

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño de un Sistema Roscador de Tapas Inviolables”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Guillermo Andrés Pacheco Valarezo

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2008

AGRADECIMIENTO

A todas las personas que de uno u otro modo colaboraron en la realización de este trabajo especialmente en el Ing. Ernesto Martínez Director de Tesis, por su invaluable ayuda.

DEDICATORIA

Agradezco a Dios por darme su bendición y haberme guiado siempre. A mi Familia, a mi abuelita Araminta por su apoyo incondicional, a mis padres y hermanas por haberme acompañado en cada uno de mis objetivos en la vida, a mi Valeria porque me ha ayudado en todo momento, y a mis Amigos por haber estado siempre cuando más los necesitaba

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Jorge Abad M.
DELEGADO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Ernesto Martínez L.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Federico Camacho B.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la Escuela Superior Politécnica del Litoral

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

Guillermo Andrés Pacheco Valarezo

RESUMEN

Este trabajo diseña un sistema de roscado de tapas inviolables que utilizan las industrias licoreras (vinos, alcohol, agua ardiente, entre otros), farmacéuticas (toda clase de jarabes) y alimenticias (jugos naturales, concentrados).

Estas tapas tienen una característica distintiva de las demás tapas que se usan en el mercado, debido al material con el cual están fabricadas. Uno de los beneficios de este material (aluminio H14) es que no permite la proliferación de agentes externos como bacterias y microorganismos, de ahí su gran utilización en la industria farmacéutica.

En base a los mecanismos conocidos se propuso un diseño en el cual intervienen juegos de engranajes, mecanismo de cruz de malta, levas, que son fáciles de construir, muy económicos, y de fácil mantenimiento. Esta máquina tiene un detalle sobresaliente en el que su parte principal, es decir el cabezal roscador es fácilmente fabricado en un taller metalmecánico, evitando así fugas de divisas en el momento de la compra de cabezales de marca construidos en el exterior.

Para el diseño se consideraron factores primordiales como el tamaño de tapa y envase que más se utiliza en el mercado nacional. Además de esto se considerará la producción deseada con el cual se partirá el diseño.

Se espera con esta tesis que se cumpla con las expectativas requeridas por el mercado, además de satisfacer al usuario, puesto que si la maquina por alguna razón llega a sufrir un daño, se la reparará inmediatamente y así evitar la importación de piezas y precios altos por mantenimiento.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	IV
ABREVIATURAS.....	VIII
SIMBOLOGIA.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XV
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPITULO 1.	
1. INTRODUCCIÓN A LAS TAPAS INVIOLABLES.....	3
1.1. Fabricación de Tapas Inviolables.....	4
1.2. Almacenaje Y Transporte.....	8
1.3. Uso de Tapas Inviolables.....	9

1.4.	Medidas Normalizadas de Tapas en el mercado Ecuatoriano..	10
1.5.	Especificaciones Técnicas.....	12
1.6.	Tamaño de Envases.....	13

CAPITULO 2.

2.	DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE CERRADO DE ENVASES.....	15
2.1.	Funcionamiento de Roscadora de Tapas.....	16
2.1.1.	Alimentación de Tapas.....	17
2.1.2.	Alimentación de Envases a Zona de Roscado.....	18
2.1.3.	Descripción de los Elementos del Proceso.....	20

CAPITULO 3.

3.	DISEÑO DEL SISTEMA ROSCADOR AUTOMÁTICO.....	23
3.1.	Diseño de Forma.....	24
3.2.	Sistema de Alimentación de Tapas.....	29
3.2.1.	Tolva.....	29
3.2.2.	Tambor Rotatorio y Brida Soporte.....	32
3.2.3.	Selección de Motor Eléctrico y Reductor de Velocidad...	43

3.2.4. Árbol de Transmisión y Accesorios.....	46
3.2.5. “Punto de Ataque”.....	61
3.2.6. Estructura Soporte.....	72
3.3. Sistema Central de la Maquina.....	83
3.3.1. El Mecanismo de Cruz de Malta.....	84
3.3.2. Mecanismo de Leva Seguidor.....	87
3.3.3. Análisis de Engranajes Cónicos y Cilíndricos.....	99
3.4. Alimentación de Botellas a Punto de Roscado.....	126
3.5. Mesa Soporte.....	128
3.6. Panel de Control de Roscador Automático.....	131
CAPITULO 4.	
4. DISEÑO DE BANDA TRANSPORTADORA.....	134
4.1. Estructura Soporte y Mecanismos.....	134
4.2. Selección de Banda Transportadora y Motor Eléctrico.....	145
CAPITULO 5.	
5. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.....	150

5.1. Diagrama de Gantt.....	150
5.2. Análisis de Costos.....	152

CAPITULO 6.

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	157
--	-----

APENDICES.

BIBLIOGRAFÍA.

ABREVIATURAS

<i>HPSTC</i>	Carga En El Punto Más Elevado De Contacto De Un Solo Diente
<i>cm</i>	Centímetro
°	Grados
<i>gr</i>	Gramo
<i>Horas</i>	Horas
<i>J</i>	Joule
<i>J / seg</i>	Joule Por Segundo
<i>K Watts</i>	Kilo Vatios
<i>Kg m²</i>	Kilogramo Metro Cuadrado
<i>Kg/m³</i>	Kilogramo Por Metro Cubico
<i>Kg</i>	Kilogramos
<i>Psi</i>	Libra Por Pulgada Cuadrada
<i>Lb in</i>	Libra Pulgada
<i>Lb</i>	Libras
<i>MPa</i>	Mega Pascales
<i>m</i>	Metro
<i>m⁴</i>	Metro A La Cuarta
<i>m²</i>	Metro Cuadrado
<i>m³</i>	Metro Cubico
<i>m/seg</i>	Metros Por Segundo
<i>m/seg²</i>	Metros Por Segundo Al Cuadrado
<i>mm</i>	Milímetro
<i>N</i>	Newton
<i>Nm.</i>	Newton Metro
<i>N/m</i>	Newton Por Metro
<i>N seg/m</i>	Newton Segundo Por Metro
<i>Pa</i>	Pascales
<i>ft</i>	Pie
<i>fpm</i>	Pies Por Minutos
<i>In⁻¹</i>	Pulgada A La Menos 1
<i>in</i>	Pulgadas
<i>in²</i>	Pulgadas Al Cuadrado
<i>Rad</i>	Radianes
<i>Rad / seg</i>	Radianes Por Segundo
<i>Rad / seg²</i>	Radianes Por Segundo Cuadrado
<i>rpm</i>	Revoluciones Por Minuto
<i>Seg</i>	Segundos
<i>Watts</i>	Vatios

SIMBOLOGÍA

h	Altura
b	Ancho De Sección Transversal
f	Ancho Del Diente
α	Ángulo De Cono De Paso
ϕ	Ángulo De Presión.
x	Ángulo De Rosca
θ	Ángulo.
A	Área
L_r	Avance De Rosca
C_a	Capacidad Básica De Carga Dinámica Axial
C_r	Capacidad Básica De Carga Dinámica Radial
C_{or}	Capacidad Básica De Carga Estática
P_r	Carga Dinámica Equivalente Para Rodamientos Radiales
μ	Coefficiente De Fricción Dinámico.
C_p	Coefficiente Elástico
G	Constante De Elasticidad De Torsión
a	Constante De Neuber Para Aceros
K	Constante Del Resorte
δ	Densidad
d	Diámetro
d_p	Diámetro Primitivo
c	Distancia Desde Eje Centroidal A Extremo
ε	Eficiencia
σ_a	Esfuerzo De Flexión Alterno
σ_m	Esfuerzo De Flexión Medio
τ_a	Esfuerzo De Torsión Alterno
τ_m	Esfuerzo De Torsión Medio
τ	Esfuerzo Producido Por Cortante
σ	Esfuerzo Producido Por Flexión
σ'	Esfuerzo Von Misses
e	Espesor
C_{xc}	Factor De Abombamiento De Engranajes
C_f	Factor De Acabado Superficial De Engranajes
K_b	Factor De Aplicación De Aro De Engrane
f_w	Factor De Aplicación De Correa
K_a, C_a	Factor De Aplicación De Engrane
C_c	Factor De Carga

K_f	Factor De Concentrador De Esfuerzos A La Fatiga
K_t	Factor De Concentrador De Esfuerzos Teórico
C_R	Factor De Confiabilidad
f_b	Factor De Correa De Transmisión
K_x	Factor De Curvatura De Engranajes
K_m, C_m	Factor De Distribución De Carga De Engrane
C_h	Factor De Dureza De Engranajes
C_{md}	Factor De Montaje De Engranajes
p	Factor De Rodamiento (Bolas O Agujas)
n	Factor De Seguridad
C_S	Factor De Superficie
C_t	Factor De Tamaño
K_s, C_s	Factor De Tamaño De Engranaje
C_T	Factor De Temperatura
f_h	Factor De Vida
C_L	Factor De Vida De Engranaje
k_w	Factor De Wahl A La Torsión
K_v, C_v	Factor Dinámico De Engranaje
J_p, J_g	Factor Geométrico De Piñón Y Engranaje Respectivamente
I	Factor Geométrico Superficial De Engranaje
F	Fuerza
F_a	Fuerza Axial
P_c	Fuerza Critica De Columna
F'	Fuerza Primaria Debido A Cortante
F_r	Fuerza Radial Del Engranaje
F''	Fuerza Secundaria Debido A Par Torsional
F_t	Fuerza Tangencial Del Engranaje
$R1, R2$	Fuerzas De Reacción En Apoyos
g	Gravedad
S_{sy}	Limite De Fluencia Elástico Al Cortante
S_e	Limite De Resistencia A La Fatiga Corregido
S'_e	Limite De Resistencia A La Fatiga Sin Corregir
S_y	Limite Elástico A Tensión
L	Longitud
S	Longitud De Ascenso Vertical De Leva
L'	Longitud De Generatriz
y	Longitud De Resorte Comprimido
L_{eff}	Longitud Efectiva De Columna
m'	Masa
m	Modulo

E	Modulo De Elasticidad
M	Momento
I_z	Momento De Inercia Con Respecto Al Eje Z
\tilde{N}	Numero De Ciclos
Z	Numero De Dientes De Engranaje
N_a	Numero De Espiras Activas
N_T	Numero De Espiras Total
n'	Numero De Pasadores
p	Paso De Rosca
P_d	Paso Diametral
Pot	Potencia
B	Producción De Botellas Por Hora
r	Radio
ρ	Radio De Curvatura
k	Radio De Giro
RV	Relación De Velocidades.
S_n	Resistencia A La Fatiga A Cualquier \tilde{N}
S_{fb}	Resistencia A La Fatiga Por Flexión De Engranajes Corregido
S'_{fb}	Resistencia A La Fatiga Por Flexión Sin Corregir Para Engranajes
S_{es}	Resistencia A La Fatiga Por Torsión $R=-1$
S_{ew}	Resistencia A La Fatiga Por Torsión Del Alambre.
S_{fc}	Resistencia A La Fatiga Superficial Corregido
S'_{fc}	Resistencia A La Fatiga Superficial Sin Corregir
S_{ut}	Resistencia Máxima A Tensión
S_{us}	Resistencia Máxima Al Cortante
I_x, I_y	Segundo Momento De Área
J	Segundo Momento Polar De Área
q	Sensibilidad A La Muecas Del Material.
t	Tiempo
T	Torque
β	Tramo Angular Donde Se Aplica Ascenso Descenso De Leva
v	Velocidad
ω	Velocidad De Rotación O R.P.M.
L_{10h}	Vida Nominal Básica A 10^6 Revoluciones
V	Volumen

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1.	Imagen Ilustrativa de los Tipos de Tapas Inviolables	3
Figura 1.2	Pasos de Producción de Tapas inviolables.....	5
Figura 1.3.	Troquela Para Producir Tapas.....	7
Figura 1.4.	Aplicación de Tapas Inviolables.....	9
Figura 1.5.	Esquema de Tapas Inviolables.....	11
Figura 2.1	Paso de Tapas desde Tambor a Zona de Ataque.....	17
Figura 3.1.	Bosquejo del Sistema de Alimentación.....	25
Figura 3.2	Conexión de Tambor a Zona de Ataque.....	25
Figura 3.3.	Partes del Tambor Rotatorio.....	26
Figura 3.4.	Mecanismo de Punto de Ataque.....	27
Figura 3.5.	Diseño de Forma de Alimentación de Botellas a Zona de Roscado.....	28
Figura 3.6.	Diagrama de Forma de Juego de Estrellas.....	28
Figura 3.7.	Diseño de la Tolva.....	31
Figura 3.8.	Tambor Rotatorio.....	33
Figura 3.9.	Arreglo de Pernos en Tambor.....	34
Figura 3.10.	Pernos de Brida sobre Tambor.....	35
Figura 3.11.	Diagrama de Cuerpo Libre de Tambor.....	36
Figura 3.12.	Diagrama Vectorial de Fuerzas Sobre Pernos.....	37
Figura 3.13.	Datos Sobre Disco de Tambor.....	40
Figura 3.14.	Árbol de Transmisión de Sistema de Alimentación.....	46
Figura 3.15	Fuerzas en Árbol de Transmisión.....	47
Figura 3.16.	Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector de Árbol de Transmisión.....	50
Figura 3.17.	Análisis de Esfuerzos en Extremo de Árbol.....	50
Figura 3.18.	Chumacera Soporte de Árbol de Sistema de Alimentación.....	55
Figura 3.19.	Análisis de Fuerzas Sobre Chumacera.....	56
Figura 3.20.	Diagrama de Fuerzas Sobre Columna.....	57
Figura 3.21.	Diagrama de Fuerzas en Base de Soporte.....	60
Figura 3.22	Punto de Ataque.....	63
Figura 3.23.	Diagrama de Resorte de Compuertas Verticales.....	64
Figura 3.24	Diagrama de Resorte de Compuerta Horizontal.....	68
Figura 3.25.	Guía Metálica Transportadora de Tapas.....	70
Figura 3.26.	Diagrama de Soporte del Sistema.....	70
Figura 3.27.	Vista General del Soporte del Sistema de Alimentación.....	73
Figura 3.28.	Datos Sobre Base de Sistema de Alimentación.....	74
Figura 3.29.	Diagrama de Cuerpo Libre de Sujeción en Base de Sistema de Alimentación.....	79

Figura 3.30.	Diagrama del Tubo Soporte del Sistema de Alimentación.....	81
Figura 3.31.	Par Equivalente en Base de Soporte.....	83
Figura 3.32.	Diagrama del Sistema Central de Roscado.....	84
Figura 3.33.	Diagrama de Mecanismo de Cruz de Malta.....	85
Figura 3.34.	Mecanismo de Ginebra Según Diseño.....	86
Figura 3.35.	Desplazamiento de Seguidor en Función del Tiempo.	89
Figura 3.36.	Diagrama de Desplazamiento Angular de la Cruz de Malta en Función del Tiempo.....	90
Figura 3.37.	Diagrama de Desplazamiento, Velocidad, Aceleración y Golpe de Seguidor en Leva.....	93
Figura 3.38.	Diseño de Leva Con Seguidor de Rodillo.....	94
Figura 3.39.	Obtención de torque Necesario para Movimiento de Leva.....	94
Figura 3.40	Diseño de Leva Secundaria para Accionamiento de Válvula Neumática de Rodillo.....	97
Figura 3.41.	Partes Principales del Cerebro de la Máquina.....	99
Figura 3.42.	Diagrama de Árbol de transmisión de Leva.....	111
Figura 3.43.	Diagrama de Fuerzas Cortantes y Momento Flector de Árbol de transmisión.....	112
Figura 3.44.	Esfuerzos de Flexión y Axial en el punto de momento máximo.....	115
Figura 3.45.	Modelo Matemático de Fuerzas Sobre Rosca.....	121
Figura 3.46.	Mecanismo de transporte de Botellas a punto de Roscado.....	125
Figura 3.47.	Arreglo de Juego de Estrella.....	127
Figura 3.48.	Estructura Soporte de Mesa.....	128
Figura 3.49.	Análisis de Estructura con Programa SAP2000.....	129
Figura 3.50	Diagrama de Circuito Eléctrico para la Operación del Sistema Central de Roscado y Banda Transportadora	131
Figura 3.51.	Sistema de Roscado de tapas INVIOLABLES.....	132
Figura 4.1.	Partes de Banda Transportadora.....	134
Figura 4.2.	Esquema de la Viga Principal.....	135
Figura 4.3.	Diagramas de Fuerza Cortante, Momento Flector y Desplazamiento de Viga Principal.....	136
Figura 4.4.	Diagrama de Soporte de Estructura.....	138
Figura 4.5.	Diagrama de Cortante y Momento de Base de Banda Transportadora.....	141
Figura 4.6.	Perno Base de Estructura.....	142
Figura 4.7	Guías Metálicas para Banda Transportadora.....	143
Figura 4.8.	Diagrama de Árbol de transmisión de Banda transportadora.....	146
Figura 4.9	Banda Transportadora Final.....	148

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1.	Tamaño Normalizado de Tapas Inviolables.....	10
Tabla 1.2.	Datos Técnicos para Tapas Inviolables Diámetro 28 mm	12
Tabla 3.1.	Datos Sobre el Motor Seleccionado.....	43
Tabla 3.2.	Datos Sobre Piñones de Cadena.....	45
Tabla 3.3.	Datos sobre Reductor de Velocidad.....	45
Tabla 3.4.	Resultados de Diseño de Leva.....	95
Tabla 3.5.	Resultados de Diseño de Leva Secundaria	98
Tabla 3.6.	Datos Externos que Interactúan en Árbol de transmisión.....	113
Tabla 3.7.	Tipos de Chumaceras y Cojinetes Seleccionados.....	120
Tabla 3.8.	Datos sobre el Motor Eléctrico Seleccionado para cabezal roscador.....	122
Tabla 3.9.	Datos sobre el Motor Eléctrico Seleccionado para sistema Central de Roscado.....	124
Tabla 4.1.	Datos de Cadena de Banda Transportadora.....	144
Tabla 5.1.	Diagrama de Gantt de Construcción de Maquina.....	150
Tabla 5.2.	Cuadro de Oferta del Sistema de Roscado y Banda Transportadora.....	152
Tabla 5.3.	Cuadro de Resumen de Costos del Diseño.....	155

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1/1	Selladora de Tapas inviolables
Plano 1/15	Sistema de Alimentación
Plano 2/15	Sistema de Alimentación – Tolva
Plano 3/15	Sistema de Alimentación – Base Principal
Plano 4/15	Sistema de Alimentación – Columna Soporte
Plano 5/15	Sistema de Alimentación – Base Secundaria
Plano 6/15	Sistema de Alimentación – Protector de Tambor
Plano 7/15	Sistema de Alimentación – Tambor Rotatorio
Plano 8/15	Sistema de Alimentación – Brida
Plano 9/15	Sistema de Alimentación – Manivela Mezcladora
Plano 10/15	Sistema de Alimentación – Árbol de Tambor
Plano 11/15	Sistema de Alimentación – Chumacera de Tambor
Plano 12/15	Sistema de Alimentación – Vista de Punto de Ataque
Plano 13/15	Sistema de Alimentación – Punto de Ataque
Plano 14/15	Sistema de Alimentación – Canal de Tapas
Plano 15/15	Sistema de Alimentación - Soporte de Canal
Plano 1/26	Cerebro de Maquina – Vista General del Sistema
Plano 2/26	Cerebro de Maquina – Caja de Distribución de Movimiento, Base y tapa
Plano 3/26	Cerebro de Maquina – Caja de Distribución de Movimiento Paredes Anterior y Posterior
Plano 4/26	Cerebro de Maquina – Caja de Distribución de Movimiento, Paredes Laterales
Plano 5/26	Cerebro de Maquina – Caja de Distribución de Movimiento, Soldadura
Plano 6/26	Cerebro de Maquina - Caja de Distribución de Movimiento, Cruz de Malta y Manivela
Plano 7/26	Cerebro de Maquina – Seguidor – Resorte
Plano 8/26	Cerebro de Maquina – Leva
Plano 9/26	Cerebro de Maquina – Guía y Soporte
Plano 10/26	Cerebro de Maquina – Soporte Móvil
Plano 11/26	Cerebro de Maquina - Caja de Distribución de Movimiento, Engranajes Cónicos
Plano 12/26	Cerebro de Maquina – Árboles de Transmisión
Plano 13/26	Cerebro de Maquina – Árboles de Transmisión
Plano 14/26	Cerebro de Maquina – Bridas de Acople
Plano 15/26	Cerebro de Maquina – Rodamientos NTN
Plano 16/26	Cerebro de Maquina – Chumaceras NTN
Plano 17/26	Cerebro de Maquina – Caja de Engranajes
Plano 18/26	Cerebro de Maquina – Caja de Engranajes, Base

	Tapa
Plano 19/26	Cerebro de Maquina - Caja de Engranajes, Paredes
Plano 20/26	Cerebro de Maquina - Caja de Engranajes, Soldadura
Plano 21/26	Cerebro de Maquina – Caja de Engranajes, Árboles y Engranaje Cilíndrico
Plano 22/26	Cerebro de Maquina – Cabezal Roscador – Piezas
Plano 23/26	Cerebro de Maquina – Cabezal Roscador – Piezas 2.
Plano 24/26	Cerebro de Maquina – Cabezal Roscador – Piezas 3.
Plano 25/26	Cerebro de Maquina – Juego de Eslabones
Plano 26/26	Cerebro de Maquina – Juego de Eslabones (2)
Plano 1/5	Alimentación de Botellas
Plano 2/5	Alimentación de Botellas – Soporte guía Secundario de Botellas
Plano 3/5	Alimentación de Botellas – Juego de Estrellas
Plano 4/5	Alimentación de Botellas – Guía de Botellas
Plano 5/5	Alimentación de Botellas – Bridas
Plano 1/6	Mesa Soporte
Plano 2/6	Mesa Soporte – Placas Primaria
Plano 3/6	Mesa Soporte – Placas Secundaria y terciaria
Plano 4/6	Mesa Soporte – Vigas Soporte
Plano 5/6	Mesa Soporte – Paredes Laterales
Plano 6/6	Mesa Soporte – Soldadura
Plano 1/4	Banda Transportara
Plano 2/4	Banda Transportara – Estructura
Plano 3/4	Banda Transportara – Estructura Base
Plano 4/4	Banda Transportara – Accesorios
Plano 1/1	Caja de Control
Plano 1/1	Circuito Neumático

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto trata del diseño de un sistema de Roscador de tapas de aluminio tipo Inviolables y la estructuración de su respectiva banda transportadora. El sistema presentado tiene un alcance en su producción de 40 Botellas cerradas por minuto. Para lo cual se han creado variadas formas o sistemas que a medida que hemos avanzado en el estudio, las descartamos hasta llegar a lo que creemos la más óptima para resolver el problema. Esta tesis ha sido dividida en 6 capítulos.

El Capítulo 1 nos introduciremos de una manera breve hacia los procesos y obtención de tapas con características de cerrado tipo Inviolables.

Se determinará cuales son los distintos tipos de medidas de tapas y botellas para nuestro diseño.

El Capítulo 2 explicamos el proceso de cerrado de envases según el diseño de forma elegido por el autor de esta tesis y aprobado por el Director de la misma. En Este capítulo se mencionará específicamente como será el tipo de alimentación de tapas hacia las botellas; el tipo de transporte de botellas

hacia la zona de sellado y el cerrado de botellas. Se mencionará el tipo de banda transportadora que usaremos para optimizar nuestra tarea.

El Tercer Capítulo se presentará el diseño de nuestro sistema, en el que constarán la forma de la maquina, su estructura, mecanismos móviles y la selección de materiales.

El Cuarto Capítulo tratará con el diseño de la banda transportadora que servirá de alimentación para la maquina roscadora de tapas de aluminio. Así mismo en este diseño se procederá a realizar los diseños de la estructura principal, seleccionar el tipo de cadena con su respectivo sistema de motor reductor de velocidad.

El Quinto Capitulo trata de la oferta estimada para la construcción del sistema roscador con su respectivo sistema de transporte. En aquella oferta se desglosará la mano de obra y los costos de materiales. Y daremos un cronograma de su construcción aplicando el Diagrama de Gantt.

En el capítulo sexto mencionaremos las conclusiones, recomendaciones y ventajas para el uso de este dispositivo en la producción de licores o en la industria farmacéutica.

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN A LAS TAPAS INVIOLABLES

Las tapas Inviolables son elaboradas de aluminio de aleación 3003, y con una dureza de H 14; estas son capsulas de aluminio que son formadas a partir de planchas de aluminio que previamente han recibido tratamientos especiales como recubrimientos para protección y decoración (ver Figura 1.1.).



FIGURA 1.1. IMAGEN ILUSTRATIVA DE LOS TIPOS DE TAPA INVIOLABLES.

La lámina tratada posee en la parte interna un barniz de grado alimenticio que tiene un lubricante agregado que permite el deslizamiento de la tapa cuando ha sido capsulada sobre las botellas de vidrio o plástico.

En la parte externa, posee decoración elaborada con tintas horneables depositadas mediante rodillos de un sistema offset; wet – wet (húmedo – húmedo) de barniz transparente.

En Ecuador el tamaño de tapas Inviolables más comercializado es el de 28 x 17 mm (la primera cifra se refiere al diámetro y la segunda a la altura total de la tapa). Estas tapas son consumidas por las empresas licoreras y las empresas farmacéuticas por la garantía que brindan al producto que encierran en sus envases.

1.1. Fabricación de Tapas Inviolables.

La Elaboración de las Tapas Inviolables se lo realiza en los siguientes pasos.

Las láminas de aluminio, deben tener como característica importante la cuadratura del corte sea efectiva, así como el control de las dimensiones diagonales de las planchas. Cada paquete de láminas debe venir envueltas en material tal, que aísle la humedad para evitar

el deterioro de la carga en los viajes que por lo general se los realiza mediante transporte marítimo, por lo que la cubierta es de madera.

El control de cuadratura de las planchas indica la verificación de la perpendicularidad de las aristas de la plancha a través de la medición de sus diagonales, tal que, deben ser iguales para que haya perpendicularidad en sus lados.

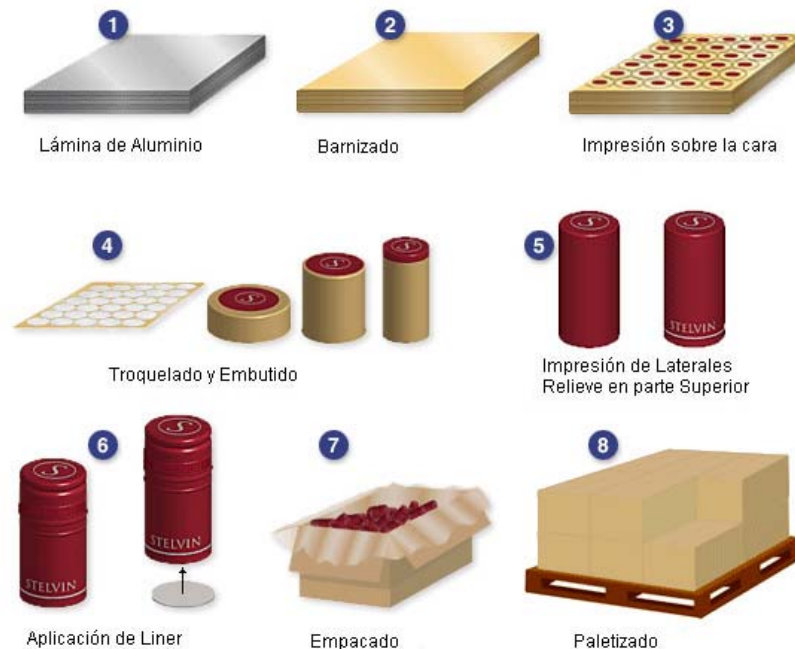


FIGURA 1.2. PASOS DE PRODUCCIÓN DE TAPAS INVIOABLES.

Una vez que la empresa adquiere el material, se debe realizar una inspección sobre el grado de lubricación que han recibido las láminas antes del proceso de barnizado. Si el grado de lubricación es muy alto,

se debe secar las láminas en el horno, lo que acarrea un sobrecosto.

Mediante con sistema de rodillos se aplica una fina capa de barniz o laca sobre la superficie de la lámina, deberá ser con mucho cuidado para no desperdiciar barniz, ya que asimismo puede generar sobrecostos.

Una vez que la lámina ha recibido la capa de barniz y haya sido secada l horno, regresa al inicio de la línea para recibir en la parte exterior la decoración. Este diseño es según las exigencias que el cliente pide para el producto final. Sobre la superficie se aplican tintas e inmediatamente el barniz final. Mediante el proceso anterior se introducen las láminas en el horno y manteniéndola por ultimo a 165°C por un periodo de 40 minutos aproximadamente.

Cuando se haya disipado por completo el calor en la lamina (cuyo tiempo difiere de la temperatura del ambiente), la plancha pasa a la sección de manufactura; aquí es donde se realizan los controles previos tales como revisión del diseño en donde se observan desperfectos y otras anomalías, y también se revisa la adherencia de las lacas y de las tintas con los procedimientos establecidos.

Con la aprobación de la parte de Control de Procesos, ingresa a la maquina troqueladora donde la matriz imprime la forma de las tapas o cápsulas (ver Figura 1.2.). El diseño de la troquela varía según la producción de tapas.



FIGURA 1.3. TROQUELA PARA PRODUCIR CAPSULAS.

En algunas líneas de manufactura, mediante transportes neumáticos la cápsula es guiada a un equipo que realiza los cortes en la banda de seguridad, el grafilado superior o inferior si la tapa lo tuviese.

Este Proceso es una deformación mecánica, un mecanismo satélite que tiene en cada extremo una herramienta con la forma de la tapa a fabricarse, la cual es forzada a pasar por una herramienta fija y luego de un recorrido semilunar, se extrae con aire la tapa desde el extremo

de cada punta del satélite. En esta parte del proceso la tapa se encuentra casi lista.

En esta fase se vuelven a controlar las dimensiones, tales como el centrado de la impresión, facilidad de cortes de la banda de seguridad, etc.

Luego las tapas semi terminada pasa al equipo que coloca el *Liner* (lainer), que se refiere a un disco de polietileno de poros cerrados que viene cortado desde el proveedor y se coloca en el interior de la tapa y es fijado por diferencia de dimensión. Este liner sirve para que la tapa cierre completamente el envase y no haya problemas de goteo en el mismo.

En esta fase de la producción las tapas previas al conteo son pasadas por un haz de luz ultravioleta para eliminar gérmenes, se reciben en una bolsa de polietileno de baja densidad y se embalan en cajas de cartón.

1.2. Almacenaje y Transporte.

Es de manejo delicado y no se puede colocar más de diez mil unidades en una caja, repartidas en 4 bolsas de 2500 cada una y de aplicar máximo dos cajas aprovechando la rigidez de la caja de cartón que debe ser de un test 300 lbs. / Pulg.² al estallido.

1.3. Uso De Tapas Inviolables.

Se aplican con un equipo capsulador, mediante un sistema de dosificación llegan a cada frasco de vidrio o plástico y es fijada por un pisador (Cabezal roscador).

Inmediatamente recibe la fuerza vertical para ser deformada por la acción de las rolinas (roldanas) o moletas que copian la forma que tiene el frasco en su pico o boca (Ver Figura 1.3.).



FIGURA 1.4. APLICACIÓN DE TAPAS INVIOLABLES.

Es importante el control sobre el planchado de la parte inferior de la tapa, para un correcto formado de la faja de seguridad, que después permite un adecuado cierre del frasco y un buen corte de los puentes que sostiene la faja de seguridad.

La tapa Inviolables de aluminio es uno de los productos más seguros, por ello es que aún se siguen consumiendo en medicamentos, pero en la constante búsqueda de mejorar la competitividad algunos laboratorios farmacéuticos han migrado al uso de tapas plásticas que poseen elementos de seguridad.

1.4. Medidas Normalizadas de Tapas en el Mercado Ecuatoriano.

Las tapas Inviolables de aluminio más vendido en el mercado ecuatoriano se muestran en la Tabla 1.1.

TABLA 1.1. TAMAÑO NORMALIZADO DE TAPAS INVIOLABLES.

MEDIDA	USO
18 x 12 mm	Licores, Farmacéutica
28 x 17 mm	Licores, Farmacéutica
28 mm	Licores, Farmacéutica

30.5 x 22/24 mm	Licores, Farmacéutica
30.5 x 35 mm	Licores, Farmacéutica
30 x 60 mm	Licores, Farmacéutica
31.5 x 24 mm	Licores, Farmacéutica
20 mm	Licores, Farmacéutica

La primera medida de la tapa representa el diámetro y el segundo valor representa la altura de la tapa. En el mercado ecuatoriano se utiliza la tapa de 28 x 17 mm en el uso de la industria licorera. En la Figura 1.4. Se muestra un esquema de cómo es la tapa Inviolables a elaborar.

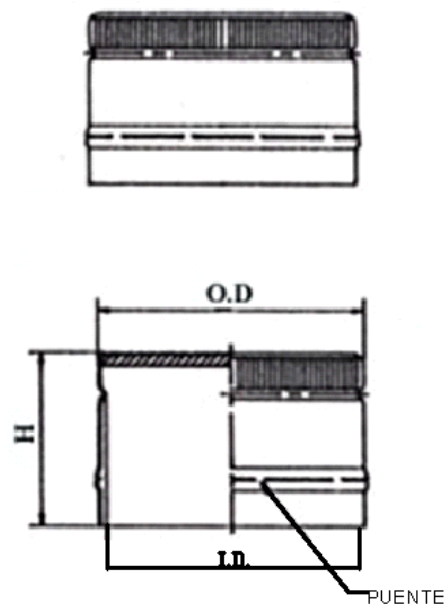


FIGURA 1.5. ESQUEMA DE TAPA INVOLABLES.

1.5. Especificaciones Técnicas.

Las tapas de aluminio tipo Inviolables deben ser cerradas por el cabezal roscador con una presión tal que no sea demasiado excesiva ya que si esto es así, la tapa puede romperse en el momento del cerrado del envase.

Así mismo si la presión y el torque son bajas, la tapa no se sellaría de una manera correcta lo que causaría una fuga del líquido dentro del envase, etc.

A continuación se muestra la Tabla 1.2. Donde se describe los datos importantes que deben contener una tapa y algunos datos técnicos tales como el torque de apriete, material de elaboración, etc.

TABLA 1.2. DATOS TECNICOS PARA TAPA INVOLABLES DIAM.

28 MM

DATOS TECNICOS DE TAPAS INVOLABLES DIAM 28 mm.	
TIPO	DESCRIPCIÓN
Material	Aluminio Temple H – 14

Tapa	Inviolables para envase de 375 a 750 cc.
Espesor	0.22 mm
Diámetro	28 mm
Altura	17 mm
Terminado	Sistema DaraForm P.M.V.
Color	Dorado, Verde, Rojo y Tinta de Seguridad exterior
Litografía	Parte Superior Externa: Logotipo de la Empresa
Parte Lateral Externa	Leyenda "RECHÁCELA SI ESTA BANDA ESTA DESPRENDIDA", en color dorado sobre la falda verde, flecha que indica el sentido en el que se abre la tapa, "LA LIBERTAD", 8 fisuras laterales en el anillo y número. El grafilado en color dorado, seguida de una banda roja 186C de 2mm
Liner	DaraForm P.M.V. 1mm x 26.4 mm y un número especial en alto relieve
Puentes	El ancho debe ser para un torque, entre 7 y 10 Lb/pulg. ²

1.6. Tamaño de Envases.

Los envases que generalmente se usan en el cierre de tapas INVOLABLES son de elaborados de vidrios, y muy pocos son hechos de plástico. Además, estos productos tienen distintos tamaños de presentación que vienen desde los 350 cc hasta los 1500 o 2000 cc. En el mercado ecuatoriano, como se menciono anteriormente, la tapa que es más usada es de 28 x 17 mm, y para este tipo de cierre, el envase viene desde los 350 cc hasta los 750 cc. En el Apéndice O se encuentra las dimensiones estándares de los envases de vidrio de 750 cc como dato máximo de diseño. Estos datos nos sirve para dimensionar el juego de estrellas que moverán los envases hacia el punto de roscado (este diseño se realizará en el capítulo 3)

CAPITULO 2

2. DESCRIPCIÓN DE PROCESO DEL CERRADO DE ENVASES

El Proceso de roscado de las tapas tiene una gran aplicación en la industria de envases, como los productos farmacéuticos (un ejemplo están en los envases para jarabes, envases de píldoras, etc.) o los productos de licores (como por ejemplo envases de licor, cervezas, bebidas carbonatadas, jugos, etc.).

En la actualidad, la industria licorera y farmacéutica han retomado los INVIOABLES debido a sus características antes mencionadas en el Capítulo 1.

El modelo de la maquina que se pretende elaborar se rige básicamente en los siguientes puntos:

- El tipo de Cierre o capsula con sus respectivas características.

- El tipo de Envase.
- La producción que se desea generar.

En el tópico 2.1. Veremos cómo funciona la maquina según los aspectos que se describió anteriormente.

2.1. Funcionamiento de Roscadora de Tapas.

El funcionamiento del sistema de roscado debe ser de tal manera que sobre las tapas se formen de acuerdo al perfil de la boca del envase sin que se cometa errores en algún subproceso.

Para la secuencia de roscado de envases con tapas Inviolables, debe ser dividida en tres subprocesos principales: Alimentación de Tapas, Alimentación de Envases a Zona de Roscado, Subproceso de roscado.

2.1.1. Alimentación de Tapas.

El primer subproceso de este sistema de roscado es la denominada Alimentación de Tapas, el cual, consta de una tolva de alimentación con un tambor rotatorio ubicado a una altura que será estimada en el Capítulo 3. Las tapas serán alimentadas de manera manual por el operador de la maquina.

La tolva estará conectada de manera directa con un Tambor distribuidor de tapas, cuyo objetivo principal es reordenar las tapas a una posición correcta (según diseño) hacia la denominada “Zona de Ataque”. El Tambor Distribuidor de tapas es un cilindro formado por dos tapas construidas de un polietileno de alta densidad. A un radio r en el tambor se colocan unos pupos separados una distancia x que sirven para que la tapa pueda pasar de una manera correcta hacia la zona de ataque. (Ver FIGURA 2.1).

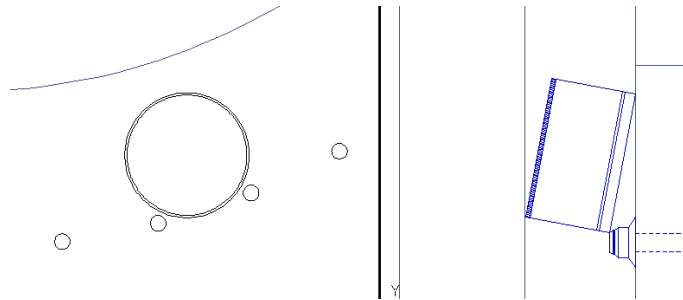


FIGURA 2.1. PASO DE TAPAS DESDE TAMBOR A ZONA DE ATAQUE

Una vez que las tapas hayan superado estos pupos, directamente seguirán a través de un carril hacia la zona de ataque.

Esta zona de ataque es un mecanismo en donde las tapas son retenidas hasta cuando alguna botella cruce por este punto, una

tapa saldrá desde este punto y se ubicará en la parte de la boca de la botella, pero esta tapa solo se ubicará de una manera parcial por lo que se necesitará de un tope metálico (una placa regulable horizontal para mantener la tapa en la boca de la botella y no se salga).

2.1.2. Alimentación de Envases a Zona de Roscado.

La alimentación de envases al punto del cabezal roscador es un transporte secundario de botellas que se lo hace a través de un movimiento intermitente.

Las botellas que vienen de la banda transportadora son atrapadas en un juego de estrellas construidas de un polietileno de alta densidad de medidas exactas a las botellas. Esta estrella transporta la botella en una manera circular hacia el primer punto que es la zona de ataque, donde la botella atrapa la capsula de aluminio.

Luego este envase es transportado así mismo hacia la zona del cabezal roscador donde la tapa es cerrada de una manera correcta en la boca del envase.

El tiempo de movimiento intermitente que actúa sobre el juego de estrellas que a su vez transporta las botellas es igual a la suma del tiempo de descenso, el tiempo de roscado y el tiempo de ascenso, como se puede apreciar en la siguiente ecuación 2.1.

$$T_{intermitente} = T_{descenso} + T_{roscado} + T_{ascenso} \quad \text{Ec 2.1.}$$

Donde el tiempo de descenso es el tiempo en que se demora el cabezal roscador en descender hacia el punto de roscado, el tiempo de roscado es el tiempo que se demora el cabezal roscador en realizar el proceso principal (roscar correctamente la tapa sobre el envase) y el tiempo de ascenso es el tiempo que se demora el cabezal en subir hacia su punto inicial de partida.

El juego de estrellas, genera un movimiento intermitente. Este tipo de movimiento es generado por medio de un mecanismo denominado “Cruz de Malta” o “Rueda de Ginebra”, en el que aquel mecanismo de ginebra está conectado a una manivela

que gira continuamente. Esta manivela tiene un brazo que gira a la cruz de malta un ángulo dado (ver figura 2.3)

La manivela que genera el movimiento continuo, está conectada a una moto reductora que genera las revoluciones dadas en el diseño.

2.1.3. Descripción de los Elementos del Proceso.

En esta parte del proceso general, el roscado de las capsulas, se lo realiza de la siguiente manera:

El árbol que está enlazado a la manivela es conectado a una caja denominada “distribución” cuya función es transmitir el movimiento a un eje paralelo que a su vez se conecta hacia un par de engranajes cónicos que cambian el movimiento vertical en uno giro horizontal.

El eje horizontal mueve una leva que sube y baja un seguidor de rodillo. El seguidor de rodillo está a su vez conectado a dos eslabones del que uno sirve para levantar la botella a una cierta altura dada, y el otro eslabón mueve una leva lineal cuya función es de abrir y cerrar las rolinas del cabezal. Una revolución que genera la leva es igual a una revolución que genera la manivela de la cruz de malta. ¿Cuál es el fin de que

se genere una relación de movimiento directo?, bueno la respuesta es sencilla, debido a que el sistema puede tener una capacidad variable de producción y porque el movimiento generado entre los dos mecanismos (cruz de malta y leva) es más preciso por su relación proporcional.

Cabe acotar que el tiempo en que se demora el cabezal realizar este procedimiento debe ser igual que el tiempo que se demora el juego de estrella en realizar un ciclo dividido para el número de aberturas en el juego.

