



**UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL
ECUADOR**

**FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS Y TECNOLOGÍAS
APLICADAS**

ESCUELA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA TAPAR
BOTELLAS DE LICOR CON TAPONES TIPO GUALA PARA LA
EMPRESA ILA S.A.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN
MECATRÓNICA**

PAMELA NICOL ARICO BORJA

DIRECTOR: JUAN CARLOS PARRA MENA (MSc)

D. M. Quito

2017

DECLARACIÓN

Yo PAMELA NICOL ARICO BORJA declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación personal y que se ha investigado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Internacional del Ecuador, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por su normativa institucional vigente.



Pamela Nicol Arico Borja
C.C. 1717433039

CERTIFICACIÓN

El docente de la Escuela de Ciencias Exactas y Tecnologías Aplicadas Ingeniero Juan Carlos Parra, M.Sc.

CERTIFICA QUE:

El proyecto de investigación “Diseño y construcción de una máquina para tapar botellas de licor con tapones tipo guala para la empresa ILA S.A.”, fue desarrollado por: Pamela Nicol Arico Borja y ha sido debidamente revisado y está en condiciones de ser entregado para que siga lo dispuesto por la Facultad de Ciencias Exactas y Tecnologías Aplicadas, correspondiente a la sustentación y defensa del mismo.

Ingeniero Juan Carlos Parra Mena, M.Sc.

C.C. 1802313781

DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a mis padres; Fabián y Bety, y a mi hermana Estefanía por su constante apoyo y confianza a lo largo de mi vida. Por permitirme creer que soy capaz de cumplir con mis sueños y darme las bases necesarias para hacerlo.

Agradezco al decano Ing. Ramiro Brito, M.Sc. por su arduo trabajo para que la educación que se imparte en la Escuela de Mecatrónica sea de excelencia.

Al Ing. Juan Parra, M.Sc. por demostrarme con su ejemplo que un ingeniero y profesional de calidad no se mide solamente en conocimiento teórico, sino también en la creatividad para buscar soluciones y explorar alternativas. Además, por su valiosa guía durante la realización de este proyecto.

A mi compañero y amigo Joseph Hanna, por el tiempo compartido y apoyo incondicional dentro y fuera de las aulas.

A la empresa ILA S.A. por abrirme sus puertas y confiar en mi capacidad de sacar adelante el proyecto. En especial, a las personas que han estado directamente involucrados: Ing. Wilson Santana, Ing. Rodrigo Valle e Ing. Rafael Cusco.

DEDICATORIA

A mi abuelita, Bertha Espinel, por enseñarme a ser una mujer fuerte y luchadora. Y a mi familia Fabián Arico, Bety Borja y Estefanía Arico.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CAPÍTULO I	
TAPADO DE BOTELLAS DE LICOR	1
1.1 PROCESO DE TAPADO	1
1.2 TIPOS DE TAPADO	1
1.2.1 Según el proceso utilizado	1
1.2.1.1 A rodillos o “Roll-on”	1
1.2.1.2 A presión o “Snap-on”	2
1.2.1.3 Enroscado o “Screw-on”	2
1.2.2 Según el sistema utilizado	2
1.2.2.1 Tapado manual.....	2
1.2.2.2 Tapado semiautomático.....	3
1.2.2.3 Tapado automático	3
1.3 FORMAS MODERNAS DE TAPADO DEL PROCESO ‘SNAP-ON’	4
1.3.1 EURO PP.....	5
1.3.2 KAMMA PKV	5
1.3.3 Declining Belt Capper	6
1.4 PROCESO DE TAPADO EN ECUADOR	6
1.5 EQUIPOS Y DISPOSITIVOS UTILIZADOS PARA EL TAPADO AUTOMÁTICO	7
1.5.1 Alimentación de tapas.....	7
1.5.1.1 Alimentador de plato vibratorio	8
1.5.1.2 Alimentador centrífugo.....	9
1.5.1.3 Alimentador centrífugo de plato giratorio	10
1.5.1.4 Alimentador de escalera	11
1.5.2 Colocación de tapas	12
1.5.2.1 Proceso ‘Pick & Place’	12
1.5.2.2 Distribución en demanda	13
1.5.3 Tapado de botellas	13
1.5.3.1 Cilindros neumáticos (press-cappers)	14
1.5.3.2 Banda inclinada (snap-cappers)	14
1.6 EMPRESA LICORERA ILA S.A.	14
1.6.1 Reseña histórica	14
1.6.2 Visión.....	16

1.6.3	Misión	16
1.6.4	Productos	16
1.6.5	Proceso de fabricación de licores en ILA S.A.....	16
1.6.6	Tapado a presión	18
1.6.7	Análisis cualitativo de riesgos	20
1.6.7.1	Evaluación de la probabilidad e impacto de riesgos.....	20
1.6.7.2	Matriz de probabilidad e impacto	22
1.6.8	Análisis de Calidad	23
1.6.8.1	Identificar la restricción	24
1.6.8.2	Explotar la restricción	26
1.6.8.3	Subordinar y sincronizar con la restricción.....	26
1.6.8.4	Elevar el rendimiento de la restricción	26
CAPÍTULO II		
ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS		30
2.1	MÓDULOS DE FUNCIONAMIENTO	30
2.1.1	Nivel 0 de los módulos de funcionamiento	30
2.1.2	Nivel 1 de los módulos de funcionamiento	31
2.2	EVALUACIÓN DE SOLUCIONES.....	32
2.2.1	Almacenamiento de tapas.....	33
2.2.2	Alimentación de tapas.....	34
2.2.3	Colocación de tapas	38
2.2.4	Posicionamiento de botellas	40
2.2.5	Tapado de botellas	42
2.2.6	Sistema de control	45
2.2.7	Estructura mecánica	48
2.3	ESTRUCTURA MODULAR DE LA MÁQUINA.....	48
CAPÍTULO III		
DISEÑO DE LA MÁQUINA.....		49
3.1	ALMACENAMIENTO DE TAPAS.....	49
3.1.1	Tolva.....	50
3.1.2	Compuerta	54
3.2	ALIMENTACIÓN DE TAPAS	56
3.2.1	Entrada al proceso	57
3.2.1.1	Control del volumen de tapas	57
3.2.2	Preparación	60
3.2.2.1	Colocación sobre el riel.....	60

3.2.2.2	Posicionamiento	61
3.2.2.3	Discriminación por altura	61
3.2.2.4	Rotación del plato del alimentador	62
3.2.3	Orientación de tapas	75
3.2.4	Salida de tapas	77
3.3	COLOCACIÓN DE TAPAS	78
3.4	POSICIONAMIENTO DE BOTELLAS	81
3.4.1	Discos	81
3.4.2	Eje	82
3.4.2.1	Límite de resistencia a la fatiga.....	90
3.4.2.1.1	<i>Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria</i>	<i>91</i>
3.4.2.1.2	<i>Factor de superficie</i>	<i>92</i>
3.4.2.1.3	<i>Factor de tamaño.....</i>	<i>92</i>
3.4.2.1.4	<i>Factor de carga</i>	<i>93</i>
3.4.2.1.5	<i>Factor de temperatura</i>	<i>93</i>
3.4.2.1.6	<i>Factor de confiabilidad.....</i>	<i>94</i>
3.4.2.1.7	<i>Factor de efectos varios.....</i>	<i>94</i>
3.4.2.2	Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga.....	95
3.4.3	Motor de posicionamiento de botellas	99
3.4.4	Rodamientos.....	105
3.4.5	Chavetas	107
3.5	TAPADO DE BOTELLAS	108
3.5.1	Cilindros neumáticos.....	108
3.5.2	Mecanismo de desplazamiento vertical.....	110
3.6	ESTRUCTURA MECÁNICA	114
3.6.1	Fuerzas redundantes	118
3.6.2	Determinación de las ecuaciones de compatibilidad	119
3.6.3	Resolución de las Ecuaciones de compatibilidad	123
3.6.4	Determinación de las variables del sistema	127
3.6.5	Resolución del sistema	130
3.6.6	Selección del material.....	132
3.6.7	Deformación de la estructura	136
3.7	SISTEMA DE CONTROL	138
3.7.1	Sensores	138
3.7.1.1	Velocidad de giro del motor	139

3.7.1.2	Posición del disco para tapado	140
3.7.2	Actuadores	141
3.7.3	Elementos complementarios	141
3.7.3.1	Fuente.....	142
3.7.3.2	Cableado	143
3.7.4	Diagrama de flujo del funcionamiento de la máquina	143
3.7.4.1	Calibración.....	143
3.7.4.2	Tapado.....	144
3.7.4.3	Paso de botellas	146
3.7.5	Estados lógicos para la programación.....	147
3.7.5.1	Circuitos Lógicos.....	149
CAPÍTULO IV		
CONSTRUCCIÓN, PRUEBAS Y RESULTADOS		151
4.1	CONTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	151
4.1.1	Almacenamiento de tapas.....	151
4.1.2	Alimentación de tapas	152
4.1.3	Colocación de tapas.....	154
4.1.4	Posicionamiento de botellas.....	156
4.1.5	Tapado de botellas.....	157
4.1.6	Estructura mecánica	158
4.2	RESULTADOS	159
CONCLUSIONES		161
RECOMENDACIONES		163
BIBLIOGRAFÍA		164

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Tipos de tapas usadas en bebidas alcohólicas.....	2
Figura 1.2: Máquina semiautomática de tapado a presión	3
Figura 1.3: Máquina automática de tapado a presión.....	4
Figura 1.4: Máquina EURO PP	5
Figura 1.5: Máquina KAMMA PKV	6
Figura 1.6: Declining belt capper.....	6
Figura 1.7: composición estándar del sistema alimentador de partes.	8
Figura 1.8: Alimentador de plato vibratorio.....	8
Figura 1.9: Simetría de un tornillo	9
Figura 1.10: Alimentador centrífugo	10
Figura 1.11: Partes de las tapas guala.....	10
Figura 1.12: alimentador centrífugo de plato giratorio	11
Figura 1.13: Alimentador de escalera.....	12
Figura 1.14: Dispositivo de enganche	12
Figura 1.15: Proceso 'Pick & Place'	13
Figura 1.16: Balancín	13
Figura 1.17: Fotografía de las placas de metal.....	19
Figura 1.18: Fotografía de la máquina ROPP con placas metálicas.....	19
Figura 1.19: Fotografía de la colocación manual de tapas en ILA S.A.	20
Figura 1.20: matriz de probabilidad e impacto.....	23
Figura 1.21: Pasos de la Teoría de Restricciones.	24
Figura 2.1: Módulo nivel 0.....	30
Figura 2.2: Esquema de la máquina.....	31
Figura 2.3: Módulos nivel 1	32
Figura 2.4: Operador.....	33
Figura 2.5: Tolva de almacenamiento	33
Figura 2.6: Alimentador de plato vibratorio.....	34
Figura 2.7: Alimentador centrífugo Fuente: Inline Filling Systems [10]	34
Figura 2.8: Alimentador centrífugo de plato giratorio	34
Figura 2.9: Alimentador de escalera.....	35
Figura 2.10: Dispositivo pick & place.....	38
Figura 2.11: Dispensador on demand	38
Figura 2.12: Disco rotativo	40
Figura 2.13: Doble disco rotativo.....	40
Figura 2.14: Cilindros neumáticos	40
Figura 2.15: Tapado con cilindros neumáticos	43
Figura 2.16: Banda inclinada.....	43
Figura 2.17: SIEMENS LOGO!.....	45
Figura 2.18: Pico control	45
Figura 2.19: CJ1	45
Figura 2.20: Soluciones para los módulos de la máquina	48

Figura 3.1: Esquema de la máquina.....	49
Figura 3.2: Ubicación de la tolva	50
Figura 3.3: Dimensiones de la tapa	50
Figura 3.4: Parámetros necesarios para el cálculo del volumen de una pirámide truncada.....	52
Figura 3.5: Dimensiones de las áreas base	53
Figura 3.6: Trayectoria de la compuerta de la tolva.....	54
Figura 3.7: Diagrama de cuerpo libre de la compuerta.....	55
Figura 3.8: Etapas dentro del alimentador centrífugo de plato giratorio.....	56
Figura 3.9: Forma y dimensiones del plato giratorio	57
Figura 3.10: Subida de tapas	60
Figura 3.11: Posiciones de una tapa	61
Figura 3.12: Pieza de posicionamiento	61
Figura 3.13: Tapas una dentro de otra	62
Figura 3.14: Sistema de discriminación por altura.....	62
Figura 3.15: Plato giratorio	63
Figura 3.16: Tapa.....	63
Figura 3.17: Superficie del riel del plato giratorio.....	64
Figura 3.18: Datos de salida de la caja reductora	73
Figura 3.19: Características del torque de motores trifásicos conducidos por variadores de frecuencia.....	74
Figura 3.20: Posibles orientaciones de entrada al proceso de colocación.....	75
Figura 3.21: Número de parte del sensor fotoeléctrico seleccionado	76
Figura 3.22: Riel para el transporte de tapas.	77
Figura 3.23: Holgura del riel	77
Figura 3.24: Vista superior e inferior del dispensador de tapas.	78
Figura 3.25: Diagrama de cuerpo libre de las tapas sobre el dispensador	79
Figura 3.26: Desplazamiento ocasionado por las tapas.	80
Figura 3.27: Sistema de posicionamiento de doble disco	81
Figura 3.28: Dimensiones de las botellas.....	82
Figura 3.29: Discos superior e inferior.....	82
Figura 3.30: Posiciones de los discos	83
Figura 3.31: Longitud del eje y diámetros incógnita	83
Figura 3.32: Geometría y área de trabajo del disco.....	84
Figura 3.33: Diagrama de cuerpo libre de una botella en el sistema de tapado	85
Figura 3.34: Diagrama de cortantes y momentos del eje	88
Figura 3.35: Eje.....	100
Figura 3.36: Disco superior	100
Figura 3.37: Disco inferior	101
Figura 3.38: Botella.....	101
Figura 3.39: Radio de posicionamiento de la botella	102
Figura 3.40: Mecanismo de desplazamiento vertical.....	110
Figura 3.41: Geometría de rosca cuadrada.....	113
Figura 3.42: Estructura idealizada en 3D	115

Figura 3.43: Diagrama de la estructura en 2D	116
Figura 3.44: Diagrama de la estructura con reacciones	118
Figura 3.45: Diagrama de la estructura primaria	119
Figura 3.46: Diagrama de la estructura primaria y las fuerzas redundantes	121
Figura 3.47: Desplazamiento y rotación en la estructura primaria	122
Figura 3.48: Reacciones y diagrama de momento (M_0) de la estructura primaria ..	124
Figura 3.49: Persona apoyada en la parte lateral de la estructura	128
Figura 3.50: Triángulo de fuerzas formado por la escalera y la estructura	128
Figura 3.51: Valores de la estructura y diagrama M_0	130
Figura 3.52: Diagrama de fuerzas y momentos de la estructura original	131
Figura 3.53: Propiedades geométricas de un tubo cuadrado hueco ASTM A 500..	135
Figura 3.54: Simulación de esfuerzo de la estructura.....	136
Figura 3.55: Desplazamiento de la estructura	138
Figura 3.56: Distancia entre botellas	139
Figura 3.57: Rueda del encoder	141
Figura 3.58: Diagrama de flujo del funcionamiento general.....	144
Figura 3.59: Diagrama de flujo del modo de calibración.....	145
Figura 3.60: Diagrama de flujo del modo de tapado	146
Figura 3.61: Diagrama de flujo del modo de paso de botellas	147
Figura 3.62: Circuito lógico del motor de tapado	149
Figura 3.63: Circuito lógico del motor del alimentador	150
Figura 3.64: Circuito lógico de la compuerta de la tolva	150
Figura 3.65: Circuito lógico de los cilindros de tapado.....	150
Figura 3.66: Circuito lógico de la eliminación de tapas.....	150
Figura 4.1: Diagrama de construcción del módulo de almacenamiento de tapas ...	152
Figura 4.2: Diagrama de construcción del módulo de alimentación de tapas	153
Figura 4.3: Posibles posiciones de las tapas en el alimentador.....	154
Figura 4.4: Diagrama de construcción del módulo de colocación de tapas	155
Figura 4.5: Diagrama de construcción del módulo de posicionamiento de botellas	156
Figura 4.6: Diagrama de construcción del módulo de tapado de botellas.....	158
Figura 4.7: Diagrama de construcción de la estructura mecánica	159

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: categorización de la probabilidad	21
Tabla 1.2: categorización del impacto	21
Tabla 1.3: categorización de la probabilidad y el impacto	22
Tabla 1.4: combinación de las equivalencias de probabilidad e impacto.....	22
Tabla 1.5: Diagrama de flujo del proceso de envasado de ILA S.A.....	25
Tabla 1.6: Determinación de las causas del escenario A	27
Tabla 1.7: Determinación de las causas del escenario B	28
Tabla 2.1: Alternativas para el almacenamiento de tapas	33
Tabla 2.2: Alternativas para la alimentación de tapas	34
Tabla 2.3: Esquema de solución para la matriz de criterios ponderados	35
Tabla 2.4: Evaluación del peso específico de cada criterio para la alimentación de tapas	36
Tabla 2.5: Evaluación del peso específico del criterio velocidad	36
Tabla 2.6: Evaluación del peso específico del criterio versatilidad	36
Tabla 2.7: Evaluación del peso específico del criterio espacio	37
Tabla 2.8: Evaluación del peso específico del criterio durabilidad	37
Tabla 2.9: Conclusiones para la alimentación de tapas.....	37
Tabla 2.10: Alternativas para la colocación de tapas	38
Tabla 2.11: Evaluación del peso específico de cada criterio	38
Tabla 2.12: Evaluación del peso específico del criterio costo.....	39
Tabla 2.13: Evaluación del peso específico del criterio versatilidad	39
Tabla 2.14: Evaluación del peso específico del criterio adaptabilidad	39
Tabla 2.15: Conclusiones para la colocación de tapas.....	40
Tabla 2.16: Alternativas para el posicionamiento de las botellas.....	40
Tabla 2.17: Evaluación del peso específico de cada criterio	41
Tabla 2.18: Evaluación del peso específico del criterio seguridad.....	41
Tabla 2.19: Evaluación del peso específico del criterio versatilidad	41
Tabla 2.20: Evaluación del peso específico del criterio continuidad	42
Tabla 2.21: Conclusiones acerca del posicionamiento de botellas	42
Tabla 2.22: Alternativas para el tapado de botellas	42
Tabla 2.23: Evaluación del peso específico de cada criterio	43
Tabla 2.24: Evaluación del peso específico del criterio adaptabilidad	44
Tabla 2.25: Evaluación del peso específico del criterio regulable.....	44
Tabla 2.26: Evaluación del peso específico del criterio versatilidad	44
Tabla 2.27: Evaluación del peso específico del criterio continuidad	44
Tabla 2.28: Conclusiones acerca del tapado de botellas.....	45
Tabla 2.29: Alternativas para el sistema de control	45
Tabla 2.30: Evaluación del peso específico de cada criterio	46
Tabla 2.31: Evaluación del peso específico del criterio garantía	46
Tabla 2.32: Evaluación del peso específico del criterio HMI.....	46
Tabla 2.33: Evaluación del peso específico del criterio costo.....	47

Tabla 2.34: Evaluación del peso específico del criterio soporte	47
Tabla 2.35: Conclusiones acerca del sistema de control	47
Tabla 3.1: Inercia de los objetos que mueve el motor	63
Tabla 3.2: Características A, B y C según el criterio de Pugsley.	70
Tabla 3.3: Características D y E según el criterio de Pugsley.	71
Tabla 3.4: Parámetros de selección del motor	71
Tabla 3.5: Datos técnicos del motor AM63ZBA.	72
Tabla 3.6: Coeficiente de rozamiento	80
Tabla 3.7: Coeficientes de rozamiento estático	86
Tabla 3.8: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin	92
Tabla 3.9: Valores para el cálculo del eje	97
Tabla 3.10: Factores de seguridad para el diseño de ejes.	99
Tabla 3.11: Inercia de las piezas de la etapa de posicionamiento de las botellas ..	100
Tabla 3.12: Velocidad máxima y mínima y sus equivalencias	102
Tabla 3.13: Parámetros del motor para el posicionamiento de botellas.....	105
Tabla 3.14: Factor de velocidad f_n	106
Tabla 3.15: Cargas unitarias y diagramas de momentos.....	125
Tabla 3.16: Valores para cada caso de cargas unitarias	131
Tabla 3.17: Criterios para esfuerzo de diseño (esfuerzos normales directos).	133
Tabla 3.18: Propiedades del acero ASTM A 500.....	134
Tabla 3.19: Sensores en los módulos de funcionamiento	138
Tabla 3.20: Actuadores	141
Tabla 3.21: Consumo de corriente de los elementos de control	142
Tabla 3.22: Calibre de cables AWG	143
Tabla 3.23: Estados lógicos de los elementos de control	147
Tabla 3.24: Tabla de verdad	148
Tabla 3.25: Nomenclatura de los circuitos lógicos.....	149
Tabla 4.1: Pruebas de funcionamiento sobre el módulo de almacenamiento	151
Tabla 4.2: Pruebas de funcionamiento del sistema de alimentación de tapas	153
Tabla 4.3: Pruebas de funcionamiento del módulo de colocación de tapas.....	155
Tabla 4.4: Pruebas de funcionamiento del módulo de posicionamiento de botellas	156
Tabla 4.5: Pruebas de funcionamiento del módulo de tapado de botellas	157
Tabla 4.6: Tapas por minuto de acuerdo a la velocidad de giro	159

ABREVIATURAS

mpm metros por minuto
tpm tapas por minuto

NOTACIÓN MATEMÁTICA

$V_{\text{cilindro pg}}$	volumen del cilindro del plato giratorio, en mm^3
V_u	volumen de una tapa, en m^3
r	radio de la tapa, en m
h_{tapa}	altura de la tapa, en m
V_{tolva}	volumen de la tolva, en m^3
N_{tapas}	número de tapas, en tapas
h_{tolva}	altura, en m
A_{BM}	área base mayor, en m^2
A_{Bm}	área base menor, en m^2
F_T	fuerza del pistón, en N
F_r	fuerza de rozamiento, en N
w_{cp}	peso de la compuerta, en kg
$V_{\text{cilindro pg}}$	volumen del cilindro del plato giratorio, en mm^3
$r_{\text{cilindro pg}}$	radio del plato giratorio, en mm
$h_{\text{cilindro pg}}$	altura del plato giratorio, en mm
$V_{\text{cono pg}}$	volumen del cono del plato giratorio, en mm^3
$r_{\text{cono pg}}$	radio del cono del plato giratorio, en mm
$h_{\text{cono pg}}$	altura del cono del plato giratorio, en mm
$C_{\text{total pg}}$	capacidad total del plato giratorio, en número de tapas
$V_{\text{max pg}}$	volumen máximo en el plato giratorio, en número de tapas
$V_{\text{min pg}}$	volumen mínimo en el plato giratorio, en número de tapas
$I_{\text{total 1}}$	inercia total, en $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
I_{pg}	inercia del plato giratorio, en $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
I_{tapa}	inercia de una tapa, en $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
N_{tsr}	número de tapas sobre la superficie del riel del plato giratorio
d_{tapa}	diámetro de la tapa, en mm
rev	revoluciones por minuto, en rev
tpr	tapas por revolución, en tapas/rev
w_a	velocidad angular del alimentador, en rad/s
a_a	aceleración angular del motor del plato giratorio, en rad/s^2
t_a	tiempo, en s
T_a	torque, en Nm
P_{mec1}	potencia mecánica, en W
P_{elec1}	potencia eléctrica del motor, en W
η	eficiencia del motor
FC	factor de carga
FS_x	coeficiente de seguridad que involucra las características A,B y C
FS_y	coeficiente de seguridad que involucra las características D y E

A	calidad de los materiales, dureza, mantenimiento e inspección
B	control sobre la carga aplicada a la parte
C	exactitud del análisis de esfuerzo, información experimental o experiencia con dispositivos similares
D	peligro para el personal
E	impacto económico sobre las consecuencias del diseño
mb	muy bueno
b	bueno
r	regular
p	pobre
ms	muy serio
s	serio
ns	no serio
η_{IEC}	eficiencia de acuerdo al estándar IEC 60034
ω_{outgb}	velocidad de salida de la caja reductora
ω_{ingb}	velocidad de entrada a la caja reductora
i	relación de transmisión
$T_{out\ gb}$	torque de salida de la caja reductora
$T_{in\ gb}$	torque de entrada a la caja reductora
SF	factor de servicio
$T_{out\ total}$	torque de salida del conjunto moto-reductor y variador de velocidad, en Nm
P_{tapas}	peso de 6 tapas, en k
F_{rt}	fuerza de rozamiento, en N
N_t	fuerza normal, en N
F_{disp}	fuerza que ejercen las tapas sobre el dispensador, en N
F_b	fuerza necesaria para mover 5 botellas, en N
m_b	masa de 5 botellas, en lb
a	aceleración, en m/s^2
F_{Ct}	fuerza que ejerce el disco1 o superior, en N
F_{Dt}	fuerza que ejerce el disco 2 o inferior, en N
P_b	peso de la botella, en lb
N_b	fuerza normal, en N
fr	fuerza de fricción por botella, en N
μ_e	coeficiente de rozamiento estático entre vidrio y acero
frt	fuerza de fricción total (5 botellas), en N
T	torque, en Nm
F	fuerza aplicada, en N
$r_{interno}$	aproximación del radio interno del eje, en m
T_B	torque en el punto B, en Nm
T_C	torque en el punto C, en Nm
T_D	torque en el punto D, en Nm
nf	factor de diseño o de seguridad
d	diámetro del eje, en m

S_e	límite de resistencia a la fatiga, en MPa
K_f	factor de concentración del esfuerzo por fatiga
K_{fs}	factor de concentración del esfuerzo cortante por fatiga
S_{ut}	resistencia a la tensión mínima, en MPa.
k_a	factor de modificación de la condición superficial
k_b	factor de modificación del tamaño
k_c	factor de modificación de la carga
k_d	factor de modificación de la temperatura
k_f	factor de modificación de efectos varios
S'_e	límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria, en MPa
a_m	parámetro en el factor de la condición superficial de Marín
b_m	parámetro en el factor de la condición superficial de Marín
S_T	resistencia a la tensión a la temperatura de operación
S_{RT}	resistencia a la tensión a la temperatura ambiente
K_{fm}	valor reducido de K_t
$K_{t_{sm}}$	factor de concentración de esfuerzo cortante a la fatiga
$K_{f_{sm}}$	valor reducido de $K_{t_{sm}}$
q	sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a flexión inversa
q_s	sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa
\sqrt{a}	constante de Neuber (constante del material)
r_{muesca}	radio de la muesca
σ'_a	esfuerzo alternante de von Mises, en MPa
σ'_m	esfuerzo medio de von Mises, en MPa
n_f	factor de seguridad contra falla por fatiga
I_b	inercia de una botella, en $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
m_b	masa de una botella, en kg
r_b	radio de la botella, en m
$I_{\text{total } 2}$	inercia total, en $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
I_{eje}	inercia del eje, en $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$I_{\text{disco sup}}$	inercia del disco superior, en $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$I_{\text{disco inf}}$	inercia del disco inferior, en $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
V	velocidad lineal, en m/s
ω	velocidad angular, en rad/s
r_{pb}	radio de posicionamiento de las botellas, en m
T_f	torque debido a la fricción, en Nm
f_{rt}	fuerza de fricción total (considerando 5 botellas), en N
r_{pb}	radio de posicionamiento de las botellas, en m
$T_{b \text{ total}}$	torque total, en Nm
L_{10}	vida nominal, en 10^6 rev

L_{rod}	vida nominal, en 10^6 rev
C_{rod}	capacidad de carga dinámica, en kN
P_{rod}	carga dinámica equivalente, en kN
p_{rod}	exponente de vida
f_L	factor de esfuerzos dinámicos
f_n	factor de velocidad
P_{cil}	presión, en kPa
F_{cil}	fuerza, en N
A_{cil}	área de contacto (entre el cilindro neumático y la tapa), en m^2
d_M	diámetro mayor, en mm
d_r	diámetro de paso, en mm
p	paso
d_m	diámetro menor, en mm
l	avance, en mm;
n roscas	número de roscas.
f	coeficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca
S_y	resistencia a la fluencia del material, en MPa
n tornillo	factor de seguridad
P	peso de una persona apoyada en la parte lateral, en kg
w	peso de los subsistemas que reposan sobre la estructura, en kg
H	altura de la estructura, en m
L	longitud de la estructura, en m
m	número de miembros del marco
r	Incógnitas de reacción en la estructura
n	número de nodos del marco
R_{AXp}	reacción de la estructura primaria producida por las cargas externas, en N
R_{AYp}	reacción de la estructura primaria producida por las cargas externas, en N
M_{Ap}	momento de la estructura primaria producida por las cargas externas, en Nm
δW	trabajo virtual externo
δU	trabajo virtual interno
l	fuerza virtual externa
(Δ)	deflexión externa real
$m(x)$	momento interno virtual
δ_1	desplazamiento vertical en el punto D, en m
δ_2	desplazamiento horizontal en el punto D, en m
δ_3	rotación en el punto D, en m
F_{PA}	Peso de una persona apoyada en la parte lateral de la estructura, en kg
m_{PA}	masa de la persona apoyada
σ_d	esfuerzo de diseño, en MPa
N	factor de diseño
S_u	resistencia a la tensión, en MPa

σ_{\max}	esfuerzo flexionante máximo, en MPa
M_{\max}	momento flexionante máximo, en Nm
c	distancia entre el eje neutro hasta las fibras externas del perfil, en m
I	inercia, en m^4
y_{\max}	desplazamiento máximo permisible, en mm
L_p	longitud de la parte, en mm
V_{banda}	velocidad de la banda, en mm/s
N_b	número de botellas
d_b	distancia entre las botellas, en mm
t	tiempo predefinido, en s
A_f	amperaje de la fuente, en mA
c_t	consumo total, en mA

RESUMEN

El proyecto de titulación denominado 'Diseño y construcción de una máquina para tapar botellas de licor con tapones tipo guala para la empresa ILA S.A.' analiza la situación particular de la empresa ILA S.A.; que con el objetivo de mejorar y actualizar la presentación de sus productos, se ve inmersa en un nuevo proceso de tapado que implica un riesgo laboral para sus empleados.

Se buscó una solución que elimine los riesgos laborales y cumpla con las condiciones y capacidad de producción de la línea. Además, se tomaron en cuenta todas las restricciones de presupuesto y espacio disponible dentro de la fábrica. Se realizó el diseño de las partes mecánicas y eléctricas que forman parte de la máquina de tapado para tapones tipo guala. Posteriormente se fabricaron las partes de la máquina y se realizaron pruebas de funcionamiento que permitieron establecer la velocidad óptima de trabajo de la máquina en 40 botellas por minuto.

ABSTRACT

The Project named 'Design and assembly of a capping machine for guala caps for the company ILA S.A.' analyzes the particular predicament of the company ILA S.A. With the goal of improving and updating their product's image, it is now involved in a new capping process which implies occupational hazards for its employees.

A solution that removes occupational hazards and fulfills the production capacity has been pursued. What is more, the budget and space limitations have been considered. The machine's mechanical and electrical components have been designed and fabricated. Finally, the machine was put through functionality tests. The results provided enough data to determine the machine's optimal work capacity of bottles per minute.

INTRODUCCIÓN

Actualmente, en la empresa ILA S.A., las tapas son colocadas manualmente por los empleados; y el tapado de las botellas se realiza adaptando una máquina diseñada para roscar tapas de tipo pilfer proof.

