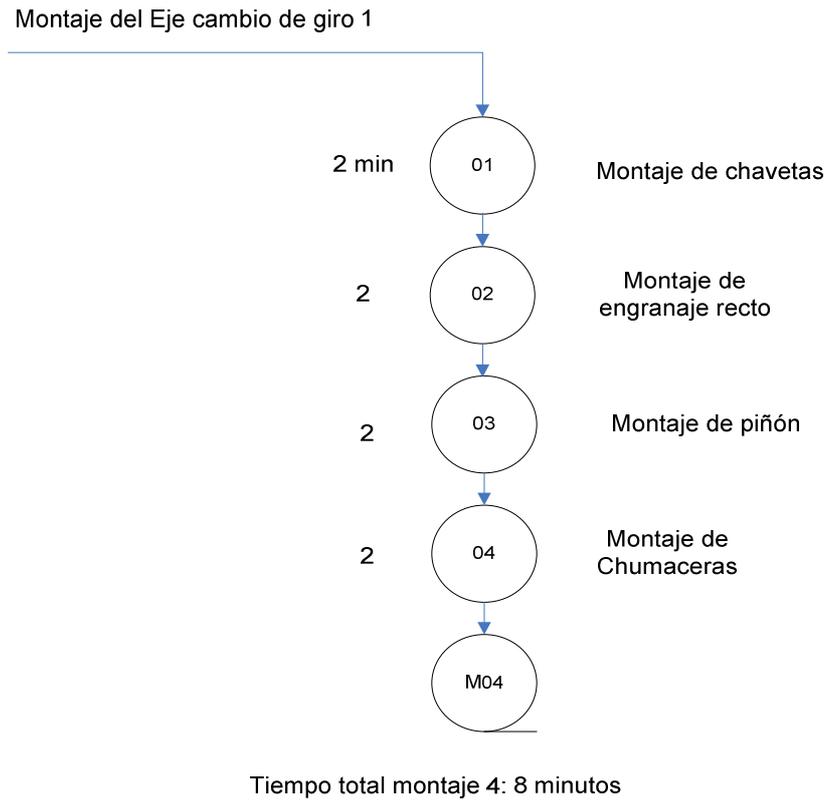


Figura 6.25 Diagrama de flujo para el montaje del eje cambio de giro 1

DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL MONTAJE DEL EJE CAMBIO DE GIRO 2

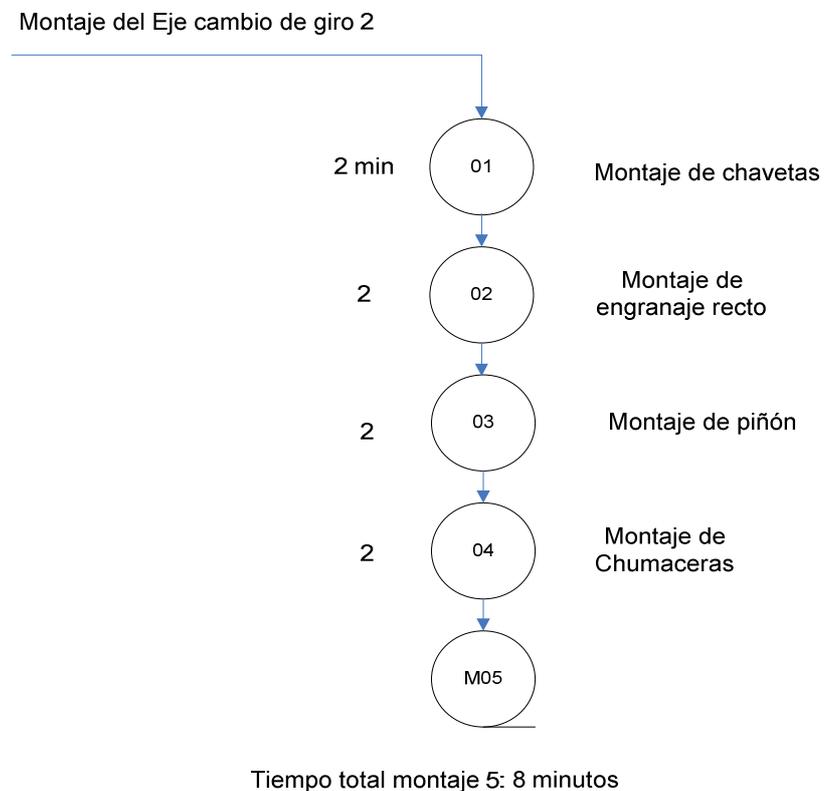
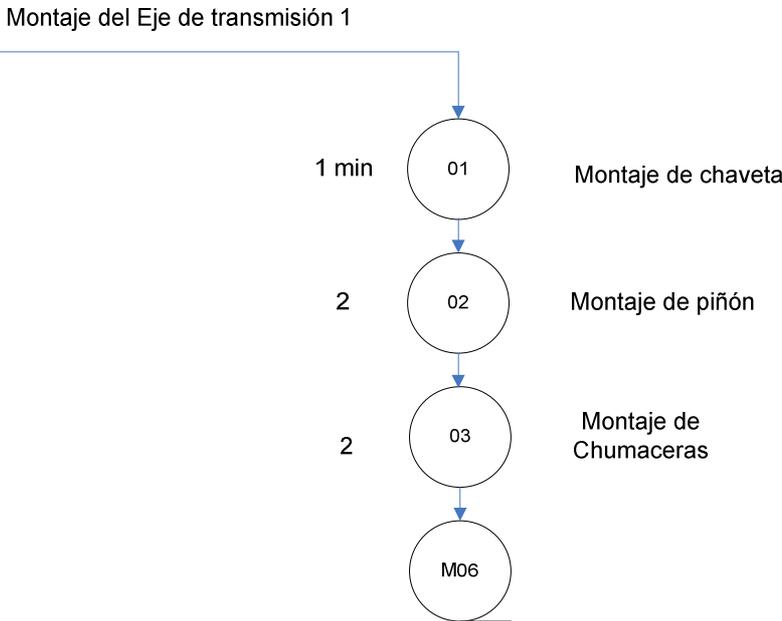


Figura 6.26 Diagrama de flujo para el montaje del eje cambio de giro 2

DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL MONTAJE DEL EJE DE TRANSMISIÓN 1

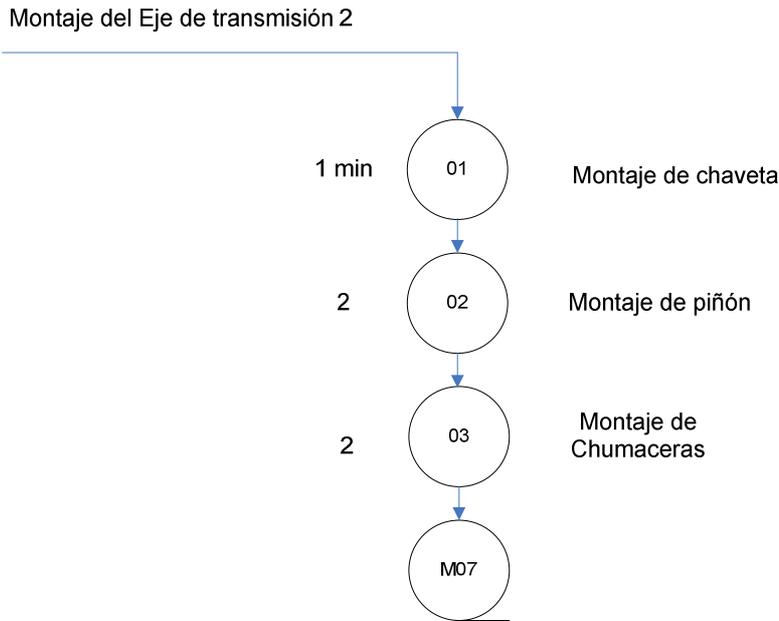
Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez



Tiempo total montaje 6: 5 minutos

Figura 6.27 Diagrama de flujo para el montaje del eje de transmisión 1

DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL MONTAJE DEL EJE DE TRANSMISIÓN 2