Finalmente el envase cerrado completamente se mueve del punto de roscado y por medio de una guía metálica el envase sale del juego de estrella y continúa en la banda transportadora. Existen dos sensores ubicados en el sistema, uno en el mecanismo del Sistema de alimentación y otro en la banda transportadora, cerca del juego de estrellas. El primer sensor tiene la función de detectar las tapas sobre el canal de tapas, esto permite que cuando el canal está lleno de tapas, el motor eléctrico del sistema de alimentación de tapas se detenga instantáneamente, y a medida que se va agotando las tapas en esta parte, el sensor manda otra señal para que se prenda el

motor eléctrico y así introducir más tapas al punto de ataque. El segundo sensor, está conectado con un pistón neumático que detiene las botellas cerca del juego de estrellas. Esto sirve para que el sensor detecte y deje pasar una por una las botellas, y así evitar que las botellas estén presionadas sobre el juego de estrellas generando problemas en el ingreso de botellas al sistema de roscado.

El diseño del roscador automático se lo analizará en el Capítulo 3 de esta tesis.

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DE SISTEMA ROSCADOR AUTOMÁTICO.

El roscador automático para esta tesis será diseñado de acuerdo con las especificaciones que se requieren para cumplir con la demanda establecida por la empresa que realiza la producción de licores o productos farmacéuticos.

Para nuestro diseño debemos considerar algunos factores como son los siguientes:

- *Capacidad Media de Producción.* El diseño de la maquina está establecida para cerrar 40 envases por minuto.
- *Material de Construcción.* El material del cual será construido la estructura es de acero Inoxidable, ya que este permite altas resistencias a la corrosión y el material es fácilmente maquinable. Otros elementos con engranajes, estarán hechos de otro material como se lo podrá encontrar en los cálculos de Engranajes Cilíndricos y

Cónicos. Todas las propiedades mecánicas de los materiales se encuentran en el Apéndice A al Final de la Tesis de Grado

- *Tipo de Uniones.* La unión que se utilizará en el diseño de este tipo de máquina será de tipo empernada debido a que este tipo de unión da facilidades de ser desmontado, y además genera facilidades de transporte. Salvo en ciertas piezas que deberán ser unidas por uniones soldadas.

3.1. Diseño de Forma.

El diseño de forma que se presenta para este diseño se lo dividirá en secciones tales como son:

Alimentación de Tapas, que corresponde a la parte inicial del proceso de roscado, en la que comprende partes fundamentales como la tolva, el tambor rotatorio con su respectivo motor reductor de velocidad y así mismo con su distribuidor de tapas hacia la zona de ataque.

En la figura 3.1 se muestra esquemáticamente cada uno de los elementos. Además este bosquejo deberá ir en la parte superior de toda la estructura para que por efecto de gravedad, las tapas lleguen al lugar indicado.

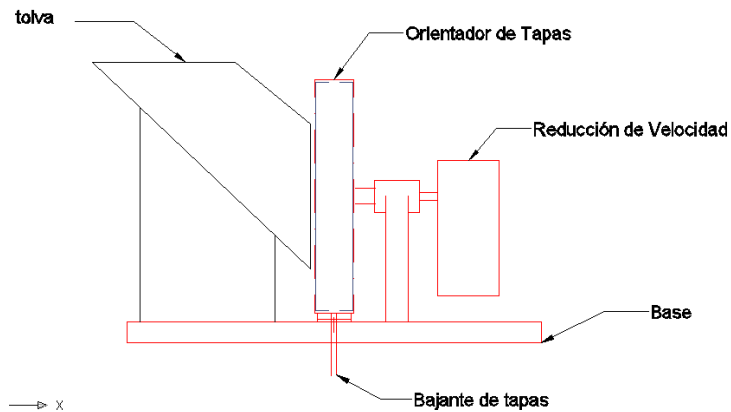


FIGURA 3.1. BOSQUEJO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.

Asimismo las tapas serán transportadas desde el tambor rotatorio a través del transportador de tapas, dicha estructura fija llegará hasta el punto denominado “zona de ataque”, como podremos ver a continuación en la FIGURA 3.2.

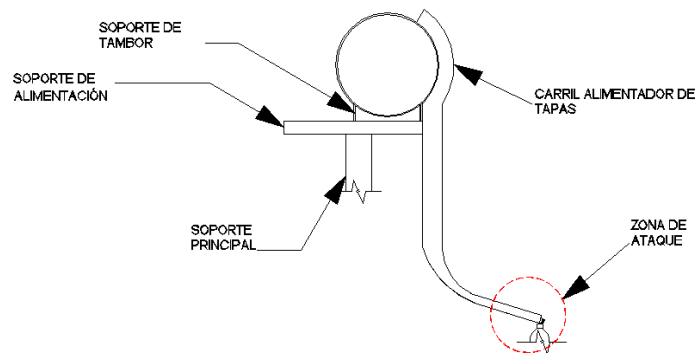


FIGURA 3.2. CONEXIÓN DE TAMBOR A ZONA DE ATAQUE.

El tambor rotatorio, tiene una distribución de “pupos” que permitirán que la tapa vaya en una posición correcta hacia la zona de ataque, y además, así evita el trabamiento de tapas hacia este punto. El tambor

cuenta además con una manivela (placa metálica) empotrada en su centro que permite que las tapas sean movidas y que ingresen al carril alimentador de tapas. (Ver Figura 3.3.).

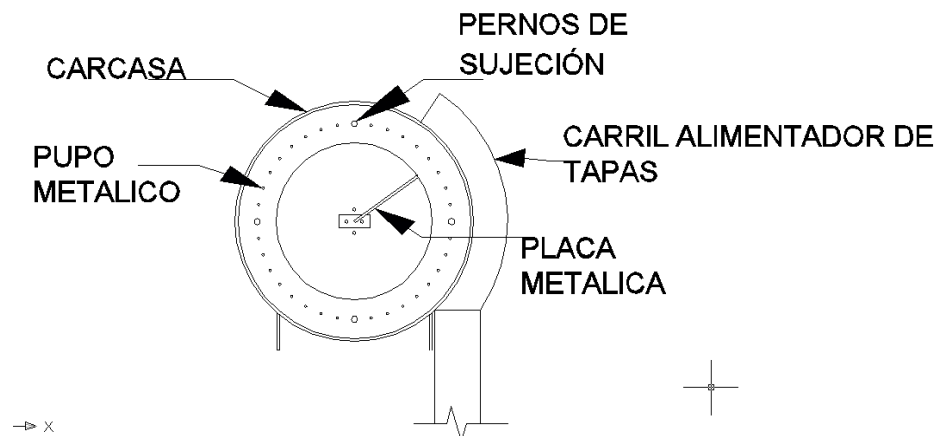


FIGURA 3.3. PARTES DE TAMBOR ROTATORIO.

La “Zona de Ataque” es el punto donde la tapa es insertada en la boca de la botella mediante el uso de un mecanismo sencillo. Este mecanismo consta de dos pequeños resortes unidos cada uno a placas metálicas que sirven como retenedores. Cuando la boca de la botella pasa por este punto, la tapa es asentada de una manera parcial al pico por medio de la fuerza generada por el movimiento de la botella, (ver figura 3.4.).

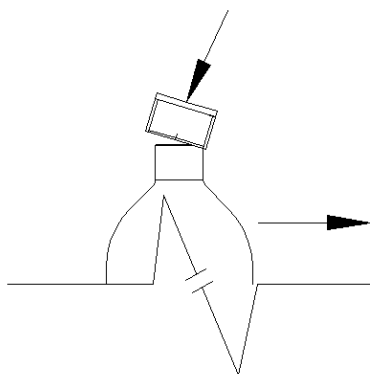


FIGURA 3.4. MECANISMO EN PUNTO DE ATAQUE.

Anteriormente hemos descrito el bosquejo principal de lo que será el diseño del sistema de alimentación de tapas hacia la roscadora. A continuación se mostrará el diseño de forma del diseño para el sistema de alimentación secundaria de botellas. En esta alimentación secundaria, las botellas deben pasar por cuatro puntos principales que se mencionará a continuación.

- Recolección del envase por medio de Juego de Estrellas.
- Paso de Envase hacia la zona de ataque, (es decir donde el envase reciba la tapa).
- Paso de Envase sobre cabezal roscador.
- Retiro de Envase sobre el juego de estrellas.

En la siguiente Figura 3.5 encontraremos el diseño de forma para la alimentación secundaria en que se observa cada una de las partes de este mecanismo complejo. En ella se puede observar el motor (color azul) que conectado al cabezal roscador sellaría la tapa sobre el envase. El movimiento de descenso de cabezal y motor es generado por un mecanismo de leva – seguidor y el movimiento intermitente en el juego de estrellas es generado por un mecanismo cruz de malta.

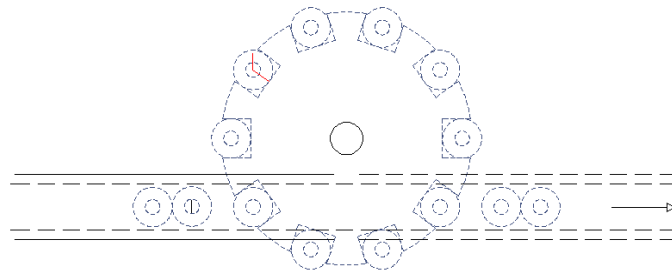


FIGURA 3.5. DISEÑO DE FORMA DE ALIMENTACIÓN DE BOTELLAS A ZONA DE ROSCADO.

En la Figura 3.6 podemos observar el juego de estrellas que recogerán los envases para trasladarlos por los 4 puntos principales que se mencionó anteriormente. El juego de estrellas se compone por tres discos construidos de Nylon que permite que el envase sufra daños.

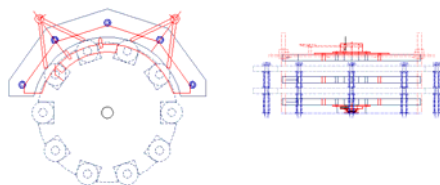


FIGURA 3.6. DIAGRAMA DE FORMA DE JUEGO DE ESTRELLAS.

3.2. Sistema de Alimentación de Tapas.

Una vez que se ha obtenido una idea más clara de lo que se desea realizar en el diseño, procederemos a calcular y a realizar los ajustes necesarios para consolidar las ideas y llevarlas a una forma más específica.

3.2.1. Tolva.

Procederemos por el primer paso en el que se realizará el sistema de alimentación de tapas. El diseño de una Tolva para la recolección de las tapas de aluminio. El diseño no necesita de muchos cálculos ya que ésta no está sometida a efectos críticos. El único peso que debe soportar la tolva es el peso de las tapas inviolables. Hacemos un pequeño cálculo sobre la tapa de más uso común en el Ecuador, que es la tapa de 28 x 17 mm:

$$d = 0.028 \text{ m} \quad \text{Diametro de la Tapa.}$$

$$h = 0.017 \text{ m} \quad \text{Altura de la Tapa}$$

$$e = 1 \times 10^{-3} \text{ m} \quad \text{Espesor de la Tapa}$$

$$\rho = 2800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{Densidad del Aluminio}$$

$$V = \frac{\pi * d^2}{4} * h + \frac{\pi * (d^2 - (d - 2 * e)^2)}{4} \quad \text{Ec. 3.1.}$$

$$V = \left(\frac{\pi * 0.028^2}{4} * 0.017 \right) + \left(\frac{\pi * (0.028^2 - (0.028 - 2 * 0.001)^2)}{4} * 0.017 \right)$$

$$V = 1.199 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Con el volumen de cada tapa procederemos a calcular el peso de la misma.

$$m = \rho * V \quad \text{Ec. 3.2.}$$

$$= \left(2800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * (1.199 \times 10^{-5} \text{ m}^3) = 0.0335 \text{ kg}$$

$$m = 3.357 \text{ gr.}$$

Multiplicando ahora por un factor mínimo de $P = 600$ tapas un valor aceptable de capacidad de tapas en la tolva y por criterio del autor de esta tesis, el peso total de las tapas que se ejerce sobre la tolva es:

$$m_T = m * P \quad \text{Ec. 3.3.}$$

$$= 0.00357 \text{ kg} * 600 = 2.142 \text{ Kg}$$

$$V_{total} = V * 600 = 1.199 \times 10^{-5} \text{ m}^3 * 600 = 7.194 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Con este volumen, se procederá a dar forma a la tolva, pero con esta capacidad dada, se sugiere que tenga la forma de la tolva mostrada en la figura 3.1. Por lo que un modelo estimado se encuentra en la Figura 3.7.

Este valor nos muestra que el peso total de 600 tapas, no afecta críticamente al diseño de la tolva, por lo tanto el diseño de la tolva es por forma y a criterio del autor de este libro. La forma de la tolva se lo presentará a continuación en la Figura 3.7. Con la ayuda del programa CAD, obtendremos la capacidad de tapas que puede almacenar la tolva para comprobar si las 600 tapas, pueden estar sin problemas.



FIGURA 3.7. DISEÑO DE LA TOLVA

$$V_{tolva} = 0.053 \text{ m}^3; V = 1.199 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\text{Numero de Tapas} = \frac{V_{tolva}}{V} \quad \text{Ec. 3.4.}$$

$$= \frac{0.053 \text{ m}^3}{1.199 \times 10^{-5} \text{ m}^3} = 4488.98 \text{ tapas}$$

Sin embargo existe un desorden de las tapas que hace que la capacidad de la tolva disminuya dramáticamente por lo que se

considera un factor de un 60%. Entonces la capacidad real de la tolva es:

$$\text{Numero de tapas real} = 4488 \text{ tapas} * 0.60 = 2692 \text{ tapas}$$

Con esta capacidad de carga de la tolva, se calculará el tiempo requerido de recarga en las tapas si se sabe que la producción es de 40 tapas por minuto. Por lo tanto el tiempo de reposición es de:

$$t_{\text{reposición}} = \frac{\text{Numero de tapas}}{B} \quad \text{Ec. 3.5.}$$

$$= \frac{2692 \text{ tapas}}{40 \frac{\text{tapas}}{\text{min}}} = 67.3 \text{ minutos}$$

$$t_{\text{reposición}} = 1.12 \text{ horas (1 hora con 7 minutos)}$$

Como la producción es de 40 botellas por minuto, en una hora se producirán 2400 botellas, por lo que la tolva tranquilamente puede abastecer la producción de dos horas y por ende nuestro diseño está bien establecido. (Los datos técnicos de la tolva se los podrá observar en el Plano 2/15, página B2 del Apéndice de Planos).

3.2.2. Tambor Rotatorio y Brida Soporte.

Nos introduciremos a elaboración de un tambor rotatorio o conocido como tambor orientador, que nos servirá para el reordenamiento de las tapas en una posición correcta para luego transportarlas hasta el punto de ataque.

Para el diseño de esta parte del sistema de alimentación cabe recordar que se debe diseñar para el tipo de tapa más utilizada en el mercado ecuatoriano, es decir, tapa es la de 28 x 17 mm.

El material que se selecciona para este tipo de tambor, viene a ser la de un polímero como el Nylon. Escojo este tipo de material ya que es un material que no daña la tapa de aluminio en el momento de que el tambor este operando, el plástico duro aparte de ser un elemento liviano, ayuda a que no se deforme la tapa con el giro del tambor o produzca desperfecto alguno. A continuación en la Figura 3.8 mostraremos el arreglo que debe tener el tambor para la reorganización de tapas.

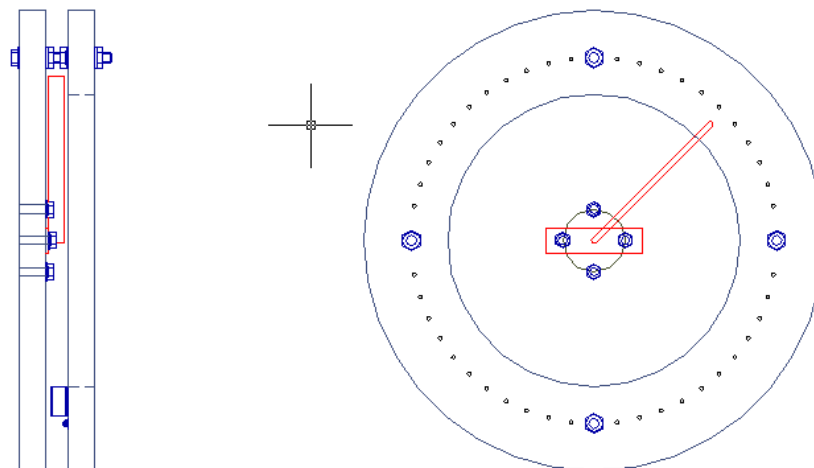


FIGURA 3.8. TAMBOR ROTATORIO.

Como podemos apreciar en la figura anterior, el un tambor rotatorio está formado por un disco hueco a un diámetro dado para el ingreso de las tapas desde la tolva, el tambor posterior es un

disco sólido en donde se alojara una manivela que permita mover las tapas mientras gire el tambor. A un radio dado en el tambor hueco, se dispondrá de una serie de agujeros donde se ajustarán unos tornillos de cabeza redonda cuya función es que las tapas pasen al canal alimentador del punto de ataque en una posición correcta (figura 3.9).

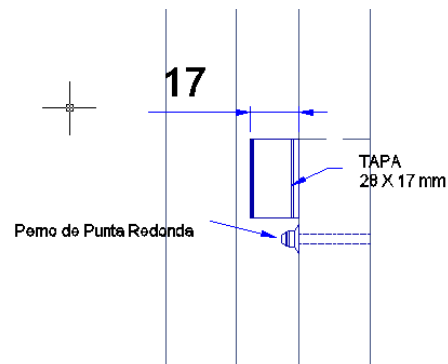


FIGURA 3.9. ARREGLO DE PERNOS EN TAMBOR

El espacio que debe haber entre los dos discos de nylon tiene que superar ligeramente a los 17 mm que hay en la altura de la tapa, con el fin de que no haya trabas en el momento de la operación. El disco sólido se ajustará con 4 pernos hacia una brida que a su vez está conectada hacia un árbol de transmisión. El mismo caso es con respecto del disco sólido y el disco hueco que son unidos por 4 pernos.

Según los planos 7/15, 7/16 (paginas B7 y B8 respectivamente) mostrados en el apéndice de planos, existen 4 pernos M8 que soportan la carga de las tapas y el mismo peso del disco. Estos mismos pernos son ajustados a una brida de sujeción colocada en la parte anterior del tambor sólido. La carga que deben soportar es de 55.62 N (peso de los dos tambores) a una distancia de 35 mm de distancia del borde de la brida. El otro peso es de las tapas que es 24.52 N aproximadamente que se deben colocar a la misma distancia de 35 mm. (Ver Figura 3.10). El torque Aplicado sobre este sistema es 31.56 N m¹. Cabe acotar que la distancia de la fuerza sobre el punto de acción representa la distancia del centro de gravedad del tambor obtenida por el programa de Autocad 2007.

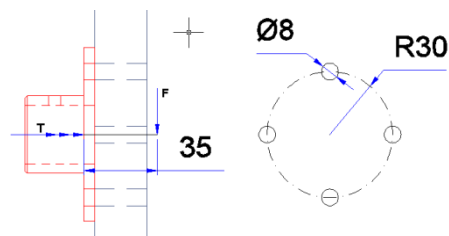


FIGURA 3.10. PERNOS DE BRIDA SOBRE TAMBOR

Este sistema de pernos está sometido a pruebas de torsión, flexión y cortante por lo que primero mostraremos un diagrama de cuerpo libre del sistema (ver figura 3.11):

¹ Valor de torque posteriormente calculado para seleccionar la potencia del motor eléctrico que se necesita para generar las revoluciones dadas.

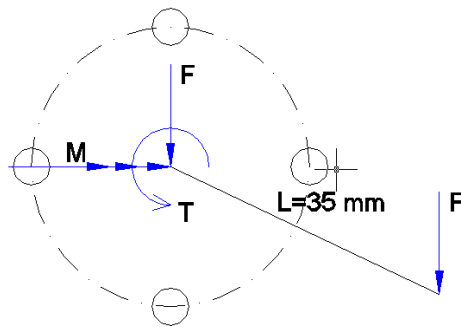


FIGURA 3.11. DIGRAMA DE CUERPO LIBRE DE TAMBOR.

En el diagrama de cuerpo libre existen tres elementos que actúan directamente sobre los pernos. La fuerza cortante de 80 N se la conoce como fuerza primaria $[F']$ y es únicamente debido a fuerzas cortantes. La Fuerza Secundaria $[F'']$, se debe a pares torsionales y momentos que actúan sobre los pernos.

$$F' = \frac{F}{n'}; \text{ donde } n' \text{ es el numero de pasadores} \quad \text{Ec. 3.6.}$$

$$F' = \frac{80N}{4} = 20N$$

Calculamos la fuerza debido a los pares torsionales:

$$F''_n = \frac{M * r_n}{\sum_{i=1}^4 r_i^2}; r_1 = r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = 0.03m \quad \text{Ec. 3.7.}$$

$$F''_n = \frac{(31.56Nm) * (0.03m)}{4 * (0.03)^2} = 263N$$

$$M = F * Brazo \quad \text{Ec. 3.8.}$$

$$M = 2 * F * (0.03)$$

$$F = \frac{M}{2 * 0.03} = \frac{2.8Nm}{2 * 0.03}$$

$$F = 46.666 N$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi * d^2} = \frac{4 * 46.66N}{\pi * (0.008)^2} = 9.28403 * 10^5 Pa \quad Ec. 3.9.$$

Determinando que pernos son los más críticos realizamos el siguiente diagrama vectorial de fuerzas para obtener la resultante en cada uno de los pernos dados (Ver Figura 3.12).

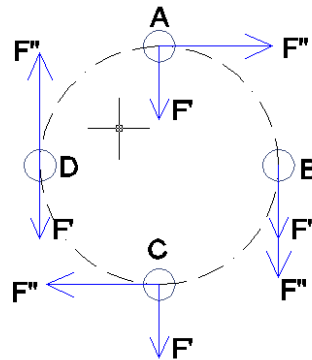


FIGURA 3.12. DIAGRAMA VECTORIAL DE FUERZAS SOBRE PERNOS.

Ahora apreciamos claramente que el perno B es el que sufre más carga que los otros pernos por lo tanto este es el punto más crítico de todos. Resolviendo los cálculos tenemos.

$$F_{total} = \overline{F''} + \overline{F'} = 20 + 263 = 283N \quad Ec. 3.10.$$

$$\tau = \frac{F_{total}}{A_{perno}} = \frac{4 * 283N}{\pi * (0.008)^2} = 9.156 * 10^6 Pa \quad Ec. 3.11.$$

Como los esfuerzos Ejercidos en el problema son combinados se aplica la Ecuación de Von Mises para obtener el esfuerzo resultante.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 3.12.}$$

$$\sigma' = \sqrt{(9.28403 \times 10^5 \text{ Pa})^2 + 3(9.156 \times 10^6 \text{ Pa})^2}$$

$$\sigma' = 15.886 \text{ MPa}$$

Entonces el factor de seguridad de los pernos que estarán en el sistema. Escogiendo el Acero más barato con un $S_y = 240 \text{ MPa}$, grado 4.6, tenemos

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{240 \text{ MPa}}{15.886 \text{ MPa}} = 15 \quad \text{Ec. 3.13.}$$

Esto quiere decir que los pernos nunca van a fallar en el transcurso de su operación, por lo tanto los pernos M8 para este sistema están sobredimensionados y son aceptados por criterio para el diseño de la maquina.

Ahora tenemos 4 pernos M10 ubicados a un diámetro de 35 mm sobre el eje principal que sujetan el disco del tambor hueco con los del segundo tambor sólido. La distancia del centro de gravedad al punto de contacto es de 30 mm, El peso del tambor hueco junto con las tapas de aluminio es de 49.05 N. y el torque transmitido es

de 0.35 Nm. Procedemos a seguir los mismos pasos que el caso anterior.

$$F' = \frac{F}{n} = \frac{49N}{4} = 12.25N$$

$$F''_n = \frac{M * r_n}{\sum_{i=1}^4 r_i^2}; r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = 0.35m$$

$$F''_n = \frac{(31.56Nm) * (0.35m)}{4 * (0.35)^2} = 22.54 N$$

$$M = F * Brazo$$

$$M = 2 * F * (0.35)$$

$$F = \frac{M}{2 * 0.35} = \frac{1.17Nm}{2 * 0.35}$$

$$F = 2.45 N$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi * d^2} = \frac{4 * 2.45N}{\pi * (0.01)^2} = 31194 Pa$$

$$F_{total} = \overline{F''} + \overline{F'} = 12.25 + 22.54 = 34.79N$$

$$\tau = \frac{F_{total}}{A_{perno}} = \frac{4 * 34.79N}{\pi * (0.01)^2} = 4.429 * 10^5 Pa$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{(31194Pa)^2 + 3(4.429 * 10^5 Pa)^2}$$

$$\sigma' = 0.7679MPa$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{240MPa}{0.7679MPa} = 312.5$$

Por lo tanto los pernos ubicados en los tambores superan sin problema alguno la prueba del factor de seguridad, además era

lógico saber que ellos superaban la prueba porque en si el diámetro del perno aumenta y además porque la carga disminuye.

En el segundo paso necesitamos saber cuánto es el torque apropiado y la potencia necesaria para que el juego de discos de nylon se gire a una velocidad dada de 30 rpm.

Todos los datos de radios, espesores se muestran en la Figura 3.13 que nos servirán para realizar los cálculos apropiados para la obtención de la potencia y torque necesario de operación.

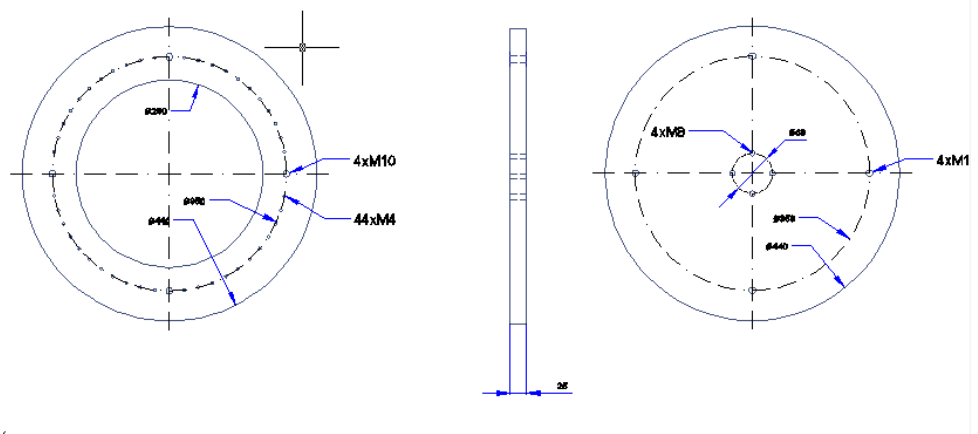


FIGURA 3.13. DATOS SOBRE DISCOS DE TAMBOR.

Al disco hueco lo llamaremos (1) y al disco sólido lo llamaremos (2). Procedemos a obtener las masas de estos dos:

$$\delta = 940 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \quad \text{densidad del material}$$

$$V_2 = \frac{\pi * d_2^2}{4} * e = \frac{\pi * (0.44)^2}{4} * 0.025 = 3.801 * 10^{-3} \text{m}^3$$

$$V_1 = V_2 - \frac{\pi * d_i^2}{4} * e = 3.801 \times 10^{-3} m^3 - \frac{\pi * (0.28)^2}{4} * 0.025$$

$$V_1 = 2.2616 \times 10^{-3} m^3$$

$$m_1 = \rho * V_1 = 940 \frac{Kg}{m^3} * 2.2616 \times 10^{-3} m^3 = 2.125 Kg$$

$$m_2 = \rho * V_2 = 940 \frac{Kg}{m^3} * 3.801 \times 10^{-3} m^3 = 3.572 Kg$$

Una vez obtenido las masas procederemos a calcular los momentos de inercia de cada uno de ellos.

$$I_{z \text{ disco } 1} = \frac{1}{2} m_1 * (r_o^2 - r_i^2) \quad \text{Ec. 3.14.}$$

$$= \frac{1}{2} * (2.125 Kg) ((.22m)^2 - (.14m)^2)$$

$$I_{z \text{ disco } 1} = 0.0612 Kg m^2$$

$$I_{z \text{ disco } 2} = \frac{1}{2} m_2 * r_o^2 = \frac{1}{2} (3.572 Kg) * (.22m)^2 = 0.0864 Kg m^2$$

El momento de Inercia total de los dos discos será igual a la suma de los momentos de inercia de cada uno de ellos con respecto al mismo eje de giro. Por lo tanto este queda de la siguiente manera.

$$I_{z \text{ total}} = I_{z \text{ disco } 1} + I_{z \text{ disco } 2} \quad \text{Ec. 3.15.}$$

$$= 0.0612 Kg m^2 + .0864 Kg m^2$$

$$I_{z \text{ total}} = 0.1476 Kg m^2$$

Por último necesitamos saber cuál es el torque que se debe aplicar para que pueda mover el momento de inercia total encontrado. Para esto se necesita definir que el disco parte del

reposo y alcanza la velocidad máxima de 30 rpm en 3 segundos.

Por lo tanto:

$$\omega_0 = 0 \frac{Rad}{seg}$$

$$\omega_f = 30 \text{ rpm} * \frac{2\pi}{60} = 3.14156 \frac{Rad}{seg}$$

$$t = 3 \text{ seg}$$

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_0}{t} \quad \text{Ec. 3.16.}$$

$$= \frac{3.1415 - 0}{3} = 1.047 \frac{Rad}{seg^2}$$

$$T = I_{z \text{ total}} * \alpha \quad \text{Ec. 3.17.}$$

$$= (0.1476 \text{ Kg m}^2) * \left(1.047 \frac{Rad}{seg^2}\right)$$

$$T = 0.1675 \text{ Nm}$$

Por lo tanto la potencia transmitida para que los discos giren a una velocidad de 30 rpm (3.14159 Rad/seg) es:

$$Pot = T * \omega \quad \text{Ec. 3.18.}$$

$$= 0.1675 \text{ Nm} * 3.14159 \frac{Rad}{seg}$$

$$Pot = 0.5263 \frac{J}{seg} = 0.5263 \text{ Watts}$$

3.2.3. Selección de Motor Eléctrico y Reductor de Velocidad.

Sin embargo la potencia transmitida es la potencia mecánica, seleccionando un motor de 80% de eficiencia se puede obtener la potencia eléctrica del motor.

$$\varepsilon = \frac{Pot_{Mecanica}}{Pot_{electrica}} \quad Ec. 3.19.$$

$$Pot_{electrica} = \frac{Pot_{Mecanica}}{\varepsilon} = \frac{0.5263 \text{ Watts}}{0.80} = 0.6578 \text{ Watts}$$

Por lo tanto el motor que se debe seleccionar debe poseer las siguientes características técnicas que son mostradas en la Tabla 3.2:

TABLA 3.1. DATOS SOBRE EL MOTOR ELÉCTRICO SELECCIONADO

PROPIEDADES DEL MOTOR ELÉCTRICO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN	
MARCA:	WEG
MODELO:	TRIFASICO/ CERRADO MOTOFRENO EFICIENCIA ESTANDAR
CARCASA	80
POTENCIA	1/2 HP
FASE	3
RPM	1800
CORRIENTE NOMINAL EN 220 V (AMP)	1.76
PAR NOMINAL Pmax (NM)	2.03

PAR MAXIMO (Pmax/Pnominal)	2.8
PESO (KG)	19.2
INERCIA (KG.M^2)	0.00208
FACTOR DE SERVICIO	1.15

También necesitamos de un reductor de velocidad, porque la velocidad deseada es de 30 rpm, y por el motor que seleccionamos la velocidad de entrada al sistema es de 1800 rpm. Además de esto se posee un par de piñones de cadena que reducen la velocidad hasta cierto punto. En el mercado ecuatoriano encontramos piñones NK40 de paso de ½ pulgada y con 16 y 20 dientes que son los más pequeños, a partir de esto se realizará los cálculos para obtener el reductor de velocidad.

Los cálculos son los siguientes:

$$RV = \frac{Z_{salida}}{Z_{entrada}} = \frac{20}{16} = 1.25$$

$$RV = \frac{RPM \text{ Entrada}}{RPM \text{ salida}} = 1.25$$

$$RPM \text{ Entrada} = 1.25 (RPM \text{ salida}) = 1.25 (30rpm) = 37.5 rpm$$

TABLA 3.2. DATOS SOBRE PIÑONES DE CADENA.

CARACTERÍSTICAS	DESCRIPCIÓN
MARCA:	N/N
MODELO:	NK40 – Single B Type
Numero de Dientes (Piñón/ Engrane)	16/20
Diámetro de Paso (Piñón/Engrane)	2.563/3.196
Diámetro Externo (piñón/Engrane)	2.81/3.46

Con esto, nos vamos al Apéndice F donde se encuentran los piñones y obtenemos los siguientes datos en la Tabla 3.4. Con esta velocidad escogemos el tipo de reductor, sabiendo que en el mercado existen motores trifásicos de 1800 rpm.

$$RV = \frac{RPM\ Entrada\ 1800}{RPM\ salida\ 37.5} = 48$$

Con una transmisión de 1/2 de Caballo de Fuerza. Es por eso que se escogió el reductor con las siguientes características (ver Tabla 3.3):

TABLA 3.4. DATOS SOBRE REDUCTOR DE VELOCIDAD.

CARACTERÍSTICAS	DESCRIPCIÓN
MARCA:	SITI
MODELO:	U40
RELACIÓN	50:1
RPM (ENTRADA)	1800
RPM (SALIDA)	37.5
POTENCIA NOMINAL (Kw)	0.28

En el Apéndice L, veremos las características físicas del motor seleccionado, y en el Apéndice K se observa las características del reductor de tornillo sin fin que se utilizará en esta sección.

3.2.4. Árbol de Transmisión y Accesorios.

En este diseño tenemos que asumir que la velocidad del tambor que se debe aplicar para producir el movimiento de tapas sin que estas sufran defectos es de 30 rpm.

Se procede a calcular el torque necesario, la potencia mínima, y el diámetro adecuado para que el tambor pueda girar a la velocidad deseada. En la figura 3.14 podemos observar el árbol de transmisión que se conecta desde la brida de sujeción de tambor hasta el otro extremo donde se coloca un piñón de cadena para transmitir el movimiento dado.

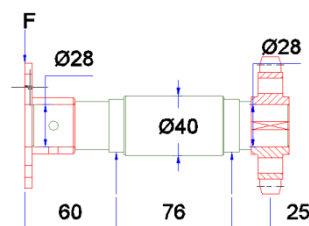


FIGURA 3.14. ÁRBOL DE TRANSMISIÓN DE SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.

Como datos tenemos entonces:

$$F1 = 2.125 \text{ Kg} + 3.572 \text{ Kg} + 2.68 \text{ Kg} = 8.377 \text{ Kg}$$

$$F1 = 8.377 \text{ Kg} * 9.81 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}^2} = 82.178 \text{ N}$$

$$T = 31.576 \text{ Nm}$$

Obtenemos ahora el diagrama de cuerpo libre y luego procederemos a realizar los diagramas de momento flector y diagrama de cortante en la Figura 3.15



FIGURA 3.15. FUERZAS EN ÁRBOL DE TRANSMISIÓN

Sin embargo no podemos saber cuál es la fuerza F2 que está siendo sometida en el árbol de transmisión, pero si sabemos cuál es la potencia mecánica transmitida, el número de rpm al que trabaja el sistema y asumimos el diámetro del piñón de la cadena de transmisión. Por criterio asumo que el diámetro primitivo del piñón es de 120 mm. Con todos estos datos, calculo la fuerza tangencial (F_t) de la rueda utilizando la siguiente ecuación:

$$F_t = \frac{19.1 * 10^6 * Pot_{mecanica}}{d_p * \omega} = \frac{[KWatts]}{[mm][rpm]} \quad Ec. 3.20.$$

$$F_t = \frac{19.1 * 10^6 * (0.0992 \text{ KWatts})}{(120\text{mm}) * (30 \text{ rpm})} = 526.31 \text{ N}$$

Por lo tanto la fuerza radial (F_r) sobre el piñón es.

$$F_r = f_b * k_t \quad \text{Ec. 3.21.}$$

Donde f_b es un factor de correa o de cadena que cuyo valor se puede encontrar en el Apéndice C. Escogemos el valor de $f_b = 1.3$ para encontrar el valor de la Fuerza Radial:

$$F_r = 1.3 * 526.31 \text{ N} = 684.2 \text{ N}$$

Sin embargo ese valor calculado es un valor teórico que prácticamente no suele ser el apropiado para el uso de diseño. En este caso se utiliza el factor de Carga f_w que es prácticamente un factor en el que las maquinas están sometidas a impactos. Estos valores se encuentran en el Apéndice D, de los Anexos de esta tesis.

Para el diseño seleccionamos un factor de carga de 1.2 en los que la maquina está a prueba de impactos muy leves. Por lo tanto el valor de la carga real del eje (K) es igual a:

$$F = f_w * F_r = 1.2 * 684.2 \text{ N} \quad \text{Ec. 3.22.}$$

$$F = 821.04 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$F_2 = F = 821.04 \text{ N}$$

Se procede a calcular las reacciones sobre los apoyos (cojinetes).

Como datos tenemos:

$$F_1 = 82.178 \text{ N}$$

$$T = 31.576 \text{ Nm}$$

$$F2 = 821.04 \text{ N}$$

Las reacciones las calculamos por Sumatoria de Fuerzas y Momentos:

$$\sum F_y = 0$$

$$-F1 - F2 + R1 + R2 = 0$$

$$R1 = F1 + F2 - R2 \quad \text{Ecuación A}$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$F1 * (60) + R2(76) - F2 * (75 + 25) = 0$$

$$(82.178)(60) + R2(76) - (821.04)(100) = 0$$

$$R2 = 1015.44 \text{ N}$$

Reemplazando el valor de R2 en la Ecuación A tenemos:

$$R1 = -112.22 \text{ N}$$

El valor de R1 sale negativo lo cual hay que interpretar que la Reacción está dirigida hacia abajo. Por lo tanto la grafica de reacciones y los diagramas de momento flector y fuerza cortante se muestra en la Figura 3.16:

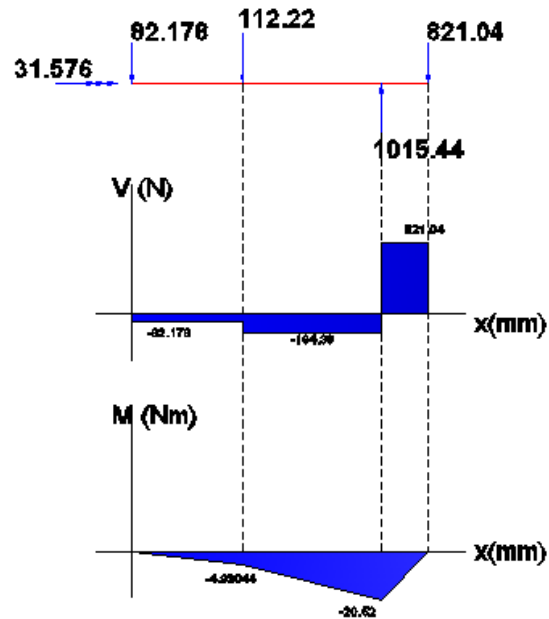


FIGURA 3.16. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR DE ÁRBOL DE TRANSMISIÓN.

El punto crítico del árbol de transmisión es en la reacción del punto 2, cuyo valor es aproximadamente de 20.52 Nm. Cabe recalcar que existen diferencias de diámetros por lo que hay concentradores de esfuerzos que no se los debe dejar pasar por alto.

Analizando este punto encontramos lo siguiente (ver Figura 3.17):

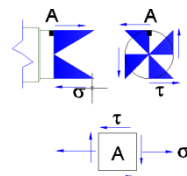


FIGURA 3.17. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EXTREMO DE ÁRBOL

En la figura anterior existen esfuerzos combinados, por lo que para el diseño de un eje adecuado, tenemos que aplicar Von Misses.

Primero se diseña por el Método estático:

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = \frac{M * \left(\frac{d}{2}\right)}{\pi * \frac{d^4}{64}} = \frac{20.52 * 32}{\pi * d^3} = \frac{209.015}{d^3} \quad Ec. 3.23.$$

$$\tau = \frac{T * r}{J} = \frac{T * \left(\frac{d}{2}\right)}{\pi * \frac{d^4}{32}} = \frac{31.576 * 16}{\pi * d^3} = \frac{160.81}{d^3} \quad Ec. 3.24.$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} \quad \text{Esfuerzo Von Misses}$$

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{209.015}{d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{160.81}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma' = \frac{348.23}{d^3}$$

Ahora para obtener el diámetro dado, asumimos que el material del árbol de transmisión es un Acero ASSAB 705 con $S_y = 500MPa$, y aplicamos el Factor de Seguridad estático $n_{estatico} = 5$ para obtener el diámetro requerido,

$$n_{estatico} = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{500 * 10^6 Pa}{\frac{348.23}{d^3}} = 5$$

$$d = 0.015 m = 1.5 cm$$

Una vez que obtuvimos el diámetro mínimo requerido en este punto, como diseñador escojo un diámetro de 35 mm sobre este punto. Por lo tanto los resultados son los siguientes:

$$\sigma' = 8.121 \text{ MPa}$$

$$n_{estatico} = 61.5$$

Sin embargo necesitamos comprobar que esté diámetro puede soportar sin problema alguno al diseño por fatiga:

Como datos del problema $S_y = 686 \text{ MPa}$, $S_{ut} = 1070 \text{ MPa}$. Para este caso el esfuerzo de flexión varía sinusoidalmente y el torque permanece constante durante este periodo de tiempo:

$$S_e = C_c * C_t * C_s * C_T * C_R * S_e' \quad \text{Ec. 3.25.}$$

$$S_e' = 0.504 * S_{ut} = 0.504 * 1070 \text{ MPa} = 539.28 \text{ MPa} \quad \text{Ec. 3.26.}$$

$$C_c = 1 \quad \text{Para la Flexión}$$

$$C_T = 1 \quad \text{Temperatura menor a } 450^\circ\text{C}$$

$$C_s = A' * (S_{ut})^{b'}; \quad A' = 1.58 \quad b' = -0.085 \quad \text{Para Rectificado}$$

$$C_s = (1.58)(1070)^{-0.085} = 0.59$$

$$C_t = 0.6; \quad d \geq 250 \text{ mm}$$

$$C_R = 0.702 \quad \text{Con Confiabilidad del } 99.99\%$$

$$S_e = (0.702)(0.6)(0.59)(1)(1)(539.28 \text{ MPa})$$

$$S_e = 134.015 \text{ MPa}$$

Como existen concentradores de esfuerzos a la derecha del soporte R2 entonces lo consideramos en el diseño.

$$S_{ut} = 1070 \text{MPa} = 155 \text{Ksi} \text{ Por lo tanto } \sqrt{a} = 0.035$$

$$r = 1 \text{ mm} = 0.039 \text{ in}, \quad D = 35 \text{mm}, \quad d = 32 \text{mm}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0.035}{\sqrt{0.039}}} = 0.849 \quad \text{Ec. 3.27.}$$

$$\text{Con } \frac{D}{d} = 1.25 \quad A' = 0.95120, \quad b' = -0.23757$$

$$K_t = A' \left(\frac{r}{d}\right)^{b'} = 0.95120 * \left(\frac{1}{32}\right)^{-0.23757} = 2.166 \quad \text{Ec. 3.28.}$$

$$K_f = q(K_t - 1) + 1 = 0.849(2.166 - 1) + 1 = 1.97 \quad \text{Ec. 3.29.}$$

Por lo tanto el factor de Seguridad a la Fatiga es igual a:

$$n_{fatiga} = \frac{S_e}{\sigma' * K_f} = \frac{134.015 \text{MPa}}{8.121 \text{MPa} * 1.97} \quad \text{Ec. 3.30.}$$

$$n_{fatiga} = 8.3$$

Por lo tanto el factor de seguridad escogido es el apropiado para el diseño del sistema.