El problema radica en que es necesario adaptar la máquina existente cada vez que se embotella un producto que utilice los tapones guala. La adaptación consiste en ubicar unas placas de metal sobre los cilindros encargados de roscar la tapa, para que en lugar de roscarla ejerzan presión sobre ella. También, se debe calibrar la máquina, manual y empíricamente, para que aplique la fuerza suficiente para cerrar la botella y no romper la tapa o el envase. Además, cuando se producen licores que todavía utilizan las tapas pilfer proof, se debe deshacer las adaptaciones y regresar a la máquina a su estado natural.

Por otro lado, los operarios son los encargados de colocar las tapas manualmente sobre las botellas. Esta actividad representa un peligro para los trabajadores, ya que por introducir las manos en la línea de producción pueden ocasionar que se caiga o rompa alguna botella, y en el peor de los casos, cortes en sus extremidades.

CAPÍTULO I

TAPADO DE BOTELLAS DE LICOR

El tapado de botellas en la industria licorera es un proceso sumamente importante ya que de este dependen la limpieza, inocuidad e imagen del producto durante su elaboración y distribución al consumidor. Existen diversos factores físicos, químicos y biológicos; como bacterias, hongos y parásitos, que pueden contaminar el licor. Y pueden estar presentes tanto en la elaboración del producto como en su comercialización. Por este motivo, es la obligación de los fabricantes garantizar que sus procesos sean inocuos; y que sus botellas estén selladas de tal manera que eviten que dichos factores contaminen su contenido.

1.1 PROCESO DE TAPADO

El tapado de botellas de licor; ya sea manual, semiautomático o automático, se divide en dos subprocesos: la colocación de tapas y el tapado de botellas.

La colocación de tapas consiste en el almacenamiento de tapas para posteriormente orientarlas de tal manera que caigan verticalmente y su cuerpo encaje sobre el pico de la botella. El segundo subproceso trata netamente del tapado de las botellas. Es el encargado de cerrar los envases sellando la tapa con la botella para que sean un solo producto.

1.2 TIPOS DE TAPADO

En la industria licorera la forma en la que se sella las botellas depende de dos factores: el proceso que se utilice y sistema implementado en la fábrica.

1.2.1 SEGÚN EL PROCESO UTILIZADO

Para bebidas alcohólicas varias, el proceso de tapado difiere de acuerdo a la tapa que se utilice. A continuación, se especifica los tres procesos existentes.

1.2.1.1 A rodillos o “Roll-on”

Sistema de tapado que garantiza el anclaje en la botella mediante rulos giratorios que doblan un componente del cierre bajo una boca de la botella. [1]. Este método se

utiliza con las tapas ROPP (Roll On Pilfer Proof) de aluminio, mostradas en la Figura 1.1-a tomada de Pak Pharmaceutical Packages [2].

1.2.1.2 A presión o “Snap-on”

En el caso de las cápsulas de plástico “guala”, Figura 1.1-b, a presión, tapones fungiformes de plástico y tapones en forma de “T” se tapa las botellas aplicando presión vertical sobre ellas, este proceso es llamado “snap-on”.

1.2.1.3 Enroscado o “Screw-on”

El método de roscado consiste en colocar la tapa sobre la botella y girarla en el sentido de las manecillas del reloj para garantizar su anclaje. Utilizado con tapas de plástico con rosca, rosca estándar y tapas corona roscada como se muestra en la Figura 1.1-c [3].

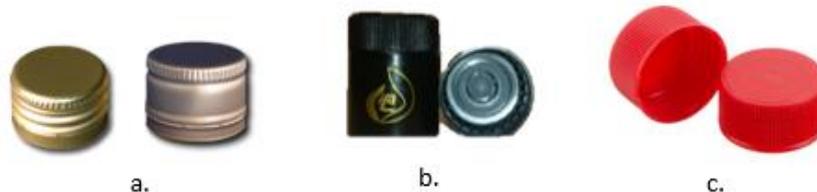


Figura 1.1: Tipos de tapas usadas en bebidas alcohólicas.

1.2.2 SEGÚN EL SISTEMA UTILIZADO

En esta clasificación se analiza el sistema o equipo utilizado para realizar el proceso de tapado a presión “snap on” ya que este es el método a automatizar dentro de la empresa ILA S.A.

1.2.2.1 Tapado manual

Cuando no existe equipo especializado para realizar el tapado de botellas, el proceso debe ser realizado manualmente. Los operarios son los encargados de orientar las tapas y colocarlas sobre las botellas. Luego, para taponarlas, utilizan un martillo de hule e intentan que la fuerza del golpe sea perpendicular a la superficie de la tapa.

El tapado manual es recomendable para empresas que están dando sus primeros pasos en el envasado de licores debido a que el tiempo de tapado por botella es alto. También se corre el riesgo de que la tapa no ingrese completamente en el pico de la botella por falta de fuerza, o que se rompa la botella por exceso de la misma.

1.2.2.2 Tapado semiautomático

Un sistema semiautomático es aquel que funciona mecánicamente, pero necesita del accionamiento de un agente. El equipo mostrado en la Figura 1.2 cuenta con un pistón neumático encargado de presionar la tapa sobre la botella. La máquina puede ser accionada mediante un pedal o un pulsador. Además, se puede ajustar la altura del sistema de acuerdo al producto que se desee tapar.

Para realizar este proceso, el operador debe orientar la tapa y colocarla sobre la botella. El siguiente paso consiste en posicionar la botella en la máquina y activarla. El vástago del pistón neumático descenderá sobre el producto mientras se mantenga presionado el accionamiento. Cuando el operador considere que la tapa ha realizado el recorrido necesario para que la botella esté cerrada puede soltar el accionamiento y repetir el ciclo con el envase siguiente.



Figura 1.2: Máquina semiautomática de tapado a presión

Fuente: www.liquidpackagingsolution.com [4]

1.2.2.3 Tapado automático

El tapado automático de botellas de licor se realiza mediante dos sistemas que trabajan en conjunto: el alimentador de tapas y el tapado de botellas. La máquina mostrada en la Figura 1.3, ACASI Machinery Inc. [5], integra ambas partes. En este

caso, solo es necesaria la presencia de un operador para calibrar la máquina, definir los parámetros de entrada y supervisar el funcionamiento.

La máquina cuenta con un alimentador de partes y un sistema automático para ubicar las tapas sobre las botellas. La siguiente etapa consiste en un cabezal giratorio de pistones neumáticos que toma a cada una de las botellas por separado y activa los pistones para que ejerzan presión vertical sobre ellas. Mediante la programación y calibración de la máquina, ha sido determinada la fuerza adecuada para el cierre de los envases.

Los sistemas automáticos de tapado en general cuentan con un rango de velocidad de 10 a 800 botellas por minuto; con un tiempo de calibración, manual o automática, de alrededor de 10 a 30 minutos, dependiendo del tamaño de la máquina. Además, son adaptables a los diferentes tamaños de botellas y tapas.



Figura 1.3: Máquina automática de tapado a presión

1.3 FORMAS MODERNAS DE TAPADO DEL PROCESO 'SNAP-ON'

EL proceso 'snap-on' comprende los siguientes tipos de tapas:

- Cápsulas de plástico a presión.
- Tapones fungiformes de plástico.
- Tapones en forma de "T" con cabezal de plástico y cuerpo de corcho.
- Cápsulas de plástico a presión "guala".

A continuación se describe las máquinas existentes actualmente en el mercado que trabajan principalmente con las cápsulas de plástico tipo guala.

1.3.1 EURO PP

La máquina EURO PP de AROL closure systems [5], mostrada en la Figura 1.4, cuenta con un alimentador de partes que coloca las tapas sobre las botellas. El tapado se realiza con conos de cierre de enganche rápido, que son pistones neumáticos cuyo vástago está dispuesto en forma de cono para rodear a las tapas mientras se cierra la botella. Una de sus ventajas es que la carga de cierre es regulable.



Figura 1.4: Máquina EURO PP

1.3.2 KAMMA PKV

KARMA PKV, Figura 1.5, es una máquina de AROL closure systems [5] que tapa las botellas de licor mediante conos de cierre con vacío. El sistema está formado por un alimentador de partes que orienta las tapas y las coloca sobre un disco giratorio, que está en coordinación con el sistema rotatorio de cierre. Cuando las tapas alcanzan una posición determinada, los conos de cierre con vacío, llamados dispositivos 'pick & place', las sujetan y las llevan hacia las botellas para taponarlas. La principal diferencia con otras máquinas existentes es que el suministro de tapas no va directamente hacia la botella.



Figura 1.5: Máquina KAMMA PKV

1.3.3 DECLINING BELT CAPPER

Esta máquina, Figura 1.6, diseñada por la empresa norteamericana FOGG, [6], ejerce presión vertical sobre las botellas gracias a una banda colocada sobre ellas. La banda superior tiene un ángulo de inclinación, tal que, la altura de inicio es igual a la de la botella más la de la tapa sin ajustar. Conforme los envases van avanzando, esta altura disminuye hasta llegar a una altura final que es igual a la altura de la botella con tapa cerrada.



Figura 1.6: Declining belt capper

1.4 PROCESO DE TAPADO EN ECUADOR

Tradicionalmente, la mayor parte de licores envasados en Ecuador han utilizado las tapas ROPP. Pero en la actualidad, el mercado exige el cambio de ciertos productos; como el ron, vodka y whisky (en menores cantidades) a los tapones guala, siguiendo una tendencia que se ha desarrollado a nivel mundial en los últimos años.

En el año 2013 Corporación Azende, una de las grandes empresas licoreras del Ecuador, lanzó dos productos envasados en el país que ya utilizan los tapones guala. Debido a sus altos niveles de producción y ventas se puede deducir que cuentan con un sistema de tapado completamente automático. Por su parte, Embotelladora Azuaya S.A. encargada de la producción del licor Cristal, ha decidido mantener todos sus productos con las tapas ROPP.

En su mayoría, han sido las medianas empresas licoreras ecuatorianas las que han decidido renovar sus productos y taparlos con las cápsulas de plástico guala. Entre ellas se puede encontrar a DILSA Cía. Ltda., que ya ha cambiado alrededor de un 80% de sus productos. También se encuentra ILA S.A. que ya cierra a sus botellas de ron y vodka con los tapones tipo guala.

Debido a la novedad de esta tendencia en el Ecuador dichas empresas licoreras cuentan solamente con sistemas manuales y semiautomáticos para realizar el tapado de botellas.

1.5 EQUIPOS Y DISPOSITIVOS UTILIZADOS PARA EL TAPADO AUTOMÁTICO

1.5.1 ALIMENTACIÓN DE TAPAS

Los alimentadores de partes son una etapa crítica de un sistema de ensamblaje automático. Están diseñados para entregar partes y orientarlas exactamente como lo necesite el proceso automatizado. Este paso incrementa significativamente la tasa de producción y reduce los costos de trabajo. [7]

Las funciones principales de un alimentador de tapas son: almacenar, alinear y alimentar las partes; como se muestra en la Figura 1.7 tomada de Parts Feeder Guide Book de NTN Corporation [8].

Alinear es el papel más importante de los tres. Las partes son orientadas utilizando sensores además del método básico de alineación. Este método alinea las partes dentro de una serie de pistas en movimiento dentro o fuera del plato. [8]

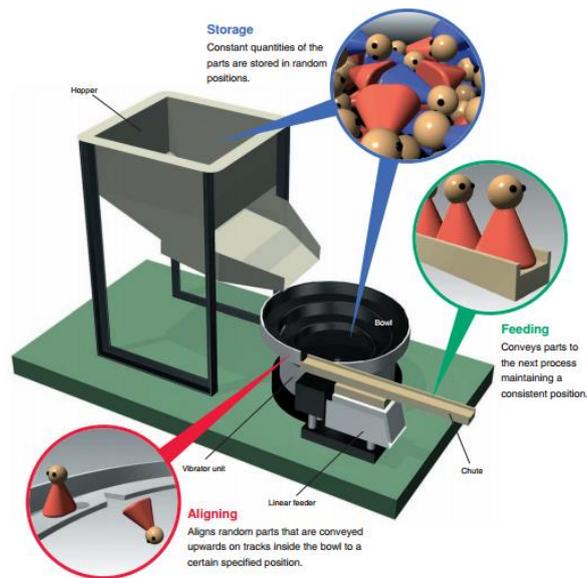


Figura 1.7: composición estándar del sistema alimentador de partes.

1.5.1.1 Alimentador de plato vibratorio

Un alimentador de plato vibratorio, tomado de Vibro Feed Tech [9] y mostrado en la Figura 1.8, utiliza un accionamiento electromagnético para estimular al movimiento de vibración, que mueve a las partes almacenadas dentro del plato a través de un canal interno. Solo las partes que estén alineadas u orientadas correctamente pasan hacia el riel de alimentación; el resto regresa al plato.



Figura 1.8: Alimentador de plato vibratorio

Su principio de funcionamiento está basado en el comportamiento mecánico de las piezas. Es decir, depende de su forma y de la posición de su centro de masa. Al estar sometidas a vibraciones, las partes se van alineando gradualmente, dejando a su centro de masa siempre en la misma ubicación. Por ejemplo, este tipo de alimentador es utilizado para alinear tornillos; que tienen simetría axial en x, pero son asimétricos

en y como se puede observar en la Figura 1.9. No son apropiados para orientar piezas simétricas.

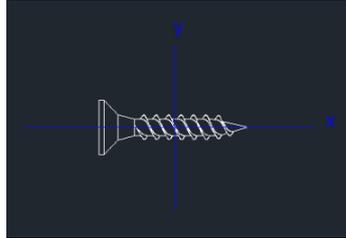


Figura 1.9: Simetría de un tornillo

Los alimentadores vibratorios de tapas utilizados en la industria alimenticia son construidos en acero inoxidable y proveen tapas a una tasa de 100 tapas por minuto o también referida habitualmente como 10 metros por minuto. Sin embargo, se debe tomar en cuenta que el canal interno de estos alimentadores debe ser construido específicamente para la geometría y características de la tapa. Si se cambia cierto aspecto del producto, lo más probable es que se necesite un rediseño del riel del alimentador.

1.5.1.2 Alimentador centrífugo

Un alimentador centrífugo está compuesto por un disco que gira a altas velocidades. Gracias a la fuerza centrífuga, las tapas que rotan con el disco son alejadas del eje de rotación hasta el filo del mismo. Cuando llegan al extremo lateral del disco, se encuentran con una palanca, como se muestra en la Figura 1.10 tomada de Inline Filling Systems [10]. Este mecanismo es el encargado de orientar las tapas. Si la parte superior de la tapa, Figura 1.11, se encuentra orientada hacia abajo, la palanca cede y deja pasar a la tapa. Por otro lado, si la parte hueca de la tapa es la que se encuentra orientada hacia abajo, la palanca se inserta dentro de la tapa mientras ella gira con el disco; la detiene por una fracción de segundo mientras ella rota sobre su propio eje y alcanza la orientación adecuada.



Figura 1.10: Alimentador centrífugo

Este sistema es utilizado únicamente para tapas altas, de preferencia cuyo diámetro superior sea igual al inferior. A pesar de ser altamente efectivo, con una tasa de producción de 200 tapas por minuto, debe ser calibrado para cada tipo de tapa y no es apto a geometrías especiales.

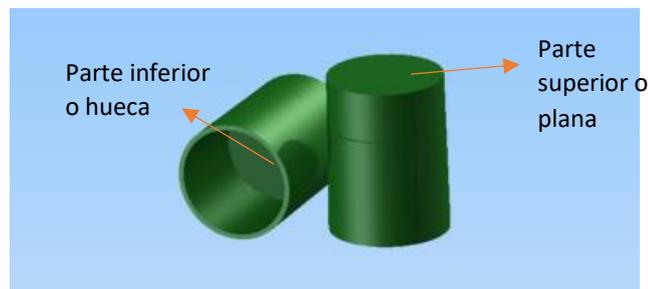


Figura 1.11: Partes de las tapas guala

1.5.1.3 Alimentador centrífugo de plato giratorio

Este tipo de alimentador, también conocido como rotativo, Figura 1.12, utiliza un motor eléctrico encargado de mover el fondo y las paredes del plato. El fondo tiene una forma cónica que empuja a las partes hacia las paredes del alimentador. En un extremo del plato se encuentra un canal que permite que las tapas a granel en el fondo pasen una por una hacia el riel de las paredes del plato. Mediante el riel en movimiento, las tapas son llevadas hacia un sensor fotoeléctrico que detecta el contraste existente entre dos puntos de la tapa. A partir de este punto, la aceptación o rechazo de la tapa depende del canal de alimentación existente y la programación del controlador. Si la tapa es aceptada se la deja continuar hacia el riel; pero si es rechazada, la tapa es expulsada

del canal interno del alimentador mediante un chorro de aire hacia el fondo del plato para que repita el ciclo.

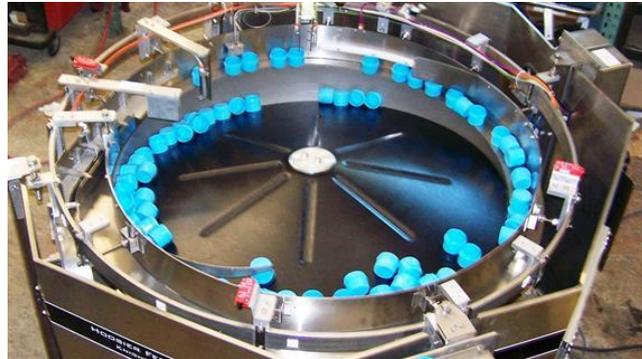


Figura 1.12: alimentador centrífugo de plato giratorio

Fuente: www.hoosierfeedercompany.com [11]

La mayor ventaja de los alimentadores centrífugos sobre el resto de alimentadores es la velocidad a la que trabajan, alcanzando hasta 50 metros por minuto de producto orientado. Además, al no contar con partes sometidas a vibración su durabilidad es mayor y genera más confianza al usuario. Por otro lado, existe la posibilidad de que se acumulen las tapas en la entrada del canal interno y este sea obstruido; esto puede ocasionar daños en las partes. Dicha situación puede ser evitada mediante la adición de un distribuidor de tapas que limite la cantidad existente en el plato del alimentador. Sin embargo, a medida que se soluciona el problema de bloqueo, aumenta el costo de adquisición.

1.5.1.4 Alimentador de escalera

El alimentador de escalera orienta las tapas mientras ellas son elevadas. El alimentador cuenta con una banda transportadora dispuesta de manera vertical y que tiene unas pequeñas pestañas a manera de escalera, como se puede ver en la Figura 1.13. La gravedad obliga a las tapas que están en una posición incorrecta a regresar a la tolva de almacenamiento para realizar de nuevo el proceso de orientación.

Este alimentador puede orientar tapas planas, cuyo diámetro es mayor a su altura y también tapas pequeñas. Alcanzan velocidades de hasta 125 tapas por minuto. [12]. Existe más comodidad y seguridad para los operarios ya que ese alimentador es

instalado al nivel del piso, aun que ocupa más espacio en comparación al resto de alimentadores.



Figura 1.13: Alimentador de escalera

Fuente: www.fillers.com [10]

1.5.2 COLOCACIÓN DE TAPAS

La colocación de tapas se refiere a la manera en que son posicionadas las tapas automáticamente sobre el pico de la botella. Existen varios sistemas y mecanismos que serán analizados a continuación.

1.5.2.1 Proceso 'Pick & Place'

En el proceso 'Pick & Place' (tomar y colocar), Figura 1.15; se recoge la tapa que ha sido previamente orientada, y simulando el movimiento del brazo de una persona, se la coloca sobre la botella. Generalmente cuenta con un disco giratorio que lleva las tapas desde el riel del alimentador hasta los conos de cierre. Estos recogen la tapa gracias a un dispositivo de enganche mostrado en la Figura 1.14; y la llevan hacia la botella para que sea cerrada.



Figura 1.14: Dispositivo de enganche

Fuente: english.bocais.com.br [13]



Figura 1.15: Proceso 'Pick & Place'

Fuente: www.nkpharma.com [14]

1.5.2.2 Distribución en demanda

La distribución en demanda utiliza un balancín, Figura 1.16, al final del riel del alimentador. Cuando una botella pasa por el sistema de distribución en demanda, el mecanismo cede y deja caer una tapa. El balancín permanece cerrado y sosteniendo a la fila de tapas orientadas hasta que otra botella pase. Este sistema puede ser regulado y colocar tapas sobre botellas de diferentes alturas, además requiere menos espacio que los sistemas anteriores.



Figura 1.16: Balancín

1.5.3 TAPADO DE BOTELLAS

El tapado de botellas se refiere al sistema que permite sellar las botellas. Es la última etapa en el proceso de tapado y para lograrlo se pueden utilizar cilindros neumáticos o una banda inclinada.

1.5.3.1 Cilindros neumáticos (press-cappers)

Los cilindros neumáticos son utilizados para tapar individualmente a cada una de las botellas. Se activan cuando la botella se encuentra posicionada y ejercen presión vertical sobre ellas. Los cilindros neumáticos son utilizados para sistemas versátiles en los que se usa tapas de distintas geometrías.

1.5.3.2 Banda inclinada (snap-cappers)

La banda inclinada está colocada sobre las botellas y tiene un ángulo de inclinación, tal que, la altura de inicio es igual a la de la botella más la de la tapa sin ajustar. Conforme los envases van avanzando, esta altura disminuye hasta llegar a una altura final que es igual a la altura de la botella con tapa cerrada.

Una ventaja de los ‘snap-cappers’ es que no detienen la línea de producción ni retiran a las botellas de la misma. Son instaladas sobre una porción de menos de un metro de la banda transportadora. Habitualmente son utilizadas para tapas cuyo recorrido para cerrar la botella es corto y su longitud es menor a su diámetro, es decir, tapas planas.

1.6 EMPRESA LICORERA ILA S.A.

1.6.1 RESEÑA HISTÓRICA

El 14 de agosto de 1962 los esposos Luz María Álvarez Corrales y Segundo Silverio Santana Arcos crearon la Licorera Pastaza Santana y Compañía, una sociedad en comandita simple. La compañía se formó con un capital inicial de 120.000 sucres y como gerente el señor Segundo Santana Arcos. El plazo de duración que determinaba el instrumento público fue 10 años, no obstante, la empresa con las características indicadas duró 8 años, es decir, hasta 1970.

En esta época, Segundo Santana Arcos adquirió acciones de dos compañías: Embotelladora Rectificadora El Puyo S.A. (EREPSA S.A.) y la Compañía Licorera de Baños. Ambas dedicadas a envasar y embotellar licores producidos por cañicultores asociados de toda la zona.

La cooperativa en referencia fracasó por divergencias en la administración, por esta razón se decidió vender la planta que fue adquirida por Industria Licorera Pastaza, y así con las tres empresas mencionadas se formó una sola en Quito en septiembre 9 de 1970, bajo la denominación de *Industrias Licoreras Asociadas Compañía Limitada*, o sea ILA Cia. Ltda. Esta fusión se realizó con un capital inicial de 700.000 sucres, con su domicilio principal ubicado en Ambato, provincia de Tungurahua, y tenía como socios a los esposos Santana y a sus hijos. La razón social de la empresa fue la industrialización, destilación, refinación, rectificación y comercialización de licores y vino de frutas, con materias primas propias y adquiridas a terceros. La duración de esta compañía estuvo fijada para 20 años plazo.

El 24 de octubre de 1974, ILA Cia. Ltda. Incluyó a un socio más a su lista e incrementó su capital a 3 millones de sucres con el objetivo de incursionar en la rama de la perfumería mediante la fabricación de colonias a base de alcohol.

El 8 de enero de 1977, Segundo Santana Arcos, deja la gerencia de la compañía para asumir la presidencia, función en la que permaneció hasta su fallecimiento el 14 de enero de 1980. En agosto 17 de 1978, asume la gerencia el Ing. Wilson Santana Álvarez, hasta septiembre de 1986.

Posteriormente ILA S.A. cambia su estructura jurídica, pasando de compañía limitada a Sociedad Anónima, y además hace un incremento de capital de 3 millones a diez millones cuarenta mil sucres el 21 de mayo de 1980. A partir de éste año, la segunda generación hace presencia y se encarga de la administración de ILA S.A. En la actualidad la planta industrial y administrativa se encuentra ubicada en la Cdla. El Paraíso -Ingahurco Bajo, calles Portugal S/N Alemania.

El cuadro directivo actualmente se encuentra distribuido de la siguiente manera:

Presidente	Ing. Luciano Santana Álvarez
Gerente General	Sr. Trajano Santana Álvarez
Subgerente	Ing. Luciano Santana Álvarez
Gerente de Relaciones Industriales	Ing. Wilson Santana Álvarez

1.6.2 VISIÓN

Industrias Licoreras Asociadas S.A. es una empresa pionera sólidamente establecida mediante un desarrollo sostenible, con un equipo de trabajo motivado y capacitado, comprometidos en la elaboración de productos, utilizando materias primas naturales, cumpliendo las exigencias de un mercado globalizado.

1.6.3 MISIÓN

Satisfacer a nuestros clientes, consumidores y accionistas, elaborando productos de casta, superiores en calidad, variedad y servicio, mediante capacitación y alta tecnología, sin descuidar el ecosistema, imponiendo su tradición vinícola licorera.

1.6.4 PRODUCTOS

Dentro de la gran variedad de productos que elabora ILA S.A., se encuentran:

- Vinos.
- Anisados.
- Ron.
- Aguardientes.
- Cremas de frutas (9 sabores).

Además:

- Colonias.
- Agua destilada para baterías.

Y aprovechando la fortaleza de contar con vertientes propias:

- Agua purificada en botellones: VITAL O2
- Agua purificada en botellas: BEBILA.

1.6.5 PROCESO DE FABRICACIÓN DE LICORES EN ILA S.A.

En 1980 la empresa ILA S.A. decidió adquirir maquinaria alemana para automatizar la línea de producción debido a la gran oportunidad de negocio que representaba la firma del pacto andino. Actualmente aún se utiliza dicha maquinaria ya que su funcionamiento en general sigue siendo el mismo que el de las máquinas modernas.

El proceso de producción empieza con la mezcla del alcohol etílico con agua y los diferentes saborizantes para realizar los distintos tipos de licores. Luego el licor es almacenado dentro de barriles de roble (en el caso del ron) o tanques metálicos de acero inoxidable para el resto de productos. Después de esperar el tiempo de añejamiento adecuado, el proceso de envasado es básicamente el mismo para los distintos tipos de licores.

El primer paso en el proceso de envasado consiste en el lavado de botellas. En la empresa licorera ILA S.A. se utilizan botellas nuevas y recicladas para embotellar los productos, por esta razón el sistema de lavado y desinfección de las botellas es lo más riguroso posible. El sistema de lavado de botellas es completamente automático y cuenta con la ventaja de tener una vertiente de agua propia a su disposición.

Una vez lavadas, las botellas se dirigen a una etapa de inspección en donde se verifica que no tengan golpes o rayones. Este proceso es realizado por un operador con la ayuda de una luz blanca de fondo que le permite visualizar de mejor manera los posibles averíos en las botellas. Otra característica importante es el color de las botellas. En ocasiones, algunas de ellas poseen una coloración verde o amarillenta debido a un error en la clasificación del vidrio reciclado utilizado para su elaboración. En caso de que no cumplan con las características necesarias, las botellas son sacadas de la línea de producción y destruidas para asegurar que no vuelvan a ingresar en el proceso.

El siguiente paso consiste en llenar las botellas con el licor adecuado. Este sub proceso se realiza con una máquina llenadora que debe ser calibrada de acuerdo a la altura de la botella y también debe ser limpiada cuando se cambia el licor a envasar.

Posteriormente se tapan las botellas. Esta operación está subdividida en dos procesos: el primero es la colocación de tapas y el siguiente, el cierre de las botellas; ambos subprocesos dependen del tipo de tapa empleado. Se utilizan dos tipos de tapas: ROPP y guala.

Las tapas ROPP, son utilizadas para cerrar botellas de licor mediante el sistema a rodillos o 'roll on'. En este caso, la operación consiste en colocar una tapa lisa, empujarla y mediante unos rodillos giratorios, realizar la rosca cuando la tapa ya está en su posición final sobre la botella. Este proceso es completamente automático ya que consta de un alimentador automático de tapas y una máquina que realiza el roscado.

Por otro lado, el proceso de tapado para los tapones tipo guala, está formado por una línea semiautomática. Cada vez que se embotella un producto que utilice las tapas guala es necesario adaptar la máquina existente, diseñada originalmente para el proceso a rodillos. La adaptación consiste en ubicar placas de metal sobre los cilindros encargados de realizar la rosca sobre la tapa, para que, en lugar de marcarla, ejerzan presión vertical sobre ella. La colocación de tapas sobre las botellas de licor es realizada manualmente por los operadores de la empresa.

Finalmente, todas las botellas pasan por una última máquina que coloca el número del lote de producción y pasan al proceso de empacado; que consiste en colocar una docena de botellas dentro de cada caja para su posterior almacenamiento.

1.6.6 TAPADO A PRESIÓN

Actualmente, en la empresa ILA S.A., las tapas son colocadas manualmente por los empleados; y el tapado de las botellas se realiza adaptando una máquina diseñada para las tapas ROPP.

Para empezar la producción, se ubican unas placas de metal, Figura 1.17, sobre los cilindros encargados del proceso a rodillos, Figura 1.18, para que en lugar de generar la rosca ejerzan presión sobre la tapa. Además, se debe calibrar la máquina, manual y empíricamente, para que aplique la fuerza suficiente para cerrar la botella y no romper la tapa o el envase. Cuando se producen licores que todavía utilizan las tapas ROPP, se debe deshacer las adaptaciones y regresar a la máquina a su estado original.



Figura 1.17: Fotografía de las placas de metal



Figura 1.18: Fotografía de la máquina ROPP con placas metálicas

Por otro lado, los operarios, parados sobre un banco, son los encargados de tomar las tapas ubicadas en una tina y colocarlas manualmente sobre las botellas, como se muestra en la Figura 1.19. Esta actividad representa un peligro para los trabajadores ya que al introducir sus manos en la línea de producción pueden ocasionar que se caiga o rompa alguna botella, y en el peor de los casos, cortes en el rostro o extremidades. Además de riesgosa, dicha práctica obliga a que la banda transportadora trabaje a bajas velocidades; y consecuentemente aumenta el tiempo de producción. Otro problema recurrente ocurre si los operadores dejan caer una tapa sobre la banda transportadora; para recuperarla es necesario parar la línea de producción con el objetivo de evitar accidentes.

Se puede identificar dos escenarios que se encuentran afectados y directamente relacionados en el proceso de tapado. El primero es la seguridad ocupacional de los empleados encargados de la colocación de tapas; y el segundo, el tiempo de producción. Por lo tanto, es necesario identificar y categorizar los riesgos existentes para los operadores en su puesto de trabajo; y así definir cuáles son las mejoras que

se puede realizar dentro del proceso de tapado a presión para eliminarlos o disminuirlos. Adicionalmente, se debe realizar un análisis de tiempos que permita verificar la incidencia que tienen las mejoras propuestas sobre el tiempo de producción con tapones tipo guala.



Figura 1.19: Fotografía de la colocación manual de tapas en ILA S.A.

1.6.7 ANÁLISIS CUALITATIVO DE RIESGOS

“El proceso de análisis cualitativo de riesgos consiste en priorizar los riesgos para ejecutar acciones posteriores, evaluando y combinando la probabilidad de ocurrencia y el impacto de dichos riesgos.” [15]

A continuación, se utilizan las herramientas descritas en el libro Guía de los Fundamentos para la Dirección de Proyectos [15] para realizar el análisis cualitativo de los riesgos.