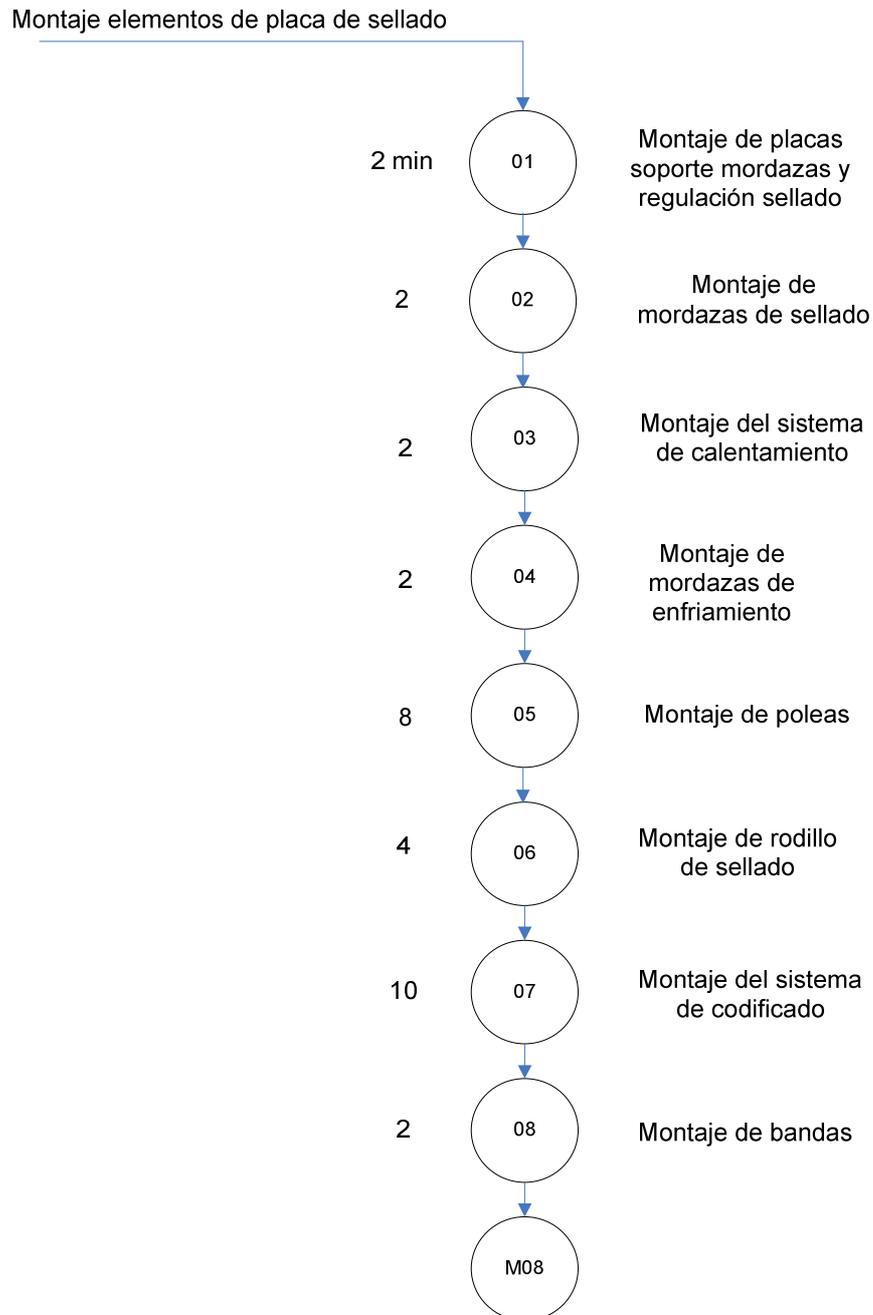
Tiempo total montaje 7: 5 minutos

Figura 6.28 Diagrama de flujo para el montaje del eje de transmisión 2

DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL MONTAJE DE ELEMENTOS DE PLACA DE SELLADO

Para montar las placas soporte de las mordazas, el sistema de calentamiento y enfriamiento, poleas de sellado y codificado se utilizan pernos de \varnothing 6 mm. Para los rodillos de codificado se utilizan pernos de \varnothing 14 mm

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez



Tiempo total montaje 8: 32 minutos

Figura 6.29 Diagrama de flujo para el montaje de elementos de placa de sellado

DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL MONTAJE DE LA MESA DE LA BANDA TRANSPORTADORA

En el montaje de los rodillos en la mesa de la banda se utilizan pernos y tuercas de \varnothing 12 mm en las chumaceras.

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

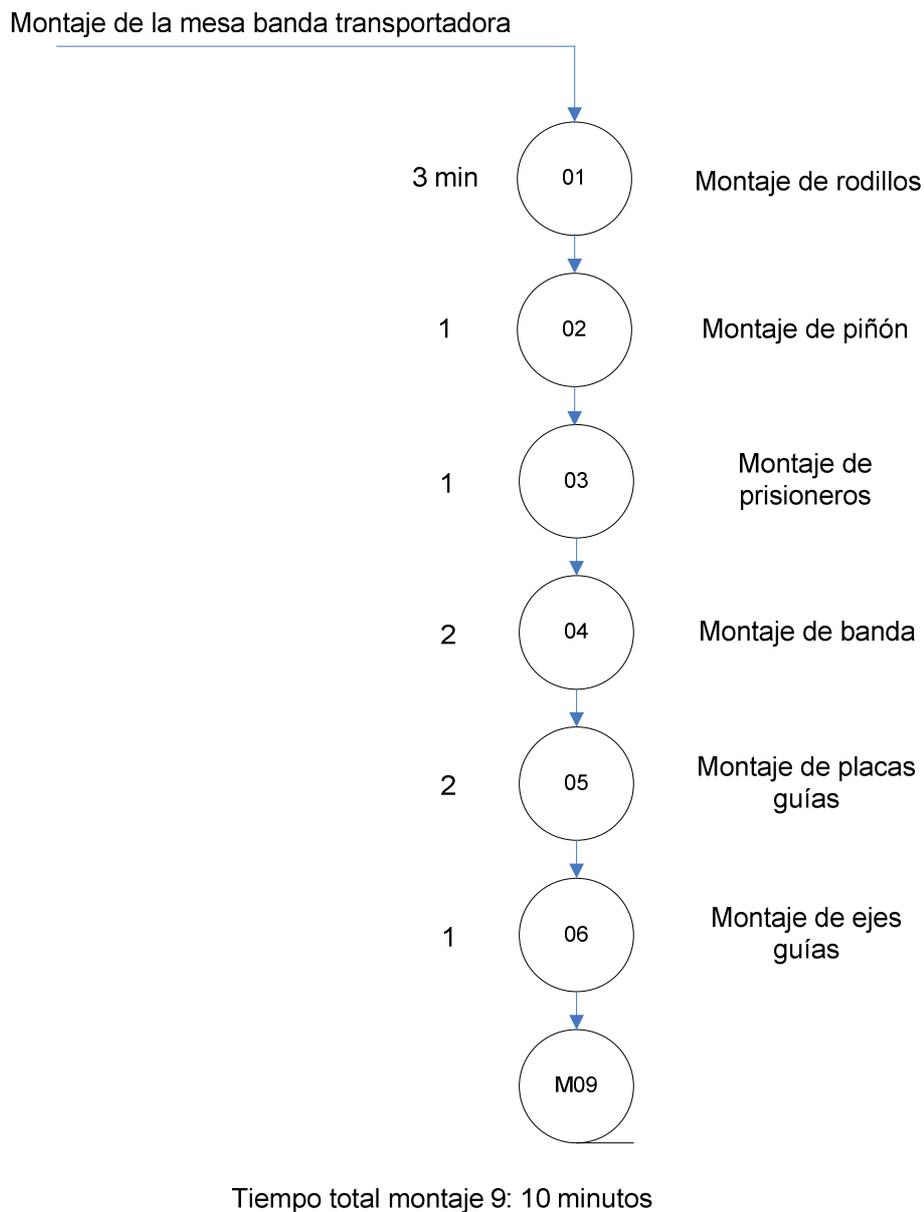


Figura 6.30 Diagrama de flujo para el montaje de la mesa de la banda transportadora

DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL MONTAJE DEL EJE HELICOIDAL

En el montaje de las camisas de los rodamientos se utilizan pernos y tuercas de \varnothing 6 mm.