Como terminamos de analizar el punto más crítico del árbol de transmisión procederemos a seleccionar los cojinetes de rodadura que deben ser aplicados sobre el árbol para soportar la carga estimada.

Como sabemos las fuerzas radiales que actúan sobre las dos reacciones del sistema son: $R1 = 112.22 \text{ N}$ y $R2 = 1015.44 \text{ N}$ son

datos suficientes que se necesita saber para ver que rodamientos se puede colocar para soportar dichas cargas

Los rodamientos deben trabajar a 30 rpm, y la aplicación de estos rodamientos va a ser en maquinas industriales por lo tanto el factor de vida $f_h = 3.5$ un valor considerable para la durabilidad de la maquina. Con este valor, el número de horas de operación de un rodamiento L_{10h} vs f_h el valor de $L_{10h} = 21500$ horas de operación. Por lo tanto aplicando en la siguiente ecuación tenemos:

$p = 3$, para rodamiento de bolas

$$C_r = \left(\frac{60 * rpm * L_{10h}}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} P_r \quad \text{Ec. 3.31.}$$

$$= \left(\frac{60 * 30 * 21500}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} * 1015.44 N$$

$$C_r = 3434.71 N$$

Como no hay carga axial, el rodamiento solo sufre una carga directa que es la radial y por lo tanto se busca en el manual de rodamientos, en este caso se escogió el manual de NTN que está a la venta en el mercado ecuatoriano.

Para el diámetro interno establecido de 35 mm, escojo del libro de Rodamientos NTN el rodamiento 7907 con un $C_r = 12000$, $C_{or} = 8850$. Como la carga del rodamiento anterior es mucho menor al

anterior, se selecciona el mismo rodamiento ya que éste también tiene el mismo diámetro interno. Para más detalles del árbol de transmisión y los rodamientos, se podrá observar en el Plano 10/15 pagina B10.

Pero estos rodamientos deben ser soportados en una chumacera. Sin embargo según el diseño que se ha realizado (ver Figura 3.1), el tipo de soporte para el eje no es un soporte estandarizado que existe en el mercado por lo que se lo debe diseñar únicamente para uso de esta máquina.

A continuación mostraremos en la figura 3.18, el tipo de soporte con los detalles necesarios para el diseño.

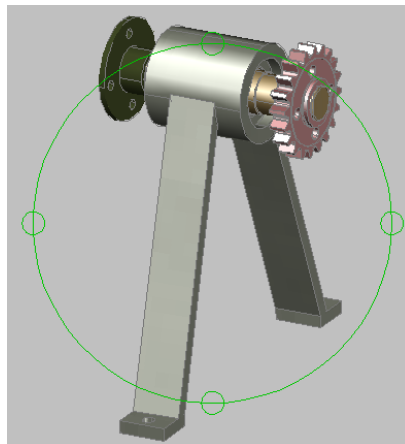


FIGURA 3.18. CHUMACERA SOPORTE DE ÁRBOL DE SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.

Ahora necesitamos saber cuál es la fuerza que actúan sobre este soporte, es por eso que se realizará un análisis de las fuerzas que

actúan sobre el mismo. Veamos en la Figura 3.19 cuales son las fuerzas que actúan sobre el sistema.

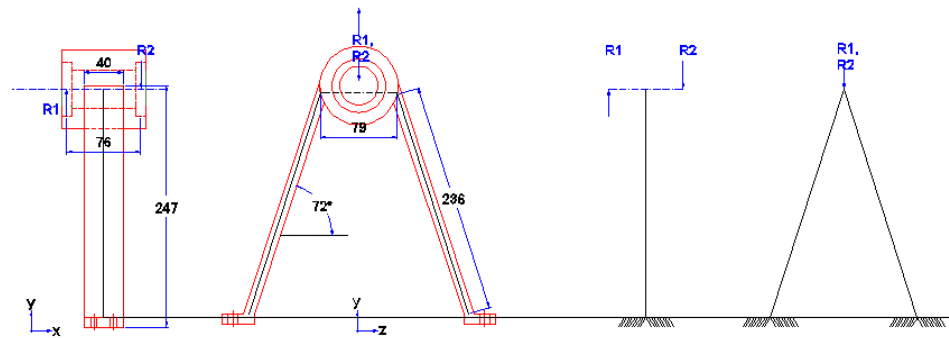


FIGURA 3.19. ANÁLISIS DE FUERZAS SOBRE CHUMACERA.

Como podemos apreciar en el diagrama anterior, las únicas fuerzas que existen sobre la chumacera son de las reacciones producidas por los cojinetes de rodadura. En este caso la chumacera está siendo sometida a efectos de fuerza directa y momentos.

Comenzaremos a realizar los cálculos para observar si existe o no existe pandeo en las dos vigas inclinadas, por sumatoria de fuerzas en la unión de fuerzas obtengo las reacciones y momentos en cada uno de los soportes:

$$F_t = 112.22N - 1015.44 N = 903.22 N$$

$$M_1 = (112.22 N)(0.038m) =$$

$$4.264 Nm \text{ Sentido de Manecillas de reloj}$$

$$M_2 = (1015.04 \text{ N})(0.038 \text{ m}) =$$

$$38.57 \text{ Nm Sentido de Manecillas de reloj}$$

Como ambos momentos están en el sentido de las manecillas del reloj entonces cambiamos estos dos momentos por un solo momento resultante M_r

$$M_T = M_1 + M_2 = 4.264 \text{ Nm} + 38.57 \text{ Nm} = 42.83 \text{ Nm}$$

Ahora procedemos a calcular las fuerzas que actúan sobre cada una de los soportes (ver Figura 3.20 a).

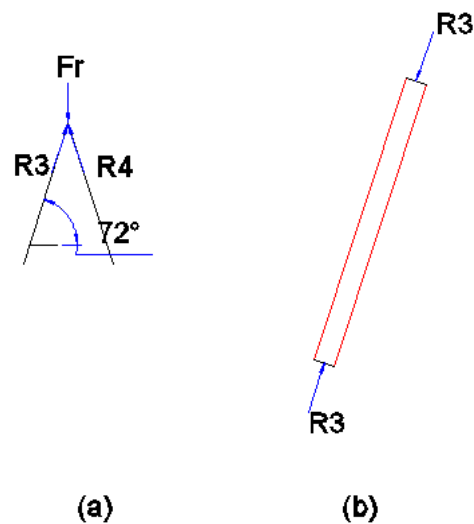


FIGURA 3.20. DIAGRAMA DE FUERZAS SOBRE COLUMNA.

$$\sum F_x = 0$$

$$R_3 \text{Sen}72^\circ - R_4 \text{Sen}72^\circ = 0$$

$$R_3 = R_4$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-903.22 + R_3 \text{Sen}72^\circ + R_4 \text{Sen}72^\circ = 0$$

$$-903.22 + 2R_3 \text{Sen}72^\circ = 0$$

$$R_3 = 474.85 \text{ N}$$

$$R_{3y} = R_{4y} = 451.61 \text{ N}$$

$$R_{3x} = R_{4x} = 146.73 \text{ N}$$

Verificamos pandeo en uno de los Soportes ya que por simetría los dos tienen el mismo patrón de comportamiento. Para este caso escojo el Soporte 3 (ver Figura 3.20 b) en el que las fuerzas actúan de una manera de compresión sobre la viga rectangular.

$$A = b * h = (0.01\text{m})(0.04\text{m}) = 4 \times 10^{-4} \quad \text{Ec. 3.31.}$$

$$I = \frac{b * h^3}{12} \quad \text{Ec. 3.32.}$$

$$= \frac{(0.04\text{m})(0.01\text{m})^3}{12} = 3.33 \times 10^{-9} \text{m}^4$$

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{Ec. 3.33.}$$

$$= \sqrt{\frac{3.33 \times 10^{-9} \text{m}^4}{4 \times 10^{-4} \text{m}^2}} = 2.88 \times 10^{-3} \text{m}$$

$$L_{eff} = 2.1 * L \text{ Forma Fija y Libre} \quad \text{Ec. 3.34.}$$

$$L_{eff} = 2.1(0.236) = 0.4956 \text{ m}$$

$$S_r = \frac{L_{eff}}{k} = \frac{0.4956\text{m}}{2.88 \times 10^{-3}\text{m}} = 172.083 \quad \text{Ec. 3.35.}$$

$$S_{rD} = \pi \sqrt{\frac{2E}{S_y}} \quad \text{Ec. 3.36.}$$

$$= \sqrt{\frac{2(189.6 \times 10^9)}{1103 \times 10^6}} = 58.25$$

Por lo tanto $S_r > S_{rD}$ se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{P_c}{A} = \frac{\pi^2 E}{S_r^2} \quad \text{Ec. 3.37}$$

$$P_c = \frac{(4 \times 10^{-4} \text{m}^2)(\pi^2)(189.6 \times 10^9)}{(172.083)^2}$$

$$P_c = 25276.8 \text{ N}$$

Por lo tanto el Factor de Seguridad es:

$$n = \frac{P_c}{F} \quad \text{Ec. 3.38.}$$

$$n = \frac{25276.8 \text{ N}}{474.85 \text{ N}} = 53.23$$

Por lo tanto las columnas no fallarán debido a que el factor de seguridad es muy alto. Ahora calculamos el factor de seguridad que hay debido a los pernos que sujetan el soporte (ver Figura 3.21 a).

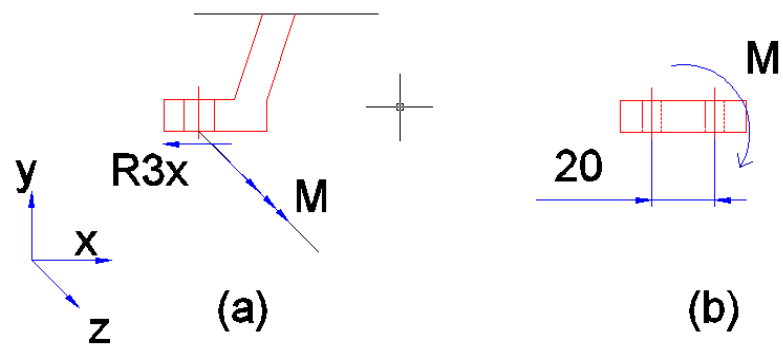


FIGURA 3.21. DIAGRAMA DE FUERZAS EN BASE DE SOPORTE.

Como podemos apreciar la Fuerza de Reacción está causando un efecto de cortante puro sobre los dos agujeros. Sin embargo existe un momento en el plano xy que trata de levanta la base soporte. Para el siguiente caso definimos a la fuerza primaria F' obtenida por el cortante y la fuerza secundaria obtenida por el momento:

$$F' = \frac{F}{n'}; \text{Numero de agujeros}$$

$$F' = \frac{R_{3x}}{2} = \frac{146.73N}{2} = 73.36 N$$

$$M = F * Brazo = 2P * (0.02)$$

$$42.83 Nm = 2F(0.02)$$

$$F = 1070.75 N$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{1070.75N * 4}{\pi * d^2} = \frac{4283}{d^2}$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{106.71N * 4}{\pi * d^2} = \frac{135.867}{d^2}$$

Ya que son esfuerzos combinados aplicaremos Esfuerzo de Von Mises para hallar el esfuerzo equivalente:

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

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{1074.67}{d^2}\right)^2 + 3\left(\frac{135.867}{d^2}\right)^2} = \frac{1100.134}{d^2}$$

Ahora escogemos un perno que existe en el mercado y sea además inoxidable debido a características del trabajo, este se trata del perno de grado 4.6 con un $S_y = 240 \text{ MPa}$. Aplicando un factor de seguridad igual a 5 entonces:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{240 \times 10^6}{\frac{1100.134}{d^2}} = 5$$

$$d = 4.787 \times 10^{-3} \text{ m} = 4.787 \text{ mm}$$

En este caso en la selección de los pernos escojo un perno M6 grado 4.6. Con esto se calcula el factor de seguridad nuevo:

$$n = 7.8$$

Por lo tanto el diseño de los pernos cumple satisfactoriamente.

3.2.5. “Punto de Ataque”.

Una vez que se ha diseñado hasta este punto, la tolva, el tambor rotatorio, el árbol de transmisión sus cojinetes y chumacera, se ha seleccionado la caja reductora y el motor adecuado, en este

momento nos toca diseñar el canal de transporte de de tapas hacia el punto de ataque el cual lo dominamos anteriormente. Pero antes definamos punto de ataque. *“Punto de Ataque” es la zona donde las tapas son retenidas en tal posición y a una cierta altura para que cuando un envase pase por este punto pueda arrastrar la tapa y colocarse en la boca de aquel envase.* Este mecanismo de ataque consiste en un canal a la medida de las tapas, con tres pequeñas compuertas que sirven para retener las tapas en el punto adecuado. Existen dos pequeñas compuertas verticales gemelas y una horizontal, las compuertas verticales tienen la forma de uñas y están unidas por un resorte que permite que las mismas estén cerradas y que la tapa no pueda salir, además estas compuertas poseen una protuberancia que está en el interior de cada compuerta y sirve para que la siguiente tapa no se salga del punto de ataque cuando la primera sale arrastrada por el envase. La otra compuerta tiene una forma especial en el que sirve precisamente para que la tapa se incline un cierto ángulo (aproximadamente unos 5°) para que la misma sea capturada por la boca del envase. Esta compuerta horizontal está pivoteada en la parte superior del canal y a su vez esta compuerta tiene un resorte cuya función sea que la compuerta se gire hacia abajo para cumplir la función mencionada.

Para el diseño del punto de ataque hay que considerar que la tapa con mayor uso en el país es la tapa de 28 x 17 mm por lo que le damos prioridad y el diseño se basa en esta medida dada (ver Figura 3.22):

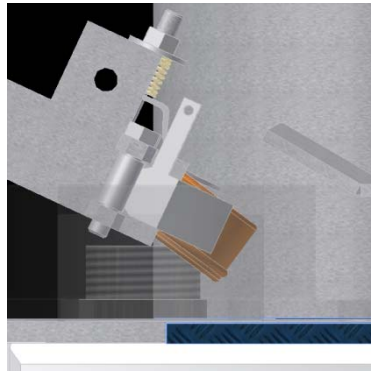


FIGURA 3.22. PUNTO DE ATAQUE.

Los resortes que se aplican en este sistema no deben ser tan fuertes porque harían que la tapa se deformara antes de que ésta sea puesta en la botella.

Por lo tanto seleccionamos el tipo de resorte que conectarán las compuertas verticales. Para este caso de diseño se escoge un resorte con los siguientes datos $d = 1 \times 10^{-3}m$, $D = 0.01 m$, $L = 0.03$, $N = 20$.

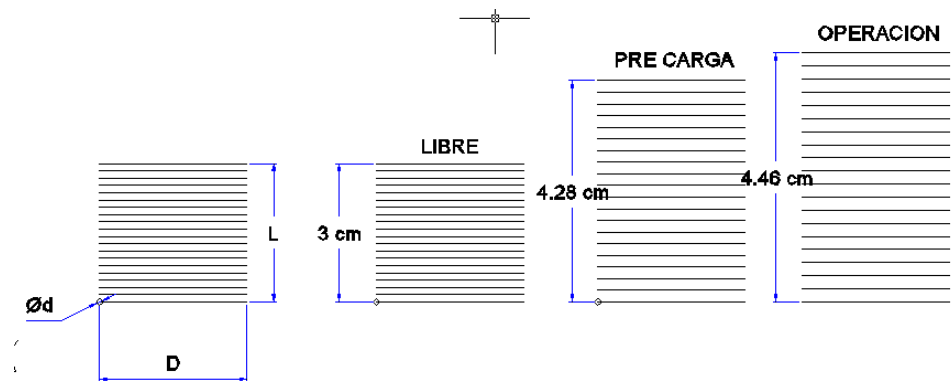


FIGURA 3.23. DIAGRAMA DE RESORTE DE COMPUERTAS VERTICALES.

Ahora procedemos a calcular si estas dimensiones son apropiadas para el diseño del punto de ataque del sistema de alimentación. Lo que queremos comprobar es si el resorte no tendrá problemas en su operación:

El valor de la resistencia máxima a la tensión de un alambre de piano con $A = 2153.5 \text{ MPa}$, $b = -0.162^2$

$$S_{ut} = A * d^b \quad \text{Ec. 3.39.}$$

$$= 2153.5 \text{ MPa} * (5\text{mm})^{-0.162} = 1659.24 \text{ MPa}$$

Para un resorte con extremos cuadrados y rectificadas:

$$N_a = N_T - 2 \quad \text{Ec. 3.40.}$$

$$= 20 - 2 = 18 \text{ espiras}$$

² Valores obtenidos del Libro de Diseño de Maquinas de Robert Norton, Primera Edición 1999, Pág. 819, Tabla 13.4

Para un resorte hecho con alambre para piano con la constante elasticidad de torsión $G = 82.7GPa$, y con la siguiente ecuación encontramos la constante del resorte:

$$K = \frac{d^4 G}{8DN_a} \quad \text{Ec. 3.41.}$$

$$= \frac{(1 \times 10^{-3} m)^4 (82.7 \times 10^9 Pa)}{8(0.01 m)(18)} = 574.306 \frac{N}{m}$$

En la precarga el resorte es estirado una cierta cantidad y esta deformación produce una fuerza de reacción, asimismo cuando el resorte está operando, el resorte aun se estira mas, por lo tanto obtendremos esta fuerza debido a los desplazamientos dados como se muestra en la Figura 3.22.

$$y_1 = 0.0445m - 0.03m = 0.014507m$$

$$y_2 = 0.0428 m - 0.03m = 0.01288m$$

$$F_{max} = K * y_1 \quad \text{Ec. 3.42 (a)}$$

$$= 574.306 \frac{N}{m} * 0.014507m = 8.33145 N$$

$$F_{min} = K * y_2 \quad \text{Ec. 3.42. (b)}$$

$$= 574.306 \frac{N}{m} * 0.01288m = 7.39882 N$$

$$k_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad \text{Ec. 3.43.}$$

$$; C = \frac{D}{d} = \frac{0.01m}{1 \times 10^{-3}m} = 10$$

$$k_w = \frac{4(10) - 1}{4(10) - 4} + \frac{0.615}{10} = 1.148;$$

Por lo tanto los esfuerzos cortantes mínimos y máximos son:

$$\tau_{min} = k_w \frac{8FD}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 3.44. (a)}$$

$$= (1.184) \frac{8(7.3988N)(0.01m)}{\pi(1 \times 10^{-3}m)^3} = 2.156 \times 10^8 Pa$$

$$\tau_{max} = k_w \frac{8FD}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 3.44. (b)}$$

$$= (1.184) \frac{8(8.331N)(0.01m)}{\pi(1 \times 10^{-3}m)^3} = 2.4288 \times 10^8 Pa$$

El material que se escoge para la elaboración del resorte es de un Acero inoxidable austenítico con un $S_{ut} = 1659.24MPa$ entonces el valor del Límite al cortante y a la tensión S_{sy} es:

$$S_{sy} = 0.6S_{ut} \quad \text{Ec. 3.45.}$$

$$= 0.6(1659.24MPa) = 995.544 MPa$$

Por lo tanto el factor de Seguridad Estático es:

$$n_{estatico} = \frac{S_{sy}}{\tau_{min}} = \frac{995.522MPa}{215.6 MPa} = 4.6$$

El factor de seguridad para Fatiga. Para esto, se necesita encontrar los esfuerzos medios y los esfuerzos de amplitud:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad \text{Ec. 3.46. (a)}$$

$$= \frac{2.4288 \times 10^8 Pa - 2.156 \times 10^8 Pa}{2} = 13.6 MPa$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad Ec. 3.46. (b)$$

$$= \frac{2.4288 \times 10^8 Pa + 2.156 \times 10^8 Pa}{2} = 229.28 MPa$$

Para un resorte sin granallar el límite a la torsión por torsión $S_{ew} = 310 MPa$ y aplicando una confiabilidad del 99.99% el factor de confianza $C_r = 0.702$ por lo tanto:

$$S_{ew} = C_r * S_{ew} \quad Ec. 3.47.$$

$$= 0.702(310 MPa) = 217.62 MPa$$

$$S_{us} = 0.67 S_{ut} \quad Ec. 3.48.$$

$$= 0.67(1624.4 MPa) = 1111.7 MPa$$

$$S_{es} = \frac{0.707 S_{ew} S_{us}}{S_{us} - 0.707 S_{ew}} \quad Ec. 3.49.$$

$$= \frac{0.707(217.62 MPa)(1111.7 MPa)}{1111.7 MPa - 0.707(217.62 MPa)} = 178.57 MPa$$

Por lo tanto el factor de seguridad a la fatiga tenemos:

$$n_{fatiga} = \frac{S_{es}(S_{us} - \tau_{min})}{S_{es}(\tau_m - \tau_{min}) + S_{us}\tau_a} \quad Ec. 3.50.$$

$$n_{fatiga}$$

$$= \frac{178.57 MPa(1111.7 MPa - 215.579 MPa)}{178.57 MPa(229.28 MPa - 215.579 MPa) + (1111.7 MPa)(13.60 MPa)}$$

$$n_{fatiga} = 9.6$$

Con estos resultados el resorte no tendrá problemas en cuanto a las fuerzas que el mismo está sometido. Por lo tanto las medidas del resorte son las apropiadas para el diseño.

Ahora tenemos el mismo caso del resorte que ajusta el grado de la compuerta secundaria u horizontal. Esta compuerta secundaria como se había dicho anteriormente, su objetivo principal es inclinar la tapa un cierto ángulo para que esta pueda ser capturada por la botella. En esta compuerta existe un resorte que garantiza que el Mecanismo haga presión sobre la tapa para que ésta se incline. Entonces para nuestro diseño se considera un resorte hecho con el mismo material del anterior (alambre para piano) y con las siguientes características $d = 1 \times 10^{-3}m, D = 0.01 m, L = 0.015, N = 10$, (Ver Figura 3.23).

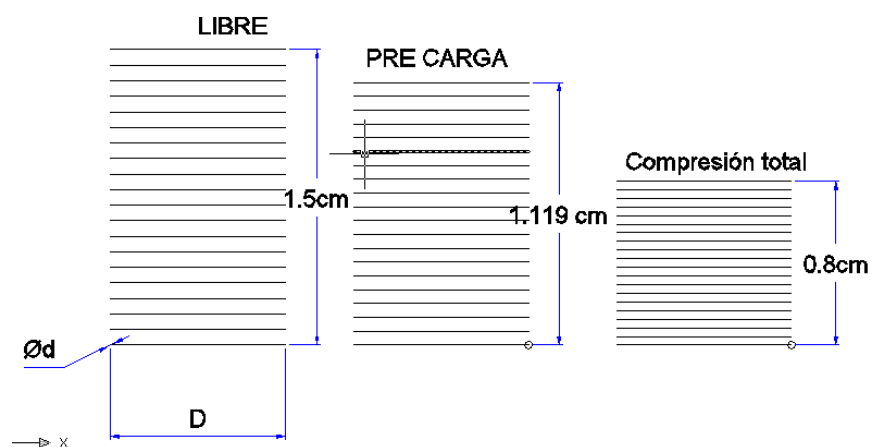


FIGURA 3.24. DIAGRAMA DE RESORTE DE COMPUERTA HORIZONTAL.

Aplicando los mismos pasos que se hizo anteriormente sobre las compuertas verticales tenemos que el factor de seguridad en el caso estático y en la fatiga es:

$$n_{estatico} = 6.8 \qquad n_{fatiga} = 5.2$$

Definido las partes críticas del punto de ataque, se necesita describir el canal de tapas. Esto no es nada más que una guía metálica que está conectada desde el tambor hasta el punto de ataque. Estas guías están construidas de un material de acero inoxidable para su durabilidad. El principio de transporte que se hace a través de estas guías es por gravedad, por lo que no se necesita nada más que el peso de la misma tapa para ser transportada por si misma hasta el punto de ataque.

Estas guías metálicas a su vez están conectadas con la base de la tolva para que no se produzca movimientos complejos o vibraciones en la operación de la maquina, a fin de que la estructura se vuelva más rígida como se muestra en la Figura 3.24.

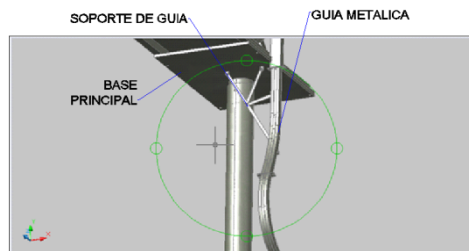


FIGURA 3.25. GUIA METÁLICA TRANSPORTADORA DE TAPAS.

Se considera en este caso que los soportes de la estructura son críticos ya que se necesita saber si las uniones o juntas empernadas soportan la carga aplicada. Para eso, se presenta en la Figura 3.25 los datos necesarios para diseñar las fuerzas y calcular sus respectivos factores de seguridad.

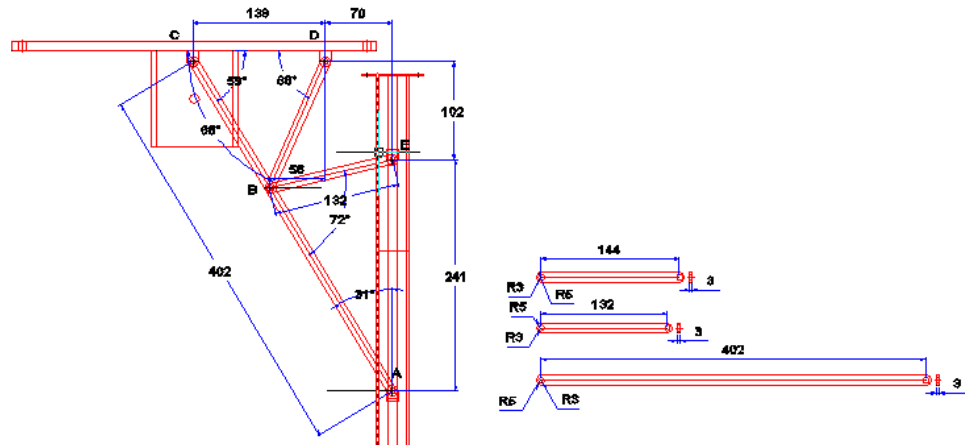


FIGURA 3.26. DIAGRAMA DEL SOPORTE DEL SISTEMA

Se sabe que a esta estructura el canal pesa 1.5 Kg incluyendo las tapas y el punto de ataque. Esta fuerza se aplica en la junta

inferior por lo que aplicando sumatoria de Fuerzas y Sumatoria de Momentos, tenemos los siguientes valores en las reacciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$C_y + D_y = 15N \quad (1)$$

$$\sum M_c = 0$$

$$D_y(0.138m) - 15(0.208m) = 0$$

$$D_y = 22.608N$$

$$\text{Por lo tanto: } C_y = -7.608N$$

Como las fuerzas resultantes están en la dirección de las vigas soporte podemos calcular su resultante directamente. Para el punto "c" por sumatoria de fuerzas en el eje y:

$$C = \frac{C_y}{\text{Sen } 59^\circ} = \frac{22.608N}{\text{Sen } 59^\circ} = 24.74N$$

$$D = \frac{D_y}{\text{Sen } 66^\circ} = \frac{7.608N}{\text{Sen } 66^\circ} = 8.875N$$

Si se ajusta a estos puntos con un perno de diámetro 6mm (M6 grado 4.6 con un $S_y = 240MPa$) uno en cada reacción, podremos determinar si dicho perno soportará la carga aplicada. Se asume de que en ambos puntos, se tiene el efecto de cortante puro y simple, por lo tanto.

Para el punto C:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{4 * 8.875N}{\pi * (6 * 10^{-3}m)^2} = 313.883 * 10^3 Pa$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.5S_y}{\tau} = \frac{0.5(240 * 10^6 Pa)}{313.883 * 10^3 Pa} = 382$$

Para el punto D:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{4 * 24.74N}{\pi * (6 * 10^{-3}m)^2} = 874.998 * 10^3 Pa$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.5S_y}{\tau} = \frac{0.5(240 * 10^6 Pa)}{874.998 * 10^3 Pa} = 137$$

Como se puede apreciar en estos factores de seguridad, los pernos M6 pueden soportar sin problema alguno la carga establecida, por lo que no hay problema por los pernos que existen en las otras juntas de esta estructura porque las fuerzas establecidas en estos puntos son menores a la establecida. Para más detalle del punto de ataque se podrá observar en los planos descritos en el Apéndice de esta tesis.

3.2.6. Estructura Soporte.

Analizaremos la base soporte que tiene el sistema de alimentación. Esta base soporte se subdivide en dos partes principales, la columna soporte y la plataforma soporte. La plataforma soporte es una estructura que consta de una placa de acero inoxidable de un espesor dado conectada a un pedazo de

tubo hueco de acero, y éste está ubicado en la región del centro de gravedad del sistema (es decir, con respecto a todos los elementos colocados en la parte superior) y sobre la parte superior de la placa rectangular existe una placa con una forma omega (Ver figura 3.26).

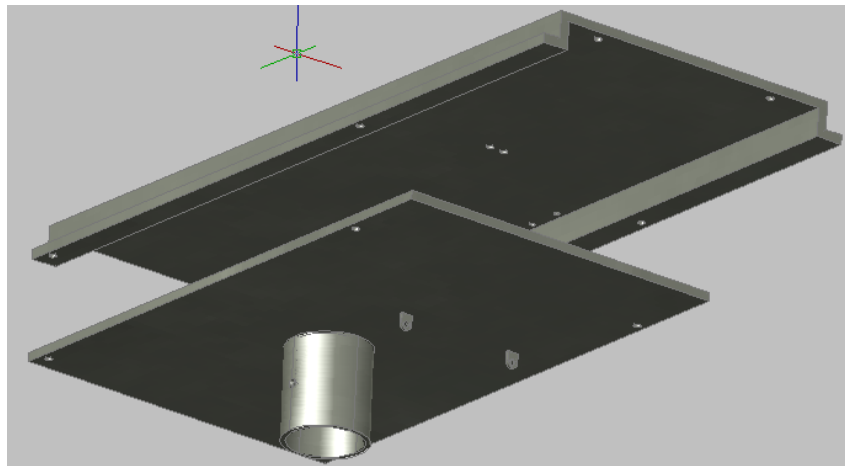


FIGURA 3.27. VISTA GENERAL DEL SOPORTE DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.

A continuación se demostrará si los dos elementos soportan la carga debido a los elementos que están colocados sobre ellos: las dimensiones muestran en la Figura 3.27.

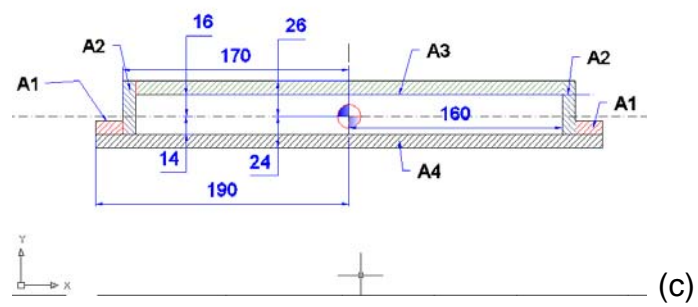
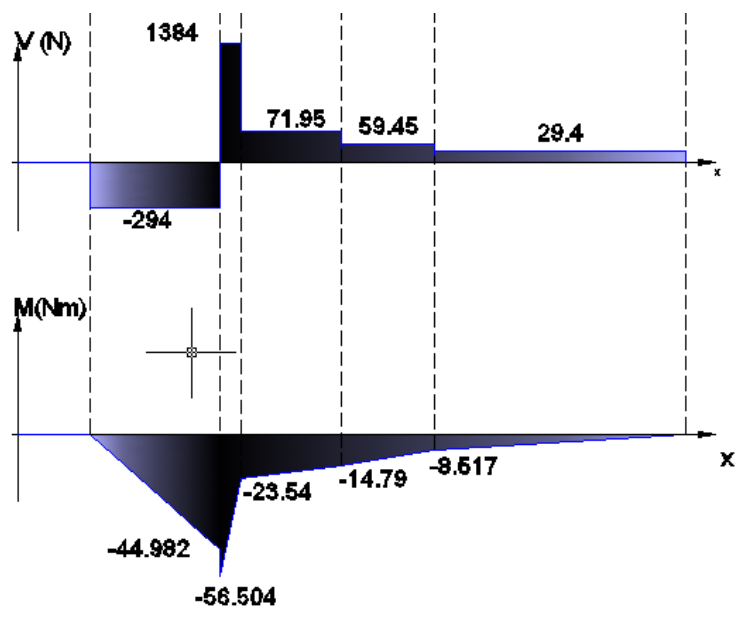
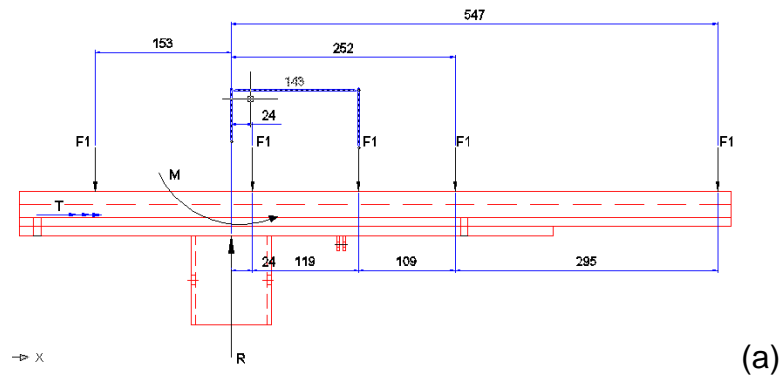


FIGURA 3.28. DATOS SOBRE BASE DE SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.

Como se puede apreciar en la figura 3.27 (a) se observa el diagrama de cuerpo libre de la estructura de alimentación, en éste, tenemos los datos sobre las fuerzas que se aplican sobre estas placas, momentos en la reacción y un torque aplicado sobre el sistema, este torque es producido porque el motor está ubicado excéntricamente con respecto al eje principal donde interactúan las fuerzas. Según los planos 3/15 y 5/15 ubicados en las páginas B3 y B5 de la tesis, las fuerzas están aplicadas puntos fuera del eje centroidal de la placa. Sin embargo por motivos de simplicidad, asumiremos que se trata de una viga con fuerzas que actúan sobre el eje x centroidal. En la figura 3.27 (b) se muestra los diagramas de fuerzas cortantes y momento flector producidos por todas las fuerzas externas, y como uno puede apreciar existe un momento en la reacción y esto se debe a que las dos placas están soldadas a un tubo hueco, por lo tanto se asume que la viga está en voladizo en este punto. En la Figura 3.27 (c) se muestra la sección de las dos placas, y esto sirve para determinar los segundos momentos de área con respecto al eje x y al eje y, además sirve para determinar el momento polar de inercia que se utilizará en los cálculos del factor de seguridad de la estructura. A continuación se muestran los cálculos que determinarán si esta estructura pasa la prueba.

Los datos de las fuerzas son las siguientes:

$$F_1 = 294 \text{ N}; F_2 = 1313 \text{ N}; F_3 = 12.5 \text{ N}; F_4 = 29.4 \text{ N}; F_5 = 29.4 \text{ N}$$

$$T = 13.67 \text{ Nm}$$

Por sumatoria de Fuerzas en el eje y y en el eje x tenemos la reacción que actúa el tubo de acero y por sumatoria de momentos en la reacción obtenemos el momento que se aplica sobre este apoyo:

$$\sum F_y = 0$$

$$R - 294 - 1313 - 12.5 - 29.4 - 29.4 = 1678 \text{ N}$$

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

$$M + (294\text{N})(0.153\text{m}) - (1313\text{N})(0.0238\text{m}) - (12.5\text{N})(0.1428\text{m}) \\ - (29.4\text{N})(0.5468\text{m}) = 0$$

$$M = 11.52 \text{ Nm}$$

Ahora con estos resultados se procede a dibujar los diagramas de fuerza cortante y momento flector, como se muestra en la figura 3.27 (b). En este diagrama se puede observar que el momento máximo es producido en el punto de la reacción:

$$M_{max} = 56.504 \text{ Nm}$$

Por lo que con este valor se realizará los cálculos para obtener el factor de seguridad dado. Por otro lado como la sección no es estándar en el mercado, no existen los momentos de área ni los

momentos polares de inercia, es entonces que aplicando con la figura 3.27 (b) se aplica lo siguiente:

$$I_x = \sum_{i=1}^4 \int_{y_{i0}}^{y_{i1}} y^2 dA_i; \text{ Donde } dA_i = b_i dy \quad \text{Ec. 3.51.}$$

$$I_y = \sum_{i=1}^4 \int_{x_{i0}}^{x_{i1}} x^2 dA_i; \text{ Donde } dA_i = c_i dx \quad \text{Ec. 3.52.}$$

Donde A_i representan las áreas tomadas en partes para efectuar los cálculos, $x_{i1}, x_{i0}, y_{i0}, y_{i1}$ representan los límites de cada área que existe con respecto a cada eje centroidal. Los valores b_i, c_i representan los espesores de cada rectángulo. Entonces a partir de los datos que se muestra la figura 3.27 (b) se obtiene:

$$I_x = 3.01077 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_y = 1.07697 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

El momento polar de inercia J es igual a:

$$J = I_x + I_y \quad \text{Ec. 3.53.}$$

$$= 3.01077 \times 10^{-6} \text{ m}^4 + 1.07697 \times 10^{-4} \text{ m}^4 = 1.0708 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

Los esfuerzos de flexión y de torsión son:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}c}{I_x} \quad \text{Ec. 3.54.}$$

$$= \frac{56.504 \text{ Nm} * (0.0264\text{m})}{3.01077 \times 10^{-6} \text{ m}^4} = 495456.51 \text{ Pa}$$

$$\tau = \frac{Tc}{J} \quad \text{Ec. 3.55.}$$

$$= \frac{13.67 \text{ Nm} * (0.19\text{m})}{1.0708 \times 10^{-4} \text{m}^4} = 24255 \text{ Pa}$$

Como existen esfuerzos combinados se aplica el esfuerzo Von Misses:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{(495456.51 \text{ Pa})^2 + 3(24255 \text{ Pa})^2}$$

$$\sigma' = 497234.42 \text{ Pa}$$

Por lo tanto el factor de seguridad que se aplica en esta estructura escogiendo el acero inoxidable 304 laminados en frio con $S_y = 1103 \text{ MPa}$:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{1103 \times 10^6 \text{ Pa}}{497235.42 \text{ Pa}} = 2218$$

Por lo tanto el esta estructura nunca va a fallar debido a la flexión y torsión producidas por los elementos ubicados sobre la estructura.

Ahora se procede a analizar el perno que va a soportar en la base de la placa de acero. Este perno permite un mejor desensamble de la máquina para un fácil transporte, por lo que es considerable que se pruebe si aquel perno resiste la carga aplicada. En la Figura 3.26 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la estructura que es unida a la columna base. La estructura es unida con dos pernos de extremo a extremo en dirección del lado más largo de la base. Esto es con el fin de que los pernos anulen el

efecto del momento. Es por eso que se va a hacer el análisis de fuerzas y determinar el factor de seguridad que corresponde a cada perno. Las fuerzas externas y momentos aplicados sobre esta parte del sistema son los siguientes:

$$R = 1678 \text{ N}; M = 11.52 \text{ Nm}$$

Como son dos pernos y cada uno de ellos actúan en cortante simple entonces:

$$V = \frac{F}{2} = \frac{1678 \text{ N}}{2} = 839 \text{ N}$$

Entonces el esfuerzo cortante que hay en los pernos si se asume que el perno es M10 de grado 4.6 con $S_y = 240 \text{ MPa}$ entonces:

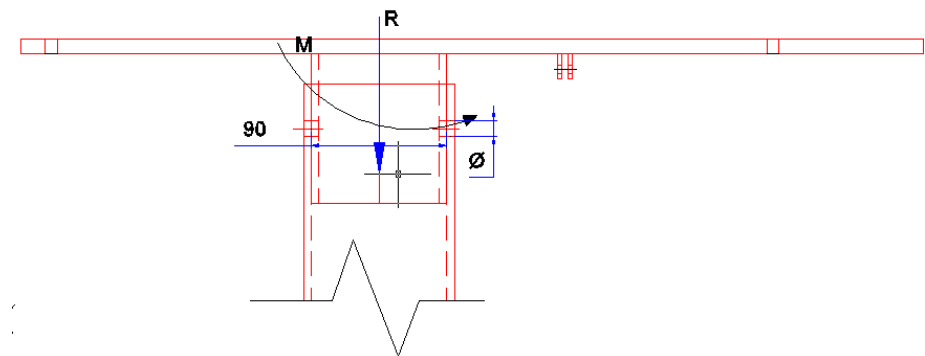


FIGURA 3.29. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE SUJECIÓN DE PERNO EN BASE DE SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{839 \text{ N}}{\pi * \frac{(0.01 \text{ m})^2}{4}} = 10.68 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El momento produce también un esfuerzo cortante sobre los dos elementos ya que si cambiamos dicho momento por un par de fuerzas equivalentes obtenemos lo siguiente:

$$M = F * d$$

$$F = \frac{M}{d} = \frac{11.52Nm}{0.09m} = 128 N$$

$$\tau'' = \frac{F}{A} = \frac{128N}{\pi * \frac{(0.01m)^2}{4}} = 1.629 \times 10^6 Pa$$

$$\tau = \tau' + \tau'' = 10.68 \times 10^6 Pa + 1.629 \times 10^6 Pa = 12.309 MPa$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.5 S_y}{\tau} = \frac{0.5(240 MPa)}{12.309 MPa} = 9.7$$

Por lo tanto como se puede apreciar en el resultado del factor de seguridad, los pernos tranquilamente pueden resistir la carga aplicada sobre el sistema.

Ahora se procede a realizar los cálculos sobre la columna que soporta la placa base junto con los elementos. Se necesita saber si este tubo de acero inoxidable de diámetro dado soporta la carga de 1686.24 N que representa la fuerza resultante que interactúa en la parte superior de las placas base. Primero procedemos a determinar si hay pandeo sobre la columna (ver figura 3.29).