1.6.7.1 Evaluación de la probabilidad e impacto de riesgos

En esta sección se estudia la probabilidad de ocurrencia de cada riesgo específico y se investiga el efecto potencial de los mismos. Debido a que no se conoce con precisión la probabilidad de ocurrencia de un evento riesgoso, se utiliza la percepción emitida por los trabajadores de la empresa para construir un rango de probabilidad estimado y realizar un análisis de sensibilidad con el posible impacto de cada escenario sobre los objetivos del proyecto.

En la Tabla 1.1 y Tabla 1.2 se especifican las opciones de categorización de la probabilidad e impacto con su equivalencia numérica; mientras que en la Tabla 1.3 se puede observar la probabilidad y el impacto correspondiente a cada uno de los riesgos existentes en la empresa en los diferentes escenarios de ocurrencia.

Tabla 1.1: categorización de la probabilidad

Probabilidad	Equivalencia
Rara vez	0.2
Ocasional	0.4
Poco frecuente	0.6
Frecuente	0.8
Muy frecuente	1

Tabla 1.2: categorización del impacto

Impacto	Equivalencia
Insignificante	0.2
Menor	0.4
Moderado	0.6
Mayor	0.8
Catastrófico	1

Escenario A: Los empleados meten la mano entre las botellas para buscar una tapa caída. Debido a que las botellas siguen en movimiento la mano del operador interrumpe su paso. Esta decisión puede ocasionar la caída y rotura de las botellas.

Escenario B: La botella se rompe o cae de la máquina de tapado. Este es un problema que se ha presentado constantemente en la línea de productos que llevan las tapas guala.

Escenario C: El empleado introduce su mano en la línea de producción para acomodar las botellas.

Escenario D: Ya que la altura de la banda transportadora más la de las botellas es de 1.45 metros, para una persona de estatura promedio, se dificulta adoptar una posición cómoda al momento de colocar las tapas. Por este motivo, los operarios trabajan parados sobre un banco.

Escenario E: una botella cae al piso y se derrama su contenido.

Tabla 1.3: categorización de la probabilidad y el impacto

	Riesgos	Escenario de ocurrencia	Probabilidad	Impacto
1	Corte tipo A	A	Poco frecuente	Moderado
2	Corte tipo B	B	Frecuente	Moderado
3	Vidrios incrustados en las manos	A, B	Frecuente	Moderado
4	Vidrios incrustados en la cara	A, B	Poco frecuente	Mayor
5	Vidrios incrustados en los ojos	A, B	Rara vez	Catastrófico
6	Golpes en las manos	C	Frecuente	Menor
7	Caída tipo A	D	Rara vez	Mayor
8	Caída tipo B	E	Rara vez	Mayor

1.6.7.2 Matriz de probabilidad e impacto

La Tabla 1.4 muestra la equivalencia correspondiente a la probabilidad e impacto de cada uno de los riesgos. La columna 'Total' representa el resultado de la multiplicación de las equivalencias del impacto y la probabilidad. En base a esta operación se puede determinar la importancia de los riesgos; en donde, mientras mayor sea el valor mayor es la prioridad de atención y de elaboración de una respuesta que contrarreste sus efectos negativos.

Tabla 1.4: combinación de las equivalencias de probabilidad e impacto.

Riesgos	Probabilidad		Impacto		Total
Vidrios incrustados en la cara	Poco frecuente	0.6	Mayor	0.8	0.48
Vidrios incrustados en las manos	Frecuente	0.8	Moderado	0.6	0.48
Corte tipo B	Frecuente	0.8	Moderado	0.6	0.48
Corte tipo A	Poco frecuente	0.6	Moderado	0.6	0.36
Golpes en las manos	Frecuente	0.8	Menor	0.4	0.32
Vidrios incrustados en los ojos	Rara vez	0.2	Catastrófico	1	0.2
Caída tipo B	Rara vez	0.2	Mayor	0.8	0.16
Caída tipo A	Rara vez	0.2	Mayor	0.8	0.16

En la matriz mostrada en la Figura 1.20 se puede visualizar cómo la combinación de la probabilidad de ocurrencia e impacto (Tabla 1.4) resulta en la priorización de los riesgos según la urgencia con la que deben ser tratados.

Gracias a esta herramienta se puede concluir que los riesgos: corte tipo B, vidrios incrustados en las manos y vidrios incrustados en la cara; son los que primero deberían ser tratados. Esto significa que los escenarios de ocurrencia a mejorar son A y B.

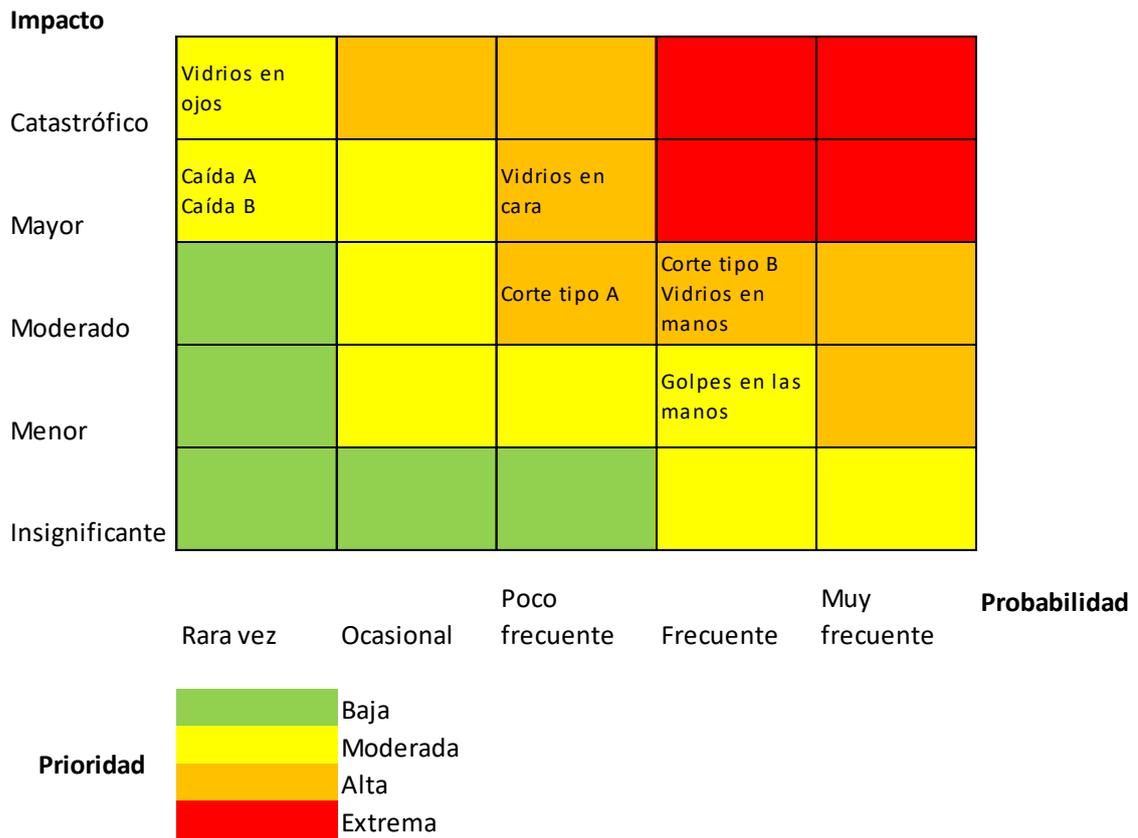


Figura 1.20: matriz de probabilidad e impacto

1.6.8 ANÁLISIS DE CALIDAD

Dentro del proceso de producción, ha sido notorio para los operarios y dirigentes de la empresa que existe una demora en el proceso de tapado a presión en comparación con el proceso ROPP. Para encontrar cuales son los factores limitantes en el tapado a presión se va a utilizar la Teoría de las Restricciones, desarrollada en 1984 en la novela “La Meta” por el Dr. Eliyahu Goldratt. [16]

La idea fundamental de la Teoría de Restricciones es que cada proceso tiene un limitante y que el rendimiento total del proceso solo puede ser mejorado cuando se mejora el limitante. [17] Su meta es enfocar todos los recursos hacia la restricción

hasta que deje de ser un factor limitante para el rendimiento de la línea de producción; y para lograrlo se plantean los cinco pasos a seguir mostrados en la Figura 1.21.

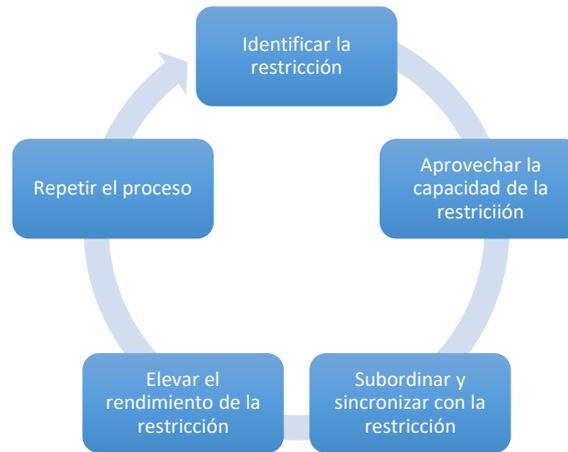


Figura 1.21: Pasos de la Teoría de Restricciones.

1.6.8.1 Identificar la restricción

En este paso es necesario buscar la restricción que evita que el proceso de tapado a presión tenga el rendimiento deseado. Mediante la observación ha sido posible determinar que las limitaciones en la línea se deben a los escenarios A y B mencionados en la sección 1.6.7; sin embargo, es necesario un análisis más profundo que respalde dichos supuestos.

Con este objetivo, en primer lugar, es necesario identificar cada paso que forma parte del proceso de embotellado. En la Tabla 1.5 se puede observar a detalle el flujo del producto, el tipo de operación que se realiza en cada paso, las herramientas y el número de personas que intervienen en cada estación.

Tabla 1.5: Diagrama de flujo del proceso de envasado de ILA S.A.

Símbolo	Nombre	Máquinas	Herramientas	número personas	Descripción	subproceso
	Lavado de botellas	Lavadora de botellas		1	Las botellas son lavadas automáticamente dentro de la máquina	automático
	Inspección	-	Luz blanca	1	Se revisa que las botellas no tengan cortes o rayones.	manual
	Transporte	Banda transportadora	-	0	Si no existen rayones se movilizan las botellas hacia la siguiente máquina	automático
	Eliminación de botellas rayadas	-	-	1	Si existen rayones se retira la botella de la línea de producción	manual
	Llenado	Dosificadora	-	1	Se llena las botellas del licor que se esté envasando	automático
	Colocación de tapas	-	Tapas tipo guala	2	Las tapas son colocadas por los operadores.	manual
	Tapado	Máquina de tapado pilfer proof	-	0	La máquina aplica presión vertical sobre las botellas para taponarlas	automático
	Transporte	Banda transportadora	-	0	Se movilizan las botellas hacia la siguiente parte del proceso	automático
	Lotizado	Lotizadora	-	0	Se imprime el lote en producción en la botella	automático
	Empacado	-	Cajas	2	Las botellas son colocadas por docenas dentro de cajas.	manual
	Almacenamiento	-	Pallets	1	Las cajas son movilizadas a racks para su almacenamiento	manual

Una vez que se ha identificado a los subprocesos se puede determinar la tasa de rendimiento de cada uno de ellos. En el Anexo A se muestra a detalle los datos tomados en la línea de producción del tiempo que se demora una botella y la capacidad de trabajo de cada uno de los subprocesos. Se puede concluir que en todos los subprocesos la tasa de rendimiento es de 1 botella por segundo, excepto en la etapa de tapado donde la tasa de rendimiento es de 0.73 botellas por segundo. El bajo

rendimiento en la etapa de tapado en comparación al resto de subprocessos significa que aquí existe un cuello de botella.

Un cuello de botella está definido como una actividad que retrasa el desempeño de un sistema y reduce la eficiencia total del proceso. Es decir, el flujo de entrada del proceso es mayor al flujo de salida; esta situación se puede presentar debido a varias razones, desde el diseño de la maquinaria hasta el ensamblaje y operaciones del proceso. [18]

Las demoras en la etapa de tapado se deben principalmente a la caída de tapas sobre la línea de producción y a la caída de botellas de la banda transportadora (escenarios A y B detallados en la sección 1.6.7).

1.6.8.2 Aprovechar la capacidad de la restricción

En este paso se recomienda dirigir todos los recursos ya disponibles en la empresa para hacer mejoras en el rendimiento de la restricción. En el caso de ILA S.A. ya se ha asignado una persona más para que coloque las tapas sobre las botellas y esté pendiente de cualquier problema en la etapa de tapado específicamente. Sin embargo, el rendimiento no ha mejorado.

1.6.8.3 Subordinar y sincronizar con la restricción

Este paso se refiere a revisar todas las actividades que conforman el proceso y asegurar que hayan sido alineadas con los requerimientos y limitaciones del cuello de botella. De igual manera, en la empresa licorera ya se ha modificado la velocidad de la banda para evitar los errores antes mencionados.

1.6.8.4 Elevar el rendimiento de la restricción

Si la restricción aún existe, se debe considerar que nuevas medidas se pueden tomar para eliminarla. Normalmente, las acciones en este paso son continuas hasta que haya sido superada la limitación; y en la mayoría de los casos es necesaria la inversión de capital. [17]

A continuación se va a realizar un análisis de las causas del cuello de botella que permita buscar soluciones efectivas para superar las limitaciones presentes en el proceso de tapado. La técnica de los 5 porqués es una herramienta de la metodología Seis Sigma, desarrollada por Sakichi Toyoda y utilizada en la compañía Toyota Motor Corporation durante la evolución de sus metodologías de manufactura. Es muy útil para encontrar el origen de problemas mediante la observación y experiencia en el piso de la planta de producción. De esta manera, en la Tabla 1.6 y Tabla 1.7 se analiza las causas del cuello de botella que se deben principalmente a los escenarios A y B especificados en la sección 1.6.7.

En el caso del escenario A, después de preguntar cinco veces ¿por qué?, el problema recae sobre la distribución de responsabilidades y el trato similar entre dos procesos de tapado que no cuentan con la misma maquinaria y herramientas.

Tabla 1.6: Determinación de las causas del escenario A

	Pregunta	Respuesta
1	¿Por qué existe un accidente de trabajo (cortes o vidrios incrustados)?	Porque los operarios introducen sus manos en la línea de producción con la banda transportadora en movimiento
2	¿Por qué los operarios introducen sus manos en la línea de producción?	Porque caen tapas sobre la banda transportadora
3	¿Por qué caen tapas sobre la banda transportadora?	Porque se distraen los operarios
4	¿Por qué se distraen los operarios?	Porque tienen otras actividades a cargo en el proceso de tapado a presión.
5	¿Por qué tienen otras actividades a cargo en el proceso de tapado a presión?	Porque la distribución de responsabilidades es la misma que en el proceso de tapado ROPP.

La principal diferencia entre el proceso de tapado ROPP y tipo guala radica en la maquinaria disponible. En el caso ROPP existe un alimentador automático de tapas mientras que en el tapado a presión no. Tomando en cuenta que todos los operadores disponibles son utilizados en ambos procesos de tapado, dicha situación conduce a dos soluciones posibles:

1. Aumento de personal que permita tener una mejor distribución de tareas y operarios dedicados solamente a la colocación de tapas en el proceso de tapado a presión.
2. Implementación de un alimentador de tapas automático en el proceso de tapado a presión que equipare las condiciones entre ambos procesos y se pueda mantener la misma asignación de responsabilidades.

Después del análisis necesario, la empresa ILA S.A. ha optado por la segunda opción, implementar un alimentador de tapas automático dentro del proceso de tapado a presión para los tapones tipo guala.

En el caso del escenario B, se encontró que la causa raíz del cuello de botella se debe a que la máquina con la que se realiza el tapado a presión fue diseñada para otro proceso. Por este motivo, sus características no le permiten mantener un buen rendimiento.

Tabla 1.7: Determinación de las causas del escenario B

	Pregunta	Respuesta
1	¿Por qué se rompe una botella en el proceso de tapado?	Porque la máquina ejerce mucha fuerza sobre las botellas.
2	¿Por qué la máquina ejerce mucha fuerza sobre las botellas?	Porque la máquina no tiene un estándar de calibración de la fuerza que debe ejercer sobre las botellas.
3	¿Por qué la máquina no tiene un estándar de calibración de la fuerza que debe ejercer sobre las botellas?	Porque la máquina fue diseñada para el proceso ROPP, no para el proceso de tapado a presión.

La solución que se propone es implementar una máquina diseñada específicamente para ejecutar el tapado de botellas a presión, regulable y que además ejerza la fuerza suficiente sobre las botellas para taponarlas sin romperlas.

De esta manera, a partir del análisis de calidad se desarrolla el proyecto 'Diseño y construcción de una máquina para taponar botellas de licor con tapones tipo guala para

la empresa ILA S.A., que está compuesto principalmente por un alimentador automático de tapas y una máquina de tapado a presión.

CAPÍTULO II

ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

En este capítulo se identifican las funciones con las que debe cumplir la máquina y se analiza los diferentes dispositivos y mecanismos que puedan realizarlas. Posteriormente, se selecciona la alternativa que, de acuerdo a los parámetros establecidos por la empresa, represente la mejor opción.

2.1 MÓDULOS DE FUNCIONAMIENTO

Los productos modulares son aquellos que están organizados según una estructura de diversos bloques constructivos, orientada a ordenar e implantar las distintas funciones y a facilitar las operaciones de composición del producto. Los bloques constructivos se llaman módulos, y su organización, estructura modular. [19]

Los módulos de funcionamiento son aquellos que agrupan las funciones que se realizan en determinado momento del proceso, tomando en cuenta el flujo de señales, materiales y energía; así como la similitud ya sea en características o herramientas que presenten dichas funciones.

2.1.1 NIVEL 0 DE LOS MÓDULOS DE FUNCIONAMIENTO

Dentro del nivel 0 se analiza de forma general el funcionamiento de la máquina; y se definen las entradas de materia prima, energía y señales necesarias para que se pueda cumplir con el objetivo global como se muestra en la Figura 2.1.

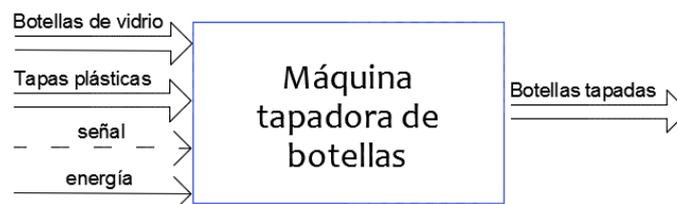


Figura 2.1: Módulo nivel 0

2.1.2 NIVEL 1 DE LOS MÓDULOS DE FUNCIONAMIENTO

En el nivel 1 se analizan las actividades que se deben realizar para lograr tapar automáticamente las botellas de licor con el tapón tipo guala. En este caso, existen varias partes que forman parte del proceso, llamadas módulos.

1. Almacenamiento de tapas
2. Alimentación de tapas
3. Colocación de tapas
4. Posicionamiento de botellas
5. Tapado de botellas
6. Sistema de control
7. Estructura mecánica

En la Figura 2.2 se presenta el esquema de dichas partes y cómo se complementan en una máquina de tapado automático.

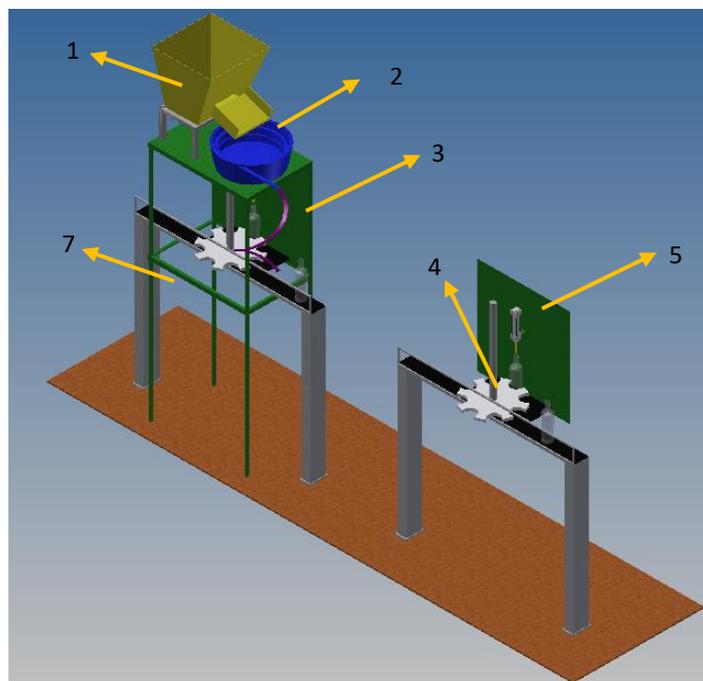


Figura 2.2: Esquema de la máquina

Mientras que en el diagrama mostrado en la Figura 2.3 se puede observar el flujo de señales, energía y materiales entre los módulos de funcionamiento.

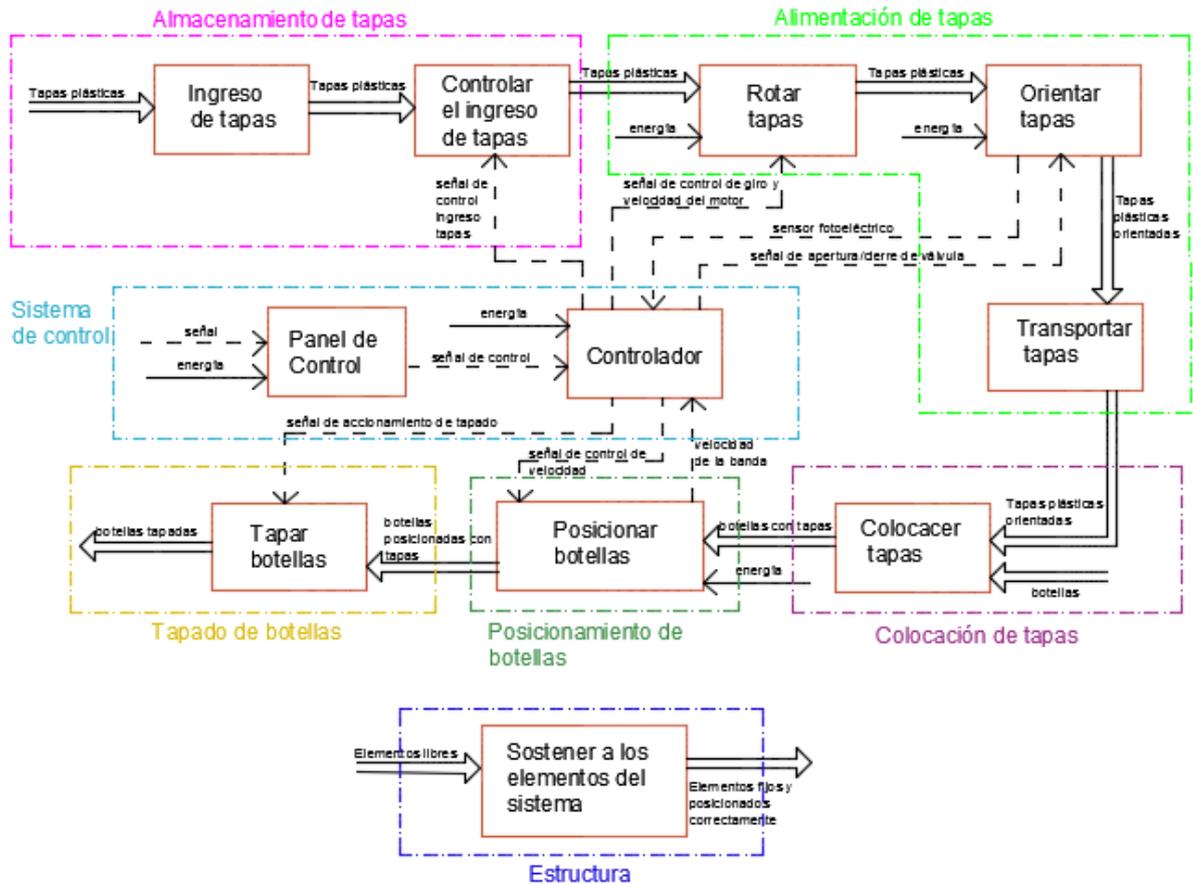


Figura 2.3: Módulos nivel 1

2.2 EVALUACIÓN DE SOLUCIONES

Dentro de esta sección se van a desplegar las alternativas existentes para realizar las actividades de cada uno de los módulos; y se selecciona la mejor utilizando el método de criterios ponderados cuando las alternativas no interfieran con los requerimientos de la empresa o exigencias de la industria.

La base de la matriz morfológica es la ponderación de criterios de evaluación de las alternativas existentes. Por lo tanto, para poder construirla es necesario definir aquellos criterios que son importantes para el desarrollo y funcionamiento de una máquina automática tapadora de botellas.

En términos generales, en las visitas a la empresa licorera ILA S.A. se ha logrado reunir las siguientes recomendaciones y requisitos para la máquina:

- La máquina debe poder adaptarse a diferentes tipos de tapas y dimensiones de botellas.

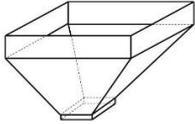
- La máquina debe ser capaz de cumplir con una jornada laboral de 8 horas sin problemas.
- El mantenimiento debe ser sencillo.
- Se debe tomar en cuenta que existe un límite de espacio para la ubicación de la máquina.
- El costo debe estar dentro de los límites impuestos por la empresa.
- La máquina debe ofrecer seguridad a los empleados dentro del área de trabajo.
- La máquina debe ser completamente automática; ya que se busca reducir la mano de obra dedicada al proceso de tapado con tapas guala.
- La máquina no puede detener a la línea de producción ya existente.

2.2.1 ALMACENAMIENTO DE TAPAS

Módulo encargado del acopio de las tapas, mientras un pequeño grupo es orientado. Se pueden diferenciar dos funciones: ingreso y control de las tapas al sistema.

Puede ser manual; en este caso, el operador sería quien ponga las tapas dentro del sistema. El operador debería estar permanentemente observando que no se acaben las tapas del sistema; y si se acaban añadir más. O, mediante una tolva, en donde se colocarían las tapas y el sistema de compuerta se encargaría de dejar que estas pasen al alimentador. Las distintas ventajas y desventajas se muestran en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1: Alternativas para el almacenamiento de tapas

Alternativas	Ventajas	Desventajas
Manual + visual  Figura 2.4: Operador	No hay gasto extra en materiales	<ul style="list-style-type: none"> • El operador solo puede realizar esta actividad durante la producción • Alta probabilidad de descuido o errores • Alto costo por mano de obra
Tolva + compuerta  Figura 2.5: Tolva de almacenamiento	<ul style="list-style-type: none"> • No es necesaria la presencia de un operador • Bajo costo 	<ul style="list-style-type: none"> • Gasto extra en material y construcción • Requerimiento extra de espacio (necesita estar sobre el alimentador)

Debido a que uno de los requerimientos de la empresa es la automatización total y la reducción de mano de obra en el proceso de tapado; en este caso la opción seleccionada es tolva más compuerta.

2.2.2 ALIMENTACIÓN DE TAPAS

Para la alimentación de tapas existen cuatro opciones: alimentador de plato vibratorio, centrífugo, centrífugo de plato vibratorio y de escalera como se muestra en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2: Alternativas para la alimentación de tapas

	Ventajas	Desventajas
<p>1. Alimentador de plato vibratorio</p>  <p>Figura 2.6: Alimentador de plato vibratorio Fuente: Vibro Feed Tech [9]</p>	<ul style="list-style-type: none"> No es necesario un sistema de control Apropiado para tapas pequeñas 	<ul style="list-style-type: none"> No son apropiados para piezas simétricas Velocidad baja (100 tapas por minuto o 10 mpm) Baja adaptabilidad Gran desgaste mecánico por las vibraciones Instalado sobre la línea de producción
<p>2. Alimentador centrífugo</p>  <p>Figura 2.7: Alimentador centrífugo Fuente: Inline Filling Systems [10]</p>	<ul style="list-style-type: none"> Velocidad moderada (200 tpm o 20 mpm) No es necesario un sistema de control 	<ul style="list-style-type: none"> Solo funcionan para tapas altas No es apto para geometrías especiales Instalado sobre la línea de producción
<p>3. Alimentador centrífugo de plato giratorio</p>  <p>Figura 2.8: Alimentador centrífugo de plato giratorio Fuente: www.hoosierfeedercompany.com [11]</p>	<ul style="list-style-type: none"> Alta velocidad (desde 10 mpm hasta 50 mpm) Gran durabilidad (mínimo 10 años) Versátil 	<ul style="list-style-type: none"> Alto costo Necesita de un sistema de control Necesita un distribuidor de partes Instalado sobre la línea de producción

<p>4. Alimentador de escalera</p>  <p>Figura 2.9: Alimentador de escalera Fuente: www.fillers.com [6]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Instalado al nivel del piso • Menor riesgo para el operador que coloca las tapas • No necesita de un distribuidor de partes 	<ul style="list-style-type: none"> • Apropiado para tapas pequeñas, planas (diámetro mayor a su altura) • Baja velocidad (125 tpm o 12 mpm) • Requiere de más espacio
--	---	--

Donde:

tpm tapas por minuto
mpm metros por minuto

Para seleccionar el alimentador es necesario establecer los criterios de ponderación:

- Velocidad de trabajo: donde una alta velocidad es preferible para que la alimentación de tapas pueda cubrir la demanda establecida por el flujo de botellas.
- Versatilidad: que tenga la capacidad de orientar no solo tapas guala, sino tapas fungiformes o en T.
- Espacio: el área disponible para la instalación de la máquina es de 0.7x0.5 m.
- Durabilidad: que las características del alimentador le permitan soportar jornadas completas de trabajo.

Una vez definidos los criterios es necesario definir aquellos que tienen mayor importancia para el desempeño, funcionamiento óptimo de la máquina y cumplimiento de los requerimientos. En la Tabla 2.4 se pueden observar los valores de ponderación de cada criterio una vez que se ha llenado la matriz de acuerdo a su relevancia; siguiendo el esquema de solución mostrado en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3: Esquema de solución para la matriz de criterios ponderados

Esquema de solución	
1	Fila mejor que columna
0.5	Fila igual que columna
0	Fila peor que columna

Tabla 2.4: Evaluación del peso específico de cada criterio para la alimentación de tapas

	Velocidad	Versatilidad	Espacio	Durabilidad	Sumatoria + 1	Ponderación
Velocidad		0	0	0.5	1.5	0.15
Versatilidad	1		0	1	3	0.3
Espacio	1	1		0.5	3.5	0.35
Durabilidad	0.5	0	0.5		2	0.2
				Total	10	

Espacio > Versatilidad > Durabilidad > Velocidad

En la Tabla 2.5 se encuentra la evaluación del peso específico del criterio velocidad

Tabla 2.5: Evaluación del peso específico del criterio velocidad

Velocidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	0	1	0.1
Alternativa 2	1		0	1	3	0.3
Alternativa 3	1	1		1	4	0.4
Alternativa 4	1	0	0		2	0.2
				Total	10	

Alternativa 3 > Alternativa 2 > Alternativa 4 > Alternativa 1

En la Tabla 2.6, la evaluación del peso específico del criterio versatilidad

Tabla 2.6: Evaluación del peso específico del criterio versatilidad

Versatilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		0.5	0	0.5	2	0.2
Alternativa 2	0.5		0	0.5	2	0.2
Alternativa 3	1	1		1	4	0.4
Alternativa 4	0.5	0.5	0		2	0.2
				Total	10	

Alternativa 3 > Alternativa 1 = Alternativa 2 = Alternativa 4

La evaluación del peso específico del criterio espacio se encuentra en la Tabla 2.7.