Diagramado por: Paúl Manzano y Francisco Rodríguez

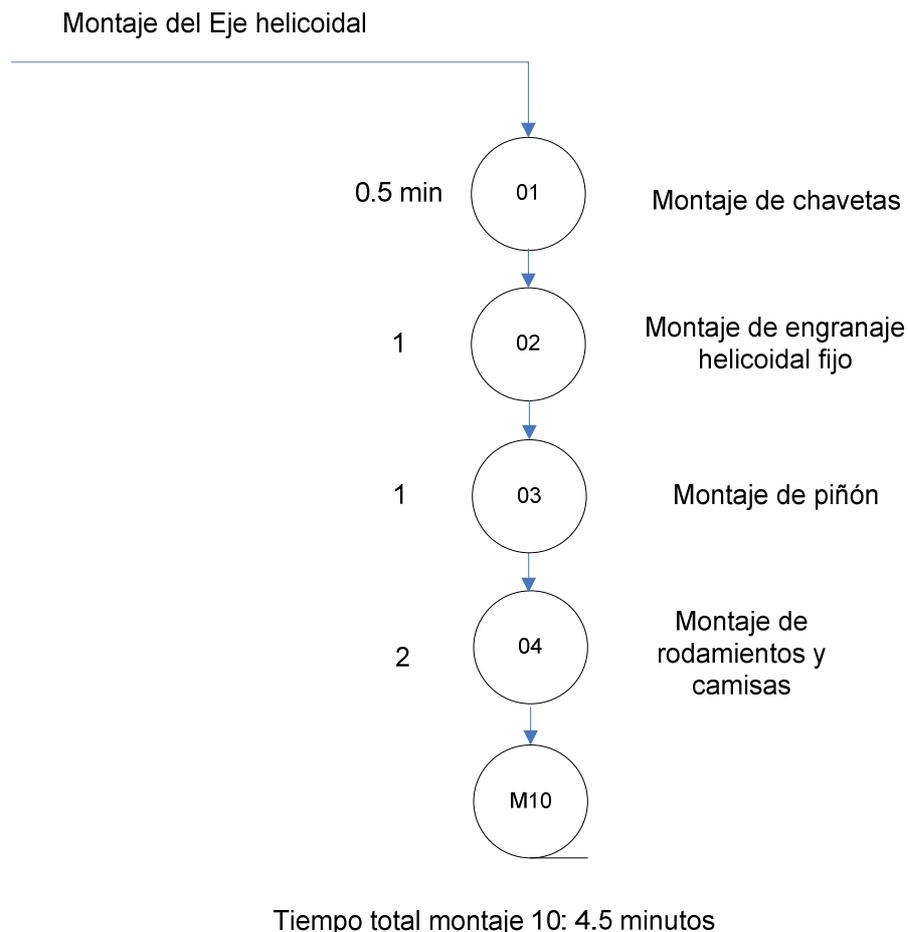


Figura 6.31 Diagrama de flujo para el montaje del eje helicoidal

En el siguiente diagrama de flujo se presenta el montaje de la máquina selladora y codificadora, el cual tiene los submontajes que se expusieron anteriormente.

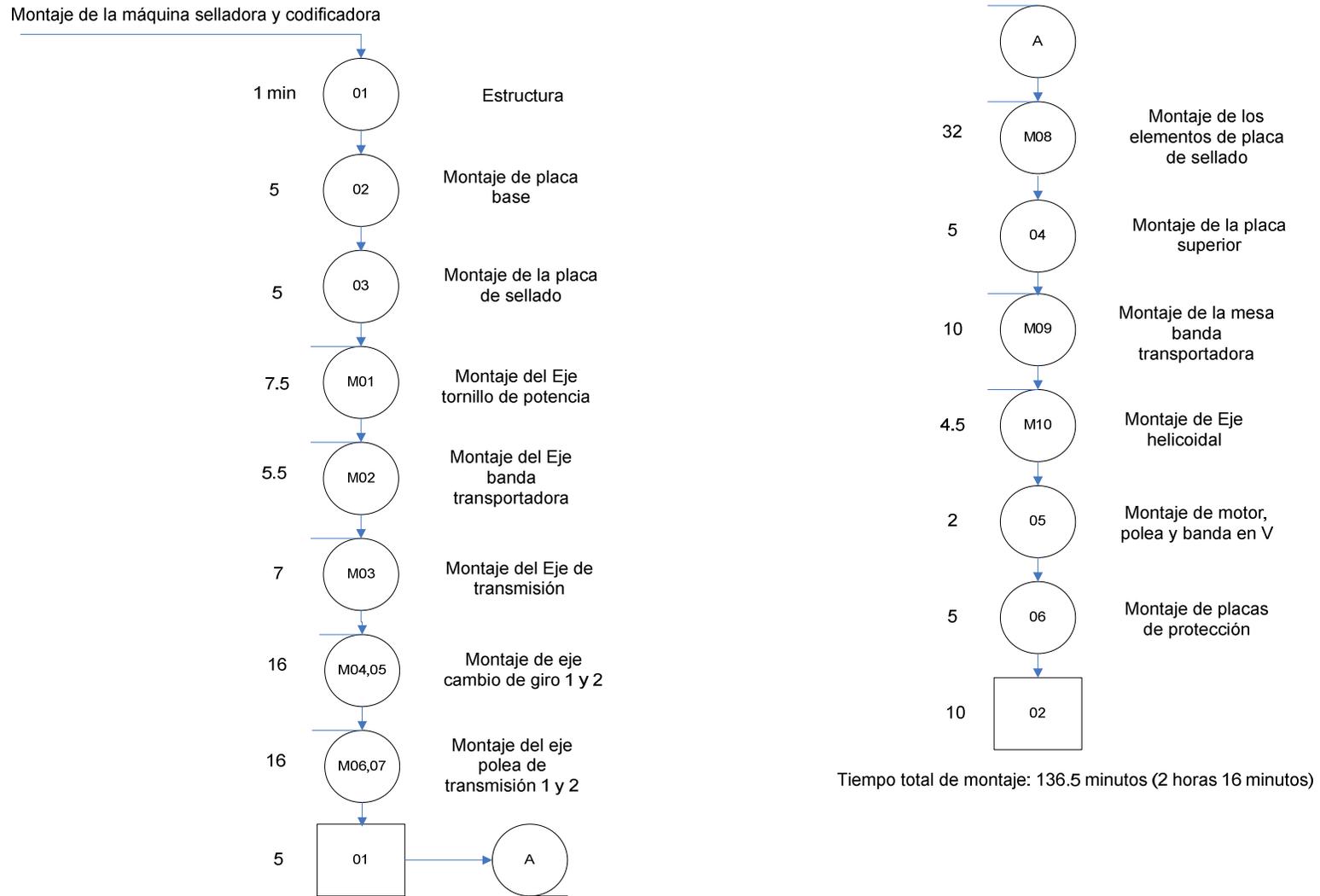


Figura 6.32 Diagrama de flujo para el montaje de la máquina

6.4. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y CALIBRACIÓN

Para el correcto funcionamiento del sistema de transmisión y regulación del tamaño de los productos, se establece las siguientes velocidades:

- Movimiento de bandas de sellado, codificado y transportadora.- Su velocidad lineal es de 0,17 m/s.
- Movimiento para la regulación del tamaño de productos.- La velocidad lineal a la que sube y baja la banda es de 0,04 m/s.

Los valores impuestos fueron tomados del análisis en el programa ANSYS y experimentalmente.

SISTEMA DE SELLADO

Para el sellado se establece una temperatura de 140°C en el control de temperatura. Y se obtuvo el siguiente comportamiento del sistema el cual se presenta en el siguiente cuadro.