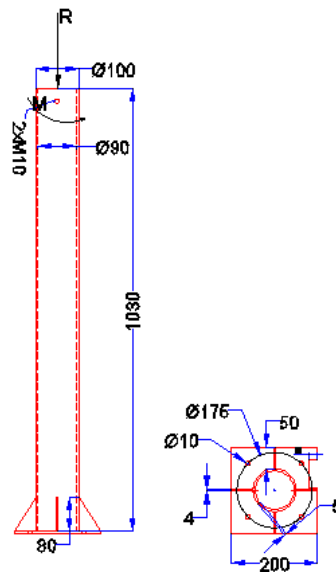


FIGURA 3.30. DIAGRAMA DEL TUBO SOPORTE DE SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.

Para los cálculos del diseño, seleccionamos un tubo de acero inoxidable con las características mostradas en la Figura 3.29.

$$A = \frac{\pi * (d_o^2 - d_i^2)}{4} = \frac{\pi[(0.1m)^2 - (0.09m)^2]}{4} = 1.4922 \times 10^{-3} m^2$$

$$I = \frac{\pi * (d_o^4 - d_i^4)}{64} = \frac{\pi[(0.1m)^4 - (0.09m)^4]}{64} = 1.688 \times 10^{-6} m^4$$

$$K = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{1.688 \times 10^{-6} m^4}{1.4922 \times 10^{-3} m^2}} = 0.0336 m$$

Como la columna esta fija de un lado y del otro lado está empotrada entonces:

$$L_{eff} = 2.1L = 2.1(1.03m) = 2.163 m$$

$$S_r = \frac{L_{eff}}{K} = \frac{2.163 m}{0.0336 m} = 64.375$$

Aplicando la ecuación de Euler y Johnson:

$$S_{rD} = \pi \sqrt{\frac{2E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2(189.6 \times 10^9 Pa)}{1103 \times 10^6 Pa}} = 58.25$$

Como $S_r > S_{rD}$ entonces:

$$F_{critico} = A \left[\frac{\pi^2 E}{S_r^2} \right] \quad \text{Ec. 3.56.}$$

$$F_{critico} = 1.4922 \times 10^{-3} m^2 \left[\frac{\pi^2 (189.6 \times 10^9 Pa)}{(64.375)^2} \right]$$

$$F_{critico} = 673799.41 N$$

Por lo tanto el factor de seguridad que posee la columna con respecto a la fuerza aplicada es:

$$n = \frac{F_{critico}}{F} = \frac{673799.41 N}{1678 N} = 401$$

Entonces la columna no sufrirá pandeo debido a que la sección del tubo es sumamente grande.

Por último se necesitará saber si los pernos colocados en la base soportarán la carga aplicada. Pero la única carga que les afecta a ellos es el momento que existe en la parte superior, no se considera torsión porque no hay una carga que lo influya, por lo tanto se calculará el esfuerzo que hay debido al momento dado (ver Figura 3.30):

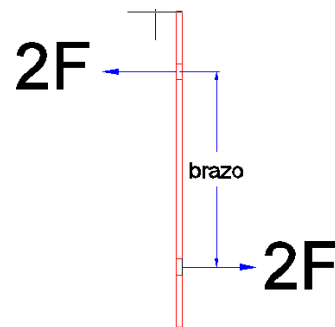


FIGURA 3.31. PAR EQUIVALENTE EN BASE DE SOPORTE.

$$M = \text{Fuerza} * \text{Brazo} = 2F * (0.175 \text{ m})\text{Sen}45$$

$$F = \frac{11.52 \text{ Nm}}{2(0.175 \text{ m})\text{Sen}45^\circ} = 46.54$$

Como se selecciona pernos de grado 4.6 M10 con un $S_y =$

240 MPa entonces:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{4 * (46.54 \text{ N})}{\pi(0.01 \text{ m})^2} = 592.565 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{240 \times 10^6 \text{ Pa}}{592.565 \times 10^3 \text{ Pa}} = 405$$

En conclusión, los cuatro pernos no fallarán cuando sean ajustados para soportar la carga aplicada en la base.

3.3. Sistema Central de la Maquina.

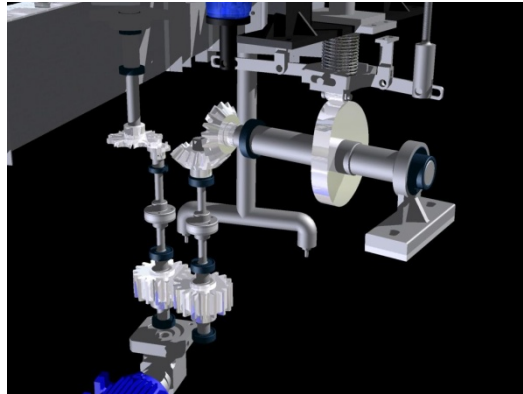


FIGURA 3.32. DIAGRAMA DEL SISTEMA CENTRAL DE ROSCADO.

El sistema principal de la máquina roscadora de tapas (ver Figura 3.31), es la parte fundamental de todo el sistema, cuya función es controlar el movimiento del juego de estrellas, el ascenso y descenso del envase en el punto de roscado y el movimiento del cabezal roscador, de tal manera que sea un movimiento sincronizado entre todos. El sistema de la máquina consta de varios mecanismos independientes como son:

3.3.1. El Mecanismo Cruz de malta.

O conocido también como rueda de ginebra, este mecanismo sirve para transformar el movimiento giratorio continuo en un movimiento intermitente. Este mecanismo es el que va a controlar el movimiento del juego de estrellas para que los envases sean movidos en un periodo de tiempo dado. El tiempo en el que

demora la cruz de malta en girar cierto ángulo depende del número de ranuras que posea y del número de rpm que posee la manivela (ver figura 3.31)

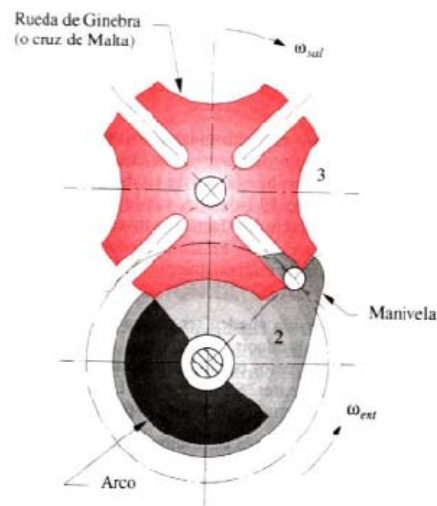


FIGURA 3.33. DIAGRAMA DE MECANISMO CRUZ DE MALTA.

Para el diseño de nuestro mecanismo se debe tener en cuenta el número de ranuras que se desea tener en la rueda de ginebra, además se debe tener en cuenta cuál es el radio del árbol de transmisión que van a tener en cada uno de ellos aunque esto será un punto secundario por el cual se lo ha de tratar más adelante en este capítulo.

Por consiguiente, para el diseño se considerará que el número de ranuras sea de $N = 10$. Como se posee una limitación de espacios en el diseño se considera que la distancia entre centros de la cruz de malta es $L = 56 \text{ mm}$, por lo que el radio de la manivela es:

$$R = L * \text{Sen}\left(\frac{\pi}{N}\right) \quad \text{Ec. 3.57.}$$

$$= 56 * \text{Sen}\left(\frac{\pi}{10}\right) = 17.304 \text{ mm}$$

El número de ranuras de la cruz de malta estarán ubicadas angularmente:

$$\theta = \frac{360^\circ}{N} = \frac{360^\circ}{10} = 36^\circ \quad \text{Ec. 3.58.}$$

Con estos valores podemos apreciar en la siguiente Figura 3.32 que el mecanismo de ginebra queda de la siguiente manera:

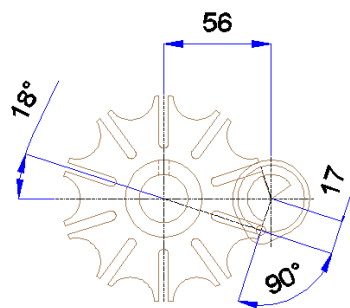


FIGURA 3.34. MECANISMO DE GINEBRA SEGÚN DISEÑO.

La entrada de la manivela hacia la ranura debe comprender un ángulo recto para que no existan problemas de interferencia ni trabamientos.

Como se obtuvo los dos datos primordiales para la cruz de malta, ahora es necesario saber cuántos grados hay en la zona en el que la cruz de malta está en reposo θ_{reposo} y cuántos grados hay en los que la cruz de malta genera el movimiento θ_{activo} . Por el

programa de Dibujo CAD se obtienen estos datos a partir de la manivela:

$$\theta_{\text{reposo}} = 216^{\circ} \qquad \theta_{\text{activo}} = 144^{\circ}$$

Juntos estos dos ángulos suman 360° lo cual es el giro completo de la manivela. Estos dos datos son muy útiles para el diseño de la leva que la analizaremos en la sección posterior (Para mayor información técnica del Mecanismo de Cruz de malta, se puede encontrar en el plano 6/21 pagina C6 del apéndice de planos).

Como parte del diseño se asume que el proceso de cerrado de la tapa es de $t = 1.5$ segundos, por lo tanto:

$$\omega_{\text{manivela}} = \frac{\theta}{t} = \frac{360^{\circ} * \frac{\pi}{180^{\circ}}}{1.5 \text{ seg}} = 4.188 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} = 40 \text{ rpm}$$

Por lo tanto el número de botellas que sella la maquina por hora B es:

$$B = \frac{3600 \text{ seg}}{1.5 \text{ seg}} * 1 \text{ Botella} = 2400 \frac{\text{Botellas}}{\text{hora}}$$

Sin embargo este resultado puede variar debido a que el sistema tiene una relación directa proporcional en que si la velocidad de giro de la manivela aumenta, el mecanismo de descenso del cabezal aumenta.

3.3.2. Mecanismo de Leva Seguidor.

Este mecanismo tiene la función de ascender y descender el envase en punto de roscado y también de desplazar una leva lineal colocada encima del cabezal roscador para poder abrir y cerrar las rolinas de roscado. Este mecanismo está enlazado con el mecanismo de cruz de malta por medio de árboles de transmisión y juego de engranajes cónicos y engranajes cilíndricos.

Como se analizó previamente en la sección anterior, el tiempo de recorrido del ciclo de la cruz de malta es de 1.5 segundos, pero de este tiempo tenemos que analizar cuanto tiempo el seguidor se demora para subir o bajar y cuanto tiempo el seguidor permanece en el tramo constante. Es por eso mismo que los ángulos de 144° para el reposo y 216° para el movimiento vertical (108° para ascender y 108° para descender) son muy útiles para obtener dichos tiempos. Como la leva gira a velocidad constante, es decir 40 rpm (4.188 rad/seg) y aplicando una regla de tres tenemos lo siguiente.

$$t_1 = 108^\circ * \frac{1.5 \text{ seg}}{360^\circ} = 0.45 \text{ seg} \quad \text{para ascenso de seguidor}$$

$$t_2 = 108^\circ * \frac{1.5 \text{ seg}}{360^\circ} = 0.45 \text{ seg} \quad \text{para descenso de seguidor}$$

$$t_{\text{operación}} = t_1 + t_2 = 0.45 \text{ seg} + 0.45 \text{ seg} = 0.9 \text{ seg}$$

$$t_{\text{estable}} = 144^\circ * \frac{1.5 \text{ seg}}{360^\circ} = 0.6 \text{ seg} \quad \text{posición constante de seguidor}$$

$$t_{total} = t_{operación} + t_{estable} = 0.9 \text{ seg} + 0.6 \text{ seg}$$

$$t_{total} = 1.5 \text{ seg}$$

Entonces, el seguidor se demora 0.9 segundos en subir y bajar para roscar la tapa, mientras que 0.6 segundos hace que el seguidor permanezca en reposo y este es el periodo de tiempo en que la botella cambia de sitio.

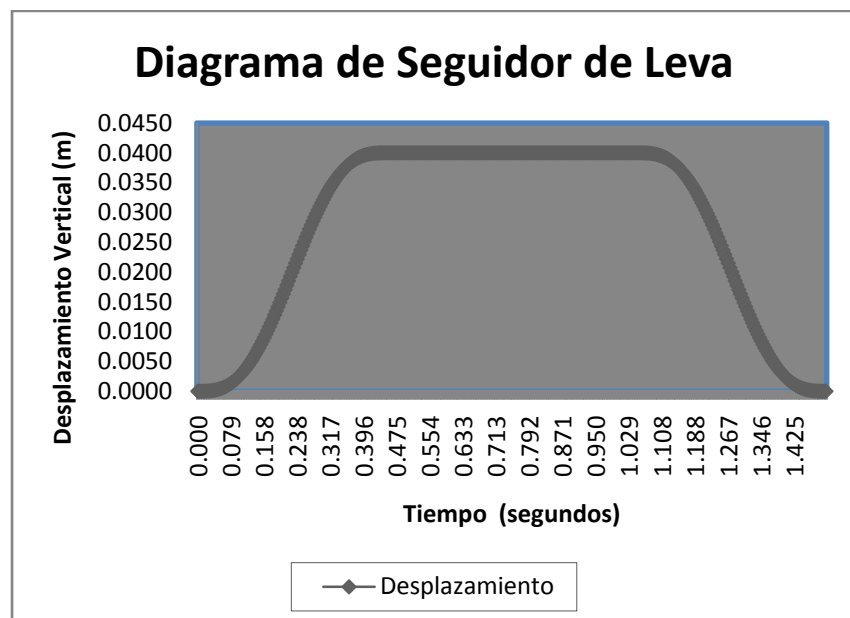


FIGURA 3.35. DESPLAZAMIENTO DE SEGUIDOR EN FUNCION DEL TIEMPO

En la Figura 3.33 encontramos el desplazamiento vertical del seguidor vs el tiempo del ciclo de roscado, aquí en esta figura podemos observar que el tiempo de subida del seguidor es de 0.45 segundos, igual al tiempo de bajada, además el tiempo de reposo del seguidor es de 0.9 segundos, y en este lapso se

producirá el cambio de botella ejecutado por la cruz de malta mostrado en la Figura 3.34.

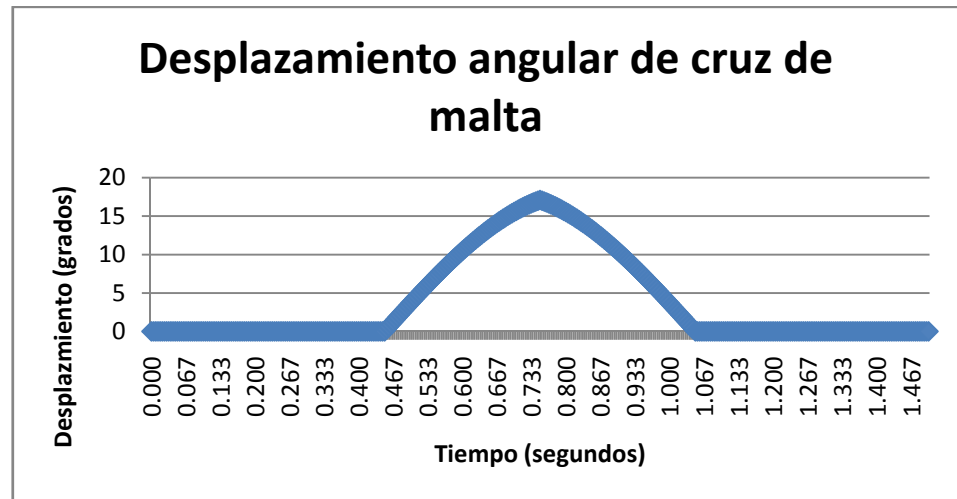


FIGURA 3.36. DIAGRAMA DE DESPLAZAMIENTO ANGULAR DE LA CRUZ DE MALTA EN FUNCIÓN DEL TIEMPO.

Si analizamos estas dos figuras anteriores (Figura 3.33, y Figura 3.34) apreciamos que el movimiento de la cruz de malta es cuando han transcurrido 0.45 segundos, mientras que el tiempo en el que culmina el ascenso del seguidor a su estado de equilibrio es de 0.45 segundos. En conclusión, una vez que el seguidor haya subido completamente los 40 mm de recorrido vertical, la cruz de malta recién comenzará a moverse para colocar otro envase en la posición de roscado y consecuente con esto, no existirá problemas críticos en ruptura de envases por movimiento acelerado de la cruz de malta, o movimientos no sincronizados.

Para el diseño de leva se define los siguientes parámetros.

- Radio primario: 50 mm y el radio del rodillo del seguidor es 15 mm.
- En el tramo 0 – 108°: el Seguidor sube 30 mm con respecto al radio primario, para este tramo se utiliza la siguiente ecuación cicloidal completa:

$$S = l \left(\frac{\varphi}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \text{Sen} \left[\frac{2\pi\varphi}{\beta} \right] \right) \quad \text{Ec. 3.59.}$$

Donde S representa la longitud de ascenso vertical, β representa el tramo angular donde ocurre el ascenso (para el cálculo es igual a 108°), φ es el ángulo donde se mide S que varía (0 a β) y l es el tramo de ascenso total (en este caso 40 mm).

- En el tramo 108 – 252°: el Seguidor permanece constante a 40 mm.
- En el tramo 252 – 360°: el Seguidor desciende 40 mm con respecto al radio primario, para el descenso se utiliza la ecuación cicloidal de descenso igual a:

$$S = l \left(1 - \frac{\varphi}{\beta} + \frac{1}{2\pi} \text{Sen} \left[\frac{2\pi\varphi}{\beta} \right] \right) \quad \text{Ec. 3.60.}$$

Donde los símbolos son iguales a los de la ecuación de cicloidal completa de ascenso.

- La velocidad de giro de la leva es 40 rpm en sentido de las manecillas del reloj. Esto se debe a que la manivela del mecanismo de cruz de malta también gira a ésta velocidad.
- El Peso de precarga que existe sobre el seguidor de rodillo es alrededor de 450N, en el cual envuelve lo que es, el peso de la plataforma base, la moto reductora y el cabezal roscador.
- No existe Resorte en el seguidor por lo que la constante del resorte es igual a cero. El Seguidor está conectado en con la leva a través de una ranura lo cual permite que el seguidor jamás se desprenda de la leva en cualquier punto del giro de la misma.

Aplicando el programa Dynacam, e ingresando dichos datos a este programa obtendremos los diagramas de desplazamiento, velocidad, aceleración y golpeteo del seguidor en la siguiente Figura 3.33.

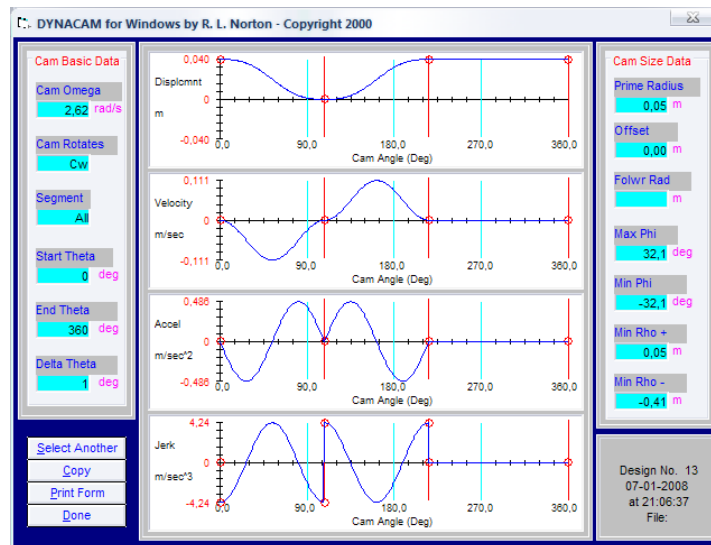


FIGURA 3.37. DIAGRAMA DE DESPLAZAMIENTO, VELOCIDAD, ACELERACIÓN Y GOLPE DE SEGUIDOR DE LEVA.

Como se pudo apreciar en la figura anterior, los diagramas de desplazamientos y velocidad siguen un patrón sinusoidal, por lo que es justamente lo que el diseño se desea, sin embargo existe un problema en el diagrama de aceleración y golpeteo del seguidor por lo que se recomienda que la velocidad de giro de la leva no sea demasiado alta porque puede conllevar a problemas de funcionamiento en la maquina, por ende se recomienda al usuario de la maquina que ésta funcione a la velocidad de diseño antes mencionada (40 rpm).

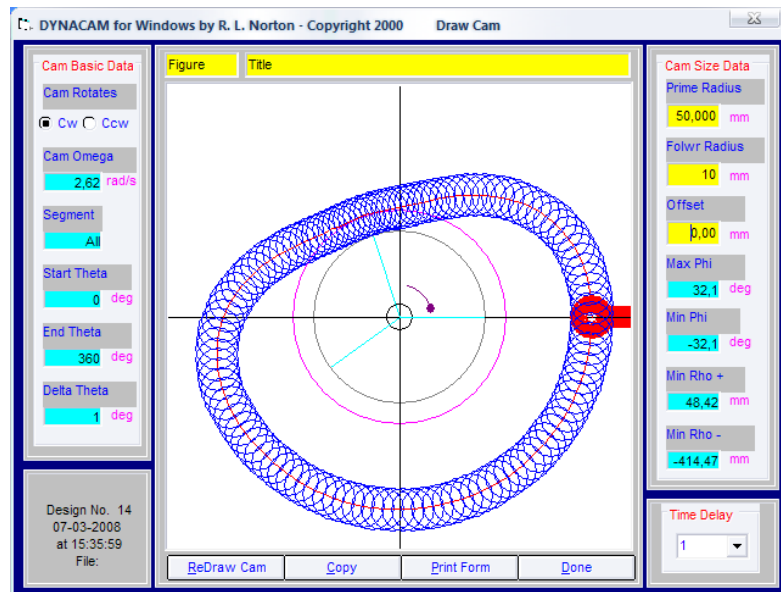


FIGURA 3.38. DISEÑO DE LEVA CON SEGUIDOR DE RODILLO.

Ahora aplicando los datos de constante del resorte, la precarga se obtiene los siguientes datos mostrados en la Figura 3.34.

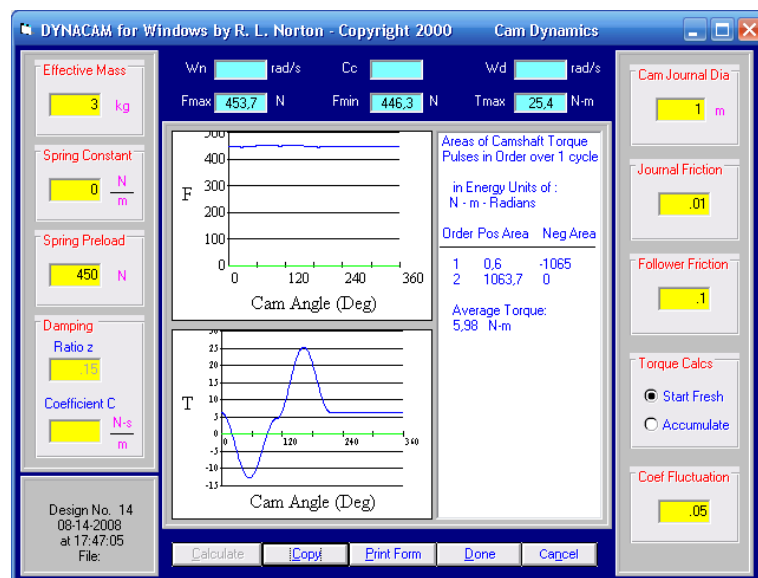


FIGURA 3.39. OBTENCIÓN DE TORQUE NECESARIO PARA MOVIMIENTO DE LEVA.

En la figura 3.34 se muestran datos importantes como el torque aplicado que se necesita para producir el movimiento del mecanismo de leva y seguidor utilizando la constante del resorte que se definió anteriormente. Estos datos se los puede observar claramente en la tabla 3.4.

TABLA 3.4. RESULTADOS DE DISEÑO DE LEVA

Parámetro	Unidad	Valor
Constante del Resorte	N/m	0
Fuerza de Precarga	N	450
Masa Efectiva	Kg	3,0
Radio z	m	0,15
Coeficiente	N seg/m	30
Fuerza Máxima	N	453
Fuerza Mínima	N	446
Torque Máximo	Nm.	25.41
Torque Mínimo	Nm.	-12.90
Torque Medio	Nm.	5.98

Analizando la Tabla 3.4 podemos apreciar que el torque mínimo aplicado sobre la leva es negativo, esto que quiere decir, que la leva está en la etapa en el que el rodillo está descendiendo por lo que la leva debe aplicar un torque en sentido contrario para que la leva no aumente de velocidad. Si esto no fuese así, en el tramo en el que el seguidor de rodillo desciende, podría haber un incremento de velocidad haciendo que el cabezal pueda dañar la tapa y a su vez causar problemas en el sistema.

El seguidor está conectado con dos eslabones que permiten levantar el envase a una altura dada y descender una leva lineal para cerrar las rolinas del cabezal roscador y poder roscar el envase.

El primer eslabón está conectado a un pivote que lo permite rotar sobre este mismo. El un extremo de éste, está conectado a otro eslabón que se desplaza verticalmente para levantar y bajar el envase en el punto de roscado.

El envase sube 40 mm, por lo que este eslabón deberá cumplir con dicho requisito, mientras que el otro extremo está conectado al seguidor.

El segundo eslabón sirve para mover una leva que está ubicada encima del cabezal roscador para efectuar el cierre de las cuatro rolinas de roscado y de formado del anillo de seguridad.

Además de este juego de levas, se dispondrá de una pequeña leva secundaria que aportará en el mecanismo neumático que permitirá que las botellas pasen al juego de estrellas de una por una sin que exista presión entre las botellas y la estrella, produciendo así una sobrecarga en el motor principal del sistema central de roscado. Este circuito neumático contará con un filtro de aire principal, además de un mecanismo válvula de rodillo abatible (ver Apéndice O), con su respectiva leva, además de un cilindro

neumático con un separador de botella hecho de nylon. El funcionamiento de este mecanismo es:

- En el momento en que se comienza a mover el juego de estrella, la válvula transmitirá aire comprimido hasta el cilindro haciendo que el embolo se contraiga y deje pasar un solo envase; y hasta que se detenga el juego de estrellas la válvula dejara de pasar aire hasta el cilindro y el embolo vuelva a su posición inicial sin dejar pasar mas envases.

Para esto, el recorrido del rodillo es de 10 mm para poder accionar la válvula, además, el recorrido de ascenso angular de la leva es de $\theta_{activo} = 144^\circ$ en el cual se mueve el juego de estrellas para desplazar la botella. Aplicando los mismos pasos para diseñar la leva principal, se obtiene la siguiente forma (ver Figura3.40):

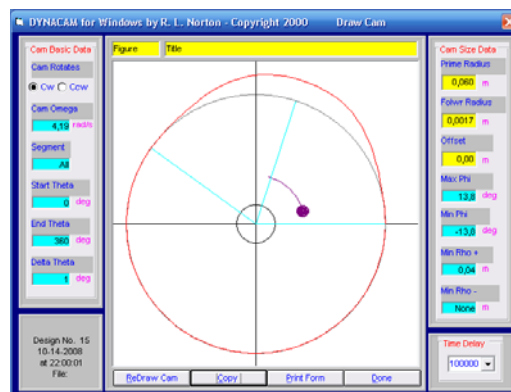


FIGURA 3.39. DISEÑO DE LEVA SECUNDARIA PARA ACCIONAMIENTO DE VÁLVULA NEUMÁTICA DE RODILLO.

Con este dibujo, se procede a calcular las fuerzas necesarias para la generación del movimiento de la leva. En la siguiente tabla 3.6 se muestra los datos necesarios de la leva secundaria.

**TABLA 3.5. RESULTADOS DE DISEÑO DE LEVA
SECUNDARIA.**

Parámetro	Unidad	Valor
Constante del Resorte	N/m	0
Fuerza de Precarga	N	28
Masa Efectiva	Kg	0,011
Radio z	m	0,15
Coeficiente	N seg/m	0
Fuerza Máxima	N	28
Fuerza Mínima	N	28
Torque Máximo	Nm.	0,8
Torque Mínimo	Nm.	0,32
Torque Medio	Nm.	-0,114

Analizando el torque requerido para generar la rotación de las levas, la secundaria se necesita un torque muchísimo menor que en la leva principal, además la fuerza que actúa sobre la leva es relativamente depreciable que los 450 N de la leva principal y es por eso que en los cálculos de engranajes, cojinetes y árboles se toma un porcentaje mayor en su fuerza para considerar esta pequeña leva. La ubicación de dicha leva está cercana a la leva principal para así considerar que las dos levas están en la misma posición.

3.3.3. Análisis de Engranajes Cónicos y Cilíndricos.

En el sistema, se necesitan dos tipos de engranajes, los cónicos y cilíndricos, ambos de dientes rectos. ¿Cuál es el fin de ellos? En primer lugar, los engranajes cilíndricos de dientes rectos crean un árbol de transmisión paralelo al eje de rotación de la manivela de la cruz de malta. Esto es necesario ya que en este árbol de transmisión paralelo se colocará un par de engranajes cónicos de dientes rectos para cambiar el movimiento del eje originalmente de vertical a horizontal (un cambio de movimiento de 90° como se puede apreciar en la Figura 3.36.)

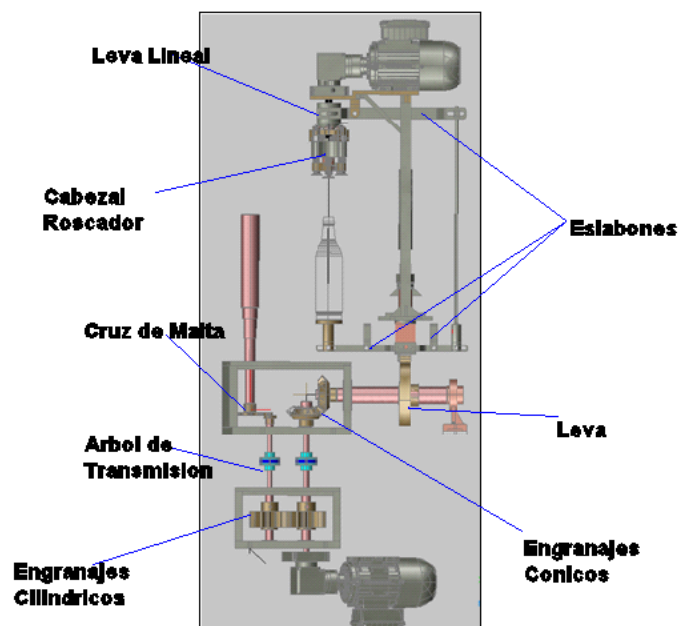


FIGURA 3.41. PARTES PRINCIPALES DEL SISTEMA CENTRAL DE LA MAQUINA.

Como se puede apreciar en la figura anterior, existen dos cajas de transmisión la primera (caja superior) contiene el juego de engranajes cónicos de dientes rectos que transmiten el movimiento hacia la leva para levantar la base móvil. Además de los engranajes, se encuentra el mecanismo de cruz de malta o rueda de ginebra, que permite el movimiento intermitente del juego de estrellas a través del árbol de transmisión que sale de la cruz de malta. Y en la segunda caja (caja inferior) es donde se encuentran los dos engranajes cilíndricos de dientes rectos cuya función es transmitir el movimiento hacia un eje paralelo como se lo ha descrito anteriormente. Pero ¿por qué se hizo un sistema de dos árboles de transmisión paralelos con la misma velocidad de giro? La respuesta es muy sencilla, es porque los engranajes cónicos no pueden estar en conjunto con el mecanismo de cruz de malta. En cierto modo es posible, sin embargo la caja tendría que ser más grande y habría problemas de lubricación en el mecanismo de cruz de malta. Otro problema que hay es que no se pueden poner los dos engranajes cónicos debajo de la manivela debido a que como los engranajes son muy robustos estos causarían interferencia con el mecanismo, por lo que una solución sería llevar más abajo a los engranajes cónicos pero la caja de transmisión sería más alta y habrían más problemas de lubricación

de los elementos. Es por eso que se optó por realizar un árbol de transmisión anexo para solucionar el problema de lubricación y la interferencia.

Como parte del diseño se desea que la relación de velocidades en ambos engranajes sea igual a uno, es decir que la velocidad de entrada es igual a la velocidad de salida. Se requieren que sean iguales los engranajes porque el mecanismo predominante es la cruz de malta y se necesita que en una revolución completa realizada por la manivela de este mecanismo, se realice un ciclo completo del roscado.

En este momento analizaremos los engranajes cónicos de dientes rectos para saber si estos pueden soportar la carga aplicada. Para este análisis asumiremos los siguientes datos:

$$\phi = 20^\circ \quad \text{Angulo de Presión.}$$

$$\alpha = 45^\circ \quad \text{Angulo de Cono de Paso}$$

$$Z = 17 \quad \text{Numero de Dientes de Engranaje}$$

$$m = 6\text{mm} \quad \text{Modulo.}$$

Como la relación de velocidades es igual a:

$$RV = 1$$

$$\omega_{entrada} = \omega_{salida}$$

Ec. 3.61.

Por lo tanto, el engranaje y el piñón tienen las mismas dimensiones. Con esto procederemos a calcular los datos físicos del engranaje cónico.

La potencia transmitida en el engranaje cónico sabiendo que el torque máximo es 25.4 Nm. y la velocidad de giro de la leva es 40 rpm entonces:

$$Pot = T_{max} * \omega = 25.41Nm(40rpm) \left(\frac{2\pi}{60}\right) = 106.43 \text{ Watts}$$

$$R_p = \frac{mZ}{2} = \frac{(6mm)(17)}{2} = 51mm \quad \text{Ec. 3.62.}$$

$$P_d = \frac{25.4}{m} = \frac{25.4}{6} = 4.23 \text{ in}^{-1} \quad \text{Ec. 3.63.}$$

$$L' = \frac{d_p}{2 \text{ Sen } \alpha} = \frac{2R_p}{2 \text{ Sen } \alpha} = \frac{2(51mm)}{2 \text{ Sen}(45)} = 72.12mm \quad \text{Ec. 3.64.}$$

$$f = \frac{L'}{3} \quad \text{Ec. 3.65.}$$

$$f = \frac{72.12mm}{3} = 24.041 \text{ mm}(0.946in)$$

$$R_m = R_p - \frac{f}{2} \text{ Sen } \alpha \quad \text{Ec. 3.66.}$$

$$= 51mm - \frac{24.041mm}{2} \text{ Sen}45 = 42.50mm$$

$$F_T = \frac{19.1 \times 10^6(Pot)}{D_p * rpm} \quad \text{Ec. 3.67.}$$

$$= \frac{19.1 \times 10^6(0.10643 \text{ Kwatts})}{102mm(40rpm)} = 498.23 \text{ N (112 Lb)}$$

$$F_T = \frac{2T}{d_m} \quad \text{Ec. 3.68.}$$

$$T = \frac{F_T d_m}{2} = \frac{498.23N * (0.0425m)}{2} = 10.58 Nm (93.64b in)$$

Para un engranaje cónico las fuerzas axiales F_a , y las Fuerzas Radiales F_r se calculan de la siguiente manera:

$$F_a = F_T \tan \phi \sin \alpha = (498.23N)(\tan 20^\circ)(\sin 45^\circ) \quad \text{Ec. 3.69.}$$

$$F_a = 128.22 N$$

$$F_r = F_T \tan \phi \cos \alpha = (498.23N)(\tan 20^\circ)(\cos 45^\circ)$$

$$F_r = 128.22 N$$

$$J_p = J_g = 0.183^3$$

Para un sistema uniforme $k_a = 1$

con $f = 24mm$ $k_m = 1.6$

Factor de forma $k_s = 1$

con un $v = 5$ fpm entonces $k_v = 1$

Para engranajes conicos rectos $k_x = 1$

Por lo tanto el esfuerzo de Flexión es igual a:

$$\sigma = \frac{2T_p P_d K_a K_m K_s}{d f J K_v K_x} \quad \text{Ec. 3.70.}$$

$$\sigma = \frac{2(93.64Lb in)}{4.0157in} \frac{4.23in^{-1}}{0.946in * 0.183} \frac{(1)(1.6)(1)}{(1)(1)}$$

$$\sigma = 1823.25 Psi$$

³ Datos listados en el libro de Norton, Cap. 12, Figura 12.5 pág. 790.

Calculando los esfuerzos superficiales que existen en los engranajes cónicos de dientes rectos son los siguientes, sea el par de torsión de diseño del piñón definido de la siguiente manera:

$$T_D = \frac{fIC_v}{2C_s C_{md} C_f C_a C_{xc}} \left(\frac{0.774 S'_{fc} d C_H}{C_p C_b C_T C_R} \right)^2 \quad \text{Ec. 3.71.}$$

Donde los términos C son factores de seguridad descritos a continuación:

$$C_v = K_v = 1$$

$$C_s = K_s = 1$$

$$C_f = 1 \text{ Acabado de engranaje convencional}$$

$$C_a = K_a = 1$$

$$C_{xc} = 1 \text{ no hay abombamiento}$$

$$C_b = 0.634$$

$$I = 0.06$$

$$C_{md} = 1.8 \text{ Ambos en Voladizo}$$

$$C_p = 2300 \text{ Psi Para ambos engranajes de acero}$$

$$S'_{fc} = 225 \text{ Ksi Para un material de acero carburizado}$$

$$C_H = 1 \text{ Mismo material en engranajes}$$

$$C_T = 1 \text{ para temperatura menor a } 450^\circ\text{C}$$

$$C_R = 1 \text{ para un a confianza del 99\%}$$

Entonces el valor del torque de diseño es:

$$T_D = \frac{(0.946in)(0.06)(1)}{2(1)(1.8)(1)(1)(1)(1)} \left(\frac{0.774 (225000Psi)(4.0157in)(1)}{(2300Psi)(0.634)(1)(1)} \right)^2$$

$$T_D = 3627 \text{ Lb in}$$

Dado que el torque de Diseño es mayor al torque aplicado en el piñón entonces el valor de exponente $z = 0.667$, por lo tanto el esfuerzo superficial en el piñón cónico definido por la siguiente ecuación es:

$$\sigma_f = C_p C_b \sqrt{\frac{2T_D}{fId^2} \left(\frac{T_p}{T_D}\right)^z \frac{C_a C_m C_s C_f C_{xc}}{C_v}} \quad \text{Ec. 3.72.}$$

σ_f

$$= (2300Psi)(0.634) \sqrt{\frac{2(3627Lbin)}{(0.946in)(0.06)(4.0157in)^2} \left(\frac{93.64Lbin}{3627Lbin}\right)^{0.667} \frac{(1)(1.6)(1)(1)(1)}{(1)}}$$

$$\sigma_f = 48501.66 \text{ Psi}$$

Ahora que tenemos los dos esfuerzos, de flexión y superficial, se procede a calcular los límites a la fatiga para posteriormente obtener el factor de seguridad dado:

Para la flexión sea el límite a la fatiga:

$$S_{fb} = \frac{K_f}{K_T K_a} S'_{fb} \quad \text{Ec. 3.73.}$$

Como se asumió antes, se escoge un acero y luego con tratamiento de carburización y cementado el valor de $S'_{fb} = 70000 \text{ Psi}$. Además para una vida de diez años con trabajo de

doble jornada y la operación de 40 rpm, el número de ciclos será igual a $N = 99.84 \times 10^6$ ciclos. Aplicando una confiabilidad del 99% el valor del factor $K_R = 1$ y para un trabajo a temperatura ambiente $K_T = 1$, por lo tanto el factor K_L es igual a:

$$K_L = 2.3194N^{-0.0538} = 2.3194(99.84 \times 10^6)^{-0.0538} = 0.86$$

Por lo tanto el límite a la fatiga por flexión es:

$$S_{fb} = \frac{0.86}{(1)(1)} 70000 \text{ Psi} = 60200 \text{ Psi}$$

Ahora para el límite a la fatiga superficial:

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S'_{fc} \quad \text{Ec. 3.74.}$$

Como es el mismo acero carburizado y cementado, el valor del límite a la fatiga superficial sin corregir es igual a $S'_{fc} = 225 \text{ Ksi}$, los factores $C_H = 1$ para un mismo material de construcción de los engranajes, $C_R = K_R = 1$, $C_T = K_T = 1$ y el factor de vida es igual a: $C_L = 1.4488N^{-0.023} = 1.4488(99.84 \times 10^6)^{-0.023} = 0.94$, por lo tanto el valor del límite de fatiga superficial es igual a:

$$S_{fc} = \frac{(0.94)(1)}{(1)(1)} 225 \text{ Ksi} = 211.15 \text{ Ksi}$$

Por lo tanto el factor de seguridad por flexión y superficial son los siguientes:

$$n_b = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} = \frac{60200 \text{ Psi}}{1823.25} = 29.8 \quad \text{Ec. 3.75.}$$

$$n_f = \frac{S_{fc}}{\sigma_f} = \frac{211150 \text{ Psi}}{48501.66 \text{ Psi}} = 4.3 \quad \text{Ec. 3.76.}$$

Por lo tanto los engranajes superan la prueba dada y soportan la carga aplicada sin problemas. Los datos técnicos finales de los engranajes cónicos se presentarán en el plano 11/21, página C11. Terminado con los engranajes cónicos observaremos los mismos efectos que actúan sobre los engranajes cilíndricos de dientes rectos. Ya que en ellos se necesitará saber si la carga aplicada puede ser soportada con la misma facilidad que en los engranajes cónicos.

Se escoge un engranaje de de modulo 6 mm, un diámetro primitivo de 102 mm igual que los engranajes cónicos y con ángulo de presión de 25° de profundidad total con 17 dientes, ambos engranajes son iguales para mantener la relación de transmisión igual. La carga tangencial que soportan los engranajes es igual al de los engranajes cónicos. Por lo tanto W_T es igual a 498.23 N (112 Lb), por lo tanto se realizarán los siguientes cálculos:

$$P_d = \frac{25.4mm}{m} = \frac{25.4mm}{6mm} = 4.23 \text{ in}^{-1}$$

Para la calidad del engranaje,

$$v_p = \omega_p \frac{d_p}{2} \quad \text{Ec. 3.77.}$$

$$= 40 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi}{1 \text{ rev}} \left(\frac{102\text{mm}}{2} \right) \left(\frac{1 \text{ pie}}{304.8\text{mm}} \right) = 42.05 \text{ fpm}$$

$\therefore Q_v = 7$ con carga HPSTC

$$f = \frac{8}{P_d} \text{ recomendado para engranajes cilindricos} \quad \text{Ec. 3.78.}$$

$$f = \frac{8}{4.233 \text{ in}^{-1}} = 1.88 \text{ in}$$

Como los engranajes son iguales en todas sus dimensiones y características obtenemos los factores geométricos $J_p=J_g=0.36$ para engranajes de profundidad total de 25° con la carga HPSTC.

