

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

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

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CAPSULADORA
PARA ENVASES PLÁSTICOS TAPA ROSCA DE 250 MILILITROS
HASTA 1000 MILILITROS CON UNA CAPACIDAD DE 26
BOTELLAS POR MINUTO PARA LA MICROEMPRESA
ANDIPACK.”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

ANDRÉS VLADIMIR CAMPAÑA ENRÍQUEZ

PABLO MARCELO CONTRERAS JÁCOME

DIRECTOR: ING. FERNANDO OLMEDO

CODIRECTOR: ING. BORYS CULQUI

Sangolquí, 2011-11-25

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CAPSULADORA PARA ENVASES PLÁSTICOS TAPA ROSCA DE 250 MILILITROS HASTA 1000 MILILITROS CON UNA CAPACIDAD DE 26 BOTELLAS POR MINUTO PARA LA MICROEMPRESA ANDIPACK” fue realizado en su totalidad por los Sres. ANDRÉS VLADIMIR CAMPAÑA ENRÍQUEZ y PABLO MARCELO CONTRERAS JÁCOME como requerimiento para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

**Ing. Fernando Olmedo S.
DIRECTOR**

**Ing. Borys Culqui C.
CODIRECTOR**

Sangolquí, 2011-11-25

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CAPSULADORA PARA ENVASES PLÁSTICOS TAPA ROSCA DE 250 MILILITROS HASTA 1000 MILILITROS CON UNA CAPACIDAD DE 26 BOTELLAS POR MINUTO PARA LA MICROEMPRESA ANDIPACK”

Elaborado por:

Andrés Vladimir Campaña Enríquez

CI: 1716879349

Pablo Marcelo Contreras Jácome

CI: 1721143350

Ing. Xavier Sánchez
DIRECTOR DE LA CARRERA

Sangolquí, 2011-11-25

DEDICATORIA

A mis padres, por ser un pilar muy importante en mi vida y un gran ejemplo de honestidad y perseverancia.

ANDRÉS CAMPAÑA

A mis padres Darwin y Anita, quienes han sido un apoyo fundamental durante toda mi vida,

A Dios, que siempre vela por mí,

A mi abuelita Teresa, pieza elemental en mi vida.

PABLO CONTRERAS

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a la empresa TECINDAUT, al personal de la empresa TANASA y a todas las personas y amigos que me brindaron su apoyo durante el desarrollo de este proyecto que hoy ha sido culminado con éxito.

ANDRÉS CAMPAÑA

Agradezco a todas las personas que contribuyeron con su granito de arena, en especial a mi novia Grace Almeida, a la empresa TECINDAUT (Marcelo Trujillo, Juan Pablo Velásquez), a Emilio Jiménez, a la empresa INGSAMM (Santiago Males, Mauro), a mis compañeros de TANASA (Carlos Poveda, Pablo Escobar, Albaro Aguilar, Julián Salazar, Pablo Hernández, David Ortiz), a mi amigo Jaime Santamaría (Talleres Carchi) y demás para lograr la culminación con éxito de este proyecto.

PABLO CONTRERAS

INDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	iii
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTOS	v
INDICE DE CONTENIDOS	vi
INDICE DE CUADROS	xi
INDICE DE FIGURAS	xiii
LISTADO DE ANEXOS	xvi
NOMENCLATURA	xvii
RESUMEN	xxii
CAPÍTULO I: GENERALIDADES	1
1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.2. ANTECEDENTES.....	2
1.3. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	2
1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	3
1.5. OBJETIVOS.....	3
1.4.1. General	3
1.4.2. Específicos.....	4
1.5. ALCANCE.....	4
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO	5
2.1. DATOS GENERALES.....	5
2.1.1. Tipos de productos envasados.....	5
2.1.2. Datos de producción	6
2.1.3. Envases	7

2.1.4. El proceso de sellado	8
2.2. MÁQUINAS CAPSULADORAS	9
2.2.1. Máquina capsuladora automática rotativa por pasos	10
2.2.2. Máquina capsuladora automática rotativa	12
2.2.3. Máquina capsuladora automática lineal	12
2.2.4. Máquina capsuladora semi-automática	13
2.2.5. Máquinas de capsulado manual	15
2.3. ELEMENTOS Y MECANISMOS	16
2.3.1 Cabezales capsuladores	16
2.3.1.1. Cabezal magnético	16
2.3.1.2. Cabezal electromagnético	17
2.3.1.3. Cabezal mecánico	18
2.3.1.4. Cabezal neumático (Mordazas de ajuste)	19
2.3.1.5. Cabezal con mecanismo de balancín	19
2.3.2. Mecanismos de transmisión	20
2.3.2.1. Engranajes Rectos	20
2.3.2.2. Mecanismo de Ginebra	21
CAPÍTULO III: ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA PLANTA	25
3.1. ANÁLISIS DEL PROCESO DE ENVASADO	25
3.1.1. Área de mezclado y pasteurización	25
3.1.2. Área de llenado	25
3.1.3. Área de Sellado	26
3.1.4. Área de Etiquetado	26
3.2. ANALISIS DE TIEMPOS	29
3.2.1. Situación actual	29
3.2.2. Situación implementando máquina	30
3.2.3. Determinación de la velocidad de la máquina	30

3.2.4. Propuesta.....	31
CAPÍTULO IV: DISEÑO DE LA MÁQUINA CAPSULADORA.....	32
4.1. ANÁLISIS PARA EL DISEÑO.....	32
4.1.1. Alternativas	32
4.1.2. Toma de Decisiones.....	38
4.2. SISTEMA POSICIONADOR DE ENVASES	39
4.2.1. Mecanismo intermitente	39
4.2.1.1. Tiempos del mecanismo.....	39
4.2.1.2. Cinemática del mecanismo de Ginebra	40
4.2.1.3. Dinámica del mecanismo de Ginebra	45
4.2.2. Plato posicionador.....	53
4.2.3. Diseño de flechas.....	55
4.2.3.1. Estado de fuerzas.....	55
4.2.3.2. Análisis Estático.....	65
4.2.3.3. Análisis Dinámico	67
4.2.3.4. Análisis por deflexión.....	67
4.2.3.5. Análisis por vibración.....	68
4.2.3.6. Diámetros resultantes de ejes	68
4.2.3.6. Cálculo de pasadores	68
4.2.3.7. Selección de rodamientos:.....	70
4.2.4. Caja reductora.....	71
4.2.5. Selección de motor eléctrico	75
4.3. SISTEMA CAPSULADOR	79
4.3.1. Capsulador.....	79
4.3.2. Sistema de transmisión	80
4.3.3. Diseño de flechas y acoples.....	82
4.3.4. Selección de motor eléctrico	85

4.4. AUTOMATIZACIÓN.....	89
4.4.1. Sistema Electro-neumático	90
4.4.2. Sistema Eléctrico.....	93
4.4.3. Automatización.....	94
4.6. MODELADO DE ELEMENTOS	95
4.6.1 Bastidor.....	95
CAPÍTULO V: CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	98
5.1. RECURSOS	98
5.1.1. Mano de obra	98
5.1.2. Máquinas y herramientas	99
5.1.3. Materiales.....	105
5.1.3.1 Acero inoxidable 304	105
5.1.3.2. Acero AISI 1045.....	106
5.1.3.3. Acero A36.....	106
5.1.3.4. Electrodo de revestimiento 6010.....	106
5.1.3.6. Electrodo de revestimiento 6013.....	107
5.2. PLANOS DE CONJUNTO Y DETALLE	108
5.3. DIAGRAMAS DE PROCESOS	108
5.4. MONTAJE.....	119
5.5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	119
5.5.1. Protocolo de pruebas	119
5.5.2. Instrumentos de medición	119
5.5.3. Procedimientos.....	120
5.5.4. Toma de datos	121
5.5.5. Resultados	123
5.6. AJUSTES.....	124
5.7. MANUAL DE OPERACIÓN	126

5.7.1. Derecho de autor.....	126
5.7.2. Indicaciones generales de seguridad.....	126
5.7.3. Señalización.....	127
5.7.4. Fuentes de peligro.....	127
5.7.5. Dispositivos de seguridad.....	129
5.7.6. Ubicación de los lugares de trabajo.....	129
5.7.7. Características técnicas.....	130
5.7.8. Procedimiento de cambio de formato.....	131
5.7.9. Procedimiento de operación.....	133
5.7.10. Procedimiento de mantenimiento.....	134
5.7.11. Llaves utilizadas.....	134
CAPÍTULO VI: ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO.....	135
6.1. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	135
6.1.1. Costos Directos.....	135
6.1.2. Costos Indirectos.....	138
6.1.3. Resumen de costos.....	138
6.2. ANÁLISIS FINANCIERO.....	138
CAPÍTULO VII: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	142
7.1. CONCLUSIONES.....	142
7.2. RECOMENDACIONES.....	144
BIBLIOGRAFÍA.....	145
ANEXOS.....	¡Error! Marcador no definido.

INDICE DE CUADROS

Cuadro 2.1. Datos de producción ANDIPACK.....	6
Cuadro 2.2. Programa tentativo de producción ANDIPACK.....	7
Cuadro 2.3. Torque requerido de acuerdo al diámetro de la tapa rosca.	9
Cuadro 3.1. Datos de tiempos en segundos tomados durante 20 días de trabajo (microempresa ANDIPACK)	29
Cuadro 3.2. Capacidad de producción actual ANDIPACK.	30
Cuadro 3.3. Capacidad de producción ANDIPACK incrementando solamente la máquina capsuladora.	30
Cuadro 3.4. Velocidad de la máquina capsuladora.	30
Cuadro 3.5. Capacidad de producción de acuerdo con la velocidad de la máquina capsuladora.....	31
Cuadro 4.1. Matriz de selección de tipo de máquina.....	33
Cuadro 4.2. Matriz de selección para tipo de reductor, parte inferior de la máquina.	34
Cuadro 4.3. Matriz de selección para mecanismo intermitente, parte inferior de la máquina.....	35
Cuadro 4.4. Matriz de selección para tipo de reductor, parte superior de la máquina.....	36
Cuadro 4.5. Matriz de selección para tipo de capsulador, parte superior de la máquina.....	37
Cuadro 4.6. Matriz de selección para sistema de automatización.....	38
Cuadro 4.7. Parámetros geométricos del mecanismo de ginebra.....	42
Cuadro 4.8. Inercias y masas de los cuerpos a lo largo del eje de la cruz de ginebra (Sistema 2)	46
Cuadro 4.9. Dimensiones de las botellas	54
Cuadro 4.10. Diámetros resultantes de ejes sistema posicionador	68
Cuadro 4.11. Selección de pasadores	70
Cuadro 4.12. Selección de Rodamientos	70
Cuadro 4.13. Parámetros geométricos de los engranes.	72
Cuadro 4.14. Resultados de esfuerzos y factores de seguridad en engranes.	75
Cuadro 4.15. Inercia de los cuerpos que actúan en el Sistema 1	76
Cuadro 4.16. Características del motor disponible marca SEW USO COME	78

Cuadro 4.17. Rodamientos sistema capsulador.....	85
Cuadro 4.18. Masas e inercias del sistema del Eje3.....	85
Cuadro 4.19. Diagrama de funcionamiento de sistemas de automatización.....	89
Cuadro 4.20. Elementos neumáticos.....	90
Cuadro 4.21. Datos del actuador FESTO DNC 32 - 50 - PPV.....	92
Cuadro 4.22. Elementos eléctricos.....	93
Cuadro 4.23. Pesos de los elementos (primer piso de la estructura).....	95
Cuadro 5.1. Inspección Dimensional.....	121
Cuadro 5.2. Corrientes y Voltajes.....	121
Cuadro 5.3. Periodos Cruz de Ginebra.....	122
Cuadro 5.4. Rendimiento.....	122
Cuadro 5.5. Comprobación de torque requerido ajuste tapa.....	123
Cuadro 5.6. Señalización.....	127
Cuadro 5.7. Características técnicas.....	130
Cuadro 5.8. Llaves utilizadas.....	134
Cuadro 6.1. Costo de Personal.....	135
Cuadro 6.2. Costo de materiales y accesorios.....	135
Cuadro 6.3. Costo de mano de obra.....	137
Cuadro 6.4. Gastos Varios.....	138
Cuadro 6.5. Resumen de costos.....	138
Cuadro 6.6. Análisis de costos ANDIPACK (mensual en dólares) sin maquinaria.	139
Cuadro 6.7. Consumo eléctrico mensual implementando maquinaria.....	139
Cuadro 6.8. Análisis de costos ANDIPACK (mensual en dólares) implementando maquinaria.....	139

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Producto Citrus.....	5
Figura 2.2. Histórico de producción ANDIPACK (Octubre 2009 - Abril 2010)	6
Figura 2.3. Tentativo de producción ANDIPACK (Octubre 2010 - Abril 2011).....	7
Figura 2.4. Envases PET.....	8
Figura 2.5. Máquina capsuladora automática rotativa por pasos (A)	11
Figura 2.6. Máquina capsuladora automática rotativa por pasos (B)	11
Figura 2.7. Máquina capsuladora automática rotativa por pasos (C)	11
Figura 2.8. Máquinas capsuladoras automáticas	12
Figura 2.9. Máquina capsuladora automática lineal	13
Figura 2.10. Máquina capsuladora semi-automática con bastidor (A).....	13
Figura 2.11. Máquina capsuladora semi-automática con bastidor (B).....	14
Figura 2.12. Máquina capsuladora semi-automática con bastidor (C)	14
Figura 2.13. Máquina capsuladora semi-automática sin bastidor.....	15
Figura 2.14. Máquinas capsuladoras manuales para corcho y tapa rosca.....	15
Figura 2.16. Cabezal Magnético.....	17
Figura 2.17. Cabezal Electromagnético	17
Figura 2.18. Embrague Cónico.....	18
Figura 2.19. Embrague de disco	18
Figura 2.20. Cabezal Neumático	19
Figura 2.21. Cabezal con balancín.....	20
Figura 2.22. Engranés Rectos.....	21
Figura 2.23. Rueda de Ginebra Externa (4 ranuras)	22
Figura 2.24. Rueda de Ginebra Interna (4 ranuras)	22
Figura 2.25. Rueda de Ginebra Esférica (4 ranuras).....	22
Figura 2.26. Rueda de Ginebra Externa y Simbología	23
Figura 3.1. Línea de elaboración y envasado ANDIPACK	26
Figura 3.2. Layout ANDIPACK	27
Figura 3.3. Diagrama de procesos ANDIPACK	28
Figura 4.1. Sistema posicionador de envases.....	39
Figura 4.2. Posición inicial del mecanismo de ginebra.....	41
Figura 4.3. Angulo de rotación de la Cruz de Ginebra $f(\theta)$	42
Figura 4.4. Radio de desplazamiento en la Cruz $f(\theta)$	43

Figura 4.5. Velocidad angular de la Cruz de Ginebra $f(\theta)$	44
Figura 4.6. Aceleración angular de la Cruz de Ginebra $f(\theta)$	45
Figura 4.7. Eje de la cruz y sus componentes (Sistema 2).....	45
Figura 4.8. Distancias desde el centro de masa al eje de rotación (Eje2).....	47
Figura 4.9. Torque de la Cruz de Ginebra $f(\theta)$	48
Figura 4.10. Fuerza Tangencial en la Cruz de Ginebra $f(\theta)$	49
Figura 4.11. Obtención de torque Rueda Conductora.....	50
Figura 4.12. Torque de la Rueda Conductora $f(\theta)$	50
Figura 4.13. Análisis de resistencia de la cruz como viga en voladizo	51
Figura 4.14. Plato posicionador de botellas.....	53
Figura 4.15. Columna portante.....	54
Figura 4.16. Guías Externas.....	54
Figura 4.17. Sistema 2	55
Figura 4.18. Descomposición de fuerzas en la cruz de ginebra.....	55
Figura 4.19. Distancias que generan momento en el plato posicionador.	56
Figura 4.20. Estado de fuerzas del Eje 2	57
Figura 4.21. Diagrama de fuerza cortante plano XZ (Eje2)	59
Figura 4.22. Diagrama de fuerza cortante plano YZ (Eje2).....	59
Figura 4.23. Momento Flector en el eje X (Eje2).....	59
Figura 4.24. Momento Flector en el eje Y (Eje2).....	60
Figura 4.25. Elementos en el Eje1	60
Figura 4.26. Fuerzas ejercidas sobre la rueda conductora	61
Figura 4.27. Fuerzas ejercidas sobre el engrane b	61
Figura 4.28. Estado de fuerzas del Eje 1	62
Figura 4.29. Diagrama de fuerza cortante plano XZ (Eje1)	64
Figura 4.30. Diagrama de fuerza cortante plano YZ (Eje1).....	64
Figura 4.31. Diagrama de momento flector en el eje X (Eje1).....	64
Figura 4.32. Diagrama de momento flector en el eje Y (Eje1).....	65
Figura 4.33. Pasador en elementos sujetos a los ejes.....	68
Figura 4.34. Pasadores de expansión.....	69
Figura 4.35. Sentido de giro del par de engranes (Piñón a - Engrane b)	71
Figura 4.36. Fuerzas en los engranes.....	72
Figura 4.37. Sistema Capsulador	79
Figura 4.38. Capsulador magnético	80

Figura 4.39. Ejes sistema capsulador	82
Figura 4.40. Eje capsulador (Eje3)	82
Figura 4.41. Acople de descenso	84
Figura 4.42. Acople pistón	84
Figura 4.43. Diseño sistema electro-neumático y diagrama de estado del actuador	91
Figura 4.44. Diseño circuito automatización	94
Figura 4.45. Circuito de automatización en funcionamiento	94
Figura 4.46. Esfuerzo en el bastidor de la máquina	97
Figura 4.47. Factor de seguridad del bastidor de la máquina	97
Figura 5.1. Torno paralelo	99
Figura 5.2. Fresadora	99
Figura 5.3. Fresadora torreta	100
Figura 5.4. Taladro pedestal	100
Figura 5.5. Alicata	101
Figura 5.6. Playo de presión	101
Figura 5.7. Arco de Sierra	101
Figura 5.8. Martillo	102
Figura 5.9. Tarraja	102
Figura 5.10. Machuelo	102
Figura 5.11. Destornillador	103
Figura 5.12. Llaves hexagonales	103
Figura 5.13. Flexómetro	104
Figura 5.14. Pie de rey	104
Figura 5.15. Escuadra	104
Figura 5.16. Micrómetro interior	105
Figura 5.17. Micrómetro exterior	105
Figura 7.18 Ensamble Eje 1 incorporando pasadores	124
Figura 5.18. Fuentes de peligro	128
Figura 5.20. Elementos formato 1000 ml	131
Figura 5.21. Elementos formato 500 ml	132
Figura 5.22. Elementos formato 250 ml	132

LISTADO DE ANEXOS

ANEXO A: MEMORIA DE CÁLCULO DISEÑO DE FLECHAS Y ENGRANES

ANEXO B: TABLA DE FACTOR DE SERVICIO

ANEXO C: CHECK LIST DE MANTENIMIENTO

ANEXO D: DETALLE PROVEEDORES

ANEXO E: FOTOS

ANEXO F: PLANOS

ANEXO G: CIRCUITO DE FUERZA Y CONTROL

NOMENCLATURA

SIGLAS	SIGNIFICADO
a	Distancia entre centros (Cruz-Rueda conductora)
Acorte	Área de corte en pasadores de expansión
b	Espesor mínimo de un diente de la cruz de ginebra
d3	diámetro polea conducida
d4a, d4b	diámetros polea intermedia
d5	diámetro polea motriz
dmindin	Diámetro mínimo dinámico para ejes
dminest	Diámetro mínimo estático para ejes
F1	Fuerza en la punta de un diente de la Cruz
Fb	Peso de una botella
Fc	Factor de carga
FS	Factor de seguridad
Fsest	Factor de seguridad estático
FSfat	Factor de seguridad de fatiga
Ft	Fuerza Tangencial en la Cruz de Ginebra
Fte	Fuerza en pasadores
Ftmax	Fuerza Tangencial máxima en la Cruz de Ginebra
FTrcmax	Fuerza en el punto de Torque máximo (Rueda Conductora)
Ftt	Fuerza tangencial en el punto de Torque máximo (Cruz de Ginebra)
Fx11	Reacción producida en X por los cojinetes en el punto 1 del eje 1
Fx12	Reacción producida en X por los cojinetes en el punto 1 del eje 2
Fx21	Fuerza en X en el punto 2 del Eje1 (Fuerza normal producida en los engranes)
Fx22	Fuerza en X en el punto 2 del Eje2 (Componente de Ftt)
Fx31	Fuerza en X en el punto 3 del Eje1 (Componente de la fuerza en el punto de Trcmax)
Fx32	Reacción producida en X por los cojinetes en el punto 3 del eje 2
Fx41	Reacción producida en X por los cojinetes en el punto 4 del eje 1
Fy11	Reacción producida en Y por los cojinetes en el punto 1 del eje 1
Fy12	Reacción producida en Y por los cojinetes en el punto 1 del eje 2

Fy21	Fuerza en X en el punto 2 del Eje1 (Fuerza tangencial producida en los engranes)
Fy22	Fuerza en Y en el punto 2 del Eje2 (Componente de Ftt)
Fy31	Fuerza en Y en el punto 3 del Eje1 (Componente de la fuerza en el punto de Trcmax)
Fy32	Reacción producida en Y por los cojinetes en el punto 3 del eje 2
Fy41	Reacción producida en Y por los cojinetes en el punto 4 del eje 1
Fz11	Reacción producida en Z por los cojinetes en el punto 1 del eje 1
Fz12	Reacción producida en Z por los cojinetes en el punto 1 del eje 2
h	Espesor (altura) de la Cruz de Ginebra
I	Inercia total del Sistema 2
i	relación de transmisión
I2	Inercia total del Sistema 2
Ic	Inercia de un cuerpo sobre su propio eje
Ie	Inercia efectiva
Ier	Inercia geométrica
It	Inercia trasladada al eje de rotación
k	Número de pasos de la Cruz de Ginebra
Kfb	Factor de maquinado (flexión)
L1	Longitud de un diente de la Cruz
L21	Longitud entre el cojinete inferior y el engrane b en el eje 1
L22	Longitud entre el cojinete inferior y la cruz de Ginebra en el eje 2
L31	Longitud entre el cojinete inferior y la rueda conductora en el eje 1
L32	Longitud entre el cojinete inferior y el cojinete superior en el eje 2
L41	Longitud entre el cojinete inferior y el cojinete superior en el eje 1
L42	Longitud entre el cojinete inferior y la manzana del plato inferior en el eje 2
M	Momento flector en un diente de la Cruz
M2	Masa total del Sistema 2
Meq	Momento equivalente
Mx1max	Momento máximo en x en el Eje 1
Mx2max	Momento máximo en x en el Eje 2
Mx42	Momento ejercido por las botellas en el punto 4 del Eje2 en la

	dirección X
My1max	Momento máximo en y en el Eje 1
My2max	Momento máximo en y en el Eje 2
My42	Momento ejercido por las botellas en el punto 4 del Eje2 en la dirección Y
n	velocidad requerida para sistema capsulador
n3	revoluciones/minuto Eje 3
n4	revoluciones/minuto Eje 4
n5	revoluciones/minuto Eje 5, motor superior
nrc	Revoluciones por minuto de la Rueda Conductora
P	Potencia motor inferior
Pc1	Potencia necesaria para vencer la inercia en el sistema capsulador
Pc2	Potencia necesaria para sellar una tapa
Pce	Potencia del motor del sistema capsulador
r	Radio de desplazamiento en la cruz
r1	Radio de la rueda conductora
r2	Radio de la Cruz de Ginebra
Sb	Resistencia a la flexión
smax	Distancia máxima entre el eje de la cruz y el tetón
Ssu	Resistencia al cortante en función de la resistencia última
Ssy	Resistencia al cortante en función de la resistencia a la fluencia
Su	Resistencia última
Sy	Resistencia a la fluencia
T	Periodo de la cruz
t	Espesor de pasadores de expansión
Tcruz	Torque de la Cruz de Ginebra
tm	Tiempo de movimiento de la cruz:
Tmax	Torque máximo de la Cruz de Ginebra
tr	Tiempo de reposo de la cruz
Trc	Torque de la Rueda Conductora
Trcmax	Torque máximo de la Rueda Conductora
Tt	Esfuerzo cortante en el Tetón
Tt	Esfuerzo torsionante

T_v	Esfuerzo cortante
T_{z1}	Torque en el Eje 1
T_{z2}	Torque en el eje 2
W_2	Peso del Sistema 2
W_{eje1}	Peso del Eje1
W_{mrc}	Peso de la manzana de la rueda conductora
W_{rc}	Peso de la rueda conductora
z_a	Número de dientes Engrane a
z_b	Número de dientes Engrane b
α	Aceleración angular de la Cruz de Ginebra
α_{max}	Aceleración angular máxima de la Cruz de Ginebra
α_{motor}	Aceleración angular motor inferior
β	Angulo de rotación de la Cruz de Ginebra
β_{Ftmax}	Ángulo de rotación de la Cruz de Ginebra en el punto de Fuerza máxima
β_{max}	Angulo de rotación máximo de la Cruz de Ginebra
β_{Trcmax}	Ángulo de rotación de la Cruz de Ginebra en el punto de Torque máximo (Rueda Conductora)
β_{tt}	Ángulo de rotación de la Cruz de Ginebra en el punto de Torque máximo (Cruz de Ginebra)
ϵ_e	Eficiencia eléctrica motores
ϵ_m	Eficiencia mecánica motores
θ	Variación del ángulo de rotación de la Rueda Conductora
θ_0	Angulo inicial de la Rueda Conductora
λ	Relación r_1/a
σ_1	Esfuerzo flector en un diente de la Cruz
σ_b	Esfuerzo flector
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente
ϕ_e	diámetro de elementos en pasadores
ϕ_t	Diámetro del eje del Tetón
ω_1	Velocidad angular Eje1
ω_2	Velocidad angular Eje2
ω_{cruz}	Velocidad angular de la Cruz de Ginebra

ω_{\max}	Velocidad angular máxima de la Cruz de Ginebra
ω_{motor}	Velocidad angular motor inferior
ω_0	Velocidad angular Eje0
ω_{rc}	Velocidad angular de la rueda conductora (rad/s)

RESUMEN

La microempresa ANDIPACK se vio en la necesidad de mejorar su proceso productivo debido a la exigencia del mercado durante el año 2010, de ahí nace el presente proyecto de grado titulado "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CAPSULADORA PARA ENVASES PLÁSTICOS TAPA ROSCA DE 250 MILILITROS HASTA 1000 MILILITROS CON UNA CAPACIDAD DE 26 BOTELLAS POR MINUTO PARA LA MICROEMPRESA ANDIPACK.", cuyos objetivos son el de mejorar la eficiencia del proceso de producción y optimizar recursos de mano de obra en la microempresa mediante la implementación de una máquina capsuladora (máquina encargada de sellar tapas rosca en envases plásticos por aplicación de un torque).

La ejecución del proyecto tuvo varias etapas como el análisis del funcionamiento del proceso de envasado ANDIPACK, alternativas de diseño de los diferentes mecanismos, diseño de la máquina capsuladora, construcción y adquisición de elementos, montaje, pruebas de funcionamiento y análisis económico - financiero.

Las principales características de la máquina capsuladora son: Velocidad de 26 botellas por minuto, gama de envasado de 250 mililitros hasta 1000 mililitros para envases tipo PET con tapas de diámetro 28 milímetros, de tipo rotativa por pasos conducida por un mecanismo de ginebra, transmisión inferior compuesta por engranajes de dientes rectos y superior por poleas en V, consta de un mecanismo que permite bajar a un cabezal capsulador de tipo magnético hasta una posición adecuada para capsular las tapas. La automatización se la realizó mediante la aplicación de un PLC que controla al sistema electro-neumático.

La influencia de este proyecto estará encaminada hacia el sector industrial dedicado al envasado de bebidas con envases plásticos de tapa rosca, motivando a la pequeña y mediana empresa a automatizar sus procesos e incrementar su capacidad de producción.

Como resultado a este proyecto se tiene a la máquina capsuladora operativa y con un rendimiento del cien por ciento respecto al capsulado y su velocidad de producción.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. INTRODUCCIÓN

El sector industrial ecuatoriano dedicado a la elaboración de bebidas, ha tecnificando sus procesos con el transcurso del tiempo, adquiriendo maquinaria específica para cada etapa del proceso a manera que la demanda del producto aumenta; es así como tenemos en la actualidad gran variedad de maquinaria de acuerdo al nivel de producción de cada empresa sea a volúmenes altos, medios o bajos. Las grandes empresas envasadoras de bebidas en el Ecuador tienen varias líneas de llenado completamente automatizadas como es el caso de Tesalia Springs Company quienes manejan altos volúmenes de producción y disponen de máquinas capsuladoras con capacidades de 32000 envases por hora; sin embargo existen otras industrias más pequeñas que todavía manejan procesos de capsulado manual donde se alcanzan producciones muy bajas de alrededor de 200 envases por hora.

ANDIPACK nace el 13 de Septiembre del 2003 y empieza su actividad económica como un taller artesanal dedicado a la producción y comercialización de bebidas siendo su primer producto un jugo de naranja llamado POON C. En el año 2007 firma un contrato con la empresa PARAMOUNT BISHOP para envasar un zumo de limón para comidas conocido como CITRUS, producto que se sigue envasando hasta la actualidad.

ANDIPACK se encuentra dentro de las empresas de bajos volúmenes de producción, sin embargo, esta microempresa ha decidido ampliar su volumen de producción a un nivel medio para los siguientes periodos, motivo por el cual, la implementación de una maquinaria especializada para sus procesos sería de vital

importancia para cumplir con sus objetivos y no incrementar el número de trabajadores necesarios en su cadena de producción.

1.2. ANTECEDENTES

La microempresa ANDIPACK cuenta con un proceso de elaboración de bebidas (jugos con saborizantes) conformado por un tanque de mezclado, un pasteurizador, un presurizador y una línea de llenado con cuatro inyectores, el proceso de llenado es semiautomático, una persona se encarga de colocar las botellas plásticas bajo cada inyector y activa un micro-switch para suministrar el líquido durante un tiempo controlado por un temporizador. El proceso de sellado es realizado por uno o dos operadores, los cuales se encargan de colocar y sellar las tapas-rosca manualmente dando como resultado un proceso poco eficaz.

Durante los últimos periodos la microempresa ANDIPACK se ha dedicado a la producción de zumo de limón CITRUS con una producción máxima de 1600 botellas por cada turno de trabajo de 5 horas, logrando cumplir en su mayoría con el objetivo producción establecido por la empresa PARAMOUNT BISHOP; sin embargo, el objetivo producción para los futuros periodos será de 50000 unidades por mes y con tendencia a seguir en aumento.

1.3. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El programa de producción propuesto por la empresa contratante PARAMOUNT BISHOP, exige a ANDIPACK una producción máxima de 50000 unidades por mes para los siguientes periodos, cantidad que resulta imposible de alcanzar con la disponibilidad de maquinaria actual de la empresa dentro de un turno diario de trabajo, puesto que la capacidad máxima de producción actual es de 32000 botellas por mes.

El propietario de la empresa ANDIPACK está automatizando la planta y parte del proceso es adquirir una máquina capsuladora que no solo cubra la demanda de 50000 unidades mensuales sino que esta pueda alcanzar volúmenes de

producción cercanos a las 140000 unidades mensuales para poder envasar nuevos productos como los cocteles MARGARITA MIX, LOVE & MARY y PIÑA COLADA a parte del ya mencionado CITRUS en un futuro cercano.

1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

Para cumplir con este objetivo de producción la microempresa tendría que adquirir una maquinaria con una capacidad superior a las 140000 botellas al mes, las cuales en el mercado poseen valores superiores a los \$25000 y adquirirla sería de gran dificultad por carecer de financiamiento en el actual momento, sin contar que su layout de planta no dispone de un espacio físico para este tipo de instalaciones. Otra alternativa sería incrementar la mano de obra y turnos de trabajo lo cual aparte de generar un proceso ineficiente aumentaría los costos de producción.

Analizando esta situación, la microempresa ANDIPACK solicita la ejecución de un proyecto con la participación de los estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la ESPE para el diseño y construcción de una máquina capsuladora que satisfaga las necesidades de la microempresa.

1.5. OBJETIVOS

1.4.1. General

Diseñar y construir una máquina capsuladora para envases plásticos tapa rosca con el fin de mejorar la eficiencia del proceso de producción y optimizar recursos de mano de obra en la microempresa ANDIPACK.

1.4.2. Específicos

- Analizar los procesos y sistemas existentes en la microempresa ANDIPACK.
- Identificar los requerimientos de diseño del proceso de sellado y evaluar la mejor alternativa.
- Diseñar los sistemas y elementos de la máquina capsuladora.
- Realizar un estudio económico y financiero que permita establecer los costos del proyecto.
- Construir y poner en marcha la máquina capsuladora.

1.5. ALCANCE

La máquina capsuladora será diseñada y construida acorde con los requerimientos de la microempresa respecto a volúmenes de producción, espacio disponible y costos de fabricación con el fin de mejorar los estándares de calidad, disponibilidad de tecnología y productividad de la misma.

La máquina constará un sistema posicionador de botellas circular intermitente y un cabezal capsulador que descenderá automáticamente para sellar las tapas de las botellas, su velocidad será de 26 botellas por minuto y servirá para sellar tapas-rosca de 28mm en botellas plásticas PET de 250ml, 500ml y 1000ml.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. DATOS GENERALES

2.1.1. Tipos de productos envasados

Citrus

Es un producto utilizado como zumo de limón para ensaladas y comidas, es el producto que mayoritariamente se envasa en ANDIPACK. Su presentación viene en botellas de plástico tapa rosca de 500 ml.



Figura 2.1. Producto Citrus

Cocteles

En las próximas temporadas la empresa comenzará a envasar una nueva línea de bebidas con un ligero contenido de alcohol, estas bebidas son los cocteles Love & Mary, Margarita Mix y Piña Colada.

2.1.2. Datos de producción

Durante los últimos periodos la microempresa ANDIPACK se ha dedicado a la producción de zumo de limón CITRUS con una producción máxima de 1600 botellas por cada turno de trabajo de ocho horas, logrando cumplir en su mayoría con el objetivo producción establecido por la empresa PARAMOUNT BISHOP como se detalla a continuación:

Cuadro 2.1. Datos de producción ANDIPACK

MESES	2009			2010			
	Octubre	Noviembre	Diciembre	Enero	Febrero	Marzo	Abril
DATOS							
Producción real	18340	19920	20000	15000	18000	19650	19220
Objetivo producción	19000	20000	20000	15000	18000	20000	20000
% Cumplimiento	96,5%	99,6%	100,0%	100,0%	100,0%	98,3%	96,1%

OBJETIVO PRODUCCIÓN POR PRODUCTO							
PRODUCTOS \ MESES	Octubre	Noviembre	Diciembre	Enero	Febrero	Marzo	Abril
CITRUS	19000	20000	20000	15000	18000	20000	20000

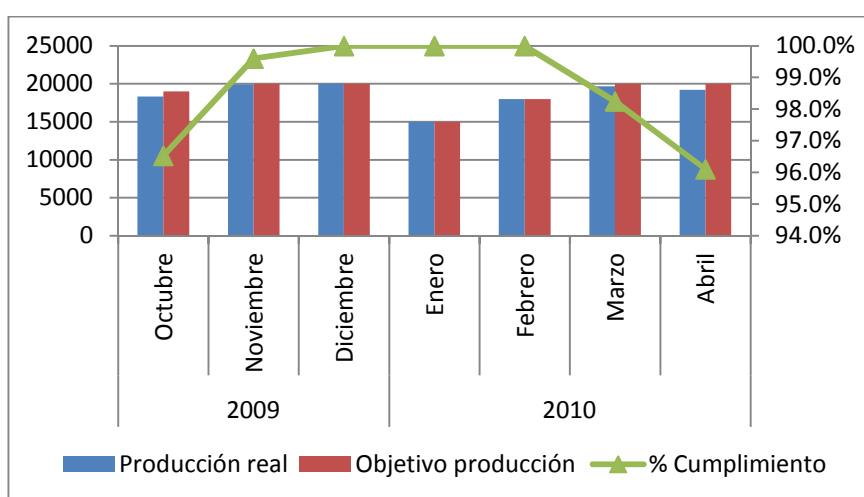


Figura 2.2. Histórico de producción ANDIPACK (Octubre 2009 - Abril 2010)

Cuadro 2.2. Programa tentativo de producción ANDIPACK

DATOS	MESES	2010			2011		
		Octubre	Noviembre	Diciembre	Enero	Febrero	Marzo
Capacidad máxima		32000	32000	32000	32000	32000	32000
Objetivo producción		20000	20000	50000	41000	45000	49000
% Cumplimiento		100,0%	100,0%	64,0%	78,0%	71,1%	65,3%

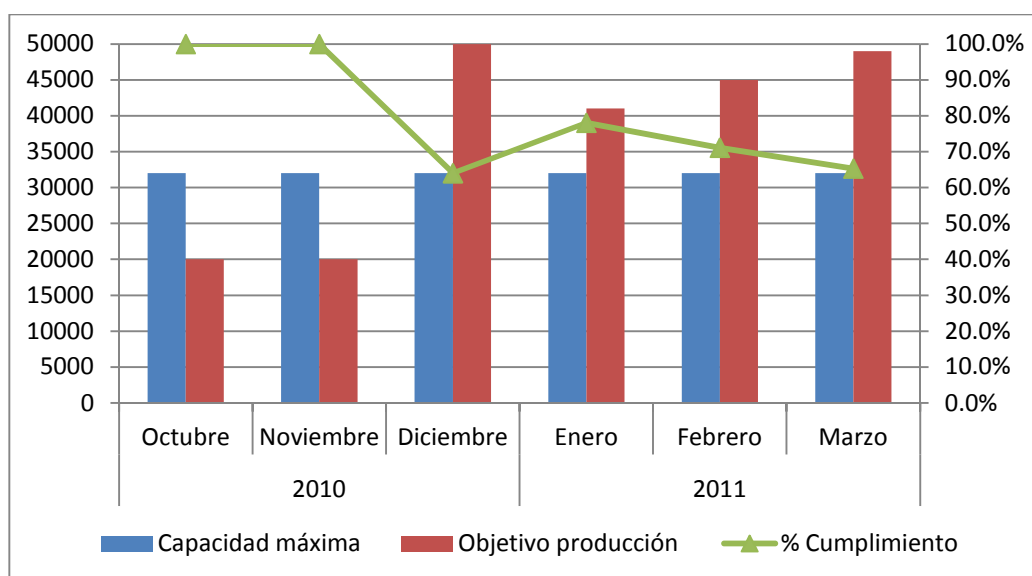


Figura 2.3. Tentativo de producción ANDIPACK (Octubre 2010 - Abril 2011)

2.1.3. Envases

El PET (Tereftalato de polietileno) representa uno de los cambios más significativos en términos de materiales de envasado para los mercados de refrescos y zumos de fruta. La mayoría de los envases que manejamos en nuestra vida cotidiana están elaborados con PET el cual reúne excelentes características como claridad, buena resistencia a la rotura, acabado de cuello coherente y es apto para el reciclado.