Tabla 6.1 Datos de temperatura en el sistema de sellado

T (°C)	t (min)	Tacum (min)
14	0	0
155	4,7	4,7
140	8,3	13
152	0,8	13,8
143	2,2	16
152	0,9	16,9
143	2,3	19,2
152	1,9	21,1
143	2,3	23,4
152	3,2	26,6

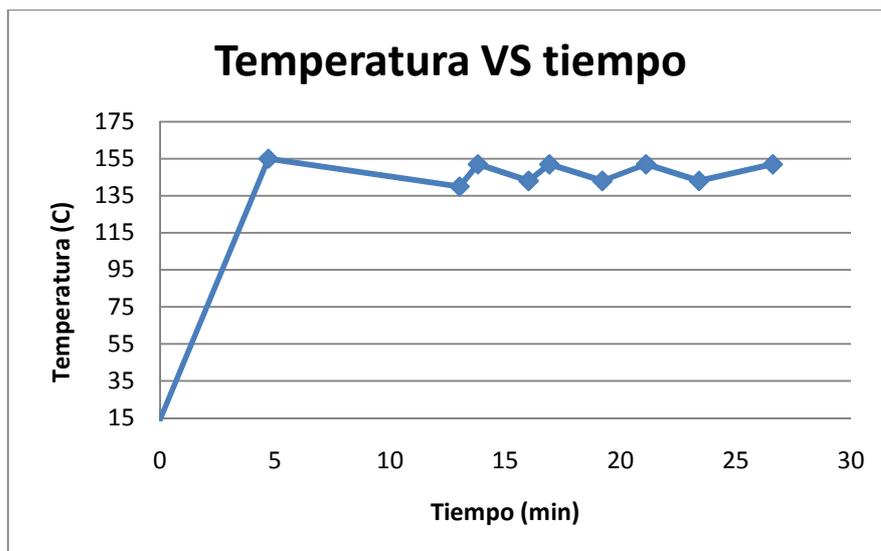


Figura 6.33 Comportamiento de temperatura en el sistema de sellado

En el gráfico se puede observar que la temperatura máxima a la que llega la mordaza es de 155°C , posteriormente se estabiliza en una temperatura máxima de 152°C y la mínima de 143°C .

El rango de temperatura a la que trabajan la mordazas es adecuada para que la funda no se quemé y se selle herméticamente.

SISTEMA DE CODIFICADO

Una vez realizadas las pruebas de funcionamiento se determinó que el termostato que controla la resistencia del rodillo de codificado tiene que estar a una temperatura de 100°C , que es la ideal para que el rodillo de tinta impregne la tinta en las letras.

Los datos obtenidos se realizaron a temperatura ambiente 14°C y la transferencia de calor con el medio ambiente fue natural.

Tabla 6.2 Datos de temperatura en el sistema de codificado

T (°C)	t (min)	Tacum (min)
14	0	0
120	3,5	3,5
99	10	13,5
115	2,2	15,7
100	9,2	24,9
114	2,3	27,2
100	9,8	37
114	2,2	39,2
100	9,8	49
114	2,2	51,2

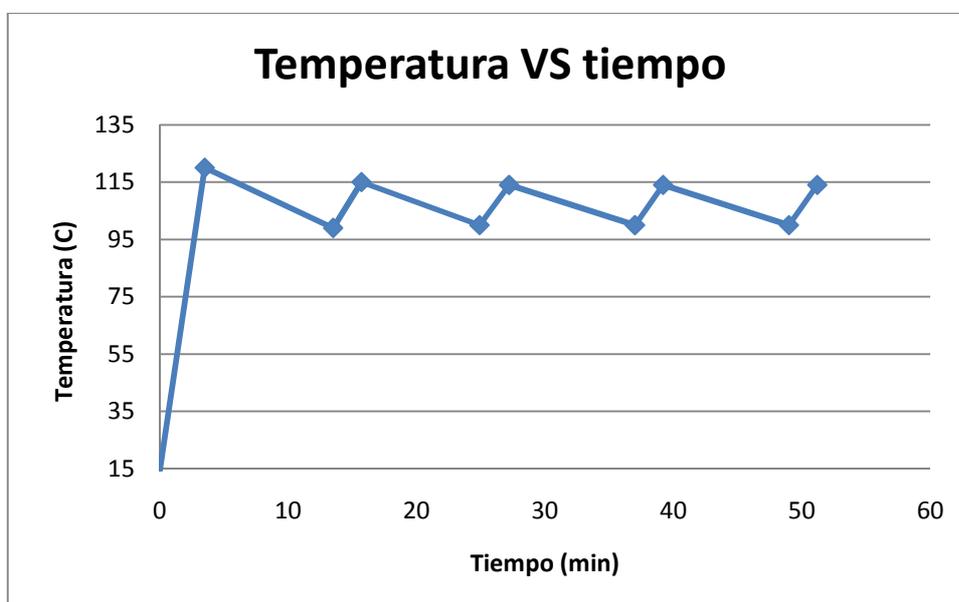


Figura 6.34 Comportamiento de temperatura en el sistema de codificado

En el gráfico se puede observar que al encender la resistencia la temperatura de la resistencia sube hasta un máximo de 120°C y desciende hasta 99°C en un tiempo de 3,5 minutos, posterior a este pico la temperatura se estabiliza teniendo como máxima 114°C y mínima 100°C.

La temperatura se estabiliza a los 15,7 minutos pero no hay ningún problema ya que el termostato mantiene una temperatura 1°C mayor a la establecida con el potenciómetro, lo que nos garantiza la temperatura impuesta.

En la siguiente figura se puede observar la funda sellada y codificada en donde las letras del codificado son claras y el sellado es hermético.

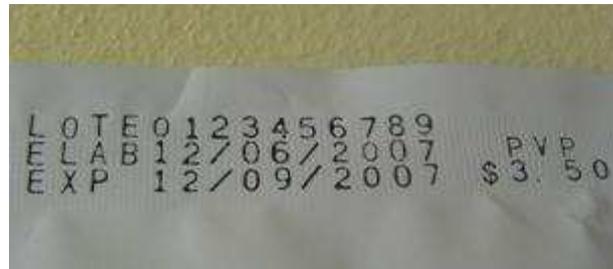


Figura 6.35 Funda sellada y codificada

6.5. MANUAL DE OPERACIÓN

El manual de operación involucra aspectos que permiten el óptimo funcionamiento de la máquina. A continuación se citan procedimientos y precauciones para la seguridad al momento de operar la máquina.

INSTALACIÓN

Para la instalación de la máquina se debe verificar lo siguiente:

- Debe estar ubicada en una zona con piso firme que no esté inclinado.
- La línea de alimentación para el motor y el sistema de sellado debe ser monofásico 220 voltios y 60 Hz con descarga a tierra.
- La línea de alimentación para el sistema de codificado debe ser monofásico 110 voltios y 60 Hz con descarga a tierra.

SEGURIDAD

Esta sección identifica las situaciones de peligro y las precauciones básicas de seguridad.

- Prevención contra quemaduras.- No toque ninguna pieza del sistema de sellado y codificado (rodillos de sellado, bandas, mordazas de calentamiento y enfriamiento, rodillo de codificado) cuando la máquina está en marcha, debido a que la temperatura de trabajo de estos componentes es aproximadamente 100°C.

- Prevención contra atrapamientos de manos en la máquina.- No manipule las bandas transportadoras, ni el sistema de transmisión mientras está en funcionamiento el equipo.
- Prevención contra incendios.- Se debe comprobar que la alimentación a la máquina esté de acuerdo a las normativas nacionales e internacionales de seguridad eléctrica (Norma Ecuatoriana de construcción NEC-10 Parte 9.1).

OPERACIÓN

Las técnicas de operación son básicas para el manejo correcto, eficaz y económico del equipo. Las destrezas y técnicas mejorarán a medida que el operador tenga mayor experiencia manejando la máquina.

Operaciones generales para el funcionamiento de la máquina

1. Verificar que las conexiones eléctricas estén en buenas condiciones.
2. Verificar que la banda del motor, la banda de sellado y codificado tengan una tensión adecuada.
3. Verificar que el breaker principal este encendido.
4. Activar el switch de energización de la máquina.

Operaciones para subir o bajar la banda transportadora

1. Ubicar la palanca de transmisión en la posición inferior, verifique que se haya engranado con el eje del tornillo de potencia.
2. Regular la velocidad con la que se quiere subir o bajar la banda en el parámetro P.3.26. Además se debe cambiar el parámetro P0.09 al valor de 30.
3. Encender el motor y controlarlo con la botonería. Botón verde para subir la banda y rojo para bajar.
4. Ubicar la mesa de la banda transportadora a la altura deseada, adaptándose a la altura del empaque.