Para el esfuerzo a la flexión se usa la siguiente ecuación:

$$\sigma_b = \frac{F_T P_d K_a K_m K_s K_b K_l}{f J K_v}$$

Donde los factores K_a , K_m , K_s , K_b , K_v son iguales a los encontrados para engranajes cónicos. K_l es igual a 1 para engranaje loco. $K_b=1$ para engranajes macizos. Por lo tanto el esfuerzo debido a flexión para ambos engranajes es igual a:

$$\sigma_b = \frac{(112\text{Lb})(4.233\text{in})(1)(1.6)(1)(1)(1)}{(1.88\text{in})(0.36)(1)} = 1120.79 \text{ Psi}$$

Ahora calcularemos el esfuerzo superficial que hay en los dientes del engranaje. Para esto se aplica la siguiente ecuación para engranajes cilíndricos:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_T C_a C_m C_s C_f}{f I d C_v}} \quad \text{Ec. 3.79.}$$

Donde los factores de corrección fueron calculados para encontrar el esfuerzo superficial en los engranajes cónicos. El valor I , representa al factor geométrico de superficie y es calculado de la siguiente manera:

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1}{P_d}\right)^2 - (r_p \cos\phi)^2} - \frac{\pi}{P_d} \cos\phi \quad \text{Ec. 3.80.}$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(2in + \frac{1}{4.233in^{-1}}\right)^2 - (2\cos 25)^2} - \frac{\pi}{4.233in^{-1}} \cos 25$$

$$\rho_p = 0.64in$$

$$\rho_g = (r_p + r_g) \text{Sen}\phi - \rho_p \quad \text{Ec. 3.81.}$$

$$= (4.0157in) \text{Sen} 25 - 0.64in = 1.05in$$

$$I = \frac{\cos\phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) d_p} \quad \text{Ec. 3.82.}$$

$$= \frac{\cos 25}{\left(\frac{1}{0.64} + \frac{1}{1.05}\right) 4.0157in} = 0.09$$

Por lo tanto el esfuerzo superficial es calculado de la siguiente manera con la ecuación descrita anteriormente.

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{\frac{112 lb}{(1.88in)(0.09)(4.0157in)} \frac{(1)(1.6)(1)(1)}{1}} = 37352.18Psi$$

Ahora como se ha encontrado los esfuerzos se procede a determinar los factores de seguridad que existen en ambos casos. Cabe acotar que los engranajes cilíndricos están contruidos de la

misma forma que los engranajes cónicos. Por lo tanto los límites a la fatiga tanto para la flexión como superficial son iguales y se procede a realizar los cálculos para obtener los factores de seguridad:

$$n_b = \frac{S_{fb}}{\sigma_f} = \frac{61600 \text{ Psi}}{1120.79 \text{ Psi}} = 54.9$$

$$n_f = \frac{S_{fc}}{\sigma_f} = \frac{215726 \text{ Psi}}{37352.18 \text{ Psi}} = 5.7$$

Por lo tanto se puede verificar que los engranajes cilíndricos están mayormente expuestos a que sufran una ruptura o falla superficial, por lo que se debe tener cuidado con el exceso de carga en la parte de la base móvil, por lo que haría que el torque empleado aumente y por ende aumentaría la fuerza tangencial en los engranajes y la posible catástrofe. Cabe acotar además, que la carga aplicada sobre la base es un 25% más que el valor real (352 N). Para mayor información sobre datos técnicos de los engranajes cilíndricos, se los puede encontrar en plano 21/21, página C21.

Con estos datos encontrados, se empezará a desarrollar un análisis sobre el árbol de transmisión principal que enlaza al mecanismo de levas con los engranajes cónicos. Se considera un diseño a la fatiga para dicho elemento (ver Figura 3.37).

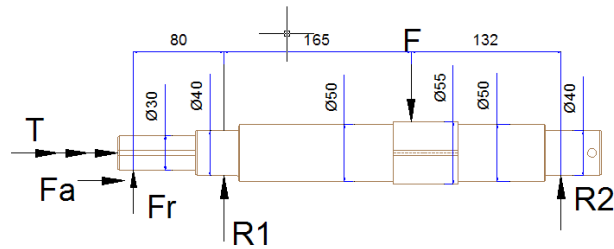


FIGURA 3.42. DIAGRAMA DE ÁRBOL DE TRANSMISIÓN DE LEVA.

Los datos para encontrar el factor de seguridad a la fatiga provocado por las fuerzas externas. En la Figura 3.37 podemos encontrar el árbol de transmisión sometido a las fuerzas externas y pares torsionales; en la Figura 3.38 se encuentran los diagramas de cortante y momento flector que servirán para el análisis de fatiga. Como también se puede apreciar el momento máximo producido en donde se aplica la fuerza producida por la leva. Los datos de aplicación son los siguientes:

$$F_{min} = 446N; F_{max} = 453N; T_{min} = -12.9 Nm; T_{max} = 25.41 Nm;$$

Ahora con la potencia producida:

$$Pot_{min} = T_{min} * \omega = (-12.9Nm) \left(40rpm \frac{2\pi}{60} \right) = -54.035 Watts$$

$$Pot_{max} = T_{max} * \omega = (25.41 Nm) \left(40rpm \frac{2\pi}{60} \right) = 106.43 Watts$$

$$F_{Tmin} = \frac{19.1 \times 10^6 (Pot_{min})}{D_p rpm} = \frac{19.1 \times 10^6 (-0.054035 Kwatts)}{102mm(40rpm)}$$

$$= -252.957 N$$

$$F_{Tmax} = \frac{19.1 \times 10^6 (Pot_{max})}{D_p rpm} = \frac{19.1 \times 10^6 (0.10643 \text{ Kwatts})}{102 \text{ mm} (40 \text{ rpm})}$$

$$= 498.23 \text{ N}$$

$$F_{amax} = F_{Tmax} \tan \phi \sin \alpha = 164.295 \text{ N}$$

$$F_{rmax} = F_{Tmax} \tan \phi \cos \alpha = 164.295 \text{ N}$$

$$F_{amin} = F_{Tmin} \tan \phi \sin \alpha = -83.40 \text{ N}$$

$$F_{rmin} = F_{Tmin} \tan \phi \cos \alpha = -83.40 \text{ N}$$

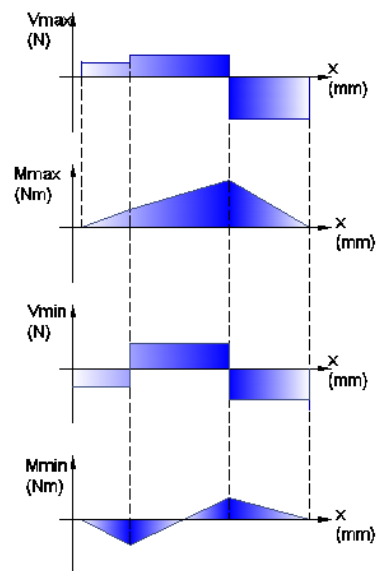


FIGURA 3.43. DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR DE ÁRBOL DE TRANSMISIÓN.

Por sumatoria de fuerzas, encontramos las reacciones producidas en cada uno de los soportes, para las fuerzas máximas y las fuerzas mínimas:

$$\sum M_1 = 0$$

$$F_r * (80\text{mm}) - F(164.6\text{mm}) + R_2(297) = 0$$

$$R_2 = \frac{8F_r + 16.46F}{29.7}$$

$$R_{2max} = 295.311.N; R_{2min} = 224.71N$$

$$\sum M_2 = 0$$

$$-F_r * (377\text{mm}) - R_1(297\text{mm}) + F(132.4\text{mm}) = 0$$

$$R_1 = \frac{132.4F - 377F_r}{297}$$

$$R_{1max} = -6.605 N; R_{1min} = 304.69N$$

Ahora con estos resultados, se realiza el diagrama de momento flector y fuerza cortante a fin de determinar cuál es el valor máximo del momento que puede existir en el árbol de transmisión (ver figura 3.37). Todos estos datos se agruparán en la Tabla 3.5.

**TABLA 3.6. DATOS EXTERNOS QUE INTERACTUAN EN
ÁRBOL DE TRANSMISIÓN.**

	Momento	Torque	Fuerza Axial
	Nm.	Nm.	N
Máximo	39.099	25.41	164.295
Mínimo	29.75	-12.9	-83.40

Por lo tanto los esfuerzos producidos por cada uno de los elementos en la tabla son los siguientes:

Esfuerzo de Flexión

$$\sigma_M = \frac{M * \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{Mmax} = 2.3937 \times 10^6 Pa$$

$$\sigma_{Mmin} = 1.821 \times 10^6 Pa$$

Esfuerzo de Torsión.

$$\tau = \frac{T * \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$\tau_{max} = 777834 Pa$$

$$\tau_{max} = -394886 Pa$$

Esfuerzo Axial.

$$\sigma_A = \frac{F_a}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$\sigma_{Amax} = 69152.6 Pa$$

$$\sigma_{Amax} = -35107 Pa$$

Sin embargo, existen dos esfuerzos axiales por lo que se deben trabajar con un esfuerzo axial global, en este caso se deberán sumar los esfuerzos cuidadosamente de qué punto se lo esté analizando ya que los esfuerzos pueden estar en compresión o en tensión. El esfuerzo de flexión produce compresión y tensión en sus máximos y mínimos, y el esfuerzo axial produce compresión y tensión en sus máximos y mínimos, como se puede mostrar en la figura 3.39.

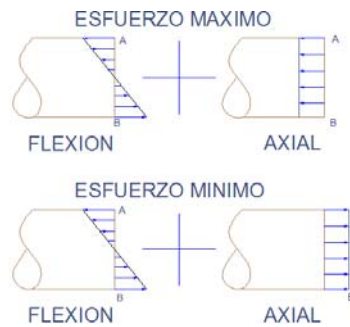


FIGURA 3.44. ESFUERZOS DE FLEXIÓN Y AXIAL EN EL PUNTO DE MOMENTO MÁXIMO.

El punto crítico donde hay mayor esfuerzo es el punto A, debido a que en compresión los esfuerzos se suman, pero en el punto B, los esfuerzos se restan ya que están en sentido contrario. Por lo tanto los esfuerzos máximos y mínimos son:

$$\sigma_{max} = \sigma_{Mmax} + \sigma_{Amax} = 2.3246 \times 10^6 Pa \quad Ec. 3.83. (a)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_{Mmax} - \sigma_{Amax} = 1.8568 \times 10^6 Pa \quad Ec. 3.83. (b)$$

Por lo tanto como son esfuerzos fluctuantes, es necesario obtener los esfuerzos de amplitud y esfuerzos medios.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 234011 Pa \quad Ec. 3.84. (a)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 2.09059 \times 10^6 Pa \quad Ec. 3.84. (b)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = 586360 Pa \quad Ec. 3.85. (a)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = 191474 Pa \quad Ec. 3.85. (b)$$

Para el diseño, existen cambios de sección que pueden provocar un incremento en los esfuerzos, por lo que se necesita requiere multiplicar dichos elementos por un factor de concentración de esfuerzo tanto para la flexión como para la torsión. Relacionando sus diámetros ($D/d=5.5\text{cm}/5.0\text{cm}=1.1$) y con la siguiente ecuación obtenemos lo siguiente:

Para la flexión:

$$k_t = 0.9512 \left(\frac{r}{d}\right)^{-0.23757^4} = 2.46 ; \text{ donde } r = 0.001\text{m}, d = 0.055\text{m}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = 0.86 \quad \text{Donde } \sqrt{a} = 0.031 \text{ para } S_{ut} = 1070 \text{ MPa}$$

$$k_{ff} = 1 + q(k_t - 1) = 2.26$$

Para la Torsión:

$$k_t = 0.90337 \left(\frac{r}{d}\right)^{-0.12692^5} = 1.502 ; \text{ donde } r = 0.001\text{m}, d = 0.055\text{m}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = 0.86 \quad \text{Donde } \sqrt{a} = 0.031 \text{ para } S_{ut} = 1070 \text{ MPa}$$

$$k_{ft} = 1 + q(k_t - 1) = 1.43$$

⁴ Los valores de 0.9512 y -0.23757 son obtenidos de la relación de Diámetro mayor y diámetro menor del árbol de transmisión y posteriormente ubicarlos en la tabla de concentrador de esfuerzos y muescas Apéndice E, Figura E-2, del libro de Diseño de Maquinas de Norton Primera Edición.

⁵ Los valores de 0.90337 y -0.12692 son obtenidos de la relación de Diámetro mayor y diámetro menor del árbol de transmisión y posteriormente ubicarlos en la tabla de concentrador de esfuerzos y muescas Apéndice E, Figura E-3, del libro de Diseño de Maquinas de Norton Primera Edición

Como son esfuerzos combinados se aplica el esfuerzo Von Mises para esfuerzos medios y esfuerzos de amplitud.

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{(k_{ff}\sigma_m)^2 + 3(k_{ft}\tau_m)^2} = 4.76239 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{(k_{ff}\sigma_a)^2 + 3(k_{ft}\tau_a)^2} = 1.5503 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Ahora obtenemos el valor del límite a la fatiga corregido. Se escoge un acero ASSAB 705, con $S_{ut} = 1070 \text{ MPa}$.

$$C_c = 1 \text{ (flexión)}$$

$$C_t = 1.189d^{-0.097} = 1.189(55\text{mm})^{-0.097} = 0.81$$

$$C_s = 1.58(S_{ut})^{-0.085} = 1.58(1070\text{MPa})^{-0.085} = 0.87$$

$$C_T = 1 \text{ para } T < 450^\circ\text{C}$$

$$C_R = 0.753 \text{ para confiabilidad del } 99.99\%$$

$$S'_e = 0.5S_{ut} = 0.5(1070\text{MPa}) = 535\text{MPa}$$

$$S_e = C_c C_t C_s C_T C_R S'_e = 283.58 \text{ MPa}$$

Para una vida de 6×10^7 ciclos, el valor de la resistencia a la fatiga es:

$$S_m = 0.9S_{ut} = 963 \text{ MPa}$$

$$\text{Para } \tilde{N}_2 = 1 \times 10^9 \text{ ciclos} \rightarrow z = -6$$

$$b = \frac{1}{z} \text{Log} \left(\frac{S_m}{S_e} \right) = -0.088$$

$$\text{Log}(a) = \text{Log}(S_m) - 3b \rightarrow \text{Log}(a) = \text{Log}(963 \text{ MPa}) - 3(-0.088)$$

$$a = 1774.61 \text{ MPa}$$

$$S_n = aN^b = (1774.61MPa)(6 \times 10^7)^{-0.088} = 363.74 MPa$$

Usando la Ecuación de Goodman modificado, el valor del factor de seguridad es igual a:

$$n_{fatiga} = \frac{S_n S_{ut}}{\sigma_a S_{ut} + \sigma_m S_n} = \quad \text{Ec. 3.86.}$$

$$\frac{(363.74MPa)(1070MPa)}{(1.55MPa)(1070MPa) + (4.76MPa)(363.74MPa)}$$

$$n_{fatiga} = 114$$

Por lo tanto el dimensionamiento asegura que el árbol de transmisión nunca fallará debido a que su factor de seguridad es muy alto. Por otro lado se realizará el mismo proceso con la misma carga para encontrar un factor de seguridad de 5, lo cual nos ayudará a determinar el diámetro apropiado para las secciones de reacciones y este es igual a:

$$D_{minimo} = 2 \text{ cm, con un factor de seguridad de 6.7}$$

Por lo tanto los dimensionamientos de las demás secciones están correctos, ya que en este caso se aplica el momento máximo y el torque máximo.

Este árbol de transmisión deberá estar soportado por dos cojinetes en el cual en el lado derecho habrá una chumacera tipo perfil elevado que aguantará gran peso y en el otro extremo del árbol estará soportado por la caja (como se muestra en la Figura 3.36). Para la selección de los cojinetes debemos saber las fuerzas

radiales y axiales que existen en cada uno de ellos, (ya calculado anteriormente), por lo que además se asume que la vida del rodamiento es de 21500 horas con un factor de vida de 3.5. Con estos datos seleccionamos el rodamiento.

Para la reacción 2 con una fuerza de 295.311 N tenemos lo siguiente:

$$C_r = \left(\frac{60 * rpm * L_{10h}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} P_r = \left(\frac{60(24rpm)(21500)}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} P_r$$

$$C_r = 3.14P_r$$

$$P_r = XF_r + YF_a \quad \text{Asumo que } X = 1, Y = 0 \text{ (completamente radial)}$$

$$C_r = (3.14)(295.311N) = 927.27 N$$

Se escoge una chumacera UCHP208D1 con rodamiento UC208D1 con las siguientes características: $C_r = 29100 N$; $Cor = 17800 N$, por lo tanto:

$$\frac{F_a}{Cor} = \frac{164.295}{17800} = 0.009 \rightarrow e = 0.18$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{164.295}{295.311} = 0.55 \quad \therefore 0.55 > e \rightarrow X = 0.56 \quad Y = 2.46$$

$$P_r = 0.56(295.311) + 2.46(164.295) = 569.53N$$

Por lo tanto el cojinete escogido es el adecuado.

Realizando el mismo procedimiento escogemos el rodamiento que se ajusta en el otro extremo del árbol de transmisión y en los demás árboles de transmisión, en la siguiente tabla 3.6 se

mostrará los cojinetes y chumaceras que se necesitarán en el sistema principal de la maquina:

TABLA 3.7. TIPOS DE CHUMACERAS Y COJINETES SELECCIONADOS

Cojinete / Chumacera	Tipo	Cantidad
Cojinete	UC207D1	1
Cojinete	UC208D1	1
Cojinete	7008	1
Cojinete	7204	5
Cojinete	6005	1
Cojinete	6904	1
Chumacera	UCHP208D1	1
Chumacera	UCF207D1	1

Otra parte de este sistema consta de la selección del motor y la selección del cabezal roscador de botellas, sin embargo se necesita saber cuál es el tipo de motor indicado para el cabezal roscador, ya que el torque aplicado debe ser lo suficientemente grande para producir la deformación de la tapa pero a su vez no debe ser excesivamente grande ya que podría haber una ruptura de la misma. Como dato a este problema tenemos que el descenso del cabezal es de 40 mm. Según el diseño de la leva, que se realizó anteriormente, el valor de la fuerza máxima es de 541 N, por lo que ésta es la fuerza que se aplicaría sobre la rosca para poder sellarla, y con una velocidad dada se produciría el torque adecuado para realizar el cierre correcto. En la Figura 3.40.

Se muestra el modelo matemático de la tapa a ser roscada en el envase dado.

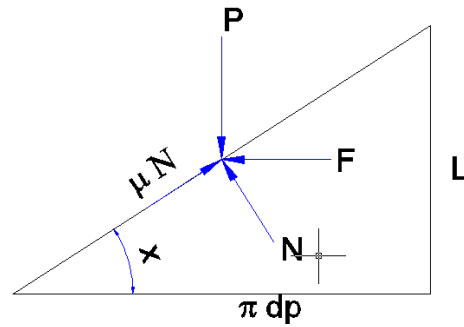


FIGURA 3.45. MODELO MATEMATICO DE FUERZAS SOBRE ROSCA.

Los datos de este modelo son los siguientes:

$$F = P = 453 \text{ N (101.83 Lb)}; d = 28 \text{ mm (1.1 in)}; p \\ = 6.35 \text{ mm (0.25 in)}$$

$$\mu = 0.1; \quad v = 0.111 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$d_p = d - \frac{p}{2} \quad \text{Ec. 3.87.}$$

$$= 1.1 \text{ in} - \frac{0.25 \text{ in}}{2} = 0.975 \text{ in (24.7465 mm)}$$

$$Lr = p \text{ para una entrada}; Lr = 0.25 \text{ in}$$

$$\text{Tan } [x] = \frac{L}{\pi d_p} = \frac{0.25 \text{ in}}{\pi(0.975 \text{ in})} \quad \text{Ec. 3.88.}$$

$$x = 0.0814 \text{ rad (4.66}^\circ\text{)}$$

Por sumatoria de fuerzas en los ejes x e y encontramos las fuerzas dadas en el diagrama:

$$\sum F_y = 0;$$

$$-453 + N * \text{Cos}4.66^\circ + 0.1 * N * \text{Sen} 4.66 = 0$$

$$N = 450.82 N$$

$$\sum F_x = 0$$

$$(0.1)(450.82 N)\text{Cos} 4.66 - (450.82N) \text{Sen}4.66 - F = 0$$

$$F = 8.307 N$$

$$T = F \frac{d_p}{2} = 8.307 N \frac{0.024765 m}{2} = 0.102 Nm$$

$$\omega = \frac{1 \text{ rev}}{L} v = \frac{1}{6.35 \times 10^{-3} m} \left(0.111 \frac{m}{\text{seg}} \right) = 17.48 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \quad (500 \text{ rpm})$$

$$Pot = T\omega = (0.102 Nm) \left(17.48 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right) = 1.798 \text{ Watts}$$

Por lo tanto se necesitará un motor con los siguientes datos en la tabla 3.7:

**TABLA 3.8. DATOS SOBRE EL MOTOR ELÉCTRICO
SELECCIONADO PARA CABEZAL ROSCADOR.**

MARCA:	WEG
MODELO:	TRIFASICO/ CERRADO MOTOFRENO EFICIENCIA ESTANDAR
CARCASA	71
POTENCIA	0.18 HP
FASE	3
RPM	1800

CORRIENTE NOMINAL EN 220 V (AMP)	1.12
PAR NOMINAL Pmax (NM)	1.03
PAR MAXIMO (Pmax/Pnominal)	2.9
PESO (KG)	14
INERCIA (KG.M^2)	0,00056
FACTOR DE SERVICIO	1.15

Este motor será conectado a un reductor de velocidad que permitirá que la velocidad disminuya hasta 500 rpm y luego dicho reductor se conectará a un cabezal roscador de INVIOABLES que cerrará las tapas colocadas sobre el envase.

Además se necesita de un motor que genera el movimiento del sistema principal de roscado. Como el sistema se mueve a razón de 40 rpm con un torque de 25.4 Nm. entonces encontramos la potencia necesaria del motor dado.

$$Pot = T * \omega = 25.4Nm * \left(\frac{40 * 2\pi}{60}\right) = 106.39 \text{ Watts}$$

Con este valor, escogemos un motor de 1800 rpm acoplado a un reductor de tipo tornillo con corona, para reducir la velocidad hasta la velocidad de operación, los datos técnicos del motor seleccionado se pueden apreciar en la siguiente Tabla 3.8.

**TABLA 3.9. DATOS SOBRE EL MOTOR ELÉCTRICO
SELECCIONADO PARA SISTEMA CENTRAL DE ROSCADO.**

MARCA:	WEG
MODELO:	TRIFASICO/ CERRADO MOTOFRENO EFICIENCIA ESTANDAR
CARCASA	71
POTENCIA	0.5 HP
FASE	3
RPM	1800
CORRIENTE NOMINAL EN 220 V (AMP)	2.07
PAR NOMINAL Pmax (NM)	2.04
PAR MAXIMO (Pmax/Pnominal)	3
PESO (KG)	15.8
INERCIA (KG.M^2)	0,00079
FACTOR DE SERVICIO	1.15

La reducción del motor de 1200 rpm a 40 rpm se lo hará por medio de un reductor de tornillo sin fin con corona, por lo que la relación de velocidades es:

$$RV = \frac{rpm\ entrada}{rpm\ salida} = \frac{1800}{40} = 45$$

Con esto se procede a escoger un reductor que transmita la potencia indicada de 0.5 HP que proviene del motor eléctrico del sistema central y la relación dada de 45:1.

3.4. Alimentación de Botellas a Punto de Roscado.

Dimensionado y seleccionando los dispositivos e instrumentos necesarios en el sistema de Alimentación y el sistema principal, nos introduciremos en este momento al diseño de la alimentación de botellas hacia el punto de roscado. En esta sección se dimensionará las siguientes partes (ver Figura 3.41):

- Juego de Estrellas.
- Guía de Botellas.
- Guía de Tapas.

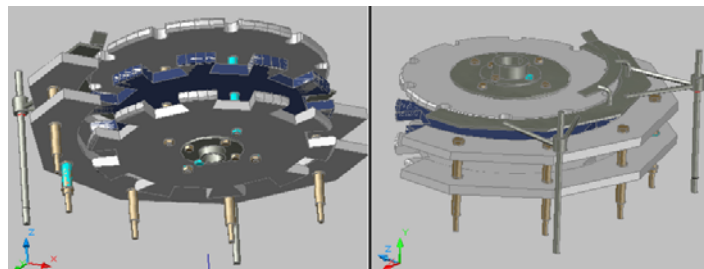


FIGURA 3.46. MECANISMO DE TRANSPORTE DE BOTELLAS A PUNTO DE ROSCADO.

Como se puede apreciar en la figura anterior, el juego de estrellas corresponde a tres discos de polietileno de alta densidad con ranuras

en la periferia de cada uno de ellos, de los cuales, dos de ellos (disco A), tienen ranuras más grandes lo cual permite que el cuerpo del embase (la parte más ancha del mismo) se aloje fácilmente para ser transportado, estos dos discos se ubican en la parte inferior del tercer disco con ranura más pequeña; este otro disco (disco B) sirve para ajustar la parte más angosta del envase denominado cuello de botella, con el fin de un transporte más seguro del recipiente hacia el punto de ataque y también sirve para centrar el elemento en el punto de roscado (ver Figura 3.42).

Los juegos de estrellas van a estar unidos por medio de bridas hacia un árbol de transmisión que produce el movimiento de giro. Estas bridas están sujetas por medio de cuatro pernos en cada una M10, por lo que no es necesario calcular resistencias ni factores de seguridad ya que dichos esfuerzos son muy pequeños en comparación con la resistencia máxima de ellos. Para que los discos del juego de estrellas permanezcan a la misma distancia de separación se coloca unos bocines dimensionados correctamente para cada envase. Dichos bocines son ubicados donde atraviesan los pernos y así evitar que los elementos estén sujetos a la estructura.

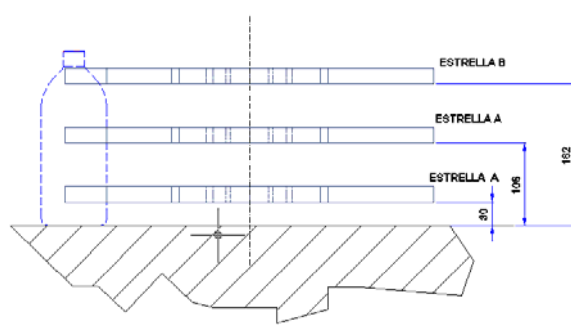


FIGURA 3.47. ARREGLO DE JUEGO DE ESTRELLA.

Además del juego de estrellas se colocarán dos guías soporte, unas hechas del mismo material que los discos y otra guía que estará construida de placas de acero inoxidable, una de estas placas se colocará a la altura del disco B mientras que una segunda placa metálica más pequeña estará colocada sobre el camino circular de los envases y el fin de esta placa es mantener las tapas sobre la boca de los envases una vez que estos hayan pasado el punto de ataque.

No es necesario calcular fuerzas sobre los pernos y tuercas que ajustan estas placas a la mesa base porque el peso es mucho menor a la resistencia máxima producida por lo que una selección de perno M10 está adecuada para soportar dicha sub estructura. Todos estos datos se encuentran especificados en los planos .

3.5. Mesa Soporte.

La estructura que soportará los sistemas, es una mesa conformada por vigas G y vigas de sección cuadrada, la viga de sección cuadrada actuarán como

columnas que soportarán el peso de cada uno de los elementos, existen vigas G que formarán como soportes horizontales donde se asentará placas de acero. El diseño de la mesa es un poco complejo, debido a los pesos que están distribuidos de una manera irregular, es por eso que para este diseño nos ayudaremos del programa de SAP 2000, en el cual escogeremos las dimensiones de la mesa y luego escogeremos las secciones dadas (ver Figura 3.43).

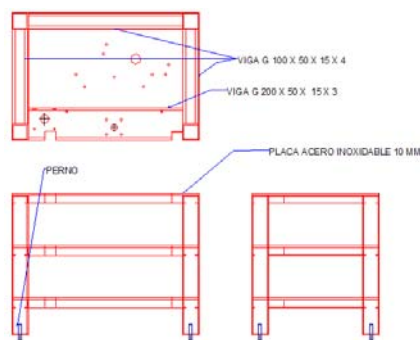


FIGURA 3.48. ESTRUCTURA SOPORTE DE MESA.

En la figura 3.43, se puede apreciar que existe una viga G de mayor medida que las otras, esto se debe a que la estructura soporta mayor peso en esta sección por lo que se refuerza dicha parte con una mayor medida. Además, las otras vigas no soportan mucho peso por lo que estas son escogidas de una menor medida.

Ahora analizando dicho modelo en SAP, con las vigas seleccionadas y aplicando una carga distribuida uniforme de 200 N/cm sobre cada viga, obtenemos los siguientes resultados como se puede apreciar en la figura 3.44.

En esta figura se puede observar que si se aplica dicha carga sobre las vigas, la estructura tomará un color dado y ésta se compara con la barra que está en la parte inferior donde el color gris es el valor mínimo y la estructura no falla, y el otro extremo es color rojo donde la estructura puede fallar ante la carga aplicada. Para nuestra estructura, las vigas horizontales no fallan ya que éstas tienen un color verde, y las vigas soporte poseen un color celeste en el que quiere decir que éstas no fallarán por dicha carga producida.

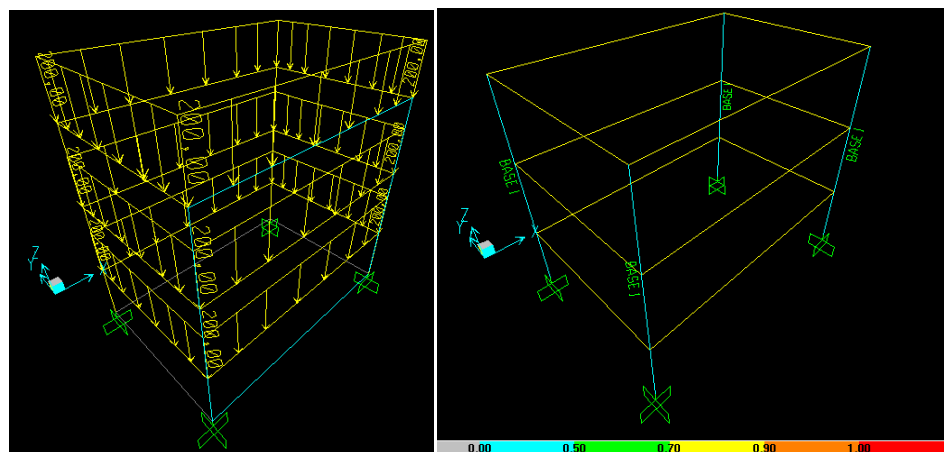


FIGURA 3.49. ANÁLISIS DE ESTRUCTURA CON PROGRAMA SAP2000.

Además de la estructura, ésta tendrá dos puertas laterales construidas de placas de acero inoxidable de 2mm de espesor, lo que permitirá que se pueda proteger los elementos del cerebro principal de la maquina, y además de poder realizar mantenimiento cuando sea necesario.

3.6. Panel de Control de Roscador Automático.

El panel de la maquina poseerá los siguientes controles para el funcionamiento:

- Control Máster.
- Control de Encendido y apagado de Motor de alimentación de Tolva.
- Control de Encendido / Apagado de Motor de Cerebro de Maquina.
- Control de Encendido / Apagado de Motor de Banda Transportadora.

El control máster, tiene la función principal de realizar el paso de corriente y voltaje hacia los motores eléctricos, es decir este control máster actuaría como si fuera un fusible de protección de alta y baja de voltaje para así evitar daños sobre el sistema eléctrico de la maquina.

En la siguiente Figura 3.44 se mostrará el circuito eléctrico que se necesitará implantar para la operación normal y confiable de la maquina. En ella podemos apreciar que hay relés protectores de sobrecarga para cada uno de los motores, asimismo están ubicados el sensor de botella y el sensor de tapas para su respectivo trabajo.

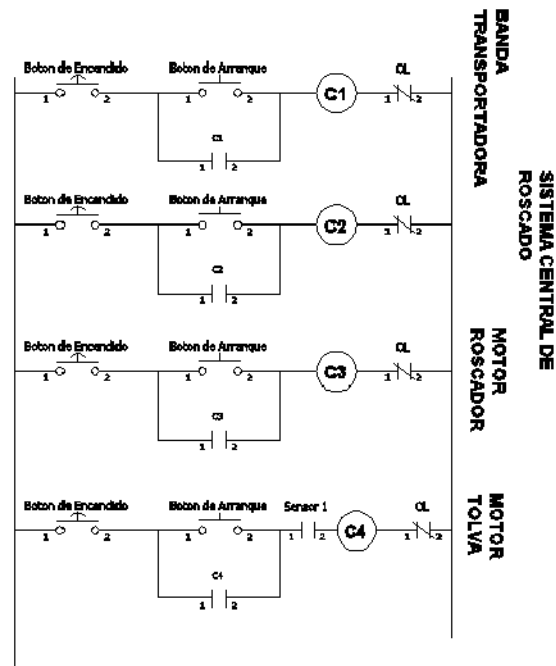


FIGURA 3.50. DIAGRAMA DE CIRCUITO ELÉCTRICO PARA LA OPERACIÓN DEL SISTEMA CENTRAL DE ROSCADO Y BANDA TRANSPORTADORA.

En la Figura 3.45 se muestra el sistema de roscado de tapas INVOLABLES con todos sus elementos, por lo que el diseño del sistema de roscado ha cumplido las condiciones de diseño estimadas por el autor de la obra y lo que conlleva al final de este capítulo. En el siguiente capítulo tendremos previsto efectuar el diseño de la banda transportadora de botellas hacia el punto de roscado.



FIGURA 3.51. SISTEMA DE ROSCADO DE TAPAS INVIOLABLES.

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO DE BANDA TRANSPORTADORA.

Es necesario diseñar una estructura metálica con una banda transportadora, para poder alimentar el sistema de sellado. Es por eso que en este capítulo nos introduciremos al diseño de una banda transportadora que sujete las condiciones y necesidades para la máquina de sellado. Este capítulo se lo ha dividido en tres partes, las cuales son las siguientes:

- Diseño de estructura.
- Selección de Banda Transportadora.
- Selección de Motor.

4.1. Estructura Soporte y Mecanismos.

La estructura de la banda transportadora comprende de un conjunto de elementos que permiten el soporte de la cadena principal de transporte junto con los envases, motores, etc. La estructura está dividida en dos partes principales (ver Figura 4.1):

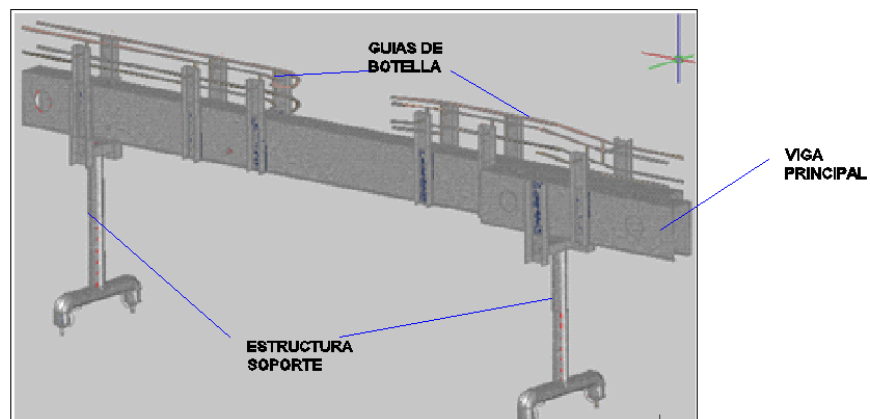


FIGURA 4.1. PARTES DE BANDA TRANSPORTADORA.

Viga Principal, que consta de dos vigas Tipo C con un poco de modificación para tener la forma adecuada. Estas dos vigas son unidas del extremo de lado corto para formar una viga tipo G, con el alma más larga, sin embargo no se selecciona directamente una viga G del mercado ya que no se encuentra la forma que se desea tener. Esta estructura mixta contendrá la cadena transportadora, motor eléctrico, guías de botellas, y los mismos envases.

Estructura Soporte, lo cual están ubicadas en dos puntos de la viga principal y soportan todo el peso aplicado, ésta estructura soporte comprende de un arreglo de tubos huecos y que terminan sus apoyos en dos pernos.

Con estos datos se procede a calcular si la selección los elementos es la correcta para que la maquina pueda funcionar sin error alguno. Se empezará por el cálculo del factor de seguridad de la viga principal, se asume que la fuerza distribuida es de 400 N/m (40 Kg/m) que

corresponde a la suma de pesos entre los que se consideran, el peso de la viga, el peso de las guías, y el peso de los envases. (Ver Figura 4.2.)

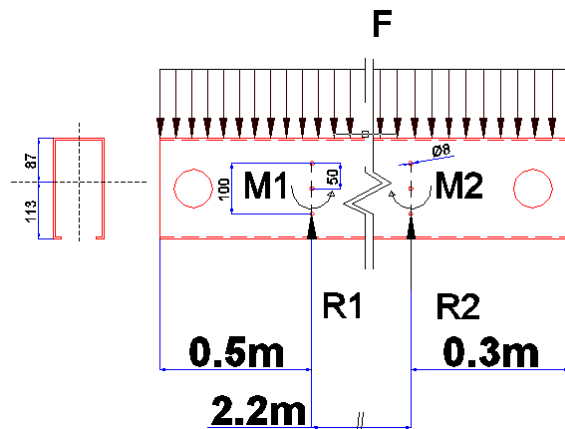


FIGURA 4.2. ESQUEMA DE LA VIGA PRINCIPAL.

Con todos estos datos, se puede apreciar que el principal fenómeno externo es la fuerza de apoyo, que produce flexión en la viga principal, por lo que se requiere determinar cuál es el factor de seguridad emitido por dicho arreglo. Con la ayuda del programa de simulación SAP2000 tenemos los siguientes datos (ver Figura 4.3):

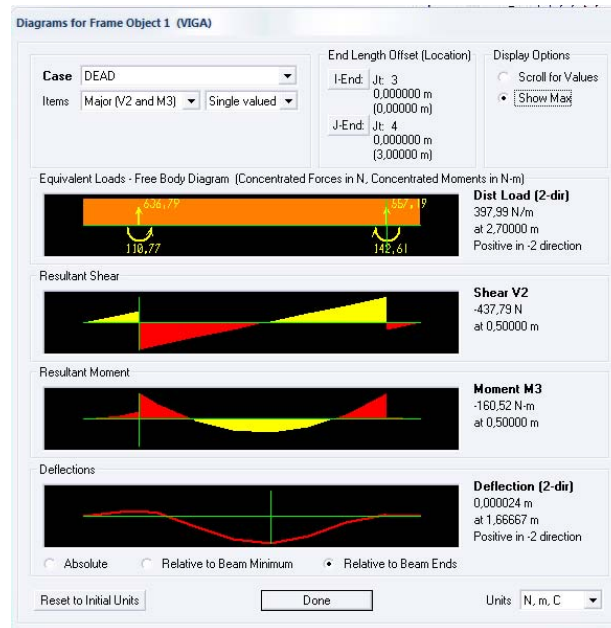


FIGURA 4.3. DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE, MOMENTO FLECTOR Y DESPLAZAMIENTO DE VIGA PRINCIPAL.

De la Figura 4.3. Obtenemos los siguientes datos:

$$M_{max} = 160.52 \text{ Nm} \quad V_{max} = 437.79 \text{ N} \quad \text{deflección } e = 2.4 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$R_1 = 636.79 \text{ N} \quad R_2 = 559.17 \text{ N} \quad M_1 = 110.77 \text{ Nm} \quad M_2 = 142.61 \text{ Nm}$$

Estos datos son necesarios para el calculo correcto en la estructura de la viga. Por lo tanto el factor de seguridad aplicado sobre la viga principal sabiendo que el material seleccionado es un Acero inoxidable 304 con

$$S_y = 1070 \text{ MPa}, \text{ es:}$$

$$I_x = \int y^2 dA = 8.764 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$c_{max} = 0.113 \text{ m}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}c_{max}}{I_x} = \frac{(160.52Nm)(0.113m)}{8.764 \times 10^{-6}m^4} = 2.072 MPa$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{1070 MPa}{2.072 MPa} = 516$$

Por lo tanto la estructura no va a fallar por flexión. Ahora se procede a calcular si el arreglo de pernos dado puede soportar la carga de flexión y la fuerza de reacción en el punto de apoyo. Se asume que el perno que se coloca ahí es de diámetro 8 mm SAE grado 4.6 con $S_y = 240 MPa$, con el siguiente arreglo como se muestra en la figura 3.2.

$$F' = \frac{V}{n'} = \frac{559.17N}{3} = 186.7 N$$

$$F'' = \frac{Mr_n}{\sum r_i^2}; r_1 = r_2 = 50mm$$

$$F'' = \frac{(142.61Nm)(0.05m)}{2(0.05m)^2} = 1426.1 N$$

$$F''' = F' + F'' = 186.7 N + 1426.1 N = 1612.49 N$$

Como son pernos que se ajustan en ambos lados de la viga, la fuerza total aplicada es:

$$F = \frac{F'''}{2} = \frac{1612.1N}{2} = 806.05 N$$

$$\tau = \frac{F}{A_{perno}} = \frac{806.05N}{\frac{\pi}{4}(0.008m)^2} = 16.03MPa$$

Aplicando Von Misses,

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\tau^2} = \sqrt{0 + 3(16.03MPa)^2} = 27.77MPa$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{240MPa}{27.77MPa} = 8.6$$

Por lo tanto el arreglo de pernos no fallará debido a que estos soportan muy bien la carga aplicada, sin embargo ahora se necesita saber si el perno que une el soporte con la viga principal no falla al aplicarse la fuerza dada.

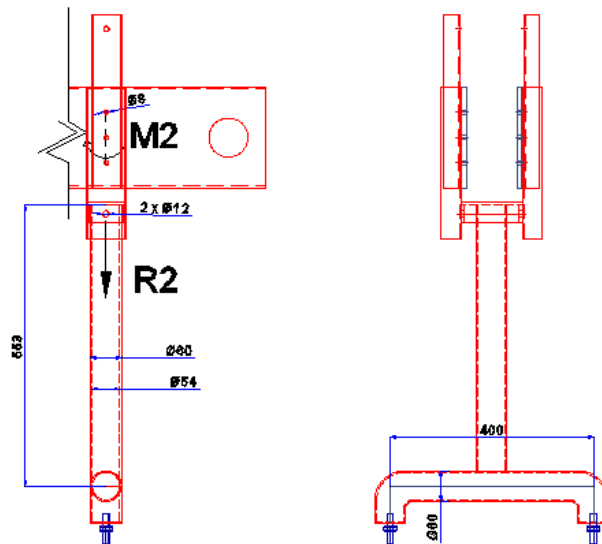


FIGURA 4.4. DIAGRAMA DE SOPORTE DE ESTRUCTURA.