Figura 2.4. Envases PET

2.1.4. El proceso de sellado

El sellado es una etapa muy importante en el proceso de envasado de líquidos y viene inmediatamente después del proceso de llenado. Esta etapa consiste en colocar el sello de seguridad (tapas) a los recipientes que contienen el líquido envasado para evitar que este se derrame al momento de ser transportado, se conserve en buenas condiciones y no pueda ser adulterado una vez ya en el mercado.

Los métodos de sellado varían de acuerdo al tipo de tapa y de recipiente, las máquinas encargadas de realizar este proceso son conocidas como capsuladoras cuando utilizan mecanismos tipo embrague que ajustan las tapas rosca en los recipientes hasta alcanzar el torque necesario y desacoplarse.

En la siguiente tabla se muestran los torques requeridos para ajustar una tapa rosca de acuerdo a su diámetro:

Cuadro 2.3. Torque requerido de acuerdo al diámetro de la tapa rosca.¹

Application Torque Guide
** Torque is measured as inch.lbs.*

Cap Size (MM)	Onto a Plastic Container	Onto a Glass Container
15	7-9	6-9
18	8-10	7-10
20	10-12	8-12
22	11-14	9-14
24	12-15	10-15
28	13-17	11-17
33	16-20	13-20
38	19-23	15-23
43	21-26	17-26
45	23-28	18-28
48	24-29	19-29
53	27-32	21-32
58	29-35	23-35
63	31-38	25-38
70	35-42	28-42
83	41-49	34-49
89	44-53	36-53
100	48-60	40-60
110	55-65	45-65
120	60-72	48-72



2.2. MÁQUINAS CAPSULADORAS

Las máquinas capsuladoras son las encargadas de realizar el proceso de sellado; en el mercado se encuentra una variedad de máquinas capsuladoras desde manuales hasta totalmente automatizadas.

El proceso de capsulado se compone de varias etapas, las principales son:

- **Transporte de la botella**

Dependiendo de la máquina la botella puede ser transportada de manera línea o rotativa y de igual manera puede tener un movimiento constante o por pasos.

¹ <http://www.kinexcappers.com/>

- **Colocación de la tapa**

La colocación de la tapa se la puede realizar por medio de una máquina solidaria a la capsuladora esta máquina se compone de una tolva giratoria guías para el descenso de la tapa y un mecanismo de retención y entrega de la tapa hacia la botella; otro tipo de mecanismo puede ser por succión, la tapa es absorbida de un depósito y colocada sobre la botella; o la tapa puede ser colocada de manera manual sobre la botella y continuar con el proceso de sellado.

- **Capsulado de la tapa**

En la etapa de sellado interviene un cabezal capsulador el cual puede ser de varios tipos los cuales se detallarán en el punto 2.3.1.

2.2.1. Máquina capsuladora automática rotativa por pasos

Esta máquina es impulsada por un motor-reductor conectado a un mecanismo intermitente (Cruz de Ginebra) que permite que las botellas giren por pasos en una rueda posicionadora, en el primer paso una tapa es colocada en la botella este proceso es realizado mediante un mecanismo solidario que se compone de una tolva giratoria en la cual se deposita una cantidad de tapas las cuales descienden de una en una por guías hacia el pico de la botella (en algunas máquinas este proceso se realiza en la banda transportadora antes de que la botella ingrese a la rueda posicionadora), en algunas máquinas en el segundo paso existe un empujador que da un golpe ligero a la tapa sobre la botella ayudándole a posicionarse mejor, en el tercer paso un cabezal capsulador fijo que tiene un movimiento de desplazamiento positivo y giratorio es encargado de ajustar la tapa al envase mediante un torque necesario que es regulado por medio de un embrague y en el siguiente paso la botella entra en contacto con una banda transportadora que atraviesa por todo el sistema o se conecta a otra rueda para continuar el proceso. Las velocidades de producción de este tipo de maquinaria es alrededor de 2000 – 3000 botellas/hora



Figura 2.5. Máquina capsuladora automática rotativa por pasos (A)



Figura 2.6. Máquina capsuladora automática rotativa por pasos (B)

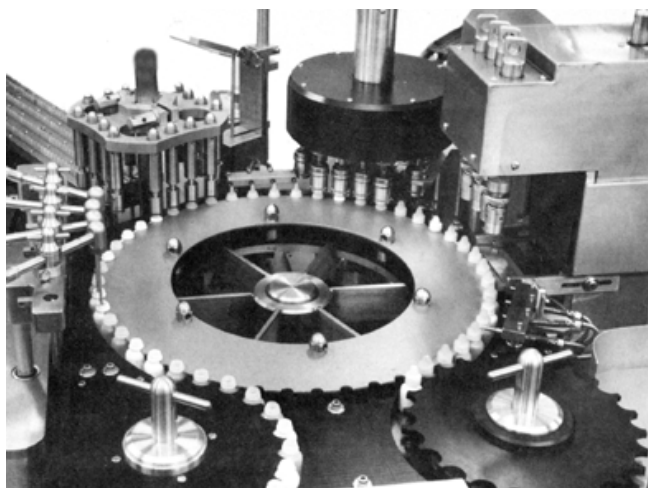


Figura 2.7. Máquina capsuladora automática rotativa por pasos (C)²

² <http://www.colombiapack.com/cobiser/cobisee.htm>

2.2.2. Máquina capsuladora automática rotativa

En máquinas modernas de este tipo se unifican prácticamente todos los procesos de envasado desde el soplado de las botellas hasta el etiquetado de las mismas y son totalmente automatizadas.

Este tipo de máquina a diferencia de la máquina rotativa por pasos tiene un movimiento giratorio constante permitiéndolas alcanzar velocidades de producción elevadas de aproximadamente 30000 botellas/hora. El proceso es similar, las botellas se desplazan en ruedas giratorias concatenadas, el o los cabezales capsuladores en algunas máquinas descienden y rotan (sobre su mismo eje y dentro de la trayectoria circular de la rueda que carga las botellas) al mismo tiempo en otras solo gira y es la botella la que asciende, por lo general el movimiento de desplazamiento positivo se logra mediante levas horizontales.



Figura 2.8. Máquinas capsuladoras automáticas³

2.2.3. Máquina capsuladora automática lineal

En esta máquina se realiza todo el proceso de sellado en manera lineal, las botellas son desplazadas por medio de una banda transportadora en algunas el movimiento de la banda es constante y cuando se realiza el proceso de capsulado

³ <http://www.sick-international.de/Spanisch/Produkte/FUELLENGS.html>

la botella patina sobre la banda detenida por medio de actuadores; en otras los sensores emiten una señal y paran el movimiento de la banda transportadora.

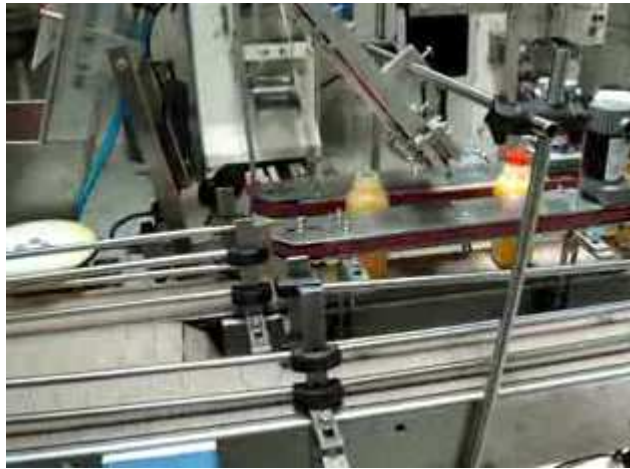


Figura 2.9. Máquina capsuladora automática lineal

2.2.4. Máquina capsuladora semi-automática

Con Bastidor

En este tipo de maquinaria las tapas son colocadas de forma manual sobre la botella y luego se colocan debajo del cabezal capsulador que funciona de forma parecida a un taladro de pedestal, el desplazamiento positivo puede ser por medio manual o por el accionamiento de un pistón neumático.



Figura 2.10. Máquina capsuladora semi-automática con bastidor (A)



Figura 2.11. Máquina capsuladora semi-automática con bastidor (B)⁴

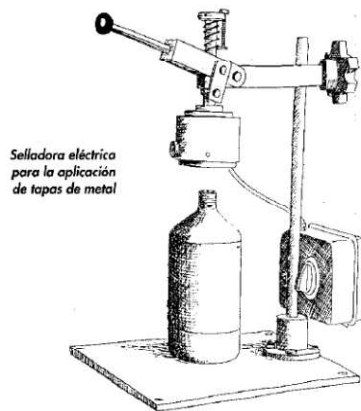


Figura 2.12. Máquina capsuladora semi-automática con bastidor (C)⁵

Sin bastidor

Esta máquina es similar a la anterior con la variación de que no posee un bastidor y el cabezal capsulador es móvil desplazándose con facilidad hacia la botella.

⁴ Copyright © HI-TEK ENGINEERING. <http://www.hitekeng.com/Spanish/capper.html>

⁵ Peggy Oti-Boateng y Ashurst, P. R. (2005). *Chemistry and Technology of Soft Drinks and Fruit Juices*. 2da. ed. Hereford - United Kingdom: Blackwell Publishing. pp. 131-142.



Figura 2.13. Máquina capsuladora semi-automática sin bastidor⁶

2.2.5. Máquinas de capsulado manual

A diferencia de la máquina capsuladora semiautomática el movimiento de sellado se lo realiza de forma manual utilizando mecanismos de manivela en tapas roscadas o a presión en otro tipo de tapas.

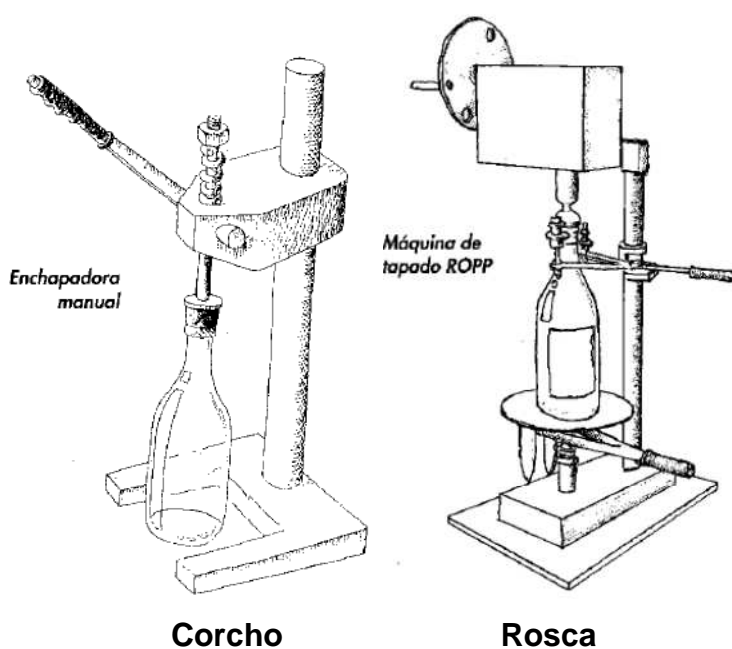


Figura 2.14. Máquinas capsuladoras manuales para corcho y tapa rosca⁷

⁶ <http://www.packingmachinechina.es/3-capping-machine-6.html>

⁷ Peggy Oti-Boateng. Ashurst, P. R. (2005). *Chemistry and Technology of Soft Drinks and Fruit Juices*. 2da. ed. Hereford - United Kingdom: Blackwell Publishing. pp. 131-142.

2.3. ELEMENTOS Y MECANISMOS

2.3.1 Cabezales capsuladores

El cabezal capsulador es un mecanismo en forma de cilindro encargado de sellar la tapa al recipiente por medio de un movimiento rotatorio. Sus partes principales son:

1. Carcasa parte superior
2. Carcasa parte inferior
3. Rodamientos
4. Embrague ó mecanismo de apriete
5. Mandril sellador
6. Brida de montaje

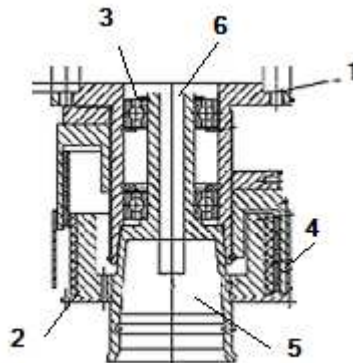


Figura 2.15. Partes de un capsulador⁸

2.3.1.1. Cabezal magnético

Este tipo de cabezales tienen en su interior un embrague magnético (imanes permanentes) que asegura un encapsulado suave de botellas y envases, con protección al sobreesfuerzo para cualquier aplicación en plantas de embotellado.

Diseñado en base a dos cilindros de alineamiento magnético anidados, pero sin contacto físico. Cuando un cilindro entra en rotación, se produce un esfuerzo en el

⁸ http://www.fuiberica.com/Acoplamiento_Industriales/acoplamiento_rimtec.htm

otro cilindro por la interacción de campos magnéticos a través del aire circundante existente entre ambos materiales magnéticos. En la actualidad estos cabezales son los más utilizados debido a su fácil mantenimiento y muy buen funcionamiento.

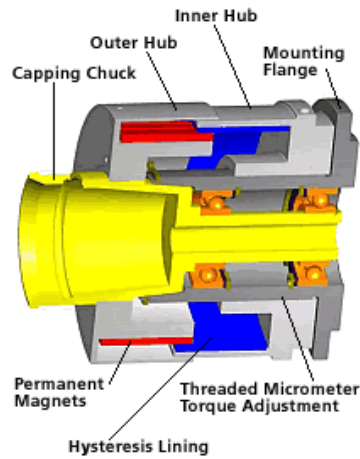


Figura 2.16. Cabezal Magnético⁹

2.3.1.2. Cabezal electromagnético

Este tipo de cabezales tienen en su interior un embrague electromagnético, este mecanismo se embraga cuando un sensor de posición emite una señal indicando que el cabezal se encuentra sobre la tapa y se desembraga mediante un temporizador.

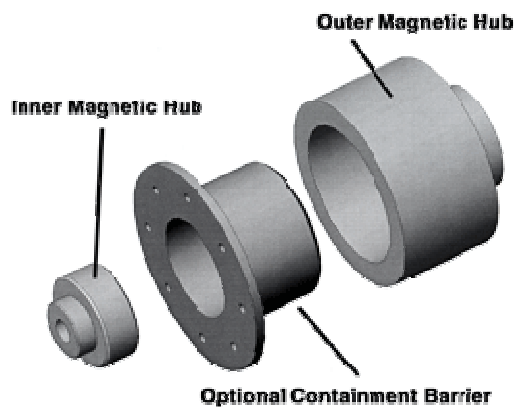


Figura 2.17. Cabezal Electromagnético¹⁰

⁹ http://www.fuiberica.com/Acoplamiento_Industriales/acoplamiento_rimtec.htm

¹⁰ http://www.magnetictech.com/prod_magcoup.htm

2.3.1.3. Cabezal mecánico

Este tipo de cabezales son los menos utilizados en la actualidad debido a que su funcionamiento no es del todo eficiente y requieren de un mayor mantenimiento y revisión continúa. El cabezal que contiene un embrague cónico funciona a manera de freno, el cono exterior (hembra) es semi-fijo y el cono interior es móvil (macho), una vez que el macho desciende y se acopla con la hembra el mecanismo se embraga por el contacto de las dos superficies que tienen una alto coeficiente de rozamiento y se procede con el proceso de sellado y se desembraga cuando los conos suben. El funcionamiento del cabezal que contiene un embrague de discos es similar a diferencia que la limitación de torque viene dada por un resorte que presiona a un par de platos, una vez que se culminó con el proceso de capsulado los discos se desembragan por el exceso de torque y se retira el cabezal.

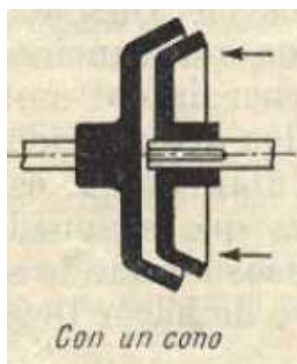


Figura 2.18. Embrague Cónico

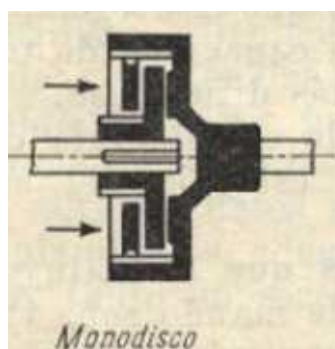


Figura 2.19. Embrague de disco¹¹

¹¹ Elementos de máquinas – Dobrovolski . p. 614

2.3.1.4. Cabezal neumático (Mordazas de ajuste)

Este tipo de cabezal funciona como un pistón, tiene en su interior un émbolo el cual se desplaza cuando el cabezal se encuentra sobre la tapa (posición de ajuste) tiene un mecanismo para que cuando el émbolo se encuentre en su punto muerto superior las mordazas sean cerradas proporcionando el ajuste necesario para capsular la tapa, luego por medio de un temporizador se da el comando a una electroválvula para que el émbolo regrese a su punto muerto inferior y las mordazas dejen de proporcionar presión y el cabezal pueda ascender.



Figura 2.20. Cabezal Neumático¹²

2.3.1.5. Cabezal con mecanismo de balancín

Este tipo de cabezales al igual que los neumáticos capsulan las tapas a las botellas por la deformación de las mismas ocasionado por el apriete de las mordazas el mecanismo consiste en una serie de varillas montadas en un cabezal cilíndrico cónico, cada varilla tiene en el extremo rodamientos que giran alrededor del cono, estas están montadas en articulaciones situadas en el extremo superior y provistas cada una de ellas de un medio tensor, que tiende a mantenerlas pegadas en todo momento a la tapa, consistiendo este medio tensor en un balancín, montado en un eje que se apoya en la varilla en un punto inferior o dedo y superiormente presenta interpuesto un resorte que empuja la varilla y el

¹² <http://www.mechanicalsolutions.com.mx>

balancín, quedando entonces el primer elemento tensionado para adaptarse así en todo momento a la configuración y tamaño de la botella.

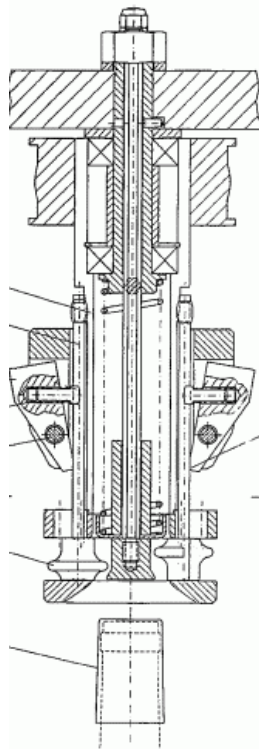


Figura 2.21. Cabezal con balancín¹³

2.3.2. Mecanismos de transmisión

2.3.2.1. Engranajes Rectos

Los engranes son ruedas cilíndricas dentadas que se emplean para transmitir movimiento y potencia desde un eje o flecha giratorio hacia otro. Sus dientes son cortados de forma paralela al eje o flecha donde van montados.

Una regla razonable a seguir en el diseño es usar engranes rectos para aplicaciones de baja velocidad y helicoidales para altas velocidades. Una velocidad alta puede ser considerada cuando en el círculo de paso se exceda los 5000 pies/min o que la velocidad angular del piñón sea mayor a 3600 rpm.¹⁴

¹³ Clasificación Internacional de Patentes CIP 2007. 06/06/2010 <http://patentados.com/patentes/B67B3/10.html>

¹⁴ Deutscham, A. D. (1987). Diseño de Máquinas. Traducido del inglés por José Garza Cárdenas. México: ed. Continental S.A. p. 206.



Figura 2.22. Engranés Rectos

2. 3.2.2. Mecanismo de Ginebra

El mecanismo de Ginebra (conocido como también como Cruz de Malta) es uno de los primeros mecanismos de movimiento intermitente y probablemente el más utilizado cuando la entrada es en forma de rotación continua. Las ruedas de Ginebra están disponibles en una variedad de tamaños de acuerdo con los fabricantes. Estos mecanismos son probablemente menos costosos que las levas o ruedas de estrella y tienen características de rendimiento apropiados de acuerdo con los factores de carga y otros requisitos de diseño.

Ventajas y desventajas

Las ruedas de Ginebra pueden ser las más simples y menos costosas de todos los mecanismos de movimiento intermitente. Como se mencionó antes, vienen en una amplia variedad de tamaños, que van desde los que se utilizan en los instrumentos, a los utilizados en las máquinas herramientas de diversas compañías. Estos mecanismos tienen buenas características de curva de movimiento en comparación con trinquetes sin embargo presentan mayor cambio instantáneo de la aceleración (Jerk).

La Cruz de Ginebra mantiene un buen control de su carga en todo momento, ya que se entrega con la fijación de las superficies del anillo, para mantener la producción durante períodos de reposo. Además, si su tamaño es adecuado respecto a la carga, estas presentarán una larga vida útil.

Tipos de ruedas de Ginebra

-Externa (es el más popular)

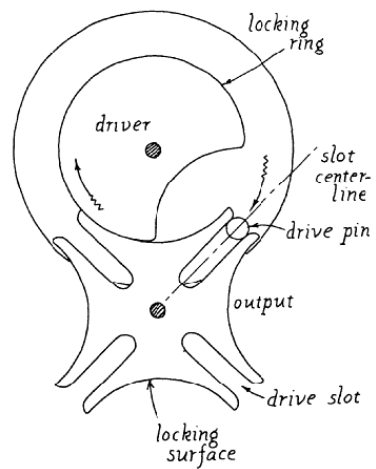


Figura 2.23. Rueda de Ginebra Externa (4 ranuras)¹⁵

-Interior

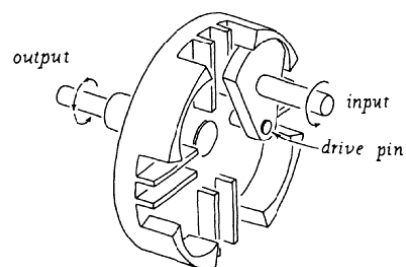


Figura 2.24. Rueda de Ginebra Interna (4 ranuras)

-Esférica

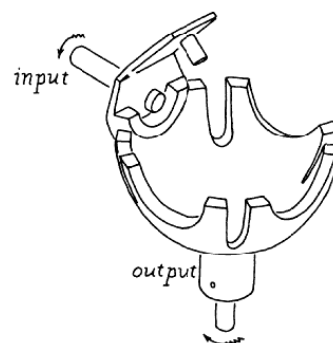


Figura 2.25. Rueda de Ginebra Esférica (4 ranuras)

¹⁵ Bickford, J. H. (1972). *Mechanisms for Intermittent Motion*. New York: ed. Industrial Press. p.128.

Ecuaciones del mecanismo de rueda de Ginebra externa¹⁶

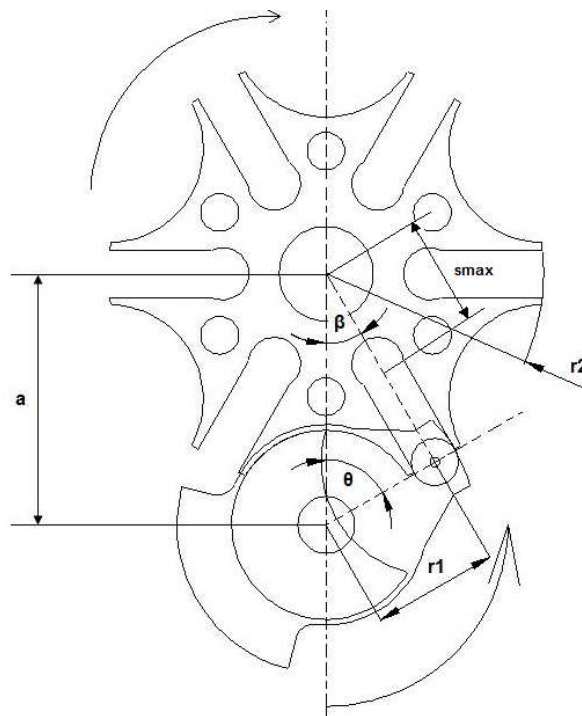


Figura 2.26. Rueda de Ginebra Externa y Simbología

a: Distancia entre centros

θ : Ángulo de rotación de la rueda conductora

β : Ángulo de rotación del elemento conducido (Cruz de Ginebra)

r_1 : Radio de la rueda conductora

r_2 : Radio de la cruz de malta

λ : Relación r_1/a

Desplazamiento de la cruz de malta:

$$\beta(\theta) := \operatorname{atan}\left(\frac{\lambda \cdot \sin(\theta)}{1 - \lambda \cdot \cos(\theta)}\right) \quad (2.1)$$

Velocidad angular de la Cruz de Ginebra:

$$\omega_{\text{cruz}}(\theta) := \frac{\lambda \cdot \cos(\theta) - \lambda^2}{1 - 2\lambda \cdot \cos(\theta) + \lambda^2} \cdot \omega_{\text{rc}} \quad (2.2)$$

¹⁶ Rothbart, H. A. (1964). *Mechanical And System Handbook*. ed. Mc Graw Hill. p. 50 sección 4.

Aceleración angular de la Cruz de Ginebra:

$$\alpha(\theta) := \frac{(\lambda^3 - \lambda) \cdot \sin(\theta)}{(1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos(\theta))^2} \omega_{rc}^2 \quad (2.3)$$

Variación de la aceleración angular de la Cruz de Ginebra (Jerk):

$$\text{JERK}(\theta) := \frac{\lambda \cdot (\lambda^2 - 1) \cdot [2 \cdot \lambda \cdot \cos(\theta)^2 + (1 + \lambda^2) \cdot \cos(\theta) - 4\lambda]}{(1 + \lambda^2 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos(\theta))^2} \cdot \omega_{rc}^3 \quad (2.4)$$

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA PLANTA

3.1. ANÁLISIS DEL PROCESO DE ENVASADO

3.1.1. Área de mezclado y pasteurización

El proceso de elaboración de bebidas en las instalaciones de ANDIPACK inicia con la preparación de la mezcla, la cual consiste en la creación del jarabe basado en una cantidad de agua y saborizante, ingredientes que son colocados en un tanque de mezclado a presión. El proceso de mezclado tarda aproximadamente 2 horas hasta alcanzar la consistencia necesaria del jarabe.

La mezcla terminada pasa a la etapa de pasteurización para evitar problemas de contaminación; esta área está conformada por un pasteurizador y un presurizador.

3.1.2. Área de llenado

El área de llenado está conformada por una llenadora de cuatro inyectores que colocan el líquido en las botellas de 500ml por lo general. Este proceso se lo realiza de forma semiautomática, un operador se encuentra encargado de colocar las botellas plásticas bajo cada inyector y activa un micro-switch que envía la señal a las electroválvulas de los inyectores para suministrar el líquido durante un tiempo controlado por un temporizador.

3.1.3. Área de Sellado

Las actividades en esta área se realizan de manera manual, existen dos operarios encargados de colocar y ajustar las tapas en los envases. Estas tapas son de tipo rosca para botellas PET.

3.1.4. Área de Etiquetado

Ésta actividad se la realiza de forma manual, 2 operadores se encargan de colocar la etiqueta con el nombre del producto y sus respectivos datos.

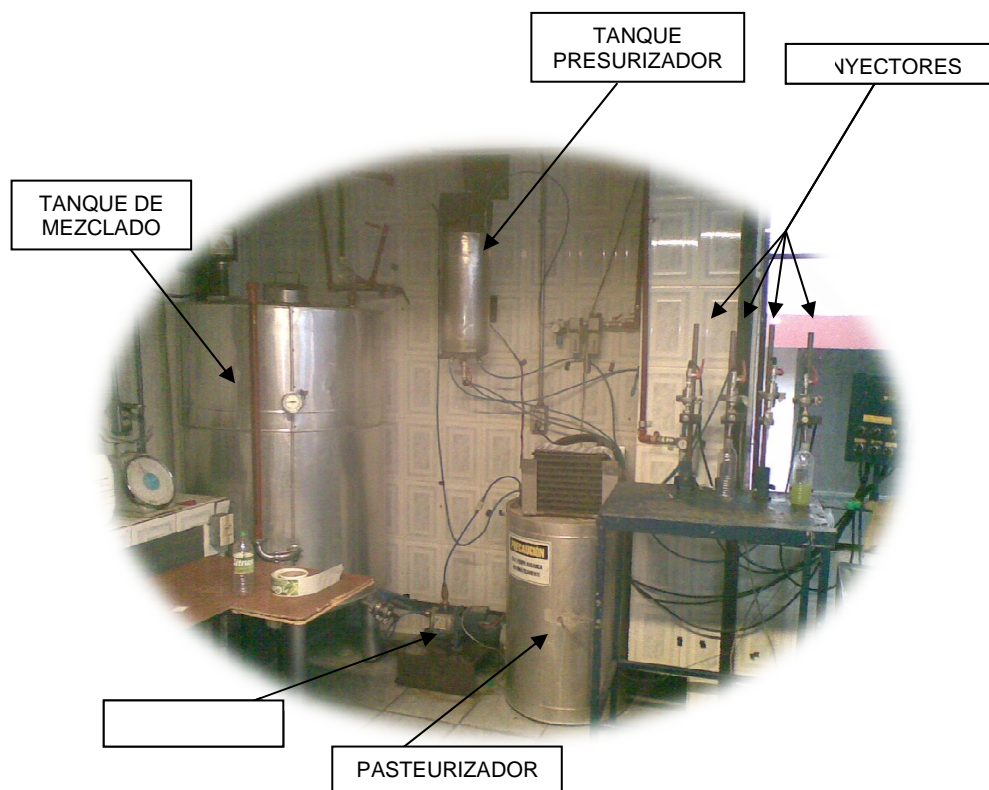


Figura 3.1. Línea de elaboración y envasado ANDIPACK

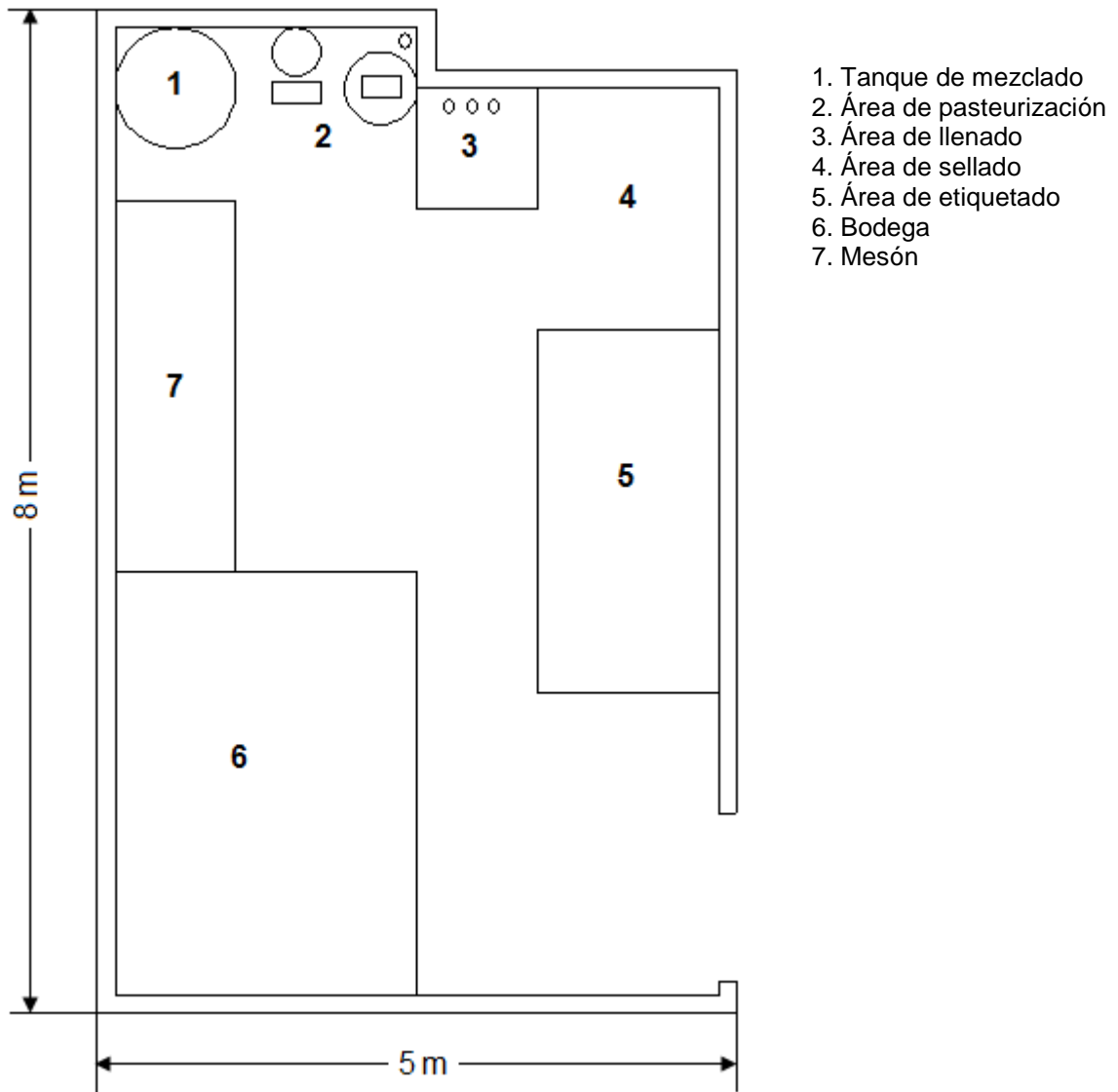


Figura 3.2. Layout ANDIPACK

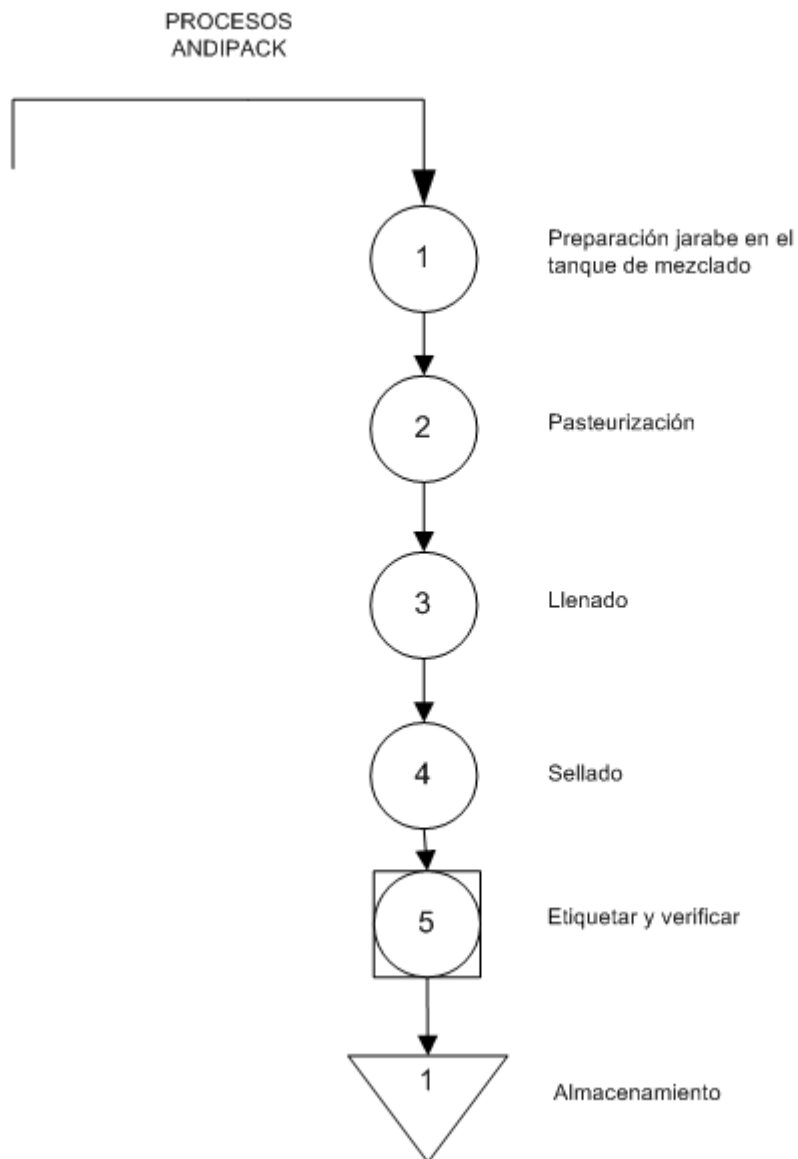


Figura 3.3. Diagrama de procesos ANDIPACK

3.2. ANALISIS DE TIEMPOS

3.2.1. Situación actual

En una muestra tomada durante 20 días de trabajo se obtuvo los siguientes promedios diarios de tiempos:

Cuadro 3.1. Datos de tiempos en segundos tomados durante 20 días de trabajo (microempresa ANDIPACK)

DÍA	LLENADO X3	SELLADO X1	ETIQUETADO X2
1	19,2	9,1	13,5
2	18,7	10,6	17,7
3	21,1	11	17,2
4	20	10,7	16,4
5	19,2	10,4	17,3
6	19,6	12,8	14
7	19,2	10,5	19,3
8	20,4	11,3	16,6
9	20,5	10,1	17,1
10	20,8	9,7	15,8
11	18,8	14,4	16,3
12	19	11,3	13
13	18,9	12,1	14,8
14	19,6	13,6	12,8
15	19,1	9	18,1
16	19,1	14,7	15,2
17	19,2	11,9	24,1
18	19,4	8,4	14,2
19	20	10,4	16,8
20	20	11	13,6
PROMEDIO	19,59	11,15	16,19
POR UNIDAD	6,53	11,15	8,10

El cuello de botella en la producción actual es el sellado, proceso que tarda mayor tiempo en producir una unidad y por ende será el que establezca la velocidad del proceso.