Figura 6.36 Botonería de la máquina

Operaciones para sellado y/o codificado

1. Ubicar la palanca de transmisión en la posición superior, verifique que se haya engranado con el eje de la banda transportadora.
2. Establecer la velocidad de las bandas transportadoras (transportadora, sellado y codificado) en el parámetro P.3.28 y variar el parámetro P0.09 al valor de 18.
3. Encender el motor y controlarlo con la botonería.
4. Encender la resistencia de las mordazas de sellado (si se desea sellar). Espere mientras las mordazas de sellado llegan a la temperatura de trabajo.
5. Regular la temperatura de trabajo para el sellado.
6. Encender la resistencia del codificado (si se desea codificar). Espere hasta que la tinta de codificado llegue a la temperatura de trabajo.
7. Encender el switch para que se encienda el control del codificado.
8. Regular la temperatura de trabajo para el codificado.

Colocar la parte superior del empaque entre la bandas de sellado, el empaque se apoya en la banda transportadora inferior. El empaque una vez sellado y codificado sale por la parte derecha de la máquina.

6.6. MANUAL DE MANTENIMIENTO

El mantenimiento permite el correcto funcionamiento y durable del equipo mediante trabajos de mantenimiento. Un mantenimiento descuidado reducirá el tiempo de vida de la máquina y reducirá la seguridad del equipo.

El calendario de mantenimiento indica la frecuencia con la que se debe realizar las operaciones de mantenimiento, el cual está en horas de trabajo.

Para realizar el mantenimiento de cada uno de los elementos se deben seguir ciertas normas de seguridad como:

- Usar ropa adecuada.
- Asegurarse de que el área de trabajo esté libre de riegos.
- Apagar la energía y transmisión
- Tener a mano todas las herramientas a utilizar

En el siguiente cuadro se muestra el calendario de mantenimiento de los elementos y de los sistemas que tiene la máquina.

CALENDARIO DE MANTENIMIENTO

Frecuencia	Meses	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30	33	36	39	42
	Horas de trabajo (x10)	72	144	216	288	360	432	504	576	648	720	792	864	936	1080
- Sistema de transmisión															
Engranés															
Ejes															
Banda en V del motor															
Banda Transportadora															
Catalinas y Piñones															
Chumaceras y Rodamientos															R
- Sistema de sellado y codificado															

I= Inspeccione y si es necesario lubrique, ajuste, corrija o cambie

R= Reemplace

Para el mantenimiento de los elementos que conforman los sistemas de la máquina es necesario realizar los siguientes procedimientos.

Mantenimiento del sistema de transmisión

Engranés

Inspección

- Remover los protectores.
- Mientras está en funcionamiento prestar atención a sonidos y observar posibles desbalances.
- Detener la máquina y revisar si los engranes se encuentran bien engrasados. La grasa a utilizar es Shell Alvania EP (LF) 1, esta grasa es antifricciónante, de fácil aplicación, genera estabilidad mecánica, evita la corrosión del engrane, tienen penetración rápida.
- Observar si en la grasa hay limallas, si existen se procede al desmontaje del engrane y a limpiarlo con gasolina (la gasolina no oxida al material) y engrasarlo nuevamente.
- Revisar daños en los soportes del engrane y nivelarlos.
- Revisar desalineamientos de los dientes de los engranes.
- Reinstalar los protectores.
- Poner en marcha la máquina y estar atentos a anomalías.

Cambio

- Remover los protectores y limpiarlos si es necesario.
- Desmontar el eje donde se encuentra el engrane.
- Retirar chumaceras, engranes y chavetas del eje donde se encuentran.
- Observar si la chaveta sufrió alguna torcedura, esto significa que está trabajando a sobre carga el engrane. Cambiarla si sucedió esto.
- Revisar el diámetro interior de los engranes así como del eje, si se encuentran desgastados esto provoca un desalineamiento y no debe ser instalado el nuevo engrane hasta no haber solucionado el problema.
- Revisar los desgastes en los dientes de los engranes, esto es provocado por el desnivel del engrane y del eje.
- Una vez corregidos todos los problemas se procede a alinear el eje con el engrane.

- Se vuelve al montaje del eje y se verifica los alineamientos.
- Engrasar y lubricar los engranes.
- Colocar los protectores y poner en marcha a la máquina, en este punto hay que estar pendientes en ver vibraciones o escuchar sonidos extraños.
- Después de una hora de funcionamiento parar la máquina para volver a verificar su nivelación.

Ejes

Inspección

- Cuando la máquina está en marcha observar si el eje se encuentra desalineado, y prestar atención a sonidos anormales.
- Detener la maquina, limpiar los ejes con gasolina y verificar que no se encuentren pandeados.
- Revisar los soportes o rodamientos que se encuentren lubricados y funcionando correctamente, además de que no esten deformados por el peso del eje.
- Verificar su alineación y si es necesario corregirla.

Cambio

- Desmontar el eje de sus rodamientos o chumaceras.
- Revisar si los ejes no presentan ningún desgaste en los rodamientos o chumaceras.
- Revisar, alinear, y limpiar los rodamientos o chumaceras. El alineamiento de los soportes del eje es importante ya que alarga la vida útil del eje y evita que el eje tambalee cuando se encuentra en movimiento, de esta manera se protege los rodamientos y chumaceras. Si el eje está pandeado o desgastado cambiarlo, se puede realizar un rediseño del material del eje.
- Montar el eje en los soportes y ajustarlos adecuadamente, tomando en cuenta los desgastes del eje anterior.
- Una vez montado verificar su alineamiento y que se encuentre centrado correctamente.
- Lubricar y engrasar los soportes rodantes del eje.

- Revisar si los soportes aguantan el peso del eje.
- Poner en marcha y estar atentos a sonidos y tambaleos del eje.
- Detener la máquina después de una hora de funcionamiento para verificar su alineamiento y que se encuentre centrado.

Chumaceras y Rodamientos

Inspección

- Con la maquina en funcionamiento estar atento a sonidos extraños.
- Detener la máquina y ver si los rodamientos o las chumaceras se encuentren nivelados correctamente.
- Verificar que los soportes de los rodamientos no se encuentren desgastados o con limallas.
- En el caso de ser chumaceras verificar si los tornillos de sujeción estén correctamente apretados.
- Limpiar y lubricar los rodamientos para alargar su vida útil.
- Poner en marcha y estar atento a anomalías

Cambio

- Detener la máquina, desmontar de la chumacera o del rodamiento el elemento rodante.
- Verificar si las bases donde se encuentra el rodamiento y chumaceras estén correctamente niveladas, caso contrario reparar ya que los nuevos rodamientos no pueden ser montados. En caso de ejes verificar las posiciones para que las chumaceras y los rodamientos se encuentren alineados.
- Montar las chumaceras, atornillar los tornillos de la base y después los prisioneros del elemento rodante. En caso de los rodamientos se debe colocar a presión con una tolerancia de 0,05 mm para obtener apriete y no dañar al rodamiento, el apriete excesivo puede provocar el estancamiento de los rulimanes del eje.
Recordar que para el montaje no se debe golpear los rodamientos o chumaceras.
- Verificar la nivelación de las chumaceras o rodamientos y del elemento rodante.

- Limpiar y lubricar correctamente según el catalogo del rodamiento o chumacera.
- Poner en marcha la máquina y estar atento a sonidos anormales ya que estos pueden significar la mala lubricación o que la chumacera o rodamiento tiene un juego interno.
- Operar por una hora y verificar su nivelación esto evita la vibración de la maquina.

Mantenimiento de la Banda en V del motor

Inspección

- Mientras esté en funcionamiento estar atentos a los sonidos entre la banda y las poleas.
- Asegurarse que las cubiertas de protección de la banda se encuentren limpias de suciedades, ya que puede recalentar la banda y reducir considerablemente la vida útil.
- Revisar que no existan fugas de aceite hacia la banda de transmisión, esto provoca fallas prematuras en la banda ya que afecta directamente al caucho de las mismas.
- Verificar que las poleas estén alineadas para evitar la vibración, la vibración puede aumentar el esfuerzo y causar fallas en la banda.
- Revisar las correas, buscar daños y desgastes.
- Verificar la tensión de la correa y la alineación de las poleas del eje de transmisión y motor.