Se asume que el perno donde se aplica la fuerza es de grado 4.6 SAE

M12. Por lo tanto la resistencia del perno es:

$$F = 556.98 N$$

$$V = \frac{F}{n} = \frac{556.98N}{2} = 278.49 N$$

$$\tau = \frac{V}{A_{perno}} = \frac{4V}{\pi d^2} = \frac{4(278.49N)}{\pi(0.012m)^2} = 2.46239 MPa$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.5S_y}{\tau} = \frac{0.5 (240MPa)}{2.46239MPa} = 48.7$$

Por lo tanto los pernos soportan satisfactoriamente la carga aplicada y no hay problema si en estos se les aplica una carga mayor. Es necesario determinar si en la columna soporte construida por dos tubos (uno vertical y uno horizontal) sufre de pandeo o no. Por lo que se realiza lo siguiente:

$$A = \frac{\pi * (d_o^2 - d_i^2)}{4} = \frac{\pi[(0.06m)^2 - (0.054m)^2]}{4} = 5.37 \times 10^{-4}m^2$$

$$I = \frac{\pi * (d_o^4 - d_i^4)}{64} = \frac{\pi[(0.06m)^4 - (0.054m)^4]}{64} = 2.187 \times 10^{-7}m^4$$

$$K = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{2.187 \times 10^{-7}m^4}{5.37 \times 10^{-4}m^2}} = 0.0201 m$$

Como la columna esta fija de un lado y del otro lado está empotrada entonces:

$$L_{eff} = 2.1L = 2.1(0.553m) = 1.161 m$$

$$S_r = \frac{L_{eff}}{K} = \frac{1.161 m}{0.0201 m} = 57.77$$

Aplicando la ecuación de Euler y Johnson:

$$S_{rD} = \pi \sqrt{\frac{2E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2(189.6 \times 10^9 Pa)}{1103 \times 10^6 Pa}} = 58.25$$

Como $S_r < S_{rD}$ entonces:

$$F_{critico} = A \left[S_y - \frac{1}{E} \left(\frac{S_y S_r}{2\pi} \right)^2 \right]$$

$$F_{critico}$$

$$= 5.37 \times 10^{-4} m^2 \left[1103 \times 10^6 Pa - \frac{1}{189.6 \times 10^9 Pa} \left(\frac{1103 \times 10^6 Pa * 57.77}{2\pi} \right)^2 \right]$$

$$F_{critico} = 301016.7 N$$

Por lo tanto el factor de seguridad que posee la columna con respecto a la fuerza aplicada es:

$$n = \frac{F_{critico}}{F} = \frac{301016.7 N}{556.98 N} = 540$$

Este valor asimismo demuestra que no fallará la columna de acero en pandeo. Continuando con la estructura, se necesitará saber si el tubo horizontal sufrirá algún efecto negativo con respecto a la carga aplicada por lo que se necesitará calcular cual es el factor de seguridad que actúa sobre el tubo horizontal. Este tubo está sometido a un efecto de deflexión debido a los 556 N de fuerza que actúa sobre la mitad por lo que es necesario determinar el momento máximo, con la ayuda del programa SAP2000 obtenemos los siguientes resultados.

$$M_{max} = 56.53 Nm, V_{max} = -286.76 N, e = 1.7 \times 10^{-5} m$$

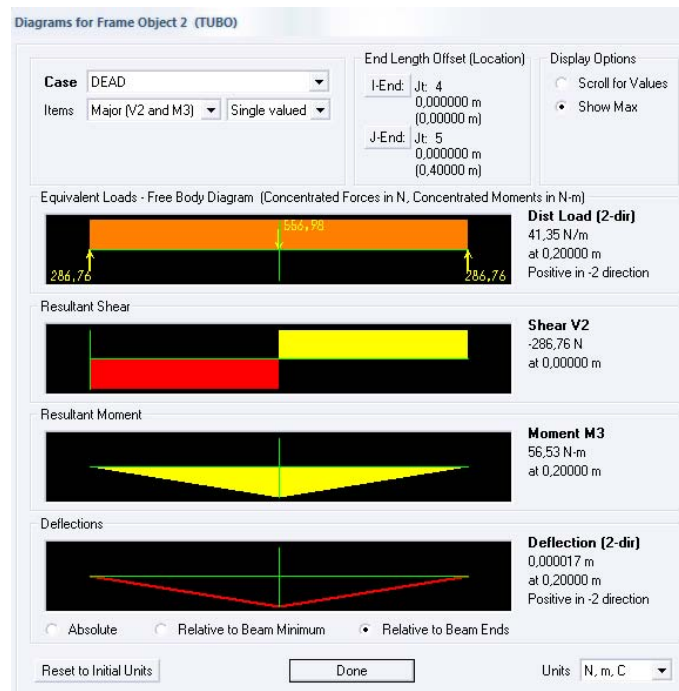


FIGURA 4.5. DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO DE BASE DE BANDA TRANSPORTADORA.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}c}{I} = \frac{(56.53Nm)(0.03m)}{\frac{\pi}{64} [(0.06m)^4 - (0.054m)^4]} = 7.751MPa$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{1103MPa}{7.751MPa} = 142$$

Por lo tanto ésta estructura no fallará debido a la fuerza aplicada, por lo que se acepta este resultado y el diámetro es escogido para el diseño dado.

El perno que se coloca por debajo de la base sufre de un efecto de cortante puro por lo que es necesario determinar si la fuerza aplicada vence al perno base. Se asume que el perno es grado 4.6

SAE M12, sometido a una fuerza cortante de 286.76 N, además se conoce de los siguientes datos.

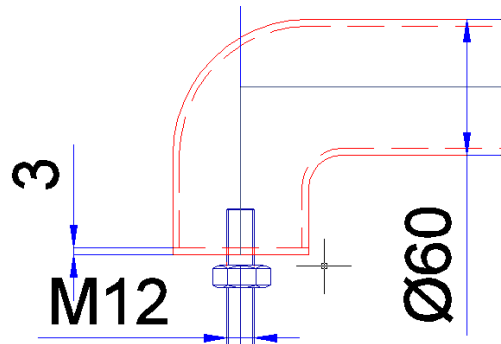


FIGURA 4.6. PERNO BASE DE ESTRUCTURA.

La altura de la tuerca en este caso corresponde a los 3mm de espesor de la placa, por lo que aplicando la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{2F}{\pi dh} = \frac{2(286.76N)}{\pi(0.012m)(3 \times 10^{-3}m)} = 5.071MPa$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.5S_y}{\tau} = \frac{120MPa}{5.071MPa} = 23.6$$

Con este resultado se puede apreciar que los dos pernos de cada base pueden resistir sin problemas la fuerza aplicada. Los pasos que se siguió anteriormente para hallar todos los factores de seguridad del un apoyo son idénticos para el segundo apoyo por lo que no es necesario calcular dichos factores ya que los que hemos encontrado son valores muy altos y posiblemente en el otro apoyo varíe insignificativamente.

En la estructura de la banda transportadora también corresponde el diseño de las guías metálicas, que no son nada más que un arreglo de

tubos de acero inoxidable que como su nombre lo indica, guían a las botellas a través de la banda transportadora sin que dichas botellas se salgan del camino produciendo accidentes. Si se asume un diseño como se muestra en la figura 3.7, el peso máximo de entre todas las guías es de apenas 2 Kg. (19.6 N) y en cada uno de ellos se coloca tres sujetadores con pernos de diámetro 10 mm, entonces el esfuerzo que hay en cada uno de estos sujetadores es mínimo por lo que no hay mucho efecto y los cálculos no serían necesarios para saber que dicho perno soporta la carga dada.

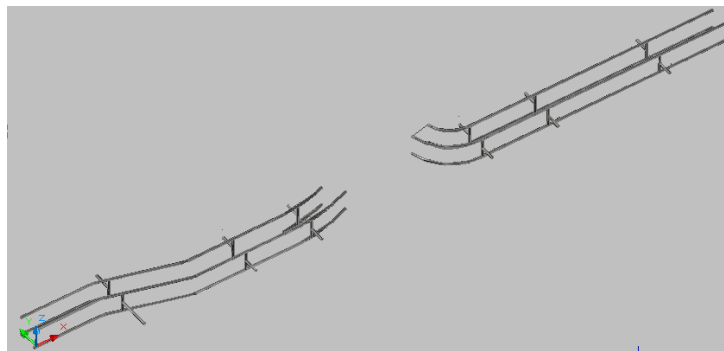


FIGURA 4.7. GUÍAS METÁLICAS PARA BANDA TRANSPORTADORA.

Es por eso que para el diseño de las guías metálicas solo se ha considerado el ancho del envase y la altura del mismo, pero cabe acotar que el espacio de las guías entre sí puede variar dependiendo del diámetro del envase, y es eso mismo que ajustando las tuercas de los sujetadores se puede dar el espacio correcto para el transporte de un envase dado.

4.2. Selección de Banda Transportadora y Motor Eléctrico.

La banda transportadora debe cumplir ciertos requisitos como un velocidad correcta para aprovechar correctamente el tiempo de operación de sellado, como también evitar daños debido al movimiento brusco de las botellas debido a las altas velocidades de transporte.

Seleccionamos una cadena de platillo (table top) de acero inoxidable para el transporte de los envases hacia su destino. Las características de las cadenas de platillos es que sirven para transportar diversos elementos como envases de vidrio, plásticos y latas. Estas cadenas pueden transportar los envases de manera recta o con curvas, pero debido al diseño que se posee de la estructura de la banda transportadora, se seleccionará una cadena para tramos rectos. A continuación se presentará en la siguiente Tabla 4.1. Los datos de la cadena seleccionada con su respectiva rueda de tracción.

TABLA 4.1. DATOS DE CADENA DE BANDA TRANSPORTADORA.

TIPO	DESCRIPCIÓN
Marca	UNICHAIN
Código de Cadena	12SS815K350
Ancho	88.9 mm
Peso	2.7 Kg/m
Tramo	Recto
Paso	1.5 in
Material Cadena	SS304
Radio de Pandeo	5.9 in
Material Árbol	SS304

No de Eslabones por Caja	80
Fuerza Máxima de tensión	2250 N
Código de Rueda	123181521SS
Numero de Dientes de Rueda	21
Diámetro de Paso	129.2 mm
Diámetro mínimo de Eje	20 mm

Con estos datos procederemos a calcular la fuerza potencia necesaria para poder mover el sistema de transporte.

$$T = F * \frac{d_p}{2} = 2250 \text{ N} \left(\frac{0.1292 \text{ m}}{2} \right) = 145.35 \text{ Nm}$$

Se asume por recomendación de diseño que la velocidad de transporte es alrededor de 10 cm por segundo por lo que la velocidad de giro es:

$$\omega = \frac{v}{\frac{d_p}{2}} = \frac{2 \left(0.1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)}{0.1292 \text{ m}} = 1.547 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} = 14.78 \text{ rpm}$$

Como este valor no es un valor exacto se asume que la velocidad de giro de la rueda es de 15 rpm (1.57 rad/seg) para luego con este valor obtener un reductor apropiado y su respectivo motor eléctrico. Por lo tanto la potencia del motor eléctrico es:

$$Pot = T * \omega = 145.35 \text{ Nm} \left(1.57 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right) = 228.31 \text{ Watts} = \frac{1}{3} \text{ HP}$$

Es decir que el motor debe poseer una potencia máxima de 1/3 de HP para poder soportar la carga dada. Sin embargo la carga que se aplica es la máxima que puede soportar la cadena por lo tanto la potencia necesaria será un porcentaje de la carga máxima. La rueda de tracción está colocada sobre un árbol de transmisión que como mínimo es de 20

mm de diámetro recomendado por la marca de cadenas UNICHAIN, pero por criterio nuestro se escogió un diámetro de 45 mm, para evitar fallas por fatiga. Las dimensiones de los árboles de transmisión están presentadas en el apéndice de Planos.

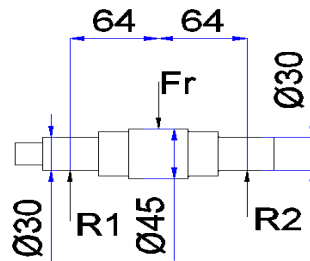


FIGURA 4.8. DIAGRAMA DE ÁRBOL DE TRANSMISIÓN DE BANDA TRANSPORTADORA

Lo que es necesario obtener es el tipo de chumacera apropiada para soportar la carga dada, se asume que el elemento rodante estará colocado sobre el árbol de transmisión que tiene un diámetro de 30 mm, y con una carga de soporte igual a:

$$F_r' = C * F_t; \quad C = 3 \text{ aplica para correas planas}$$

$$F_r' = 2250 \text{ N} (3) = 6750 \text{ N}$$

$$F_r = C_1 F_r'; \quad C_1 = 1.3 \text{ aplica para choques livianos}$$

$$F_r = (1.3)(6750 \text{ N}) = 8775 \text{ N}$$

Por sumatoria de Fuerzas tenemos que:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 = R_2 = 4387.5 \text{ N}$$

Como es una carga puramente radial entonces se elige chumaceras de pared tipo UCF206D1 con un cojinete de bolas UC206D1 que soporta la carga de $C_r = 19500 N$; $C_{or} = 11300 N$, los demás datos técnicos de las chumaceras se encuentra en el apéndice de planos. Como son tres árboles de transmisión entonces en todos sus apoyos estarán el mismo tipo de chumacera seleccionada.

Por lo tanto la banda transportadora queda terminada como se muestra en la figura 4.9. En la que se pueden apreciar en distintos tipos de vistas, en la parte superior izquierda se encuentra la vista superior de la banda transportadora, en la parte inferior izquierda se aprecia la vista frontal de la maquina y en la parte derecha se puede observar una proyección isométrica. Ésta máquina se acoplará al sistema de roscado que fue descrito en el capítulo anterior, cuya función principal es alimentar las botellas hacia el punto de roscado de envases. En la parte izquierda de la banda transportadora se encuentra con otro sistema de transporte de botellas que pertenece al sistema de llenado de los envases, lo que significa que el acople de bandas transportadoras es de este tipo, y esto depende en este caso de la disposición de espacio en la fábrica, en este caso se asume que el espacio que se posee para poner un sistema de embasamiento de productos que utilizan tapas INVIOLABLES es recto.

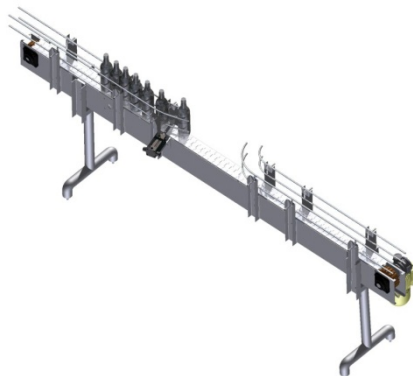


FIGURA 4.9. BANDA TRANSPORTADORA DEL ROSCADOR
AUTOMÁTICO DE TAPAS INVOLABLES.

CAPÍTULO 5

5. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.

En este capítulo se presentará el costo estimado que necesita para la producción de esta máquina. Cabe recordar que según los cálculos demostrados en el Capitulo 3 y Capitulo 4, este diseño supera las expectativas y los objetivos dados, por lo que no tendrá problemas en cuanto al funcionamiento dado.

Además del presupuesto estimado, asimismo se presentará un diagrama de Gantt u organigrama en el que se presentará el tiempo necesario para comprar material, construcción de las piezas y por último el ensamble de la maquina hasta dejarla cien por ciento completa.

5.1. Diagrama de Gantt.

en otro lado. El tiempo estimado desde la recepción del material hasta la entrega de la maquina en su 100% operable es de 27 días laborales.

5.2. Análisis de Costos.

Obtenido el diagrama de Gantt con cada uno de los tiempos necesarios para construir los elementos del roscador de tapas inviolables, se procederá a estimar el costo de fabricación de cada pieza incluido el costo de mano de obra. En la tabla 5.2. se presentara el costo estimado de las piezas y el costo total del roscador de tapas inviolables.

TABLA 5.2. CUADRO DE OFERTA DEL SISTEMA DE ROSCADO Y BANDA TRANSPORTADORA.

OFERTA DE SISTEMA DE ROSCADO DE TAPAS PILFER PROOF
Proyecto: Construcción de Roscador Automático y Banda Transportadora
CONTIENE: ACCESORIOS, MATERIALES E INSTALACION
PREPARADO POR: ING. GUILLERMO PACHECO
FECHA: Martes, 14 de Octubre de 2008

ITEM	UNID AD	CANT,	DESCRIPCION	COSTO DE MATERIAL Y MANO DE OBRA
				P. UNIT US. \$
M 1	MATERIALES Y FABRICACIÓN DE ROSCADOR AUTOMÁTICO			
M 1.1.	Globa l	1	Diseño Diseño de Maquina y Banda transportadora (A)	1500,00
M 1.2.			Fabricación de Sistema de Alimentación de Tapas	
M 1.2.1.	Kg	2,081	Árbol de Transmisión, Material Acero ASSAB 705, Diam 45mm, Long 170mm	65,00
M 1.2.2.	Kg	1,714	Brida de Acero Inoxidable 304, Diam. 90 mm, Espesor 35 mm	95,00
M 1.2.3.	Kg	4,012	Chumacera Soporte de Árbol de Sistema de Alimentación	185,00
M 1.2.4.	Kg	6,603	Tolva de Alimentación de Tapas e = 2 mm	320,00
M 1.2.5.	Kg	3,120	Protector de Tambor Giratorio e = 2 mm	250,00
M 1.2.6.	Kg	0,135	Manivela Para movimiento de Tapas	60,00
M 1.2.7.	Kg	1,683	Canal de Tapas para Transporte de Botellas	45,00
M 1.2.8.	Kg	27,390	Base de Sistema de Alimentación Tipo Omega	490,00
M 1.2.9.	Kg	18,803	Base de Sistema de Alimentación Principal	350,00
M 1.2.10.	Kg	13,426	Columna Soporte de Sistema de Alimentación	65,00
M 1.2.11.	Kg	8,636	Disco Sólido de Nylon Diam. 440 mm, e = 20 mm	700,00
M 1.2.12.	Kg	0,212	Vigas de Apoyo para Canal de Tapas	250,00

M 1.2,13	Global	1	Dispositivos de Unión, y Equipos del Subsistema	
M 1.2,14	Kg	3	Accesorios de Pernos, Tuerca y Arandelas de presión	25,00
M 1.2,15			Soldadura de Cordón con Electrodo 6011	12,57
M 1.2,16	Un	1	Piñón de Cadena Estándar, NK40, con 16 dientes, paso de 1/2 in, Tipo Simple B, Diam Primitivo 3,665 in	5,60
M 1.2,17	Un	1	Piñón de Cadena Estándar, NK40, con 20 dientes, paso de 1/2 in, Tipo Simple B, Diam Primitivo 4,83 in	6,45
M 1.2,18	Un	1	Motorreductor - Tornillo Sin Fin, Marca: SITI, Relación de velocidad: 10:1, 1800 rpm de entrada, 30 rpm de salida	407,00
M 1.2,19	Un	2	Cojinetes de Rodadura Marca: NTN, modelo: de bolas, Tipo: 6907	14,96
M 1.2,20	Caja	1	Cadena Tipo de Rodillo ANSI N° 41, paso 1/2", ancho entre placas de 0,251 in, carga de ruptura de 1200 Kg	24,50
M 1.2,21	Un	1	Resorte 8 vueltas, 22 mm de largo, Diam. 8,3 mm, Diam de alambre 1,6 mm	3,00
M 1.2,22	Un	1	Resorte 20vueltas, 30 mm de largo, Diam. 10 mm, Diam de alambre 1 mm	3,00
SUBTOTAL (A)				3377,08
M 1.3.			Fabricación de Sistema de Central de Roscado	
M 1.3,1	Kg	34,585	Caja de Distribución de Engranajes Cilíndricos de Dientes Rectos	470,00
M 1.3,2	Kg	2,748	Engranaje Cilíndrico de Diente Recto, 17 Dientes, m = 6, e = 48 mm con Tratamiento Térmico de Encementado	235,00
M 1.3,3	Kg	0,873	Árbol de Transmisión de Caja de Distribución de Engranajes 1	90,00
M 1.3,4	Kg	0,873	Árbol de Transmisión de Caja de Distribución de Engranajes 2	90,00
M 1.3,5	Kg	0,682	Brida de Sujeción entre Cajas, peso multiplicado por 4 unidades	20,00
M 1.3,6	Kg	0,423	Disco de Nylon de Acople de Cajas	35,00
M 1.3,7	Kg	45,461	Caja de Mecanismo Múltiple de Engranajes Cónicos y Cruz de Malta	570,00
M 1.3,8	Kg	2,510	Engranaje Cónico, 17 Dientes, m = 6, con tratamiento de Cementado, peso multiplicado por 2	55,00
M 1.3,9	Kg	0,545	Árbol de Transmisión de Engranaje cónico con Caja de Distribución de engranajes cónicos	60,00
M 1.3,10	Kg	0,250	Árbol de Transmisión de De Manivela de Cruz de Malta	50,00
M 1.3,11	Kg	5,265	Árbol de Transmisión de Juego de Estrellas	150,00
M 1.3,12	Kg	5,507	Árbol de transmisión de Leva	90,00
M 1.3,13	Kg	4,766	Leva en Acero ASSAB 705	85,00
M 1.3,14	Un	1,000	Resorte Hecho de Alambre para Piano, Long 220 mm, Diam externo 50, Diam de alambre 5mm.	22,00
M 1.3,15	Kg	2,015	Seguidor de Rodillo con Acople Roscado y Accesorios	70,00
M 1.3,16	Kg	1,895	Árbol Soporte entre Seguidor y Guía Móvil	65,00
M 1.3,17	Kg	16,163	Placa Móvil de Cabezal Roscador y Accesorios	150,00
M 1.3,18	Kg	0,912	Soporte de Placa Móvil	180,00
M 1.3,19	Kg	18,596	Guías de Placa Móvil con Base Rectangular	380,00
M 1.3,20	Kg	0,780	Placa Tipo Cuña Para Ajuste de Presión en Guías sobre Placa	230,00
M 1.3,21	Kg	0,953	Placa de Nylon de e = 10 mm, para soporte de Chumacera	60,00
M 1.3,22	Kg	1,213	Placa Retenedora de Resorte de Mecanismo de Leva Seguidor	85,00
M 1.3,23	Kg	0,121	Manivela de Acero ASSAB 705, para Mecanismo de Cruz de Malta	120,00
M 1.3,24	Kg	0,509	Cruz de Malta de 10 Ranuras, para Mecanismo de Cruz de Malta	240,00
M 1.3,25	Un	1,000	Elaboración de Cabezal Roscador de Tapas PILFER PROOF para Tapas de 28 x 17 mm	300,00
			Dispositivos de Unión, y Equipos del Subsistema	
M 1.3,26	Un	1,000	Motorreductor de Tornillo sin Fin tipo Ortogonal, Marca SITI, Modelo XXX, Velocidad de Entrada 1800 rpm, con relación de 4:1 Potencia: 1/6 HP	400,00
M 1.3,27	Un	1,000	Motor Eléctrico, Marca Weg, Modelo Trifásico Cerrado - MotoFreno, Carcasa 71, 0.5 HP, 1800 rpm Para Cabezal Roscador	170,00
M 1.3,28	Un	1,000	Reductor Ortogonal, Marca SITI, Velocidad de Entrada 1800, Velocidad de Salida de 40 RPM, Relación 45:1, 0.5 HP	180,00
M 1.3,29	Un	1,000	Chumacera Marca NTN, Tipo Pilo Block, con tornillo de sujeción Modelo: UCHP208D1	26,49
M 1.3,30	Un	1,000	Chumacera Marca NTN, Tipo Pilo Block, con tornillo de sujeción Modelo: UCF207D1	23,21
M 1.3,32	Un	1,000	Cojinete de Bolas, Marca NTN, Modelo 7008	144,70
M 1.3,33	Un	5,000	Cojinete de Bolas, Marca NTN, Modelo 7204	63,35
M 1.3,34	Un	1,000	Cojinete de Bolas, Marca NTN, Modelo 6005	4,09

M 1.3,35	Un	1,000	Cojinete de Bolas, Marca NTN, Modelo 6904	12,67
M 1.3,36	Global	1,000	Accesorios de Pernos, Tuerca y Arandelas de presión	25,00
M 1.3,37	Kg	2,000	Soldadura de Cordón con Electrodo 6011	8,38
SUBTOTAL (B)				4959,89
M 1.3.			Fabricación de Sistema de Alimentación de Botellas	
M 1.3,1	Kg	0,440	Disco de Acero Inoxidable Diam. 130 mm, e = 20 mm	420,00
M 1.3,2	Kg	0,940	Disco de Acero Inoxidable Diam. 130 mm, e = 35 mm	550,00
M 1.3,3	Kg	1,970	Disco de Acero Inoxidable Diam. 255 mm, e = 5 mm	275,00
M 1.3,4	Kg	10,200	Discos de Polietileno de Alta Densidad Diam: 480 mm, e = 20 mm	260,00
M 1.3,5	Kg	3,160	Discos de Polietileno de Alta Densidad Diam: 712 mm, e = 20 mm	340,00
M 1.3,6	Kg	0,560	Plancha de Acero inoxidable e = 3 mm	180,00
M 1.3,7	Kg	1,740	Plancha de Acero inoxidable e = 5 mm	220,00
M 1.3,8	Kg	0,760	Varilla Diam 14mm	40,00
M 1.3,9	Kg	0,326	Varilla Diam 30 mm	60,00
M 1.3,10	Kg	0,430	Varilla Diam. 10 mm	30,00
			Dispositivos de Unión, y Equipos del Subsistema	
M 1.3,11	Un	1,000	Accesorios de Pernos, Tuerca y Arandelas de presión	25,00
M 1.3,12	Kg	1,000	Soldadura de Cordón con Electrodo 6011	4,19
SUBTOTAL (C)				2404,19
M 1.4.			Fabricación de Estructura Soporte	
M 1.4,1	Kg	198,840	Plancha de Acero Inoxidable 1148 mm x 782 mm x e = 10 mm	650,00
M 1.4,2	Kg	13,820	Plancha de Acero Inoxidable 1148 mm x 782 mm x e = 2 mm	280,00
M 1.4,3	Kg	49,740	Viga de Sección Cuadrada de 100 x 100 x 4 mm	57,69
M 1.4,4	Kg	42,670	Viga G de 100 x 50 x 15 x 4 mm	62,72
M 1.4,5	Kg	19,350	Viga G de 200 x 50 x 15 x 3 mm	27,24
			Dispositivos de Unión, y Equipos del Subsistema	
M 1.4,6	Global	1,000	Accesorios de Pernos, Tuerca y Arandelas de presión	25,00
M 1.4,7	Kg	1,000	Soldadura de Cordón con Electrodo 6011	4,19
M 1.5.			Implementación de Caja de Control de Roscador	
M 1.5,1	Kg		Estructura de Acero Inoxidable con Placas de 2 mm de espesor	280,00
M 1.5,2	Kg		Tubería de Acero Inoxidable para Soporte Diam. 60 mm, e = 5 mm	200,00
M 1.5,3			Dispositivos de Unión, y Equipos del Subsistema	
M 1.5,4	Un	1,000	Accesorios de Encendido, Fusible, Conectores y Cable de Poder para Caja de Control	300,00
M 1.5,7	Un	1,000	Unión de Bisagra para metal	1,50
M 1.5,8	Global	1,000	Accesorios de Pernos, Tuerca y Arandelas de presión	20,00
SUBTOTAL (D)				1908,35
M 2	MATERIALES Y FABRICACIÓN DE BANDA TRANSPORTADORA			
M 2.1	Kg	2,87	Árbol de transmisión Diam. 50 mm , L = 190 mm	85,00
M 2.2	Kg	8,92	Árbol de transmisión Diam. 50 mm , L = 295 mm	170,00
M 2.3	Kg	1,55	Placa de Polietileno de alta Densidad de 200 mm x 60 mm x 10 mm	90,00
M 2.4	Kg	25,41	Tubo de Acero Inoxidable, Diam 3 in, e = 3 mm	58,44
M 2.5	Kg	6,5	Varilla de Acero inoxidable Diam 10 mm	30,00
M 2.6	Kg	51,85	Viga U, Acero Inoxidable 200 x 50 x 4 mm	74,66
M 2.7	Kg	10,72	Viga U, Acero Inoxidable 60 x 30 x 3 mm	1,13
M 2.8	Kg	7,83	Viga U, Acero Inoxidable 80 x 40 x 3 mm	1,05
			Dispositivos de Unión, y Equipos del Subsistema	
M 2.10	Un	1	Motorreductor de Tornillo sin Fin tipo Ortogonal, Marca SITI, Modelo XXX, Velocidad de Entrada 1200 rpm, con relación de 80:1. Potencia: 1/3 HP	400,00
M 2.11	Un	6	Chumacera de Pared Marca NTN, Tipo UCF206D1	135,00
M 2.12	Pie	28	Cadena de Platillo marca UNICHAIN, modelo 12SS815K325	770,00
M 2.13	Un	3	Polea de transmisión de cadena Marca UNICHAIN, modelo 123181521SS	148,08

M 2.14	Un	1	Pistón Neumático	150,00
M 2.15	m	5	Tubería de Plástico para Conexiones	30,00
M 2.16	Un	1	Sensor Infrarrojo para detección de botellas	47,00
M 2.17	Global	1,000	Accesorios de Pernos, Tuerca y Arandelas de presión	50,00
M 2.18	Kg	1	Soldadura de Cordón con Electrodo 6011	4,19
TOTAL DE BANDA TRANSPORTADORA (E)				2244,56
TOTAL DE SISTEMA DE ROSCADO (A+B+C+D)				14149,51
SUBTOTAL (BANDA + ROSCADOR)				16394,07
IVA (12%)				1967,29
GRAN TOTAL				18361,35

En esta oferta, se presenta el costo del material y mano de obra incluidos, en la siguiente tabla 5.3. Se presenta un resumen de costos de sistemas en los que se desglosan los costos de mano de obra y costo de material.

TABLA 5.3. CUADRO DE RESUMEN DE COSTOS DEL DISEÑO.

ITEM	Descripción	Costo de Material	Costo de Mano de Obra	Total
M 1.1	Diseño de Maquina y Banda Transportadora	675,00	825,00	1500,00
M 1.2	Fabricación de Sistema de Alimentación de Tapas	1519,69	1857,39	3377,08
M 1.3	Fabricación de Sistema de Central de Roscado	2231,95	2727,94	4959,89
M 1.4	Fabricación de Sistema de Alimentación de Botellas	1081,89	1322,30	2404,19
M 1.5	Fabricación de Estructura Soporte	858,76	1049,59	1908,35
M 2.	Banda Transportadora	1010,05	1234,51	2244,56
Costo Total de Sistema De Roscado de Tapas				14149,51
Costo Total de Banda Transportadora				2244,56
SUBTOTAL				16394,07
IVA (12%)				1967,29
GRAN TOTAL				18361,35

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

1. Cabe recalcar que en el momento del diseño de la maquina, fue primordial la manufactura del elemento, es decir, si es posible porque existe material, mano de obra calificada y mano de obra no calificada. Adicionalmente se evita fuga de divisas al fabricarla localmente, generando fuentes de empleo, es más económica, fácil mantenimiento y la reposición de las partes es sencilla.
2. Hubieron elementos de la maquina más básicas en diseñar que otras, pero a todas estas se les prestó la misma atención en cuanto al diseño y al cálculo. Esto es esencial, debido a que no se debe despreciar ninguna parte del sistema central, por muy insignificante que parezca,

debido a que todo el sistema funciona en conjunto y cada elemento cumple una operación específica.

3. El sistema central de roscado es el juego de mecanismos más importante de toda la máquina, ya que con este se puede controlar sincronizadamente el movimiento del roscador, juego de estrellas y proceso de ascenso y descenso del envase para el roscado. Esta máquina es más exacta en el proceso de roscado, ya que la relación de los movimientos es proporcional y no tiene problemas como en otras máquinas que utilizan mecanismos de sensor y pistón que a su vez crean efectos no sincronizados, lo cual causan fallas en el sistema.

4. Los factores necesarios de esta tesis, fueron la aplicación de conocimientos de distintas áreas, así como la aportación innovadora que deja, debido a que el diseño tiene una aplicación real.

A continuación se mencionarán las siguientes recomendaciones:

1. En caso de que el usuario de la máquina necesite otra medida de tapas, se recomienda que se realice cambios en el tambor rotatorio u

orientador y el canal transportador, ya que éstos, son diseñados para una medida de mayor uso de 28 x 17 mm.

2. El usuario debe tomar en cuenta la forma del envase que va a ser usado en la línea de producción, debido a que el juego de estrellas del sistema roscador depende de la forma de la botella, y por lo que esta es la única parte a ser reemplazada cuando se cambie de formato, la altura es regulable y por lo tanto admite botellas entre 350 cc hasta 1000 cc.

APÉNDICES

APENDICE A

PROPIEDADES MECÁNICAS DE ALGUNAS ALEACIONES DE ACERO INOXIDABLE

MATERIAL	ESTADO	Limite elástico a la Tensión (2%)		Resistencia Máxima a la tensión		Elongación en 2 in	Gravedad Específica
		Kpsi	Mpa	Kpsi	Mpa		
						%	-
TIPO 301	recocido en Hojas	40	276	110	758	60	7.8
	Laminado en Frio	165	1138	200	1379	8	7.8
TIPO 302	recocido en Hojas	40	276	90	621	50	7.8
	Laminado en Frio	165	1138	190	1310	5	7.8
TIPO 304	recocido en Hojas	35	241	85	586	50	7.8
	Laminado en Frio	160	1103	185	1276	4	7.8
TIPO 314	Laminado en Barra	50	345	100	689	45	7.8
TIPO 316	recocido en Hojas	40	276	90	621	50	7.8
TIPO 330	Laminado en Caliente	55	379	100	689	35	7.8
	Recocido	35	241	80	552	50	7.8
TIPO 410	recocido en Hojas	45	310	70	483	25	7.8
	Tratamiento Térmico	140	965	180	1241	15	7.8
TIPO 420	Recocido en Barra	50	345	95	655	25	7.8
	Tratamiento Térmico	195	1344	230	1586	8	7.8
TIPO 431	Recocido en Barra	95	655	125	862	25	7.8
	Tratamiento Térmico	150	1034	195	1344	15	7.8
TIPO 440C	Recocido en Barra	65	448	110	758	14	7.8
	Templado y Revenido 600°F	275	1896	285	1965	2	7.8
17-4 PH (AISI 630)	Endurecido	185	1276	200	1379	14	7.8
17-7 PH (AISI 631)	Endurecido	220	1517	235	1620	6	7.8

APENDICE B

PROPIEDADES DE ALGUNOS PLASTICOS DE INGENIERÍA

MATERIAL		Modulo de Elasticidad Aproximado E		Resistencia Máxima a la Tensión		Resistencia Máxima a la Compresión		Elongación en 2 in	Temperatura máxima	Gravedad Específica
		Mpsi	Gpa	Kpsi	Mpa	Kpsi	Mpa	%	°F	-
ABS		0.3	2.1	6.0	41.4	10	68.9	5 a 25	160 - 200	1.05
	Cargado con 20 - 40% de vidrio	0.6	4.1	10	68.9	12	82.7	3	200 - 230	1.3
Acetal		0.5	3.4	8.8	60.7	18	124.1	60	220	1.41
	cagado con 20 - 30% de vidrio	1	6.9	10	68.9	18	124.1	7	185 - 220	1.56
Acrílico		0.4	2.8	10	68.9	15	103.4	5	140 - 190	1.18
Fluoroplastico		0.2	1.4	5	34.5	6	41.4	100	330 - 350	2.1
Nylon 6/6		0.2	1.4	10	68.9	10	68.9	60	180 - 300	1.14
Nylon 11		0.2	1.3	8	55.2	8	55.2	300	180 - 300	1.4
	cagado con 20 - 30% de vidrio	0.4	2.5	12.8	88.3	12.8	88.3	4	250 - 340	1.26
Policarbonato		0.4	2.4	9.0	62.1	12.0	82.7	100	250	1.20
	Cargado con 10 - 40% de vidrio	1.0	6.9	17.0	117.2	17.0	117.2	2	275	1.35
Poli etileno HMW		0.1	0.7	2.5	17.2	-	-	525	-	0.94
Oxido de Polifenileno		0.4	2.4	9.6	66.2	16.4	113.1	20	212	1.06
	cagado con 20 - 30% de vidrio	1.1	7.8	15.5	106.9	17.5	120.7	5	260	1.23
Polipropileno		0.2	1.4	5.0	34.5	7.0	48.3	500	250 - 320	0.90
	cagado con 20 - 30% de vidrio	0.7	4.8	7.5	51.7	6.2	42.7	2	300 - 320	1.10
Poli estireno de Alto Impacto		0.3	2.1	4.0	27.6	6.0	41.4	2 a 80	140 - 175	1.07
	cagado con 20 - 30% de vidrio	0.1	0.7	12.0	82.7	16.0	110.3	1	180 - 200	1.25
Polisulfona		0.4	2.5	10.2	70.3	13.9	95.8	50	300 - 345	1.24

APENDICE C

FACTORES DE CADENA O CORREA f_b

Tipo de Cadena o Correa	f_b
Cadena (Sencilla)	1.2 ~ 1.5
Correa en V	1.5 ~ 2.0
Correa de Tiempo	1.1 ~ 1.3
Correa Plana (con polea de tensión)	2.5 ~ 3.0
Correa Plana	3.0 ~ 4.0


APÉNDICE D

FACTOR DE CARGA f_w

Magnitud de Choque	f_w	Aplicación
Muy Poco o nada de Choque	1.0 ~ 1.2	Maquinas Eléctricas, maquinas herramientas, instrumentos de medición
Choque liviano	1.2 ~ 1.5	Vehículos ferroviarios, automóviles, molinos de rodillos, maquinas para trabajar metales, maquinas para fabricar papel, maquinas para mezclar caucho, impresoras, aeronaves, maquinas para textiles, unidades eléctricas, maquinas de oficinas.
Choque Pesado	1.5 ~ 3.0	Trituradoras, equipo agrícola, equipo de construcción, grúas.