Cuadro 3.2. Capacidad de producción actual ANDIPACK.

Tiempo (s)	Tiempo (h)	Botellas
11,15	0,0031	1
18000	5,00	1614

Cantidad diaria (5 horas de trabajo)

Cantidad máxima mensual (20 días de trabajo)	35516
--	--------------

3.2.2. Situación implementando máquina

La persona encargada del sellado ahora puede trasladarse al etiquetado. El tiempo de etiquetado por unidad tenía un valor de 8.1 s, ahora incrementando un operador este tiempo se reduce a 4.05 s obteniendo un nuevo cuello de botella que sería el llenado con un tiempo de 6.53 s por unidad.

Cuadro 3.3. Capacidad de producción ANDIPACK incrementando solamente la máquina capsuladora.

Tiempo (s)	Tiempo (h)	Botellas
6,53	0,0018	1
18000	5,00	2756,51

Cantidad diaria (5 horas de trabajo)

Cantidad máxima mensual (20 días de trabajo)	55130
--	--------------

La microempresa ANDIPACK superaría los requerimientos actuales únicamente incrementando la máquina y trasladando su trabajador a la etapa de etiquetado.

3.2.3. Determinación de la velocidad de la máquina

La microempresa ANDIPACK explicó que en un futuro cercano desea expandir su producción a 140000 unidades mensuales, aproximadamente 3 veces la demanda requerida actualmente.

Cuadro 3.4. Velocidad de la máquina capsuladora.

CANTIDAD MENSUAL u	VELOCIDAD REQUERIDA	
	botellas/día	botellas/min
140000	7000	23,33

A esta velocidad se la incrementó un 10% de su valor para hallar la velocidad de operación de la máquina, dando como resultado una velocidad de 26 botellas/minuto. Este porcentaje fue considerado para garantizar la producción requerida y evitar inconvenientes en caso de que la velocidad de operación después de la construcción no sea exactamente 26 botellas/minuto.

Cuadro 3.5. Capacidad de producción de acuerdo con la velocidad de la máquina capsuladora.

Tiempo (s)	Tiempo (h)	Botellas
60	0,017	26
1800	5	7800

Cantidad diaria (5 horas de trabajo)

Cantidad máxima mensual (20 días de trabajo)	156000
--	---------------

3.2.4. Propuesta

Si la microempresa ANDIPACK en futuro actualizara la maquinaria de los demás procesos de envasado con velocidades superiores o iguales a 26 botellas por minuto, la producción mensual se incrementaría a **156000** unidades mensuales en 20 días de trabajo y con turnos de 5 horas diarias.

CAPÍTULO IV

DISEÑO DE LA MÁQUINA CAPSULADORA

4.1. ANÁLISIS PARA EL DISEÑO

4.1.1. Alternativas

En el Capítulo III, se determinó las especificaciones de velocidad requerida para la máquina capsuladora, ahora se procede con analizar de que tipo será y que mecanismos utilizará, para esto se estableció una serie de matrices con los factores más importantes a tomar en cuenta.

Las alternativas se evaluarán con puntajes (valores entre 1 y 9) de forma que:

- 9. Mucho más conveniente
- 7. Más conveniente
- 5. Igual de conveniente
- 3. Menos conveniente
- 1. Mucho menos conveniente

Los criterios serán evaluados con porcentajes, ubicados en la parte superior de cada matriz.

Cuadro 4.1. Matriz de selección de tipo de máquina.

- Ponderación de alternativas (criterios vs. criterios)

	Económico	Facilidad adquisición de elementos	Velocidad	Facilidad de construcción	Espacio	Total	%
Económico		7	7	9	5	28	28.0%
Facilidad adquisición	3		5	7	5	20	20.0%
Velocidad	3	5		5	5	18	18.0%
Facilidad de construcción	1	3	5		5	14	14.0%
Espacio	5	5	5	5		20	20.0%
						100	

- Toma de decisiones (alternativas vs. criterios)

	Económico	Facilidad adquisición de elementos	Facilidad de construcción	Espacio	Velocidad	TOTAL
Ponderación	0,28	0,2	0,14	0,2	0,18	1
Tipo						
Máquina capsuladora automática rotativa por pasos	5	7	5	7	7	6,16
Máquina capsuladora automática rotativa	1	1	1	7	9	3,64
Máquina capsuladora automática lineal	5	5	7	3	3	4,52
Máquina capsuladora semi-automática	7	7	7	5	1	5,52

Cuadro 4.2. Matriz de selección para tipo de reductor, parte inferior de la máquina.

- Ponderación de alternativas (criterios vs. criterios)

	Económico	Facilidad adquisición de elementos	Espacio	Facilidad de construcción	Total	%
Económico		7	7	5	19	31.7%
Facilidad adquisición de elementos	3		7	3	13	21.7%
Espacio	3	3		7	13	21.7%
Facilidad de construcción	5	7	3		15	25.0%
					60	

- Toma de decisiones (alternativas vs. criterios)

	Económico	Facilidad adquisición de elementos	Espacio	Facilidad de construcción	TOTAL
Ponderación	0,32	0,22	0,22	0,25	1
Tipo					
Poleas dentadas	3	3	3	3	3
Engranés	7	7	7	7	7

Cuadro 4.3. Matriz de selección para mecanismo intermitente, parte inferior de la máquina.

- Ponderación de alternativas (criterios vs. criterios)

	Económico	Facilidad adquisición de elementos	Espacio	Facilidad de construcción	Total	%
Económico		7	7	5	19	31.7%
Facilidad adquisición de elementos	3		7	3	13	21.7%
Espacio	3	3		7	13	21.7%
Facilidad de construcción	5	7	3		15	25.0%
					60	

- Toma de decisiones (alternativas vs. criterios)

	Económico	Facilidad adquisición de elementos	Espacio	Facilidad de construcción	TOTAL
Ponderación	0,32	0,22	0,22	0,25	1
Tipo					
Cruz de ginebra	7	7	5	3	5,57
Motor por pasos	3	3	5	7	4,43
PLC + Servo motor	1	1	7	5	3,3

Cuadro 4.4. Matriz de selección para tipo de reductor, parte superior de la máquina.

- Ponderación de alternativas (criterios vs. criterios)

	Económico	Facilidad adquisición de elementos	Espacio	Facilidad de construcción	Funcionalidad	Total	%
Económico		7	7	5	7	26	26.0%
Facilidad adquisición de elementos	3		7	3	3	16	16.0%
Espacio	3	3		7	5	18	18.0%
Facilidad de construcción	5	7	3		3	18	18.0%
Funcionalidad	3	7	5	7		22	22.0%
						100	

- Toma de decisiones (alternativas vs. criterios)

	Económico	Facilidad adquisición de elementos	Espacio	Facilidad de construcción	Funcionalidad	TOTAL
Ponderación	0,26	0,16	0,18	0,18	0,22	1
Tipo						
Poleas dentadas	3	5	7	5	7	5,2
Poleas V	7	7	3	7	3	5,56
Engranés	5	5	7	5	3	5

Cuadro 4.5. Matriz de selección para tipo de capsulador, parte superior de la máquina.

- Ponderación de alternativas (criterios vs. criterios)

	Económico	Facilidad adquisición de elementos	Espacio	Facilidad de construcción	Funcionalidad	Total	%
Económico		7	7	5	7	26	26.0%
Facilidad adquisición de elementos	3		7	3	3	16	16.0%
Espacio	3	3		7	5	18	18.0%
Facilidad de construcción	5	7	3		3	18	18.0%
Funcionalidad	3	7	5	7		22	22.0%
						100	

- Toma de decisiones (alternativas vs. criterios)

	Económico	Facilidad adquisición de elementos	Espacio	Facilidad de construcción	Funcionalidad	TOTAL
Ponderación	0,26	0,16	0,18	0,18	0,22	1
Tipo						
Neumático	5	3	5	5	5	4,68
Mecánico	7	3	3	5	3	4,48
Magnético	3	5	5	5	7	4,84

Cuadro 4.6. Matriz de selección para sistema de automatización.

- Ponderación de alternativas (criterios vs. criterios)

	Económico	Facilidad adquisición de elementos	Funcionalidad	Total	%
Económico		7	7	14	46.7%
Facilidad adquisición de elementos	3		5	8	26.7%
Funcionalidad	3	5		8	26.7%
				30	

- Toma de decisiones (alternativas vs. criterios)

	Económico	Facilidad adquisición de elementos	Funcionalidad	TOTAL
Ponderación	0,47	0,27	0,27	1
Relés	5	3	3	3.93
PLC	5	7	7	6.07

4.1.2. Toma de Decisiones

La velocidad de la máquina será de 26 botellas por minuto, de tipo rotativa por pasos conducida por un mecanismo de ginebra; la reducción de velocidad será controlada por un par de engranes de dientes rectos. La parte superior de la máquina utilizará un reductor de poleas en v y tendrá un mecanismo que permitirá bajar el capsulador de tipo magnético hasta una posición adecuada para capsular las tapas. La automatización se realizará mediante la ayuda de un PLC.

4.2. SISTEMA POSICIONADOR DE ENVASES

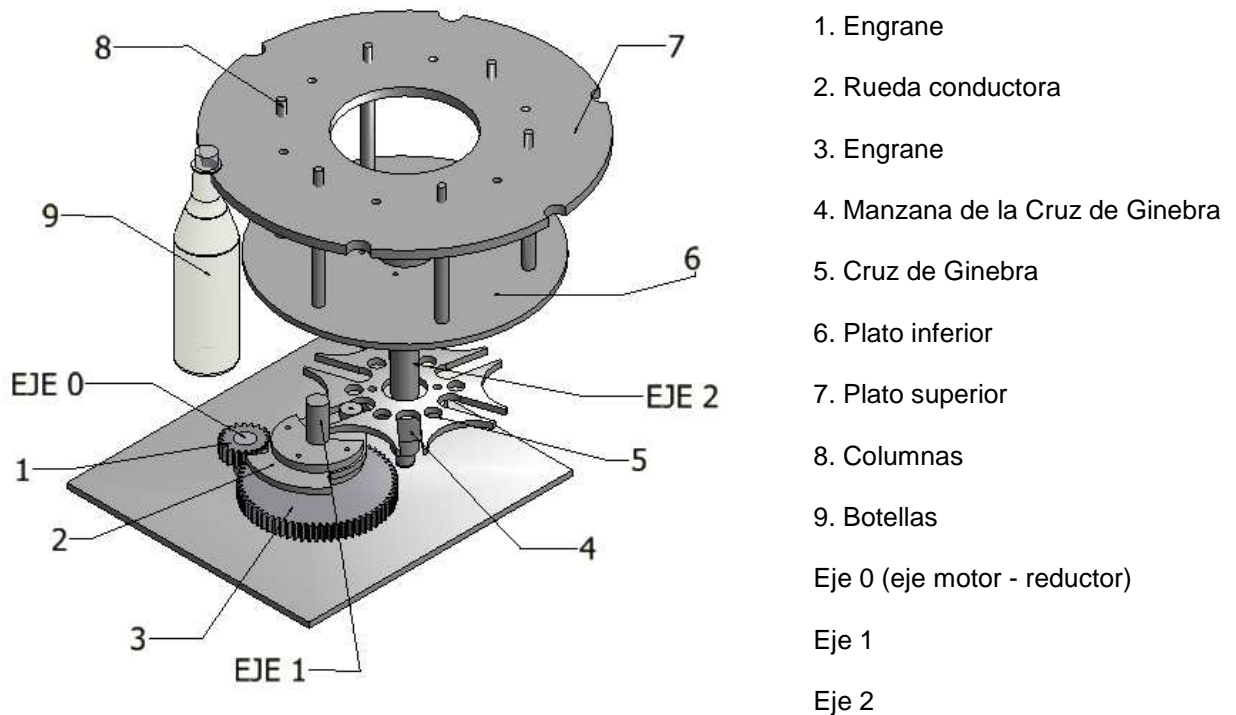


Figura 4.1. Sistema posicionador de envases.

4.2.1. Mecanismo intermitente

La base del sistema posicionador de envases es el mecanismo de ginebra (Rueda Conductora y Cruz de Ginebra), encargado de controlar la velocidad de producción de la máquina y dividir los procesos de acuerdo a su número de pasos.

4.2.1.1. Tiempos del mecanismo

Todo mecanismo intermitente consta de tiempos de reposo y tiempos de movimiento que varían de acuerdo con el número de pasos de la cruz (k).

El número de pasos seleccionado ($k = 6$), indica el número de ranuras que tendrá la Cruz de Ginebra; este número fue seleccionado tomando en cuenta que los mecanismos de pasos inferiores (4, 5) producen impulsos excesivos que incrementan la aceleración del sistema y pueden producir impactos considerables.

Dentro del análisis de tiempos se entenderá como Periodo al tiempo en que la rueda conductora da una vuelta completa. El presente mecanismo se comportará como se indica en las siguientes fórmulas en función de la velocidad de la Rueda Conductora que representa la velocidad de producción de la máquina ($nrc = 26 \text{ rpm}$) y el número de pasos de la cruz.

Periodo de la cruz:

$$T = \frac{1}{nrc} 60 = 2.31 \text{ s} \quad (4.1)$$

Tiempo de reposo de la cruz:

$$tr = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{k}\right) T = 1.54 \text{ s} \quad (4.2)$$

Tiempo de movimiento de la cruz:

$$tm = \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{k}\right) T = 0.77 \text{ s} \quad (4.3)$$

4.2.1.2. Cinemática del mecanismo de Ginebra¹⁷

Datos Generales

La Figura 4.2. indica la posición inicial del mecanismo de ginebra y los parámetros necesarios para realizar los cálculos cinemáticos en este tipo de mecanismos.

¹⁷ ROTHBART, H. A. (1964). *Mechanical And System Handbook*. ed. Mc Graw Hill. p. 50 sección 4.

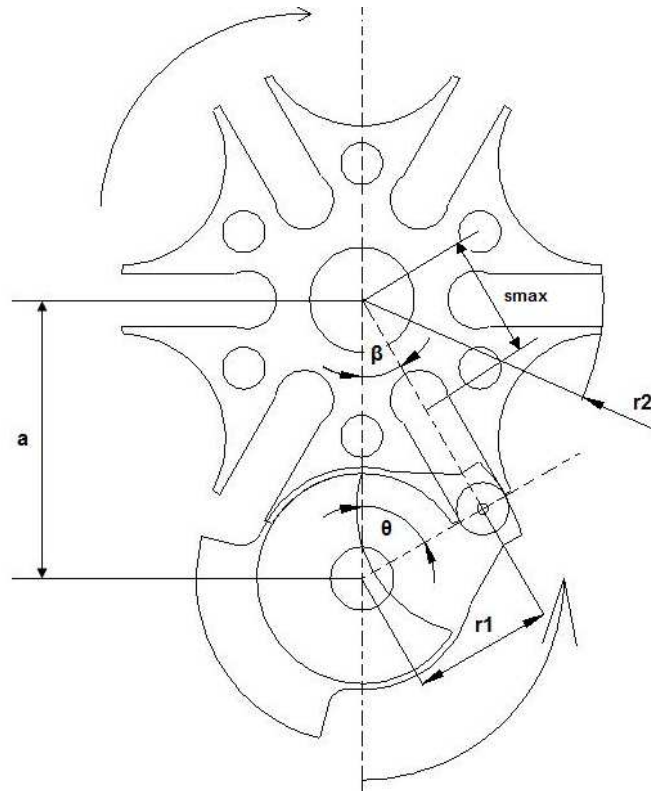


Figura 4.2. Posición inicial del mecanismo de ginebra.

Las fórmulas para calcular el radio de la Cruz de Ginebra (r_2) y el radio de la Rueda Conductora (r_1) en función de la distancia entre centros (a) se encuentran representadas en las siguientes ecuaciones:

$$r_2 = a \cdot \sin \theta_0 \quad (4.4)$$

$$r_1 = a \cdot \cos \theta_0 \quad (4.5)$$

Para simplificar los cálculos cinemáticos es necesario determinar la relación lambda de la siguiente forma:

$$\lambda = \frac{r_1}{a} \quad (4.6)$$

Los valores de los parámetros importantes se encuentran definidos en el siguiente cuadro:

Cuadro 4.7. Parámetros geométricos del mecanismo de ginebra.

NOMBRE	SIMBOLO	VALOR
Angulo inicial de la cruz de ginebra	θ_0	60°
Distancia entre centros	a	130.5 mm
Radio de la rueda conductora	r_1	65.25 mm
Radio de la cruz de ginebra	r_2	113.02 mm
Relación lambda	λ	0.5
Distancia entre el centro de la cruz y la posición máxima de ingreso del tetón de la rueda conductora	s_{max}	65.25 mm

Angulo de rotación de la Cruz de Ginebra

El ángulo de rotación de la Cruz de Ginebra se lo obtiene realizando una ley de cosenos en el triángulo enmarcado con líneas de puntos en la Figura 4.2 para llegar a la siguiente expresión:

$$\beta(\theta) := \operatorname{atan}\left(\frac{\lambda \cdot \sin(\theta)}{1 - \lambda \cdot \cos(\theta)}\right) \quad (4.7)$$

Donde θ es el ángulo de rotación de la Rueda Conductora y varía desde θ_0 hasta $-\theta_0$ (60° a -60°).

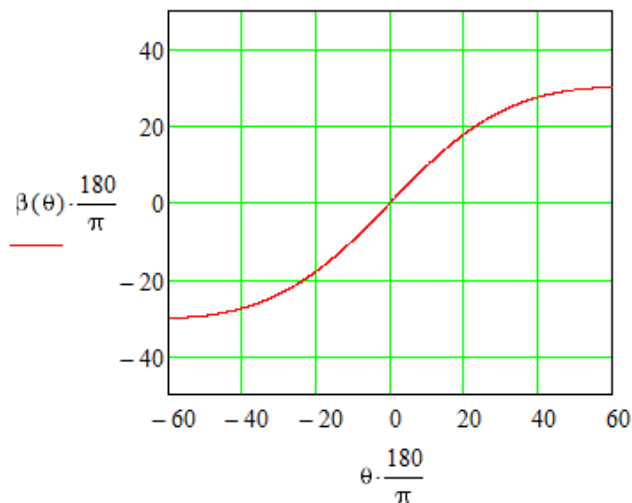
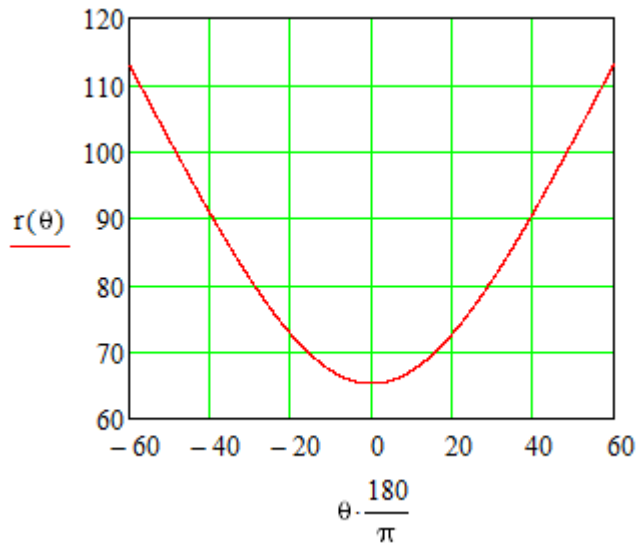


Figura 4.3. Angulo de rotación de la Cruz de Ginebra $f(\theta)$

Radio de desplazamiento en la cruz

$$r(\theta) := \sqrt{r_1^2 + a^2 - 2r_1 \cdot a \cdot \cos(\theta)} \quad (4.8)$$



$$s_{\max} := r(0) = 65.25 \text{ mm}$$

Figura 4.4. Radio de desplazamiento en la Cruz $f(\theta)$

Velocidad angular de la Cruz de Ginebra

La ecuación de la velocidad de la cruz se la obtiene de derivar la ecuación 4.7 en función del tiempo de forma que:

$$\omega_{\text{cruz}}(\theta) := \frac{\lambda \cdot \cos(\theta) - \lambda^2}{1 - 2\lambda \cdot \cos(\theta) + \lambda^2} \cdot \omega_{\text{rc}} \quad (4.9)$$

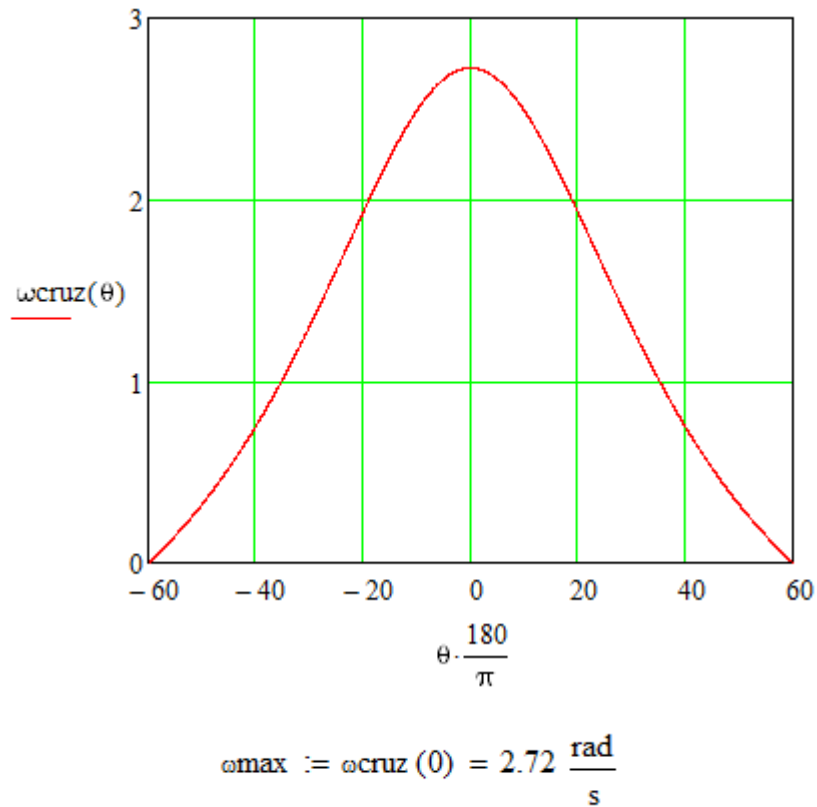
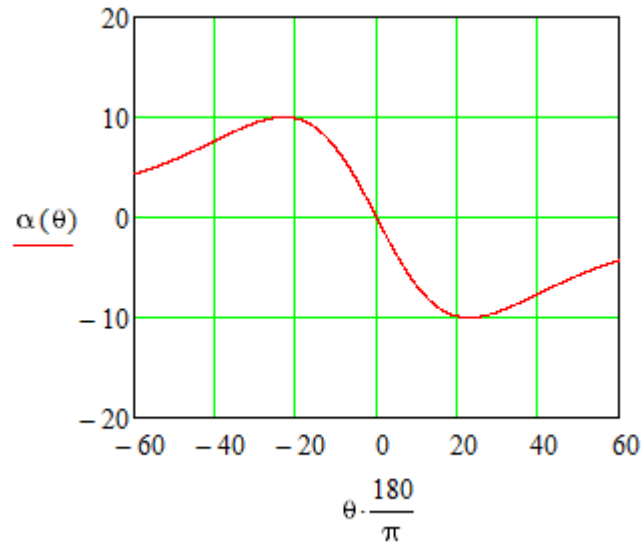


Figura 4.5. Velocidad angular de la Cruz de Ginebra $f(\theta)$

Aceleración angular de la Cruz de Ginebra

La ecuación de la aceleración angular de la cruz se la obtiene de derivar la Ecuación 4.9 en función del tiempo de forma que:

$$\alpha(\theta) := \frac{(\lambda^3 - \lambda) \cdot \sin(\theta)}{(1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos(\theta))^2} \omega_{rc}^2 \quad (4.10)$$



$$\alpha_{\max} := \alpha\left(-22.9 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 10.02 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Figura 4.6. Aceleración angular de la Cruz de Ginebra $f(\theta)$

Esta aceleración angular es indispensable para calcular el torque del sistema en la parte dinámica.

4.2.1.3. Dinámica del mecanismo de Ginebra

Para determinar las fuerzas que actúan en el mecanismo de ginebra de la máquina, es necesario determinar las inercias de cada uno de los cuerpos involucrados a lo largo del eje donde se ubica la Cruz de Ginebra.

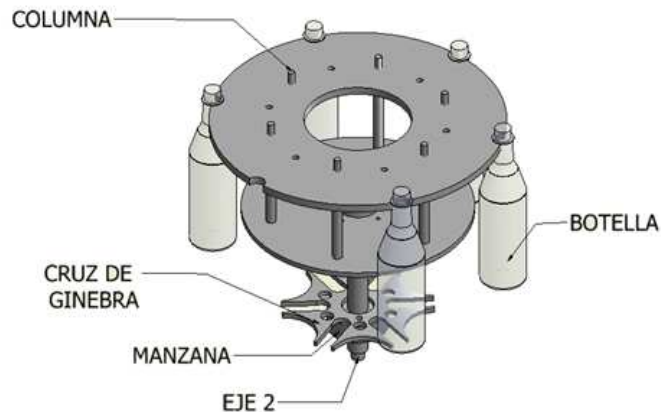


Figura 4.7. Eje de la cruz y sus componentes (Sistema 2)

Las inercias y las masas de los cuerpos se encuentran en el siguiente cuadro:

Cuadro 4.8. Inercias y masas de los cuerpos a lo largo del eje de la cruz de ginebra (Sistema 2)

ELEMENTO	MATERIAL	CANTIDAD	MASA (kg)	d (mm)	I _c (kg.mm ²)	I _t (kg.mm ²)	INERCIA TOTAL (kg.mm ²)	MASA TOTAL (kg)
Plato superior	Nylon	1	1,70	0	31397,25	31397,25	31397,25	1,70
Plato inferior	Nylon	1	1,53	0	27293,75	27293,75	27293,75	1,53
Manzana plato inferior	Acero	1	2,63	0	4339,61	4339,61	4339,61	2,63
Cruz de Ginebra	Acero	1	0,97	0	2423,27	2423,27	2423,27	0,97
Manzana cruz	Acero	1	0,72	0	638,37	638,37	638,37	0,72
Eje 2	Acero	1	1,45	0	162,01	162,01	162,01	1,45
Columna	Acero Inox	6	0,35	140	14, 83	6874,83	41248,98	2,10
Calzo superior	Acero Inox	6	0,19	155	4963,73	9528,48	57170,88	1,14
Botella llena	Agua	5	1,00	195	452,52	38477,52	192387,60	5,00
TOTAL:							357061,72	17,24

Las masas e inercias de los elementos fueron calculadas mediante el software AUTODESK INVENTOR 2011.

La inercia trasladada (I_t) de las columnas, calzos y botellas fueron calculadas mediante el teorema de los ejes paralelos puesto que no se encuentran en el mismo eje de rotación de los demás elementos¹⁸.

$$I_t = I_c + Md^2 \quad (4.11)$$

¹⁸ SEARS – ZEMANSKY, Física Universitaria, p. 281.

Donde I_c representa la inercia del cuerpo que pasa por su centro de masa, M representa la masa del cuerpo y d la distancia entre el centro de masa y el eje de giro.

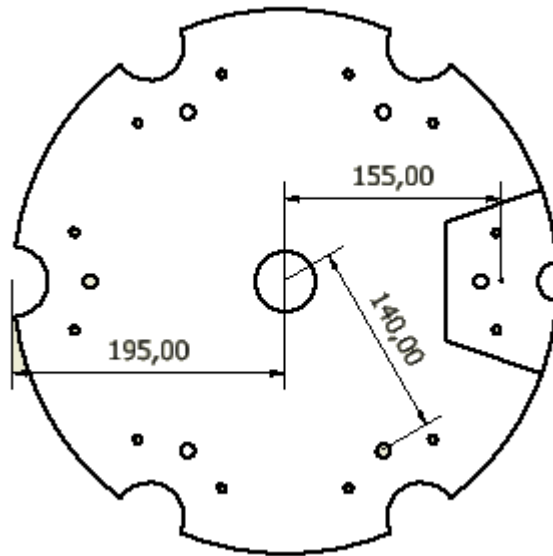


Figura 4.8. Distancias desde el centro de masa al eje de rotación (Eje2)

Para obtener la inercia de trabajo (I) y la masa del Sistema 2 (M_2), se multiplicará la inercia total y la masa total por un factor de carga ($F_c = 1.5$) tomando en cuenta que algunos elementos como pernos no han sido considerados y otros pueden incrementar su masa e inercia por motivos de construcción.

$$I = F_c \cdot \sum I = 1.5 \frac{(357061.72)}{1000^2} = 0.54 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.12)$$

$$M_2 = F_c \cdot \sum M = 1.5 \cdot (17.24) = 25.86 \text{ kg} \quad (4.13)$$

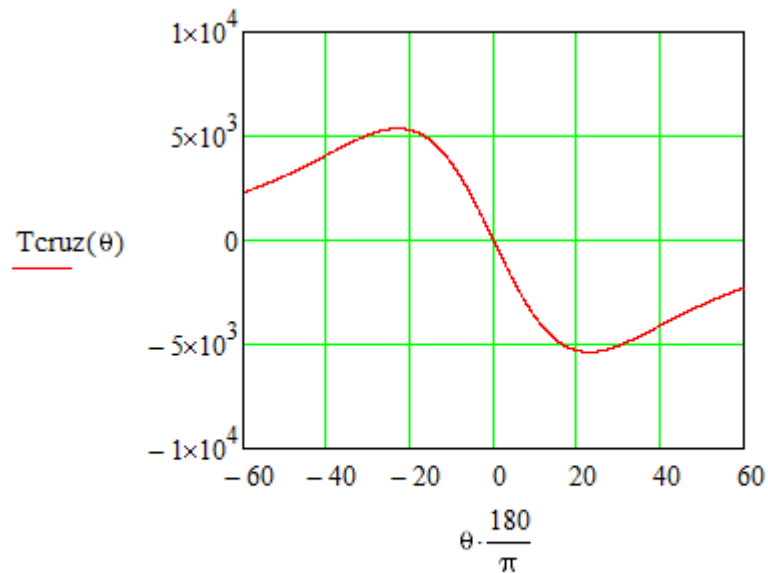
Torque de la Cruz de Ginebra¹⁹

Para obtener el torque que actúa en el Sistema 2 se planteará la ecuación de momentos en el mismo.

¹⁹ Bickford, J. H. (1972). *Mechanisms for Intermittent Motion*. New York: ed. Industrial Press. p.74.

$$\Sigma M_z = I \cdot \alpha \quad (4.14)$$

$$T_{\text{cruz}}(\theta) := I \cdot \alpha(\theta) \cdot 1000 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (4.15)$$



$$T_{\text{max}} := T_{\text{cruz}}\left(-22.9 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 5.365 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Figura 4.9. Torque de la Cruz de Ginebra $f(\theta)$

Fuerza Tangencial en la Cruz de Ginebra

La fuerza que genera el movimiento puede ser calculada al dividir el torque para el radio de desplazamiento en la cruz.

$$F_t(\theta) := \frac{T_{\text{cruz}}(\theta)}{r(\theta)} \quad (4.16)$$

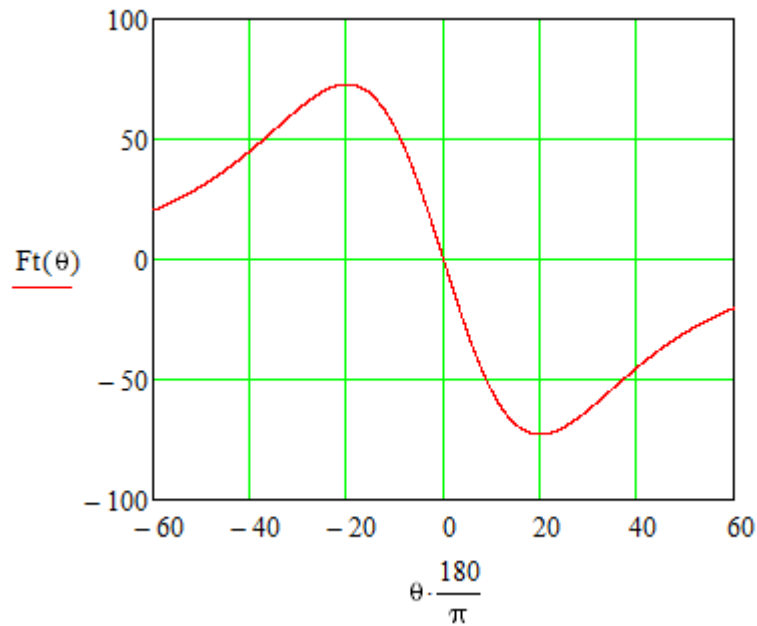


Figura 4.10. Fuerza Tangencial en la Cruz de Ginebra $f(\theta)$

La fuerza tangencial máxima y la posición de la Cruz de Ginebra en ese punto son las siguientes:

$$F_{t\max} := F_t\left(-20 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 72.84 \text{ N}$$

$$\beta_{F_{t\max}} := \frac{180}{\pi} \beta\left(20 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 17.88 \text{ grados}$$

La fuerza tangencial en el punto de torque máximo y la posición de la Cruz de Ginebra son:

$$F_{tt} := F_t\left(-22.9 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 71.7 \text{ N}$$

$$\beta_{tt} := \frac{180}{\pi} \beta\left(22.9 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 19.83 \text{ grados}$$

La fuerza tangencial en el punto de torque máximo (F_{tt}) será utilizada para el diseño del Eje 2 y la fuerza tangencial máxima ($F_{t\max}$) será utilizada para el cálculo de esfuerzos en el tetón de la Rueda Conductora.

Torque de la Rueda Conductora

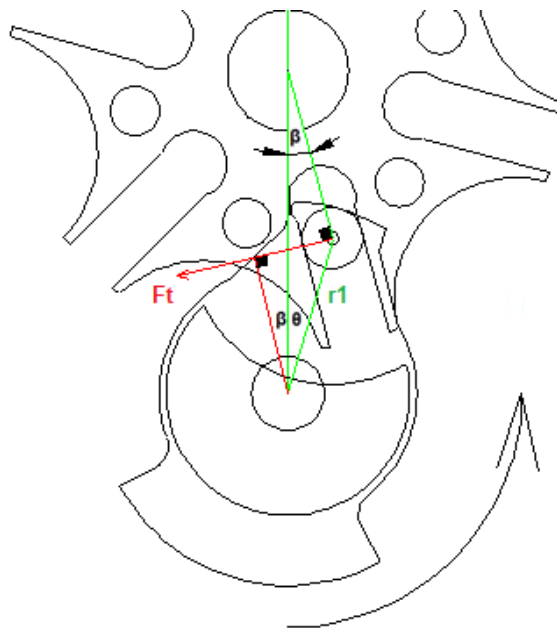


Figura 4.11. Obtención de torque Rueda Conductora

$$T_{rc}(\theta) := F_t(\theta) \cdot r_1 \cdot \cos(\theta + \beta(\theta)) \quad (4.17)$$

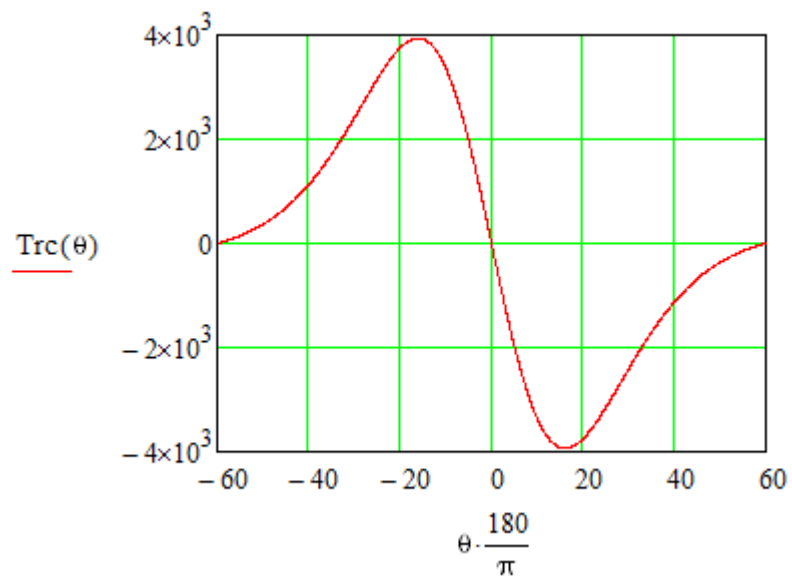


Figura 4.12. Torque de la Rueda Conductora $f(\theta)$

El torque máximo de la rueda conductora y la posición de la Cruz de Ginebra en ese punto son:

$$T_{rcmax} := Trc\left(-16 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 3.937 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\beta T_{rcmax} := \frac{180}{\pi} \beta\left(16 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 14.86 \text{ grados}$$

La fuerza que se transmite al Eje 1 es la fuerza obtenida en el punto de torque máximo de la Rueda Conductora:

$$F_{T_{rcmax}} := Ft\left(-16 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 70.28 \text{ N}$$

Cálculo de espesor de la Cruz de Ginebra

Para realizar el cálculo del espesor de la cruz de ginebra se considerará a la parte más delgada de ésta como si fuera una viga en voladizo, se calculará los esfuerzos flectores y cortantes en las partes más críticas y se determinará un factor de seguridad para comprobar que este elemento no falle en su funcionamiento.