Cambio

- Parar el motor y retirada la protección.
- Aflojar los pernos del soporte del motor para destensar la banda de transmisión.
- Removida la banda se deben observar las rajaduras en la banda o posibles filtraciones de aceite etc. Esto puede significar un problema de transmisión, una nueva correa no puede ser instalada hasta no ser corregido el problema.
- Limpiar las poleas pero sin rasgarlas, revisar los canales para evitar daños prematuros a la banda.

- Verificar la alineación de las poleas y donde se encuentran montadas.
- Seleccionar el reemplazo correcto de la banda, nunca utilizar bandas combinadas una vieja con una nueva, ni tampoco mezclar correas de fabricantes diferentes (esto evitara el cambio de longitudes).
- Una vez seleccionada la banda de reemplazo no estirla o forzarla en la instalación.
- Ajustar los tornillos del motor hasta que la banda se encuentre en la tensión correcta, regular con un tensiómetro.
- Por último poner en marcha la máquina, colocar las protecciones a la banda, después de una hora de uso verificar la tensión y si es necesaria ajustarla, y estar atento a sonidos y vibraciones.

Banda Transportadora

Inspección

- En operación estar atentos a sonidos y desequilibrio de la banda.
- Detener la máquina y observar si existe desgaste tanto en la parte de contacto con el producto como la parte de contacto con los elementos móviles.
- Limpiar, lavar la banda y quitar residuos de producto manualmente.
- Verificar si la banda se encuentra tensada ya que por el peso y uso se pudo haber estirado, si es necesario tensarla.
- Lubrique donde existan elementos rodantes.
- Poner en marcha y estar atento a ruidos anormales.

Cambio

- En el cambio de la banda primero se debe desatornillar los rodillos para destensar la banda.
- Sacar la banda ya usada, y observar si existe variación en los desgastes en la parte de contacto con los rodillos, esto significa que los rodillos no se encuentran alineados entre sí o no son bien nivelados entre los soportes.
- Lubricar los sistemas rodantes y colocar la banda nueva, una vez solucionado los todos los problemas, tener en cuenta que al colocar la

banda no se debe realizar ninguna fuerza que pueda deformarla ya que se reduce la vida útil de la banda.

- Tensar la banda con ayuda de la posición de los rodillos, comprobar la tensión recomendada por el fabricante.
- Ajustar los pernos y poner en funcionamiento.
- Después de una hora de funcionamiento revisar si se encuentran nivelada y alineada la banda, sino es así corregir los problemas anteriormente mencionados y seguir con el procedimiento.

Piñones y cadena de transmisión

Inspección

- Poner atención a sonidos anormales cuando la máquina esté en funcionamiento.
- Detener la máquina, limpiar y engrasar. Observar si no se encuentran limallas en los eslabones de las cadenas.
- Verificar que los piñones no se encuentren desgastados, ya que una cadena nueva no puede ser montada en piñones desgastados debido a que la vida útil de la misma disminuye considerablemente.
- Controlar que los piñones se encuentren alineados. Si el piñón se encuentra desgastado en sus partes laterales esto quiere decir que existen desnivelaciones ya sea del eje como del mismo piñón.
- Observar si existen deformaciones en los chaveteros.
- Verificar que la cadena se encuentre tensada, si no lo esta puede ser provocado por el estiramiento de los elementos.
- Poner en marcha la cadena y estar atentos a sonidos.

Cambio

Para el cambio no se debe forzar jamás la cadena para el desmonte.

- Mover el eje de tensado de la cadena y desmontar la cadena.
- Retirar rodamientos y piñones del eje.
- Limpiar chavetas.
- Colocar piñones nuevos.
- Colocar la nueva cadena de la misma manera como se la desmonto y controlar el tensado, ya que existen coronas pequeñas y pueden existir

saltos de dientes lo que provoca vibraciones y desgaste acelerado de la cadena.

- Colocar las chavetas y los anillos de sujeción.
- Poner en funcionamiento y estar atentos a sonidos anormales.

Después de una hora de operación, verificar nuevamente que los piñones se encuentren alineados y nivelados correctamente, caso contrario realizar los cambios necesarios hasta lograr la nivelación.

Sistema de sellado y codificado

Inspección

- En funcionamiento observar que no existan desperfecciones como humo por el exceso de temperatura, ver que el sistema de codificado se encuentre regulado con el sensor y que no existan sonidos anormales.
- Verificar que los rodillos se encuentren correctamente alineados.
- Parar la maquina, observar si las bandas se encuentran tensadas.
- Limpiar los sistemas para evitar suciedades que puedan afectar la salubridad el producto.
- Engrasar y lubricar todos los elementos rodantes.
- Comprobar si las diferentes resistencias se encuentren en funcionamiento.
- Ajustar las distancias entre las mordazas de calentamiento, entre los rodillos de sellado y los rodillos de codificado.
- Observar si existe tinta en el rodillo de codificado.
- Poner a funcionar y estar atentos a sonidos

Cambio

En el sistema de sellado y codificado los elementos de cambio más relevantes son los siguientes, las bandas, los rodillos de tinta solida, las letras del codificado y las resistencias.

- Para el cambio de la banda los hacemos de igual manera como anteriormente se detalla en el cambio de la banda transportadora.
- Para los rodillos de tinta primero se debe detener la máquina, luego retirar los pernos que lo sujetan teniendo cuidado con la estructura que

lo envuelve. Colocar el nuevo rodillo de tinta solida, ponerla en posición y ajustarla con la altura correcta con la ayuda de la tuerca.

- Para el codificado y sus letras.- Se debe primero detener la máquina, retirar los seguros del rodillo, así como de los sujetadores, sacarlo por la parte inferior todo el rodillo de codificado, separar la base del rodillo, limpiar los porta tipos donde van las letras, seleccionar las nuevas letras en el orden deseado, posteriormente coloca la base y ajustarla, y por ultimo colocar los seguros y los sujetadores.
- Para las resistencias es importante saber si se encuentran en buen estado y alcanzan la temperatura deseada. Para cambiar las resistencias se debe desmontar el soporte y sacar las resistencias, limpiar, colocar las nuevas resistencias, unirlas al sistema eléctrico y por ultimo montar nuevamente el soporte.

El servicio debe efectuarse de acuerdo al programa de intervalos de mantenimiento siempre y cuando el equipo opere en condiciones normales. Si el equipo opera en condiciones rigurosas el mantenimiento debe ser más frecuente.

CAPÍTULO 7

7. ANÁLISIS ECONÓMICO

En el siguiente capítulo se realizará el estudio económico financiero de la máquina selladora y codificadora, éste análisis se encarga de evaluar los proyectos de inversión y observar la viabilidad económica del mismo, en resumen es el estudio que se realiza para ver si la máquina es rentable y que beneficios ofrecerá a la empresa, cumpliendo con todos los objetivos para la cual es implementada.

Para conocer la rentabilidad del proyecto existen varios indicadores de evaluación esto son:

- VAN (valor actual neto)
- TIR (tasa interna de retorno)
- Costo Beneficio

El desarrollo de estos indicadores de evaluación está directamente relacionado por los costos tanto directos como indirectos, así como la inversión de la empresa, por esta razón es esencial diferenciar los distintos costos para obtener datos precisos de beneficios.

7.1. COSTOS DIRECTOS

Son aquellos costos que son capaces de ser asociados con la parte física directa de la máquina así como de las áreas específicas para su desarrollo, los materiales directos y los costos de mano de obra directa son ejemplos fundamentales de costos directos.

7.1.1. COSTOS DE MATERIA PRIMA

Son los costos de todos los elementos que pueden identificarse en la fabricación de la máquina y representan el principal costo de materiales en la elaboración, un ejemplo claro son los tochos de acero para los ejes.

En la siguiente tabla se presentan todos los costos que intervinieron en la construcción de la máquina.