Tabla 2.7: Evaluación del peso específico del criterio espacio

Espacio	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		0	0.5	1	2.5	0.25
Alternativa 2	1		1	1	4	0.4
Alternativa 3	0.5	0		1	2.5	0.25
Alternativa 4	0	0	0		1	0.1
Total					10	

Alternativa 2 > Alternativa 1 = Alternativa 3 > Alternativa 4

Y en la Tabla 2.8, la evaluación del peso específico del criterio durabilidad.

Tabla 2.8: Evaluación del peso específico del criterio durabilidad

Durabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	0	1	0.1
Alternativa 2	1		0.5	0.5	3	0.3
Alternativa 3	1	0.5		1	3.5	0.35
Alternativa 4	1	0.5	0		2.5	0.25
Total					10	

Alternativa 3 > Alternativa 2 > Alternativa 4 > Alternativa 1

Por último, la Tabla 2.9 muestra el cálculo total de las alternativas con respecto al peso de cada criterio.

Tabla 2.9: Conclusiones para la alimentación de tapas

	Velocidad	Versatilidad	Espacio	Durabilidad	Sumatoria	Prioridad
Alternativa 1	0.015	0.06	0.0875	0.02	0.1825	4
Alternativa 2	0.045	0.06	0.14	0.06	0.305	2
Alternativa 3	0.06	0.12	0.0875	0.07	0.3375	1
Alternativa 4	0.03	0.06	0.035	0.05	0.175	3

Como se puede observar, la alternativa 3 es la mejor posicionada. Es decir, el alimentador centrífugo de plato giratorio es la mejor opción para la alimentación de tapas.

2.2.3 COLOCACIÓN DE TAPAS

En la Tabla 2.10 se presentan dos opciones para que cumplan la función de colocar tapas sobre las botellas: dispositivo ‘pick & place’ y el dispensador de tapas ‘on demand’.

Tabla 2.10: Alternativas para la colocación de tapas

Alternativas	Ventajas	Desventajas
1. Pick & place  <p>Figura 2.10: Dispositivo pick & place Fuente: Dóni-Tec [13]</p>	<ul style="list-style-type: none"> Fácilmente regulable a distintas alturas de las botellas. 	<ul style="list-style-type: none"> Requiere de un disco extra de distribución de tapas orientadas Requiere de un sistema de control Costo elevado
2. Dispensador de tapas  <p>Figura 2.11: Dispensador on demand</p>	<ul style="list-style-type: none"> Distribución de tapas solamente cuando existan botellas No requiere de sistema de control Bajo costo Adaptable a diferentes tipos de tapas 	<ul style="list-style-type: none"> Requiere de una calibración precisa

Los criterios de selección son los siguientes:

- Costo: que no eleve excesivamente el costo total de la máquina.
- Versatilidad: que se pueda adaptar a distintos tipos de tapas.
- Adaptabilidad: que se pueda regular fácilmente a diferentes alturas de las botellas.

En la Tabla 2.11 se encuentra la evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.11: Evaluación del peso específico de cada criterio

	Costo	Versatilidad	Adaptabilidad	Sumatoria+1	Ponderación
Costo		0.5	0.5	2	0.333
Versatilidad	0.5		0.5	2	0.333
Adaptabilidad	0.5	0.5		2	0.333
			Total	6	

Costo = Versatilidad = Adaptabilidad

Mientras que la Tabla 2.12 contiene la evaluación del peso específico del criterio costo.

Tabla 2.12: Evaluación del peso específico del criterio costo

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		0	1	0.333
Alternativa 2	1		2	0.667
		Total	3	

Alternativa 2 > Alternativa 1

La Tabla 2.13, la evaluación del peso específico del criterio versatilidad.

Tabla 2.13: Evaluación del peso específico del criterio versatilidad

Versatilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		0	1	0.333
Alternativa 2	1		2	0.667
		Total	3	

Alternativa 2 > Alternativa 1

Y la evaluación del peso específico del criterio adaptabilidad se encuentra en la Tabla 2.14.

Tabla 2.14: Evaluación del peso específico del criterio adaptabilidad

Adaptabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		1	2	0.667
Alternativa 2	0		1	0.333
		Total	3	

Alternativa 1 > Alternativa 2

Por último, la Tabla 2.15 contiene las conclusiones del análisis para la colocación de tapas.

Tabla 2.15: Conclusiones para la colocación de tapas

	Costo	Versatilidad	Adaptabilidad	Sumatoria	Prioridad
Alternativa 1	0.111	0.111	0.222	0.444	2
Alternativa 2	0.222	0.222	0.111	0.556	1

Por lo tanto, la mejor alternativa para la colocación de tapas es el dispensador de tapas.

2.2.4 POSICIONAMIENTO DE BOTELLAS

El posicionamiento de botellas se puede realizar mediante: un disco rotativo, doble disco rotativo o cilindros neumáticos, como se muestra en la Tabla 2.16.

Tabla 2.16: Alternativas para el posicionamiento de las botellas

Alternativas	Ventajas	Desventajas
1. Disco rotativo  Figura 2.12: Disco rotativo Fuente: Ckisas [20]	<ul style="list-style-type: none"> • Acepta botellas de radio y altura variable. • No necesita de regulación previa 	<ul style="list-style-type: none"> • Botellas inseguras (riesgo de caída)
2. Doble disco rotativo  Figura 2.13: Doble disco rotativo Fuente: Neumopack [21]	<ul style="list-style-type: none"> • Acepta botellas de radio y altura variable • Botellas seguras 	<ul style="list-style-type: none"> • Necesita de regulación del segundo disco (de acuerdo a la altura de la botella)
3. Cilindros neumáticos  Figura 2.14: Cilindros neumáticos Fuente: ACASI Machinery [22]	<ul style="list-style-type: none"> • Preciso • Botellas seguras 	<ul style="list-style-type: none"> • Necesita parar la línea de producción para sostener a las botellas • Requiere al menos dos pistones neumáticos

La evaluación de las alternativas se realizará mediante los siguientes criterios:

- Seguridad: que las botellas estén correctamente posicionadas y no exista riesgo de que se caigan.
- Versatilidad: que acepte botellas de radio y altura variable.
- Continuidad: que no sea necesario parar a la línea de producción para posicionar a las botellas.

La evaluación del peso específico de cada criterio se encuentra en la Tabla 2.17.

Tabla 2.17: Evaluación del peso específico de cada criterio

	Seguridad	Versatilidad	Continuidad	Sumatoria+1	Ponderación
Seguridad		1	1	3	0.500
Versatilidad	0		0.5	1.5	0.250
Continuidad	0	0.5		1.5	0.250
			Total	6	

Seguridad > Versatilidad = Continuidad

En la Tabla 2.18 se muestra la evaluación del peso específico del criterio seguridad.

Tabla 2.18: Evaluación del peso específico del criterio seguridad

Seguridad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0.167
Alternativa 2	1		0	2	0.333
Alternativa 3	1	1		3	0.500
			Total	6	

Alternativa 3 > Alternativa 2 > Alternativa 1

Mientras que en la Tabla 2.19 se muestra la evaluación del peso específico del criterio versatilidad.

Tabla 2.19: Evaluación del peso específico del criterio versatilidad

Versatilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		0.5	1	2.5	0.417
Alternativa 2	0.5		1	2.5	0.417
Alternativa 3	0	0		1	0.167
			Total	6	

Alternativa 1 = Alternativa 2 > Alternativa 3

Y en la Tabla 2.20, la evaluación del peso específico del criterio continuidad.

Tabla 2.20: Evaluación del peso específico del criterio continuidad

Continuidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		0.5	1	2.5	0.417
Alternativa 2	0.5		1	2.5	0.417
Alternativa 3	0	0		1	0.167
			Total	6	

Alternativa 1 = Alternativa 2 > Alternativa 3

Finalmente, el cálculo de conclusiones se encuentra en la Tabla 2.21.

Tabla 2.21: Conclusiones acerca del posicionamiento de botellas

	Seguridad	Versatilidad	Continuidad	Sumatoria	Prioridad
Alternativa 1	0.084	0.104	0.104	0.292	3
Alternativa 2	0.167	0.104	0.104	0.375	1
Alternativa 3	0.250	0.042	0.042	0.334	2

La alternativa 2, doble disco rotativo, es la mejor opción para posicionar y sostener de manera segura las botellas.

2.2.5 TAPADO DE BOTELLAS

Las alternativas para realizar el tapado de las botellas son: cilindros neumáticos o banda inclinada, como se muestra en la Tabla 2.22.

Tabla 2.22: Alternativas para el tapado de botellas

	Ventajas	Desventajas
1. Cilindros neumáticos	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad adaptable a la velocidad de trabajo de la banda • Adaptable a diferentes alturas de las botellas. • Apta para recorridos cortos o largos 	<ul style="list-style-type: none"> • Invasivo • Puede afectar al flujo de productos (detener la línea de producción) • Necesita de dispositivos extra de control para adaptar su velocidad de trabajo a la de la banda

 <p>Figura 2.15: Tapado con cilindros neumáticos Fuente: Alfatek [23]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Apta para todo tipo de tapas con pequeñas modificaciones para geometrías especiales 	
<p>2. Banda inclinada</p>  <p>Figura 2.16: Banda inclinada Fuente: FOGG [6]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Adaptable a diferentes alturas de botellas • No detiene la línea de producción • Adaptable a la velocidad de trabajo de la banda sin dispositivos extra de control 	<ul style="list-style-type: none"> • Apta para tapas con recorrido corto

Los criterios de evaluación son:

- Adaptabilidad: que se pueda adaptar a la velocidad de trabajo de la línea de producción existente.
- Regulable: apta para alturas variables de las botellas.
- Versatilidad: que pueda ser utilizada con distintos tipos de tapas con recorrido variable y que utilicen el proceso 'snap-on'.
- Continuidad: que no detenga la línea de producción

La Tabla 2.23 muestra la evaluación del peso específico de cada criterio

Tabla 2.23: Evaluación del peso específico de cada criterio

	Adaptabilidad	Regulable	Versatilidad	Continuidad	Sumatoria + 1	Ponderación
Adaptabilidad		1	0	0	2	0.2
Regulable	0		0	0.5	1.5	0.15
Versatilidad	1	1		0.5	3.5	0.35
Continuidad	1	0.5	0.5		3	0.3
				Total	10	

Versatilidad > Continuidad > Adaptabilidad > Regulable

Mientras que en la Tabla 2.24 se encuentra la evaluación del peso específico del criterio adaptabilidad.

Tabla 2.24: Evaluación del peso específico del criterio adaptabilidad

Adaptabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		1	2	0.667
Alternativa 2	0		1	0.333
		Total	3	

Alternativa 1 > Alternativa 2

Y la Tabla 2.25 contiene la evaluación del peso específico del criterio regulable.

Tabla 2.25: Evaluación del peso específico del criterio regulable

Regulable	Alternativa 1	Alternativa 2	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		0.5	1.5	0.5
Alternativa 2	0.5		1.5	0.5
		Total	3	

Alternativa 1 = Alternativa 2

En la Tabla 2.26 se encuentra la evaluación del peso específico del criterio versatilidad

Tabla 2.26: Evaluación del peso específico del criterio versatilidad

Versatilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		0	1	0.333
Alternativa 2	1		2	0.667
		Total	3	

Alternativa 2 > Alternativa 1

Y la evaluación del peso específico del criterio continuidad, en la Tabla 2.27.

Tabla 2.27: Evaluación del peso específico del criterio continuidad

Continuidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		1	2	0.667
Alternativa 2	0		1	0.333
		Total	3	

Alternativa 1 > Alternativa 2

Y el cálculo de conclusiones se muestra en la Tabla 2.28.

Tabla 2.28: Conclusiones acerca del tapado de botellas

	Adaptabilidad	Regulable	Versatilidad	Continuidad	Sumatoria	Prioridad
Alternativa 1	0.133	0.075	0.117	0.200	0.525	1
Alternativa 2	0.067	0.075	0.233	0.100	0.475	2

Por lo tanto la alternativa 1, cilindros neumáticos, será implementada ya que su prioridad es mayor.

2.2.6 SISTEMA DE CONTROL

En la Tabla 2.29 se puede observar a las alternativas existentes para llevar a cabo el control de todo el sistema de tapado. Las diferentes marcas tomadas en cuenta son SIEMENS, Rockwell Automation y OMRON.

Tabla 2.29: Alternativas para el sistema de control

	Ventajas	Desventajas
<p>1. SIEMENS LOGO!</p>  <p>Figura 2.17: SIEMENS LOGO! Fuente: SIEMENS [24]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Incluye software y soporte durante 3 meses • Garantía de 10 años • HMI integrada 	<ul style="list-style-type: none"> • Costo moderadamente alto • Módulo de puertos análogos no incluido
<p>2. PICO CONTROL (Rockwell Automation)</p>  <p>Figura 2.18: Pico control Fuente: Rockwell Automation [25]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • HMI integrada • Garantía de 10 años • Opción de expansión de puertos • Incluye software y soporte durante 3 meses 	<ul style="list-style-type: none"> • Costo elevado
<p>3. CJ1 (OMRON)</p>  <p>Figura 2.19: CJ1 Fuente: OMRON [26]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • HMI integrada • Opción de expansión de puertos • Costo moderado • Incluye software de prueba 	<ul style="list-style-type: none"> • Garantía de 3 años

Se evaluará a los PLCs bajo los siguientes criterios:

- Garantía: mientras más tiempo de garantía ofrezca, mejor.
- HMI: que tenga integrado un dispositivo de interfaz humano máquina.
- Costo: preferiblemente bajo o moderado.
- Soporte: incluye software y servicio técnico.

La evaluación del peso específico de cada criterio se encuentra en la Tabla 2.30.

Tabla 2.30: Evaluación del peso específico de cada criterio

	Garantía	HMI	Costo	Soporte	Sumatoria + 1	Ponderación
Garantía		1	1	0	3	0.3
HMI	0		0	0	1	0.1
Costo	0	1		0.5	2.5	0.25
Soporte	1	1	0.5		3.5	0.35
				Total	10	

Soporte > Garantía > Costo > HMI

La evaluación del peso específico del criterio garantía se encuentra en la Tabla 2.31.

Tabla 2.31: Evaluación del peso específico del criterio garantía

Garantía	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		0.5	1	2.5	0.417
Alternativa 2	0.5		1	2.5	0.417
Alternativa 3	0	0		1	0.167
			Total	6	

Alternativa 1 = Alternativa 2 > Alternativa 3

La evaluación del peso específico del criterio HMI, en la Tabla 2.32.

Tabla 2.32: Evaluación del peso específico del criterio HMI

HMI	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0.167
Alternativa 2	1		0.5	2.5	0.417
Alternativa 3	1	0.5		2.5	0.417
			Total	6	

Alternativa 2 = Alternativa 3 > Alternativa 1

La evaluación del peso específico del criterio costo, en la Tabla 2.33.

Tabla 2.33: Evaluación del peso específico del criterio costo

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		1	0	2	0.333
Alternativa 2	0		0	1	0.167
Alternativa 3	1	1		3	0.500
			Total	6	

Alternativa 3 > Alternativa 1 > Alternativa 2

Y la evaluación del peso específico del criterio soporte, en la Tabla 2.34.

Tabla 2.34: Evaluación del peso específico del criterio soporte

Soporte	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Sumatoria+1	Ponderación
Alternativa 1		0.5	1	2.5	0.417
Alternativa 2	0.5		1	2.5	0.417
Alternativa 3	0	0		1	0.167
			Total	6	

Alternativa 1 = Alternativa 2 > Alternativa 3

Finalmente, la Tabla 2.35 contiene las conclusiones del análisis de pesos ponderados.

Tabla 2.35: Conclusiones acerca del sistema de control

	Garantía	HMI	Costo	Soporte	Sumatoria	Prioridad
Alternativa 1	0.125	0.017	0.083	0.146	0.371	1
Alternativa 2	0.125	0.042	0.042	0.146	0.354	2
Alternativa 3	0.050	0.042	0.125	0.058	0.275	3

Como se puede observar, la alternativa 1 es la mejor posicionada. Por lo tanto, el PLC a utilizar será SIEMENS LOGO.

2.2.7 ESTRUCTURA MECÁNICA

Para construir la estructura mecánica se puede considerar toda la variedad de materiales y aceros existentes. Sin embargo, debido a que la máquina va a trabajar en la industria alimenticia, según la norma ISO 22000 [27], solo se consideran los elementos inertes. Es decir, los materiales que no propicien el crecimiento de bacterias ni sean foco de infección. Entre estos materiales se encuentran el acero inoxidable y los polímeros.

Por este motivo, la estructura de todos los elementos que se encuentren en contacto directo con las tapas se construirán con acero inoxidable y los discos de posicionamiento que se encuentran en contacto con las botellas, de duralón de calidad industrial.

2.3 ESTRUCTURA MODULAR DE LA MÁQUINA

A continuación, en la Figura 2.20, se muestra un resumen de las opciones seleccionadas para ser implementadas en cada uno de los módulos de funcionamiento de la máquina.

Almacenamiento de tapas	Tolva + compuerta
Alimentación de tapas	Alimentador centrífugo de plato giratorio
Colocación de tapas	Dispensador de tapas
Posicionamiento de botellas	Doble disco giratorio
Tapado botellas	Cilindro neumático
Sistema de control	Siemens LOGO
Estructura mecánica	Acero inoxidable + duralón

Figura 2.20: Soluciones para los módulos de la máquina

El siguiente paso, una vez que ha sido seleccionado el sistema apropiado para cada parte del proceso de tapado de botellas, es dimensionar dichos elementos con el objetivo de garantizar su funcionamiento dentro de la planta licorera.

CAPÍTULO III DISEÑO DE LA MÁQUINA

Como se ha mencionado en el sub capítulo 1, la máquina está conformada por 7 módulos de funcionamiento, mostrados en la Figura 3.1. Cada uno de los módulos requiere de diseño mecánico, neumático, electrónico y de control o una combinación entre ellos.

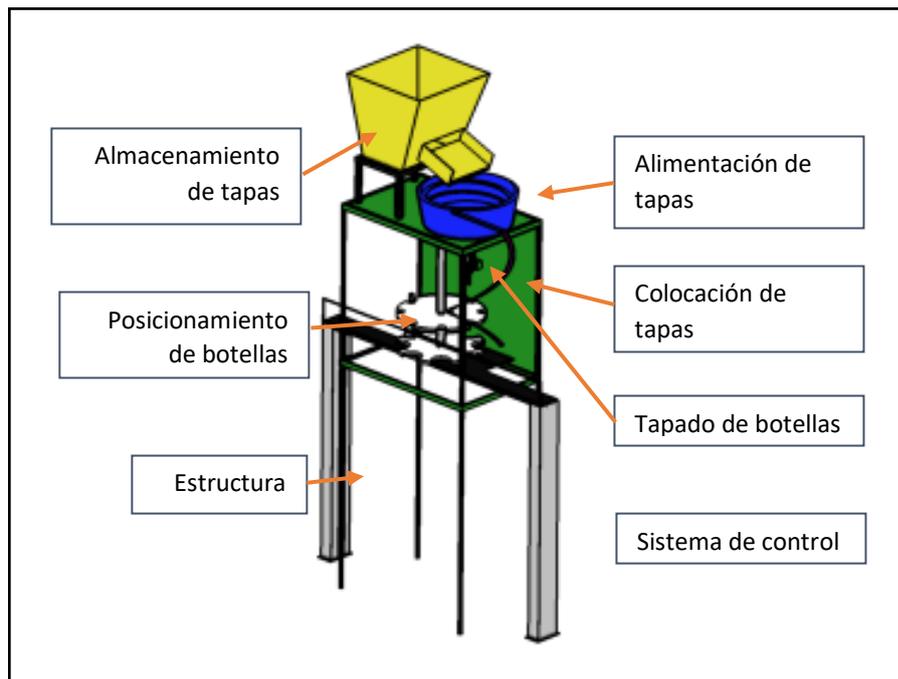


Figura 3.1: Esquema de la máquina

A continuación, se realiza el diseño correspondiente a cada parte de la máquina tomando en cuenta factores como la función que debe cumplir, la industria en la que se va a utilizar, entre otros.

3.1 ALMACENAMIENTO DE TAPAS

Para almacenar las tapas que ingresan al sistema, se utiliza una tolva; y un mecanismo servomotor más compuerta que permita limitar la cantidad de tapas que salen de la tolva.

3.1.1 TOLVA

Las dimensiones de la tolva se determinan geoméricamente. Es necesario tomar en cuenta que la tolva debe estar posicionada sobre la máquina de tapado y que este espacio es compartido con el alimentador de tapas, como se puede observar en la Figura 3.2. Por lo tanto, el área disponible en el plano XZ es limitada; sin embargo, la altura de la tolva (eje Y) no presenta restricciones.

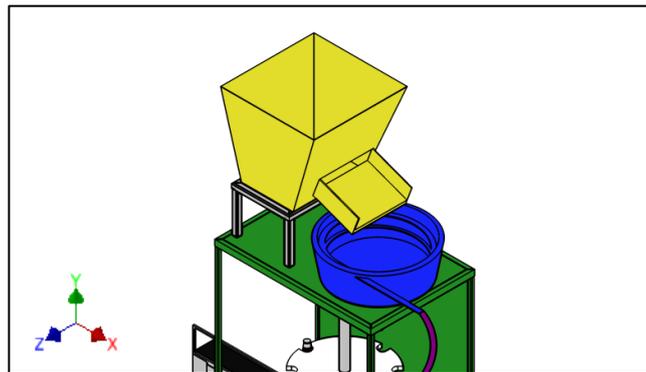


Figura 3.2: Ubicación de la tolva

En un día de producción normal, se embotellan entre 1500 y 3000 unidades de un mismo producto. Por esta razón, la tolva debe ser capaz de almacenar mínimo 1500 tapas. Bajo esta condición se puede determinar el volumen deseado de la tolva; empezando por calcular el volumen de una tapa. En la Figura 3.3 se muestran las dimensiones de la tapa.

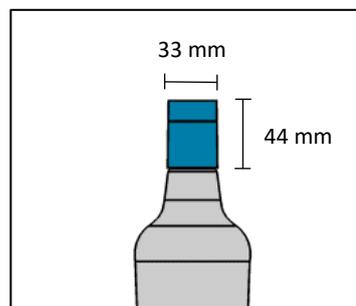


Figura 3.3: Dimensiones de la tapa

Entonces, el volumen de una tapa está dado por el volumen de un cilindro (3.1).

$$V_u = \pi \cdot r^2 \cdot h_{tapa} \quad (3.1)$$

En donde:

V_u volumen de una tapa, en m^3 ;

r radio de la tapa, en m;

h_{tapa} altura de la tapa, en m.

Reemplazando los datos mostrados en la Figura 3.3:

$$V_u = \pi * \left(\frac{0,033}{2} \right)^2 * (0,044)$$

$$V_u = 0,000038 \text{ m}^3$$

Para almacenar 1500 tapas, el volumen de la tolva debe ser el mostrado en (3.2).

$$V_{tolva} = V_u \cdot N_{tapas} \quad (3.2)$$

Donde:

V_{tolva} volumen de la tolva, en m^3 ;

N_{tapas} número de tapas, en tapas.

Por lo tanto:

$$V_{tolva} = 0,000038 \text{ [m}^3\text{]} * 1500$$

$$V_{tolva} = 0,05645 \approx 0,057 \text{ m}^3$$

En la ecuación (3.3), por motivos de seguridad (la tolva nunca debe estar llena hasta el tope para evitar que se desborde su contenido), se aumenta el 20% al volumen total de almacenamiento deseado.

$$V_{total} = 1,2 * V_{tolva} \quad (3.3)$$

Entonces:

$$V_{total} = 0,057 \cdot 1,2$$

$$V_{total} = 0,068 \text{ m}^3$$

Una vez conocido el volumen deseado de la tolva se debe definir su forma. En este caso, se determina que tenga la forma de una pirámide cuadrangular truncada invertida. El volumen de esta figura geométrica se obtiene en (3.4), tomando en cuenta los parámetros mostrados en la Figura 3.4.

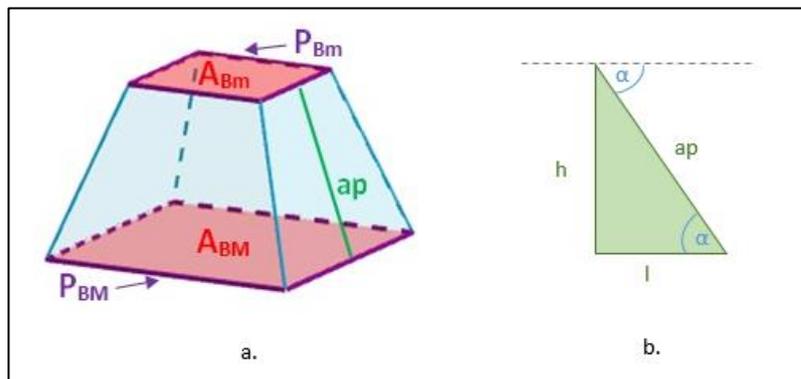


Figura 3.4: Parámetros necesarios para el cálculo del volumen de una pirámide truncada.

Fuente: www.universoformulas.com [28]

$$V_{tolva} = \frac{h_{tolva}}{3} (A_{BM} + A_{Bm} + \sqrt{A_{BM} \cdot A_{Bm}}) \quad (3.4)$$

Donde:

h_{tolva} altura, en m;

A_{BM} área base mayor, en m^2 ;

A_{Bm} área base menor, en m^2 .

Debido al espacio disponible para la tolva, se definen las dimensiones en milímetros de las áreas base como se observa en la Figura 3.5.

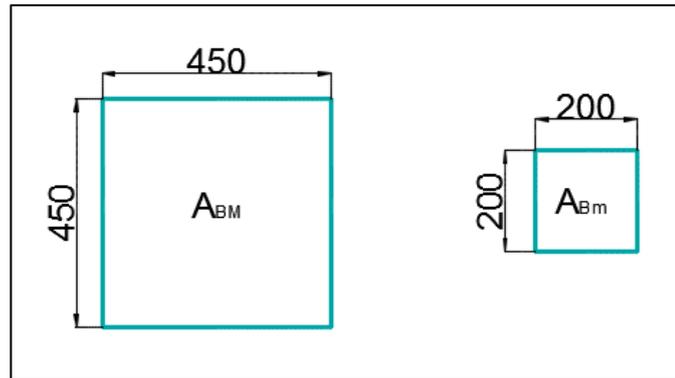


Figura 3.5: Dimensiones de las áreas base

El ángulo α , mostrado en la Figura 3.4-b, debe adquirir un valor que permita vencer la fricción existente entre el material de la tapa y el de la tolva; y así asegurar que las tapas caigan hacia el fondo. Mediante las pruebas mostradas en el Anexo B se ha determinado que α debe ser mayor a 25 grados. Para facilitar la construcción, se elige que:

$$\alpha = 45^\circ$$

Por lo tanto, la altura de la tolva:

$$h_{tolva} = ap \cdot \sin \alpha \quad (3.5)$$

Reemplazando (3.5) en (3.4) y despejando ap :

$$ap = \frac{3 \cdot V_{tolva}}{\sin(\alpha) \cdot (A_{BM} + A_{Bm} + \sqrt{A_{BM} \cdot A_{Bm}})}$$

Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que:

$$ap = \frac{3 \cdot (0,057)}{\sin(45) \cdot (0,2025 + 0,04 + \sqrt{0,2025 \cdot 0,04})}$$

$$ap = 0,873 \text{ m}$$

Utilizando la ecuación (3.5) se determina que la altura de la tolva es:

$$h_{tolva} = 0,617 \text{ m}$$

Debido a que la tolva está en contacto directo con un elemento que forma parte del empaque de licor, y basado en las especificaciones de la Norma ISO 22000-2005 Sistemas de gestión de la inocuidad de los alimentos [27], se elige como material de construcción al acero inoxidable. Específicamente, el AISI 304 usualmente utilizado en la industria alimenticia para almacenamiento de bebidas como cerveza, lácteos; y también, de partes que están en contacto directo con el alimento. Otro factor a tomar en cuenta fue su soldabilidad; que es muy buena de acuerdo a las tablas del acero inoxidable, disponibles en el Anexo C. Finalmente, se confirmó su disponibilidad en el mercado local.

La soldadura se realiza con el electrodo AWS E 308, comúnmente utilizado para la soldadura del acero inoxidable AISI 304 (Anexo C). En el Anexo D, tomada de West Arco, Electrodo para soldar aceros inoxidables [29]; se pueden observar sus características.

3.1.2 COMPUERTA

Con el objetivo de limitar la cantidad de tapas que caen hacia el alimentador se ha decidido incorporar una compuerta que se abra y cierre de acuerdo a las necesidades del sistema. En la Figura 3.6 se puede observar la tolva y el recorrido deseado de la compuerta.

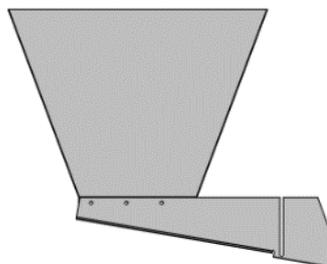


Figura 3.6: Trayectoria de la compuerta de la tolva.

Debido a que la trayectoria es lineal, se agrega un pistón neumático que suba y baje la compuerta de la tolva. Para dimensionar el diámetro del pistón es necesario conocer la fuerza que este va a ejercer. En la Figura 3.7 se encuentra el diagrama de cuerpo libre de la compuerta; donde:

- F_T fuerza del pistón, en N;
- F_r fuerza de rozamiento, en N;
- w_{cp} peso de la compuerta, en kg.

Entonces:

$$F_T = w_{cp} + 2F_r \quad (3.6)$$

La masa de la compuerta es de 0,851 kg, y su peso se calcula como se muestra a continuación.

$$w_{cp} = \left[0,851 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$w_{cp} = 8,339 \text{ N}$$

Considerando que el roce se da entre dos piezas fabricadas en acero inoxidable, se ha considerado un coeficiente de fricción igual a 0.74, tomado de la tabla del Anexo E. La fuerza total que debe ejercer el pistón se calcula reemplazando los valores ya definidos en (3.6).

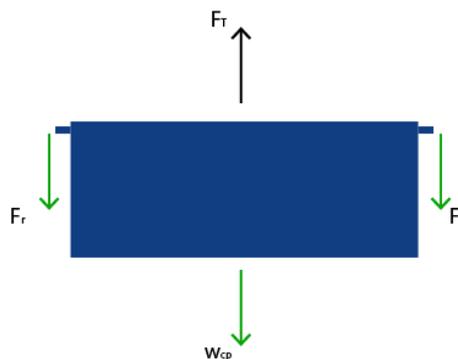


Figura 3.7: Diagrama de cuerpo libre de la compuerta

$$F_T = 8,339 N + 2 [0,74 \cdot 8,339 N]$$

$$F_T = 20,683 N$$

El diámetro del cilindro neumático se calcula mediante el procedimiento detallado en la sección 3.5.1. Si se considera que la presión de la línea es de 275,79 kPa (40 psi) y que el área de contacto es igual a la superficie de la tapa inferior del cilindro, se puede utilizar la ecuación (3.57) para calcular el diámetro del cilindro.

$$d = \sqrt{\frac{4(20,683 N)}{\pi(275,79 kPa)}}$$

$$d = 9,846 mm$$

Se determina que es necesario un cilindro de 10 mm diámetro. Sin embargo, se realiza la adquisición de un cilindro neumático de 12 mm ya que este es el diámetro estándar más cercano al valor requerido.