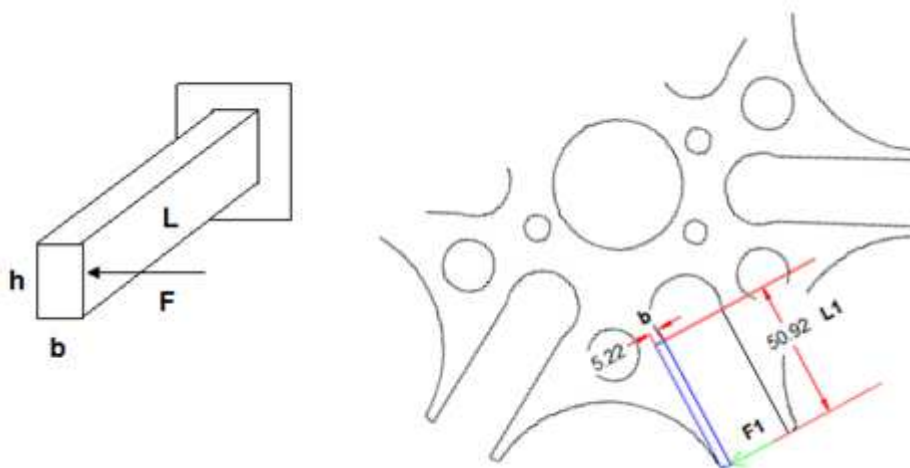


Figura 4.13. Análisis de resistencia de la cruz como viga en voladizo

$$b := 5.22 \text{ mm}$$

$$h := e_{cruz} = 8 \text{ mm}$$

$$\text{Area} := b \cdot h = 41.76 \text{ mm}^2 \quad (4.18)$$

$$\text{Iner} := \frac{1}{12} h \cdot b^3 = 94.82 \text{ mm}^4 \quad (4.19)$$

$$F1 := Ft \left(-60 \cdot \frac{\pi}{180} \right) = 20.31 \text{ N}$$

$$L1 := 53.84 \text{ mm}$$

$$M := F1 \cdot L1 = 1.093 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (4.20)$$

Esfuerzo Flector:

$$\sigma_1 := \frac{M \cdot \frac{b}{2}}{\text{Iner}} = 30.09 \text{ MPa} \quad (4.21)$$

Factor de Seguridad

$$S_b := 686 \text{ MPa} \quad S_b = S_y \text{ Material Dúctil AISI 4340}$$

$$FS1 := \frac{S_b}{\sigma_1} = 22.8 \quad (4.22)$$

Diseño del tetón de la Rueda Conductora

El pin de la Rueda Conductora (tetón) fue diseñado a cortante a manera de pasador para obtener su diámetro.

$$\phi_t := 5 \text{ mm}$$

$$\tau := \frac{F_{tmax}}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi_t^2} = 3.71 \text{ MPa} \quad (4.23)$$

Material A36

$$S_{ya} := 244.9 \text{ MPa}$$

$$S_{sya} := S_{ya} \cdot 0.58 = 142.04 \text{ MPa} \quad (4.24)$$

$$FS := \frac{S_{sya}}{\tau_t} = 38.29 \quad (4.25)$$

Se utilizará un seguidor de leva cuyo diámetro de vástago será de 5 mm y el diámetro de ingreso en las ranuras será de 25 milímetros.

4.2.2. Plato posicionador

El plato posicionador es un plato doble de plástico (nylon) encargado de transportar las botellas en una trayectoria circular donde se realizan las actividades de: ingreso de botellas, sellado de tapas y salida de las botellas. Estas actividades son controladas de manera intermitente de acuerdo con los pasos de la Cruz de Ginebra.

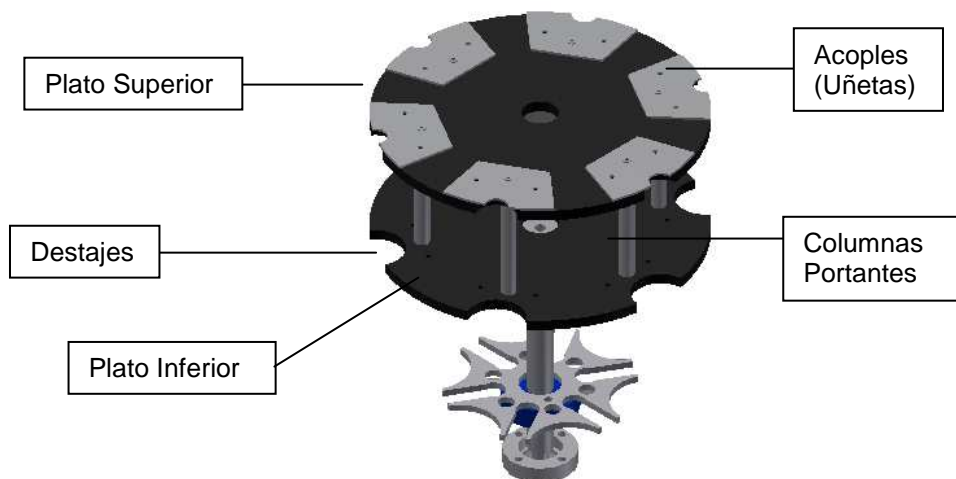


Figura 4.14. Plato posicionador de botellas

Los platos cuentan con destajes que permiten trasladar las botellas, también existe un juego de acoples (uñetas) para asentar los picos y los diámetros de las botellas de acuerdo a su medida la cual varía en función del volumen de la misma.

Cuadro 4.9. Dimensiones de las botellas

Volumen Botella (ml)	Altura desde la base hasta el pico (mm)	Diámetro de la botella (mm)	Diámetro del cuello (mm)
250	105	60.1	28
500	190	64.3	28
1000	258	70.5	28

Los platos se encuentran soportados por un juego de 6 columnas que dan la separación entre platos de acuerdo con la altura de las botellas.



Figura 4.15. Columna portante

Tanto las columnas como los acoples (uñetas) están hechos de materiales inoxidables (acero inoxidable y duralón) tomando en cuenta que esta máquina trabaja en un proceso alimenticio y requiere de elementos que no se corroan al menos en las zonas donde existan posibles derramamientos de líquidos.

El diseño también incluye un juego de guías de policarbonato que impiden que la botella se salga de su trayectoria.

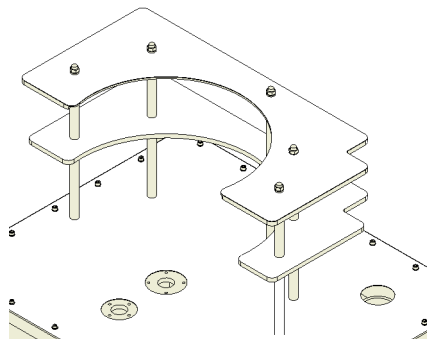


Figura 4.16. Guías Externas

4.2.3. Diseño de flechas

4.2.3.1. Estado de fuerzas

Cargas Eje 2

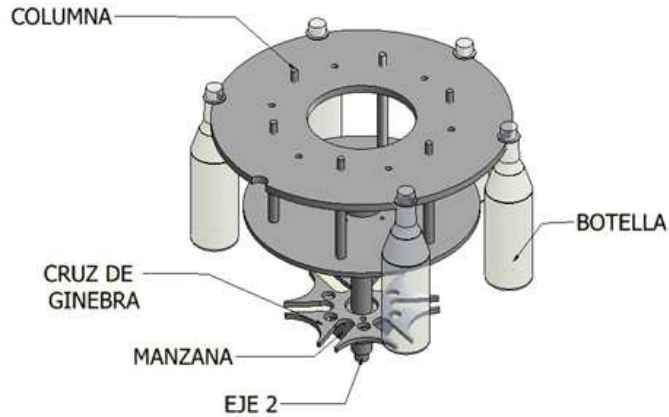


Figura 4.17. Sistema 2

El Eje número 2 es el eje conformado por la Cruz de Ginebra y los platos posicionadores. Para establecer su estado de fuerzas se encontró la posición crítica del sistema en el punto de torque máximo de la cruz de ginebra indicado a continuación:

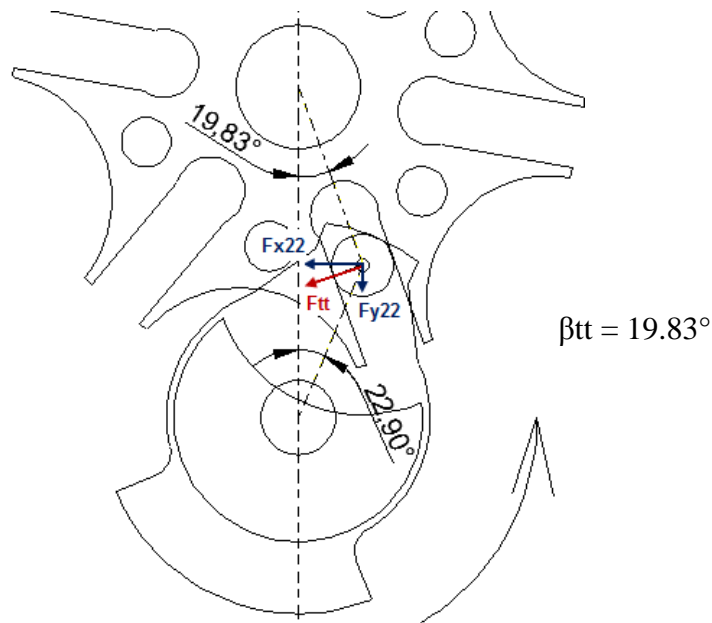


Figura 4.18. Descomposición de fuerzas en la cruz de ginebra

La fuerza tangencial obtenida en el punto de torque máximo es descompuesta en las componentes x e y.

$$F_{x22} := F_{tt} \cdot \cos\left(\beta_{tt} \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 67.44 \text{ N} \quad (4.26)$$

$$F_{y22} := F_{tt} \cdot \sin\left(\beta_{tt} \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 24.33 \text{ N} \quad (4.27)$$

En este mismo punto se encuentra el estado crítico de los momentos ejercidos por las botellas colocadas en el plato posicionador puesto que existen 3 botellas suspendidas como se indica en la figura:

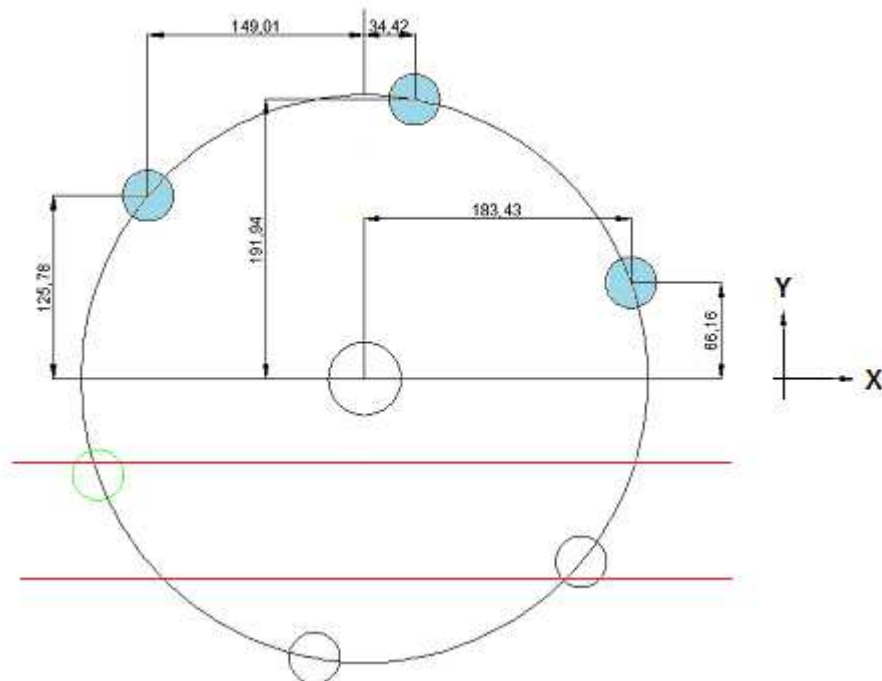


Figura 4.19. Distancias que generan momento en el plato posicionador.

El peso de una botella de un litro incluido un factor de carga de 1.5 es:

$$F_b := 9.81 \cdot F_c \cdot m_b = 14.71 \text{ N} \quad (4.28)$$

Los momentos ejercidos en esta ubicación son:

$$M_{x42} := (125.78 + 191.94 + 66.16) F_b = 5.649 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (4.29)$$

$$M_{y42} := (183.43 + 34.42 - 149.01)F_b = 1.013 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (4.30)$$

El peso del sistema es:

$$W_2 := 9.81 \cdot M_2 = 253.69 \text{ N} \quad (4.31)$$

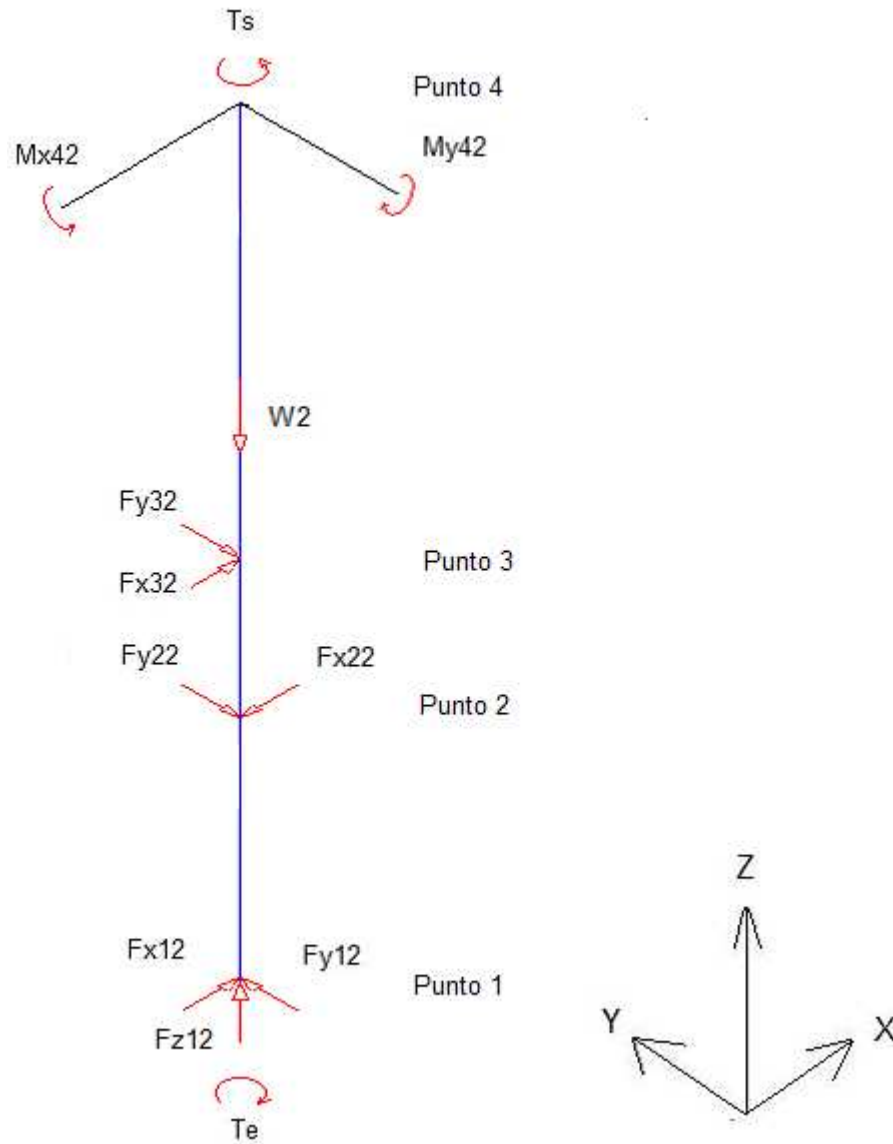


Figura 4.20. Estado de fuerzas del Eje 2

Sumatoria de Fuerzas

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_{x12} - F_{x22} + F_{x32} = 0 \quad (4.32)$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{y12} - F_{y22} - F_{y32} = 0 \quad (4.33)$$

$$\Sigma F_z = 0$$

$$F_{z12} - W_2 = 0$$

$$(4.34)$$

$$F_{z12} := W_2 = 253.687 \text{ N}$$

Sumatoria de Momentos

$$L_{22} := 93.5 \text{ mm}$$

$$L_{32} := 137 \text{ mm} \quad \text{Longitudes}$$

$$L_{42} := 265.5 \text{ mm}$$

En el punto 1

$$\Sigma M_z = 0$$

$$T_{z2} := T_{\max} = 5.365 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (4.35)$$

$$\Sigma M_x = 0$$

$$L_{22} \cdot F_{y22} + L_{32} \cdot F_{y32} - M_{x42} = 0 \quad (4.36)$$

$$F_{y32} := \frac{M_{x42} - L_{22} \cdot F_{y22}}{L_{32}} = 24.63 \text{ N} \quad (4.37)$$

$$\Sigma M_y = 0$$

$$-L_{22} \cdot F_{x22} + L_{32} \cdot F_{x32} + M_{y42} = 0 \quad (4.38)$$

$$F_{x32} := \frac{L_{22} \cdot F_{x22} - M_{y42}}{L_{32}} = 38.63 \text{ N} \quad (4.39)$$

$$F_{x12} := F_{x22} - F_{x32} = 28.81 \text{ N} \quad (4.40)$$

$$F_{y12} := F_{y22} + F_{y32} = 48.96 \text{ N} \quad (4.41)$$

Gráficos

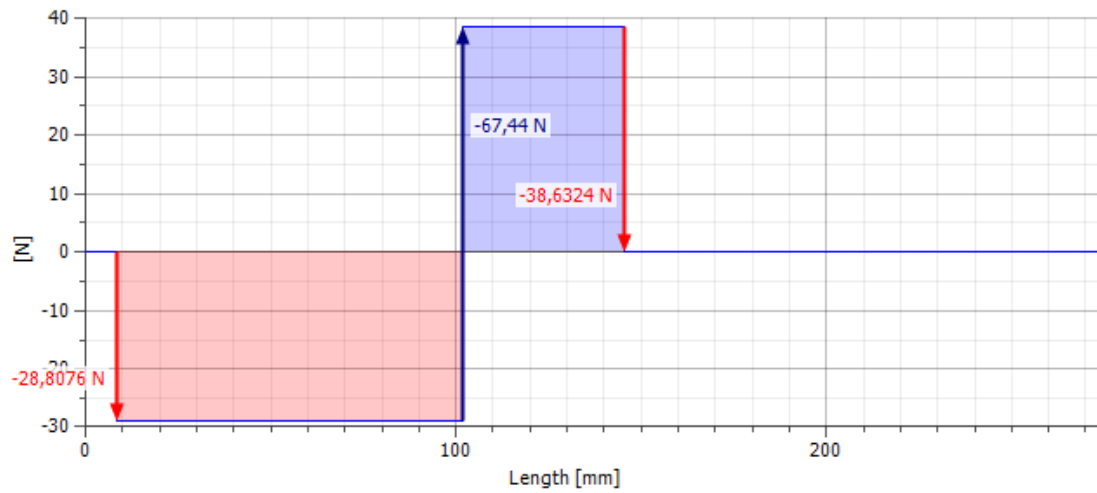


Figura 4.21. Diagrama de fuerza cortante plano XZ (Eje2)

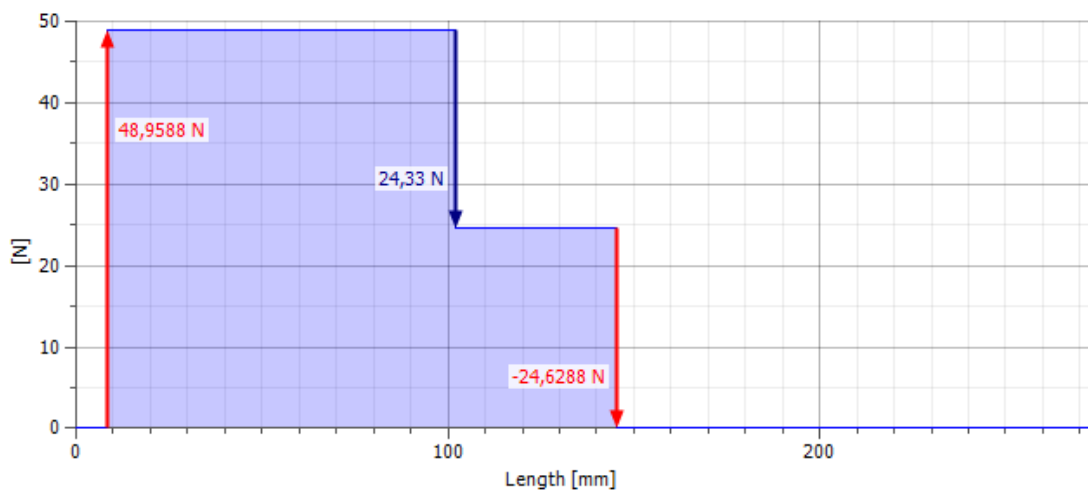


Figura 4.22. Diagrama de fuerza cortante plano YZ (Eje2)

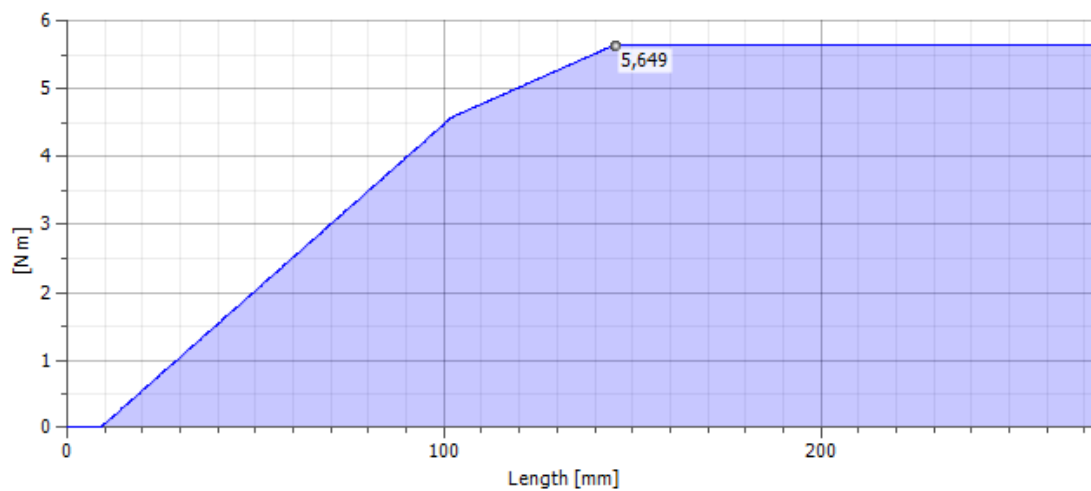


Figura 4.23. Momento Flector en el eje X (Eje2)

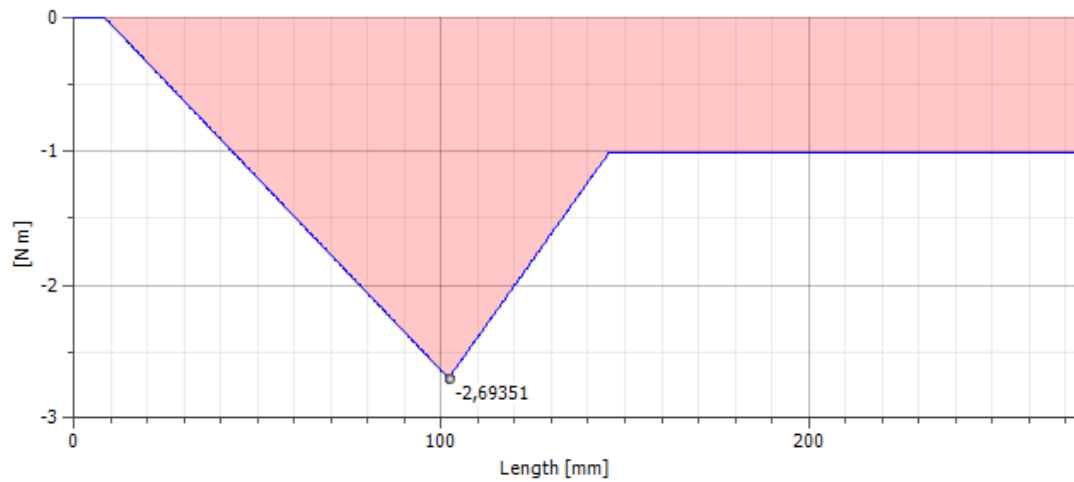


Figura 4.24. Momento Flector en el eje Y (Eje2)

Momento equivalente:

$$M_{x2max} := 5649 \quad \text{N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{y2max} := 2693.5 \quad \text{N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{eq2} := \sqrt{M_{x2max}^2 + M_{y2max}^2} = 6.26 \times 10^3 \quad \text{N}\cdot\text{mm} \quad (4.42)$$

Cargas Eje 1

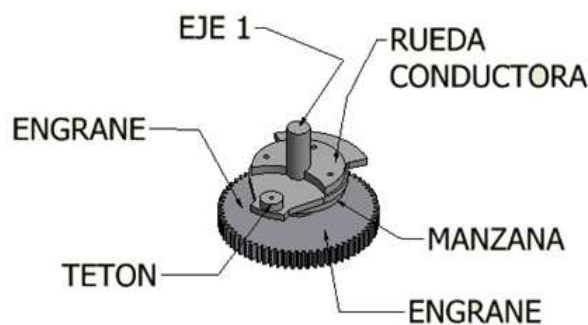


Figura 4.25. Elementos en el Eje1

El Eje 1 es el eje conformado por la rueda conductora y el engrane b del sistema reductor. Para realizar el análisis de este eje se tomo la posición crítica que se ubica en el punto de torque máximo de la Rueda Conductora cuando esta ha girado 16 grados y la Cruz de Ginebra a girado 14.86 grados.

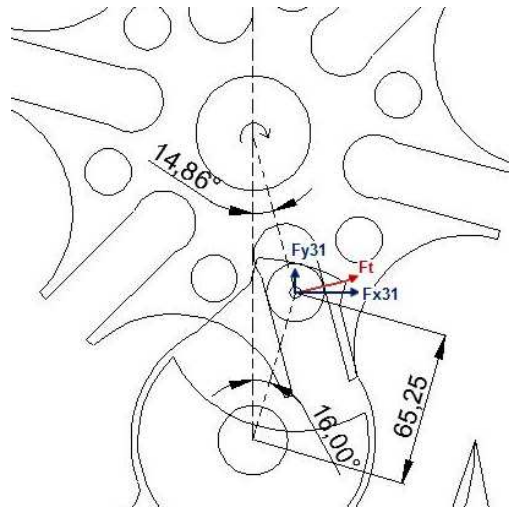


Figura 4.26. Fuerzas ejercidas sobre la rueda conductora

Las fuerzas que actúan sobre la rueda conductora se las traslada al Eje1:

$$F_{x31} := F_{Trcmax} \cdot \cos\left(\beta_{Trcmax} \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 67.93 \quad \text{N} \quad (4.43)$$

$$F_{y31} := F_{Trcmax} \cdot \sin\left(\beta_{Trcmax} \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 18.03 \quad \text{N} \quad (4.44)$$

$$T_{z1} := T_{rcmax} = 3.937 \times 10^3 \quad \text{N}\cdot\text{mm} \quad (4.45)$$

Las fuerzas que actúan sobre el engrane son trasladadas al Eje1 de la siguiente manera:

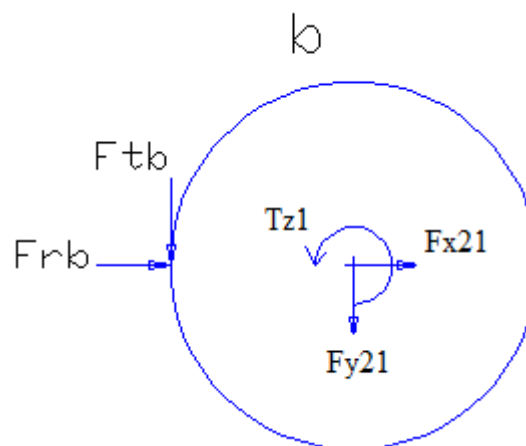


Figura 4.27. Fuerzas ejercidas sobre el engrane b

Fuerza tangencial en engranes de dientes rectos trasladada al Eje1:

$$F_{y21} := \frac{2 \cdot T_{z1}}{d_{pasob}} = 47.01 \text{ N} \quad (4.46)$$

Fuerza radial en engranes de dientes rectos trasladada al Eje1:

$$F_{x21} := F_{y21} \cdot \tan\left(\phi_{presion} \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 17.11 \text{ N} \quad (4.47)$$

Donde el ángulo de presión es de 20 grados.

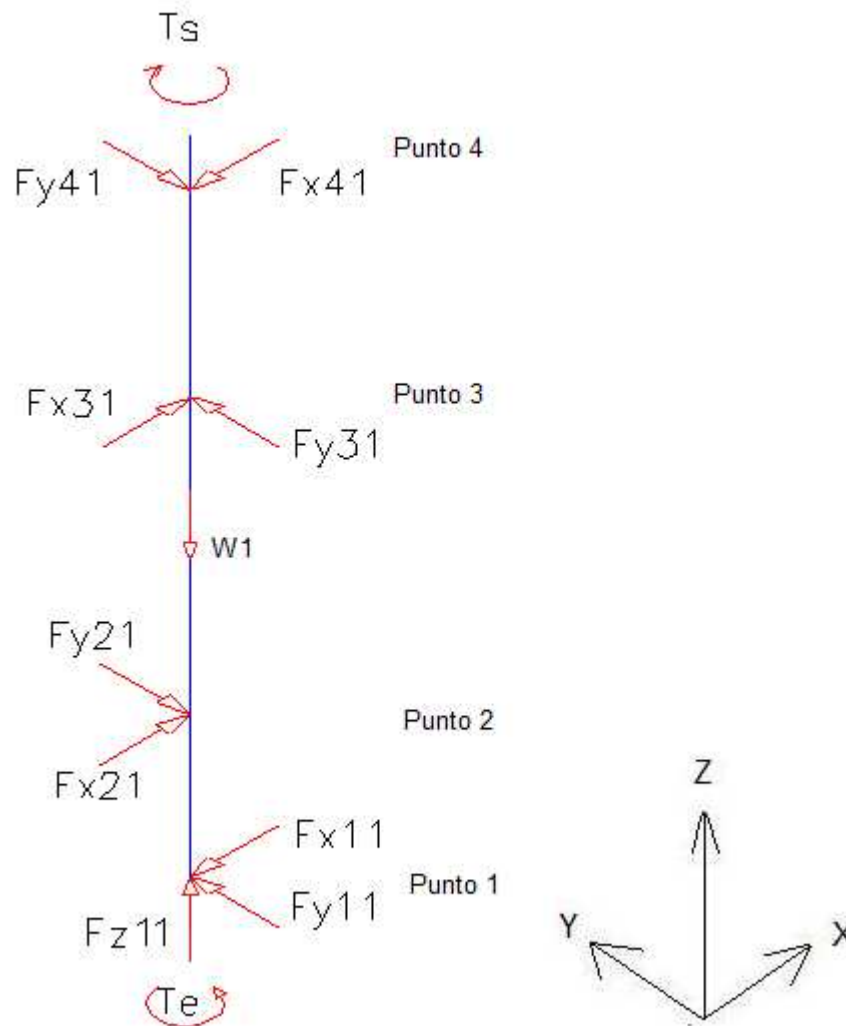


Figura 4.28. Estado de fuerzas del Eje 1

Sumatoria de Fuerzas

$$\Sigma F_z = 0$$

$$F_{z11} := W_1 = 73.58 \quad \text{N} \quad (4.48)$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$-F_{x11} + F_{x21} + F_{x31} - F_{x41} = 0 \quad (4.49)$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{y11} - F_{y21} + F_{y31} - F_{y41} = 0 \quad (4.50)$$

Sumatoria de Momentos

$L_{21} := 21.9 \quad \text{mm}$ Distancia desde el centro rodamiento inferior al centro del engranaje

$L_{31} := 94.5 \quad \text{mm}$ Distancia desde el centro rodamiento inferior a la rueda conductora

$L_{41} := 137.5 \quad \text{mm}$ Distancia entre rodamientos

En el punto 1

$$\Sigma M_z = 0$$

$$T_e = T_s = T_{z1} = 3937 \quad \text{N}\cdot\text{mm} \quad (4.51)$$

$$\Sigma M_x = 0$$

$$L_{21} \cdot F_{y21} - L_{31} \cdot F_{y31} + L_{41} \cdot F_{y41} = 0 \quad (4.52)$$

$$F_{y41} := \frac{L_{31} \cdot F_{y31} - L_{21} \cdot F_{y21}}{L_{41}} = 4.9 \quad \text{N} \quad (4.53)$$

$$\Sigma M_y = 0$$

$$L_{21} \cdot F_{x21} + L_{31} \cdot F_{x31} - L_{41} \cdot F_{x41} = 0 \quad (4.54)$$

$$F_{x41} := \frac{L_{31} \cdot F_{x31} + L_{21} \cdot F_{x21}}{L_{41}} = 49.41 \quad \text{N} \quad (4.55)$$

$$F_{x11} := F_{x21} + F_{x31} - F_{x41} = 35.63 \quad \text{N} \quad (4.56)$$

$$F_{y11} := F_{y21} - F_{y31} + F_{y41} = 33.88 \quad \text{N} \quad (4.57)$$

Gráficos:

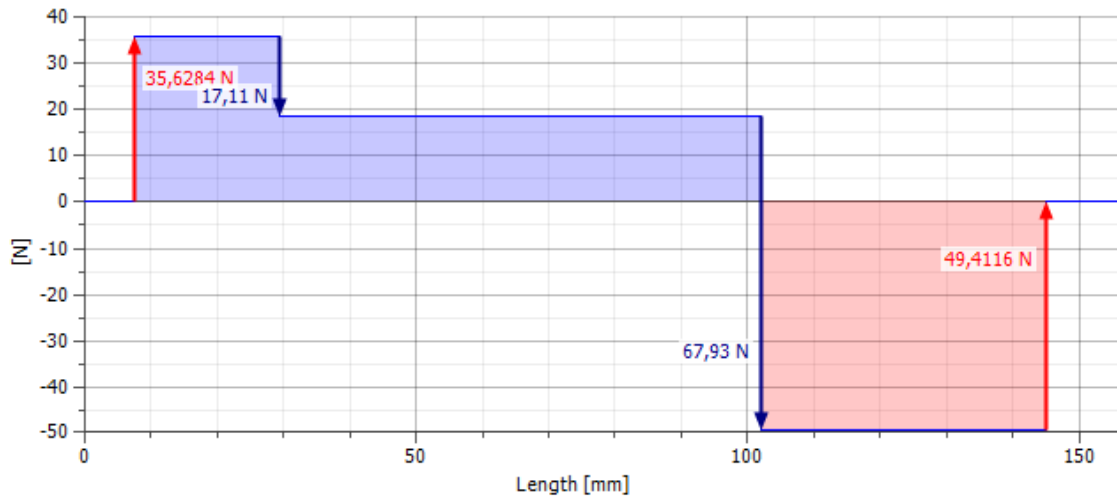


Figura 4.29. Diagrama de fuerza cortante plano XZ (Eje1)

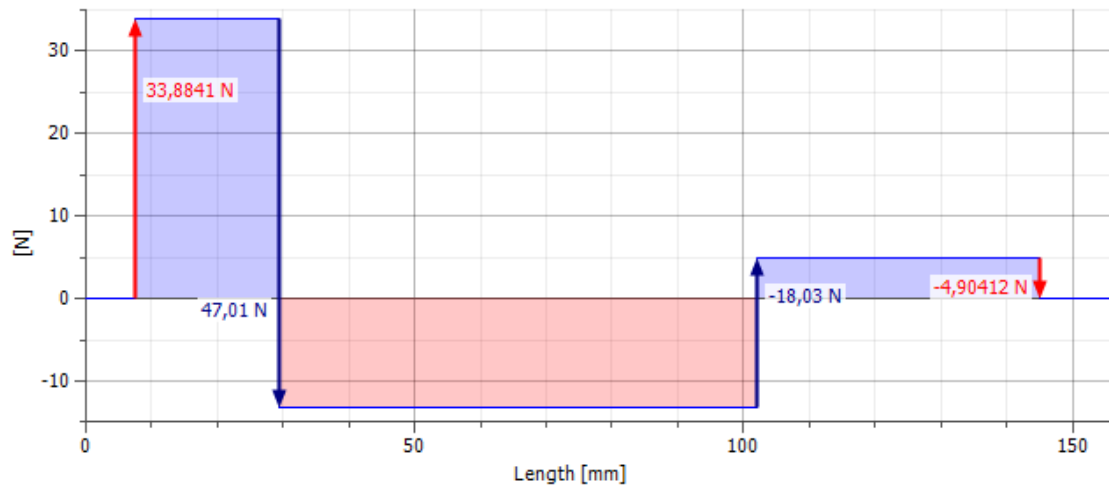


Figura 4.30. Diagrama de fuerza cortante plano YZ (Eje1)

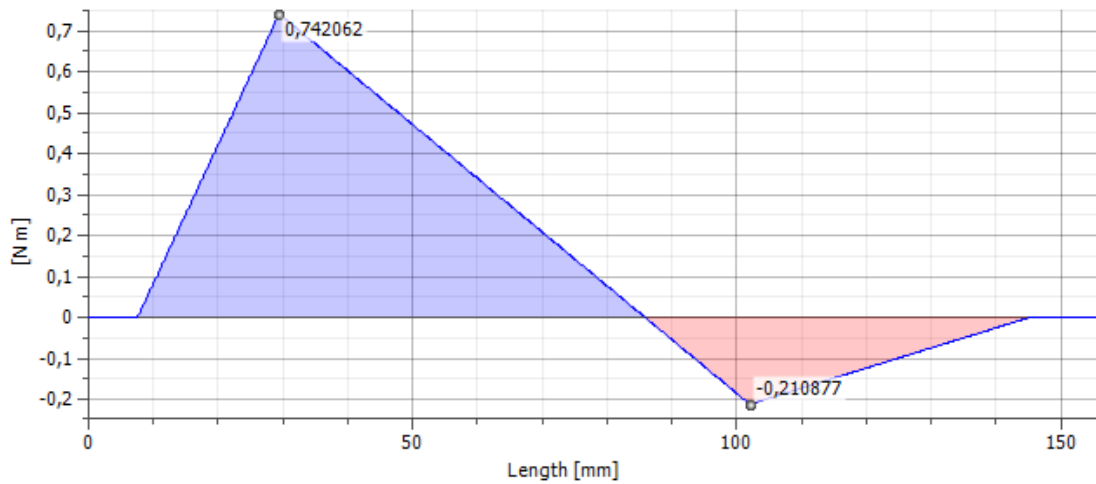


Figura 4.31. Diagrama de momento flector en el eje X (Eje1)

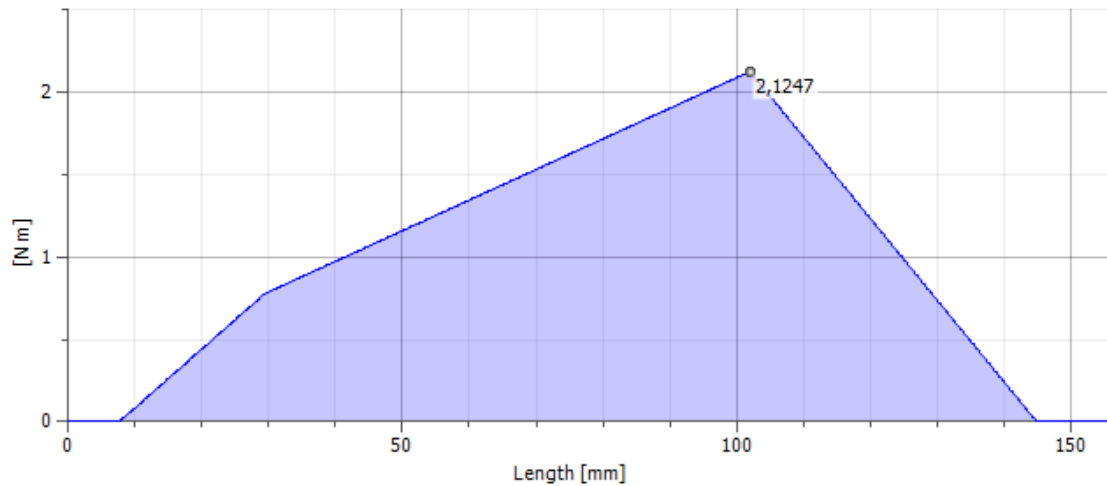


Figura 4.32. Diagrama de momento flector en el eje Y (Eje1)

Momento equivalente:

$$M_{x1max} := 742.06 \quad \text{N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{y1max} := 2124.7 \quad \text{N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{eq1} := \sqrt{M_{x1max}^2 + M_{y1max}^2} = 2.25 \times 10^3 \quad \text{N}\cdot\text{mm} \quad (4.58)$$

4.2.3.2. Análisis Estático

Con el momento equivalente obtenido se calcula el esfuerzo flector y el esfuerzo de torsión:

$$\sigma_b = \frac{M_{eq} \cdot \frac{\phi_{eje}}{2}}{\left(\frac{\pi \cdot \phi_{eje}^4}{64} \right)} \quad \text{Esfuerzo Flector} \quad (4.59)$$

$$\tau_t = \frac{T_z \cdot \frac{\phi_{eje}}{2}}{\left(\frac{\pi \cdot \phi_{eje}^4}{32} \right)} \quad \text{Esfuerzo Torsionante} \quad (4.60)$$

Para determinar el diámetro del eje se utilizará la teoría del esfuerzo cortante máximo:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2} \quad (4.61)$$

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{FS_{est}} \quad (4.62)$$

El material seleccionado será un acero al carbono para maquinaria AISI 1045 cuyas propiedades se destacan a continuación²⁰:

$$HB_{eje} := 230$$

$$S_{yeje} := 343 \text{ MPa}$$

$$S_{ueje} := \frac{500 \cdot (HB_{eje}) \cdot 9.8}{2.2 \cdot 25.4^2} = 794.024 \text{ MPa} \quad (4.63)$$

Se toma un factor de seguridad estático de 4 de forma que:

$$FS_{est} := 4$$

$$\sigma_{eq} := \frac{S_{yeje}}{FS_{est}} = 85.75 \text{ MPa} \quad (4.64)$$

El diámetro del eje sería el siguiente:

$$d_{minest2} := \left(\frac{32}{\pi \sigma_{eq2}} \cdot \sqrt{M_{eq2}^2 + T_{z2}^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 9.93 \text{ mm} \quad (4.65)$$

$$d_{minest1} := \left(\frac{32}{\pi \sigma_{eq1}} \cdot \sqrt{M_{eq1}^2 + T_{z1}^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 8.14 \text{ mm} \quad (4.66)$$

²⁰ Catálogo Iván Bohman, Materiales de Ingeniería, p.23.