Tabla 7.1 Costos de materiales

ITEM	CANT	DESCRIPCIÓN	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
			(USD)	(USD)
1	1	Motor 0.5 HP 1800 rpm	143,36	143,36
2	1	Plancha A-36 1/16"	27,5	27,5
3	1	Plancha acero A-36 900x460x2 mm	15	15
4	1	Plancha acero A-36 220x400x4 mm	10	10
5	1	Tol perforada e=0.7mm Ø=6mm	31,36	31,36
6	1	Tol galvanizada	4	4
7	4	Tubo cuadrado 3/4" x 1.5	7,9	31,6
8	1	Plancha acero inoxidable 900x480x3mm	50	50
9	1	Plancha acero A36 100x620x6 mm	6	6
10	1	Eje acero inoxidable 304 φ50 x 110 mm	16,95	16,95
11	1	Bronce dulce Φ 4" x 50 mm	101	101
12	1	Barra bronce Φ3/4" x 100 mm	12	12
13	1	Ejes acero SAE 1018	98,92	98,92
14	1	Teflón eje hueco Ø30x35x20 mm	3,75	3,75
15	1	Eje aluminio Ø1"	3	3
16	1	Chumaceras y rodamientos	148,97	148,97
17	1	Sistema codificado	123,7	123,7
18	1	Letras para codificado	222,89	222,89
19	2	Bandas de plástico	8,96	17,92
20	1	Resistencia tubular 40W, 110v	28	28
21	2	Resistencia tubular 220 W, 220V	39,2	78,4
22	2	Mordaza calentamiento	67,76	135,52
23	1	Bloque calentamiento tinta	32,48	32,48
24	1	Cadena simple 3/8"	16,8	16,8
25	1	Tubo PVC Φ 50 mm	1,5	1,5
26	2	Piñón 14 dientes paso 3/8"	3,57	7,14
27	1	Piñón 14 dientes paso 3/8"	3,57	3,57
28	3	Piñón 18 dientes paso 3/8"	5,74	17,22
29	1	Polea 3"	14	14
30	2	Polea 9"	19	38
31	7	Chaveta 6 x 6 x 100 mm	1,38	9,66
32	4	Garruchas	2,69	10,76
33	2	Bandas de telón	6,16	12,32
34	1	Banda transportadora PVC	37,86	37,86

Tabla 7.1 Costos de materiales (Continuación)

ITEM	CANT	DESCRIPCIÓN	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
			(USD)	(USD)
35	1	Banda B-50	10,71	10,71
36	1	Braker-riel 3x10 A	18,18	18,18
37	1	Cable flexible 12 AWG - 21 m	13,41	13,41
38	1	Pulsador marcha verde 22mm	1,55	1,55
39	1	Pulsador paro rojo 22mm	1,55	1,55
40	1	Pulsador emergencia hongo 22mm	2,45	2,45
41	1	Interruptor 3F. On Off	12,59	12,59
42	1	Selector 3 posiciones	2,38	2,38
43	2	Control temperatura 16A 250V	13,88	27,76
44	2	Interruptor pata de cangrejo On Off 15A	3	6
45	3	Contacto normalmente abierto	1,3	3,9
46	1	Tomacorriente 220V 15A	2,58	2,58
47	1	Enchufe 220V 15A	2,91	2,91
48	1	Enchufe 110V 15A	2,1	2,1
49	1	Placa cobre tomacorriente	0,34	0,34
50	1	Sensor de distancia	20	20
51	1	Elementos electrónicos	15	15
TOTAL			1654,56	1654,56

7.1.2. COSTOS DE MANO DE OBRA DIRECTA

Es el costo por el personal y máquinas directamente involucradas en la fabricación, este costo varia con la cantidad de materia prima que transforma el operador en elementos terminados.

Tabla 7.2 Costos de mano de obra directa

ITEM	ESPECIALIDAD	TIEMPO MEDIO	COSTO/HORA (USD)	COSTO TOTAL (USD)
1	Mecánico	21,25	8	170
2	Soldador	10	8	80
TOTAL			16	250

7.2. COSTOS INDIRECTOS

Son aquellos costos de artículos que no son directamente asociables a la parte física de la máquina, usualmente estos costos se cargan a las áreas generales técnicas, por ejemplo un costo indirecto son los artículos consumibles en la construcción que ciertamente no forman parte de la máquina pero están presentes en la construcción de la misma.

7.2.1. COSTO DE MATERIALES INDIRECTOS

Son los costos de los elementos involucrados en la elaboración de la máquina que no son abundantes y su precio no es relevante. Un ejemplo pegamentos, arandelas, tornillos.

Tabla 7.3 Costo de materiales indirectos

ITEM	CANT	DESCRIPCIÓN	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
1	1	Pernos	22,06	22,06
2	1	Arandelas	1,72	1,72
3	1	Tuercas	8,84	8,84
4	1	Prisioneros	0,5	0,5
5	1	Anillos de sujeción	1,37	1,37
6	1	Resortes	8	8
7	1	Caucho	2	2
8	1	Manguera corrugada 3/8"	0,57	0,57
			TOTAL	45,06

7.2.2. COSTOS DE MANO DE OBRA INDIRECTA

Son los costos del personal necesaria en el área de producción que no intervienen directamente con la transformación de la materia prima, un ejemplo son los supervisores de planta etc. Este valor es financiado por la ESPE y estudiantes, por tanto no entra en los costos.

Tabla 7.4 Costos de mano de obra indirecta

ITEM	ESPECIALIDAD	TIEMPO MEDIO (h/9meses)	COSTO/HORA (USD)	COSTO TOTAL (USD)
1	Diseño, pruebas y validación	540	5	2700

7.2.3. COSTOS DE INSUMOS

Son los costos que toda empresa necesita para realizar el proceso productivo, en estos costos dependen del tipo de proceso para hacer un determinado bien o servicio, estos pueden ser agua, energía eléctrica, combustibles, electrodos, brocas etc.

Tabla 7.5 Costos de insumos

ITEM	CANT	DESCRIPCIÓN	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
			(USD)	(USD)
1	1	Cuchilla HSS 3/8"	6,5	6,5
2	1	Cuchilla redonda HSS 8x160 mm	15,6	15,6
3	1	Cuchilla punta de carburo 3/8"	3,21	3,21
4	1	Broca titanio 10.5 mm	1,94	1,94
5	1	Broca cobalto 13/64"	1,69	1,69
6	1	Broca titanio 5/32"	1,54	1,54
7	1	Broca HSS cobalto 9/16"	23,3	23,3
8	1	Broca HSS cobalto 10 mm	10,85	10,85
9	1	Broca cobalto 1/4"	5,2	5,2
10	1	Fresa frontal 4 labios 6 mm	11,89	11,89
11	2	Electrodos 6011. 1/2 lb	3	6
12	1	Sierra Starret 14"x13/8"	16,55	16,55
13	1	Spray inoxidable	6,18	6,18
			TOTAL	110,45

En la siguiente tabla se presenta el costo total de la máquina.

Tabla 7.6 Costo total de máquina

ITEM	DESCRIPCIÓN	COSTO (USD)
1	Costos directos	1904,6
2	Costos indirectos	155,5
3	Imprevistos 15% (CD+CI)	309,0
TOTAL		2369,1

La inversión de la empresa fue de 2369 dólares.

7.3. ANÁLISIS DEL VAN

El indicador VAN (Valor actual neto) representa la ganancia y rentabilidad neta generada por la máquina, se lo puede describir como la diferencia entre la inversión y la cantidad que devuelve la implementación de la máquina, el cálculo se lo realiza de la siguiente manera.

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+k)^t} - I_0$$

(Ec. 7.1)

Vt : Flujo de beneficio

k : Interés

t: Periodo de tiempo

Io: Inversión inicial

n: Número de ciclos a analizar

Cuando el VAN es mayor a 0 el proyecto es rentable, cuando el VAN es menor el proyecto no supera la rentabilidad.

Para el análisis del VAN y del TIR se necesita realizar los costos de producción con la máquina en funcionamiento y sin ella.

Los valores que la empresa es responsable de cancelar a sus trabajadores durante el año se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 7.7 Valores a ser considerados en un sueldo

DESCRIPCIÓN	MENSUAL (USD)	ANUAL (USD)
Sueldo	292	3504
10mo tercero	292	292
10mo quinto	292	292
10mo cuarto	292	292
Vacaciones	146	146
IESS 9.35%	27,302	327,6
Transporte y alimentación	100	1200
TOTAL		504,5

El sueldo mensual de un trabajador por ley es de 504,5 dólares.