3.2 ALIMENTACIÓN DE TAPAS

En el módulo de alimentación de tapas se determinó que la mejor alternativa es un alimentador centrífugo de plato giratorio. Existen varias etapas por las que debe cursar una tapa, dentro del alimentador, antes de ser colocada sobre una botella. A continuación, en la Figura 3.8 se puede observar detalladamente el proceso.

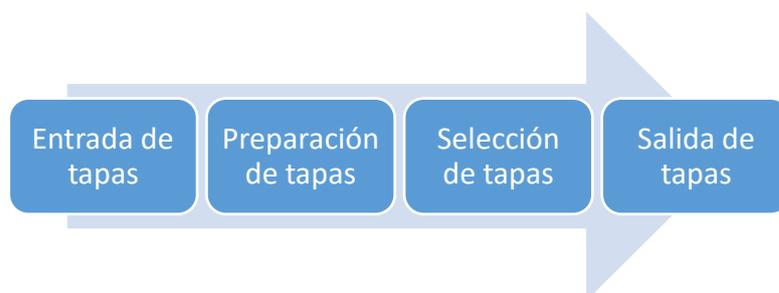


Figura 3.8: Etapas dentro del alimentador centrífugo de plato giratorio

Cada una de estas etapas determina las funciones que se deben realizar dentro del alimentador centrífugo de plato giratorio. En las siguientes sub secciones se explica detalladamente las funciones y también se presenta principalmente un diseño

funcional, basado en la investigación y comparación de máquinas similares existentes en el mercado.

3.2.1 ENTRADA AL PROCESO

Esta etapa empieza con la caída de tapas desde la tolva de almacenamiento. La primera actividad a realizar dentro del alimentador es controlar el volumen de tapas existentes. Después, es necesario direccionar las tapas hacia el riel giratorio.

3.2.1.1 Control del volumen de tapas

Para controlar el volumen de tapas dentro del alimentador es necesario determinar la capacidad total, y volumen máximo y mínimo deseado, dada la forma y dimensiones del plato giratorio, mostradas en la Figura 3.9.

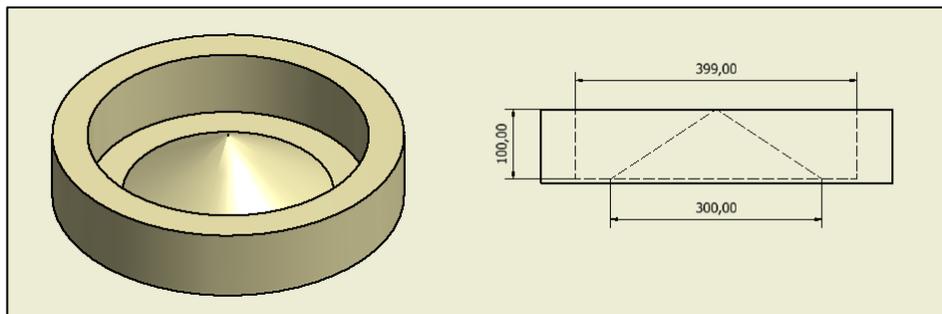


Figura 3.9: Forma y dimensiones del plato giratorio

El volumen total de almacenamiento del plato giratorio se puede calcular restando el volumen del cilindro menos el volumen ocupado por el cono. A continuación se calcula el volumen del cilindro utilizando la ecuación general (3.1).

$$V_{cilindro\ pg} = \pi \cdot r_{cilindro\ pg}^2 \cdot h_{cilindro\ pg}$$

Donde:

- $V_{cilindro\ pg}$ volumen del cilindro del plato giratorio, en mm^3 ;
- $r_{cilindro\ pg}$ radio del plato giratorio, en mm;
- $h_{cilindro\ pg}$ altura del plato giratorio, en mm.

Reemplazando los valores mostrados en la Figura 3.9 se obtiene que:

$$V_{cilindro\ pg} = \pi \left(\frac{399mm}{2} \right)^2 (100mm)$$

$$V_{cilindro\ pg} = 12503617,3\ mm^3$$

Ahora, usando la ecuación (3.7) se calcula el volumen ocupado por el cono:

$$V_{cono\ pg} = \frac{\pi \cdot r_{cono\ pg}^2 \cdot h_{cono\ pg}}{3} \quad (3.7)$$

Donde:

$V_{cono\ pg}$ volumen del cono del plato giratorio, en mm^3 ;

$r_{cono\ pg}$ radio del cono del plato giratorio, en mm;

$h_{cono\ pg}$ altura del cono del plato giratorio, en mm.

Sustituyendo los datos:

$$V_{cono\ pg} = \frac{\pi \cdot (300mm)^2 \cdot 100mm}{3}$$

$$V_{cono\ pg} = 9424777,961\ mm^3$$

Restando ambos resultados, el volumen del cilindro menos el del cono, se obtiene la capacidad del plato giratorio como se muestra a continuación.

$$V_{pg} = V_{cilindro\ pg} - V_{cono\ pg} \quad (3.8)$$

Sustituyendo los datos antes encontrados:

$$V_{pg} = 12503617,3\ mm^3 - 9424777,961\ mm^3$$

$$V_{pg} = 3078839,339 \text{ mm}^3 = 0,003078839 \text{ m}^3$$

Dividiendo el volumen total para el volumen de una tapa, se encuentra la capacidad del plato giratorio en número de tapas:

$$C_{total \text{ pg}} = \frac{V_{pg}}{V_u} \quad (3.9)$$

Donde:

$C_{total \text{ pg}}$ capacidad total del plato giratorio, en número de tapas.

Entonces:

$$C_{total \text{ pg}} = \frac{0,003078839}{0,000038}$$

$$C_{total \text{ pg}} = 81,022 \approx 81 \text{ tapas}$$

Sin embargo, el volumen máximo permitido dentro del plato giratorio será del 80%, mientras que el mínimo del 20% de su capacidad total. Consecuentemente:

$$V_{\max \text{ pg}} = 0,8 \cdot C_{total \text{ pg}} \quad (3.10)$$

$$V_{\min \text{ pg}} = 0,2 \cdot C_{total \text{ pg}} \quad (3.11)$$

Donde:

$V_{\max \text{ pg}}$ volumen máximo en el plato giratorio, en número de tapas;

$V_{\min \text{ pg}}$ volumen mínimo en el plato giratorio, en número de tapas.

Entonces:

$$V_{\max pg} = 0.8 \cdot 81 = 64,8 \approx 65 \text{ tapas}$$

$$V_{\min pg} = 0.2 \cdot 81 = 16,2 \approx 16 \text{ tapas}$$

Una vez conocidos los valores del volumen máximo y mínimo permitido en el plato giratorio del alimentador, es necesario definir de qué manera se va a detectar cuando el volumen sobrepase los límites establecidos. El sensor seleccionado para detectar el volumen de las tapas es un sensor inductivo. Este sensor permite detectar la presencia o ausencia de tapas cuando ellas alcancen cierto nivel dentro del alimentador.

3.2.2 PREPARACIÓN

La etapa de preparación empieza con la colocación de las tapas sobre el riel del plato giratorio, luego se las debe ubicar en la posición adecuada y finalmente se descarta a aquellas tapas que no cumplan con la altura adecuada. A continuación, se detalla las herramientas utilizadas para cumplir con las funciones de cada paso.

3.2.2.1 Colocación sobre el riel

Debido a que las tapas deben subir desde la base del plato giratorio hasta el riel, se diseña una pieza que aproveche el movimiento del plato para impulsar a las tapas hacia arriba, como se muestra en la Figura 3.10.

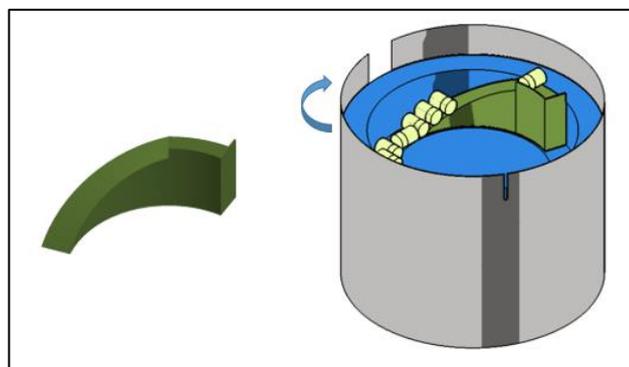


Figura 3.10: Subida de tapas

3.2.2.2 Posicionamiento

Una vez colocadas sobre el riel, existen varias posiciones en las que se pueden encontrar las tapas, ilustradas en la Figura 3.11. Si se encuentran apoyadas sobre un costado como en la Figura 3.11a se puede decir que la tapa esta acostada. Mientras que cuando la tapa reposa sobre su parte superior o inferior, Figura 3.11b, se puede decir que esta se encuentra parada.

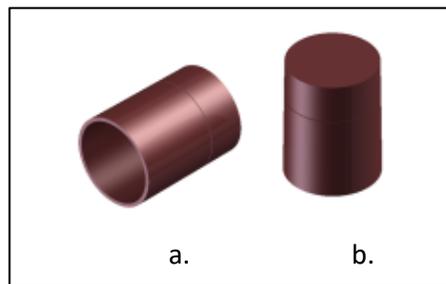


Figura 3.11: Posiciones de una tapa

Con el objetivo de disminuir la cantidad de tapas rechazadas por el sistema, se desea que todas las tapas que continúen hacia la siguiente etapa lo hagan paradas. Para ello, se diseña una pieza que aproveche el movimiento giratorio y empuje a las tapas que se encuentren acostadas hasta que lleguen a estar paradas, como se puede observar en la Figura 3.12. Además la pieza deja pasar a las tapas que llegan en la posición correcta.

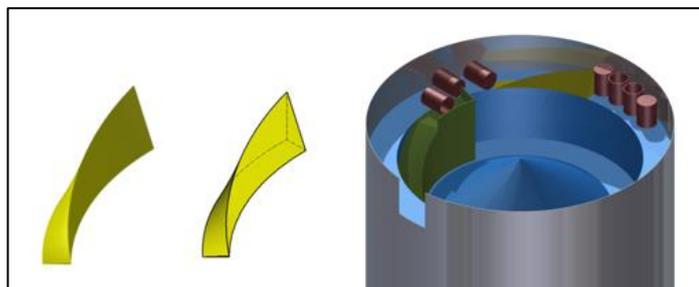


Figura 3.12: Pieza de posicionamiento

3.2.2.3 Discriminación por altura

Existe la posibilidad de que las tapas se encuentren una dentro de otra cuando ingresan al alimentador, como se evidencia en la Figura 3.13. Por este motivo, es

importante encontrar una manera para evitar que dichas tapas continúen hacia la siguiente etapa ya que dificultarían el proceso de selección.

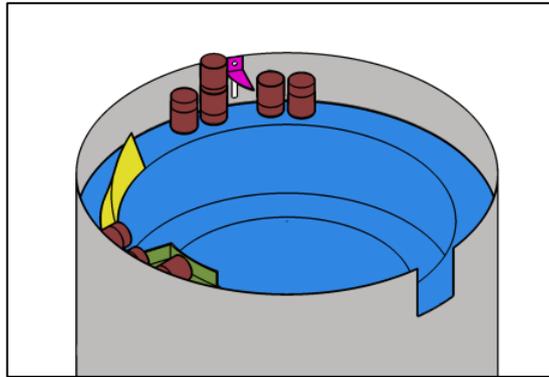


Figura 3.13: Tapas una dentro de otra

El sistema diseñado consiste en una pieza que debe ser colocada a la misma altura que la de la tapa parada, en este caso 44 milímetros como se mostró anteriormente en la Figura 3.3. De esta forma se discrimina a las tapas tomando en cuenta que la altura de una tapa dentro de la otra es mayor que la de una sola tapa como se puede observar en la Figura 3.14. Además se incorporó un lado curvo que empuje a las tapas de nuevo hacia el principio del proceso gracias al movimiento giratorio del plato del alimentador.

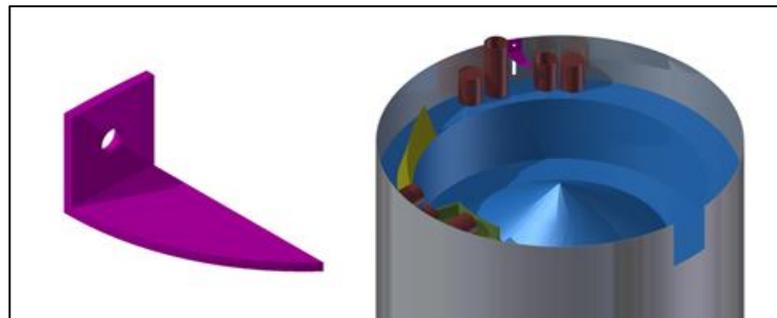


Figura 3.14: Sistema de discriminación por altura

3.2.2.4 Rotación del plato del alimentador

El movimiento giratorio del plato es esencial en el funcionamiento del alimentador. El resto de etapas y piezas funcionan gracias a su rotación. Este movimiento se obtiene de un motor. Para seleccionar el motor es necesario conocer la potencia que requiere el sistema.

En primer lugar, se debe conocer la inercia de cada uno de los objetos que deben ser movidos por el motor. Debido a que las piezas encargadas de la colocación sobre el riel, posicionamiento y discriminación por altura están sujetas a la estructura, es decir, no giran con el plato; los objetos a considerar con sus respectivas inercias son los mostrados en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Inercia de los objetos que mueve el motor

Pieza		Inercia	
Plato giratorio	 <p>Figura 3.15: Plato giratorio</p>	0,09769	$kg \cdot m^2$
Tapa	 <p>Figura 3.16: Tapa</p>	0,0000039	$kg \cdot m^2$

Los valores de la inercia se obtuvieron gracias al programa Autodesk Inventor Professional 2015 (versión estudiantil).

El siguiente paso consiste en sumar todas las inercias para conseguir la inercia total que debe manejar el motor. Para ello es necesario considerar que la capacidad total del plato giratorio es de 81 tapas; por lo tanto:

$$I_{total1} = I_{pg} + 81 \cdot I_{tapa} \quad (3.12)$$

Donde:

I_{total1} inercia total, en $kg \cdot m^2$;

I_{pg} inercia del plato giratorio, en $kg \cdot m^2$;

I_{tapa} inercia de una tapa, en $kg \cdot m^2$.

Entonces:

$$I_{total1} = 0,09769 + 81 \cdot 0,0000039$$

$$I_{total1} = 0,098 \text{ kg m}^2$$

También es necesario definir la velocidad de trabajo y aceleración angular del alimentador. Como se ha especificado en la Tabla 2.2 el rango de trabajo de máquinas similares en el mercado es de 20 mpm (metros por minuto) o 200 tpm (tapas por minuto) hasta 50 mpm o 500 tpm.

Dada la superficie del riel del plato giratorio entre la etapa de colocación y selección, limitada por la línea recta como se muestra en la Figura 3.17, se puede definir cuantas tapas pueden estar sobre esta parte del riel al mismo tiempo.

Se calcula el perímetro del semicírculo de diámetro de 449 mm, considerando que el centro de las tapas siempre va a estar alineado al centro del riel.

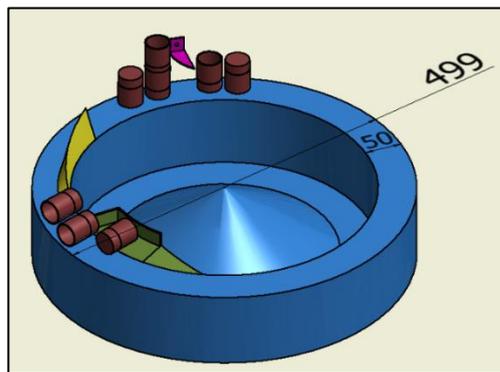


Figura 3.17: Superficie del riel del plato giratorio

$$P_{semicírculo} = \frac{P_{círculo}}{2} = 2\pi r_{círculo}$$

$$P_{semicírculo} = \pi r_{círculo} \quad (3.13)$$

Donde:

$P_{\text{semicírculo}}$ perímetro del semicírculo, en mm;

$r_{\text{círculo}}$ radio del círculo, en mm.

Reemplazando los datos se obtiene que:

$$P_{\text{semicírculo}} = \pi \left(\frac{449 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$P_{\text{semicírculo}} = 705,288 \text{ mm}$$

Y tomando en cuenta que el diámetro de una tapa es de 33 mm como se muestra en la Figura 3.3, se puede calcular el número de tapas utilizando (3.14).

$$N_{\text{tsr}} = \frac{P_{\text{semicírculo}}}{d_{\text{tapa}}} \quad (3.14)$$

Donde:

N_{tsr} número de tapas sobre la superficie del riel del plato giratorio, en número de tapas;

d_{tapa} diámetro de la tapa, en mm.

Entonces:

$$N_{\text{tsr}} = \frac{705,288}{33}$$

$$N_{\text{tsr}} = 21,372 \text{ tapas} \approx 22 \text{ tapas}$$

Considerando que el riel trabaje a una capacidad del 70%; el número de tapas que ingresa al sistema en cada revolución es de:

$$N_{tsr70\%} = N_{tsr} \cdot 0,7$$

$$N_{tsr70\%} = 22 \cdot 0,7 = 14,96 \approx 15$$

Además, debido a que en promedio el 50% de las tapas serán aceptadas se puede decir que el alimentador proporcionará un total de 7 tapas orientadas por revolución. A continuación, se procede a calcular las revoluciones por minuto que debe alcanzar el motor para una producción mínima de 200 tpm y máxima de 500 tpm.

$$rev = \frac{tpm}{tpr} \quad (3.15)$$

Donde:

rev revoluciones por minuto, en rev;
tpm tapas por minuto, en tapas/min;
tpr tapas por revolución, en tapas/rev.

Reemplazando:

$$rev_{\min} = \frac{100}{7} = 14,285 \approx 14 \text{ rpm}$$

$$rev_{\max} = \frac{500}{7} = 71,429 \approx 72 \text{ rpm}$$

Debido a que la potencia que se requiere del motor para mover al sistema aumenta conforme aumenta la velocidad de trabajo, se considera solamente la velocidad máxima para el resto de cálculos. Se obtiene la velocidad y aceleración angular como se muestra en (3.16).

$$\omega_a = \frac{2\pi \cdot rev_{\max}}{60} \quad (3.16)$$

Donde:

ω_a velocidad angular del alimentador, en rad/s.

Entonces:

$$\omega_a = \frac{2\pi \cdot (72)}{60}$$

$$\omega_a = 7,539 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

La Guía del usuario, realizada por la empresa fabricante de variadores y controladores de motores ABB [30] indica que el tiempo en el que el motor alcanza la velocidad establecida en los parámetros del controlador se encuentra entre 0.5 a 100 segundos. La aceleración angular del motor debe ser calculada considerando el peor escenario para el equipo: cuando el motor llegue a 7.539 rad/seg en el menor tiempo posible; es decir, 0.5 segundos. Entonces:

$$\alpha_a = \frac{\omega_a}{t_a} \tag{3.17}$$

Donde:

α_a aceleración angular del motor del plato giratorio, en rad/s²;

t_a tiempo, en s.

Y sustituyendo los valores correspondientes:

$$\alpha_a = \frac{7,539}{0,5} = 15,079 \left[\frac{rad}{s^2} \right]$$

Una vez que se conocen ambos datos (inercia total y aceleración angular) es posible calcular el torque que necesita el motor.

$$T_a = I_{total 1} \cdot \alpha_a \quad (3.18)$$

Donde:

T_a torque, en Nm.

Reemplazando los valores se obtiene:

$$T_a = 0,098 [kg m^2] \cdot 15,079 \left[\frac{rad}{s^2} \right]$$

$$T_a = 1,478 [Nm]$$

Y la potencia mecánica puede ser calculada con la siguiente ecuación:

$$P_{mec1} = T_a \cdot \omega_a \quad (3.19)$$

Donde:

P_{mec1} potencia mecánica, en W.

Reemplazando los valores:

$$P_{mec1} = 1,478 [Nm] \cdot 7,539 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$P_{mec1} = 11,142 [W]$$

La potencia eléctrica del motor está definida por (3.20).

$$P_{elec1} = \frac{P_{mec1}}{\eta} FC \quad (3.20)$$

Donde:

- P_{elec1} potencia eléctrica del motor, en W;
 η eficiencia del motor;
 FC factor de carga.

El factor de carga es un valor definido por el diseñador que debe considerar posibles cargas extras, la versatilidad del sistema, seguridad que proporciona, entre otros. Se utiliza el criterio de Pugsley, detallado en el artículo: Análisis y desarrollo de un programa de selección rápida de factores de seguridad para diseño de elementos mecánicos [31]; de Luis Ríos y Eduardo Roncancio.

El método de Pugsley dice que el factor de carga es el resultado de multiplicar dos coeficientes que dependen de ciertas características del sistema diseñado. Entonces:

$$FC = FS_x \cdot FS_y \quad (3.21)$$

Donde:

- FS_x coeficiente de seguridad que involucra las características A, B y C
 FS_y coeficiente de seguridad que involucra las características D y E
 A calidad de los materiales, dureza, mantenimiento e inspección.
 B control sobre la carga aplicada a la parte.
 C exactitud del análisis de esfuerzo, información experimental o experiencia con dispositivos similares.
 D peligro para el personal.
 E impacto económico sobre las consecuencias del diseño.

Las tablas Tabla 3.2 y Tabla 3.3, tomadas del artículo escrito por Luis Ríos y Eduardo Roncancio [31], muestran valores para los factores de seguridad FS_x y FS_y de acuerdo a las diferentes combinaciones de las características del sistema.

Donde:

<i>mb</i>	muy bueno
<i>b</i>	bueno
<i>r</i>	regular
<i>p</i>	pobre
<i>ms</i>	muy serio
<i>s</i>	serio
<i>ns</i>	no serio

Se define que:

- $A = b$; ya que la calidad y dureza del material utilizado es buena y el sistema estará expuesto a inspección y mantenimiento permanente.
- $B = r$; debido a que pueden existir sobrecargas.
- $C = b$; ya que existe un análisis de esfuerzos basado en las cargas que se pueden controlar.
- $D = s$; debido a que el personal está expuesto a lesiones graves en caso de fallo de la máquina.
- $E = s$; ya que en caso de accidente la empresa estaría expuesta a perjuicios económicos y legales.

Tabla 3.2: Características A, B y C según el criterio de Pugsley.

Característica		B =			
		mb	B	r	p
A = mb	C = mb	1,1	1,3	1,5	1,7
	C = b	1,2	1,45		1,95
	C = r	1,3	1,6	1,9	2,2
	C = p	1,4	1,75	2,1	2,45
A = b	C = mb	1,3	1,55	1,8	2,05
	C = b	1,45	1,75	2,05	2,35
	C = r	1,6	1,95	2,3	2,65
	C = p	1,75	2,15	2,55	2,95
A = r	C = mb	1,5	1,8	2,1	2,4
	C = b	1,7	2,05	2,4	2,75
	C = r	1,9	2,3	2,7	3,1
	C = p	2,1	2,55	3,0	3,45
A = p	C = mb	1,7	2,15	2,4	2,75
	C = b	1,95	2,35	2,75	3,15
	C = r	2,2	2,65	3,1	3,55
	C = p	2,45	2,95	3,45	3,95

Tabla 3.3: Características D y E según el criterio de Pugsley.

Característica	D =		
	ns	S	ms
E = ns	1,0	1,2	1,4
E = s	1,0	1,3	1,5
E = ms	1,2	1,4	1,6

Entonces:

$$FS_x = 2,05$$

$$FS_y = 1,3$$

El factor de carga:

$$FC = 2,665 \approx 3$$

En cuanto a la eficiencia, depende del motor que vaya a ser utilizado. En este caso, dadas las condiciones del medio y para una primera aproximación se considera una eficiencia del 70%. Sustituyendo estos valores en (3.20) se obtiene la potencia eléctrica del motor.

$$P_{elec1} = \frac{11,142}{0,7} \cdot (3)$$

$$P_{elec1} = 47,751 [W] \approx 1/8 [HP]$$

Por tanto, los parámetros de salida que debe proporcionar el motor se muestran en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4: Parámetros de selección del motor

Parámetro	Valor
Velocidad	14 – 72 rpm
Potencia	0.125 HP
Torque	1.478 Nm

Para lograr alcanzar los parámetros antes mencionados, se ha adquirido un motor-reductor trifásico, ortogonal, marca Lafert; con número de parte AM63ZBA, potencia de 0.25 HP y una velocidad de salida de 85 rpm combinado con una caja reductora marca VARVEL con una relación de transmisión de 20. Adicionalmente, un variador de velocidad serie ACS55 que permita regular y controlar la velocidad de salida. Los datos técnicos del motor pueden ser observados a detalle en la Tabla 3.5 tomada del Catálogo Técnico de Lafert Group [32].

Tabla 3.5: Datos técnicos del motor AM63ZBA.

Tipo	kW	HP	min ⁻¹	M _N Nm	50%	IE1 η 75%	100%	cos φ	I _N 400V 380-420V	I _Δ /I _N	M _Δ /M _N	M ₂ /M _N	M _Δ /M _N	J 10 ⁻² kgm ²	kg		
1500 min⁻¹ (4 polos)																	
AM 56Z AA	4	0.06	0.08	1300	0.4	42.0	44.0	48.0	0.70	0.28	0.32	2.6	2.1	2.0	2.1	0.14	2.7
AM 56Z BA	4	0.09	0.12	1330	0.6	43.0	47.0	51.0	0.74	0.35	0.40	2.5	2.2	2.1	2.2	0.16	2.9
AM 63Z AA	4	0.12	0.16	1350	0.8	46.0	50.0	57.0	0.65	0.50	0.55	2.4	2.0	1.9	2.0	0.25	3.3
AM 63Z BA	4	0.18	0.25	1330	1.3	47.0	50.0	58.0	0.70	0.65	0.70	2.3	1.9	1.8	1.9	0.27	4.1
AM 63Z CA	4*	0.25	0.33	1360	1.8	49.0	52.5	58.0	0.74	0.85	0.90	2.7	2.2	2.0	2.1	0.30	4.2

Los motores Lafert están fabricados bajo el estándar IEC 60034-30-1 que define cuatro clases de eficiencia para motores. El AM63ZBA está clasificado dentro de la categoría de eficiencia estándar IE1 (International Efficiency 1). Ya que se desea que el motor trabaje al 50% de su capacidad, en la Tabla 3.5 se selecciona:

$$\eta_{IEC} = 0,47$$

Donde:

η_{IEC} eficiencia de acuerdo al estándar IEC 60034

Por lo tanto, utilizando (3.20), la potencia eléctrica que requiere el motor es:

$$P_{elec1} = \frac{11,142}{0,47} \cdot (3)$$

$$P_{elec1} = 71,119 \text{ [W]}$$

Gracias a la caja reductora el torque y velocidad de salida varían considerablemente tomando en cuenta su radio de transmisión mostrado en la Figura 3.18 tomada de la hoja técnica proporcionada por VARVEL [33].

Gear unit		M RT 40 B3 20 63 B5 AC 19 MT 0.18 kW 63 B4 B5 X3
Type	RT - Worm speed reducers	
Input type	M	
Size	40	
Ratio (i=)	20	
Input flange	B5	
Input speed	[rpm]	1800
Output speed	[rpm]	90
Rated output torque	[Nm]	14.33
Service Factor	2.7	
Efficiency	0.75	
Inertia moment	[kgm ²]	0.000019

Figura 3.18: Datos de salida de la caja reductora

Entonces:

$$\omega_{out\ gb} = \frac{\omega_{in\ gb}}{i} \quad (3.22)$$

$$T_{out\ gb} = \frac{T_{in\ gb} \cdot i}{SF} \quad (3.23)$$

Donde:

- $\omega_{out\ gb}$ velocidad de salida de la caja reductora
- $\omega_{in\ gb}$ velocidad de entrada a la caja reductora
- i relación de transmisión
- $T_{out\ gb}$ torque de salida de la caja reductora
- $T_{in\ gb}$ torque de entrada a la caja reductora
- SF factor de servicio

Y la velocidad y torque a la salida de la caja reductora son:

$$T_{out\ gb} = 10,593\ Nm$$

$$\omega_{out\ gb} = 75\ rpm$$

Finalmente, para controlar el arranque y la velocidad del motor se coloca un variador de velocidad marca ABB. El torque que el conjunto moto-reductor y variador de velocidad es capaz de entregar depende de la combinación de frecuencia y voltaje que proporcione el variador. Es necesario tomar en cuenta que la tensión de alimentación del motor no puede ser mayor que la tensión de red, de acuerdo a lo especificado en el Manual de variadores de velocidad desarrollado por Schneider Electronics. [34]

Se establece la frecuencia de trabajo de acuerdo a la frecuencia especificada en la placa del motor (50 o 60 Hz) y que concuerde con la capacidad de la red eléctrica del país; en este caso, 60 Hz. En la Figura 3.19, tomada del Catálogo Técnico de Lafert [32], se puede observar que para un motor sin debilitamiento de campo, la relación de los pares para cambiar de alta a baja velocidad es de 0,95.

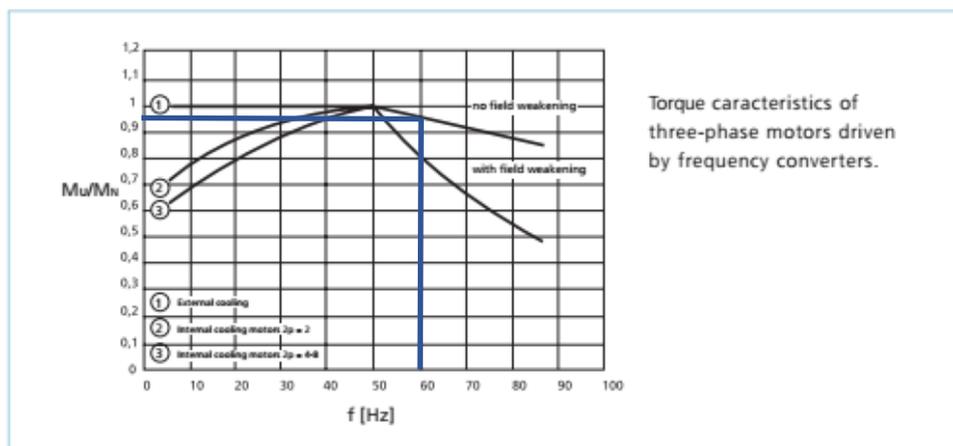


Figura 3.19: Características del torque de motores trifásicos conducidos por variadores de frecuencia

Entonces, el torque máximo que puede entregar el conjunto moto-reductor y variador está definido por (3.24).

$$T_{out\ total} = \frac{M_U}{M_N} T_{out\ gb} \quad (3.24)$$

Donde:

$T_{out\ total}$ torque de salida del conjunto moto-reductor y variador de velocidad, en Nm;

$\frac{M_U}{M_N}$ relación de los pares para cambiar de alta a baja velocidad.

El torque de salida es igual a:

$$T_{out\ total} = 10,063\ Nm$$

Dadas las características mencionadas en la Tabla 3.4, se concluye que los elementos adquiridos son apropiados para las condiciones y requerimientos de trabajo.

3.2.3 ORIENTACIÓN DE TAPAS

La fase de selección de tapas consiste en detectar, una por una, en qué posición se encuentran las tapas; diferenciar si esta es correcta o incorrecta y finalmente aceptar o rechazar la tapa evaluada.

Gracias al dispositivo de posicionamiento de las tapas, detallado en la sub-sección 3.2.2.2, es posible asegurar que solo existen dos posiciones de entrada para el proceso de selección. La primera, con el dispensador de líquido hacia arriba, como se muestra en la parte izquierda de la Figura 3.20; y la segunda con el dispensador de líquido hacia abajo, ilustrado a la derecha de la Figura 3.20.