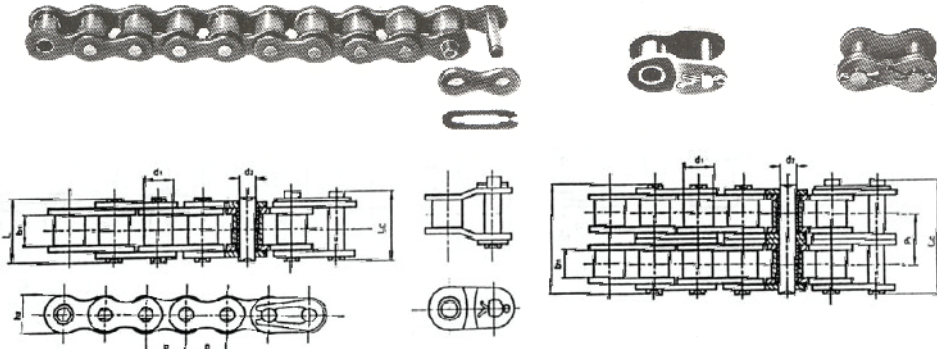
APÉNDICE E

Características de Cadenas para Sistema de Alimentación



ROLLER CHAINS ANSI B29. 1-1975

Rollenketten DIN 8188
 Chainnes à rouleaux ISO/R606
 Cadenas de rodillos ISO/R606

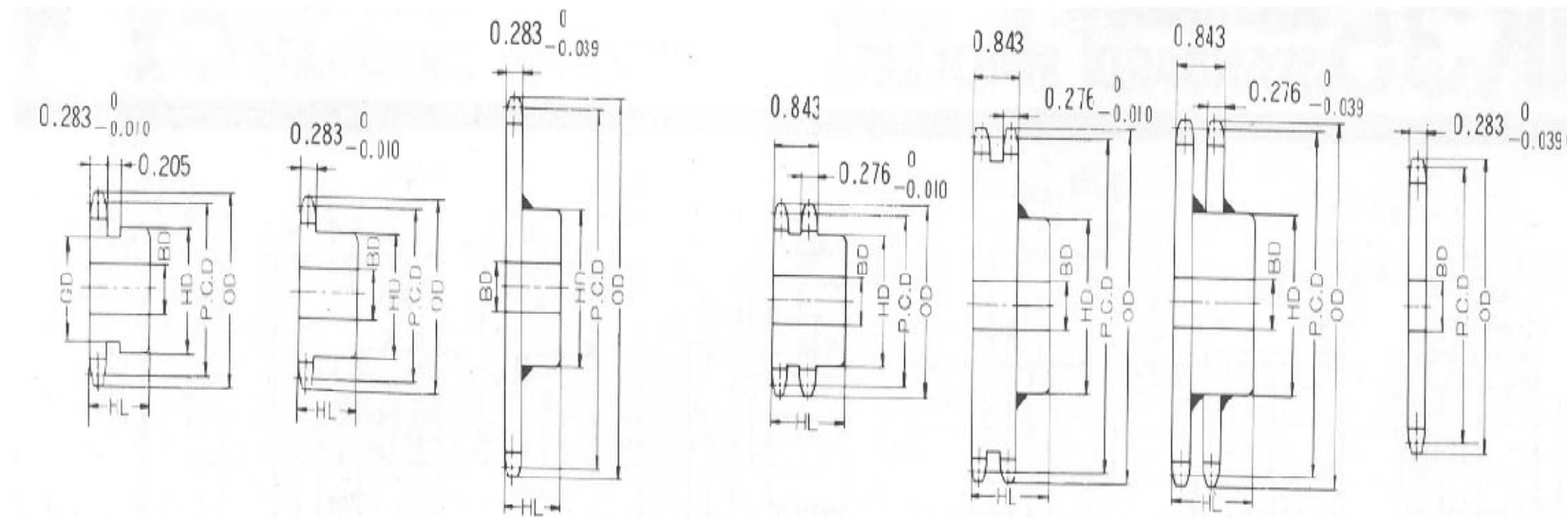


Chain		Pitch	width between inner plates		Roller diameter	Pin diameter	Pin length		Transverse pitch	Breaking load		weight					
Rollenketten		Teilung	Innere Breite		Roller-Ø	Bolzen-Ø	Bolzenlänge		Mittenabstand	Bruchast		Gewicht					
Chaine		Pas	Largeur entre plaques intérieures		Diamètre du rouleau	Longueur de l'axe	Longueur de l'axe		Entre-axes transversal	Charge de rupture		Poids					
Cadena		Peso	Ancho entre placas interiores		Diámetros del rodillo	Diámetros del perno	Longitud del perno		Peso transversal	Carga de ruptura		Peso					
ANSI N°.	DIN ISO Nr.	P		W max		R max		D max		L max		C		min	min		
		in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	Lg	Kg	Lb/ft	Kg/m
25		1/4	6.35	0.125	3.18	0.130	3.30	0.091	2.31	0.339	8.60			990	460	0.09	0.14
35		3/8	9.525	0.188	4.78	0.200	5.08	0.141	3.59	0.510	12.95			2420	1100	0.22	0.33
40	08A	1/2	12.70	0.313	7.95	0.312	7.92	0.158	3.97	0.601	17.45			4290	1950	0.41	0.62
41	08S	1/2	12.70	0.251	6.38	0.306	7.77	0.141	3.59	0.567	14.40			2640	1200	0.27	0.41
50	10A	5/8	15.875	0.375	9.53	0.400	10.16	0.200	5.09	0.856	21.75			7040	3200	0.71	1.06
60	12A	3/4	19.05	0.500	12.70	0.489	11.91	0.234	5.96	0.959	26.90			9680	4400	1.01	1.50
80	16A	1	25.40	0.625	15.88	0.625	15.87	0.312	7.94	1.300	35.30			16500	7500	1.88	2.50
100	20A	1 1/4	31.75	0.750	19.05	0.750	19.05	0.375	9.54	1.699	43.15			25300	11500	2.55	3.80
120	24A	1 1/2	38.40	1.000	25.40	0.875	22.22	0.437	11.11	2.122	53.90			35200	16000	3.76	5.60
140	28A	1 3/4	44.45	1.000	25.40	1	25.40	0.500	12.71	2.303	58.50			45100	20500	5.10	7.80
160	32A	2	50.80	1.250	31.75	1.125	28.57	0.562	14.29	2.742	69.65			59400	27000	6.38	9.50
200	40A	2 1/2	63.50	1.250	38.10	1.562	39.67	0.781	19.85	3.398	86.30			99000	45000	11.02	16.40
25-2		1/4	6.35	0.125	3.18	0.130	3.30	0.091	2.31	0.691	15.00	0.252	6.40	1760	800	0.18	0.26
35-2		3/8	9.525	0.188	4.78	0.200	5.08	0.141	3.59	0.907	23.05	0.398	10.10	3970	1800	0.42	0.64
40-2		1/2	12.70	0.313	7.95	0.312	7.92	0.158	3.97	1.254	39.85	0.567	14.40	7050	3200	0.80	1.20
50-2	08A-2	5/8	15.875	0.375	9.53	0.400	10.16	0.200	5.09	1.569	31.85	0.713	18.10	10700	4890	1.36	2.02
60-2	12A-2	3/4	19.05	0.500	12.70	0.489	11.91	0.234	5.96	1.957	49.70	0.898	22.80	15500	7040	2.02	3.00
80-2	16A-2	1	25.40	0.625	15.88	0.625	15.87	0.312	7.94	2.543	64.60	1.154	29.30	27300	12400	3.38	5.02
100-2	20A-2	1 1/4	31.75	0.750	19.05	0.750	19.05	0.375	9.54	3.108	78.95	1.409	35.80	41000	18800	5.12	7.64
120-2	24A-2	1 1/2	38.40	1.000	25.40	0.875	22.22	0.437	11.11	3.903	99.30	1.787	45.40	59500	27000	7.38	10.98
140-2	28A-2	1 3/4	44.45	1.000	25.40	1	25.40	0.500	12.71	4.228	107.40	1.925	48.90	80700	36600	9.36	13.92
160-2	32A-2	2	50.80	1.250	31.75	1.125	28.57	0.562	14.29	5.045	126.15	2.303	58.50	104000	47600	12.58	18.72
200-2	40A-2	2 1/2	63.50	1.500	38.10	1.562	39.67	0.781	19.85	6.217	157.90	2.819	71.60	164000	74400	21.40	31.84

APÉNDICE F

Características de Piñones de Cadena para Sistema de Alimentación

NK 40 ANSI(ASA) STANDAR SPORCKETS



No. of Teeth	Pitch Dia. (P.C.D.)	Outside Dia. (OD)	SINGLE B TYPE E					SINGLE B TYPE E					SINGLE A TYPE			No. of Teeth		
			Bore (OD)		Hub		Approx. Weight (kg)	Materials	Bore (OD)		Hub		Approx. Weight (kg)	Materials	Bore (BD)		Approx. Weight (kg)	Materials
			Stock	Max.	HD	HL			Stock	Max.	HD	HL						
9	1.462	1.67	0.35	0.63	*1.102	0.866	0.11											9
10	1.618	1.84	0.39	0.71	*1.260	0.866	0.14											10
11	1.775	2.00	0.43	0.79	*1.417	0.866	0.19											11
12	1.932	2.17	0.43	0.87	*1.575	0.866	0.22											12
13	2.089	2.33	0.55	0.79	1.457	0.866	0.23											13
14	2.247	2.49	0.55	0.98	1.654	0.866	0.28											14
15	2.405	2.65	0.55	1.10	1.811	0.866	0.34											15
16	2.563	2.81	0.55	1.18	1.969	0.866	0.40											16
17	2.721	2.98	0.55	1.26	2.126	0.866	0.46											17
18	2.879	3.14	0.55	1.38	2.244	0.866	0.51											18
19	3.038	3.30	0.55	1.57	2.441	0.866	0.59											19
20	3.196	3.46	0.59	1.77	2.638	0.984	0.76											20
21	3.355	3.62	0.59	1.89	2.795	0.984	0.85											21
22	3.513	3.78	0.59	2.01	2.953	0.984	0.95											22
23	3.672	3.94	0.59	2.01	3.031	0.984	1.00											23
24	3.831	4.10	0.59	1.65	2.480	0.984	0.84											24
25	3.989	4.26	0.59	1.65	2.480	0.984	0.88											25
26	4.148	4.42	0.59	1.65	2.480	0.984	0.92											26
27	4.307	4.57	0.59	1.65	2.480	0.984	0.96											27
28	4.466	4.74	0.59	1.65	2.480	0.984	1.00											28
29	4.624	4.88	0.59	1.65	2.480	0.984	1.00											29
30	4.783	5.06	0.59	1.65	2.480	0.984	1.10											30
31	4.942	5.20	0.59	1.77	2.677	1.102	1.20											31
32	5.101	5.38	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30											32
33	5.260	5.51	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30											33
34	5.419	5.67	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30											34
35	5.578	5.86	0.59	1.77	2.677	1.102	1.40											35
36	5.737	6.02	0.67	1.77	2.677	1.102	1.50											36
37	5.896	6.18	0.67	1.77	2.677	1.102	1.55											37
38	6.055	6.34	0.67	1.77	2.677	1.102	1.60											38
39	6.214	6.50	0.67	1.77	2.677	1.102	1.65											39
40	6.373	6.65	0.67	1.77	2.677	1.102	1.70											40
41	6.532	6.81	0.71	1.89	2.874	1.260	2.00											41
42	6.691	6.97	0.71	1.89	2.874	1.260	2.05											42
43	6.850	7.13	0.71	1.89	2.874	1.260	2.10											43
44	7.009	7.28	0.71	1.89	2.874	1.260	2.17											44
45	7.168	7.45	0.71	1.89	2.874	1.260	2.25											45
48	7.645	7.93	0.71	1.89	2.874	1.260	2.45											48
50	7.963	8.23	0.71	1.89	2.874	1.260	2.60											50
54	8.599	8.89	0.71	1.89	2.874	1.260	2.90											54
60	9.554	9.84	0.71	1.89	2.874	1.260	3.40											60
65	10.349	10.63	0.79	2.17	3.268	1.260	4.10											65
70	11.145	11.43	0.79	2.17	3.268	1.260	4.57											70
72	11.463	11.75	0.79	2.17	3.268	1.260	4.80											72
75	11.940	12.24	0.79	2.17	3.268	1.260	5.10											75
80	12.736	13.03	0.79	2.36	3.465	1.378	5.90											80
84	13.372	13.67	0.79	2.36	3.465	1.378	6.40											84
85	13.531	13.82	0.79	2.36	3.465	1.378	6.50											85
90	14.327	14.61	0.79	2.36	3.465	1.378	7.15											90
92	14.645	14.92	0.79	2.36	3.465	1.378	7.40											92
95	15.122	15.44	0.79	2.36	3.465	1.378	7.80											95
96	15.282	15.52	0.79	2.36	3.465	1.378	8.00											96

SAE1040

SAE1040

SAE1040 (Welded hub)

SAE1040 (Welded hub)

Mild steel SS41 (Welded hub)

Mild steel SS41 (Welded hub)

Mild steel (SS41)

APÉNDICE H

Perfiles Estructurales Tipo G



PERFILES ESTRUCTURALES CORREAS "G"

Especificaciones Generales

Norma	INEN 1 623: 2000
Otras calidades	Previa consulta
Largo normal	6mts
Otros largos	Previa consulta
Espesores	Desde 1.5mm hasta 12mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa consulta



DIMENSIONES				PESOS			SECCION	EJE X-X			PROPIEDADES		
A	B	C	e	6metros	1metro	cm2		I	W	I	I	W	I
mm	mm	mm	mm	Kg	Kg		cm-1	cm3	cm	cm-1	cm3	cm	
60	30	10	1.5	9.19	1.53	1.95	11.02	3.67	2.38	2.43	1.25	1.12	
60	30	10	2	11.94	1.99	2.54	13.98	4.66	2.35	3.01	2.85	1.09	
60	30	10	3	16.98	2.83	3.61	18.9	6.3	2.29	3.87	3.69	1.04	
80	40	15	1.5	13.18	2.20	2.80	27.43	6.86	3.13	6.39	2.53	1.51	
80	40	15	2	16.68	2.78	3.54	35.30	8.81	3.16	8.07	3.18	1.51	
80	40	15	3	24.06	4.01	5.11	49.00	12.30	3.10	10.80	4.27	1.46	
100	50	15	2	20.40	3.40	4.34	69.20	13.80	4.00	15.00	4.57	1.86	
100	50	15	3	29.70	4.95	6.31	97.80	19.60	3.94	20.50	6.25	1.80	
100	50	20	4	40.26	6.71	8.55	126.70	25.34	3.85	28.50	9.05	1.83	
100	50	25	5	51.12	8.52	10.86	152.51	30.50	3.75	36.52	12.09	1.83	
125	50	15	2	22.80	3.80	4.84	116.00	18.60	4.91	16.20	4.69	1.83	
125	50	15	3	33.24	5.54	7.06	165.00	26.50	4.84	22.20	6.43	1.77	
125	50	20	4	44.99	7.40	9.55	217.00	34.70	4.77	30.90	9.32	1.80	
125	50	25	5	57.00	9.50	12.11	264.32	42.29	4.67	39.88	12.46	1.82	
125	50	30	6	70.78	11.78	14.73	307.13	49.14	4.56	48.69	15.81	1.81	
150	50	15	2	25.14	4.14	5.34	179.00	23.80	5.79	17.10	4.78	1.79	
150	50	15	3	36.78	6.13	7.81	255.00	34.00	5.72	23.50	6.56	1.73	
150	50	20	4	49.68	8.28	10.50	337.00	44.90	5.65	32.90	9.52	1.77	
150	75	25	5	74.70	12.45	15.86	545.36	72.71	5.86	117.22	24.17	2.72	
150	75	30	6	93.42	15.57	19.23	641.40	85.52	5.77	114.47	30.57	2.74	
175	50	15	2	27.48	4.58	5.84	258.00	29.40	6.64	17.90	4.85	1.75	
175	50	15	3	40.32	6.72	8.56	369.00	42.20	6.57	24.60	6.66	1.70	
175	75	25	4	65.40	10.9	13.90	653.00	74.60	6.84	105.00	20.90	2.75	
175	75	25	5	80.58	13.43	17.11	785.95	89.82	6.78	123.88	24.63	2.69	
175	75	30	6	100.74	16.79	20.73	929.39	106.22	6.70	152.84	31.19	2.72	
200	50	15	2	29.94	4.99	6.36	356.00	35.60	7.56	18.60	4.85	1.72	
200	50	15	3	43.86	7.31	9.31	507.00	50.70	7.45	25.10	6.57	1.65	
200	75	25	4	70.20	11.70	14.90	895.00	89.50	7.64	110.00	21.30	2.71	
200	75	25	5	86.52	14.42	18.37	1080.00	108.00	7.67	129.62	25.02	2.66	
200	75	30	6	108.00	18.00	22.23	1282.17	128.21	7.59	160.15	31.73	2.68	
250	75	25	4	79.80	13.30	16.90	1520.00	122.00	9.48	118.00	21.70	2.64	
250	100	25	5	109.98	18.33	23.36	2219.24	177.54	9.75	285.26	39.24	3.49	
250	100	30	6	135.48	22.58	28.23	2647.38	219.79	9.68	383.54	55.58	3.69	
300	100	30	4	100.80	16.80	21.30	2860.00	191.00	11.60	274.00	38.30	3.58	
300	100	35	5	126.60	21.10	26.90	3560.00	237.00	11.50	351.00	49.90	3.62	
300	100	35	6	154.74	25.79	31.80	4170.00	278.00	11.40	404.00	57.40	3.56	

También en galvanizado e inoxidable



APÉNDICE I

Perfiles Estructurales Tipo Cuadrado



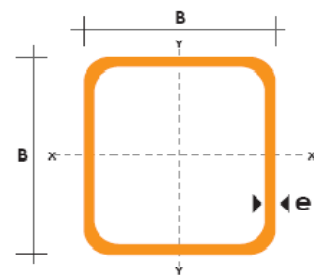
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20mm a 100mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84



APÉNDICE J

Perfiles Estructurales Tipo G



PLANCHAS INOXIDABLES

Especificaciones Generales

Norma	304, 316, 430
Espesores	Desde 0,40mm hasta 15,00mm
Rollos	X 1220
Planchas	4 x 8
	Largos y caídas especiales bajo pedido

Tipo de estructura	Tipo de Composición	Descripción de acuerdo a JIS*	Descripción de acuerdo a AISI**	Descripción de acuerdo a DIN***	COMPOSICION QUIMICA %					
					C	Si max	Mn	P max	S max	Ni
Austenito	17 Cr-5Ni-7Mn	SUS 201	201		0,15 max	1,00	5,50 ~ 7,50	0,06	0,030	3,50 ~ 5,5
	18 Cr-6Ni-10Mn	SUS 202	202		0,15 max	1,00	7,50 ~ 10,00	0,05	0,030	4,00 ~ 6,00
	17Cr-7Ni	SUS 301	301	4310	0,15 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	6,00 ~ 8,00
	18Cr-8Ni-highC	SUS 302	302	4300	0,15 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	8,00 ~ 10,00
	18Cr-8Ni	SUS 304	304	4301	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	8,00 ~ 10,50
	18Cr-8Ni-extra-low-C	SUS 304 L	304L	4306	0,030 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	9,00 ~ 13,00
	18Cr-12Ni	SUS 305	305	3955	0,12 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	10,50 ~ 13,00
	23Cr-12Ni	SUS 309 S	309 S	4845	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	12,00 ~ 15,00
	25Cr-20Ni	SUS 310 S	310 S		0,08 max	1,50	2,00 - max	0,04	0,030	19,00 ~ 22,00
	18Cr-12Ni-2,5Mo	SUS 316	316	4401	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	10,00 ~ 14,00
	18Cr-12Ni-7,5Mo-extra-low-C	SUS 316 L	316 L	4404	0,030 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	12,00 ~ 15,00
	18Cr 12Ni 2Mo 2Cu	SUS 316 J1		4505	0,08 max	1,00	2,00 max	0,04	0,030	10,00 ~ 14,00
	18Cr-13Ni-3,5Mo	SUS 317	317	4402	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	18,00 ~ 15,00
	18Cr-13Ni-3,5Mo-extra-low-C	SUS 317 L	317 L		0,030 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	11,00 ~ 15,00
18Cr-8Ni-Ti	SUS 321	321	4541	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	9,00 ~ 13,00	
18Cr-9Ni-Nb	SUS 347	347	4550	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	9,00 ~ 13,00	
Ferrite	13Cr-Al	SUS 405	405	4002	0,08 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	16Cr	SUS 429	429	4009	0,12 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
	18Cr	SUS 430	430	4016	0,12 max	0,75	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	18Cr-Mo	SUS 434	434	4113	0,12 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
Martensite	13Cr-low Si	SUS 403	403	4024	0,15 max	0,50	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	13Cr	SUS 410	410	4000	0,15 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	13Cr-high C	SUS 420 J2	420	4021	0,26 ~ 0,40	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
	18Cr-high C	SUS 440 A	440 A		0,50 ~ 0,75	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
Endurecido por precipitación	17Cr-7Ni-1Al	SUS 631	631		0,09 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	6,50 ~ 7,75

APÉNDICE K

Características de Caja Reductora de Corona y Tornillo Sin Fin.



U 40	Prestazioni riduttori e motoriduttori Performance wormgearboxes and wormgearboxes with motor Leistungen Schneckenuntersetzungsgetriebe und Schneckengetriebemotoren	Albero leno Output shaft Abtriebswelle D = 18 mm	MU 40
-------------	--	--	--------------

i	n ₁	n ₂	M ₂ (Nm)	kW ₁	HP ₁	RD
5	2800	560	32	2,09	2,85	0,90
7,5		373	33	1,46	1,99	0,89
10		280	34	1,15	1,56	0,88
15		187	35	0,83	1,13	0,83
20		140	34	0,62	0,84	0,80
25		112	32	0,47	0,64	0,79
30		93	38	0,49	0,67	0,75
40		70	37	0,38	0,52	0,71
50		56	35	0,31	0,42	0,67
60		47	30	0,24	0,33	0,60
70		40	28	0,21	0,28	0,57
80		35	29	0,18	0,25	0,58
100	28	33	0,18	0,25	0,53	

i	n ₁	n ₂	M ₂ (Nm)	kW ₁	HP ₁	RD	sf
5	2800	560	12	0,76	1,00	0,90	2,79
7,5		373	17	0,76	1,00	0,89	1,95
10		280	23	0,76	1,00	0,88	1,53
15		187	32	0,76	1,00	0,83	1,11
20		140	30	0,66	0,76	0,80	1,12
25		112	25	0,37	0,50	0,79	1,27
30		93	28	0,37	0,50	0,75	1,33
40		70	36	0,37	0,50	0,71	1,03
50		56	28	0,26	0,33	0,67	1,23
60		47	30	0,26	0,33	0,60	0,97
70		40	25	0,16	0,25	0,57	1,14
80		35	28	0,16	0,25	0,58	1,02
100	28	32	0,16	0,25	0,53	1,02	

5	1400	280	45	1,48	2,01	0,90
7,5		187	45	1,01	1,38	0,87
10		140	45	0,76	1,04	0,86
15		93	45	0,54	0,73	0,82
20		70	43	0,41	0,56	0,77
25		56	39	0,30	0,41	0,75
30		47	46	0,31	0,42	0,74
40		35	46	0,25	0,34	0,67
50		28	44	0,21	0,28	0,62
60		23	42	0,17	0,24	0,59
70		20	35	0,15	0,20	0,50
80		18	35	0,12	0,17	0,55
100	14	42	0,12	0,17	0,49	

5	1400	280	17	0,56	0,76	0,90	2,69
7,5		187	25	0,56	0,76	0,87	1,84
10		140	32	0,56	0,76	0,86	1,39
15		93	46	0,56	0,76	0,82	0,98
20		70	39	0,37	0,50	0,77	1,11
25		56	32	0,26	0,33	0,75	1,21
30		47	35	0,26	0,33	0,74	1,23
40		35	46	0,26	0,33	0,67	1,00
50		28	38	0,16	0,26	0,62	1,14
60		23	29	0,12	0,16	0,59	1,30
70		20	29	0,12	0,16	0,50	1,23
80		18	35	0,12	0,16	0,59	1,01
100	14	40	0,12	0,16	0,49	1,04	

5	900	180	50	1,10	1,49	0,87
7,5		120	49	0,71	1,00	0,81
10		90	48	0,55	0,75	0,82
15		60	49	0,40	0,54	0,78
20		45	46	0,29	0,40	0,76
25		36	45	0,23	0,31	0,74
30		30	50	0,24	0,33	0,66
40		23	47	0,17	0,24	0,65
50		18	45	0,15	0,20	0,58
60		15	41	0,12	0,17	0,54
70		13	37	0,11	0,15	0,47
80		11	38	0,09	0,13	0,47
100	9	41	0,09	0,13	0,43	

5	900	180	17	0,37	0,50	0,87	2,96
7,5		120	25	0,37	0,50	0,84	1,99
10		90	32	0,37	0,50	0,82	1,49
15		60	46	0,37	0,50	0,78	1,07
20		45	40	0,26	0,33	0,75	1,16
25		36	35	0,16	0,25	0,74	1,27
30		30	53	0,26	0,33	0,66	0,98
40		23	49	0,16	0,25	0,65	0,96
50		18	37	0,12	0,16	0,58	1,23
60		15	41	0,12	0,16	0,54	1,01
70		13	31	0,06	0,12	0,47	1,16
80		11	37	0,06	0,12	0,47	1,03
100	9	41	0,06	0,12	0,43	1,00	

5	500	100	58	0,72	0,98	0,84
7,5		66,7	57	0,49	0,66	0,83
10		50	57	0,37	0,51	0,80
15		33,3	56	0,26	0,36	0,74
20		25	53	0,20	0,27	0,70
25		20	51	0,16	0,21	0,68
30		16,7	61	0,16	0,22	0,65
40		12,5	54	0,12	0,17	0,56
50		10	51	0,10	0,14	0,52
60		8,3	49	0,09	0,12	0,48
70		7,1	42	0,07	0,10	0,42
80		6,3	43	0,07	0,09	0,42
100	5	37	0,05	0,07	0,38	

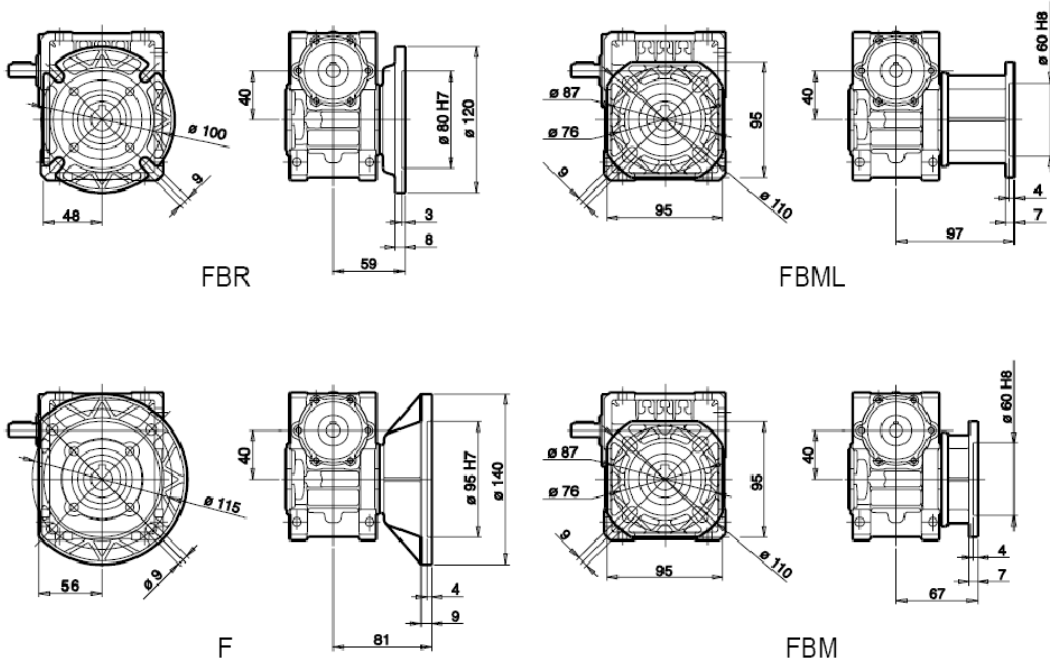
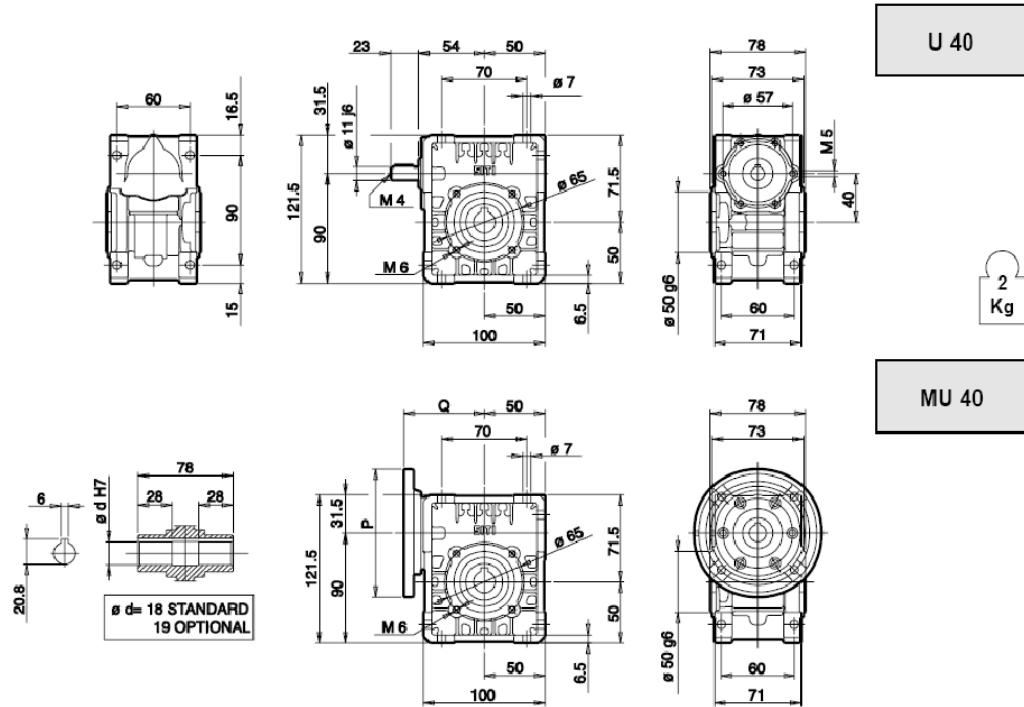
	F1	F2	F3	F4	F6
5		71			* 63
7,5	63	71			
10	63	71			
15	63	71			
20	63	71			
25	63	71			
30	63	71			
40	63	71			
50	63				
60	63				
70	63				
80	63				
100	63				

Con boccola
With bushing
Mit Buchse

* Montaggio con boccola fornibile su richiesta a carico del cliente.
 * Assembling with reduction bushing on request (at customer's charge).
 * Auf Wunsch des Kunden auch mit eingebauter Buchse lieferbar (zu Lasten des Kunden).

Dove non specificata, la forma costruttiva del motore é fornibile sia in B5 che in B14.
 The motors can be supplied either B5 or B14, unless otherwise specified.
 Wenn nicht näher spezifiziert, kann die Bauform des Motors sowohl B5 oder B14 entsprechen.

SITI



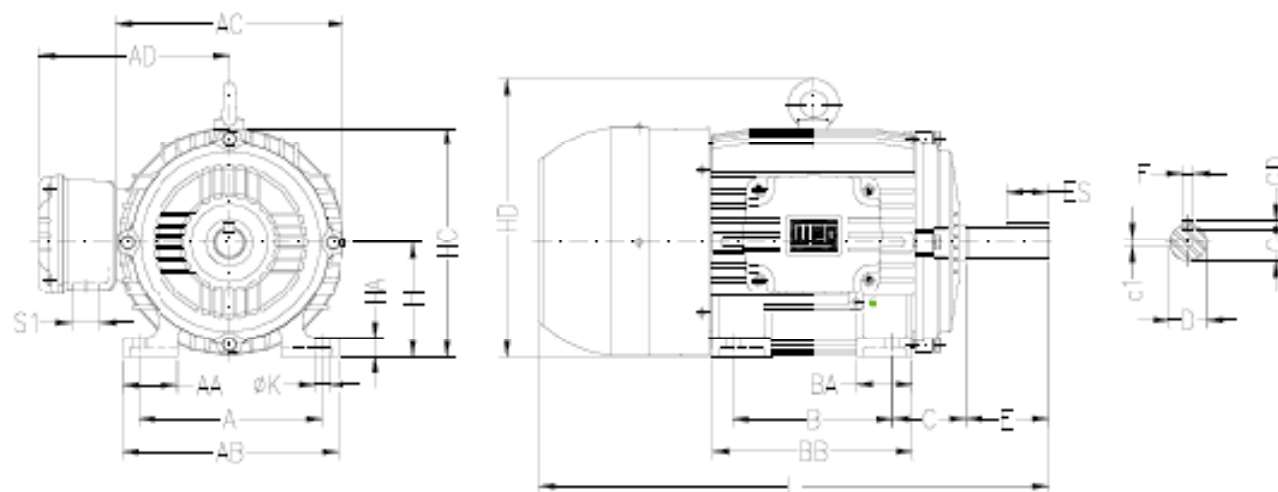
Per i valori P e Q consultare la tabella a pag. 9. Concerning values P and Q see table page 9. Für die Werte P und Q siehe die Tabelle auf Seite 9.

APÉNDICE L

Características Generales de Motores Eléctricos WEG

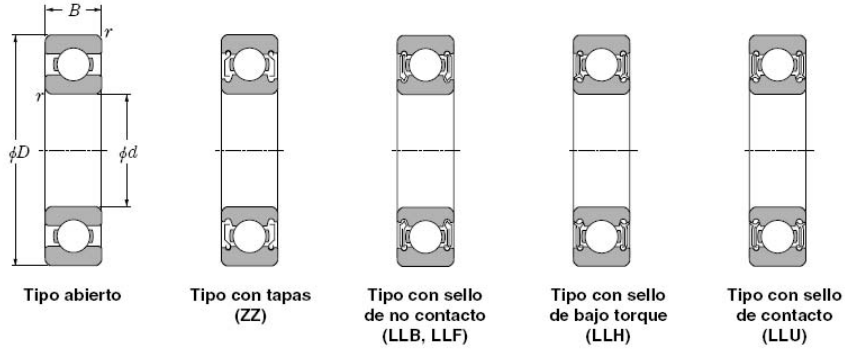
Potencia		Carcasa IEC	RPM	Corriente nominal en 220V A	Corriente a rotor bloqueado lp / In	Par Nominal Cn (NM)	Par a rotor bloqueado Cp / Cn	Momento máximo Cmax. Cn	220 V						Factor de servicio F.S.	Momento de Inercia J kgm ²	Tiempo max. con rotor bloqueado en caliente / frio (s)	Peso aprox. (kg)						
									Rendimiento η%			Factor de Potencia Cos φ												
kW	HP	% de la potencia nominal																						
														50	75	100	50	75	100					
IV Polos - 1800 rpm																								
0,18	0,25	71	1705	1,12	4,5	1,03	2,4	2,9	48	61	63	0,48	0,58	0,67	1,15	0,00056	20/44	14						
0,25	0,33	71	1710	1,55	4,8	1,36	2,4	2,9	50	58	63	0,47	0,58	0,67	1,15	0,00056	10/22	14,8						
0,37	0,5	71	1720	2,07	5	2,04	2,7	3	60	66,5	68	0,48	0,6	0,69	1,15	0,00079	10/22	15,6						
0,55	0,75	71	1705	2,9	5,5	3,09	3	3,2	62	69	71	0,49	0,6	0,7	1,15	0,00096	10/22	16,6						
0,37	0,5	80	1730	1,76	6,5	2,03	2,4	2,8	64	70	71,5	0,59	0,7	0,77	1,15	0,00208	11/24	19,2						
0,55	0,75	80	1740	2,75	6,8	3,03	3	3,4	59	66	70	0,5	0,65	0,75	1,15	0,00242	6/13	21,4						
0,75	1	80	1720	3,02	7,2	4,08	2,5	2,9	72	77,5	79,5	0,62	0,74	0,82	1,15	0,00294	8/18	20						
1,1	1,5	80	1720	4,43	7,8	6,13	2,9	3,2	75	79	79,5	0,6	0,73	0,82	1,15	0,00328	5/11	20,8						
0,75	1	90S	1725	3,15	6	4,07	2,8	3	71	76	78,1	0,6	0,73	0,8	1,15	0,00392	6/13	24,2						
1,1	1,5	90S	1710	4,56	6,6	6,16	2,6	2,8	74	77,5	79,1	0,6	0,73	0,8	1,15	0,00392	6/13	24,3						
1,5	2	90S	1740	6,12	6,4	8,07	2,5	3	79	82,3	82,5	0,6	0,72	0,78	1,15	0,0056	7/15	27,1						
1,5	2	90L	1740	6,12	6,4	8,07	2,5	3	79	82,3	82,5	0,6	0,72	0,78	1,15	0,0056	7/15	27,8						
2,2	3	90L	1725	8,68	6,8	12,22	2,6	2,8	80	82,8	83,1	0,64	0,75	0,8	1,15	0,00672	6/13	29,8						
2,2	3	100L	1725	8,79	7	12,22	2,8	3	80	82	83,1	0,58	0,71	0,79	1,15	0,00765	6/13	37,2						
3	4	100L	1725	11,8	7,5	16,29	2,6	2,8	82	83	83,5	0,61	0,73	0,8	1,15	0,00918	7/15	40,7						
3,7	5	100L	1715	14	7,2	20,48	2,9	3,1	82,5	85	85,5	0,63	0,75	0,81	1,15	0,00995	7/15	42,4						
3	4	112M	1750	11,4	7,8	16,05	2,5	2,5	79,5	82,5	83,5	0,63	0,75	0,83	1,15	0,01607	7/15	51,7						
3,7	5	112M	1735	13,583	7,4	20,24	2,4	3	82	84	85,1	0,68	0,8	0,84	1,15	0,01607	10/22	53,4						
4,5	6	112M	1745	16,7	7,4	24,15	2,2	2,8	85	86	86,2	0,66	0,77	0,82	1,15	0,01741	15/33	54,9						
5,5	7,5	112M	1740	20	7	30,28	2,2	2,8	86,6	87,5	88	0,63	0,74	0,82	1,15	0,01741	15/33	55						
4,5	6	132S	1765	16,7	7,5	23,88	2	3	83	85,5	86	0,63	0,75	0,82	1,15	0,03489	11/24	73,3						
5,5	7,5	132S	1760	20	7,7	29,93	2,1	3	83	86	88	0,61	0,73	0,82	1,15	0,03489	8/18	76,6						
7,5	10	132S	1760	26,6	8	39,91	2,2	3	86	88	89	0,66	0,77	0,83	1,15	0,04652	7/15	79,1						
7,5	10	132M	1760	26,6	8	39,91	2,2	3	86	88	89	0,66	0,77	0,83	1,15	0,04652	7/15	70						
9,2	12,5	132M	1755	33,3	8,7	50,03	2,5	2,9	86,3	88	88,5	0,62	0,73	0,82	1,15	0,05427	7/15	86,5						
11	15	132M	1755	39,3	8,3	60,03	2,3	2,8	86,8	88,5	88,6	0,68	0,8	0,83	1,15	0,05815	7/15	89						
9,2	12,5	160M	1760	32,7	6	49,89	2,4	2,6	85,5	87	87,9	0,69	0,79	0,84	1,15	0,06524	18/40	131,7						
11	15	160M	1755	39,3	6	60,03	2	2,3	85	86,9	88,6	0,69	0,79	0,83	1,15	0,06524	18/40	130,1						
15	20	160M	1760	52,6	6,3	79,82	2,3	2,2	88	89,3	90,2	0,69	0,79	0,83	1,15	0,09535	13/29	142						
15	20	160L	1760	52,6	6,3	79,82	2,3	2,2	88	89,3	90,2	0,69	0,79	0,83	1,15	0,09535	13/29	122						
18,5	25	160L	1755	64,3	6,3	100,06	2,3	2,4	89	90,5	91	0,7	0,79	0,83	1,15	0,11542	15/33	156,4						
22	30	180M	1765	75,4	7,5	119,39	2,8	2,8	89,3	90,5	91,1	0,7	0,8	0,84	1,15	0,16145	12/26	160						
30	40	200M	1770	101	6,6	158,73	2,3	2,5	89,5	90,5	91,8	0,72	0,82	0,85	1,15	0,27579	19/42	209						
37	50	200L	1770	122	6,6	198,42	2,3	2,3	90,2	91,5	92,5	0,75	0,83	0,86	1,15	0,33095	16/35	232						

Carcasa	A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BB	C	CA	DIMENSIONES DEL EJE						H	HA	HC	HD	K	L	D1	D2	Rolamientos		
											D	E	ES	F	G	GD									delantero	trasero	
71	112	30	132	141	138	90	30	113.5	45	150	14j8	30	10	5	11	5	71	12	139		7	313	A3.15	6203 ZZ	6204 ZZ		
80	125	35	149	159	145	100	40	125.5	50	157	19j8	40	28	6	15.5	6	80	13	157			342		6204 ZZ			
90S	140	38	164	179	155		42	131	56	166	24j8	50	36	8	20	7	90	15	177			10	368	A4	6205 ZZ		
90L						125	156	24j8															50				36
100L	160	49	188	199	165	140	50	173	63	194.5	26j8	60	45	8	24	7	100	16	198			12	453	A4	6206 ZZ		
112M	190	48	220	222	184		55	177	70	202													26j8		60		45
132S	216	51	248	270	212	178	55	187	89	239	38k8	80	63	10	33	8	132	20	274	319			14.5	547	A4	6308 Z	
132M								225																38k8		80	
160M	254	64	308	312		210	65	254	108	295	42k8	110	80	12	37	8	160	22	317	370			14.5	719	A4	6309 C3	6211 Z-C3
160L						254		298																42k8		110	80
180M	279	80	350	358	275	241	75	294	121	322	48k8	110	80	14	42.5	9	180	28	380	413			18.5	786	A4	6311 C3	6214 Z-C3
200M	318	82	385	396	300	267	332	133	327	55m8	110													80		14	
200L						305	370					55m8	110	80	16	49	10	200	30	402	464	869					



APÉNDICE M

Cojinetes de Rodadura tipo Bola, Angular y Chumacera, NTN

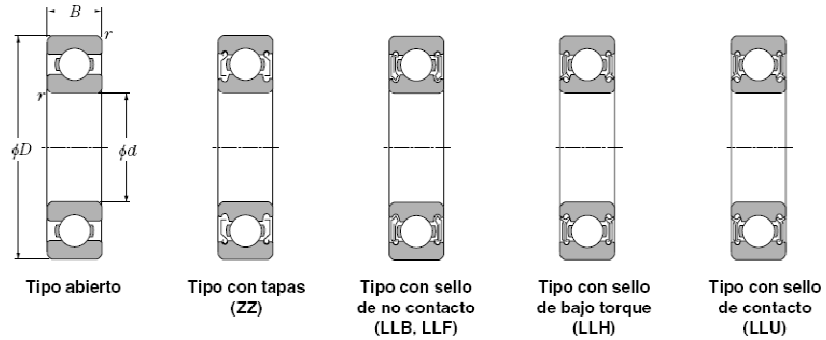


d 20 ~ 35mm

d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_0	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm		r_{NS} min		kN		kgf			r.p.m.		r.p.m.		tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
	D	B	$r_{3, min}^{1)}$	r_{NS}	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}	grasa tipo abierto	aceite tipo abierto	LLH	LLU	ZZ	LLB	Z	LB	LLH	LLU
20	72	19	1.1	—	28.5	13.9	2 900	1 420	11.4	12 000	14 000	—	—	6404	—	—	—	—
22	44	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	17 000	20 000	13 000	10 000	60/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	50	14	1	0.5	12.9	6.80	1 320	690	13.5	14 000	17 000	12 000	9 700	62/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	56	16	1.1	0.5	18.4	9.25	1 880	945	12.4	13 000	15 000	11 000	9 200	63/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
25	32	4	0.2	—	1.10	0.840	112	86	15.8	4 000	4 600	—	—	6705	—	LLF	—	—
	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	435	300	16.1	18 000	21 000	—	10 000	6805	ZZ	LLB	—	LLU
	42	9	0.3	0.3	7.05	4.55	715	460	15.4	16 000	19 000	—	9 800	6905	ZZ	LLB	—	LLU
	47	8	0.3	—	8.35	5.10	855	520	15.1	15 000	18 000	—	—	16005	—	—	—	—
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	1 030	595	14.5	15 000	18 000	11 000	9 400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	1 430	800	13.9	13 000	15 000	11 000	8 900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	2 160	1 110	12.6	12 000	14 000	9 700	8 100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU
80	21	1.5	—	34.5	17.5	3 550	1 780	11.6	10 000	12 000	—	—	6405	—	—	—	—	
28	52	12	0.6	0.5	12.5	7.40	1 270	755	14.5	14 000	16 000	10 000	8 400	60/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
	58	16	1	0.5	17.9	9.75	1 830	995	13.4	12 000	14 000	9 700	8 100	62/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
	68	18	1.1	0.5	26.7	14.0	2 730	1 430	12.4	11 000	13 000	8 900	7 400	63/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
30	37	4	0.2	—	1.14	0.950	117	97	15.7	3 300	3 800	—	—	6706	—	LLF	—	—
	42	7	0.3	0.3	4.70	3.65	480	370	16.5	15 000	18 000	—	8 800	6806	ZZ	LLB	—	LLU
	47	9	0.3	0.3	7.25	5.00	740	510	15.8	14 000	17 000	—	8 400	6906	ZZ	LLB	—	LLU
	55	9	0.3	—	11.2	7.35	1 150	750	15.2	13 000	15 000	—	—	16006	—	—	—	—
	55	13	1	0.5	13.2	8.3	1 350	845	14.8	13 000	15 000	9 200	7 700	6006	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	16	1	0.5	19.5	11.3	1 980	1 150	13.8	11 000	13 000	8 800	7 300	6206	ZZ	LLB	LLH	LLU
	72	19	1.1	0.5	26.7	15.0	2 720	1 530	13.3	10 000	12 000	7 900	6 600	6306	ZZ	LLB	LLH	LLU
90	23	1.5	—	43.5	23.9	4 400	2 440	12.3	8 800	10 000	—	—	6406	—	—	—	—	
32	58	13	1	0.5	11.8	8.05	1 200	820	15.4	12 000	15 000	8 700	7 200	60/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
	65	17	1	0.5	20.7	11.6	2 110	1 190	13.6	11 000	12 000	8 400	7 100	62/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
	75	20	1.1	0.5	29.8	16.9	3 050	1 730	13.1	9 500	11 000	7 700	6 500	63/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
35	47	7	0.3	0.3	4.90	4.05	500	410	16.4	13 000	16 000	—	7 600	6807	ZZ	LLB	—	LLU
	55	10	0.6	0.5	9.55	6.85	975	695	15.8	12 000	15 000	—	7 100	6907	ZZ	LLB	—	LLU
	62	9	0.3	—	11.7	8.20	1 190	835	15.6	12 000	14 000	—	—	16007	—	—	—	—
	62	14	1	0.5	16.0	10.3	1 630	1 050	14.8	12 000	14 000	8 200	6 800	6007	ZZ	LLB	LLH	LLU
	72	17	1.1	0.5	25.7	15.3	2 620	1 560	13.8	9 800	11 000	7 600	6 300	6207	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	21	1.5	0.5	33.5	19.1	3 400	1 950	13.1	8 800	10 000	7 300	6 000	6307	ZZ	LLB	LLH	LLU
100	25	1.5	—	55.0	31.0	5 600	3 150	12.3	7 800	9 100	—	—	6407	—	—	—	—	

1) Dimensión mínima permitida para el chafalán r.