4.2.3.3. Análisis Dinámico

La memoria de cálculo con los factores de fatiga se encuentra en el ANEXO A.

El diámetro mínimo dinámico se lo obtiene mediante la siguiente ecuación:

Eje2:

$$d_{\text{mindin2}} := \left[\frac{32 \cdot F_{\text{Sfat2}}}{\pi \cdot S_{\text{yeje2}}} \cdot \left(T_{z2} + \frac{S_{\text{yeje2}}}{S_{e2}} \cdot k_{fb2} \cdot M_{eq2} \right) \right]^{\frac{1}{3}} = 13.61 \text{ mm} \quad (4.67)$$

Eje1:

$$d_{\text{mindin1}} := \left[\frac{32 \cdot F_{\text{Sfat1}}}{\pi \cdot S_{\text{yeje1}}} \cdot \left(T_{z1} + \frac{S_{\text{yeje1}}}{S_{e1}} \cdot k_{fb1} \cdot M_{eq1} \right) \right]^{\frac{1}{3}} = 10.09 \text{ mm} \quad (4.68)$$

4.2.3.4. Análisis por deflexión

Para realizar el análisis por deflexión se siguió las siguientes recomendaciones:

- Para flechas de maquinaria, la deflexión no deberá ser mayor que 0.001 plg/pie de longitud de flecha entre soportes de cojinete²¹.
- El ángulo de deflexión en rodamientos debe ser menor a 0.0087 rad²².

El análisis detallado se encuentra en la memoria de cálculo ANEXO A.

²¹ DEUCHMAN, AARON, Diseño de Máquinas, p.373.

²² SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica, p.1121.

4.2.3.5. Análisis por vibración

El análisis por vibración se encuentra en el ANEXO A siguiendo la recomendación de que la velocidad natural del eje debe estar en un rango 25% mayor o menor al de la velocidad de trabajo.

4.2.3.6. Diámetros resultantes de ejes

Cuadro 4.10. Diámetros resultantes de ejes sistema posicionador

Descripción	Unidades	Eje 1	Eje 2
Diámetro mínimo estático	mm	8.14	9.93
Diámetro mínimo dinámico	mm	10.09	13.61
Diámetro mínimo deflexión	mm	14	18
Diámetro mínimo seleccionado	mm	15	20
Diámetro máximo en cambios de sección	mm	32	30

4.2.3.6. Cálculo de pasadores

Para la sujeción de elementos a los ejes se optó por seleccionar pasadores de expansión para evitar cualquier clase de desplazamiento axial.

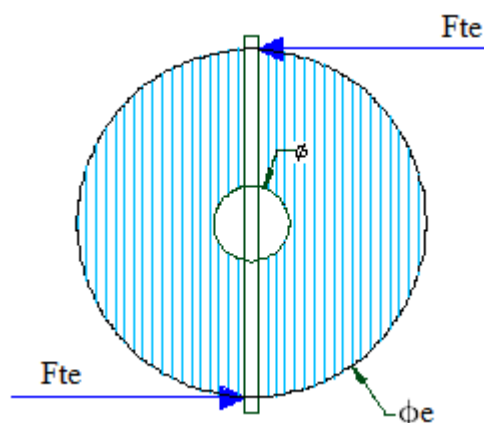


Figura 4.33. Pasador en elementos sujetos a los ejes

Las ecuaciones para el diseño de pasadores a cortante se indican a continuación:

$$\tau_V = \frac{F_t}{A_{\text{corte}}} \quad (4.69)$$

$$S_{su} = FS \cdot \tau_V \quad FS \rightarrow 1 \quad (4.70)$$

El factor de seguridad debe ser lo más cercano a 1, puesto que el pasador tiene la función de un fusible y debe ser el primero en romperse.

La resistencia al cortante para el acero ASTM A36 es calculado en función de la resistencia última ($S_u = 410 \text{ MPa}$) de la siguiente manera:

$$S_{su} := 0.82S_u = 336.2 \text{ MPa} \quad (4.71)$$

La fuerza que actúa sobre el pasador F_{te} se determina con el torque del eje y el diámetro del elemento donde se encuentra ubicado ϕ_e :

$$F_{te} := \frac{2T_{\text{max}}}{\phi_e} \quad (4.72)$$

El área de corte para pasadores de expansión se determina de la siguiente manera:

$$A_{\text{corte}} = \frac{\pi}{4} \cdot \left[d_{\text{pas}}^2 - (d_{\text{pas}} - 2t)^2 \right] \quad (4.73)$$



Figura 4.34. Pasadores de expansión

Cuadro 4.11. Selección de pasadores

Diámetro Estándar (mm)	2	3	4	5	6	7	8	10
Espesor (mm)	0,4	0,6	0,8	1	1,25	1,25	1,5	2
Diámetro Extendido (mm)	2,3	3,3	4,4	5,4	6,4	7,4	8,5	10.5

Descripción	Torque (N.mm)	Diámetro elemento (mm)	Diámetro Pasador (mm)	Espesor (mm)	Longitud (mm)	Área de Corte (mm ²)	Fuerza (N)	Esfuerzo (MPa)	FS
Manzana Cruz de Ginebra	5365	50	2	0,40	60	2,01	214,60	106,73	3,15
Manzana Rueda Conductora	3937	30	2	0,40	40	2,01	262,47	130,54	2,58
Manzana Engrane b	3937	40	2	0,40	50	2,01	196,85	97,90	3,43

El diámetro determinado fue de 2 milímetros, pero por dificultad de disponibilidad en el mercado se optó por seleccionar pasadores de 4 mm.

4.2.3.7. Selección de rodamientos:

Cuadro 4.12. Selección de Rodamientos

Descripción	Tipo	Diámetro Interno	Diámetro Externo	Modelo
Rodamiento Inferior (Eje1)	Contacto angular	15 mm	42 mm	7302B
Rodamiento Superior (Eje1)	Rígido de bolas	15 mm	32 mm	16002
Rodamiento Inferior (Eje2)	Contacto angular	20 mm	52 mm	7304B
Rodamiento Superior (Eje2)	Rígido de bolas	30 mm	55 mm	16006

Su método de cálculo se encuentra en el ANEXO A de acuerdo con el catálogo de la SKF.

4.2.4. Caja reductora

El reductor seleccionado para la parte inferior de la máquina fueron los engranes de dientes rectos debido a su alta eficiencia a bajas velocidades y su facilidad de construcción en el mercado local.

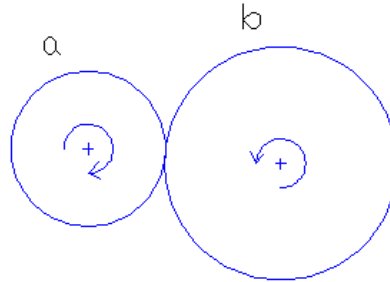


Figura 4.35. Sentido de giro del par de engranes (Piñón a - Engrane b)

Se requiere obtener una velocidad de 26 rpm y se dispone de un motor-reductor de 83 rpm con lo cual se puede obtener la siguiente relación de transmisión:

$$i = \frac{83 \text{ rpm}}{26 \text{ rpm}} = 3.19$$

Para determinar el número de dientes nos impondremos el número de dientes del piñón $z_a = 21$ por recomendaciones de diseño.

$$i = \frac{z_a}{z_b} \tag{4.74}$$

De la relación de transmisión Ecuación 4.74, podemos obtener el valor del número de dientes del engrane $z_b = 67$.

Cuadro 4.13. Parámetros geométricos de los engranes.

Parámetro	Formula	Valor Piñón a	Valor Engrane b
Número de dientes	z	21	67
Modulo	m	2.5	2.5
Angulo de presión	ϕ	20°	20°
Diámetro primitivo	$d_p = mz$	52.5 mm	167.5 mm
Profundidad del diente	$h = 2.167m$	5.42 mm	5.42
Paso circular del diente	$p = \pi m$	7.85 mm	7.85 mm
Espesor del diente	$e = \frac{\pi m}{2}$	3.93 mm	3.93 mm
Diámetro exterior	$d_e = m(z+2)$	57.5 mm	172.5 mm
Diámetro base	$d_b = d_p \cdot \cos\phi$	49.33 mm	157.4 mm
Diámetro de fondo	$d_f = m(z-2.5)$	46.25 mm	161.25 mm
Paso base	$p_b = \frac{\pi d_b}{z}$	7.38 mm	7.38 mm
Paso diametral	$P_d = \frac{z}{d_p}$	0.4 dientes/mm	0.4 dientes/mm
Ancho de cara	B	15 mm	15 mm

La distancia entre centros es:

$$d_{\text{centroab}} := \frac{d_{pa} + d_{pb}}{2} = 110 \text{ mm} \quad (4.75)$$

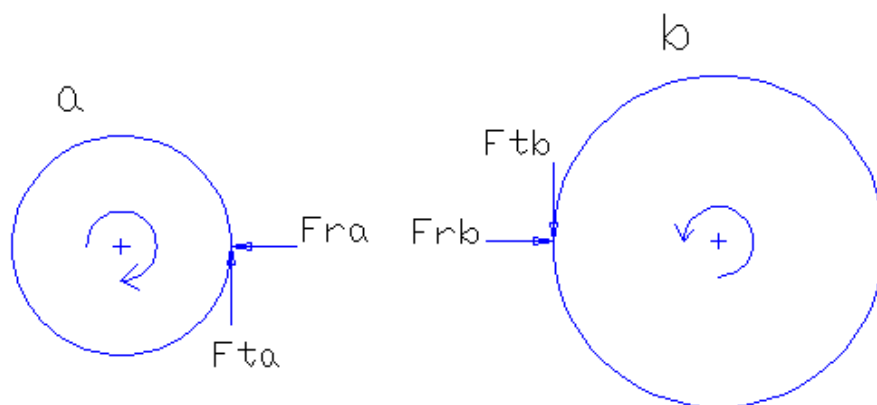


Figura 4.36. Fuerzas en los engranes

La fuerza tangencial en los engranes rectos está dada por la siguiente expresión:

$$F_t = \frac{2T}{d_p} \quad (4.76)$$

La fuerza radial:

$$F_r = F_t \cdot \tan(\phi_{\text{presión}}) \quad (4.77)$$

Para calcular los esfuerzos en los dientes de los engranes se utilizó el método AGMA siendo el esfuerzo flexionante sometido el indicado en la Ecuación 4.94²³

$$\sigma_{\text{agma}} = F_t \cdot K_o \cdot K_s \cdot K_v \cdot \frac{1}{b \cdot m} \cdot \frac{K_h \cdot K_b}{Y_j} \quad (4.78)$$

Donde:

F_t : Fuerza tangencial transmitida

K_o : Factor de sobrecarga

K_v' : Factor dinámico

K_s : Factor de Tamaño

b : Ancho neto de la cara del elemento más angosto

m : Modulo métrico transversal

K_m : Factor de distribución de carga

K_b : Factor de espesor del aro

Y_j : Factor geométrico para resistencia a la flexión

El factor de seguridad con el que está trabajando el engrane puede ser determinado en función del esfuerzo flexionante sometido y el esfuerzo flexionante permisible:

$$SF = \frac{\sigma_{FP} \cdot Y_N}{\sigma_{\text{agma}} \cdot Y_\theta \cdot Y_Z} \quad (4.79)$$

Donde:

σ_{FP} : Esfuerzo flexionante permisible

σ_{agma} : Esfuerzo flexionante sometido

²³ SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica, p.918.

YN: Factor de ciclos de esfuerzo para esfuerzo flexionante

Y θ : Factor de temperatura

SF: Factor de seguridad AGMA a la flexión

YZ: Factor de confiabilidad

También es importante determinar el esfuerzo de contacto o esfuerzo a la picadura.²⁴

$$\sigma_c = Z_E \cdot \sqrt{F_t \cdot K_o \cdot K_s \cdot K_v \cdot \frac{K_m \cdot Z_R}{d_p \cdot b \cdot Z_t}} \quad (4.80)$$

Donde:

Z_E: Coeficiente elástico

F_t: Carga tangencial transmitida

K_o: Factor de sobrecarga

K_{v1}: Factor dinámico

K_s: Factor de tamaño

Z_R: Factor de condición superficial

b: Ancho neto de la cara del elemento más angosto

K_m: Factor de distribución de carga

d_p: Diámetro de paso

Z_t: Factor geométrico para la resistencia a la picadura

El factor de seguridad a la resistencia a la picadura esta dado por la siguiente ecuación:

$$S_H = \frac{\sigma_{HP} \cdot Z_N \cdot Z_W}{\sigma_c \cdot Y_S \cdot Y_Z} \quad (4.81)$$

Donde:

σ_{HP} : Esfuerzo de contacto permisible

σ_c : Esfuerzo de contacto aplicado

Z_N: Factor de vida de ciclos de esfuerzo

Z_W: Factor de relación de dureza

²⁴SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica, p.918.

S_H : Factor de seguridad AGMA a la picadura

Y_θ : Factor de temperatura

Y_Z : Factor de confiabilidad

Cuadro 4.14. Resultados de esfuerzos y factores de seguridad en engranes.

Descripción	Simbología	Valor (Piñón a)	Valor (Engrane b)
Esfuerzo flexionante sometido	σ_{agma}	7.92 MPa	6.57 MPa
Esfuerzo flexionante permisible	σ_{Fperm}	232.09 MPa	232.09 MPa
Factor de Seguridad AGMA a la flexión	SF	29.30	35.33
Esfuerzo de contacto aplicado	σ_C	252.69 MPa	141.47 MPa
Esfuerzo de contacto permisible	σ_{HP}	629.83 MPa	629.83 MPa
Factor de seguridad AGMA a la picadura	S_H	2.49	4.45

Los engranes fueron construidos con un acero AISI 1018, motivo por el cual es necesario realizar un tratamiento térmico de cementación.

Todos los factores y las ecuaciones relacionadas con el cálculo de esfuerzos en engranes de dientes rectos están resueltas en la memoria de cálculo del ANEXO A.

4.2.5. Selección de motor eléctrico

Para seleccionar el motor eléctrico adecuado es necesario determinar la potencia del mismo tomando en cuenta que el motor debe vencer la inercia de los cuerpos en rotación, para esto se utilizará el teorema de la inercia efectiva que consiste en trasladar la inercia de un eje y sus componentes al eje donde se encuentra el motor²⁵.

²⁵ MOTT, ROBERT. L, Diseño de Elementos de Máquinas 4ed, p.844.

Eje 2:

El Eje 2 tiene una velocidad de giro de 26 rpm lo que equivale a:

$$\omega_2 := \omega_{\max} = 2.72 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

La inercia total de los cuerpos que actúan en este eje es:

$$I_2 = 0.395 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2$$

La inercia efectiva se determina de la siguiente forma:

$$I_{e2} := I_2 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_{\text{motor}}} \right)^2 = 1.32 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad (4.82)$$

Donde ω_{motor} es la velocidad a la que gira el motor (1656 rpm o 173.42 rad/s).

Eje 1:

La velocidad de rotación del Eje 1 es:

$$\omega_1 := \omega_2 = 2.72 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Cuadro 4.15. Inercia de los cuerpos que actúan en el Sistema 1

ELEMENTO	MATERIAL	MASA (Kg)	INERCIA (Kg.mm ²)
Rueda Conductora	Acero	1,31	2608,80
Manzana Rueda Conductora	Acero	0,69	757,65
Eje 1	Acero	0,35	21,82
Manzana Engrane b	Acero	0,15	38,11
Engrane b	Acero	2,50	9039,96
	Sumatoria	5,00	12466,34
	FC	1,50	1,50
	TOTAL (I1):	6,50	18699,51

La inercia efectiva del Eje 1 trasladada al eje del motor es la siguiente:

$$I_{e1} := I_1 \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_{\text{motor}}} \right)^2 = 4.61 \times 10^{-6} \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad (4.83)$$

Eje 0:

En este eje solo actúa la inercia del piñón a de $1.273 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, de modo que la inercia efectiva sería la siguiente:

$$\omega_0 := 83 \cdot \frac{2\pi}{60} = 8.69 \quad \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$
$$I_{e0} := I_0 \cdot \left(\frac{\omega_0}{\omega_{\text{motor}}} \right)^2 = 3.2 \times 10^{-7} \quad \text{kg}\cdot\text{m}^2 \quad (4.84)$$

Eje motor:

La inercia del reductor tiende a cero, de modo que no afecta en los cálculos.

La inercia efectiva total es la suma de todas las inercias efectivas:

$$I_e := I_{e2} + I_{e1} + I_{e0} = 1.37 \times 10^{-4} \quad \text{kg}\cdot\text{m}^2 \quad (4.85)$$

Potencia requerida para el motor

El motor-reductor a seleccionar debe vencer la inercia efectiva de todos los cuerpos (I_e) y alcanzar la velocidad de 83 rpm en la mitad del tiempo de movimiento de la cruz de ginebra calculado en la Ecuación 4.3 es decir 0.38 segundos.

Por tanto la aceleración angular requerida será la siguiente:

$$\alpha_{\text{motor}} := \frac{\omega_{\text{motor}}}{\frac{tm}{2}} = 451.14 \quad \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (4.86)$$

El torque requerido y la potencia se expresan de la siguiente manera:

$$\text{Torq} := I_e \cdot \alpha_{\text{motor}} = 0.06 \quad \text{N}\cdot\text{m} \quad (4.87)$$

$$Pot := Torq \cdot \omega_{motor} = 10.73 \text{ W} \quad (4.88)$$

Sin embargo, se debe considerar un factor de servicio para este tipo de máquinas el cual es de 1.5 (Ver ANEXO B), también se debe considerar una eficiencia mecánica y una eficiencia del motor eléctrico:

$$F_{serv} := 1.5 \text{ Factor de servicio}$$

$$\epsilon_m := 0.7 \text{ Eficiencia Mecánica}$$

$$\epsilon_e := 0.8 \text{ Eficiencia Motor Eléctrico}$$

$$P := \frac{F_{serv} \cdot Pot}{\epsilon_m \cdot \epsilon_e} = 28.73 \text{ W} \quad (4.89)$$

La potencia requerida para el motor que va a mover todo el sistema posicionador de envases debe ser de 29 W.

En el mercado existen gran variedad de motores eléctricos y se logró conseguir un motor de 0.25 KW que es uno de los más pequeños disponibles y satisface con holgura la demanda de potencia requerida.

Cuadro 4.16. Características del motor disponible marca SEW USO COME

Potencia (KW)	0.25	
Velocidad motor (rpm)	1656	
Voltaje (V)	Δ	254
	Y	440
Amperaje (A)	Δ	1.27
	Y	0.73
Frecuencia (Hz)	60	
Velocidad reductor (rpm)	83	

4.3. SISTEMA CAPSULADOR

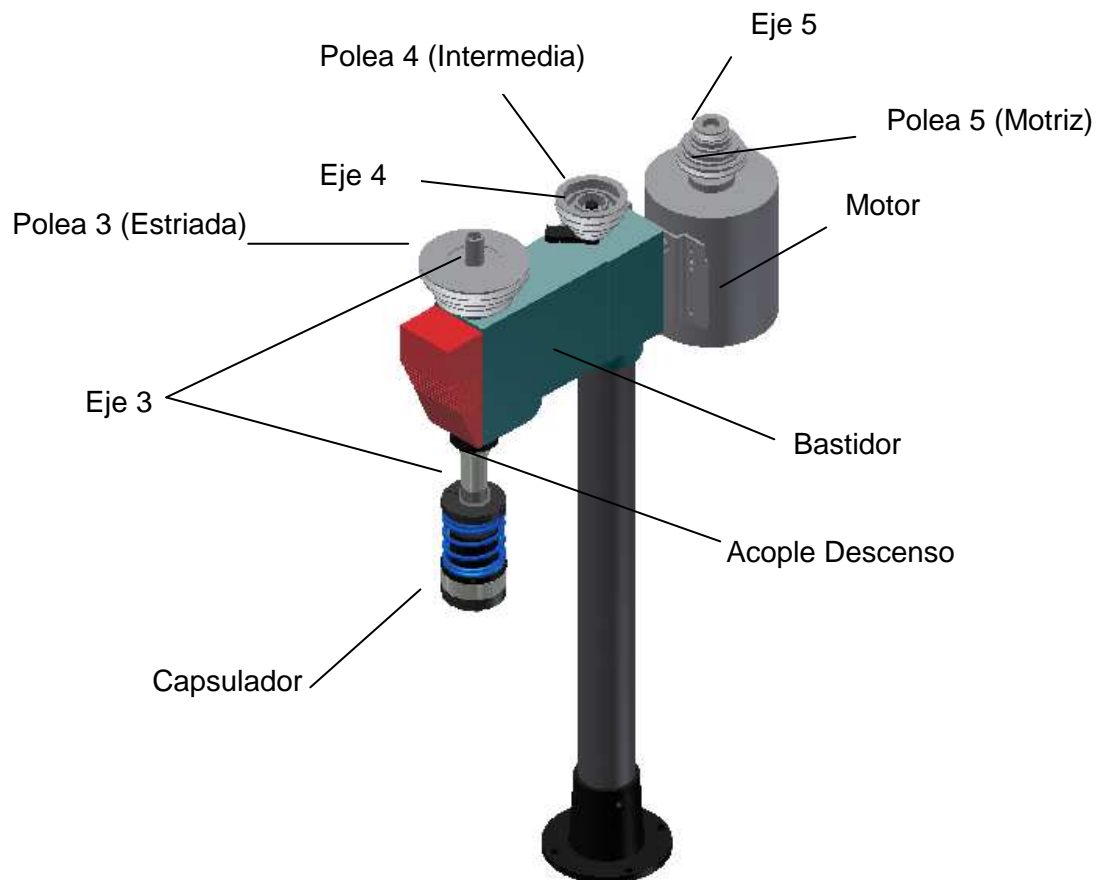


Figura 4.37. Sistema Capsulador

4.3.1. Capsulador

El capsulador es el elemento encargado de sellar las tapas en las botellas. Este elemento consta de un embrague magnético que permite regular el torque necesario para ajustar la tapa rosca a la botella.



Figura 4.38. Capsulador magnético

El embrague magnético permite regular torques entre 0 a 30 Nm, siendo un torque de 15 lb.pulg (1.7 N.m) el necesario para sellar las tapas de 28 mm.

Para que las tapas puedan ser ajustadas, es necesario adquirir un acople estriado con las mismas ranuras de la tapa para ensamblarlo en el cabezal capsulador y así este pueda cumplir su función.

El cabezal capsulador también consta de un regulador de altura que sirve para desplazarlo axialmente según se requiera.

4.3.2. Sistema de transmisión

El sistema de transmisión de la parte superior de la máquina seleccionado fueron las poleas en v por su facilidad de adquisición y fácil acoplamiento.

Para obtener la relación deseada primero se determinó la velocidad necesaria a la que debe girar el capsulador para sellar las tapas en un tiempo mínimo sabiendo que el tiempo de reposo de la Cruz de Ginebra es de 1.53 s. En este tiempo se debe lograr que el cabezal capsulador baje, selle y vuelva a subir, por tanto solo

se dispone de 0.8 s para que la tapa gire 3.5 vueltas y quede completamente ajustada, por tanto:

$$n := \frac{3.5}{0.8} \cdot 60 = 262.5 \text{ rpm}$$

La velocidad n será incrementada a 275 rpm (n3) como factor de seguridad y se considerará una velocidad de rotación del motor n5 de 1700 rpm dando como resultado la siguiente relación de transmisión:

$$i_r := \frac{n_5}{n_3} = 6.18 \tag{4.90}$$

Esta relación de transmisión es muy alta para transmitirla en dos ejes por lo cual se optó en obtener tres ejes con tres poleas de los siguientes diámetros:

$$d_3 := 136.20 \text{ mm} \quad \text{polea conducida}$$

$$d_{4a} := 45 \text{ mm} \quad \text{polea intermedia}$$

$$d_{4b} := 90 \text{ mm} \quad \text{polea intermedia}$$

$$d_5 := 44.1 \text{ mm} \quad \text{polea motriz}$$

La polea intermedia tiene dos diámetros para poder transmitir el movimiento tanto al Eje 3 como al Eje 5 quedando la relación de transmisión de la siguiente manera:

$$i_{34} := \frac{d_3}{d_{4a}} = 3.03 \tag{4.91}$$

$$i_{45} := \frac{d_{4b}}{d_5} = 2.04 \tag{4.92}$$

$$i_p := i_{34} \cdot i_{45} = 6.18 \tag{4.93}$$

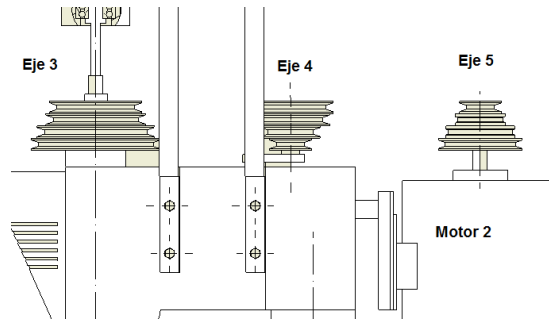


Figura 4.39. Ejes sistema capsulador

Por tanto, la velocidad del Eje 4 y la nueva velocidad del Eje 3 serían:

$$n4 := \frac{n5}{i45} = 833 \text{ rpm} \quad (4.94)$$

$$n3 := \frac{n4}{i34} = 275.22 \text{ rpm} \quad (4.95)$$

La polea número 3 es una polea con un bocín estriado en su centro para permitir que el eje que pasa por su interior se desplace libremente cada vez que el pistón realiza el movimiento vertical del capsulador. Las bandas utilizadas para las poleas serán la 3V 630 entre la polea del Eje 5 y la polea del Eje 4 y la 3V 670 entre el Eje 4 y el Eje 3.

4.3.3. Diseño de flechas y acoples



Figura 4.40. Eje capsulador (Eje3)

Eje 3

El eje del sistema capsulador es un elemento de mucha importancia puesto que en él se acoplará el cabezal capsulador y será el elemento que permitirá el desplazamiento axial del mismo. Este eje consta de una sección estriada que lo permite desplazarse por la polea superior cada vez que el pistón del sistema neumático se activa.

Este eje fue fabricado de acero inoxidable AISI 304 con una resistencia a la fluencia (S_y) de 255 MPa²⁶, para calcular su diámetro se optó por escoger un factor de seguridad de 4 debido a que va estar sometido a fatiga. El diseño fue realizado a torsión de la siguiente manera:

Resistencia a la torsión:

$$S_{sy} := 0.577S_y = 130.189 \text{ MPa} \quad (4.96)$$

El torque que se transmite al eje es el torque necesario para sellar la tapa de la botella:

$$T_z = 1700 \text{ N.mm}$$

El esfuerzo aplicado:

$$\tau := \frac{S_{sy}}{FS} = 32.547 \text{ MPa} \quad (4.97)$$

$$\tau = \frac{16T_z}{\pi \phi_{eje}^3} \quad (4.98)$$

Despejando el diámetro de la Ecuación 4.98:

$$\phi_{eje} := \sqrt[3]{\frac{16T_z}{\pi \tau}} = 6.43 \text{ mm} \quad (4.99)$$

²⁶ Catálogo Iván Bohman, Materiales de Ingeniería, p.39.

Las dimensiones finales de este eje se detallan en el plano del ANEXO F teniendo como sección mínima un diámetro de 14 milímetros.

Acople de descenso

El acople de descenso es el elemento donde se instalan los rodamientos del Eje 3 y permite que éstos descendan juntos en el momento de capsular.

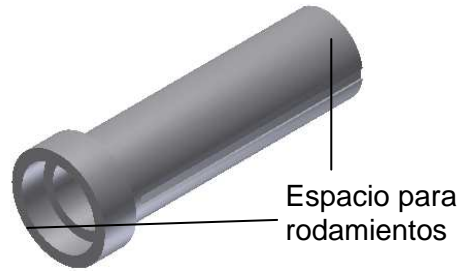


Figura 4.41. Acople de descenso

Acople pistón

Los ejes de actuadores generalmente no están diseñados para movimientos rotacionales, simplemente realizan movimientos axiales; el acople del pistón es un elemento que permite al Eje 3 rotar libremente sin transmitir su movimiento al eje del pistón mediante dos tapas a manera de alojamientos como se indica la figura.

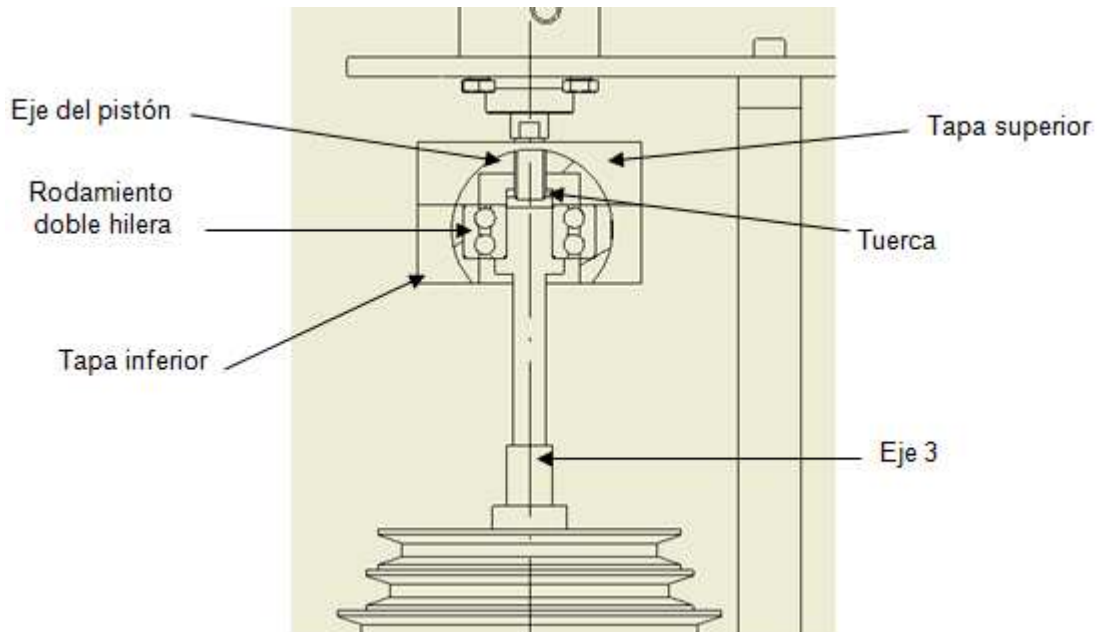


Figura 4.42. Acople pistón

La tapa inferior sostiene al Eje 3 y contiene un rodamiento de doble hilera; la tapa superior se encuentra roscada al eje del pistón y consta de una tuerca para su ajuste y regulación.

Rodamientos

Cuadro 4.17. Rodamientos sistema capsulador

Tipo	Diámetro Interno	Diámetro Externo	Modelo SKF
Rígido de bolas	20 mm	40 mm	6204
Rígido de bolas	17 mm	32 mm	6203
Doble hilera	15 mm	42 mm	3302

El resto de elementos del sistema se encuentran detallados en el ANEXO F correspondiente a los planos individuales y de conjunto.

4.3.4. Selección de motor eléctrico

Para seleccionar el motor eléctrico se requiere determinar las inercias de cada uno de los sistemas en rotación y trasladarlos al eje del motor (Eje5).

Sistema del Eje3

Las masas e inercias que giran en este eje se detallan en el Cuadro 4.18.

Cuadro 4.18. Masas e inercias del sistema del Eje3

ELEMENTO	MATERIAL	MASA (kg)	INERCIA (kg.mm ²)
Polea Conducida	Aluminio	1,03	1981,21
Eje3	Acero Inox	1,21	98,86
Capsulador	Acero Inox	8,08	6293,03
Acople Descenso	Acero	1,09	520,40
	TOTAL	11,41	8893,50

$$I_{e3} := I_3 \cdot \left(\frac{n_3}{n_5} \right)^2 = 233.1 \quad \text{kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (4.100)$$

Donde:

I_3 es la inercia de los cuerpos en rotación en el sistema del eje 3 y determinada en el Cuadro 4.11.

I_{e3} es la inercia efectiva de estos cuerpos trasladados al eje del motor.

n_3 es la velocidad de rotación del eje 3

n_5 es la velocidad de rotación del motor.

Sistema del Eje4

En este sistema solo actúa la inercia de la polea intermedia:

$$M_{\text{polea4}} := 0.22 \text{ kg}$$

$$I_{\text{polea4}} := 187 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$$

La inercia efectiva queda de la siguiente manera:

$$I_{e4} := I_4 \cdot \left(\frac{n_4}{n_5} \right)^2 = 44.9 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2 \quad (4.101)$$

Sistema del Eje5

En este sistema actúa la inercia de la polea motriz:

$$M_{\text{polea5}} := 0.19 \text{ kg}$$

$$I_{\text{polea5}} := 142.66 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$$

$$I_{e5} := I_{\text{polea5}} \cdot \left(\frac{n_5}{n_5} \right)^2 = 142.66 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2 \quad (4.102)$$

Inercia efectiva total

$$I_e := \frac{F_c \cdot (I_{e3} + I_{e4} + I_{e5})}{1000^2} = 6.31 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad (4.103)$$

Potencia requerida

Una vez obtenida la inercia efectiva, es necesario determinar la aceleración angular para obtener el torque del sistema y posteriormente la potencia.