Figura 3.20: Posibles orientaciones de entrada al proceso de colocación.

Se puede observar que la principal diferencia que puede detectar un sensor entre ambas orientaciones es la variación en la cantidad de luz. El sensor fotoeléctrico está diseñado justamente para diferenciar dichas variaciones. Los parámetros que se debe identificar para la selección de un sensor fotoeléctrico son los siguientes:

- Tipo de luz
- Modo de operación

En el Anexo F se detalla los distintos tipos de luz existentes, sus ventajas y aplicaciones. Debido a que las tapas son de color café o azul, están dentro de la categoría de objetos oscuros y opacos. De acuerdo al fabricante Tri-Tronics [35], la fuente de luz infrarroja invisible es la mejor opción para esta tarea.

Respecto al modo de operación, es necesario tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- La distancia de trabajo del sensor es corta.
- Solo se tendrá acceso a la cara superior o inferior de la tapa, no a ambas.
- La opacidad del objeto debe ser determinante para el sensor.

De acuerdo a la información mostrada en el Anexo F, el modo operacional adecuado para esta aplicación es el difuso. Esto se debe a que el emisor y receptor se encuentran en el mismo alojamiento y el objeto es el encargado de reflejar la luz de regreso hacia el receptor.

Por lo tanto, recopilando las características del sensor y de acuerdo a la información proporcionada por el fabricante Tri-Tronics [35], el número de parte del sensor a adquirir es el mostrado en la Figura 3.21.



Figura 3.21: Número de parte del sensor fotoeléctrico seleccionado

3.2.4 SALIDA DE TAPAS

La salida de las tapas se refiere a la transición entre el orientador de tapas y el proceso de tapado, como se puede observar en la Figura 3.22 de color amarillo. Esta etapa es de suma importancia ya que de ella depende que las tapas ya orientadas ingresen a la fase de tapado en la posición correcta.

Las partes del riel son construidas con planchas dobladas de acero inoxidable AISI 304 debido a que transportan material que estará en contacto directo con un producto de consumo humano. Los planos se encuentran en Anexo G.

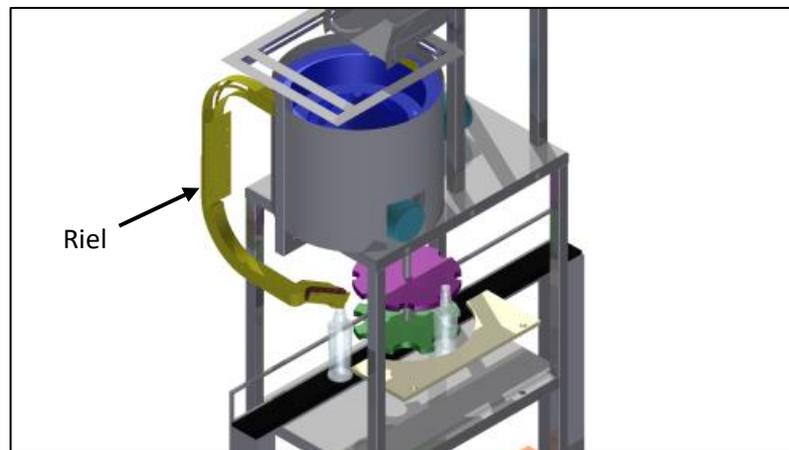


Figura 3.22: Riel para el transporte de tapas.

El diseño del riel se realiza de acuerdo a las dimensiones geométricas de las tapas y el espacio disponible. Como se muestra en la Figura 3.23, tomando en cuenta que la tapa mide 46 mm de alto, se ha dejado una holgura de 2 mm a lo largo de todo el riel. Es de suma importancia que dicha holgura se mantenga especialmente en las curvas del riel, ya que es aquí donde se corre mayor riesgo de que las tapas se volteen.

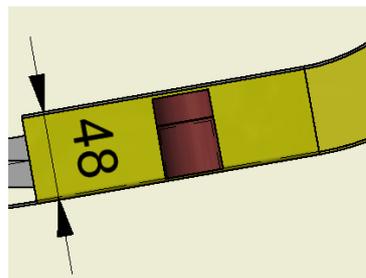


Figura 3.23: Holgura del riel

3.3 COLOCACIÓN DE TAPAS

En esta fase del proceso, las tapas deben ser colocadas una por una sobre las botellas, es importante resaltar que los tapones solo pueden ser colocados bajo demanda, es decir, cada vez que exista una botella.

Se ha diseñado la pieza mostrada en la Figura 3.24 de color azul. La pieza provee 3 puntos de apoyo para evitar que la gravedad ocasione la caída de las tapas. Dos de ellos se encuentran sobre la superficie lateral y el tercero en la superficie inferior de la tapa. Sin embargo, dos tercios de la superficie inferior de la tapa se encuentran sin apoyo. Esto permite que el pico de la botella que se desplaza lateralmente alcance a halar la tapa y llevarla hasta la siguiente etapa del proceso.

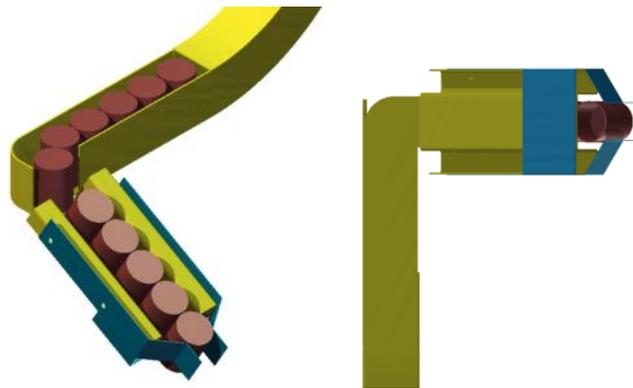


Figura 3.24: Vista superior e inferior del dispensador de tapas.

Para definir el material del que se construye la pieza, es necesario definir la fuerza que ejercen las tapas sobre ella. La longitud de la superficie inferior de la parte final del riel es de 200 milímetros, por lo tanto el número de tapas que ejercen presión sobre el dispensador es 6. Si se toma a todas las tapas como un solo objeto se puede definir el diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 3.25.

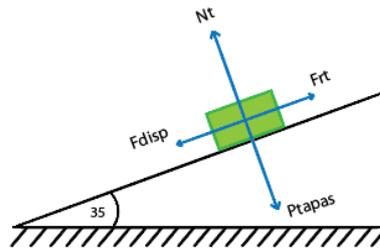


Figura 3.25: Diagrama de cuerpo libre de las tapas sobre el dispensador

Donde:

- P_{tapas} peso de 6 tapas, en kg;
 F_{rt} fuerza de rozamiento, en N;
 N_t fuerza normal, en N;
 F_{disp} fuerza que ejercen las tapas sobre el dispensador, en N.

Dada la masa de 0,004559 kg de cada tapa, es posible calcular la fuerza normal.

$$N_t = P_{tapas} = 6 \cdot (0,004559) \cdot (9,8)$$

$$N_t = 0,268 \text{ N}$$

El coeficiente de rozamiento se define tomando en cuenta que las tapas están hechas de polipropileno (PS), y como se puede observar en la Tabla 3.6 tomada del libro Materiales para ingeniería 1 [36], el coeficiente de rozamiento entre PS y acero es igual a 0,5.

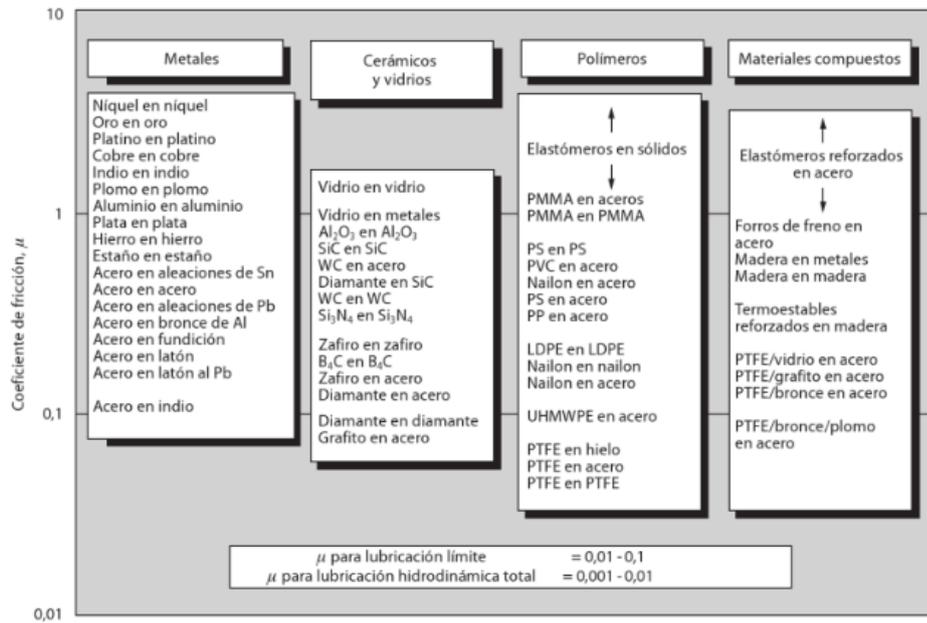
Por lo tanto, la fuerza que ejercen las tapas sobre el dispensador es:

$$F_{disp} = F_{rt} = \mu \cdot N$$

$$F_{disp} = 0,5 \cdot 0,268$$

$$F_{disp} = 0,134 \text{ N}$$

Tabla 3.6: Coeficiente de rozamiento



Se ha decidido construir el dispensador con acero inoxidable AISI 304 de 0.5 mm de espesor. Utilizando el software de Autodesk Inventor 2015 versión estudiantil, es posible verificar el desplazamiento que existe en el dispensador debido a la presión que ejercen las tapas sobre él. Como se puede observar en la Figura 3.26, el desplazamiento máximo es de 0,1129 mm, prácticamente nulo. Por lo tanto, el material va a ser capaz de sostener las tapas y evitar que ellas caigan libremente debido al efecto de la gravedad.

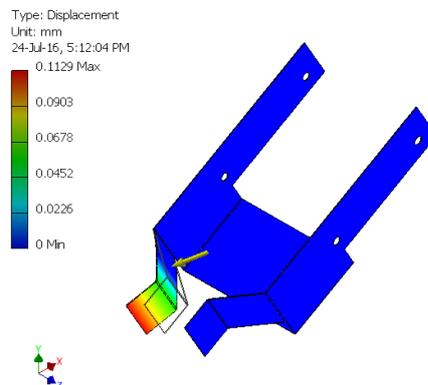


Figura 3.26: Desplazamiento ocasionado por las tapas.

3.4 POSICIONAMIENTO DE BOTELLAS

A esta etapa llegan las botellas llenas de licor. El propósito es recibirlas, llevarlas hacia el pistón neumático encargado de taponarlas y finalmente regresarlas a la banda transportadora una vez que han sido selladas.

El dispositivo elegido en la sección 2.2.4 para el posicionamiento de las botellas es el de doble disco, mostrado en la Figura 3.27, debido a que ofrece una sujeción adecuada para mover y taponar a los distintos tipos de envases.

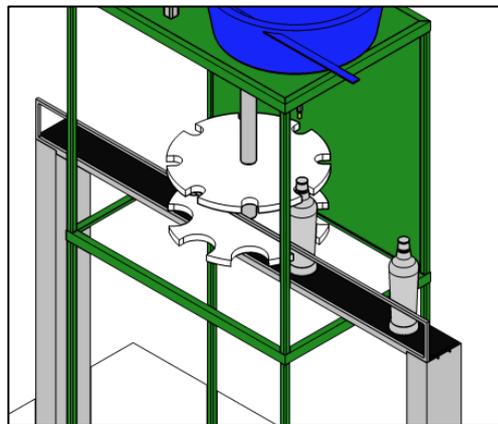


Figura 3.27: Sistema de posicionamiento de doble disco

El sistema consta de tres partes: discos, eje y motor. A continuación se presenta el diseño de cada una de ellas.

3.4.1 DISCOS

La geometría de los discos ha sido elegida de acuerdo a las dimensiones de las botellas, espacio disponible y la comparación con máquinas existentes en el mercado. Dadas las dimensiones de los tipos de botellas existentes en la línea de producción de la empresa, Figura 3.28; para el diseño de los discos se ha tomado en cuenta únicamente los diámetros de mayor valor: 35mm y 75mm.

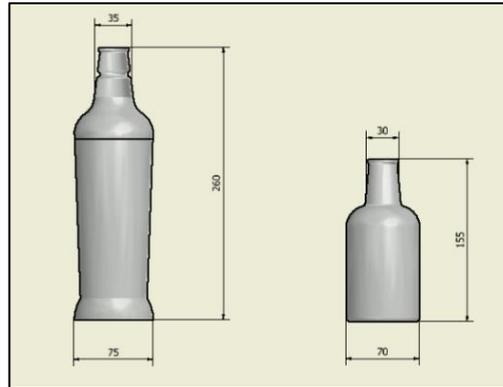


Figura 3.28: Dimensiones de las botellas

Se ha definido que el espesor de los discos es de 20 mm. También se ha determinado que la capacidad total de los discos es de 8 botellas como muestra la Figura 3.29. Basado en la Norma ISO 22000-2005 Sistemas de gestión de la inocuidad de los alimentos [27], los materiales que componen la maquinaria de empaquetado deben ser inocuos; característica que ofrecen los plásticos en general. Sin embargo, el duralón ha sido seleccionado de la gran gama de polímeros debido a su resistencia al desgaste, fácil mecanización y amplia resistencia a productos químicos, entre otras características, detalladas por la empresa española Sanmetal S.A. [37].

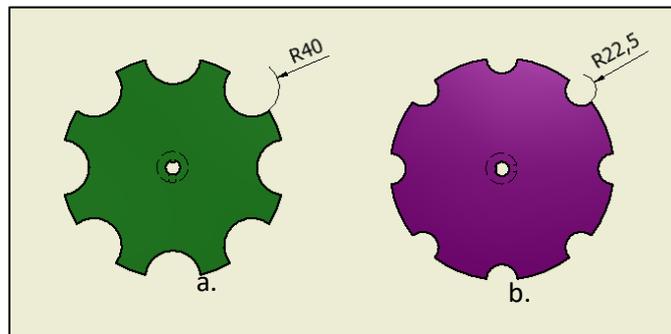


Figura 3.29: Discos superior e inferior

La única diferencia entre los discos es el diámetro de las entradas; ya que el inferior, Figura 3.29a, sujeta el cuerpo de la botella; mientras que el disco superior, Figura 3.29b, sujeta el pico.

3.4.2 EJE

Para dimensionar el eje, en primer lugar es necesario definir los accesorios que van a ir sobre él y sus posiciones.

Debido a que la altura de las botellas es variable, es necesario que el eje tenga una variación en su diámetro que permita posicionar a los discos de acuerdo al tipo de botella a tapar. A continuación se presentan las posiciones de los discos con la botella de mayor altura en la Figura 3.30a y con la de menor altura en la Figura 3.30b.

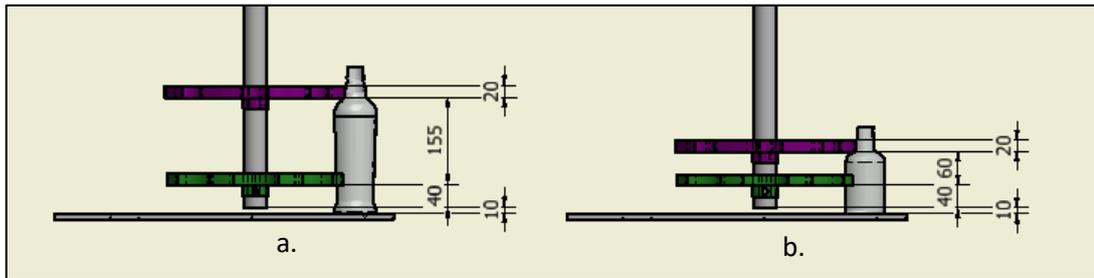


Figura 3.30: Posiciones de los discos

Mediante una comparación entre ambas condiciones se puede concluir que la posición del disco inferior es siempre a 40 mm del extremo del eje. Por otro lado, la ubicación del disco superior varía entre 120 y 215 mm (tomando en cuenta el espesor del disco) a partir del extremo del eje. Por lo tanto, la longitud de variación del diámetro es de 215 mm como se muestra en la Figura 3.31. El método a utilizar para el cálculo los diámetros requeridos es: diseño de ejes para el esfuerzo según las ubicaciones críticas, detallado en el libro de Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley [38].

Los discos se mantienen en su ubicación mediante prisioneros y el disco inferior cuenta con una rosca de seguridad. Además, transmiten par de torsión a través de canales o cuñas. Las fuerzas radiales y tangenciales que transmiten los discos al eje son determinadas a continuación.

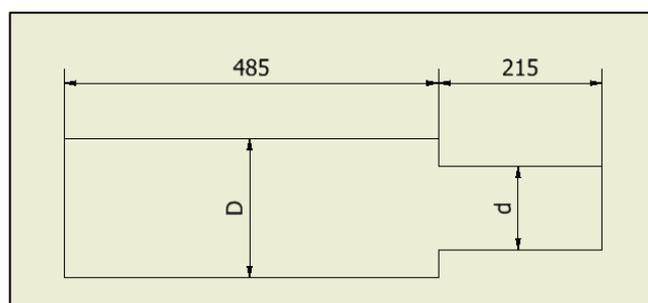


Figura 3.31: Longitud del eje y diámetros incógnita

Dada la geometría y área de trabajo del disco (línea punteada) mostradas en la Figura 3.32, se puede observar que la máxima cantidad de envases que debe mover el disco al mismo tiempo es de 5 botellas.

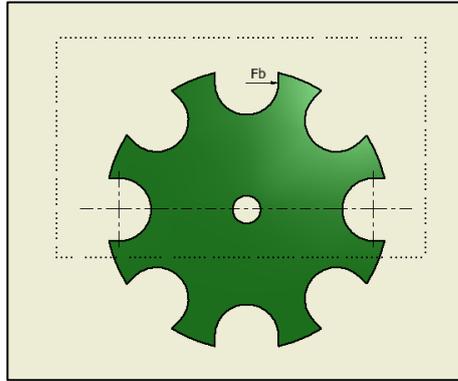


Figura 3.32: Geometría y área de trabajo del disco

Tomando en cuenta que una botella de 750 ml llena tiene un peso de 2,8 lb, se puede determinar la fuerza necesaria para mover 5 botellas llenas utilizando la siguiente ecuación:

$$F_b = m_b \cdot a \quad (3.25)$$

Donde:

F_b fuerza necesaria para mover 5 botellas, en N;

m_b masa de 5 botellas, en lb;

a aceleración, en m/s^2 .

Reemplazando:

$$F_b = \left(\frac{2,8[lb] \cdot 5 botellas}{2,2[lb]} \right) \cdot 1[kg] \cdot 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$F_b = 6,36[kg] \cdot 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$F_b = 62,328 N$$

Entonces la fuerza que ejerce cada disco para mover las 5 botellas es la mitad de la fuerza F_b :

$$F_{Ct} = F_{Dt} = \frac{F_b}{2} \quad (3.26)$$

Donde:

F_{Ct} fuerza que ejerce el disco 1 o superior, en N;

F_{Dt} fuerza que ejerce el disco 2 o inferior, en N.

Sustituyendo los datos se obtiene que:

$$F_{Ct} = F_{Dt} = \frac{62,328 [N]}{2}$$

$$F_{Ct} = F_{Dt} = 31,164 N$$

Además, es necesario considerar que existe una fuerza de fricción a vencer cuando se mueven las botellas como se muestra en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.33.

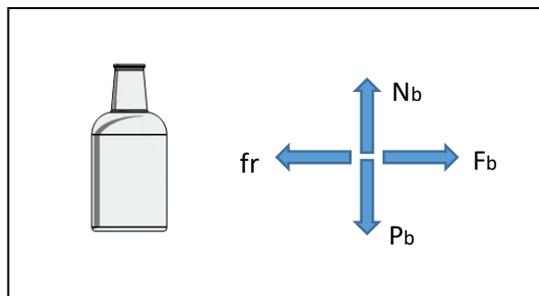


Figura 3.33: Diagrama de cuerpo libre de una botella en el sistema de tapado

La fuerza de fricción fr es calculada a partir de la fuerza normal Nb .

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ N_b &= P_b \\ N_b &= (2,8 \text{ lb}) \left(\frac{1 \text{ kg}}{2,2 \text{ lb}} \right) \cdot \left(9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \\ N_b &= 12,473 \text{ N}\end{aligned}$$

Donde:

- P_b peso de la botella, en lb;
 N_b fuerza normal, en N;
 fr fuerza de fricción por botella, en N.

Entonces:

$$fr = N_b \cdot \mu_e \quad (3.27)$$

Donde:

- μ_e coeficiente de rozamiento estático entre vidrio y acero

El coeficiente estático entre el vidrio y metal se puede observar en la Tabla 3.7 tomada del libro Mecánica, Berkeley physics course – volumen 1 [39]. Su valor varía entre 0.5 y 0.7; tomando en cuenta que en la empresa ILA S.A. se usa un lubricante extra sobre la banda y la superficie de la máquina, se toma el valor de 0.5 para realizar los cálculos consecuentes.

Tabla 3.7: Coeficientes de rozamiento estático

Material	μ
Vidrio sobre vidrio	0,9-1,0
Vidrio sobre metal	0,5-0,7
Grafito sobre grafito	0,1
Caucho sobre sólidos	1-4
Material de freno sobre hierro fundido	0,4
Hielo sobre hielo	0,05-0,15
Cera de esquí sobre nieve seca	0,04
Cobre sobre cobre	1,6
Acero sobre acero	0,58

Reemplazando:

$$fr = 12,473 \cdot 0,5$$

$$fr = 6,237 \text{ N}$$

Es necesario considerar que los discos mueven hasta cinco botellas al mismo tiempo, por lo tanto, la fuerza de fricción total es:

$$fr_t = 5 \cdot fr \quad (3.28)$$

Donde:

fr_t fuerza de fricción total (5 botellas), en N.

Entonces:

$$fr_t = 5 \cdot 6,237$$

$$fr_t = 31,183 \text{ N}$$

Las fuerzas F_{Cr} , F_{Dr} y fr son tangenciales al eje y no existen fuerzas radiales en el sistema. A continuación, en la Figura 3.34, realizada en el software Force Effect de Autodesk, se presenta la disposición del eje con su diagrama de cortantes y momentos en el plano XZ.

En el punto donde el momento flexionante es mayor, se debe determinar los momentos flexionantes medio y alternante, M_m y M_a y los pares de torsión medio y alternante T_m y T_a como se muestra a continuación.

$$T = F \cdot r_{intemo} \quad (3.29)$$

Donde:

T torque, en Nm;

F fuerza aplicada, en N;

r_{intemo} aproximación del radio interno del eje, en m.

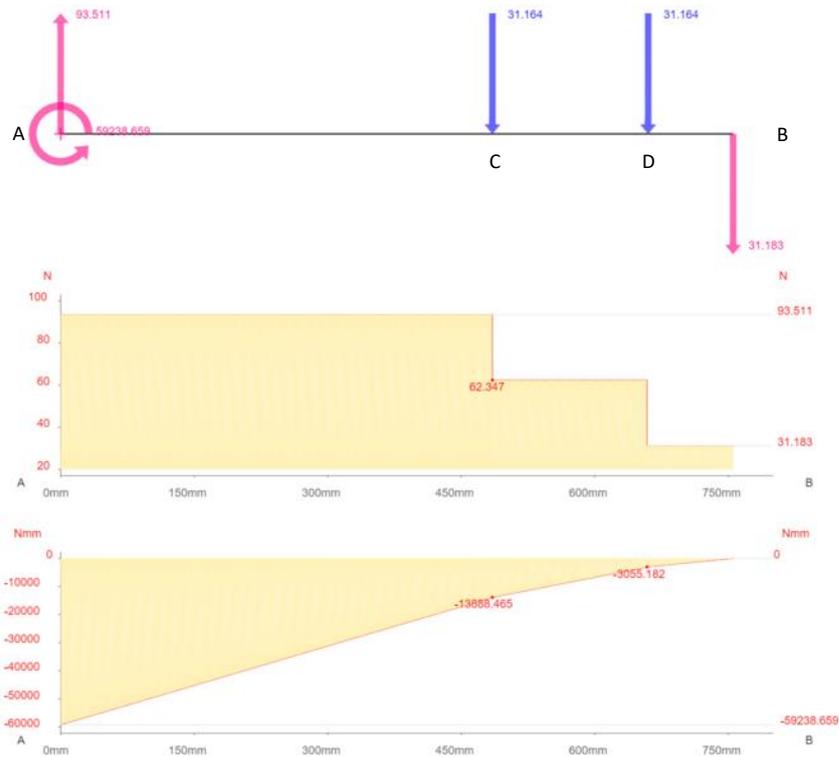


Figura 3.34: Diagrama de cortantes y momentos del eje

Utilizando la ecuación (3.29), se pueden definir los torques:

$$T_C = F_{Ct} \cdot r_{intemo} = (31,164 \text{ N}) \cdot (0,18 \text{ m}) = 5,61 \text{ [Nm]}$$

$$T_D = T_C = 5,61 \text{ [Nm]}$$

$$T_B = fr \cdot r_{intemo} = (31,183 \text{ N}) \cdot (0,18 \text{ m}) = 5,613 \text{ [Nm]}$$

Donde:

T_B torque en el punto B, en Nm;

T_C torque en el punto C, en Nm;

T_D torque en el punto D, en Nm.

Entonces, el torque en el punto A está definido por

$$T_A = T_B + T_C + T_D \quad (3.30)$$

Sustituyendo los valores:

$$T_A = 5,613 + 5,61 + 5,61$$

$$T_A = 16,833 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, los momentos flexionantes y pares de torsión medios y alternantes en el punto A son:

$$M_a = 59,238 \text{ Nm}$$

$$T_m = 11,219 \text{ Nm}$$

$$M_m = T_a = 0$$

Aplicando la teoría de falla por energías de distorsión, mediante la sustitución de los esfuerzos de von Mises en el criterio de falla de ED-Goodman, como se especifica en el libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley [38]; se obtiene la ecuación de ED-Goodman.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (3.31)$$

Donde:

- n factor de diseño o de seguridad;
- d diámetro del eje, en m;
- S_e límite de resistencia a la fatiga, en MPa;
- K_f factor de concentración del esfuerzo por fatiga;
- K_{fs} factor de concentración del esfuerzo cortante por fatiga;
- S_{ut} resistencia a la tensión mínima, en MPa.

Y despejando d:

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

Debido a que $M_m = T_a = 0$, la ecuación del diámetro queda reducida a:

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{\left[3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2}}{S_{ut}} \right\} \right)^{1/3} \quad (3.32)$$

En los siguientes subcapítulos se van a encontrar los parámetros que hacen falta para poder determinar el diámetro del eje.

3.4.2.1 Límite de resistencia a la fatiga

Para determinar S_e , el límite de resistencia a la fatiga, es necesario tomar en cuenta varios factores que ajustan su valor experimental. Este valor ha sido obtenido gracias a un ensayo en máquina rotativa en un laboratorio con un ambiente controlado. El material a utilizar es el acero de transmisión AISI 1045 CD.

La ecuación de Marin, (3.33) contiene dichas correcciones, que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga y varios otros puntos. [38]

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_f S'_e \quad (3.33)$$

Donde:

S_e límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso, en MPa;

k_a factor de modificación de la condición superficial;

k_b factor de modificación del tamaño;

k_c factor de modificación de la carga;

k_d factor de modificación de la temperatura;

k_f factor de modificación de efectos varios;

S'_e límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria, en MPa.

A continuación se determina el valor de cada uno de los factores de modificación de la ecuación de Marin. El material seleccionado es acero de transmisión AISI 1045 CD, con una resistencia mínima a la tensión de 630 MPa, como se especifica en el catálogo de aceros de Ivan Bohman [40].

3.4.2.1.1 Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

El límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria S'_e es determinado mediante los ensayos de esfuerzo. Sin embargo en el caso de los aceros, se puede estimar su valor mediante la ecuación (3.34) que se ha obtenido mediante la correlación de datos provenientes de diversas fuentes y la aplicación de factores de corrección.

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (3.34)$$

Debido a que la resistencia mínima a la tensión S_{ut} del acero AISI 1045 es menor que 1400 MPa, el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria es:

$$S'_e = 0,5 \cdot (630 \text{ MPa})$$

$$S'_e = 315 \text{ MPa}$$

3.4.2.1.2 Factor de superficie

El factor de superficie k_a depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de su resistencia a la tensión. [38] Y puede ser determinado mediante la siguiente ecuación.

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (3.35)$$

Donde:

S_{ut} resistencia mínima a la tensión, en MPa;
 $\left. \begin{matrix} a_M \\ b_M \end{matrix} \right\}$ parámetros en el factor de la condición superficial de Marin.

Los parámetros a y b se obtienen de la Tabla 3.8 sacada del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley [38]

Tabla 3.8: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Se toman los valores correspondientes a la fila de maquinado o laminado en frío ya que los diámetros del eje deben ser exactos y deben cursar por una etapa de maquinado. Entonces, reemplazando los valores se obtiene que k_a es igual a:

$$k_a = 4,51 \cdot (630)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,817$$

3.4.2.1.3 Factor de tamaño

Para determinar el factor de tamaño k_b se utiliza la ecuación (3.36).

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d < 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (3.36)$$

Se estima que el diámetro del eje no va a sobrepasar los 50,8 mm. Sin embargo para realizar una primera iteración que permita determinar un diámetro aproximado se toma a k_b igual a 1. Posteriormente se determinará el valor de este factor para que pueda ser incluido en una segunda iteración.

3.4.2.1.4 Factor de carga

El factor de carga k_c es necesario ya que cuando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con S_{ut} . [38]

Dadas las cargas, mostradas en la Figura 3.34, se puede observar que el eje está sometido a flexión; por lo tanto k_c es igual a 1.

3.4.2.1.5 Factor de temperatura

El factor de temperatura k_d toma en cuenta situaciones en las que la temperatura de operación es menor o mayor a la temperatura ambiente. Y mientras más extremo sea el valor de la temperatura, el factor k_d es más determinante.

Si no se conoce el límite de resistencia a la fatiga de una viga rotativa, entonces se calcula el factor de temperatura con la ecuación (3.37).

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (3.37)$$

Donde:

S_T resistencia a la tensión a la temperatura de operación;

S_{RT} resistencia a la tensión a la temperatura ambiente.

Y gracias a la información mostrada en el Anexo H, y que la temperatura a la que va a trabajar el eje es la temperatura ambiente; se determina que:

$$\frac{S_T}{S_{RT}} = 1 \Rightarrow k_d = 1$$

3.4.2.1.6 Factor de confiabilidad

El factor de confiabilidad k_e se obtiene gracias a los valores mostrados en el Anexo H. Para la primera iteración se considera una confiabilidad del 50%; por lo tanto k_e es igual a 1. En las siguientes iteraciones se irá ajustando este valor para tener una confiabilidad más alta.

3.4.2.1.7 Factor de efectos varios

El factor de efectos varios k_f “tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos, en verdad significa un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores reales de k_f no siempre están disponibles” [38]

El factor k_f es relevante cuando existe corrosión, recubrimiento electrolítico, metalizado por aspersion, frecuencia cíclica y corrosión por frotamiento. Debido a que no se ha identificado que alguna de estas situaciones ocurra, se define un factor k_f igual a 1.