● Rodamientos Rígidos de Bolas

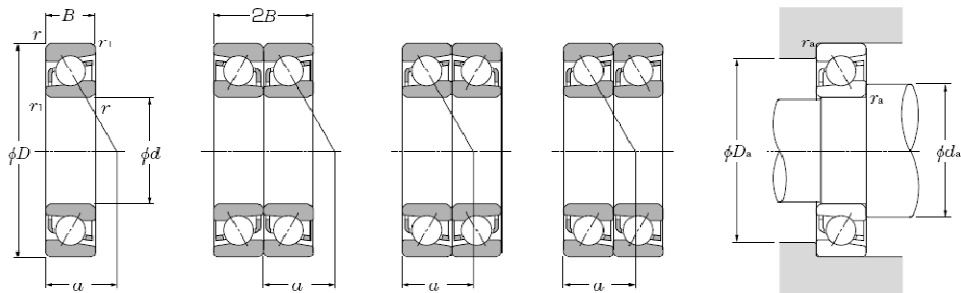


d 10 ~ 20mm

d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor dinámica estática	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm				kN		kgf			r.p.m.				tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
	D	B	r _{ns} ¹⁾	r _{ns} min	C _r	C _{or}	C _r	C _{or}		grasa tipo abierto	aceite tipo abierto	LLH	LLU					
10	15	3	0.1	—	0.855	0.435	87	44	15.7	10 000	12 000	—	—	6700	—	—	—	—
	19	5	0.3	—	1.83	0.925	187	94	14.8	32 000	38 000	—	24 000	6800	ZZ	LLB	—	LLU
	22	6	0.3	0.3	2.7	1.27	275	129	14.0	30 000	36 000	—	21 000	6900	ZZ	LLB	—	LLU
	26	8	0.3	—	4.55	1.96	465	200	12.4	29 000	34 000	25 000	21 000	6000	ZZ	LLB	LLH	LLU
	30	9	0.6	0.5	5.10	2.39	520	244	13.2	25 000	30 000	21 000	18 000	6200	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	8.20	3.50	835	355	11.4	23 000	27 000	20 000	16 000	6300	ZZ	LLB	LLH	LLU
12	18	4	0.2	—	0.930	0.530	95	54	16.2	8 300	9 500	—	—	6701	—	LLF	—	—
	21	5	0.3	—	1.92	1.04	195	106	15.3	29 000	35 000	—	20 000	6801	ZZ	LLB	—	LLU
	24	6	0.3	0.3	2.89	1.46	295	149	14.5	27 000	32 000	—	19 000	6901	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	—	—	16001	—	—	—	—
	28	8	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	21 000	18 000	6001	ZZ	LLB	LLH	LLU
	32	10	0.6	0.5	6.10	2.75	620	280	12.7	22 000	26 000	20 000	16 000	6201	ZZ	LLB	LLH	LLU
15	21	4	0.2	—	0.940	0.585	96	59	16.5	6 600	7 600	—	—	6702	—	LLF	—	—
	24	5	0.3	—	2.08	1.26	212	128	15.8	26 000	31 000	—	17 000	6802	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	0.3	3.65	2.00	375	204	14.8	24 000	28 000	—	16 000	6902	ZZ	LLB	—	LLU
	32	8	0.3	—	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	—	—	16002	—	—	—	—
	32	9	0.3	0.3	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	18 000	15 000	6002	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	7.75	3.60	790	365	12.7	19 000	23 000	18 000	15 000	6202	ZZ	LLB	LLH	LLU
17	23	4	0.2	—	1.00	0.660	102	67	16.3	5 000	6 700	—	—	6703	—	LLF	—	—
	26	5	0.3	—	2.23	1.46	227	149	16.1	24 000	28 000	—	15 000	6803	ZZ	LLB	—	LLU
	30	7	0.3	0.3	4.65	2.58	475	263	14.7	22 000	26 000	—	14 000	6903	ZZ	LLB	—	LLU
	35	8	0.3	—	6.80	3.35	695	345	13.6	20 000	24 000	—	—	16003	—	—	—	—
	35	10	0.3	0.3	6.80	3.35	695	345	13.6	20 000	24 000	16 000	14 000	6003	ZZ	LLB	LLH	LLU
	40	12	0.6	0.5	9.60	4.60	980	465	12.8	18 000	21 000	15 000	12 000	6203	ZZ	LLB	LLH	LLU
20	47	14	1	0.5	13.5	6.55	1 380	665	12.2	16 000	19 000	14 000	11 000	6303	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	17	1.1	—	22.7	10.8	2 320	1 100	11.1	14 000	16 000	—	—	6403	—	—	—	—
	27	4	0.2	—	1.04	0.730	106	74	16.1	5 000	5 700	—	—	6704	—	LLF	—	—
	32	7	0.3	0.3	4.00	2.47	410	252	15.5	21 000	25 000	—	13 000	6804	ZZ	LLB	—	LLU
	37	9	0.3	0.3	6.40	3.70	650	375	14.7	19 000	23 000	—	12 000	6904	ZZ	LLB	—	LLU
	42	8	0.3	—	7.90	4.50	810	455	14.5	18 000	21 000	—	—	16004	—	—	—	—
20	42	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	18 000	21 000	13 000	11 000	6004	ZZ	LLB	LLH	LLU
	47	14	1	0.5	12.8	6.65	1 310	680	13.2	16 000	18 000	12 000	10 000	6204	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1.1	0.5	15.9	7.90	1 620	805	12.4	14 000	17 000	12 000	10 000	6304	ZZ	LLB	LLH	LLU

1) Dimensión mínima permitida para el chaflán r.

● Rodamientos de Bolas a Contacto Angular Individuales y Apareados



Individual

Arreglo espalda-a-espalda (DB)

Arreglo cara-a-cara (DF)

Arreglo en serie (DT)

d 60~85mm

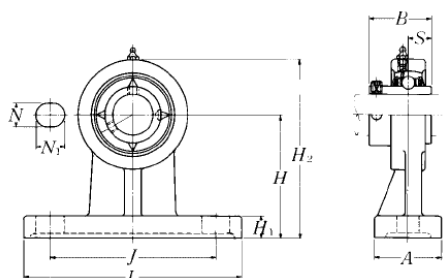
d	Dimensiones principales					Capacidad básica de carga				Velocidades límites ¹⁾		Números de ²⁾ rodamientos	Centro de carga mm	Masa individual (aprox.) kg
	D	B	2B	r _s mín ³⁾	r _{ts} mín ³⁾	C _r	C _{or}	C _r	C _{or}	grasa	aceite			
60	85	13	26	1	0.6	18.1	17.4	1 840	1 780	7 800	10 000	7912	27.5	0.23
	95	18	36	1.1	0.6	32.0	28.1	3 250	2 860	7 200	9 600	7012	31.5	0.478
	110	22	44	1.5	1	61.5	49.0	6 300	5 000	6 600	8 800	7212	36	0.765
	110	22	44	1.5	1	56.0	44.5	5 700	4 550	5 700	7 600	7212B	47.5	0.78
	130	31	62	2.1	1.1	98.0	71.5	10 000	7 300	5 900	7 900	7312	43	1.74
	130	31	62	2.1	1.1	90.0	66.0	9 200	6 700	5 100	6 800	7312B	56	1.77
65	90	13	26	1	0.6	18.3	18.0	1 860	1 840	7 200	9 600	7913	29	0.245
	100	18	36	1.1	0.6	33.5	31.5	3 450	3 200	6 700	9 000	7013	33	0.509
	120	23	46	1.5	1	70.5	58.0	7 150	5 900	6 100	8 100	7213	38	0.962
	120	23	46	1.5	1	63.5	52.5	6 500	5 350	5 200	7 000	7213B	50.5	0.981
	140	33	66	2.1	1.1	111	82.0	11 300	8 350	5 500	7 300	7313	46	2.11
	140	33	66	2.1	1.1	102	75.0	10 400	7 700	4 700	6 300	7313B	59.5	2.15
70	100	16	32	1	0.6	26.2	26.2	2 670	2 670	6 700	9 000	7914	32.5	0.397
	110	20	40	1.1	0.6	42.5	39.5	4 350	4 000	6 200	8 300	7014	36	0.705
	125	24	48	1.5	1	76.5	63.5	7 800	6 500	5 700	7 600	7214	40	1.09
	125	24	48	1.5	1	69.0	58.0	7 050	5 900	4 900	6 500	7214B	53	1.11
	150	35	70	2.1	1.1	125	93.5	12 700	9 550	5 100	6 800	7314	49.5	2.56
	150	35	70	2.1	1.1	114	86	11 700	8 800	4 400	5 800	7314B	63.5	2.61
75	105	16	32	1	0.6	26.50	27.1	2 710	2 760	6 300	8 400	7915	34	0.42
	115	20	40	1.1	0.6	43.50	41.5	4 450	4 250	5 800	7 800	7015	37.5	0.745
	130	25	50	1.5	1	79.0	68.5	8 050	7 000	5 300	7 100	7215	42.5	1.17
	130	25	50	1.5	1	71.5	62.0	7 300	6 350	4 500	6 000	7215B	56	1.19
	160	37	74	2.1	1.1	136	106	13 800	10 800	4 800	6 300	7315	52.5	3.07
	160	37	74	2.1	1.1	125	97.5	12 700	9 900	4 100	5 400	7315B	68	3.13
80	110	16	32	1	0.6	26.9	28.0	2 740	2 860	5 900	7 800	7916	35.5	0.444
	125	22	44	1.1	0.6	53.5	50.5	5 450	5 150	5 500	7 300	7016	40.5	0.994
	140	26	52	2	1	89.0	76.0	9 100	7 750	5 000	6 600	7216	45	1.39
	140	26	52	2	1	80.5	69.5	8 200	7 050	4 300	5 700	7216B	59	1.42
	170	39	78	2.1	1.1	147	119	15 000	12 100	4 500	5 900	7316	55.5	3.65
	170	39	78	2.1	1.1	135	109	13 800	11 100	3 800	5 100	7316B	72	3.72
85	120	18	36	1.1	0.6	36.0	38.0	3 700	3 850	5 500	7 400	7917	38.5	0.628
	130	22	44	1.1	0.6	54.5	53.5	5 600	5 450	5 100	6 900	7017	42	1.04
	150	28	56	2	1	99.5	88.5	10 100	9 050	4 700	6 200	7217	48	1.78
	150	28	56	2	1	90.0	80.5	9 150	8 200	4 000	5 300	7217B	63.5	1.82

1) Este valor se logra con jaulas maquinadas; cuando se utilizan jaulas prensadas, sólo el 80% de este valor es aceptable.
 2) Los números que llevan el sufijo "B" tienen un ángulo de contacto de 40°; los rodamientos sin sufijo tienen ángulos de contacto de 30°.
 3) Dimensión mínima permitida para el chaflán r o r_s.

UCHP2

NTN

Pillow blocks cast housing high center height
Set screw type

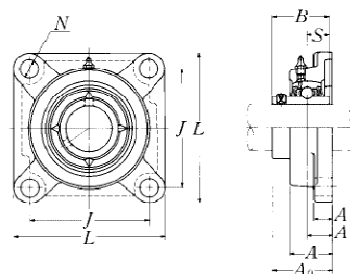


Shaft dia. mm inch	Unit number ¹⁾	Nominal dimensions										Bolt size mm inch	Bearing number		
		H		L		J		A		mm				inch	
		H ₁	H ₂	L	J	A	N	N _i	H ₁	H ₂	B			S	
12 1/2	UCHP201D1 UCHP201-008D1	70 2#4	127 5	95 3#4	40 1 (1/16)	13 1/2	19 #4	13 1/2	101 3#1/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 #8	UC201D1 UC201-008D1		
15 (1/16 3/8	UCHP202D1 UCHP202-009D1 UCHP202-010D1	70 2#4	127 5	95 3#4	40 1 (1/16)	13 1/2	19 #4	13 1/2	101 3#1/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 #8	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1		
17 1 1/16	UCHP203D1 UCHP203-011D1	70 2#4	127 5	95 3#4	40 1 (1/16)	13 1/2	19 #4	13 1/2	101 3#1/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 #8	UC203D1 UC203-011D1		
20 #4	UCHP204D1 UCHP204-012D1	70 2#4	127 5	95 3#4	40 1 (1/16)	13 1/2	19 #4	13 1/2	101 3#1/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 #8	UC204D1 UC204-012D1		
25 1#1/16 3/8 1#1/16 1	UCHP205D1 UCHP205-013D1 UCHP205-014D1 UCHP205-015D1 UCHP205-100D1	80 3#3/32	142 5 1/32	105 4 1/8	50 1#1/32	13 1/2	19 #4	13 1/2	114 4 1/2	34.1 1.3425	14.3 0.563	M10 #8	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1 UC205-100D1		
30 1 1/16 1 1/8 1#1/16 1 1/4	UCHP206D1 UCHP206-101D1 UCHP206-102D1 UCHP206-103D1 UCHP206-104D1	90 3#5/16	165 6 1/2	120 4#1/32	50 1#1/32	17 e1/32	21 1#1/16	16 3/8	130 5 1/8	38.1 1.5000	15.9 0.626	M14 1/2	UC206D1 UC206-101D1 UC206-102D1 UC206-103D1 UC206-104D1		
35 1 1/4 1#1/16 1#3/8 1 1/16	UCHP207D1 UCHP207-104D1 UCHP207-105D1 UCHP207-106D1 UCHP207-107D1	95 3#5/16	166 6 1/8	127 5	60 2#8	17 e1/32	21 1#1/16	18 e#3/32	140 5 1/2	42.9 1.6890	17.5 0.689	M14 1/2	UC207D1 UC207-104D1 UC207-105D1 UC207-106D1 UC207-107D1		
40 1 1/2 1 (1/16)	UCHP208D1 UCHP208-108D1 UCHP208-109D1	100 3 1/2	184 7 1/4	136 5 1/2	70 2#4	17 e1/32	21 1#1/16	20 e#3/32	150 5 e1/32	49.2 1.9370	19 0.748	M14 1/2	UC208D1 UC208-108D1 UC208-109D1		

Remarks: 1) These numbers indicate relubricatable type. If maintenance free type is needed, please order without suffix "D1".
Note: Please refer to page 25 for size of grease fitting.

UCF2

NTN

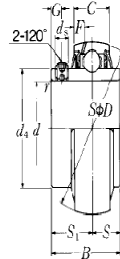
Flanged units cast housing
Set screw type


Shaft dia. mm inch	Unit number ¹⁾	Nominal dimensions									Bolt size mm inch	Bearing number
		<i>I</i>	<i>J</i>	<i>A</i> ₂	<i>A</i> ₁	<i>A</i>	<i>N</i>	<i>A</i> ₀	<i>B</i>	<i>S</i>		
12 !2	UCF201D1 UCF201-008D1	86 3#8	64 2#64	15 !(32	11 8!16	25.5 1	12 !%32	33.3 1%16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 #8	UC201D1 UC201-008D1
15 (16 %8	UCF202D1 UCF202-009D1 UCF202-010D1	86 3#8	64 2#64	15 !(32	11 8!16	25.5 1	12 !%32	33.3 1%16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 #8	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1
17 !16	UCF203D1 UCF203-011D1	86 3#8	64 2#64	15 !(32	11 8!16	25.5 1	12 !%32	33.3 1%16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 #8	UC203D1 UC203-011D1
20 #4	UCF204D1 UCF204-012D1	86 3#8	64 2#64	15 !(32	11 8!16	25.5 1	12 !%32	33.3 1%16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 #8	UC204D1 UC204-012D1
25 !#16 88 !%16 1	UCF205D1 UCF205-013D1 UCF205-014D1 UCF205-015D1 UCF205-100D1	95 3#4	70 2#4	16 %8	13 !2	27 1!16	12 !%32	35.8 1!#32	34.1 1.3425	14.3 0.563	M10 #8	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1 UC205-100D1
30 1!16 1!8 1#16 1!4	UCF206D1 UCF206-101D1 UCF206-102D1 UCF206-103D1 UCF206-104D1	108 4!4	83 3!864	18 %64	13 !2	31 1832	12 !%32	40.2 1#864	38.1 1.5000	15.9 0.626	M10 #8	UC206D1 UC206-101D1 UC206-102D1 UC206-103D1 UC206-104D1
35 1!4 1%16 1#8 1&16	UCF207D1 UCF207-104D1 UCF207-105D1 UCF207-106D1 UCF207-107D1	117 4!(32	92 3%8	19 #4	15 !(32	34 1!132	14 #%64	44.4 1#4	42.9 1.6890	17.5 0.689	M12 8!16	UC207D1 UC207-104D1 UC207-105D1 UC207-106D1 UC207-107D1
40 1!2 1(16	UCF208D1 UCF208-108D1 UCF208-109D1	130 5!8	102 4!64	21 %64	15 !(32	36 1!#32	16 %8	51.2 2!64	49.2 1.9370	19 0.748	M14 !2	UC208D1 UC208-108D1 UC208-109D1
45 1%8 1!16 1#4	UCF209D1 UCF209-110D1 UCF209-111D1 UCF209-112D1	137 5!#32	105 4(64	22 %64	16 %8	38 1!2	16 %8	52.2 2!16	49.2 1.9370	19 0.748	M14 !2	UC209D1 UC209-110D1 UC209-111 UC209-112

Remarks: 1) These numbers indicate relubricatable type. If maintenance free type is needed, please order without suffix "D1".
 Note: Please refer to page 25 for size of grease fitting.

UC2 **NTN** **UC2**

Ball bearings
Set screw type



Shaft dia. mm inch	Bearing number ¹⁾	Nominal dimensions											Basic load ratings		Mass
		d	D	B	C	r _s mm min.	S	S ₁ inch	G	ds	da	F	N dynamic C _d	lbf static C _{or}	kg lb
12 .12	UC201D1 UC201-008D1	12 0.5000	47 1.8504	31 1.2205	17 0.6693	0.6 0.024	12.7 0.500	18.3 0.720	4.5 0.177	M5 X 0.8 No.10-32UNF	29.6 1.1654	4.7 0.185	12 800 2 890	6 650 1 500	0.21 0.46
15 (.16) .18	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1	15 0.5625 0.6250	47 1.8504	31 1.2205	17 0.6693	0.6 0.024	12.7 0.500	18.3 0.720	4.5 0.177	M5 X 0.8 No.10-32UNF	29.6 1.1654	4.7 0.185	12 800 2 890	6 650 1 500	0.20 0.44 0.42
17 .176	UC203D1 UC203-011D1	17 0.6875	47 1.8504	31 1.2205	17 0.6693	0.6 0.024	12.7 0.500	18.3 0.720	4.5 0.177	M5 X 0.8 No.10-32UNF	29.6 1.1654	4.7 0.185	12 800 2 890	6 650 1 500	0.18 0.39
20 .2	UC204D1 UC204-012D1	20 0.7500	47 1.8504	31 1.2205	17 0.6693	1 0.039	12.7 0.500	18.3 0.720	4.5 0.177	M5 X 0.8 No.10-32UNF	29.6 1.1654	4.7 0.185	12 800 2 890	6 650 1 500	0.17 0.39
25 .2516 .28 .316 .31	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1 UC205-100D1	25 0.8125 0.8750 0.9375 1.0000	52 2.0472	34.1 1.3425	17 0.6693	1 0.039	14.3 0.563	19.8 0.780	5 0.197	M5 X 0.8 No.10-32UNF	33.9 1.3346	4.5 0.177	14 000 3 150	7 850 1 770	0.20 0.53 0.51 0.46 0.44
30 .316 .318 .316 .314	UC206D1 UC206-101D1 UC206-102D1 UC206-103D1 UC206-104D1	30 1.0625 1.1250 1.1875 1.2500	62 2.4409	38.1 1.5000	19 0.7480	1 0.039	15.9 0.625	22.2 0.874	5 0.197	M6 X 0.75 14-23UNF	40.8 1.6063	4.6 0.181	19 500 4 400	11 300 2 540	0.33 0.82 0.77 0.73 0.66
35 .314 .316 .318 .316	UC207D1 UC207-104D1 UC207-105D1 UC207-106D1 UC207-107D1	35 1.2500 1.3125 1.3750 1.4375	72 2.8346	42.9 1.6890	20 0.7874	1.5 0.059	17.5 0.689	25.4 1.000	6 0.236	M6 X 0.75 14-23UNF	46.8 1.8425	4.6 0.181	25 700 5 750	15 300 3 450	0.49 1.21 1.15 1.08 1.01
40 .312 .316	UC208D1 UC208-108D1 UC208-109D1	40 1.5000 1.5625	80 3.1496	49.2 1.9370	21 0.8268	1.5 0.059	19 0.743	30.2 1.189	8 0.315	M8 X 1 1/16-24UNF	53 2.0866	4.5 0.177	29 100 6 550	17 800 4 000	0.65 1.52 1.46
45 .318 .3116 .314	UC209D1 UC209-110D1 UC209-111D1 UC209-112D1	45 1.6250 1.6875 1.7500	85 3.3465	49.2 1.9370	22 0.8661	1.5 0.059	19 0.743	30.2 1.189	8 0.315	M8 X 1 1/16-24UNF	57.5 2.2638	4.9 0.193	32 500 7 350	20 400 4 600	0.70 1.76 1.68 1.57

Remarks: 1) These numbers indicate relubricatable type. If maintenance free type is needed, please order without suffix "D1".

APÉNDICE N

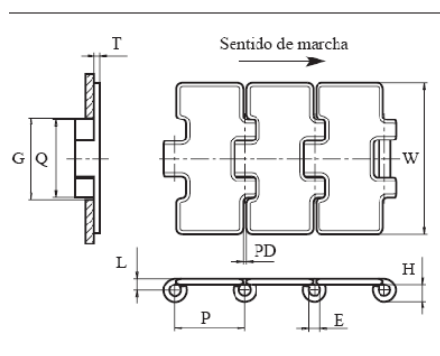
Características de Cadena Plana y Accesorios, UNICHAIN



La aplicación principal es el transporte de botellas de vidrio. P.ej. uni 812 es apta para refrescos, cerveceras, plantas de embotellado y uni 815 para la industria vinícola.

Se recomienda la lubricación de la cadena. Las cadenas pueden suministrarse con superficie pulida hasta anchos de 114.3 mm (4.50 pulgadas):

Tipo SSX. Estas cadenas se usan principalmente para alimentadores lineales y líneas sin presión. La cadena de ancho 82.6 mm (K325 - 3.25 pulgadas) se puede suministrar con mayor distancia entre platillos (PD). Esta cadena tiene un radio de flexión inversa menor. Estas versiones se denominan SSR815 y SSR812 respectivamente.



	mm	pul.
E	6.4	0.25
G	44.5	1.75
H	9.5	0.37
L	6.4	0.25
P	38.1	1.50
Q	42.1	1.66
T	3.1	0.12
PD*	1.8	0.07

* Para uni SSR-K325 PD es 2.8 mm (0.11 pulgadas)

Los artículos con referencia uni en **negrita** son estándar.
Los artículos con referencia uni en *cursiva* se fabrican bajo pedido.

uni 810/812/815 Cadenas de Tablillas • Acero



Tramo recto



38.1 mm (1.50 pulgadas)



Materiales Ver pág. 13



SS304 Ver pág. 13



150 mm (5.9 pulgadas)
SSR812/SSR815:
75 mm (3 pulgadas)



Ver pág. 107



Ver pág. 116



Ver pág. 120



Ver pág. 119



Ver pág. 104



3.048 m = 10 ft
Nº eslabones/caja: 80



S1045 4000 N (899 lbf)

SS430 2250 N (506 lbf)

SS304 2250 N (506 lbf)

	referencia uni			ancho W		peso	
	SS304	SS430	S1045	mm	pul.	kg/m	lb/ft
uni 810/812/815-K225		12SS812K225	12S810K225	57.2	2.25	2.2	1.48
uni 810/812/815-K250	<i>12SS815K250</i>	12SS812K250	12S810K250	63.5	2.50	2.3	1.55
uni 810/812/815-K263		<i>12SS812K263</i>	12S810K263	66.7	2.63	2.4	1.61
uni 810/812/815-K275	<i>12SS815K275</i>	<i>12SS812K275</i>	12S810K275	69.9	2.75	2.4	1.61
uni 810/812/815-K300	<i>12SS815K300</i>	<i>12SS812K300</i>	12S810K300	76.2	3.00	2.6	1.75
uni 810/812/815-K325	12SS815K325	12SS812K325	12S810K325	82.6	3.25	2.6	1.75
uni 810/812/815-K350	<i>12SS815K350</i>	<i>12SS812K350</i>	12S810K350	88.9	3.50	2.7	1.81
uni 810/812/815-K400	12SS815K400	12SS812K400	12S810K400*	101.6	4.00	3.2	2.15
uni 810/812/815-K450	12SS815K450	12SS812K450	12S810K450	114.3	4.50	3.5	2.35
uni 810/812/815-K600	12SS815K600	12SS812K600	12S810K600	152.4	6.00	4.4	2.96
uni 810/812/815-K750	12SS815K750	12SS812K750	12S810K750	190.5	7.50	5.3	3.56
uni R812/R815-K325	<i>12SSR815K325</i>	<i>12SSR812K325</i>		82.6	3.25	2.6	1.75

* Estándar en EEUU.



Ruedas para uni 810/812/815 y uni Tipo Magnético

n° de dientes	diámetro primitivo		eje						referencia uni		
			mín.		máx. plástico		máx. h° fundido		acero	hierro fundido	poliamida
	mm	pul.	mm	pul.	mm	pul.	mm	pul.			
13	82.0	3.23	20.0	0.79	40.0	1.57	50.0	1.97	-	123281513CI	-
19	117.3	4.62	20.0	0.79	40.0	1.57	50.0	1.97	-	123281519CI	123381519N
21	129.2	5.09	20.0	0.79	40.0	1.57	50.0	1.97	123181521SS	123281521CI	123381521N
23	141.2	5.56	20.0	0.79	40.0	1.57	50.0	1.97	-	123281523CI	123381523N
25	153.2	6.03	20.0	0.79	40.0	1.57	50.0	1.97	-	123281525CI	123381525N
27	165.2	6.50	20.0	0.79	40.0	1.57	57.2	2.25	-	123281527CI	123381527N
29	177.2	6.98	20.0	0.79	40.0	1.57	57.2	2.25	-	123281529CI	123381529N
31	189.3	7.45	20.0	0.79	40.0	1.57	57.2	2.25	-	123281531CI	123381531N



Ancho rueda:
42.3 mm (1.67 pul.)

Eje y chavetero bajo pedido.



Ver pág. 119



Materiales

Ver pág. 15

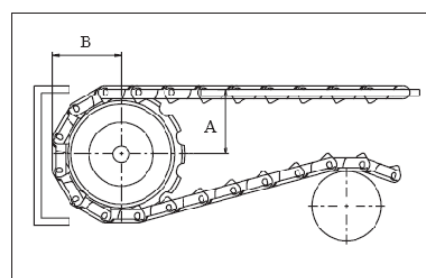


Ver pág. 120



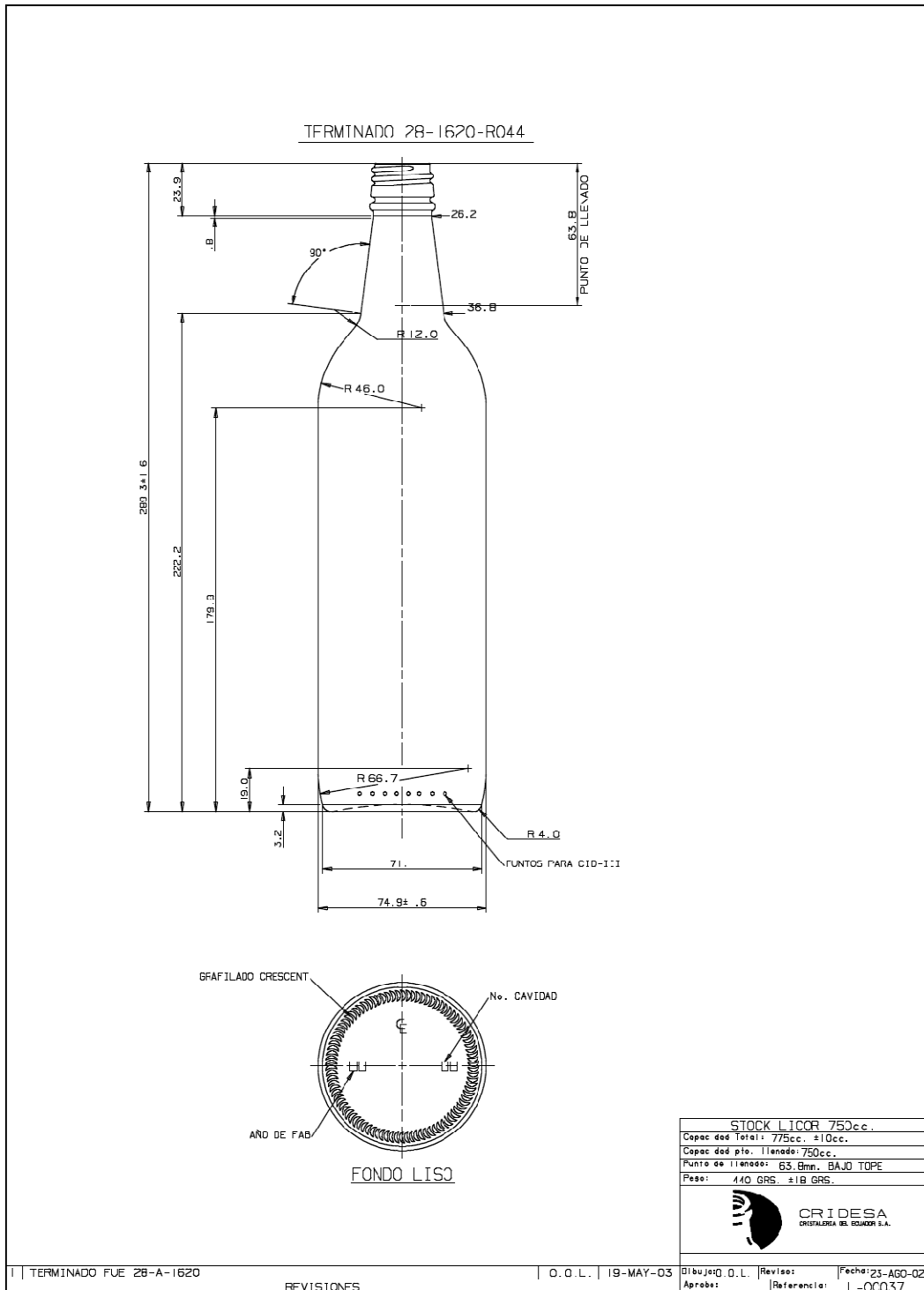
Ver pág. 116

n° de dientes	dimensión mínima de B		distancia guía deslizamiento A	
	mm	pul.	mm	pul.
13	48.0	1.89	39.5	1.56
19	65.0	2.56	61.9	2.44
21	71.0	2.80	67.9	2.67
23	77.0	3.03	73.9	2.91
25	83.0	3.27	79.9	3.15
27	89.0	3.50	85.9	3.38
29	95.0	3.74	91.9	3.62
31	101.0	3.97	97.9	3.85



APÉNDICE O

Dimensiones de Botella con Cierre de Tapa Inviolable



APÉNDICE P

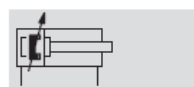
Datos sobre Actuador Neumático FESTO

Cilindros normalizados CRDNG, ISO 15552, acero inoxidable

FESTO

Hoja de datos

Función



Diámetro
32 ... 125 mm

Carrera
10 ... 2 000 mm

www.festo.com

Juegos de piezas de
desgaste
→ 37

Variantes

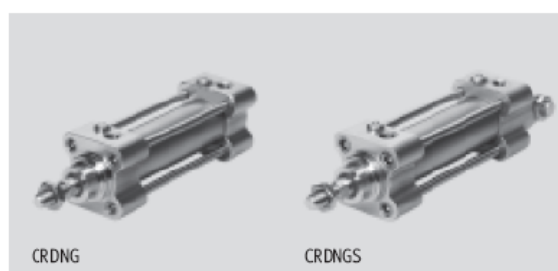


S2



S6

La variante S6 no es apropiada para el contacto directo con alimentos debido a sus juntas y a la grasa lubricante.



Corresponde a la norma

- ISO 15552
- ISO 6431
- DIN ISO 6431
- VDMA 24 562
- NF E49 003.1
- UNI 10 290



DIN



Datos técnicos generales							
Diámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100	125
Conexión neumática	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{1}{2}$
Rosca del vástago	M10x1,25	M12x1,25	M16x1,5	M16x1,5	M20x1,5	M20x1,5	M27x2
Construcción	Émbolo						
	Vástago						
	Camisa del cilindro						
Amortiguación	Regulable en ambos lados						
Carrera de amortiguación [mm]	20	20	23	23	30	30	40
Detección de posiciones	Para detectores de proximidad						
Tipo de fijación	Con accesorios						
	Con rosca interior						
Posición de montaje	Indiferente						

Condiciones de funcionamiento y del entorno	
Variante	CRDNG/CRDNGS S6
Fluido	Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar
Presión de funcionamiento	0,5 ... 10 bar
Temperatura ambiente ¹⁾ [°C]	-20 ... +80 0 ... +120
Clase de resistencia a la corrosión CRC ²⁾	4

1) Tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de los detectores

2) Clase de resistencia a la corrosión 4 según norma de Festo 940 070

Piezas expuestas a gran peligro de corrosión. Piezas expuestas a sustancias agresivas, por ejemplo en la industria alimentaria o química. Si procede, deben realizarse pruebas especiales con las sustancias presentes en estas aplicaciones

Fuerzas [N]							
Diámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100	125
Fuerza teórica con 6 bar en avance	482	753	1 178	1 870	3 015	4 712	7 360
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso	415	633	990	1 682	2 720	4 413	6 880

APÉNDICE Q

Válvula de Accionamiento de Rodillo


Válvulas de conexión roscada G $\frac{1}{8}$, accionamiento indirecto

FESTO

Hoja de datos: válvulas de 3/2 vías

 Caudal
120 l/min

 Temperatura
-10 ... +60°C

 Presión
3,5 ... 8 bar

Juegos de piezas de
desgaste:
→ 17



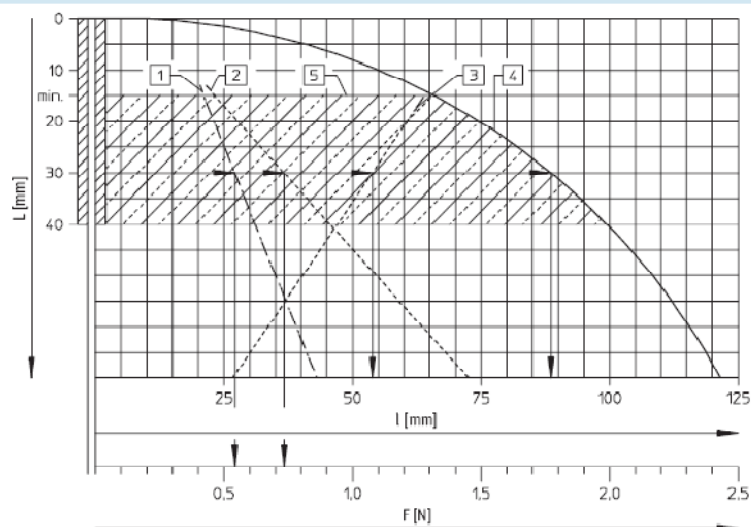
Datos técnicos		Válvula de leva	Válvula con rodillo	Válvula con rodillo escamoteable	Válvula de antena
Tipo de accionamiento		Válvula de leva	Válvula con rodillo	Válvula con rodillo escamoteable	Válvula de antena
Construcción		Válvula de asiento de accionamiento indirecto			
Tipo de fijación		2 taladros en el cuerpo			
Conexión neumática		G $\frac{1}{8}$			
Diámetro nominal	[mm]	3,5			
Caudal normal nominal 1 > 2	[l/min]	120			
Presión de funcionamiento	[bar]	3,5 ... 8			
Fuerza de accionamiento a 6 bar	[N]	3,1	1,8	1,8	→ Diagrama
Precisión de repetición del punto de conmutación	[mm]	±0,1			
Temperatura	[°C]	-10 ... +60			
Materiales	Cuerpo	Aluminio anodizado azul			
	Juntas	Caucho nitrílico			
Peso	[g]	110	120	110	130

Fuerzas F y trayectos de conmutación l con 6 bar en función de la distancia de aproximación L

Válvula de antena

Esta válvula servopilotada con fuerzas de accionamiento mínimas es especialmente apropiada en sistemas de detección de piezas diferentes o de posiciones no precisas o en sistemas de varios niveles de accionamiento. Las piezas pueden topar o sobrepasar la varilla elástica desde cualquier dirección en un ángulo recto en relación con el eje de la varilla.

- 1 Fuerza de conmutación
- 2 Fuerza de avance
- 3 Trayecto de mando
- 4 Trayecto de avance
- 5 Margen de aproximación admisible



Ejemplo:

Si la distancia desde el final del muelle es de 30 mm, se obtiene lo siguiente:

Trayecto de conmutación de 54 mm
Fuerza de conmutación 0,57 N

Trayecto de avance 88 mm
Fuerza de avance 0,75 N

APÉNDICE R

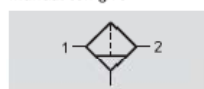
Filtros de Aire

Filtros LF, serie D, ejecución metálica


FESTO


Hoja de datos


Función

 Purga de condensado
Manual con giro


Automática y semiautomática


 Caudal
170 ... 5 300 l/min

 Temperatura
-10 ... +60 °C

 Presión de entrada
0 ... 16 bar


- Buen grado de filtración de partículas y buena separación de condensado
- A elegir entre cartuchos de 5 µm o 40 µm
- Gran caudal con poca caída de presión
- Con purga manual o automática del condensado
- Nuevos cartuchos filtrantes → 37

Datos técnicos generales																
Tamaño	Micro					Mini			Midi				Maxi			
Conexión neumática	M5	M7	G $\frac{1}{8}$	QS4	QS6	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$	G1	
Fluido	Aire comprimido					Aire comprimido										
Construcción	Filtro sinterizado con separación por fuerza centrífuga					Filtro sinterizado con separación por fuerza centrífuga										
Tipo de fijación	Con accesorios					Con accesorios										
	Montaje en línea					Montaje en línea										
Posición de montaje	Vertical $\pm 5^\circ$					Vertical $\pm 5^\circ$										
Grado de filtración [µm]	5					5 ó 40										
Cantidad máx. de condensado [cm ³]	3					22			43				80			
Presión de entrada [bar]																
Purga de condensado	Manual con giro		0 ... 10			0 ... 16										
	Semiautomática		1 ... 10			-										
	Automática		-			2 ... 12										

Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1.

Caudal nominal normal ¹⁾ q _N [l/min]						
Conexión	Rosca interior			Placa base		
	M5	M7		G $\frac{1}{8}$	QS4	QS6
Micro						
LF	170	280		290	170	280

 1) Con presión inicial p₁ = 6 bar y Δp = 1 bar
Para un funcionamiento correcto es necesario disponer como mínimo de un caudal de 12,5 l/min.

APÉNDICE S

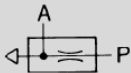
Sensor por Obturación Marca FESTO

Non-Contact Pneumatic Sensors

Back Pressure Sensors

Back Pressure Liquid Level Sensor

Type SD-3-N



This back pressure sensor generates a signal when a certain liquid level is reached.

The device is supplied with compressed air at connection P (black). The recommended supply pressure range is 1.5 to 2.25 psi / 0.1 to 0.15 bar. When the valve is not operating, the supply air flows outward through the sensing tube. As soon as the rising liquid obstructs the opening of the sensing tube, a signal appears at port A (yellow). The signal is proportional to the height of the liquid over the tube opening as well as to weight, reaching as high as the supply pressure. The signal pressure persists as long as the outlet is obstructed by the liquid.

The nominal diameters of tubing or hoses between the liquid surface and the back pressure sensor should be selected on the basis of distance, using the following table:

Tubing Length	Orifice Diameter
20 in / 0.50 m	0.1 in / 2.5 mm
40 in / 1.00 m	0.12 in / 3 mm
100 in / 2.50 m	0.16 in / 4 mm
200 in / 5.00 m	0.24 in / 6 mm

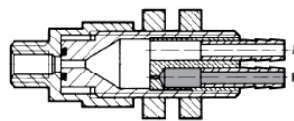


Since the sensing tube comes into contact with liquid, the material selected should be a material capable of withstanding liquid or vapor. Probable temperatures should also be taken into account.

If the surface to be sensed is highly agitated, cushioning should be provided. For this purpose, the sensing tube may be fitted with an outer casing with one or more small holes in the bottom so that the liquid surface within remains calm.

A pneumatic sensing system offers distinct advantages for liquids with a high degree of foam. While electronic sensing devices often respond to foam, the pneumatic signaling device registers a pressure change only if the liquid surface of higher specific gravity reaches it.

Accessories:
Mounting brackets, see page 199.



P = Supply
A = Outlet

Order Number	Part No./Type	7457 SD-3-N
Medium		Compressed air (filtered, unlubricated)
Mounting		M12 x 1 with mounting nuts
Mounting Hole Diameter		0.5 in / 12.5 mm
Connection		Barbed fittings for 3/16 in / 3 mm tubing
Orifice Size		0.1 in / 2.5 mm (throttle 0.016 in / 0.5 mm)
Supply Pressure Range at P*		0-120 psi / 0-8 bar (preferably 1.5-2.25 psi / 0.1-0.14 bar)
Signal Pressure Range at A		0 to supply pressure
Air Consumption at 1.6 psi / 0.1 bar		3.6 x 10 ² SCFM / 1 l/min
Ambient Temperature		-40 to +212°F / -40 to +100°C†
Design		Nozzle, no moving parts
Material		Housing: stainless steel, Al. Seals: Buna N
Weight		0.06 lb / 0.025 kg

* 14 to 140°F / -10 to +60°C temperature range of medium

† Depending on tubing used

BIBLIOGRAFÍA.

1. BEER Y JOHNSTON, Mecánica Vectorial Para Ingenieros – Dinámica, McGraw Hill Interamericana, Tercera Edición, México, 1982.
2. BEER Y JOHNSTON, Mecánica Vectorial Para Ingenieros – Estática, McGraw Hill Interamericana, Quinta Edición, México, 1999.
3. NTN CORPORATION, Catalogo de Rodamientos, NTN Co, 2004.
4. NTN CORPORATION, Catalogo de Chumaceras, NTN Co, 2004.
5. ROBERT L. NORTON, Diseño de Maquinas, Prentice Hall Pearson, Primera Edición, México, 1999.
6. ROBERT L. NORTON, Diseño de Maquinarias, McGraw Hill, Tercera Edición, México, 2005.
7. JOSEPH EDWARD SHYGLEY, Teoría de Maquinas y Mecanismos, McGraw Hill, Primera Edición, México, 1988, pág. 374 a 377.