La aceleración angular se la calcula con la siguiente ecuación tomando un tiempo necesario para vencer la inercia de los cuerpos ($t = 0.76$ s), igual a un tiempo de movimiento de la Cruz de Ginebra.

$$\alpha_{\text{motorc}} := \frac{\omega^5}{t} = 234.24 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (4.104)$$

El torque (Torqc) y la potencia necesaria para vencer la inercia (Pc1) serían los siguientes:

$$\text{Torqc} := I_e \cdot \alpha_{\text{motorc}} = 0.15 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.105)$$

$$\text{Pc1} := \text{Torqc} \cdot \omega^5 = 26.31 \text{ W} \quad (4.106)$$

Sin embargo, también es indispensable determinar la potencia requerida para sellar una tapa (Pc2), la cual se encuentra en función del torque que se debe ejercer a la tapa ($T_c = 1700$ N.mm) y la velocidad a la que gira el capsulador ω_3 .

$$\omega_3 := n_3 \cdot \frac{2\pi}{60} = 28.82 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$
$$\text{Pc2} := T_c \cdot \omega_3 = 48.96 \text{ W} \quad (4.107)$$

La potencia total sería:

$$\text{Pc} := \text{Pc1} + \text{Pc2} = 75.28 \text{ W} \quad (4.108)$$

Para calcular la potencia del motor es necesario tomar en cuenta la eficiencia eléctrica, mecánica y un factor de servicio para este tipo de máquinas:

$F_{serv} := 1.5$ Factor de servicio

$\epsilon_m := 0.7$ Eficiencia Mecánica

$\epsilon_e := 0.8$ Eficiencia Motor Eléctrico

Por tanto la potencia del motor a seleccionar será de:

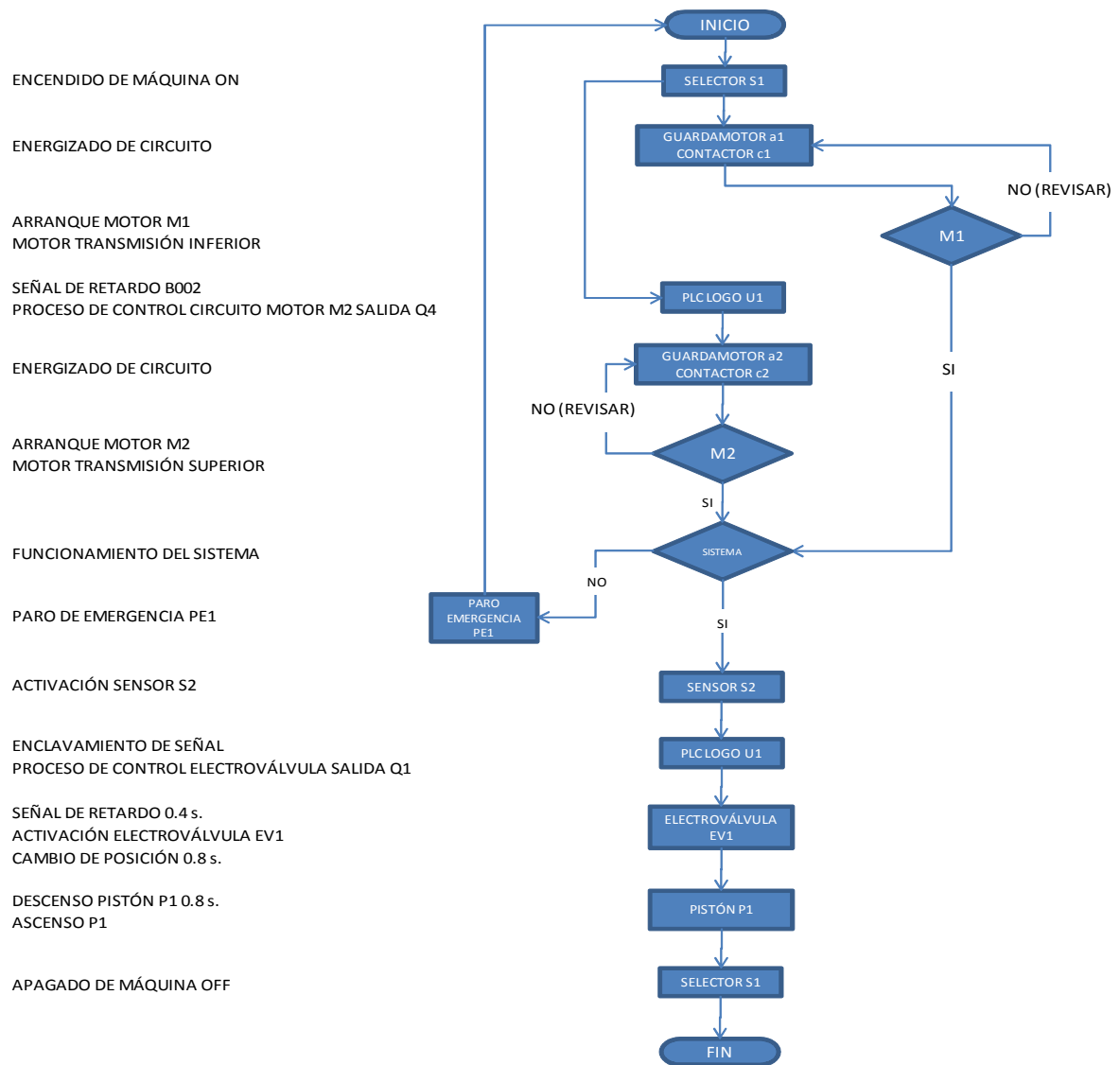
$$P_{ce} := \frac{F_{serv} \cdot P_c}{\epsilon_m \cdot \epsilon_e} = 201.63 \text{ W} = 0.27 \text{ HP} \quad (4.109)$$

El motor disponible fue de 3/4 HP, potencia suficiente para cumplir con el trabajo requerido.

4.4. AUTOMATIZACIÓN

La parte de automatización se compone de un sistema neumático, eléctrico de fuerza y de control. En el Cuadro 4.19. se detalla una descripción del funcionamiento de dichos sistemas.

Cuadro 4.19. Diagrama de funcionamiento de sistemas de automatización



4.4.1. Sistema Electro-neumático

El sistema electro-neumático está compuesto de los siguientes elementos detallados en el Cuadro 4.20.

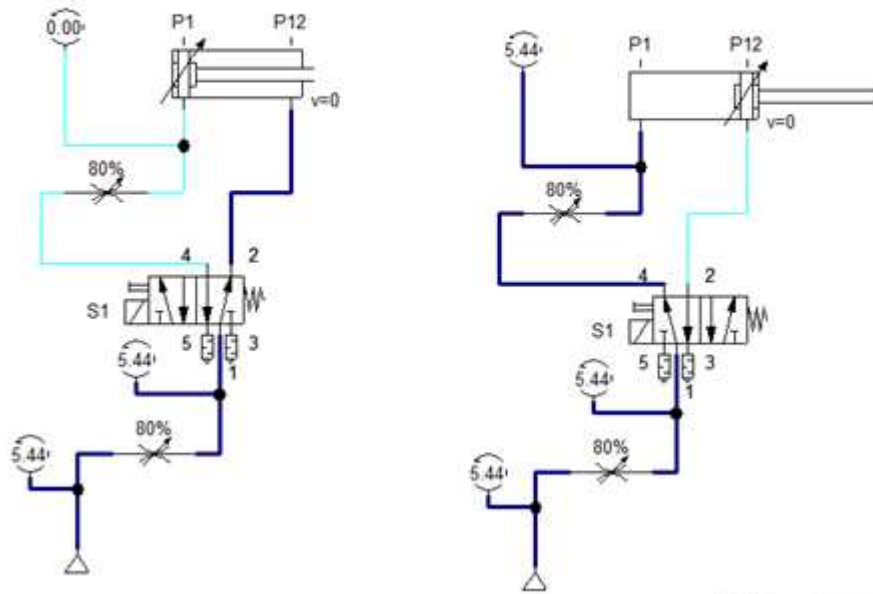
Cuadro 4.20. Elementos neumáticos

Descripción	Características	Cantidad
Actuador neumático	FESTO Pistón doble efecto DNC-32-50-PPV	1
Electroválvula	FESTO Válvula 5/2 monoestable MFH-5-1/8 Bobina 24 V MSFG-24/42-50/60	1
Silenciador	Festo U-1/8	2
Racor	U-1/8 Diámetro manguera 6 mm.	10
Regulador de presión	FESTO LR-1/8-G 159 505 Pmax: 20 bar	2
Manómetro	FESTO 162835 Escala 0 - 10 bar	2
Manguera neumática	Diámetro 6 mm.	8 m.
Acople rápido	U-1/8 Diámetro manguera 6 mm.	1

El sistema neumático se encuentra explicado en la Figura 4.42 donde el sensor inductivo activará el circuito electro-neumático cambiando de posición a la válvula 5/2 cada vez que la botella se detenga de acuerdo con los pasos de la Cruz de Ginebra.

POSICIÓN INICIAL

POSICIÓN FINAL



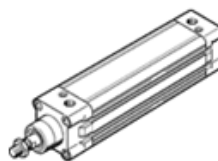
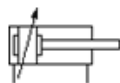
Denominación del componente	Marca	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Cilindro doble efecto				100						100		

mm

Figura 4.43. Diseño sistema electro-neumático y diagrama de estado del actuador

El actuador utilizado es de doble efecto y fue seleccionado para que soporte una carga axial de 152 N calculada con un factor de seguridad de 1.5 al peso de los cuerpos que este mueve. Las características del actuador utilizado se detallan en el Cuadro 4.21.

Cuadro 4.21. Datos del actuador FESTO DNC 32 - 50 - PPV



Caracter.	Propiedades
Carrera	50 mm
Diámetro del émbolo	32 mm
Rosca del vástago	M10x1,25
Amortiguación	PPV: Amortiguación neumática regulable a ambos lados
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	ISO 15552 (hasta ahora también VDMA 24652, ISO 6431, NF E49 003.1, UNI 10290)
Extremo del vástago	Rosca exterior
Construcción	Émbolo Vástago Tubo perfilado
Detección de la posición	Sin
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	0,6 - 12 bar
Forma de funcionamiento	De efecto doble
Fluido	Aire seco, lubricado o sin lubricado
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-20 - 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Energía del impacto en las posiciones finales	0,1 J
Carrera de amortiguación	20 mm
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	415 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	483 N

4.4.2. Sistema Eléctrico

El sistema eléctrico se compone de las siguientes partes como se detalla en el Cuadro 4.22.

Cuadro 4.22. Elementos eléctricos

Descripción	Características	Nomenclatura plano
Motor - Reductor SEW USO COME 3 Fases	Potencia: 0.25 KW Velocidad motor: 1656 rpm Voltaje: 254 V Amperaje: 1.27 A Frecuencia: 60 Hz Velocidad reductor: 77 rpm	M1
Guarda - motor SIEMENS	Amperaje: 1 - 1.6 A	a1
Contactora - SIEMENS SRIUS	Bobina: 220 V	c1
Sensor PNP	Voltaje 24 V DC	S2
PLC SIEMENS LOGO	Voltaje 24 V DC Entradas 8 Salidas tipo relé 4	U1
Bobina electroválvula FESTO	Voltaje 24 V DC	EV1
Motor - INDUCTION MOTOR 1 Fases	Potencia: 3/4 HP Velocidad motor: 1700 rpm Voltaje: 120 V Frecuencia: 60 Hz	M2
Guarda - motor SIEMENS	Amperaje: 9 - 14 A	a2
Contactora - SIEMENS SRIUS	Bobina: 220 V	c2
Fusibles CAMSCO	Amperaje: 2 A	F2, F1
Fusibles CAMSCO	Amperaje: 1 A	F3
Fuente de poder	Voltaje Entrada 220 V AC Voltaje Salida 24 V DC Amperaje: 3 A	PSU1
Selector ON - OFF	Dos posiciones	S1_F
Paro de emergencia	Dos posiciones	PE1

El circuito eléctrico tanto de fuerza como de control se detalla en los planos en el ANEXO G.

4.4.3. Automatización

Las partes necesarias para la automatización de la máquina capsuladora se detallaron en el cuadro 4.15, para programar el PLC LOGO, se utilizó el software “LOGO CONFORT 6.1”.

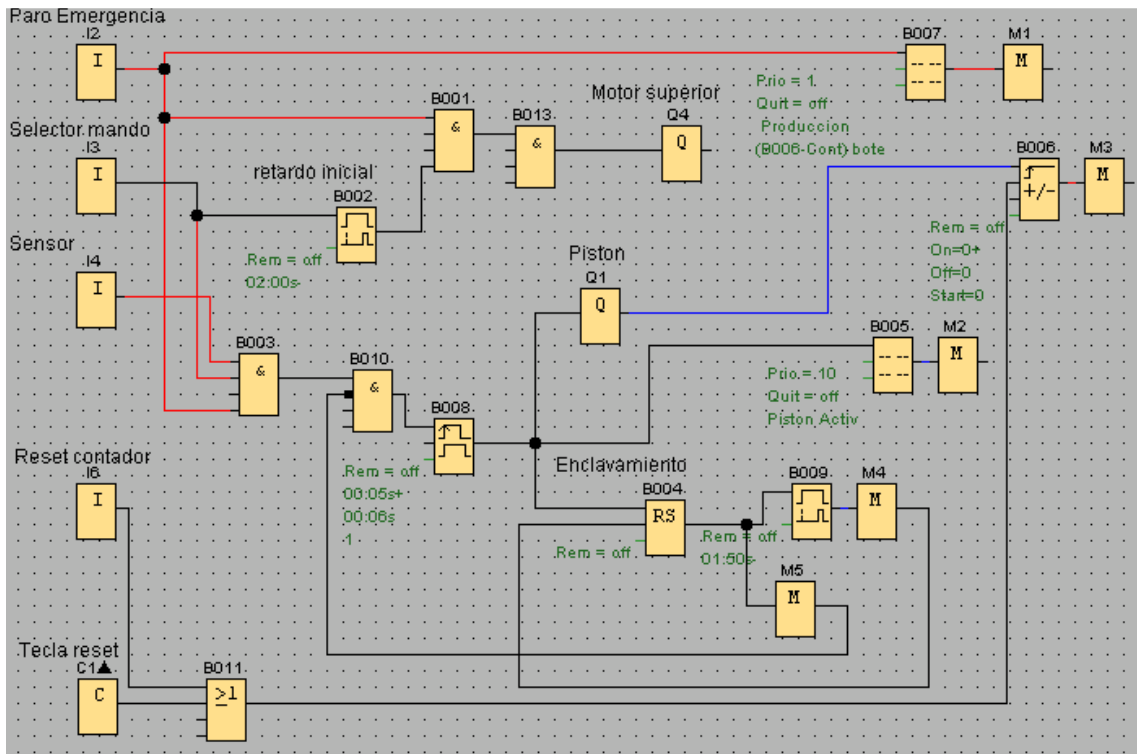


Figura 4.44. Diseño circuito automatización

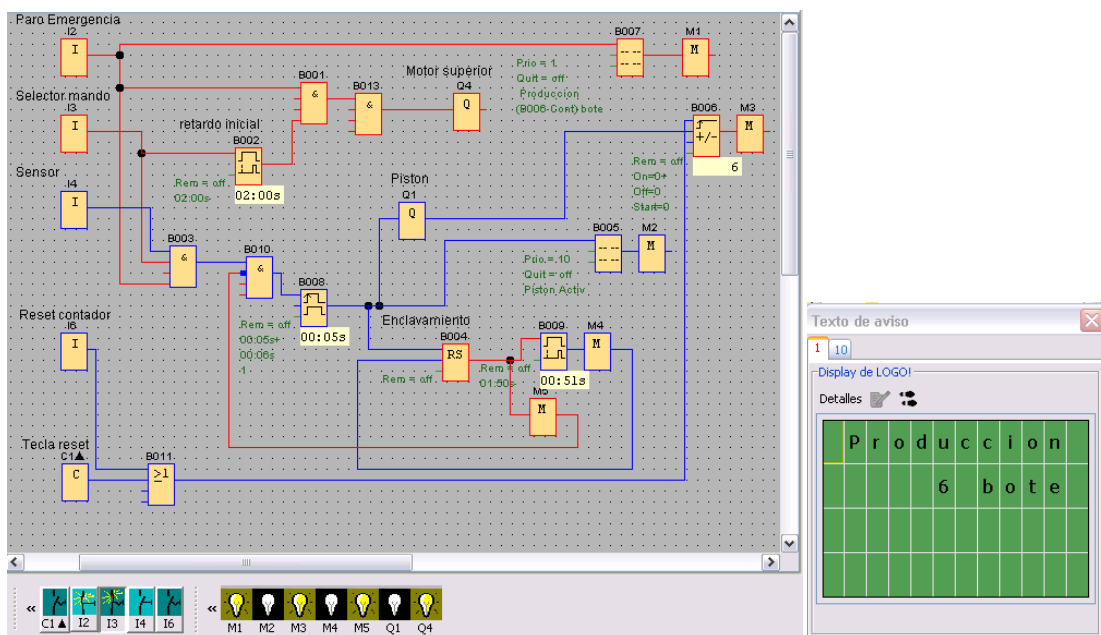


Figura 4.45. Circuito de automatización en funcionamiento

4.6. MODELADO DE ELEMENTOS

El modelado de los sistemas fue realizado en el programa AUTODESK INVENTOR 2011.

4.6.1 Bastidor

El bastidor fue construido con tubos de acero de sección cuadrada (40x40) milímetros y un espesor de 3 milímetros. Para realizar el cálculo estructural se determino el peso de los cuerpos que van asentados en la estructura como se indica a continuación:

Cuadro 4.23. Pesos de los elementos (primer piso de la estructura)

ELEMENTO	MATERIAL	CANTIDAD	MASA	MASA TOTAL
Plato superior	Plástico	1	1,70	1,70
Plato inferior	Plástico	1	1,62	1,62
Manzana plato inferior	Acero	1	2,63	2,63
Cruz de Ginebra	Acero	1	0,96	0,96
Manzana cruz	Acero	1	1,06	1,06
Eje 2	Acero	1	1,45	1,45
Columna	Acero Inox	6	0,34	2,04
Botella llena	Agua	5	0,79	3,95
Calzo Superior	Acero Inox	6	0,19	1,14
Alojamiento 21	Acero	1	0,62	0,62
Rueda Conductora	Acero	1	1,15	1,15
Manzana Rueda Conductora	Acero	1	0,59	0,59
Eje 1	Acero	1	0,39	0,39
Engrane b	Acero	1	2,53	2,53
Alojamiento 11	Acero	1	0,47	0,47
Engrane a	Acero	1	0,20	0,20
Plancha inferior	Acero	1	33,52	33,52
Motor reductor	Varios	1	15	15,00
Rodamiento inferior 1	Varios	1	0,11	0,11
Rodamiento inferior 2	Varios	1	0,21	0,21
Polea Conducida	Aluminio	1	1,70	1,70
Eje3	Acero Inox	1	1,62	1,62
Capsulador	Acero Inox	1	2,63	2,63
Acople Descenso	Acero	1	0,96	0,96
Polea Intermedia	Aluminio	1	0,22	0,22
Polea Motriz	Aluminio	1	2,71	2,71

Bastidor	Acero	1	30,44	30,44
Columna pedestal	Acero	1	3,17	3,17
Base Columna	Acero	1	2,93	2,93
Plancha	Acero	1	0	0,00
Soporte motor	Acero	1	1,63	1,63
Motor	Varios	1	8	8,00
Pistón	Varios	1	0,25	0,25
			Sumatoria (Kg)	127,60
			g (m/s²)	9,81
			FC	1,5
			TOTAL (N):	1877,63

Este peso fue dividido para los cuatro lados de la estructura obteniendo un valor por cada lado de 470 N.

Cuadro 4.17. Pesos de los elementos (segundo piso de la estructura)

ELEMENTO	MATERIAL	CANTIDAD	MASA	MASA TOTAL
Alojamiento superior 1	Acero	1	0,33	0,33
Alojamiento superior 2	Plástico	1	0,34	0,34
Plancha superior	Acero	1	33,08	33,08
Rodamiento superior 1	Acero	1	0,12	0,12
Rodamiento superior 2	Plástico	1	0,03	0,03
			Sumatoria (Kg)	33,9
			g (m/s²)	9,81
			FC	1,5
			TOTAL (N):	498,84

La plancha que está colocada en este piso solo abarca 3 lados de la estructura, por lo tanto este peso se distribuyó para los 3 lados afectados con un valor de 170 N.

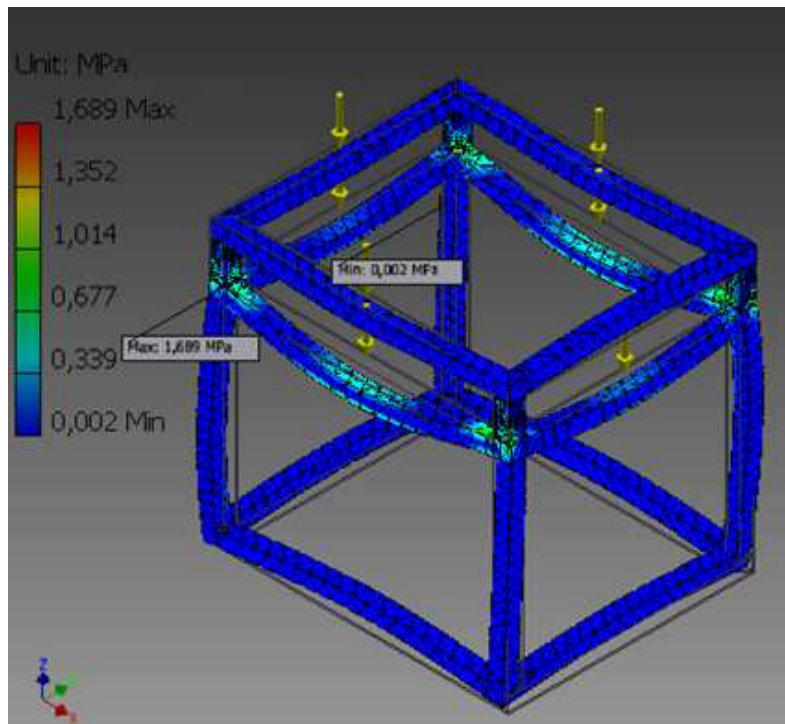


Figura 4.46. Esfuerzo en el bastidor de la máquina

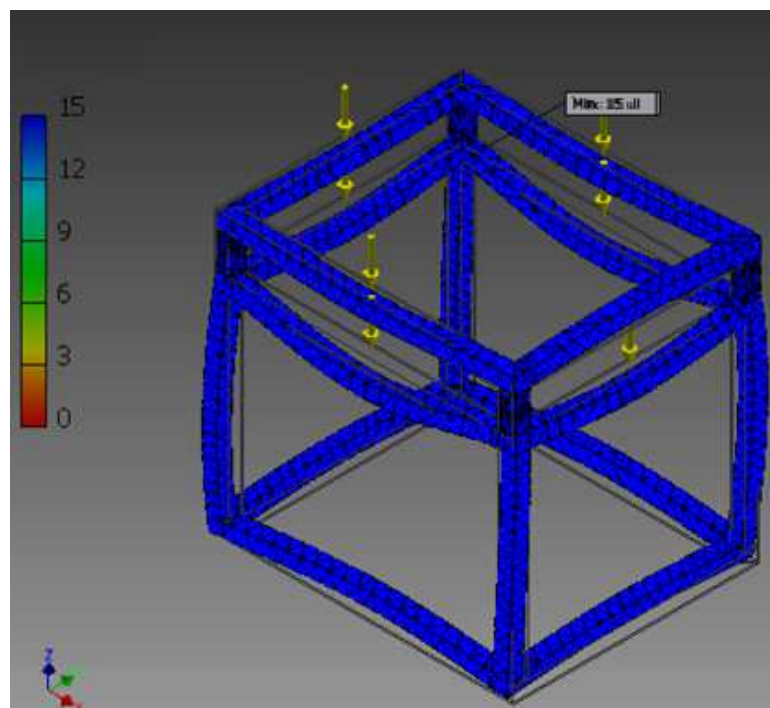


Figura 4.47. Factor de seguridad del bastidor de la máquina

Como se pudo observar en las Figuras 4.46 y 4.47 el bastidor de la máquina soporta sin ningún inconveniente las cargas aplicadas en el, obteniéndose un factor de seguridad superior a 15.

CAPÍTULO V

CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

5.1. RECURSOS

5.1.1. Mano de obra

La mano de obra requerida para este proyecto debe ser personal técnico experimentado y calificado para obtener un resultado profesional en el diseño, la construcción y montaje. El personal y sus responsabilidades se detallan a continuación:

Diseñadores

- Responsables de diseñar el proyecto.
- Dirigir el proceso de construcción.
- Realizar pruebas de funcionamiento.

Soldadores

- Realizar procesos de soldadura SMAW y TIG.

Operadores de taller

- Manejar maquinaria especializada como torno y fresadora para la construcción de elementos.
- Realizar actividades de metalmecánica.

Pintores

- Pintura del bastidor

Técnicos Eléctricos

- Realizar conexiones eléctricas
- Instalar tablero de fuerza y control

5.1.2. Máquinas y herramientas

Torno paralelo

Es un conjunto de máquinas herramienta de accionamiento mecánico que permiten torneado y cortar metal de forma geométrica. Esta máquina consta de cuatro partes principales: la bancada, el cabezal, el contra cabezal y los carros. Este tipo de torno realiza varias operaciones como refrentado, torneado cilíndrico, torneado cónico, troceado, ranurado, moleteado, entre otras.



Figura 5.1. Torno paralelo

Fresadora

Es una máquina herramienta utilizada para realizar mecanizados por arranque de viruta mediante el movimiento de una herramienta rotativa de varios filos de corte denominada fresa.



Figura 5.2. Fresadora

Fresadora torreta

Es aquella cuyo eje porta fresas es vertical perpendicular a la mesa de trabajo. Las fresas de corte se montan en el husillo y giran sobre su eje. En general son mono poleas y tiene la mesa con movimiento automático en sentido vertical, longitudinal y transversal.



Figura 5.3. Fresadora torreta

Taladro de pedestal

Este tipo de taladro es una máquina herramienta que se utiliza para realizar perforaciones en diferentes materiales, mediante el arranque de viruta. Está compuesta por una maciza columna de fundición que forma un eje rígido sobre el cual se desplazan los diferentes elementos de la máquina. Esta constitución robusta permite a los taladros de pedestal efectuar agujeros en el acero con mayor precisión, profundidad y velocidad que un taladro manual.



Figura 5.4. Taladro pedestal

Alicate

Son tenazas de acero con brazos inclinados de puntas cuadrangulares o de forma de cono truncado, estas herramientas manuales sirven para sujetar, doblar o cortar objetos pequeños, para torcer alambres o para cortar y modelar conductores.



Figura 5.5. Alicate

Playo de Presión

Muy similar al alicate, pero cuenta con un mecanismo que se puede ajustar para sujetar distintos espesores sin la necesidad de que una persona tenga que manipularlo.



Figura 5.6. Playo de presión

Arco de Sierra

Formada por una hoja de sierra montada sobre un arco o soporte. Se utiliza generalmente para realizar pequeños cortes en piezas metálicas o plásticas. Dependiendo del uso que se le quiera dar, la hoja presenta diversos dentados y calidad.



Figura 5.7. Arco de Sierra

Martillo

Es una herramienta de percusión compuesta por una cabeza de hierro o acero sujeta a un mango.



Figura 5.8. Martillo

Tarraja

Es una herramienta que permite realizar u corte helicoidal, mediante este se pueden realizar roscas en la parte externa de una pieza.



Figura 5.9. Tarraja

Machuelo

Es una herramienta de corte recto o helicoidal, se utiliza para elaborar cuerdas roscadas en diferentes materiales principalmente hierro.



Figura 5.10. Machuelo

Destornilladores

Esta herramienta permite atornillar y destornillar. Es un instrumento formado por una barra de hierro o acero, sujeta a un mango por un extremo y terminada en forma plana, de estrella o Phillips por el otro.



Figura 5.11. Destornillador

Laves Mixtas

Son instrumentos manuales destinados a ejercer el esfuerzo de torsión necesario para apretar o aflojar tornillos. Estas llaves tienen formas muy diversas y tienen dos cabezas con una medida diferente para que pueda servir para apretar dos tornillos diferentes.

Llaves hexagonales

Es un instrumento utilizado para atornillar y desatornillar tornillos, que tienen cabeza en forma hexagonal.



Figura 5.12. Llaves hexagonales

Flexómetro

Es un instrumento de medición el cual es coincido con el nombre de cinta métrica, con la particularidad de que está construido por una delgada cinta metálica flexible, dividida en unidades de medición, y que se enrolla dentro de una carcasa metálica o de plástico.



Figura 5.13. Flexómetro

Pie de rey

Es un instrumento de medida de presión utilizado para calcular espesores y diámetros de objetos relativamente pequeños, desde centímetros hasta fracciones de milímetros. Consta de una regla provista de un aparato destinado a la medida precisa de longitudes o de ángulos.

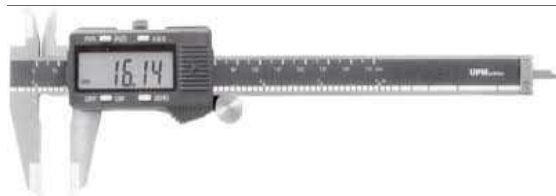


Figura 5.14. Pie de rey

Escuadra:

Instrumento de medición hecho de diferentes materiales, en forma de rectángulo compuesto de dos reglas que forman un ángulo recto.



Figura 5.15. Escuadra

Micrómetro medidor de interiores y exteriores

Es un instrumento de medición cuyo funcionamiento está basado en el tornillo micrométrico que sirve para medir las dimensiones de un objeto con alta precisión. Se necesitan varios micrómetros para los diferentes rangos de medición.



Figura 5.16. Micrómetro interior



Figura 5.17. Micrómetro exterior

5.1.3. Materiales

5.1.3.1 Acero inoxidable 304

Formas y acabados: se produce en una variedad de formas como: barra redonda, cuadrada, solera y hexagonal; laminadas en caliente, estiradas en frío o pulidas y rectificadas; alambre, lámina y placa, cinta, tubo con y sin costura y barra perforada

Características: resistencia a una amplia diversidad de medios corrosivos, incluyendo productos de petróleo caliente y gases de combustión. Resistente a la corrosión en servicio intermitente hasta 871°C (1600° F) y hasta 926° C (1700° F) en servicio continuo. Muy buena soldabilidad, utilizar electrodos tipo 308S. Para maquinado se recomiendan velocidades de 40 a 85 pies de superficie / min.

Aplicaciones: Es utilizado en la industria alimenticia, textil, química y petrolera, para piezas y partes que necesiten ser soldadas; para fabricar tuercas, tornillos, partes para válvulas, cuchillería, artículos domésticos, etc. ²⁷

²⁷ <http://www.acerospalmexico.com.mx/304.htm>

5.1.3.2. Acero AISI 1045

Características: es un acero de gran resistencia y dureza. Se puede usar con tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas, presenta soldabilidad adecuada. Por todas las características mencionadas anteriormente es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria.

Aplicaciones: este tipo de aceros es utilizado principalmente para la elaboración de piñones, cuñas, ejes, tornillos, piezas de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches.²⁸

5.1.3.3. Acero A36

Formas y acabados: se produce en una amplia variedad de formas, que incluyen planchas, perfiles estructurales, tubos, barras y láminas

Características: tiene una densidad de 7850 kg/m³ (0.28 lb/in³). Tiene un límite de fluencia mínimo de 250 MPA (36 ksi), y un límite de rotura mínimo de 410 MPa (58 ksi). Las planchas con espesores mayores de 8 plg (203,2 mm) tienen un límite de fluencia mínimo de 220 MPA (32 ksi), y el mismo límite de rotura.

5.1.3.4. Electrodo de revestimiento 6010

Características: electrodo con polvo de hierro en el revestimiento, que permite una velocidad de depósito mayor y una aplicación más fácil. La estabilidad del arco y el escudo protector que da el revestimiento ayudan a dirigir el depósito reduciendo la tendencia a socavar.

Aplicaciones: es utilizado en aceros de bajo y mediano carbono, placas galvanizadas y aceros con baja aleación. Ideal para fondeo por su grandiosa penetración y estabilidad de arco en estanques, estructuras, planchas corrientes y galvanizadas, tuberías de presión, cañerías, barcos, maquinaria agrícola, etc.²⁹

²⁸ <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201045.pdf>

²⁹ <http://www.todoparasoldar.com.mx/mp/ELE44601023E.htm>

5.1.3.5. Electrodo de revestimiento 6011

Características: cuenta con un revestimiento de tipo celulósico diseñado para ser usado con corriente alterna, pero también se le puede usar con corriente continua, electrodo positivo. El rápido endurecimiento del metal depositado facilita la soldadura en posición vertical y sobre cabeza. El arco puede ser dirigido fácilmente en cualquier posición, permitiendo altas velocidades de deposición (soldadura).

Aplicaciones: Este electrodo es apto para ser utilizado en todas las aplicaciones de soldadura en acero dulce, especialmente en trabajos donde se requiera penetración como: cordón de raíz en cañerías, cañerías de oleoductos, reparaciones generales, estructuras, planchas galvanizadas, etc.

5.1.3.6. Electrodo de revestimiento 6013

Características: electrodo caracterizado por una escoria fácil de remover y su arco es muy suave y estable aunque de baja penetración. Es el electrodo es uno de los mas recomendados para soldaduras temporales en montajes por su rápida solidificación y altas propiedades mecánicas. Es apropiado para trabajo sobre planchas delgadas de metal.

Aplicaciones: para soldar láminas metálicas delgadas y en general toda clase de aceros dulces como: cerrajería, carpintería metálica, muebles metálicos, estructuras livianas. Debido a su baja penetración, se recomienda para soldar planchas de espesores menores de 6,6 mm.

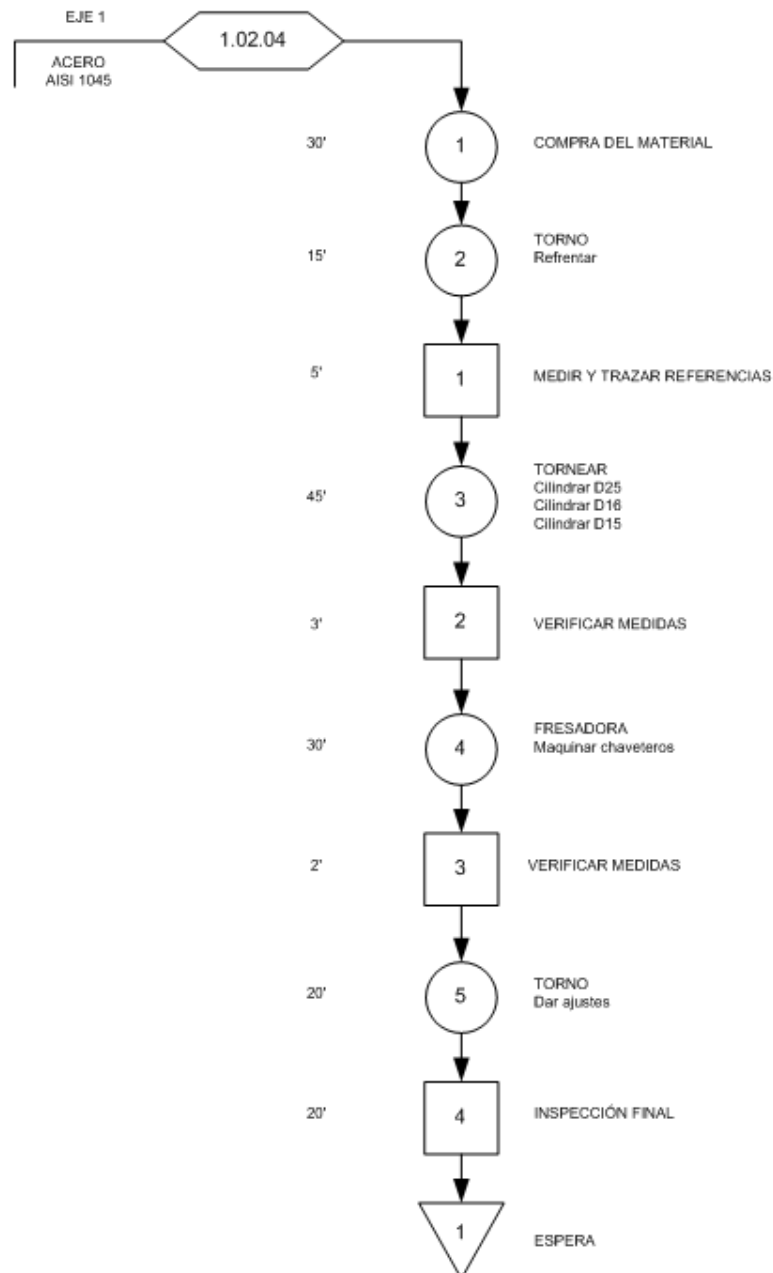
5.2. PLANOS DE CONJUNTO Y DETALLE

Los planos de conjunto, subconjuntos y elementos se encuentran en el ANEXO F.