Utilizando la ecuación (3.33) se puede calcular el límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = 257,432 \text{ MPa}$$

3.4.2.2 Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga

La existencia de irregularidades o discontinuidades, como orificios, ranuras o muescas incrementa de manera significativa los esfuerzos teóricos en la vecindad inmediata de la discontinuidad. [38]

Por lo tanto se ha definido un factor de la concentración de esfuerzo K_t , que puede ser estimado solamente para la primera iteración a partir de las tablas en el Anexo H. Además, para la primera iteración también se considera que:

$$\begin{aligned} K_{fm} &= K_t \\ K_{fsm} &= K_{tsm} \end{aligned} \quad (3.38)$$

Donde:

- K_{fm} valor reducido de K_t ;
- K_{tsm} factor de concentración de esfuerzo cortante a la fatiga;
- K_{fsm} valor reducido de K_{ts} .

En este caso, el hombro del eje está sometido a carga en flexión y se estima que el filete es bien redondeado; por este motivo los factores son igual a:

$$\begin{aligned} K_{fm} &= K_t = 1,7 \\ K_{fsm} &= K_{tsm} = 1,5 \end{aligned}$$

Para las siguientes iteraciones, K_t y K_{tsm} pueden ser determinados gracias a los gráficos mostrados en el Anexo H. Los factores K_f y K_{fs} son determinados a partir de las siguientes ecuaciones.

$$K_{fm} = 1 + q(K_t - 1) \quad (3.39)$$

$$K_{fsm} = 1 + q_s(K_{tsm} - 1) \quad (3.40)$$

Donde:

q sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a flexión inversa;
 q_s sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.

Y q es igual a:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r_{muesca}}}} \quad (3.41)$$

Donde:

\sqrt{a} constante de Neuber (constante del material)
 r_{muesca} radio de la muesca

Y q_{ts} se determina a partir de la figura correspondiente a la sensibilidad de la muesca de materiales sometidos a torsión inversa mostrada en el Anexo H. En el caso del acero, con S_{ut} en Kpsi, la constante de Neuber puede aproximarse mediante un ajuste de datos a un polinomio de tercer orden, de la manera siguiente [38]:

$$\begin{aligned} \sqrt{a} = & 0,245779 - 0,307794(10^{-2})S_{ut} \\ & + 0,150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0,266978(10^{-7})S_{ut}^3 \end{aligned} \quad (3.42)$$

Entonces, la constante de Neuber para el acero AISI 1045 CD es:

$$\begin{aligned} \sqrt{a} = & 0,245779 - 0,307794(10^{-2}) \cdot (91,373 \text{ kpsi}) \\ & + 0,150874(10^{-4}) \cdot (91,373 \text{ kpsi})^2 - 0,266978(10^{-7}) \cdot (91,373 \text{ kpsi})^3 \\ \sqrt{a} = & 0,07 \end{aligned}$$

Una relación típica entre el diámetro mayor, D , y menor, d , es:

$$\frac{D}{d} = 1,2 \quad (3.43)$$

Luego de dos iteraciones y utilizando los valores de la Tabla 3.9 se puede calcular el límite de resistencia a la fatiga S_e usando la ecuación (3.33), y los diámetros mayor y menor utilizando las ecuaciones (3.32) y (3.43) respectivamente.

$$S_e = 200,435 \text{ MPa}$$

$$d = 20,833 \text{ mm} \approx 21 \text{ mm}$$

$$D = 25 \text{ mm}$$

Tabla 3.9: Valores para el cálculo del eje

Parámetro	Valor	Uidades	Detalle
n	1.5		Definido por el diseñador
Kf	1.238		Valor reducido del factor de concentración de esfuerzo a la fatiga
Ma	59.238	Nm	Momento flexionante medio en el punto A
ke	0.868		95%
Kfs	1.3		Valor reducido del factor de concentración de esfuerzo cortante a la fatiga.
Tm	11.219	Nm	Par de torsión medio en el punto A
Sut	630	MPa	Resistencia mínima a la tensión del acero AISI 1045
Se			Límite de resistencia a la fatiga

Se calcula los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales con las ecuaciones, tomadas del libro Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley [38], presentadas a continuación.

$$\sigma_a' = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.44)$$

$$\sigma'_m = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.45)$$

Donde:

σ'_a esfuerzo alternante de von Mises, en MPa;

σ'_m esfuerzo medio de von Mises, en MPa.

Como M_m y T_a son iguales a cero, el esfuerzo alternante de von Mises:

$$\begin{aligned} \sigma'_a &= \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \\ \sigma'_a &= \frac{32 \cdot (1,238) \cdot (59,238)}{\pi (21)^3} \\ \sigma'_a &= 80,661 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Y el esfuerzo medio de von Mises:

$$\begin{aligned} \sigma'_m &= \left[3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \\ \sigma'_m &= \left[3 \left(\frac{16 \cdot (1,3) \cdot (11,219)}{\pi (0,021)^3} \right)^2 \right]^{1/2} \\ \sigma'_m &= 13,892 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Usando el criterio de falla por fatiga de Goodman:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (3.46)$$

Donde:

n_f factor de seguridad contra falla por fatiga.

Y despejando n_f :

$$\frac{1}{n_f} = \frac{80,661[MPa]}{200,435[MPa]} + \frac{13,892[MPa]}{630[MPa]}$$

$$n_f = 2,356$$

En la Tabla 3.10 se presentan los factores de seguridad recomendados por la norma ANSI/ASME B106.1M para el diseño de ejes de transmisión [41]. Dadas las condiciones de trabajo del eje, se determina que las cargas que actúan sobre él son estables; por lo tanto, el factor de seguridad debería ser igual a dos. Debido a que n_f es igual a 2.356 se considera que el diseño del eje es seguro.

Tabla 3.10: Factores de seguridad para el diseño de ejes.

<i>Condiciones de carga</i>	<i>Factor de seguridad F.S</i>
<i>Cargas estables</i>	2.0
<i>Cargas con impacto moderado</i>	3.0
<i>Cargas con impacto fuerte</i>	4.0

3.4.3 MOTOR DE POSICIONAMIENTO DE BOTELLAS

Como parte de la etapa de posicionamiento de botellas, el motor es el encargado de proporcionar el movimiento giratorio a los discos que colocan al envase en la posición adecuada para ser tapada. Para seleccionar el motor es necesario conocer la potencia que requiere el sistema. Con este objetivo, los cálculos siguientes se realizarán de acuerdo al método de las inercias, utilizado anteriormente en la sección 3.2.2.4.

El primer paso consiste en determinar las inercias de cada uno de los objetos que mueve el motor. En la Tabla 3.11 se presentan las piezas con sus inercias. Los valores fueron obtenidos gracias al programa Autodesk Inventor Professional 2015 (versión

estudiantil); a excepción de la inercia de la botella que se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$I_b = \frac{1}{2} m_b \cdot r_b^2 \quad (3.47)$$

Donde:

I_b inercia de una botella, en $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

m_b masa de una botella, en kg;

r_b radio de la botella, en m.

Se considera que la botella es un cilindro macizo. Y se calcula solamente la inercia de la botella más grande ya que en este caso es cuando más potencia necesita el motor. El radio de la botella es de 37,5mm, como se ha mostrado anteriormente en la Figura 3.28. Y el peso es de 1,27kg (2,8 lb). Reemplazando los datos se obtiene que:

$$I_b = \frac{1}{2} (1,27 \text{ kg}) \cdot (0,0375 \text{ m})^2$$

$$I_b = 0,000892 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Tabla 3.11: Inercia de las piezas de la etapa de posicionamiento de las botellas

Pieza	Inercia	
	Valor	Unidades
 <p>Figura 3.35: Eje</p>	0,000198	kg m^2
 <p>Figura 3.36: Disco superior</p>	0,047244	kg m^2

 <p data-bbox="432 427 679 454">Figura 3.37: Disco inferior</p>	0,030691	$kg\ m^2$
 <p data-bbox="461 707 651 734">Figura 3.38: Botella</p>	0,000892	$kg\ m^2$

Sumando todas las inercias y tomando en cuenta que se mueven máximo 5 botellas al mismo tiempo, se obtiene la inercia total:

$$I_{total\ 2} = I_{eje} + I_{disco\ sup} + I_{disco\ inf} + 5 \cdot I_b \quad (3.48)$$

Donde:

- $I_{total\ 2}$ inercia total, en $kg \cdot m^2$;
- I_{eje} inercia del eje, en $kg \cdot m^2$;
- $I_{disco\ sup}$ inercia del disco superior, en $kg \cdot m^2$;
- $I_{disco\ inf}$ inercia del disco inferior, en $kg \cdot m^2$;
- I_b inercia de la botella, en $kg \cdot m^2$.

Reemplazando los datos:

$$I_{total\ 2} = 0,000198 + 0,047244 + 0,030691 + 5 \cdot (0,000892)$$

$$I_{total\ 2} = 0,082593 \left[kg \cdot m^2 \right]$$

La velocidad de trabajo de la máquina depende de la velocidad de la línea de producción ya existente en la empresa. En el Anexo I se muestran los datos tomados

para definir las velocidades máxima y mínima de la banda. Mientras que en la Tabla 3.12 se puede observar los valores de la velocidad lineal máxima y mínima, y sus equivalencias en velocidad angular y revoluciones por minuto. Para obtener la velocidad angular se empleó la fórmula general:

$$V = \omega \cdot r_{pb} \quad (3.49)$$

Donde:

- V velocidad lineal, en m/s;
 ω velocidad angular, en rad/s;
 r_{pb} radio de posicionamiento de las botellas, en m.

El radio considerado hace referencia al círculo en donde se encontraría el centro de la botella, como se muestra en la Figura 3.39.

Tabla 3.12: Velocidad máxima y mínima y sus equivalencias

	V (m/s)	ω (rad/s)	rpm	rpm (aproximado)
max	0,229	1,272	12,143	12
min	0,069	0,381	3,638	4

El tiempo que lleva al motor alcanzar esta velocidad desde cero es de 0,5 segundos. Entonces, la aceleración angular se calcula usando (3.17) (sección 3.2.2.4).

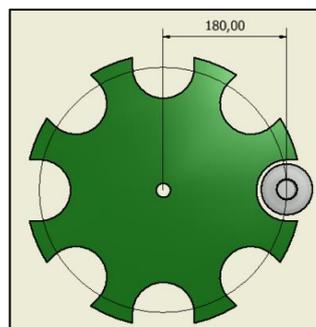


Figura 3.39: Radio de posicionamiento de la botella

$$\alpha_b = \frac{1,272}{0,5} = 2,544 \left[\frac{rad}{s^2} \right]$$

Y el torque, a partir de (3.18).

$$T_b = 0,082593 [kg m^2] \cdot 2,544 \left[\frac{rad}{s^2} \right]$$

$$T_b = 0,210 [Nm]$$

Sin embargo, para calcular el torque total que debe ejercer el motor es necesario considerar la fuerza de fricción existente entre las botellas y la superficie de la máquina. De acuerdo al cálculo realizado en la sección 3.4.2 la fuerza de fricción total a vencer es:

$$fr_t = 31,183 \text{ N}$$

Y multiplicando dicha fuerza por el radio de posicionamiento de la botella, como se muestra en la siguiente ecuación, se obtiene el torque a vencer debido a la fricción.

$$T_f = fr_t \cdot r_{pb} \quad (3.50)$$

Donde:

- T_f torque debido a la fricción, en Nm;
- fr_t fuerza de fricción total (considerando 5 botellas), en N;
- r_{pb} radio de posicionamiento de las botellas, en m.

Entonces:

$$T_f = 31,183 [N] \cdot 0,180[m]$$

$$T_f = 5,613 \text{ Nm}$$

Y el torque total:

$$T_{b \text{ total}} = T_b + T_f \quad (3.51)$$

Donde:

$T_{b \text{ total}}$ torque total, en Nm.

Realizando la operación, se obtiene:

$$\begin{aligned} T_{b \text{ total}} &= 0,210 [Nm] + 5,613 [Nm] \\ T_{b \text{ total}} &= 5,823 Nm \end{aligned}$$

Y la potencia mecánica se obtiene utilizando (3.19).

$$\begin{aligned} P_b &= 5,823 [Nm] \cdot 1,272 \left[\frac{rad}{s} \right] \\ P_b &= 7,407 [W] \end{aligned}$$

Finalmente, la potencia eléctrica requerida se calcula con (3.20), en donde dadas las condiciones del medio y para una primera aproximación se considera una eficiencia del 70%. Y el factor de seguridad es el mismo calculado de acuerdo al criterio de Pugsley en la sección 3.2.2.4. Entonces:

$$\begin{aligned} P_{elec2} &= \frac{7,407}{0,7} \cdot (3) \\ P_{elec2} &= 31,744 [W] \approx \frac{1}{8} HP \end{aligned}$$

Entonces las características que el sistema requiere del motor son las mostradas en la Tabla 3.13.

Tabla 3.13: Parámetros del motor para el posicionamiento de botellas.

Parámetro	Valor
Velocidad	4 – 12 rpm
Potencia	0.125 HP
Torque	5.823 Nm

Tomando en cuenta la potencia y torque de salida del moto-reductor de la sección 3.2.2.4, y que con un variador de velocidad es posible reducir las revoluciones por minuto de salida; se ha decidido adquirir el motor AM63ZBA marca Lafert, con una caja reductora marca VARVEL y el variador de velocidad ACS55 marca ABB.

3.4.4 RODAMIENTOS

Los rodamientos son los apoyos del eje sobre la estructura, además permiten que este gire con fricción casi nula. Es necesario determinar las medidas principales y el tipo de rodamiento que satisfaga las exigencias de vida, seguridad y rentabilidad del sistema. En esta sección se realizan dichos cálculos siguiendo el método detallado en el Catálogo de Rodamientos FAG [42], basado en la norma DIN ISO 281.

Para rodamientos solicitados dinámicamente, el cálculo parte de la fatiga del material. La fórmula de vida del rodamiento se muestra en la siguiente ecuación.

$$L_{10} = L_{rod} = \left(\frac{C_{rod}}{P_{rod}} \right)^{p_{rod}} \left[10^6 \text{ revoluciones} \right] \quad (3.52)$$

Donde:

- L_{10}, L_{rod} vida nominal, en 10^6 rev;
- C_{rod} capacidad de carga dinámica, en kN;
- P_{rod} carga dinámica equivalente, en kN;
- p_{rod} exponente de vida.

El factor de esfuerzos está definido por la siguiente ecuación:

$$f_L = \frac{C_{rod}}{P_{rod}} \cdot f_n \quad (3.53)$$

Donde:

f_L factor de esfuerzos dinámicos;

f_n factor de velocidad.

Entonces, la capacidad de carga dinámica requerida C_{req} es igual a:

$$C_{req} = \frac{f_L}{f_n} P_{rod} \quad (3.54)$$

El factor f_n puede ser obtenido de la Tabla 3.14, tomada del Catálogo de Rodamientos FAG [42]. Para determinar f_n es necesario conocer la velocidad del eje, que en este caso se encuentra entre 4 y 12 rpm.

Tabla 3.14: Factor de velocidad f_n

n	f_n
min ⁻¹	
10	1,49
11	1,45
12	1,41
13	1,37
14	1,34

Y para definir f_L es necesario determinar las horas de vida apropiadas para la aplicación. De acuerdo a la tabla de valores orientativos de la vida especificada para los diferentes tipos de máquinas del Anexo J, las horas de funcionamiento recomendadas para máquinas para 8 horas de trabajo, no siempre utilizadas a su capacidad máxima es de 10 000 a 25 000 horas. Por lo tanto, los factores de esfuerzos dinámicos y de velocidad son:

$$f_L = 3,63$$

$$f_n = 1,41$$

La carga dinámica equivalente P_{rod} es igual a la reacción en el punto A mostrada en el diagrama de cortantes y momentos del eje de la Figura 3.34, entonces:

$$P_{rod} = 93,511 \text{ N}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación (3.54) la carga dinámica requerida es:

$$C_{req} = 240,741 \text{ N}$$

Como se puede observar en Anexo J, características de los rodamientos de bolas de una hilera tomada del catálogo de rodamientos FAG [42], existen múltiples rodamientos apropiados para un diámetro interno de 25 mm y una C_{req} de 241 N.

Sin embargo, se necesita un rodamiento que pueda ser insertado en una brida de soporte de 4 agujeros. De acuerdo al catálogo de rodamientos insertables y soportes de FAG y a las especificaciones mostradas en el Anexo J, el número de parte del rodamiento que cumple con los requerimientos de la máquina es UC205.

3.4.5 CHAVETAS

Las chavetas son elementos utilizados para conectar y transmitir torque desde una parte rotativa de una máquina hacia su eje. Su principal ventaja es que evitan la rotación relativa entre ambas partes. En este caso, la parte rotativa es el motor dimensionado en la sección 3.4.3.

Gracias al Anexo K, tomado del catálogo de chavetas de Rexnord [43], y basado en la norma ISO/R773 (equivalente a DIN 6885/1), es posible seleccionar la chaveta de acuerdo a las dimensiones del eje. En este caso, el eje tiene un diámetro de 19 mm, por lo tanto se elige una chaveta cuadrada de 6x6 mm.

3.5 TAPADO DE BOTELLAS

Este módulo es el encargado de sellar las botellas de altura regulable utilizando el proceso a presión. Con este objetivo, se va a implementar dos subsistemas: el primero conformado por cilindros neumáticos encargados de ejercer presión sobre las tapas para cerrar las botellas; y el segundo un mecanismo de desplazamiento vertical que permita la regulación de la posición de los cilindros de acuerdo a la altura de las botellas.

3.5.1 CILINDROS NEUMÁTICOS

La función principal de los cilindros neumáticos es ejercer la fuerza suficiente para tapar las botellas sin romperlas. Por lo tanto, en primer lugar, es necesario conocer la fuerza necesaria para tapar una botella. En la empresa ILA S.A. no se registra dicho parámetro; por este motivo fue necesario realizar pruebas en el laboratorio. En el Anexo L se detalla la prueba realizada. Con ella se pudo concluir que la fuerza necesaria para tapar una botella es:

$$F_{cl} = 125,44 \text{ N}$$

Ahora, para el cálculo del diámetro del cilindro es necesario determinar la presión a la que se va a trabajar. De acuerdo a Croser y Ebel en su trabajo Pneumatics [44], los componentes neumáticos tienen una presión de operación máxima de 800 a 1000 KPa (116 a 145 psi). Sin embargo, la presión de operación recomendada es de 500 KPa (73 psi) a 600 KPa (87 psi).

Por otro lado, la empresa cuenta con un compresor cuyo rango de trabajo es de 40 a 90 psi. Tomando en cuenta las peores condiciones posibles para los cálculos, se usa una presión de 40 psi.

$$P_{cl} = 40 \text{ psi} = 275,79 \text{ kPa}$$

Considerando la relación:

$$P_{cl} = \frac{F_{cl}}{A_{cl}} \quad (3.55)$$

En donde:

P_{cl} presión, en kPa;

F_{cl} fuerza, en N;

A_{cl} área de contacto (entre el cilindro neumático y la tapa), en m^2 .

El área de contacto es toda la superficie superior de la tapa, por lo tanto A es igual a:

$$A = \pi r^2 \quad (3.56)$$

Reemplazando en la ecuación (3.55) y despejando el diámetro del cilindro, se puede concluir que:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}} \quad (3.57)$$

Sustituyendo los valores dentro de la ecuación (3.57) se obtiene el diámetro necesario para que el pistón neumático tape una botella.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot (125,44 \text{ N})}{\pi(275,79 \text{ kPa})}}$$

$$d = 0,024 \text{ m}$$

$$d = 24 \text{ mm}$$

Se comprobó la certeza de los cálculos mediante la prueba detallada en el Anexo M. Y efectivamente para una presión de 40 psi el diámetro del pistón debe ser de mínimo 24 mm.

3.5.2 MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL

El mecanismo de desplazamiento vertical estará compuesto de dos partes principales: los ejes guía y el tornillo de potencia. En primer lugar, para la selección del tornillo de potencia es necesario determinar las cargas que este debe soportar. En la Figura 3.40 se puede observar que las cargas están dadas por el peso de los elementos y las reacciones que genera el contacto de los cilindros neumáticos con las tapas.

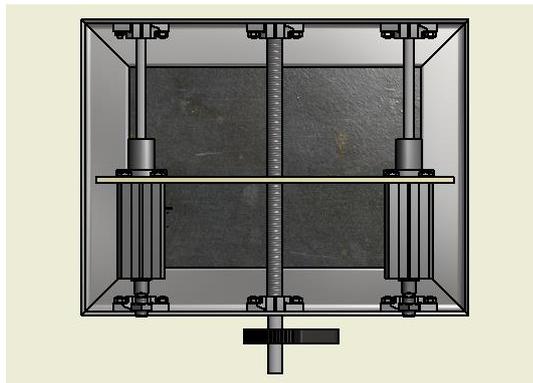


Figura 3.40: Mecanismo de desplazamiento vertical

La fuerza necesaria para tapar una botella ha sido determinada en la sección anterior, además se estima que el peso de un cilindro neumático es de 15 kilogramos. Por lo tanto, la carga total sobre el tornillo es:

$$P_{total} = 2 \cdot \left(15 [kg] \cdot 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right] + 125,44 [N] \right)$$

$$P_{total} = 544,88 \text{ N}$$

Se va a utilizar un tornillo de rosca cuadrada con un diámetro mayor de 13 mm y paso de 2,8 mm. A continuación, se va a seguir el procedimiento detallado en el libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley [38] para determinar si dicho tornillo es o no apto para el funcionamiento requerido. En primer lugar, es necesario determinar el diámetro de paso, usando (3.58); diámetro menor, (3.59); y avance, (3.60).

$$d_r = d_M - p \quad (3.58)$$

$$d_m = d_M - \frac{p}{2} \quad (3.59)$$

$$l = n_{\text{roscas}} \cdot p \quad (3.60)$$

Donde:

d_M diámetro mayor, en mm;
 d_r diámetro de paso, en mm;
 p paso;
 d_m diámetro menor, en mm;
 l avance, en mm;
 n_{roscas} número de roscas.

Entonces:

$$d_r = 10,2 \text{ mm}$$

$$d_m = 11,6 \text{ mm}$$

$$l = 5,6 \text{ mm}$$

Ahora es posible encontrar el par de torsión T_R necesario para elevar la carga y T_L para bajarla con las ecuaciones (3.61) y (3.62) respectivamente.

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - fl} \right) \quad (3.61)$$

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m - l}{\pi d_m + fl} \right) \quad (3.62)$$

Donde:

f coeficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca.

El coeficiente de fricción entre el tornillo (SAE 1035) y la tuerca (bronce), puede ser determinado gracias a la Tabla 3.6.

$$f = 0,4$$

El par de torsión para elevar y bajar la carga se calcula utilizando las ecuaciones (3.61) y (3.62) respectivamente.

$$T_R = 5,244 \text{ Nm}$$

$$T_L = 4,489 \text{ Nm}$$

Ahora, se puede calcular la eficiencia del tornillo mediante la ecuación (3.63).

$$e = \frac{F l}{2 \pi T_R} \quad (3.63)$$

El esfuerzo cortante τ debido al momento de torsión T_R en el exterior del cuerpo del tornillo es determinado mediante (3.64).

$$\tau = \frac{16 T_R}{\pi d_r^2} \quad (3.64)$$

El esfuerzo axial normal nominal σ , gracias a la ecuación (3.65) y el esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca σ_b , gracias a la ecuación (3.66).

$$\sigma = \frac{4 F}{\pi d_r^2} \quad (3.65)$$

$$\sigma_b = \frac{6 (0,38 F)}{\pi d_r p} \quad (3.66)$$

Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que:

$$e = 26 \%$$

$$\tau = 8,931 \text{ MPa}$$

$$\sigma = -6,657 \text{ MPa}$$

$$\sigma_b = 13,846 \text{ MPa}$$

Utilizando la referencia de la Figura 3.41 tomada del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley [38], se determina que el esfuerzo cortante transversal τ_{xy} en el extremo de la sección transversal de la raíz es cero. Sin embargo, existe el momento cortante τ_{yz} en el extremo de la sección transversal de la raíz de la rosca. En cuanto a los esfuerzos flexionantes, existe el esfuerzo axial σ_z y el esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca σ_x .

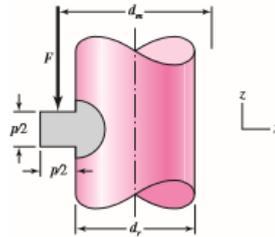


Figura 3.41: Geometría de rosca cuadrada

Por lo tanto, los esfuerzos tridimensionales resultan como se muestra a continuación.

$$\sigma_x = 13,846 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\sigma_z = -6,657 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = 0$$

$$\tau_{yz} = 8,931 \text{ MPa}$$

$$\tau_{zx} = 0$$

Y usando la ecuación (3.67) del esfuerzo de Von Mises a partir de sus componentes tridimensionales, tomada del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley [38], se obtiene que el esfuerzo de Von Mises σ' es igual a 23.822 MPa.

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad (3.67)$$

Como se mencionó al principio de esta sección, el material del tornillo es SAE 1035 con una resistencia a la fluencia de 270 MPa. Por lo tanto, gracias a la ecuación

$$\sigma' = \frac{S_y}{n_{\text{tornillo}}} \quad (3.68)$$

Donde:

S_y resistencia a la fluencia del material, en MPa;
 n_{tornillo} factor de seguridad.

Despejando n y sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que el tornillo en esta aplicación tiene un factor de seguridad de 11. Este es un valor elevado; sin embargo, debido a que la empresa ILA SA solicitó que se lo utilice porque ya había sido adquirido previo a la ejecución de este proyecto, se determina que, efectivamente, el elemento es apropiado para la aplicación.

3.6 ESTRUCTURA MECÁNICA

De acuerdo al libro de Análisis Estructural de Russell Hibbeler [45], una estructura consiste en una serie de partes conectadas con el fin de soportar una carga.

Considerando esta definición es claro que idealmente es necesario diseñar una estructura que sea capaz de sostener todos los sub sistemas de la máquina sin presentar deflexiones. Sin embargo, en la realidad, el diseño de la estructura debe ser tal, que ella no presente deflexiones ni deformaciones significativas de acuerdo a su tamaño y aplicación.

El objetivo de esta sección es determinar qué perfil es el adecuado para que la estructura de la máquina logre soportar las cargas que se aplican sobre ella sin deformaciones o deflexiones significativas.

El primer paso para el dimensionamiento de la estructura consiste en definir el tipo de cargas que esta va a soportar. Existen tres tipos:

- Cargas muertas: peso de miembros estructurales y pesos de objetos permanentemente unidos a la estructura
- Cargas vivas: peso de objetos que no se encuentran permanentemente unidos a la estructura.
- Cargas de viento: cuando las estructuras impiden el flujo del viento, la energía cinética de este se convierte en energía potencial de presión. [45]

Los sistemas de almacenamiento de tapas, alimentación de tapas, colocación de tapas, posicionamiento de botellas y tapado de botellas, además del peso de los miembros de la estructura constituyen las cargas muertas. Mientras que en las cargas vivas se considera a una persona que se apoye en la parte lateral o superior de la estructura y las botellas que pasan por la máquina. No existen cargas de viento debido a que la estructura va a estar ubicada en un ambiente cerrado.

El siguiente paso consiste en realizar un esquema de la estructura idealizada en tres dimensiones, como se muestra en la Figura 3.42. Las dimensiones acotadas en la figura (mm) han sido determinadas de acuerdo al espacio disponible dentro de la fábrica.

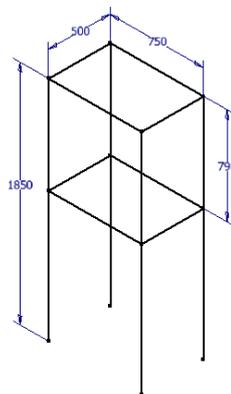


Figura 3.42: Estructura idealizada en 3D

A partir de este esquema se puede dibujar su equivalente en dos dimensiones con sus respectivas cargas, como se puede observar en la Figura 3.43. De dicho diagrama han sido excluidos los miembros que no soportan cargas significativas.

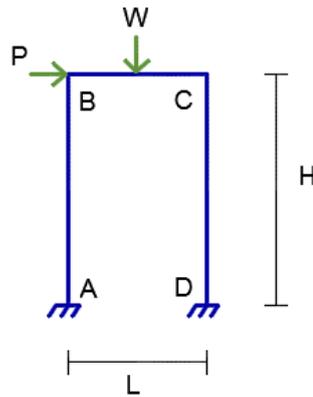


Figura 3.43: Diagrama de la estructura en 2D

Donde:

- P peso de una persona apoyada en la parte lateral, en kg;
- w peso de los subsistemas que reposan sobre la estructura, en kg;
- H altura de la estructura, en m;
- L longitud de la estructura, en m;
- A, B, C, D nodos de la estructura.

“Antes de comenzar el análisis de fuerzas de una estructura, es necesario establecer la determinación y la estabilidad de la estructura.” [45]

Esta frase del libro de Hibbeler se refiere a la necesidad de conocer si una estructura es estáticamente determinada, indeterminada o inestable. Dicha clasificación ayudará a determinar el método adecuado de cálculo que se debe seguir para encontrar las reacciones del sistema.

Cuando todas las fuerzas de una estructura pueden ser determinadas a partir de las ecuaciones de equilibrio se considera que la estructura es estáticamente determinada.

Mientras que las estructuras que poseen más incógnitas que ecuaciones de equilibrio se denominan estáticamente indeterminadas. Por otro lado, se llama estructuras inestables a aquellas que tienen más ecuaciones de equilibrio que reacciones en el sistema.

El método desarrollado en el libro de Análisis Estructural de Gonzales Cuevas [46] para calcular el grado de indeterminación de una estructura consiste en la comparación entre el número de incógnitas de reacción existentes con el número de ecuaciones de equilibrio que componen el sistema. Entonces:

$$\begin{array}{ll}
 r + 3m = 3n + c & \text{estáticamente determinada} \\
 r + 3m > 3n + c & \text{estáticamente indeterminada} \\
 r + 3m < 3n + c & \text{estructura inestable}
 \end{array} \quad (3.69)$$

Donde:

- m número de miembros del marco
- r incógnitas de reacción en la estructura
- n número de nodos del marco
- c ecuaciones de condición

En la Figura 3.44 se encuentra dibujado el diagrama de la estructura junto con sus reacciones (color rojo); y aplicando el método se obtiene que:

$$\left. \begin{array}{l}
 m = 3 \\
 r = 6 \\
 n = 4 \\
 c = 0
 \end{array} \right\} \begin{array}{l}
 6 + 3(3) > 3(4) + 0 \\
 15 > 12 \\
 3 > 0
 \end{array}$$

De esta manera se concluye que la estructura es estáticamente indeterminada con grado tres de indeterminación.

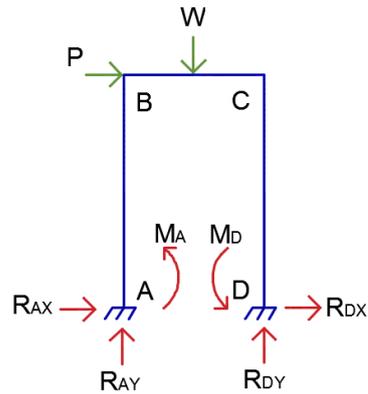


Figura 3.44: Diagrama de la estructura con reacciones

Debido a que la estructura es estáticamente indeterminada, el método de cálculo varía en comparación al de una estructura estáticamente determinada. De acuerdo a S.T. Mau [47] el proceso a seguir para una estructura estáticamente indeterminada es el siguiente:

1. Seleccionar las fuerzas redundantes y establecer la estructura primaria.
2. Identificar las ecuaciones de compatibilidad expresadas en términos de las fuerzas redundantes.
3. Resolver las ecuaciones de compatibilidad para las fuerzas redundantes
4. Completar la solución mediante la resolución de las ecuaciones de equilibrio para todas las fuerzas desconocidas.