Tabla 7.8 Consumo de energía de la máquina y valor a pagar

DESCRIPCIÓN	V(v)	P (KW)	I(A)	t(h/mes)	(kwh)
Variador velocidad y motor	220	0,75	3,39	160	119,4
Resistencias sellado	220	0,44	2,00	160	70,4
Resistencias codificado	110	0,04	0,36	160	6,4
Control	6	0,006	1,00	160	0,96
TOTAL					197,1

Costo 1KWh (USD)	0,08
-------------------------	------

TOTAL MENSUAL (USD)	15,8
----------------------------	------

Al poner en funcionamiento la máquina la empresa tiene que cancelar un total de 15,8 dólares mensuales por la luz que ocupa la máquina.

Una vez definidos los valores en las siguientes tablas se presenta el costo de fabricación de los productos sin máquina y con máquina.

Tabla 7.9 Costos de fabricación sin máquina

ITEM	CANT	DESCRIPCIÓN	COSTO UNITARIO MENSUAL (USD)	COSTO MENSUAL TOTAL (USD)	COSTO ANUAL (USD)
1	2	Sueldos	504,5	1008,9	12107,25
2	1	Energía eléctrica	4	4	48
TOTAL				1012,94	12155,25

Tabla 7.10 Costos de fabricación con máquina

ITEM	CANT	DESCRIPCIÓN	COSTO UNITARIO MENSUAL (USD)	COSTO MENSUAL TOTAL (USD)	COSTO ANUAL (USD)
1	1	Sueldos	504,5	504,5	6053,62
2	1	Energía eléctrica	15,8	15,8	189,24
3	1	Depreciación máquina 10%	236,91	236,91	236,91
4	1	Mantenimiento máquina 15%	355,36	355,36	355,36
TOTAL				7564,1	

Podemos observar que el costo de fabricación sin la máquina es casi el doble del costo con máquina.

La siguiente tabla muestra en el año 0 la inversión que realiza la empresa, el valor del año 1 es la resta entre los costos anuales de fabricación sin máquina y con máquina. El interés utilizado es del 15%.

	AÑO	VALOR (USD)
0	2013	-2369,1
1	2014	4591,18
2	2015	4591,18
3	2016	4591,18
4	2017	4591,18
5	2018	4591,18

VAN	\$ 20864,4
-----	------------

Al realizar el análisis del VAN se obtiene que la empresa gana \$20864 en cinco años lo que quiere decir que la inversión en la máquina fue buena.

7.4. ANÁLISIS DEL TIR

TIR (tasa interna de retorno).

TIR	79%
-----	-----

El TIR es la velocidad con la que se recupera la inversión, en nuestro caso la inversión se recuperaría en un año y medio.

7.5. BENEFICIO COSTO

Este indicador nos muestra la ganancia total generada por unidad monetaria invertida, y se lo calcula dividiendo el VAN para la inversión, mientras mayor sea el beneficio costo mayor es la factibilidad para la inversión en el proyecto y en nuestro caso la máquina.

El interés utilizado es del 15%.

BENEFICIO	\$ 2,81
COSTO	

El beneficio costo nos indica que por cada dólar invertido la empresa recibe 2,81 dólares. De esta manera se puede demostrar que la inversión que realizó la empresa es una buena decisión.

CAPÍTULO 8

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1. CONCLUSIONES

- Las alternativas seleccionadas para desarrollar el diseño y la construcción de la máquina fueron las correctas debido a que cada sistema satisface a los requerimientos impuestos por la empresa.
- Todos los elementos que conforman la máquina están diseñados bajo parámetros y criterios que permiten a la máquina un mejor desempeño, rendimiento fiabilidad. Además de que son de fácil mantenimiento y control.
- Una vez realizado el análisis económico de la máquina se concluye que la máquina cumple con las expectativas de la empresa y la inversión se recupera en un año y medio. Además el costo de fabricación es menor a máquinas de similares características.
- La simulación en programa ANSYS facilito obtener algunas variables fundamentales para el correcto funcionamiento de la máquina como es la velocidad y su transferencia de calor, de ésta manera se puede obtener un sellado óptimo y se evita el desperdicio de material en pruebas.
- Se logró comprobar los resultados de los cálculos y análisis de Ansys Workbench con la pruebas realizadas, ya que variando uno de los parámetros dados en los cálculos se obtienen errores en las pruebas de sellado. Un ejemplo claro es al variar la temperatura, si se alcanza una temperatura mayor a la temperatura de operación del polipropileno biorientado hace que se queme y si la temperatura es menor el sellado no es el óptimo.
- En el ensamble es importante la alineación y lubricación correcta de los elementos de transmisión, ya que la mala ubicación de los mismos provoca un incremento en el torque del motor ocasionando su sobrecalentamiento o posibles trabas en los mecanismos.

8.2. RECOMENDACIONES

- Para el montaje o mantenimiento de la máquina se recomienda tener en cuenta la secuencia de montaje y desmontaje de los elementos con el fin de evitar pérdidas de piezas y mala ubicación de cada uno de los elementos.
- En el caso de que la máquina se utilice para sellar o codificar independientemente se recomienda codificar primero y luego sellar, debido a que si se sella primero el tiempo para que las mordazas se enfríen totalmente es de 40 minutos y la funda se sellaría antes de codificarse.
- Se recomienda seguir el plan de mantenimiento con exactitud para conservar los elementos que conforman la máquina, de esta manera se podrá alargar la vida útil de los mismos.
- Se recomienda poner en funcionamiento la máquina en lugares que la humedad relativa promedio sea de 50%, caso contrario se debe controlar el funcionamiento de los elementos con mayor periodicidad.
- En el caso de que la máquina se trabe ocasionando que no se transmita el movimiento en el tornillo de potencia o en las bandas transportadoras se recomienda parar la máquina para no forzar el motor, posteriormente revisar si existe algún problema entre la tuerca y el tornillo de potencia, guías, engranes, cadenas.
- Se recomienda realizar un estudio de mercado y costos de producción en volúmenes grandes para observar la factibilidad de producir en masa de la máquina.

BIBLIOGRAFÍA

- ASKELAND DONALD & PHULE PRADEEP. (2004). *Ciencia e Ingeniería de los Materiales*. Traducido por Gonzales, Pozo & Sánchez. (4ta. Ed.). México. Editorial International Thompson Editores, S.A. pp. 669-704.
- FLINN RICHARD & TROJAN PAUL. *Materiales de Ingeniería y sus aplicaciones*. Traducido del inglés por Houghton Mifflin. (Primera Ed.). Colombia. Editorial Mc GRAW HILL LATINOAMERICANA S.A, p. 352.
- AVALLONE EUGENE & BAUMEISTER THEODORE. (2002). *Manual del Ingeniero Mecánico*. Traducido del inglés por Noriega Francisco. (9na. Ed.). México, Editorial Mc Graw Hill. v.6 pp. 195-196.
- MOTT ROBERT. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Traducción del inglés por Virgilio González. (4ta. Ed.). México. Editorial Pearson Educación. pp. 9-15.
- NORTON ROBERT. (2005). *Diseño de Maquinaria*. Traducido del inglés por Rodolfo Navarro. (3ra. Ed.). México. Editorial Mc Graw Hill. pp. 7-16.
- POLIMENI RALPH, FABOZZI FRANK & ADELBERG ARTHUR. (2005). *Contabilidad de Costos*. Traducido por Rosas y Gomez. (3ra Ed.). Colombia. McGraw Hill. pp. 15- 30

DOCUMENTOS WEB

- QUIMINET. (2012). *Polipropileno biorientado*. Recuperado de <http://www.quiminet.com/articulos/el-polipropileno-biorientado-bopp-y-sus-aplicaciones-31039.htm>
- SISCOD. *Sistemas de codificación*. Recuperado de <http://www.siscod.com.ar/producto.asp?id=32>

- KEYTECHNOLOGY. *Bandas transportadoras*. Recuperado de <http://www.key-technology.com.mx/productos/banda-transportadora/default.html>
- EMAGISTER. (2008). *Tipos de rodillos transportadores*. Recuperado de <http://www.emagister.com/curso-municipal/tipos-rodillos-transportadores>
- ELECTRONICAESTUDIO. *Engranajes*. Recuperado de http://www.electronicaestudio.com/docs/1550_Tutorial_de_ENGRANES.pdf