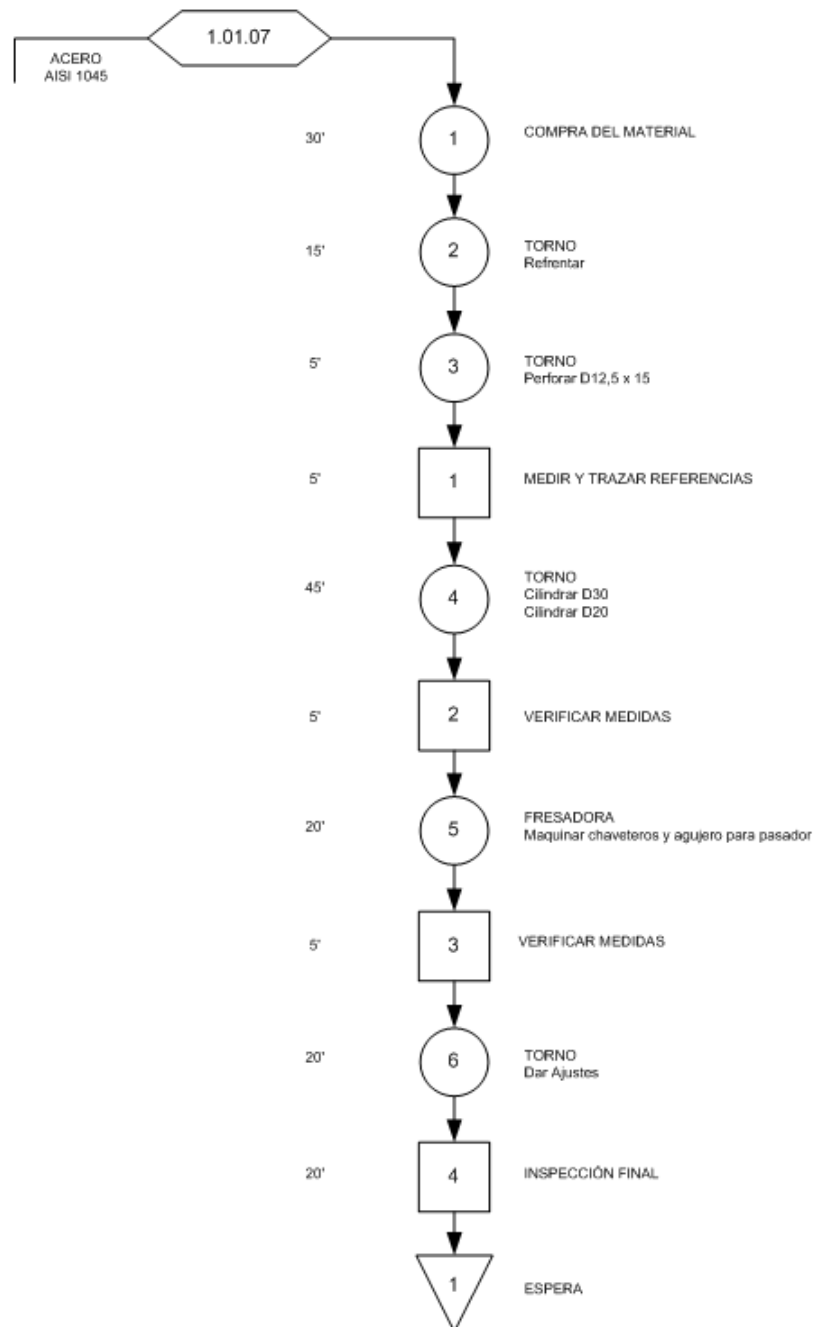
5.3. DIAGRAMAS DE PROCESOS

Se detallan los diagramas de procesos de los principales elementos (el resto de elementos los puede encontrar en los planos del ANEXO F):

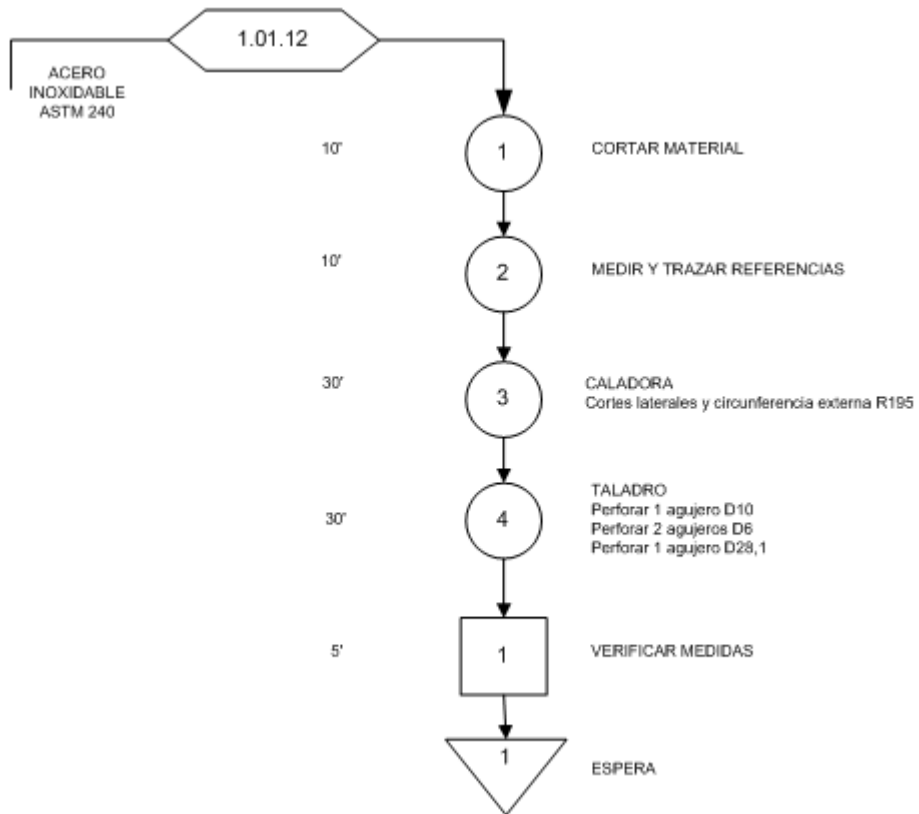
Eje 1



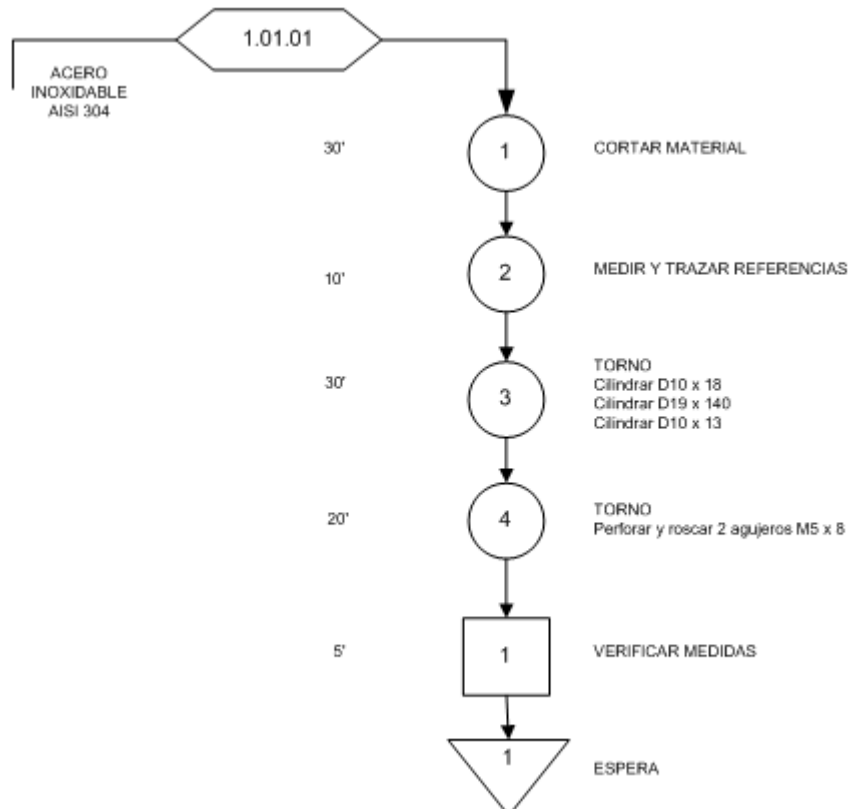
Eje 2



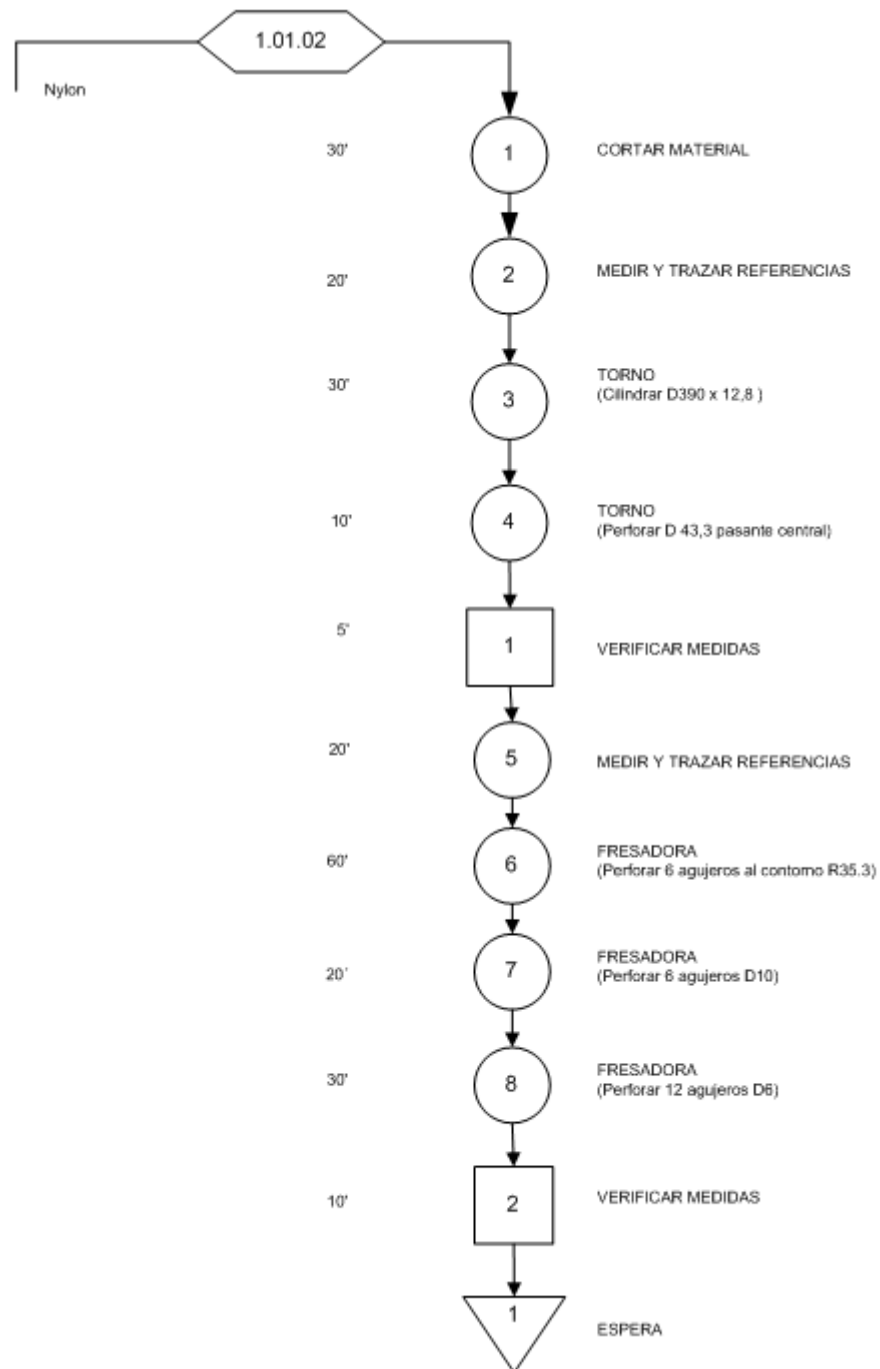
Calzo superior



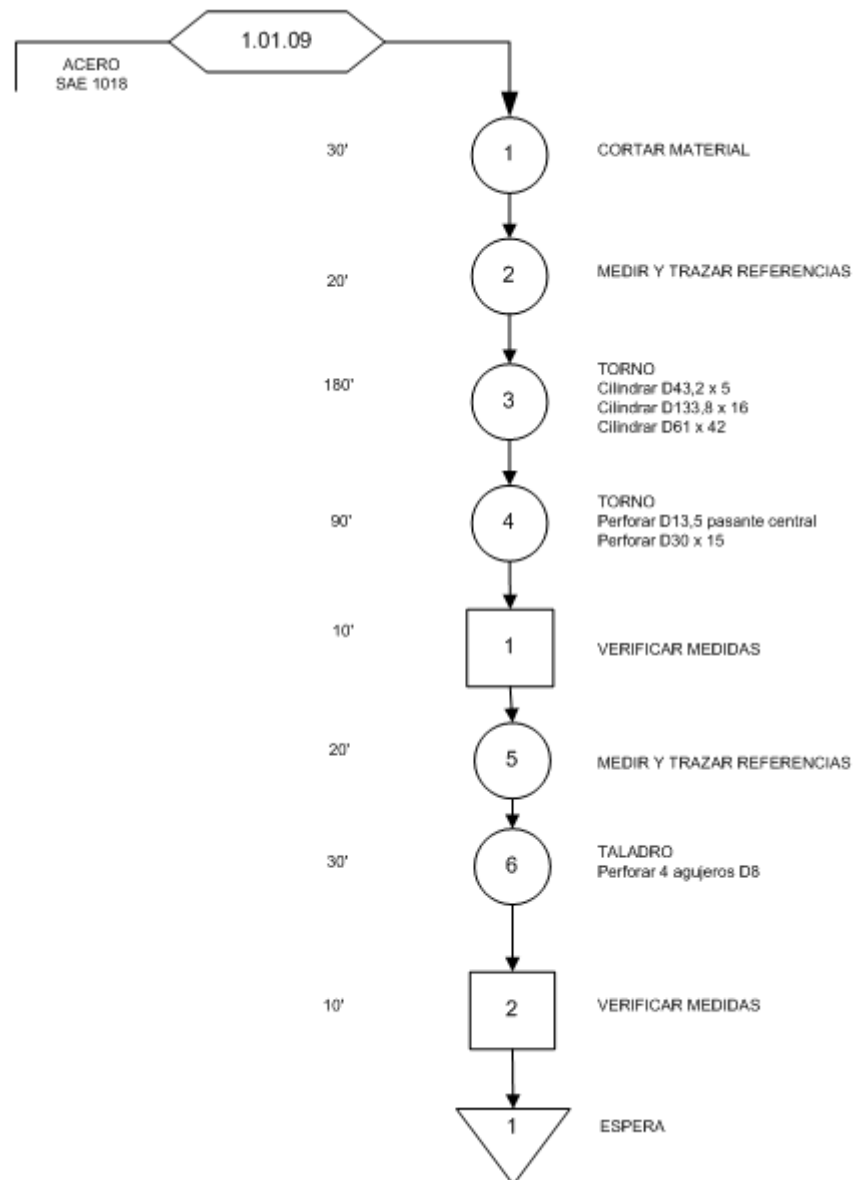
Columnas entre platos



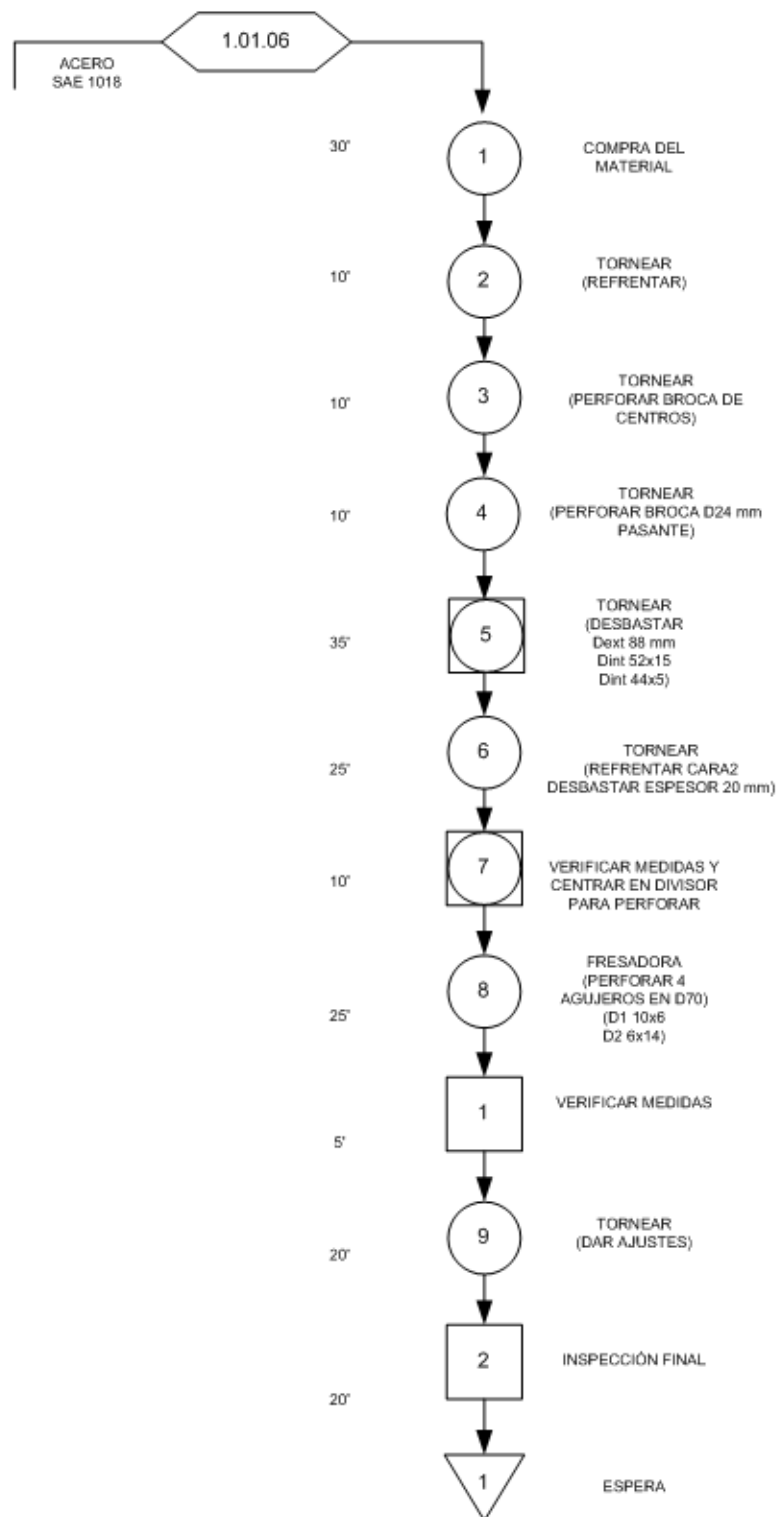
Plato Inferior



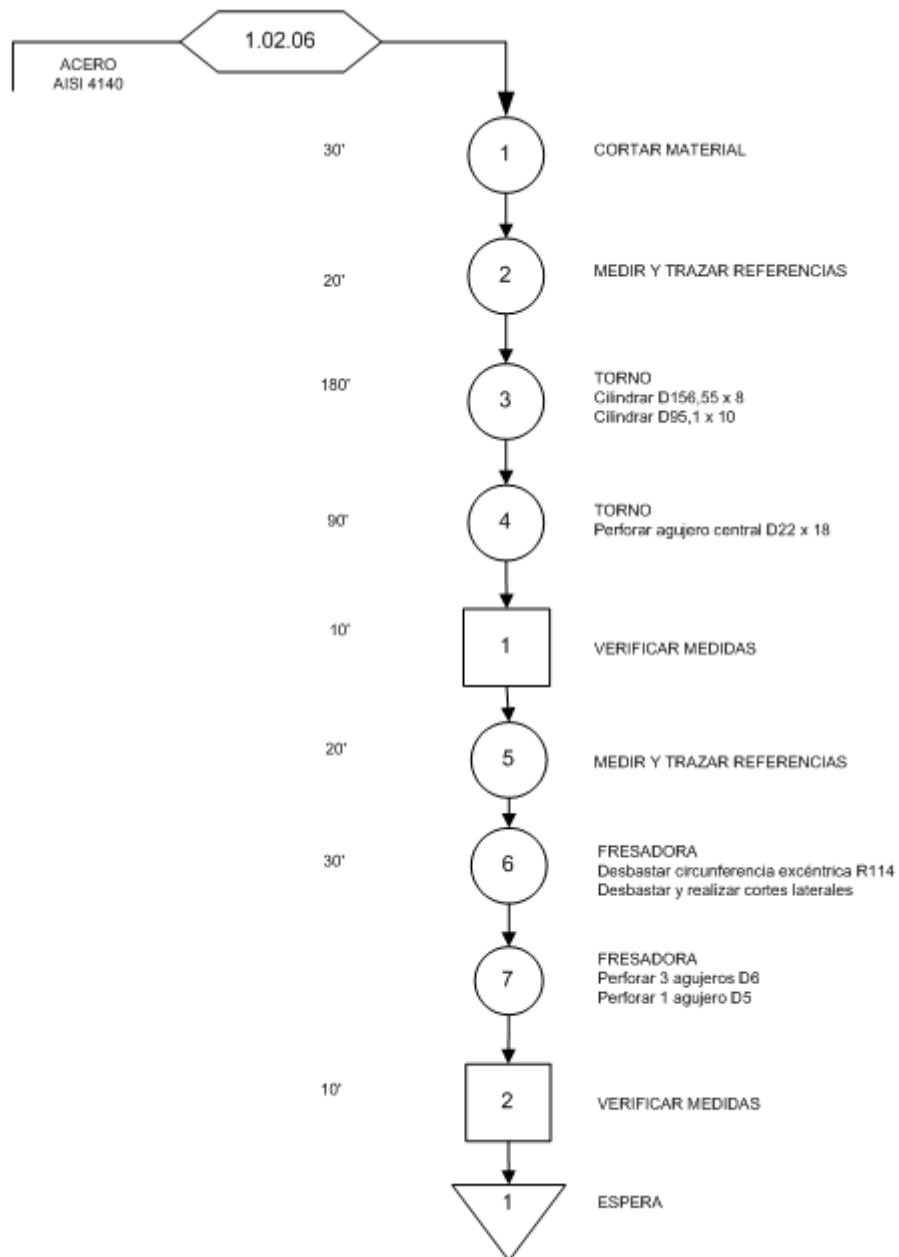
Manzana Plato



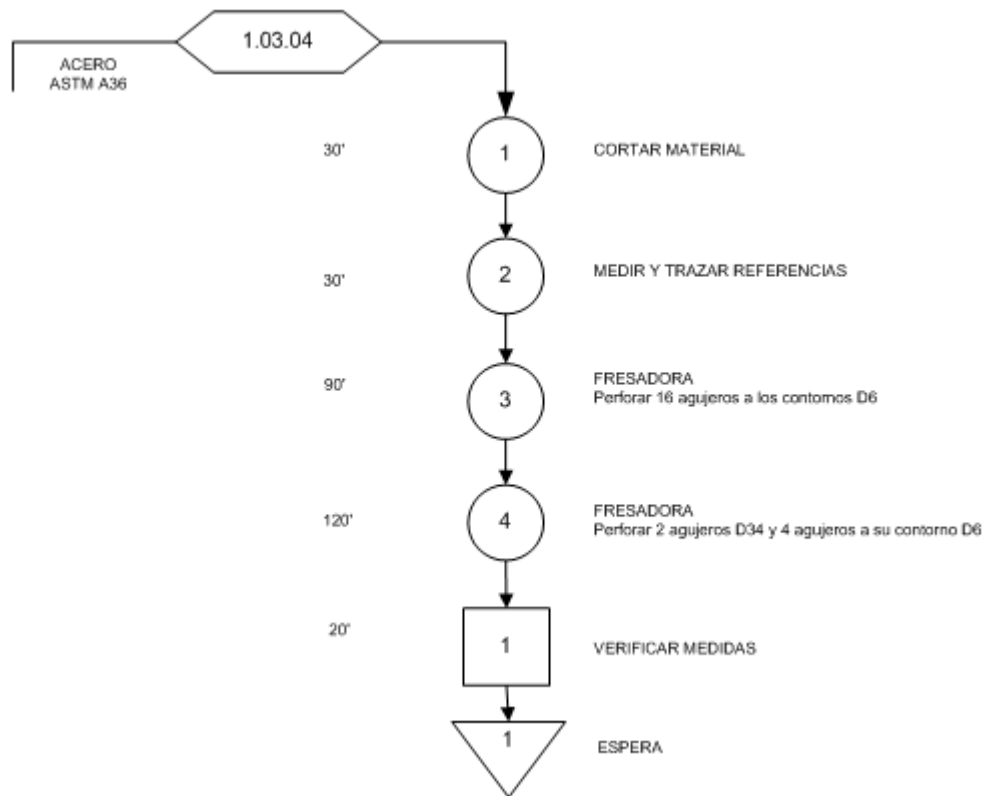
Alojamiento 21



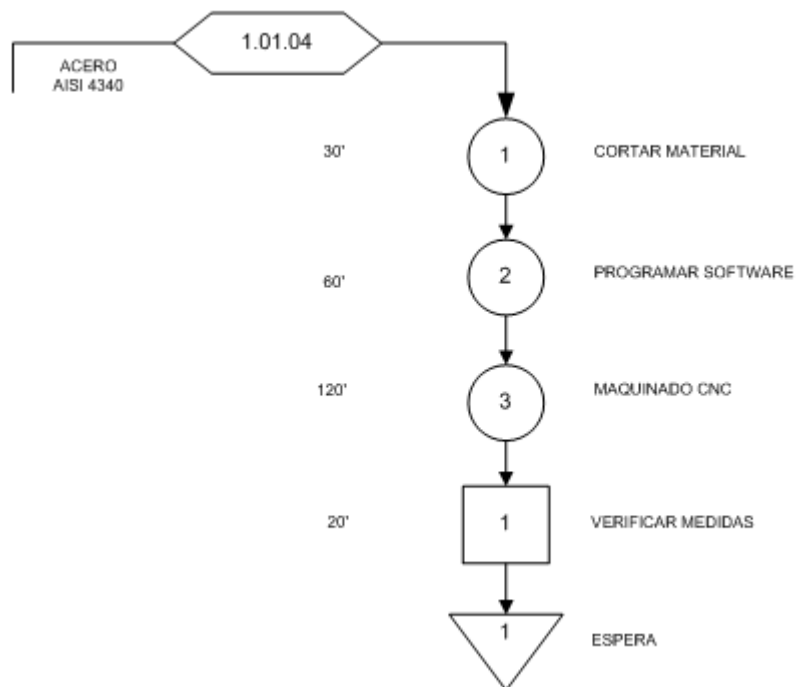
Rueda Conductora



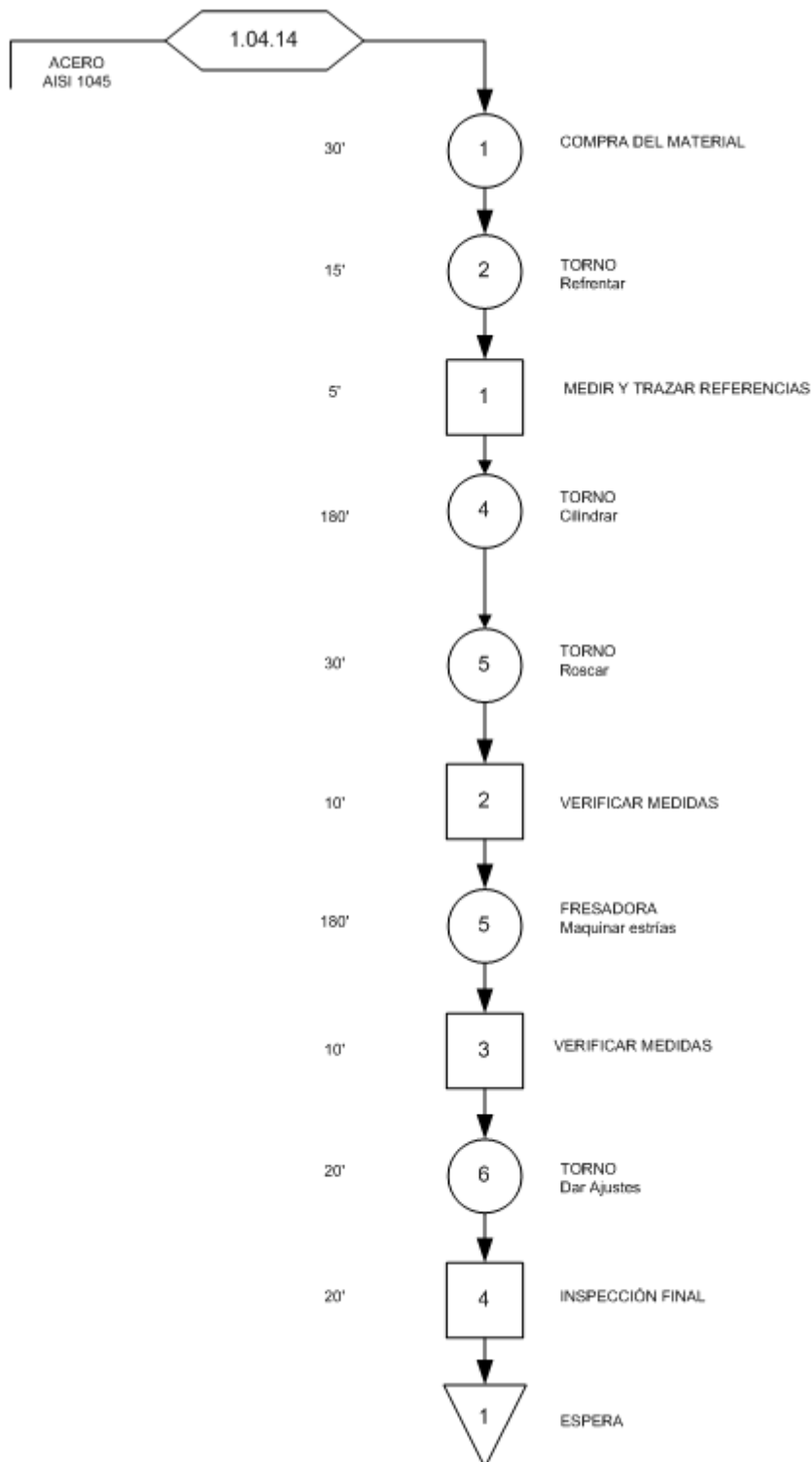
Plancha Superior



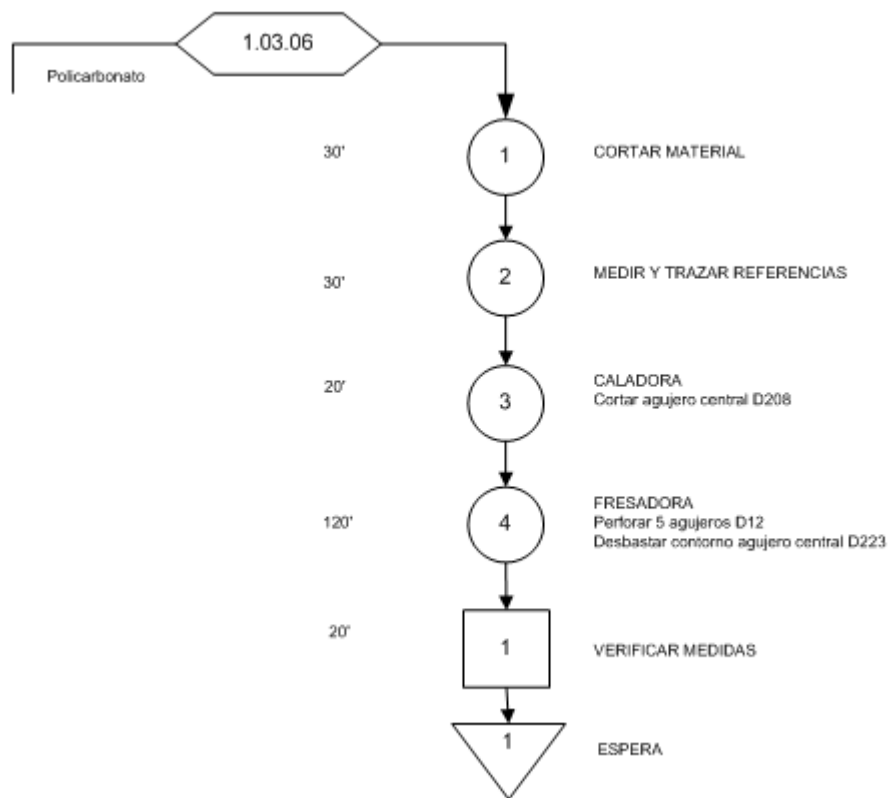
Cruz de Ginebra



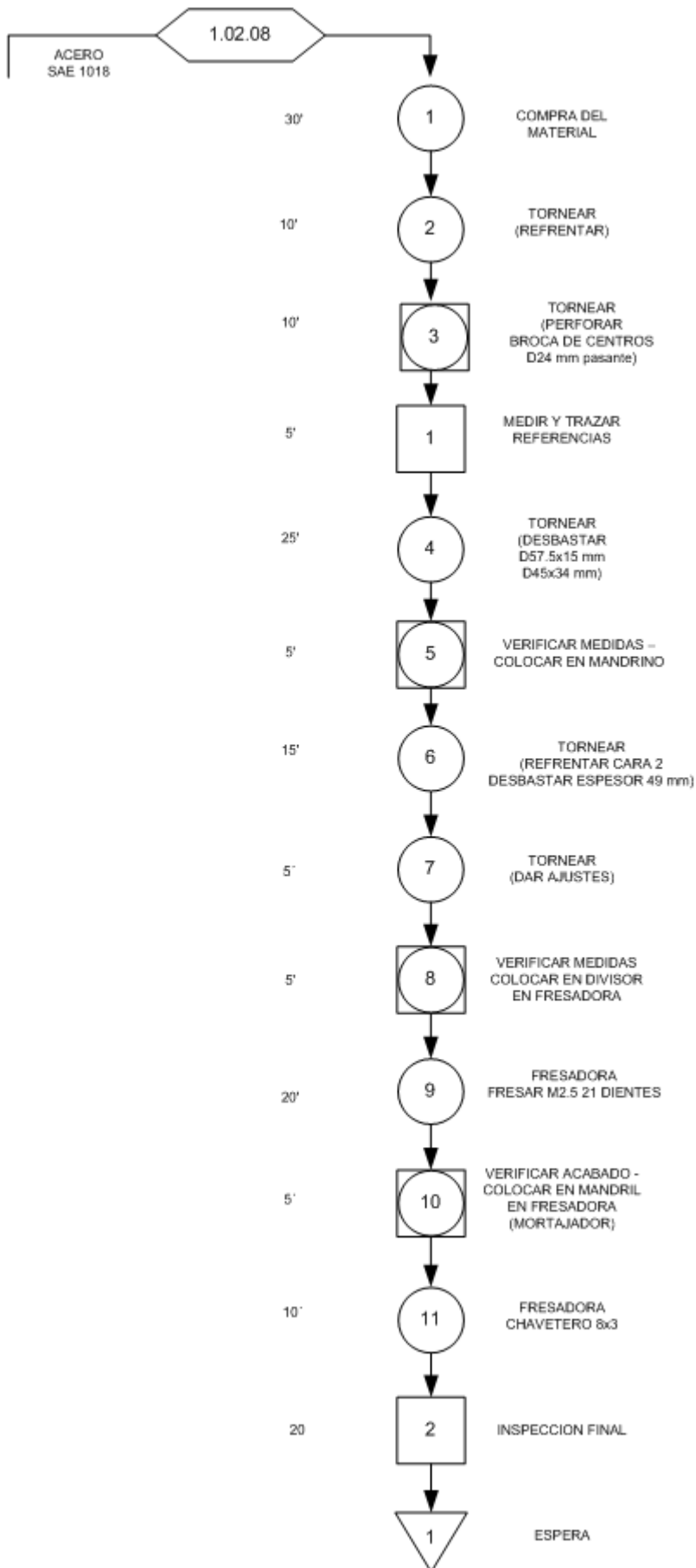
Eje 3



Guía superior



Engrane a



5.4. MONTAJE

El presente proyecto está dividido en 4 subconjuntos principales:

1. Transportador de botellas
2. Reductor
3. Bastidor
4. Capsulador

Todos ellos deben ser ensamblados según los planos de subconjuntos que se encuentran detallados en el ANEXO F para conformar todo el sistema de la máquina capsuladora detallado en el plano de conjunto general.

5.5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

5.5.1. Protocolo de pruebas

Para establecer un protocolo de pruebas se analizará los factores más importantes antes y durante la puesta en marcha a la máquina.

1. Inspección dimensional.
2. Inspección general.
3. Medición de corrientes y voltajes en el sistema eléctrico.
4. Toma de tiempos en el sistema transportador.
5. Medición de presión en el sistema neumático.
6. Inspección y regulación de tiempos en el sistema capsulador.
7. Toma de datos a la salida del sistema transportador y verificación de sellado.

5.5.2. Instrumentos de medición

Los instrumentos necesarios para la toma de datos serán los siguientes:

- Flexómetro
- Pie de rey digital
- Cronómetro

- Multímetro
- Pinza amperimétrica
- Manómetro

5.5.3. Procedimientos

1. Verificar dimensiones principales utilizando un pie de rey digital y un flexómetro de acuerdo al Cuadro 5.1.
2. Verificar conexiones neumáticas, eléctricas y observar que todos los elementos se encuentren bien ensamblados para poner en marcha a la máquina.
3. Medir voltaje y la corriente del sistema eléctrico (Motor 1 y 2) con la ayuda de un multímetro y las pinzas amperimétricas, luego determinar la potencia utilizada (Cuadro 5.2).
4. Controlar las presiones del sistema, verificar que la presión en el manómetro de entrada se encuentre entre 4 y 4.5 bar y la del manómetro de la vía de la electroválvula de salida se encuentre en 3 bar.
5. Medir el Periodo de la Cruz de Ginebra con la ayuda de un cronómetro. Tomar 20 tiempos por 3 ocasiones. Calcular un promedio y determinar la velocidad de la máquina (Cuadro 5.3).
6. Regular tiempos de funcionamiento (reposo antes de capsular y tiempo de capsulado) del cabezal magnético.
7. Mediante la utilización de un cronómetro determinar el rendimiento de la máquina midiendo tiempos 60s y contando cuantas y contando cuantas botellas salen selladas correctamente en este tiempo (Cuadro 5.4). La calidad de sellado será inspeccionada manualmente.

5.5.4. Toma de datos

La toma de datos se realizará en los siguientes cuadros:

Cuadro 5.1. Inspección Dimensional

Descripción	Medida Nominal (mm)	Tolerancia (mm)	Estado
Distancia entre centros (Eje1 - Eje2)	130,5	±0,05	OK
Distancia entre centros (Eje0 - Eje1)	110	±0,05	OK
Altura entre planchas	140	±0,2	OK
Frontal Bastidor	832	±5	OK
Lateral Bastidor	686	±5	OK
Altura entre plato superior y cabezal capsulador	49	±5	OK

Cuadro 5.2. Corrientes y Voltajes

Medición No.	MOTOR 1			MOTOR 2		
	Corriente (A)	Voltaje (V)	Potencia (W)	Corriente (A)	Voltaje (V)	Potencia (W)
1	0,3	220	66	2,2	120	216
2	0,1	220	22	2,3	120	228
3	0,2	220	44	2,4	120	216
PROMEDIO	0,2	220,0	44,0	2,3	120,0	220,0

Cuadro 5.3. Periodos Cruz de Ginebra

Medición No.	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3
1	2,39	2,34	2,33
2	2,23	2,27	2,27
3	2,29	2,27	2,28
4	2,32	2,2	2,31
5	2,33	2,36	2,32
6	2,21	2,4	2,32
7	2,31	2,32	2,2
8	2,29	2,29	2,41
9	2,33	2,26	2,29
10	2,33	2,3	2,3
11	2,33	2,37	2,32
12	2,3	2,24	2,32
13	2,22	2,37	2,24
14	2,34	2,32	2,38
15	2,34	2,27	2,3
16	2,2	2,35	2,26
17	2,43	2,27	2,29
18	2,36	2,28	2,34
19	2,3	2,25	2,25
20	2,27	2,39	2,35
PROMEDIO (s)	2,31	2,31	2,30
VELOCIDAD (botellas/min)	26,02	26,02	26,04

Cuadro 5.4. Rendimiento

Medición No.	Tiempo (s)	Botellas producidas	Botellas selladas correctamente	Rendimiento (%)
1	60	26	26	100
2	60	26	26	100
3	60	26	26	100

Cuadro 5.5. Comprobación de torque requerido ajuste tapa

	N*m	kg*cm
Torque teórico	1.70	17.35

Medida	N*m	kg*cm
1	1.40	14.29
2	1.50	15.31
3	1.70	17.35
4	1.60	16.33
5	1.75	17.86
6	1.80	18.37
7	1.80	18.37
8	1.75	17.86
9	1.80	18.37
10	1.60	16.33
	1.67	17.04

5.5.5. Resultados

Todas las distancias señaladas en la inspección dimensional se encuentran dentro de los rangos establecidos por las tolerancias.

Los valores de corriente medidos dieron como resultado potencias ligeramente superiores a las calculadas teóricamente, esto se debe a pequeños desalineamientos, el consumo mismo del motor y en el caso del motor inferior al desgaste de sus elementos debido a que fue adquisición fue de segunda mano.

El Periodo de la Cruz de Ginebra obtenido en mediciones alcanzó un valor de 2.31s, exactamente igual al valor teórico calculado en el Capítulo 4, dando como resultado una velocidad de la máquina de 26.02 botellas/minuto.

El rendimiento de la máquina es del 100% puesto que entrega 26 botellas cada minuto y todas selladas correctamente.

5.6. AJUSTES

Restricción movimiento axial elementos eje 1 (rueda conductora, engrane)

En primera instancia la manzana de la rueda conductora y el engrane b solamente tenían restricción al movimiento radial respecto del eje mediante chavetero; una vez ensambladas las partes se evidencio la necesidad de restringir su movimiento en sentido axial al eje incluyendo pasadores y prisioneros a los elementos antes mencionadas como se muestra en la figura 7.18.

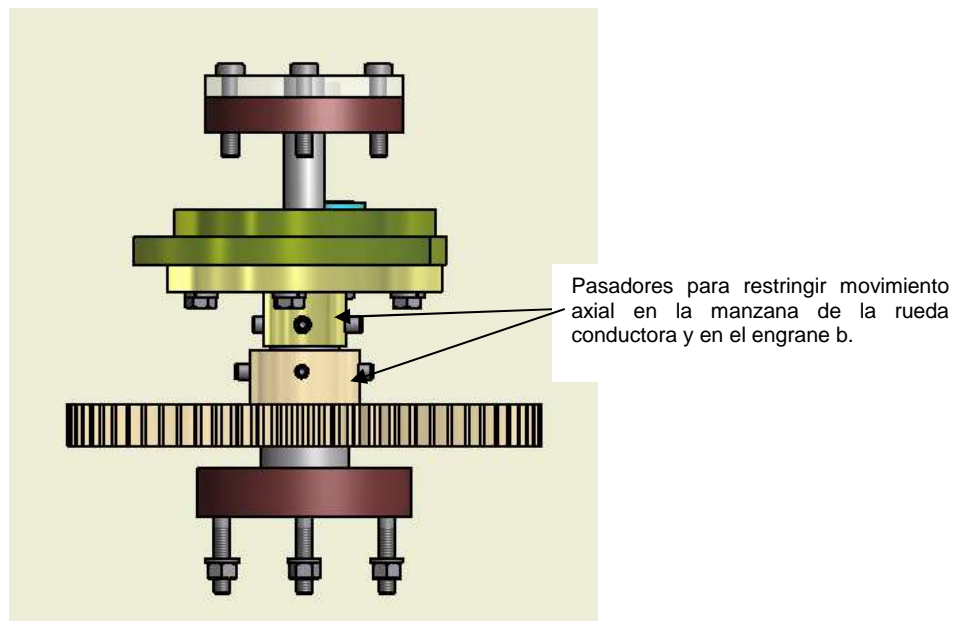


Figura 7.18 Ensamble Eje 1 incorporando pasadores.

Corrección distancia entre centros de los elementos en las planchas superior e inferior

Al recibir el trabajo realizado en las planchas se pudo constatar que existía un error en las perforaciones de los alojamientos ocasionando el descentramiento tanto del eje 1 como del eje 2 por lo que se procedió a la corrección de los agujeros en las planchas; una vez ensamblado el engrane a y el engrane b, se perforó el alojamiento inferior del eje 1, posteriormente se ensambló los elementos faltantes de ambos ejes y se corrigió la distancia entre centros de los mismos (los alojamientos del eje 2 fueron rotados cuarenta y cinco grados para realizar nuevos agujeros en la plancha superior e inferior).

Regulación de posición de Cruz de Ginebra

Para determinar la posición final de la cruz de Ginebra fue necesario primero ensamblar todos los elementos que soportan el eje 2 y el eje 1 puesto que la cruz de Ginebra tiene una posición única que coincide con la posición de sellado, se perforo la manzana y el eje 2 acoplados en máquina para evitar errores.

Desbaste rueda policarbonato

Durante el maquinado de la guía superior de policarbonato se cometió un error en el taller despostillando una parte de la guía interna para corregir dicho error se desbaste un milímetro mas quedando muy débil la sección de la guía, por este motivo se fabricó una plancha de la forma de esta guía en acero inoxidable de espesor un milímetro para obtener mayor sección transversal.

Juegos

Una vez ensamblada la máquina se realizo la corrección de juegos, especialmente entre la guía de la rueda conductora y la Cruz de Ginebra, para esto se colocó una lana de 0,05 mm entre las 2 superficies antes de ajustar los pernos de los alojamientos de los ejes. Una vez ajustados los pernos se procedió a retirar la lana quedando así el juego adecuado para su desplazamiento.

Posición del cabezal capsulador en función del plato posicionador de botellas

Teniendo ensamblada la parte inferior, se corrigió la posición de cabezal capsulador pivotando el bastidor superior sobre el pedestal hasta encontrar el punto exacto de acople sobre la botella colocada en el plato.

5.7. MANUAL DE OPERACIÓN

5.7.1. Derecho de autor

Esta documentación ha sido creada para personal capacitado y autorizado. Esta es autorizada para el producto denominado en el título, el cual debe ser instalado y manejado exclusivamente bajo las normas e instrucciones de esta documentación. Si se realizan alteraciones en la máquina producidas por el usuario no están sujetas al control por el fabricante. Por tal motivo es necesario comprobar el estado del producto, antes de manejar o intervenir en este, si las indicaciones de esta documentación coinciden con el estado real de equipamiento del producto. En caso de existir fallas o usted tenga alguna duda les pedimos informarnos.

5.7.2. Indicaciones generales de seguridad

Aplicación: La máquina encapsuladora de botellas ha sido construida para sellar las tapas rosca de botellas plásticas. Toda modificación que se haga a esta aplicación puede causar daños personales o materiales. El usuario se compromete a mantener la máquina en un perfecto estado. No se permite que el usuario realice transformaciones o alteraciones en la máquina sin previo consentimiento.

Calificación: El manejo, ajuste y mantenimiento de la máquina será realizado únicamente por personal especializado. Los conocimientos específicos del uso de la máquina serán transmitidos por los propios fabricantes.

Instrucciones de seguridad: Los operadores y el personal encargado de realizar ajustes y mantenimiento deberán ser informados regularmente por el usuario acerca de todos los aspectos de seguridad de la máquina y, especialmente, respecto a las disposiciones de seguridad vigentes




Obligación de control: Es importante que el operador informe al usuario de forma obligatoria de cualquier modificación que se haya realizado que pueda

afectar la seguridad. De igual manera el operador es responsable de asegurar que en el área donde se encuentra la máquina no se encuentre personas particulares o sin autorización.

5.7.3. Señalización

En el manual se utilizara las siguientes señalizaciones para indicar determinar los diferentes grados de peligro.

Cuadro 5.6. Señalización

	<p style="text-align: center;">¡ Cuidado !</p> <p>Indica posibles lesiones corporales</p>
	<p>¡ Peligro como consecuencia de cargas suspendidas !</p> <p>Indica riesgo de muerte o lesiones con potenciales daños físicos irreversibles como resultado de cargas suspendidas.</p>
	<p>¡ Peligro de apretamiento !</p> <p>Indica riesgo lesiones con posibles daños corporales irreversibles como consecuencia de constricción entre los elementos de la máquina rotativos o de movimiento lineal.</p>

5.7.4. Fuentes de peligro

A continuación se lista algunas de las fuentes de peligro que pueden ocasionar algún problema durante su uso. Es importante aprenderse estos lugares de peligro antes de poner en funcionamiento la máquina

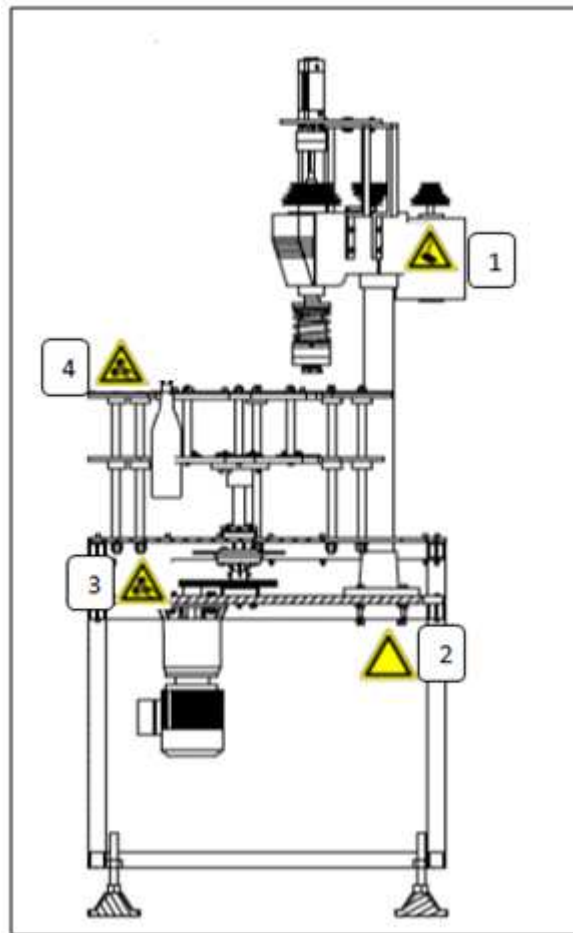


Figura 5.18. Fuentes de peligro

1 Peligro cargas suspendidas: Existe este tipo de peligro en la zona del cabezal capsulador por este motivo se recomienda trabajar en la parte frontal de la máquina para evitar cualquier tipo de accidente.

2 Cuidado: Existe la posibilidad de lesiones corporales se recomienda tener cuidado con las esquinas metálicas de la máquina.

3 y 4 Peligro de apretamiento: Existe la posibilidad de daños corporales irreversibles como consecuencia de constricción entre los elementos de la máquina con movimiento rotativo como los mecanismos de transmisión internos (engranajes, cruz de malta y rueda conductora) y mecanismos externos (ruedas transportadoras, bandas y poleas)

5.7.5. Dispositivos de seguridad

Los dispositivos de seguridad forman parte del equipamiento de la máquina. Ellos sirven para proteger la salud y la vida del personal. La Máquina cuenta con tres mecanismos de seguridad estos son:

Guarda motor (motor transmisión inferior): Este dispositivo proporciona protección al motor de transmisión inferior en casos de sobrecargas y cortocircuitos, de igual manera, en algunos casos, frente a falta de fase.

Guarda motor (motor transmisión superior): Proporciona protección al motor de transmisión superior en los casos mencionados en el párrafo anterior.

Pulsador parada de emergencia: En caso de peligro para el operario o del funcionamiento de la máquina es necesario realizar una parada de emergencia, esto implica parar la producción del equipo completamente. Una vez detectado el problema y solucionadas las causas que provocaron la parada de emergencia, se podrá colocar la máquina en servicio nuevamente.

5.7.6. Ubicación de los lugares de trabajo

Las flechas colocadas en el grafico indican que las zonas en las que son seguras trabajar.

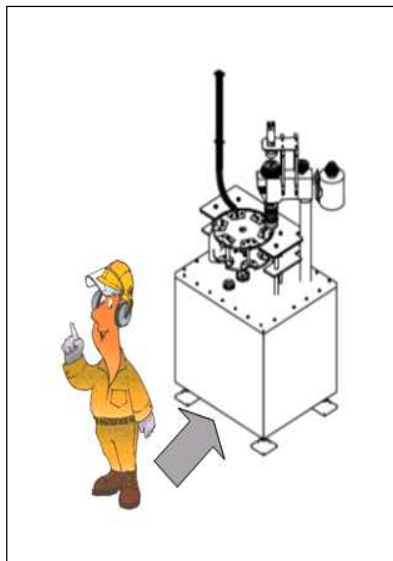


Figura 5.19. Lugares de trabajo

5.7.7. Características técnicas

Cuadro 5.7. Características técnicas

General

Rendimiento	Velocidad de la máquina	26 botellas/min.
Gama de trabajo	Volumen contenido en las botellas	250 hasta 1000 ml.

Sistema neumático

Aire a presión	Presión de abastecimiento	6 bar
	Presión de servicio (regulador 1)	4 bar
	Presión regulador 2	3 bar

Sistema eléctrico

Tensión de servicio	Sistema de fuerza Sistema de control	220 V Trifásica 24 V DC
---------------------	---	----------------------------

Lubricación

Grasa	<p>Marca: Lubrication Engineers Producto: PYROSHIELD 5180 Base: Sintética Punto de goteo: No se derrite Temp. de operación: -18 a 232 C</p>	<p>Uso en industria minera, engranajes abiertos que operan en las más severas condiciones de servicio. Ideal para largas cadenas, cables, mecanismo de desplazamiento.</p> <p>El detalle de uso se encuentra en el CHECKLIST de mantenimiento. ANEXO C.</p>
-------	---	---

5.7.8. Procedimiento de cambio de formato

La máquina está diseñada para trabajar con varios formatos, para cada uno de estos existen partes únicas que deben ser acopladas según se indica a continuación:

Formato 1000 ml.

Para trabajar con este formato se debe montar únicamente las partes estándares con las cuáles viene equipada la máquina.

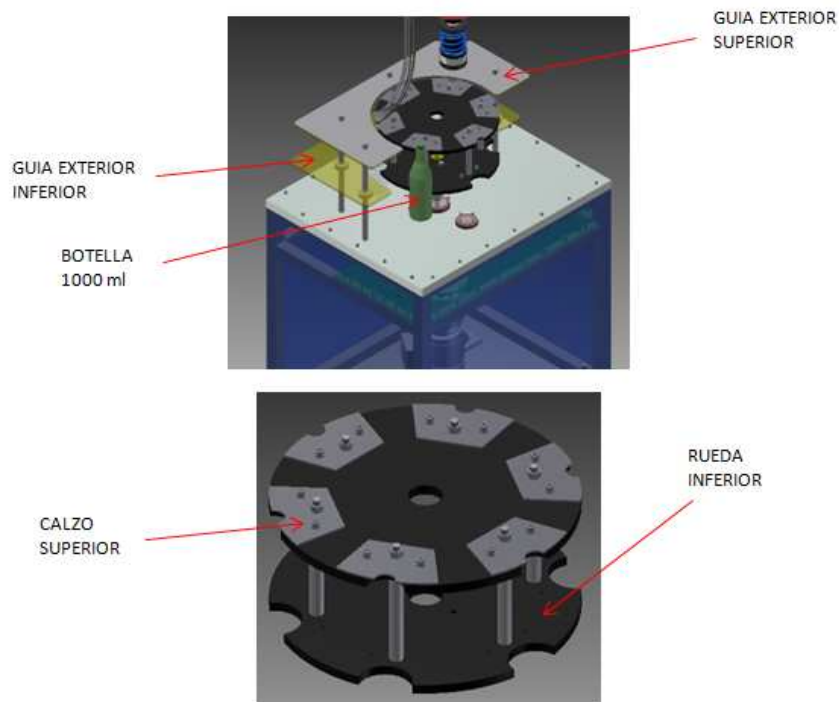


Figura 5.20. Elementos formato 1000 ml

Formato 500 ml.

Las piezas de formato son:

 Guía exterior inferior

 Calzo inferior

Para este formato se debe acoplar al conjunto “transporte de botella” los calzos inferiores para que la botella tenga una buena fijación durante el transporte y regular la altura de la guía exterior inferior.

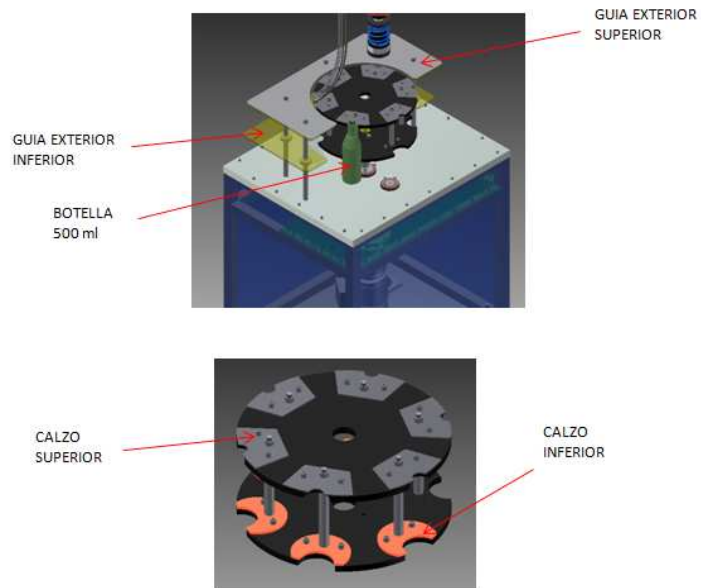


Figura 5.21. Elementos formato 500 ml

Formato 250ml

Las piezas de formato son:

Guía exterior inferior

Para este formato la botella no tendrá contacto interno inferior (no se utilizará calzo inferior) ya que por el volumen no es necesario tener esta fijación, sin embargo se deberá modificar la altura de la guía exterior inferior.

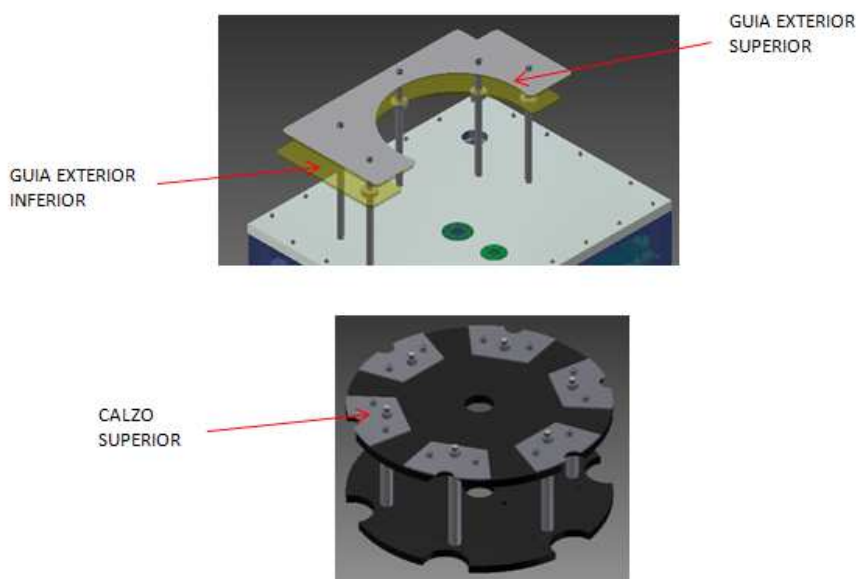


Figura 5.22. Elementos formato 250 ml

5.7.9. Procedimiento de operación

Antes de la puesta en marcha del equipo se deben considerar varios aspectos:

1. Guardas de seguridad correctamente acopladas
2. Velocidad de transmisión superior correctamente seteada (posición bandas V en poleas) 275 RPM.
3. Ajuste de elementos exteriores rotativos (cabezal capsulador).
4. Verificar conexiones eléctricas.

Una vez cumplido con estos requerimientos el operador debe proceder a:

1. Configurar la máquina según el formato que se encuentre en el plan de producción.
2. Accionar el breaker principal ubicado en el gabinete eléctrico.
3. Verificar que no existan objetos que puedan ocasionar algún trabón en el conjunto “transportador de botellas”.
4. Accionar el switch de encendido de la máquina.
5. Rodar la máquina en vacío observando la sincronización de la máquina (rueda transportadora vs capsulador). Si el operador observa alguna anomalía en el funcionamiento del sistema procederá a apagar de inmediato la máquina pulsando el paro de emergencia y comunicará al encargado de la producción; de no tener ninguna observación procederá al siguiente paso.
6. Cargar de tapas rosca el sistema de alimentación de tapas (el alimentador de tapas será provisto por la empresa auspiciante).
7. Empezar a suministrar botellas para el proceso de capsulado.
8. Una vez terminado el turno de trabajo el operador deberá apagar la máquina pulsando el paro de emergencia y desconectando el breaker principal.

9. Realizar la limpieza de los subconjuntos con productos químicos que sean aprobados por producción que no afecten la integridad del producto.

5.7.10. Procedimiento de mantenimiento

El proceso de mantenimiento consta de dos check-list uno mensual y otro anual los cuales se detallan en el ANEXO C.

5.7.11. Llaves utilizadas

Cuadro 5.8. Llaves utilizadas

Llave No.	Tipo	Descripción
4	Allen	-Unión pistón con base pistón -Prisioneros manzana Engrane b
3/16"	Allen	-Guardas laterales del bastidor -Guarda sistema eléctrico
5	Allen	-Unión plancha inferior con bastidor -Unión rueda conductora con manzana -Unión alojamientos con plancha superior -Unión alojamientos con plancha inferior -Unión base pistón con estructura -Alojamiento eje 3 -Prisionero base columna -Prisioneros bastidor superior
6	Allen	-Unión plato inferior con manzana
8	Allen	-Estructura superior unión bastidor superior -Basé columna -Unión motor reductor con plancha inferior -Unión plancha base con bastidor
7	Punta Corona	-Calzos superiores
8	Punta Corona	-Guía superior -Soporte válvulas
10	Punta Corona	-Calzos inferiores -Unión plato inferior con manzana -Guarda superior bastidor - Tuercas para pernos M6, planchas, bastidor
11	Punta Corona	-Soporte válvulas
13	Punta Corona	-Tuercas para pernos plato inferior, manzana -Columnas guías parte superior -Desacoplar motor superior -Pernos Cruz de Ginebra
17	Punta Corona	-Columna calzo superior -Motor reductor -Tuerca tetón -Acople pistón
21	Punta Corona	-Perno de unión de eje 2 con manzana plato inferior
22	Punta Corona	-Columnas guías con plancha superior

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

6.1. ANÁLISIS ECONÓMICO

El análisis económico pretende determinar el monto de los recursos necesarios para la realización del proyecto, los cuales se dividen en costos directos e indirectos.

6.1.1. Costos Directos

Cuadro 6.1. Costo de Personal

Función	Meses	Costo Mensual (\$)	Costo Total (\$)
Diseño	2	750	1500
Dirección de fabricación	4	325	1500
Total:			3000

Cuadro 6.2. Costo de materiales y accesorios

Descripción	Cantidad	Partes de la máquina	Costo Unitario	Costo Total
Motor reductor 0,25 KW	1	Transmisión Inferior	300,00	300,00
Taladro pedestal motor 3/4 HP	1	Transmisión Superior	261,00	261,00
Actuador Doble Efecto	1	Mecanismo de descenso	142,00	142,00
Capsulador	1	Capsulador	800,00	800,00

Eje acero 1045 1 1/4"x440mm	1	Ejes transmisión inferior	9,34	9,34
Eje acero 1045 3 1/2"x80mm	1	Alojamientos	13,32	13,32
Eje acero inox 1 1/2"x460mm	1	Eje transmisión superior	35,50	35,50
Eje acero inox 3/4"x190mm	6	Columnas platos	3,67	22,02
Planchas de plástico 24"x24"	2	Platos	166,63	333,26
Plancha acero inox e=0,3 mm	2	Bastidor	84,05	168,10
Plancha acero e=6 mm	1	Bastidor	161,28	161,28
Retazos plancha de acero e=8mm	3	Elementos	10,00	30,00
Rodamiento 7304 B NTN	1	Transmisión Inferior	20,94	20,94
Rodamiento 7302 B FAG	1	Transmisión Inferior	28,87	28,87
Rodamiento 16006 SKF	1	Transmisión Inferior	8,75	8,75
Rodamiento 16002 SKF	1	Transmisión Inferior	6,17	6,17
Automatización	1	Automatización	300,00	300,00
Tubo Cuadrado 40mmx40mmx6m e=3mm	3	Bastidor	27,15	81,45
Polycarbonato espesor 3/8" (48"x48")	1	Guías	192,00	192,00
Pernos/Tuercas	-	General	-	50,00
			SUBTOTAL	2964,00
			IVA (12%)	355,68
			TOTAL	3319,68

Cuadro 6.3. Costo de mano de obra

Descripción	Cantidad	Actividad realizada	Costo Unitario	Costo Total
Platos posicionadores	2	Torneado/Fresado	40	80
Manzana plato inferior	1	Torneado/Fresado	25	25
Cruz de malta	1	Torneado/Fresado (CNC)	100	100
Manzana cruz	1	Torneado/Fresado	20	20
Ejes	3	Torneado/Fresado	25	75
Columnas portantes	6	Torneado	5	30
Columnas guías/collarines	10	Torneado/Fresado	8	80
Calzos superiores	6	Corte/Taladrado	5	30
Alojamientos	6	Torneado/Fresado	25	150
Rueda Conductora	1	Torneado/Fresado	50	50
Manzana Rueda Conductora	1	Torneado/Fresado	25	25
Engrane b	1	Torneado/Fresado de dientes	135	135
Engrane a	1	Torneado/Fresado de dientes	45	45
Planchas	2	Perforaciones en fresa	40	80
Acople Descenso	1	Torneado	30	30
Guías	3	Fresado	20	60
Bastidor	1	Carpintería metálica / Soldadura	70	70
			Subtotal	1085
			IVA 12%	130,2
			Total	1215,2

TOTAL COSTOS DIRECTOS: \$ 7534,88

* Los datos de los proveedores se detallan en el ANEXO D.

6.1.2. Costos Indirectos

Cuadro 6.4. Gastos Varios

Descripción	Valor Total
Útiles de oficina	40
Copias	100
Telefonía	60
Movilización	200
Total:	400

TOTAL COSTOS INDIRECTOS: \$ 400

6.1.3. Resumen de costos

Cuadro 6.5. Resumen de costos

Descripción	Valor Total
Costos Directos	7534,88
Costos Indirectos	400,00
Imprevistos	250
COSTO TOTAL:	8184,88

6.2. ANÁLISIS FINANCIERO

El costo total de fabricación fue de \$ 8184,88, ahora resta realizar un análisis costo beneficio para determinar si el proyecto es rentable. La máquina está en capacidad de producir 156000 unidades mensuales si los demás procesos de la planta se movieran a la misma velocidad, sin embargo hemos decidido solo hacer el análisis con 55130 unidades, que es la cantidad que la empresa alcanzaría a producir a penas se instale la máquina sin realizar otras modificaciones.

Cuadro 6.6. Análisis de costos ANDIPACK (mensual en dólares) sin maquinaria.

CANTIDAD (Q)	GANANCIA POR UNIDAD (p)	INGRESO DE VENTAS (IV)	GASTOS MANO DE OBRA	CONSUMO DE AGUA	CONSUMO DE GAS	OTROS GASTOS	COSTO TOTAL (CT)	UTILIDAD (U1)
35516	0,06	2130,96	1000,00	35,52	56,83	50,00	1142,34	988,62

Cuadro 6.7. Consumo eléctrico mensual implementando maquinaria.

Descripción	Potencia (KW)	Horas de trabajo al mes	Costo KWh (\$)	Costo Total (\$)
MOTOR 1	0,25	160	0,08	3,2
MOTOR 2	0,556	160	0,08	7,1168
				10,32

Cuadro 6.8. Análisis de costos ANDIPACK (mensual en dólares) implementando maquinaria.

CANTIDAD (Q)	GANANCIA POR UNIDAD (p)	INGRESO DE VENTAS (IV)	GASTOS MANO DE OBRA	CONSUMO DE AGUA	CONSUMO DE GAS	OTROS GASTOS	CONSUMO ELECTRICO	MANTENIMIENTO	DEPRECIACIÓN	COSTO TOTAL (CT)	UTILIDAD (U2)
55130	0,06	3307,80	1000,00	55,13	88,21	50,00	10,32	20,00	68,21	1291,86	2015,94

$$\text{Ahorro Obtenido} = U2 - U1 = \$ 1027,32 \quad (6.1)$$

Como se puede observar, los gastos de agua y gas se incrementan a causa del incremento de la producción, también se obtiene un consumo eléctrico de la máquina al igual que sus gastos en mantenimiento y depreciación; sin embargo, el

ingreso de ventas aumenta sustancialmente gracias a la implementación de esta máquina. La producción puede incrementarse de 35516 unidades mensuales a 55130 unidades mensuales, obteniendo un ahorro mediante la diferencia de utilidades de **1027,32 dólares**.

Tiempo de recuperación de la inversión

El tiempo necesario para recuperar la inversión se lo puede determinar mediante una relación entre el costo total de fabricación obtenido en el Cuadro 6.5 y el ahorro obtenido mediante la diferencia de utilidades de los Cuadros 6.8 y 6.7.

$$\text{Tiempo Recuperación} = \frac{\text{Costo Total}}{\text{Ahorro Obtenido}} = 7,97 \quad (6.2)$$

La inversión será recuperada en un periodo aproximado de ocho meses.

Valor Actual Neto (VAN)

Para evaluar la rentabilidad del proyecto es recomendable determinar el valor actual neto ya que el dinero varía en función del tiempo. El VAN es calculado a partir del flujo neto de caja, trasladando todas las cantidades futuras al presente.

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{FNC}{(1+k)^t} - I_0 \quad (6.3)$$

FNC: Flujo neto de caja, será considerado como el ahorro obtenido mediante la diferencia de las utilidades de la ecuación 6.1 multiplicado por el periodo de 12 meses.

k: Tasa de interés anual (17%).

t: Periodo en años (1año, puesto que la inversión es recuperada en un periodo inferior a este)

I₀: Inversión inicial, Cuadro 6.5.

Por tanto:

$$VAN = \frac{12 \cdot (1027,32)}{(1 + 0.17)^1} - 8184,88 = 2351,73$$

El proyecto es rentable puesto que su VAN es superior a cero, esto nos indica que la inversión se recuperará fácilmente en un periodo corto.

Tasa Interna De Retorno (TIR)

La tasa interna de retorno de una inversión (TIR) es un indicador de la rentabilidad de un proyecto, está definida como la tasa de interés con la cual el valor actual neto es igual a cero; a mayor TIR, mayor rentabilidad.

Se utiliza para decidir sobre la aceptación o rechazo de un proyecto de inversión, la TIR es comparada con una tasa mínima o tasa de corte, si la TIR supera la tasa de corte, se acepta la inversión, caso contrario se rechaza.

$$\sum_{t=1}^n \frac{FNC}{(1 + TIR)^t} - I_0 = 0 \quad (6.4)$$

Por tanto:

$$TIR(\%) = \left(\frac{FNC}{I_0} - 1 \right) \cdot 100 \quad (6.5)$$

$$TIR(\%) = \left(\frac{12 \cdot (1027,32)}{8184,88} - 1 \right) \cdot 100 = 50,62 \%$$

La tasa interna de retorno resultante fue de 50,62% que supera considerablemente a la tasa de corte de 17%, por tanto el proyecto es muy rentable y debe ser aceptado.

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES

Se identificó los procesos existentes en la microempresa ANDIPACK, encontrando que el cuello de botella en la producción era la etapa de sellado; dando como solución la implementación de una máquina capsuladora.

Se evaluó las diferentes alternativas de máquinas capsuladoras determinando que la más óptima para las instalaciones de ANDIPACK es una máquina rotativa que permita controlar las etapas del proceso de sellado por pasos con un mecanismo intermitente y sellar las tapas con un cabezal capsulador magnético.

El software de dibujo y diseño "AUTODESK INVENTOR 2011" fue una herramienta importante que optimizó tiempos en diseño de piezas complejas, en elaboración de planos y sobre todo para tener un concepto visual más claro del proyecto.

El trabajo realizado por la máquina no requiere de altas potencias, fue necesario la implementación de un motor de 0.25 kw para el sistema posicionador de envases y un motor de 0.56 kw para el sistema capsulador, potencias que satisfacen ampliamente la demanda de trabajo y no representan un incremento notable en el consumo de energía de la empresa.

La disponibilidad de accesorios en el mercado y la precisión de los elementos de la máquina fueron factores que dificultaron la ejecución del proyecto, considerando que en el mercado local los talleres de máquinas herramientas no manejan generalmente criterios de precisión y los proveedores de accesorios para el envasado de bebidas son limitados y sus precios son altos al igual que su lead time.

Después de las pruebas de funcionamiento, se obtuvo una velocidad de la máquina de 26 botellas por minuto, cumpliendo en un 100% con lo propuesto en el inicio proyecto.

Si la microempresa ANDIPACK en futuro actualizara la maquinaria de los demás procesos de envasado con velocidades superiores o iguales a 26 botellas por minuto, la producción mensual se incrementaría a 156000 unidades en 20 días laborables.

La implementación de este tipo de maquinaria puede ser un elemento de gran ayuda para las microempresas y medianas empresas dedicadas al campo de elaboración de bebidas permitiéndoles automatizar los procesos e incrementar su capacidad de producción.

El costo del proyecto teórico fue de 8184,88 dólares americanos, valor que puede ser recuperado en 8 meses de producción de la maquinaria, demostrando así que el proyecto es muy rentable y permitirá solucionar los problemas actuales y a futuro de la microempresa ANDIPACK.

Debido a la falta de compromiso por parte del auspiciante, se tuvo demoras en el tiempo de ejecución del proyecto culminando el mismo con un autofinanciamiento por los estudiantes.

Algunos componentes del proyecto fueron obtenidos de segunda mano con el fin de reducir costos, el costo de fabricación de la máquina fue de 3000 dólares americanos.

7.2. RECOMENDACIONES

Para el ingreso de las botellas se recomienda a la empresa que coloque una banda transportadora de altura regulable para que pueda colocar diversos tamaños de botellas.

Antes de realizar un proyecto es importante contar con el financiamiento adecuado para no tener contratiempos durante la ejecución del mismo.

Se recomienda cumplir con el programa de mantenimiento preventivo de la máquina de acuerdo a lo indicado en el check-list tanto mensual como anual para que esta pueda desempeñarse satisfactoriamente.

El sistema de transmisión de movimiento es de bajas velocidades por lo cual no es necesaria mayor lubricación, sin embargo se recomienda el uso de grasas como la PYROSHIELD 5180 de Lubrication Engineers que cumple con las especificaciones para esta aplicación y sería de gran ayuda para prolongar la vida útil de la máquina.

Al recibir un elemento ya sea maquinado o comprado se recomienda realizar un control de calidad exhaustivo para evitar fallos dimensionales o un mal funcionamiento de la máquina.

Se recomienda seleccionar elementos estándares en el mercado para facilitar la construcción de este tipo de proyectos.

BIBLIOGRAFÍA

LIBROS

- ROTHBART, H. A. Mechanical And System Handbook. ed. Mc Graw Hill. sección 4. 1964.
- BICKFORD, J. H. Mechanisms for Intermittent Motion. New York: ed. Industrial Press. 1972.
- SHIGLEY, J.E. Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta ed. México, MacGraw Hill.
- AXTELL, B. Técnicas de Envasado y Empaque. Traducido del inglés por César Ruiz. Lima-Perú, ITDG. 1998.
- DEUTSCHAM, A. D. Diseño de Máquinas. Traducido del inglés por José Garza Cárdenas. México: ed. Continental S.A. 1987.
- OTI-BOATENG, P. ASHURST, P. R. Chemistry and Technology of Soft Drinks and Fruit Juices. 2da. ed. Hereford - United Kingdom: Blackwell Publishing, 2005.
- SEARS, F.W. ZEMANSKY, M.W. Física Universitaria, 11va ed.
- MOTT, ROBERT. L, Diseño de Elementos de Máquinas 4ed.
- DOBROVOLSKI, Elementos de máquinas. URSS. 1970
- Catálogo Iván Bohman, Materiales de Ingeniería

PÁGINAS INTERNET

- <http://www.kinexcappers.com/>. Torque según diámetro de tapa. Inglés. 2011
- <http://www.colombiapack.com/cobiser/cobisee.htm>. Tipos de máquinas. Español. Referencia en página 1998
- <http://www.sick-international.de/Spanisch/Produkte/FUELLENGS.html>. Tipos de máquinas. Español. 2011
- <http://www.hitekeng.com/Spanish/capper.html>. Tipos de máquinas. Español. 2011
- <http://www.packingmachinechina.es/3-capping-machine-6.html>. Tipos de máquinas. Español. 2011

- http://www.fuiberica.com/Acoplamientos_Industriales/acoplamientos_rimtec.htm. Tipos cabezales capsuladores. Español. 2011
- http://www.fuiberica.com/Acoplamientos_Industriales/acoplamientos_rimtec.htm. Tipos cabezales capsuladores. Español. 2011
- http://www.magnetictech.com/prod_magcoup.htm. Embragues magnéticos. Inglés. 2011
- <http://www.mechanicalsolutions.com.mx>. Tipos cabezales capsuladores. Español. 2011
- <http://patentados.com/patentes/B67B3/10.html>. Tipos cabezales capsuladores. Inglés. 2011
- <http://www.acerospalmexico.com.mx/304.htm>. Acero inoxidable. Español. 2008
- <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201045.pdf>. Tipos de aceros. Español. 2011
- <http://www.todoparasoldar.com.mx/mp/ELE44601023E.htm>. Tipos de electrodos. Español. 2011