3.6.1 FUERZAS REDUNDANTES

Se seleccionan tantas fuerzas redundantes como grados de indeterminación tenga la estructura. En este caso, se elige a R_{DX} , R_{DY} y M_D como fuerzas redundantes y se las elimina del esquema. El diagrama de la estructura primaria queda establecido como se muestra en la Figura 3.45.

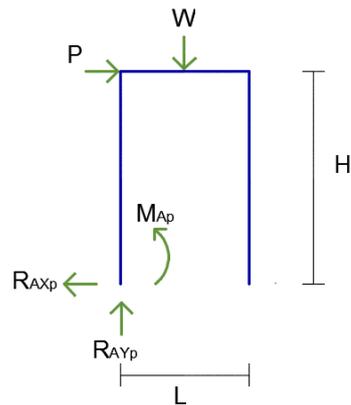


Figura 3.45: Diagrama de la estructura primaria

Donde:

- R_{AXp} reacción de la estructura primaria producida por las cargas externas, en N;
- R_{AYp} reacción de la estructura primaria producida por las cargas externas, en N;
- M_{Ap} momento de la estructura primaria producida por las cargas externas, en Nm.

3.6.2 DETERMINACIÓN DE LAS ECUACIONES DE COMPATIBILIDAD

El método seleccionado para determinar y resolver las ecuaciones de compatibilidad es el de cargas unitarias. Este método se fundamenta en el principio de las fuerzas virtuales (3.70), que sostiene que: el trabajo virtual realizado por una fuerza virtual externa sobre un sistema de desplazamiento real es igual al trabajo virtual realizado por fuerzas virtuales internas, que están en equilibrio con la fuerza externa, sobre la deformación real.

$$\delta W = \delta U \quad (3.70)$$

Donde:

- δW trabajo virtual externo
- δU trabajo virtual interno

Y siguiendo el desarrollo detallado en el libro de S.T. Mau, Introducción al Análisis Estructural [47], se puede llegar a la fórmula mostrada en la ecuación (3.71), que es la base del método de cargas unitarias.

$$1(\Delta) = \int m(x) \frac{M(x) dx}{EI} \quad (3.71)$$

Donde:

I	fuerza virtual externa
(Δ)	deflexión externa real
$m(x)$	momento interno virtual
$\frac{M(x) dx}{EI}$	elemento interno de rotación real

Aplicando la ecuación (3.71) a marcos rígidos, se añade la sumatoria de la integración para todos los miembros del marco, como se muestra a continuación:

$$1(\Delta) = \sum \int m(x) \frac{M(x) dx}{EI} \quad (3.72)$$

Se ha elegido este método ya que se puede aplicar para vigas y marcos, y puede ser fácilmente generalizado para deflexiones de marcos rígidos, a diferencia del método de vigas conjugadas. Además, el cómputo de las ecuaciones de compatibilidad es mucho más simple que el de los métodos clásicos de integración.

Ahora, aplicando el método a la estructura de la máquina, debido a que existen tres fuerzas redundantes es necesario definir tres ecuaciones de compatibilidad que permitan encontrar el valor de dichas fuerzas. En la Figura 3.48a se puede observar a la estructura primaria con las cargas reales y en la Figura 3.48b con las fuerzas redundantes.

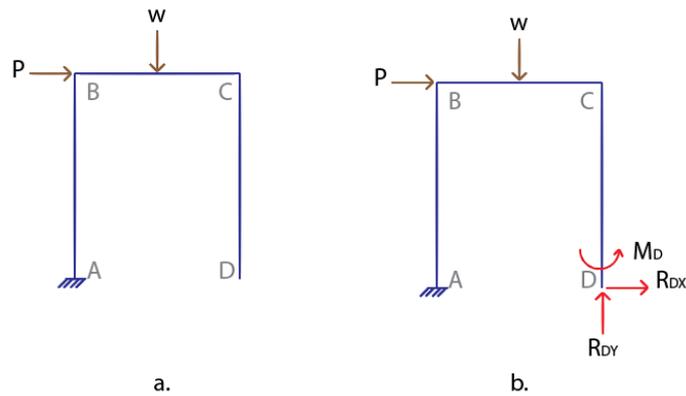


Figura 3.46: Diagrama de la estructura primaria y las fuerzas redundantes

Por mayor simplicidad en los subíndices de los cálculos posteriores se determina que:

$$R_{DY} = R_1$$

$$R_{DX} = R_2$$

$$M_D = R_3$$

Se define a δ_i como los desplazamientos o giros causados por las cargas externas en la dirección de la fuerza R_i , como se muestra en la Figura 3.47.

δ_1 desplazamiento vertical en el punto D, en m;

δ_2 desplazamiento horizontal en el punto D, en m;

δ_3 rotación en el punto D, en m.

Y debido a la aplicación de cargas unitarias sobre la estructura, también existen desplazamientos o giros g_{ij} en dirección de la fuerza R_i causados por una fuerza o momento unitario R_j . Por ejemplo, la carga unitaria R_1 ocasiona un desplazamiento vertical en la estructura denominado g_{11} , un desplazamiento horizontal g_{21} y una rotación g_{31} .

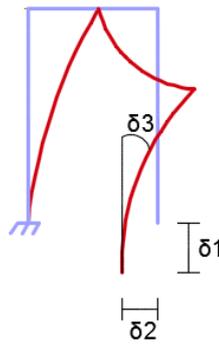


Figura 3.47: Desplazamiento y rotación en la estructura primaria

Se puede concluir que cada una de las cargas unitarias causa deformaciones sobre la estructura en las tres diferentes direcciones. Sin embargo, debido a que no se conoce el valor real de las reacciones, la deformación real que ocasionan se expresa de la siguiente forma:

$$R_j g_{ij} \quad (3.73)$$

Las ecuaciones de compatibilidad se obtienen imponiendo las condiciones del apoyo en el punto que fue liberado de restricciones. Comparando ambas figuras (Figura 3.46 y Figura 3.47) se puede concluir que el efecto combinado de las cargas reales, P y w y las fuerzas redundantes, R_1 , R_2 y R_3 debe ser tal que el desplazamiento y rotación δ_1 , δ_2 y δ_3 en el punto D sea igual a 0.

Por lo tanto, aplicando el principio de superposición, la suma de la deformación causada por las cargas más la deformación ocasionada por las fuerzas unitarias debe ser igual a cero.

Entonces, para la deformación vertical:

$$\delta_1 + R_1 g_{11} + R_2 g_{12} + R_3 g_{13} = 0 \quad (3.74)$$

Para la deformación horizontal:

$$\delta_2 + R_1 g_{21} + R_2 g_{22} + R_3 g_{23} = 0 \quad (3.75)$$

Y la rotación:

$$\delta_3 + R_1 g_{31} + R_2 g_{32} + R_3 g_{33} = 0 \quad (3.76)$$

Aplicando el Teorema de Maxwell, que de acuerdo a Gonzáles Cuevas [46] establece que: “la deflexión en un punto A de una estructura producida por una carga aplicada en otro punto B es igual a la deformación en el punto B producida por la misma carga aplicada en el punto A”. Y en forma matemática se expresa de la siguiente manera:

$$\delta_{AB} = \delta_{BA} \quad (3.77)$$

Se puede simplificar las ecuaciones (3.74), (3.75) y (3.76) mediante las siguientes equivalencias:

$$g_{12} = g_{21}$$

$$g_{13} = g_{31}$$

$$g_{23} = g_{32}$$

Reemplazando las equivalencias y colocando al sistema de ecuaciones en forma matricial se obtienen las ecuaciones de compatibilidad:

$$\begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} g_{11} & g_{12} & g_{13} \\ g_{12} & g_{22} & g_{23} \\ g_{13} & g_{23} & g_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.78)$$

3.6.3 RESOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES DE COMPATIBILIDAD

El proceso a seguir para el análisis mediante el método de cargas unitarias es el siguiente:

1. Encontrar todas las reacciones y dibujar el diagrama de momento M de la estructura primaria.
2. Ubicar las cargas unitarias, una por una, y dibujar el diagrama m de momento correspondiente
3. Resolver la integral miembro por miembro
4. Sumar todas las integrales para obtener el desplazamiento

Aplicando el proceso a la estructura primaria, mediante las ecuaciones de equilibrio es posible encontrar las reacciones en la estructura primaria, como se muestra a continuación.

$$\begin{aligned}
 \sum F_Y = 0 &\Rightarrow R_{AY} = w \\
 \sum F_X = 0 &\Rightarrow R_{AX} = P \\
 \sum M_A = 0 &\Rightarrow M_A = H \cdot P + w \frac{L}{2}
 \end{aligned}
 \tag{3.79}$$

Entonces, la estructura primaria y su diagrama de momentos M_0 producido por las cargas externas resultan como se muestra en la Figura 3.48.

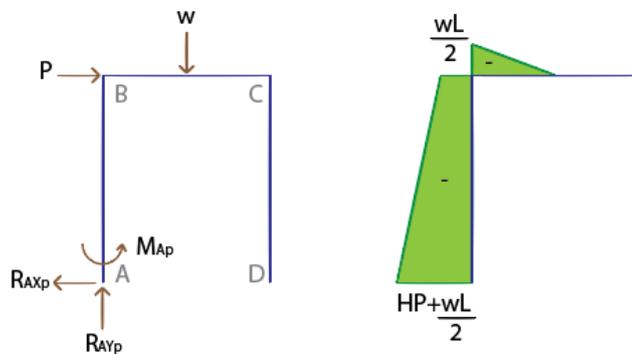
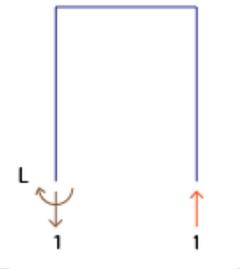
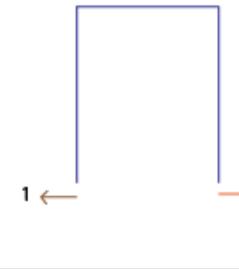
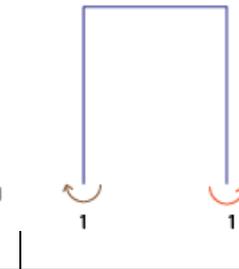
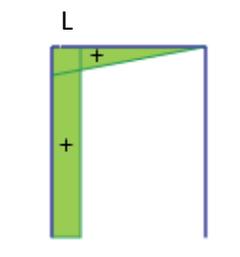
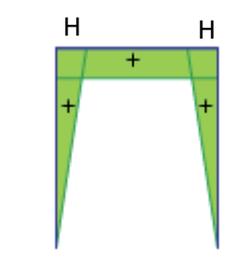
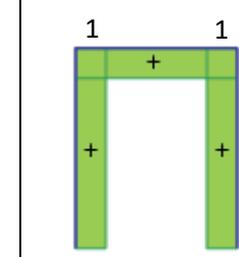


Figura 3.48: Reacciones y diagrama de momento (M_0) de la estructura primaria

La ubicación de las cargas unitarias (color naranja), sus reacciones (color café) y sus diagramas de momentos se encuentran resumidos en la Tabla 3.15.

Tabla 3.15: Cargas unitarias y diagramas de momentos

	Carga ΔDy	Carga ΔDx	Carga θD
Diagrama de cargas unitarias			
Diagrama de momentos	m₁ 	m₂ 	m₃ 

Ahora es necesario resolver la integral presentada en la (3.72) para cada miembro del marco y sumar sus resultados para obtener la deformación. Por ejemplo, para δ_i :

$$\delta_i = \int_{AB} m_i \frac{M_0}{EI} dy + \int_{BC} m_i \frac{M_0}{EI} dx + \int_{CD} m_i \frac{M_0}{EI} dy \quad (3.80)$$

En donde la primera integral de la ecuación representa a la deformación causada por las cargas reales y la carga unitaria seleccionada para el miembro A-B de la estructura; el segundo segmento representa la deformación causada por las cargas reales y la carga unitaria en el miembro B-C; y por último, la tercera integral representa la deformación ocasionada por las cargas reales y la carga unitaria en el miembro C-D.

Aplicando la ecuación (3.80) para δ_1, δ_2 y δ_3 y resolviendo las integrales se obtiene que:

$$\delta_1 = -\frac{L(24H^2P + L(24H + 5L)w)}{48EI}$$

$$\delta_2 = -\frac{4H^3P + 3HL(2H + L)w}{24EI}$$

$$\delta_3 = -\frac{4H^2P + L(4H + L)w}{8EI}$$

De igual manera, para los miembros g_{ij} restantes del sistema de ecuaciones de compatibilidad se realiza la sumatoria de la integral de la ecuación (3.72) aplicada a cada miembro de la estructura, como se muestra a continuación:

$$g_{ij} = \int_{AB} m_i \frac{m_j}{EI} dy + \int_{BC} m_i \frac{m_j}{EI} dx + \int_{CD} m_i \frac{m_j}{EI} dy \quad (3.81)$$

En donde la multiplicación de los momentos representa la deformación causada por la combinación de diferentes cargas unitarias aplicadas al mismo tiempo sobre la estructura. Resolviendo para cada uno de los miembros de la ecuación se obtiene:

$$g_{11} = \frac{L^2(3H + L)}{3EI}$$

$$g_{22} = \frac{H^2(2H + 3L)}{3EI}$$

$$g_{33} = \frac{2H + L}{EI}$$

$$g_{21} = g_{12} = \frac{HL(H + L)}{2EI}$$

$$g_{23} = g_{32} = \frac{H(H + L)}{EI}$$

$$g_{31} = g_{13} = \frac{L(2H + L)}{2EI}$$

Reemplazando en la ecuación (3.78) se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{bmatrix} -\frac{L(24H^2P+L(24H+5L)w)}{48EI} \\ -\frac{4H^3P+3HL(2H+L)w}{24EI} \\ -\frac{4H^2P+L(4H+L)w}{8EI} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{L^2(3H+L)}{3EI} & \frac{HL(H+L)}{2EI} & \frac{L(2H+L)}{2EI} \\ \frac{HL(H+L)}{2EI} & \frac{H^2(2H+3L)}{3EI} & \frac{H(H+L)}{EI} \\ \frac{L(2H+L)}{2EI} & \frac{H(H+L)}{EI} & \frac{2H+L}{EI} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Entonces, las reacciones R_1 , R_2 y R_3 son igual a:

$$\begin{aligned} R_1 &= -\frac{-6H^2P - 6HLw - L^2w}{2L(6H+L)} \\ R_2 &= -\frac{4H^2P + 8HLP + 3L^2w}{8H(H+2L)} \\ R_3 &= -\frac{-12H^3P - 28H^2LP - 8HL^2P - 6HL^2w - L^3w}{8(6H+L)(H+2L)} \end{aligned} \quad (3.82)$$

Como resultado de la resolución de las ecuaciones de compatibilidad se obtiene las reacciones R_1 , R_2 y R_3 que ahora son conocidas.

3.6.4 DETERMINACIÓN DE LAS VARIABLES DEL SISTEMA

Las variables H , L , w y P representan valores que si bien aún no han sido definidos, son conocidos y deben ser extraídos del medio y aplicación para la que se va a utilizar la estructura.

La altura y longitud de la estructura han sido establecidas de acuerdo al espacio disponible dentro de la empresa y sus valores son:

$$H=1,720 \text{ m}$$

$$L=0,750 \text{ m}$$

Mientras que la carga w , que representa el peso de los elementos que va a sostener la estructura, ha sido estimada gracias al software Autodesk Inventor 2015 Versión Estudiantil, y su valor es:

$$w = 2283,219 \text{ N}$$

Finalmente, la carga P representa una persona que se apoya en la parte lateral de la máquina. Se considera a una persona que pesa 100 kg y que coloca una escalera en un ángulo de 30 grados para acceder a la parte superior de la máquina, como se muestra en la Figura 3.49.

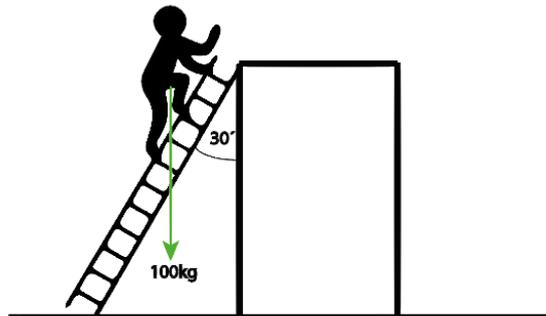


Figura 3.49: Persona apoyada en la parte lateral de la estructura

Para calcular la fuerza P se considera el triángulo de la Figura 3.50 conformado por el peso de la persona y el ángulo que forma la escalera con la estructura.

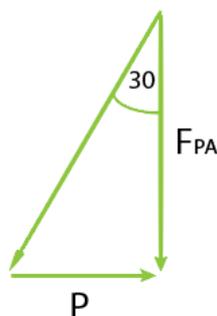


Figura 3.50: Triángulo de fuerzas formado por la escalera y la estructura

Donde:

F_{PA} Peso de una persona apoyada en la parte lateral de la estructura, en kg;

P Carga lateral ocasionada por una persona apoyada en la parte lateral de la estructura, en N.

La fuerza F_{PA} se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$F_{PA} = m_p \cdot a \quad (3.83)$$

Donde:

m_{PA} masa de la persona apoyada

a aceleración (en este caso, gravedad)

Entonces:

$$F_{PA} = 100 [kg] \cdot 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$F_{PA} = 980 N$$

A partir de la Figura 3.50 se puede concluir que:

$$\tan(30^\circ) = \frac{P}{F_{PA}}$$

Y despejando P:

$$P = F_{PA} \cdot \tan(30^\circ)$$

$$P = 980 [N] \cdot \tan(30^\circ)$$

$$P = 565,803 N$$

Ahora los valores de H , L , P y w son conocidos. El siguiente paso consiste en reemplazar dichos valores en la ecuación (3.82) para conocer las reacciones en el punto D de la estructura.

$$R_1 = 1746,44 \text{ N}$$

$$R_2 = -369,861 \text{ N}$$

$$R_3 = 309,635 \text{ Nm}$$

Adicionalmente, es posible encontrar los valores de R_{Ayp} , R_{Axp} y M_{Ap} reemplazando los valores conocidos en la ecuación (3.79).

$$R_{Ayp} = 2283,22 \text{ N}$$

$$R_{Axp} = 565,803 \text{ N}$$

$$M_{Ap} = 1829,39 \text{ Nm}$$

3.6.5 RESOLUCIÓN DEL SISTEMA

Reemplazando los valores encontrados en la estructura primaria se obtiene el diagrama de fuerzas y de momento ocasionados por cargas externas, ilustrado en la Figura 3.51.

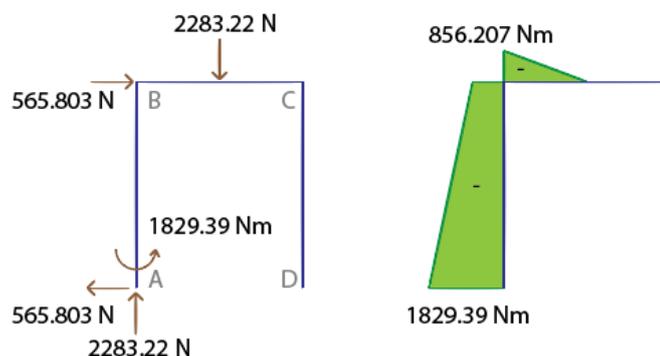


Figura 3.51: Valores de la estructura y diagrama M0

Y sustituyendo los valores de R_1 , R_2 y R_3 , tomando en cuenta su signo y dirección, se puede obtener los diagramas de cuerpo libre y momentos para cada uno de los casos de cargas unitarias; como se muestra en la Tabla 3.16.

Tabla 3.16: Valores para cada caso de cargas unitarias

	Carga ΔDy	Carga ΔDx	Carga θD
Diagrama de cargas unitarias			
Diagrama de momentos	m1 	m2 	m3

Y superponiendo todos los diagramas se obtiene los valores reales de las reacciones, mostrados a continuación, y el diagrama de momentos de la estructura original de la Figura 3.52.

$$R_{AY} = 536,78 \text{ N}$$

$$R_{AX} = 195,942 \text{ N}$$

$$M_A = 209,925 \text{ Nm}$$

$$R_{DY} = 1746,44 \text{ N}$$

$$R_{DX} = 369,861 \text{ N}$$

$$M_D = 309,635 \text{ Nm}$$

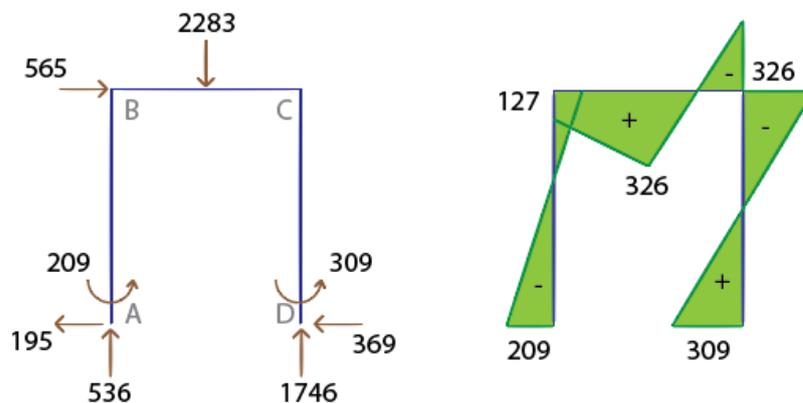


Figura 3.52: Diagrama de fuerzas y momentos de la estructura original

3.6.6 SELECCIÓN DEL MATERIAL

La selección del material adecuado para la construcción de la estructura es crucial, ya que de ella depende el posicionamiento y funcionamiento correcto del resto de componentes de la máquina. Con el objetivo de garantizar que la estructura soporte las cargas aplicadas sobre ella, se define un esfuerzo permisible o de diseño. De acuerdo a Robert L. Mott, en su libro “Resistencia de Materiales”, es: “el nivel de esfuerzo que puede desarrollarse en un material al mismo tiempo que se garantiza que el miembro cargado es seguro”. [48]

El esfuerzo de diseño depende de un factor de diseño y de las propiedades del material, como se puede constatar en la (3.84).

$$\sigma_d = \frac{S}{N} \quad (3.84)$$

Donde:

$$\begin{array}{ll} \sigma_d & \text{esfuerzo de diseño, en MPa;} \\ N & \text{factor de diseño;} \\ S = \begin{cases} S_y & \text{resistencia a la cedencia, en MPa;} \\ S_u & \text{resistencia a la tensión, en MPa.} \end{cases} \end{array}$$

El valor mínimo que puede tomar N es 1; ya que al reemplazar dicho valor en la ecuación (3.84) el esfuerzo de diseño sería igual a la resistencia del material, ocasionando que el elemento se encuentre al borde de la fractura máxima.

La asignación de un valor al factor de diseño y consecuentemente al esfuerzo de diseño queda a criterio y experiencia del diseñador. Sin embargo existen varios factores influyentes dentro de esta decisión como por ejemplo: estándares y normas existentes, resistencia del material, tipo de material, forma de la carga, abuso de la parte, ambiente, riesgo por falla, costo y segmento de mercado. La Tabla 3.17, tomada del libro Resistencia de Materiales [48], presenta una guía de criterios para esfuerzo

de diseño basada en condiciones promedio. A partir de ella se selecciona el factor de diseño, tomando en cuenta los siguientes parámetros:

- Material: acero dúctil, homogéneo e isotrópico.
- Carga: estática.
- Abuso de la parte: persona apoyada en la parte lateral de la estructura (carga P).
- Ambiente: no hostil, seco, temperatura promedio.
- Riesgo por falla: medio.
- Costo: económico.
- Segmento de mercado: maquinaria industrial.

Tabla 3.17: Criterios para esfuerzo de diseño (esfuerzos normales directos).

Forma de la carga	Material dúctil	Material frágil
Estática	$\sigma_d = s_u/2$	$\sigma_d = s_u/6$
Repetida	$\sigma_d = s_u/8$	$\sigma_d = s_u/10$
Impacto o choque	$\sigma_d = s_u/12$	$\sigma_d = s_u/15$

Por lo tanto, el esfuerzo de diseño seleccionado para los cálculos posteriores es el expuesto en la ecuación (3.85).

$$\sigma_d = \frac{S_y}{2} \quad (3.85)$$

El valor de la resistencia a la cedencia para el acero estructural ASTM A 500 será tomado de la Tabla 3.18.

Entonces:

$$\sigma_d = 157,5 \text{ MPa}$$

Tabla 3.18: Propiedades del acero ASTM A 500

ASTM A500 Steel, grade B, shaped structural tubing				
Material Notes: The Cu content of 0.18% is a minimum content when copper steel is specified.				
Component	Value	Min	Max	
Carbon, C			0.3	
Copper, Cu			0.18	
Iron, Fe	99			
Phosphorous, P			0.05	
Sulfur, S			0.063	
Properties	Value	Min	Max	Comment
Physical				
Density, g/cc	7.85	--	--	Typical of ASTM Steel
Mechanical				
Tensile Strength, Ultimate, MPa	400	--	--	
Tensile Strength, Yield, MPa	315	--	--	
Elongation at Break, %	23	--	--	
Bulk Modulus, GPa	140	--	--	Typical for steel
Shear Modulus, GPa	80	--	--	Typical for steel

A partir de la fórmula de flexión (3.86), tomada del libro Resistencia de Materiales de Robert L. Mott [48], es posible seleccionar el material adecuado para la estructura.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} c}{I} \quad (3.86)$$

Donde:

- σ_{max} esfuerzo flexionante máximo, en MPa;
- M_{max} momento flexionante máximo, en Nm;
- c distancia entre el eje neutro hasta las fibras externas del perfil, en m;
- I inercia, en m^4 .

Si se agrupan las propiedades geométricas del material I y c se obtiene el módulo de sección del material W (3.87).

$$W = \frac{I}{c} \left[m^3 \right] \quad (3.87)$$

Y despejando el módulo de sección de la ecuación (3.86) se obtiene la siguiente relación:

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_{max}}$$

Entonces, se debe determinar el momento flexionante máximo y el esfuerzo flexionante máximo de la estructura. Como se puede observar en la Figura 3.52, el momento flexionante máximo se encuentra en la viga superior; mientras que el esfuerzo flexionante máximo es igual al esfuerzo de diseño calculado anteriormente.

$$M_{max} = 326,525 \text{ Nm}$$

$$\sigma_d = 157,5 \text{ MPa}$$

Entonces, el módulo de sección del material es igual a:

$$W = 2,073 \text{ cm}^3$$

Ahora, se va a utilizar este valor para seleccionar el material apropiado para la estructura ubicando las dimensiones del tubo cuyo módulo de sección sea igual o mayor al calculado; como se muestra en la Figura 3.53.

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	i
mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84

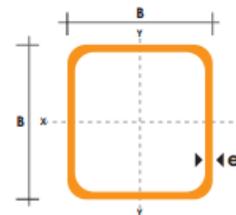


Figura 3.53: Propiedades geométricas de un tubo cuadrado hueco ASTM A 500.

En la Figura 3.54 se encuentran los resultados de un análisis de esfuerzos realizado en el programa Autodesk Inventor 2015, versión estudiantil; donde la estructura ha sido construida con un tubo cuadrado ASTM A 500, ISO 40x40x2. Como se puede observar, el esfuerzo máximo que soporta la estructura es de 98,8 MPa.

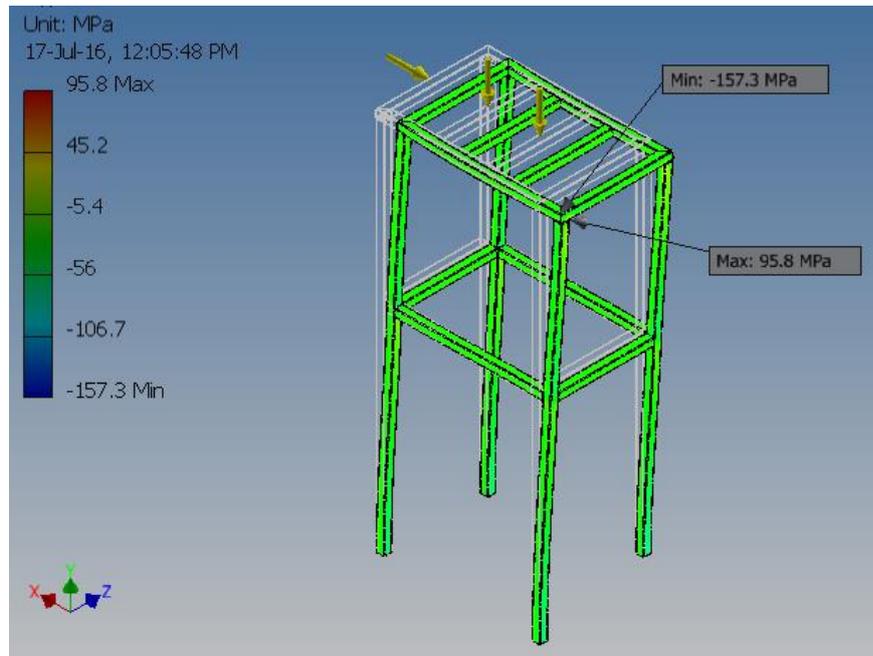


Figura 3.54: Simulación de esfuerzo de la estructura

3.6.7 DEFORMACIÓN DE LA ESTRUCTURA

Las deformaciones se producen como un resultado de los esfuerzos a los que está sometida la estructura. En esta sección se va a utilizar los límites de flexión recomendados por Robert L. Mott en su libro Resistencia de los Materiales [48], para determinar si la deflexión de la estructura encaja en los límites permisibles de acuerdo a su aplicación.

Existen tres categorías de acuerdo a la aplicación:

- Parte general de una máquina
- Parte de precisión moderada
- Parte de alta precisión

Adicionalmente, en la ecuación (3.88) se puede observar cuales son los límites permisibles, que no solamente dependen de la aplicación, sino también de la longitud de la parte.

$$\begin{aligned} \frac{y_{max}}{L_p} &= 0,0005 \text{ a } 0,003 \text{ para la parte general de una máquina} \\ \frac{y_{max}}{L_p} &= 0,00001 \text{ a } 0,0005 \text{ para precisión moderada} \\ \frac{y_{max}}{L_p} &= 0,000001 \text{ a } 0,00001 \text{ para alta precisión} \end{aligned} \quad (3.88)$$

Donde:

y_{max} desplazamiento máximo permisible, en mm;
 L_p longitud de la parte, en mm.

En este caso la estructura diseñada va a ser utilizada como parte general de una máquina. Y debido a que el marco está compuesto por vigas y columnas, es necesario determinar la deflexión máxima permisible en cada una de las direcciones, como se muestra a continuación:

$$\begin{aligned} 0,0005 \cdot H &< y_{x\max} < 0,003 \cdot H \\ 0,0005 \cdot L &< y_{y\max} < 0,003 \cdot L \end{aligned}$$

Entonces:

$$\begin{aligned} 0,86 \text{ mm} &< y_{x\max} < 5,16 \text{ mm} \\ 0,25 \text{ mm} &< y_{y\max} < 1,5 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3.89)$$

En la Figura 3.55.a, extraída del programa Autodesk Inventor 2015, versión estudiantil, se puede observar el desplazamiento máximo en x de la estructura y en la Figura 3.55.b, el desplazamiento máximo en y.

$$y_{x\max} = 3,458 \text{ mm}$$

$$y_{y\max} = 0,538 \text{ mm}$$

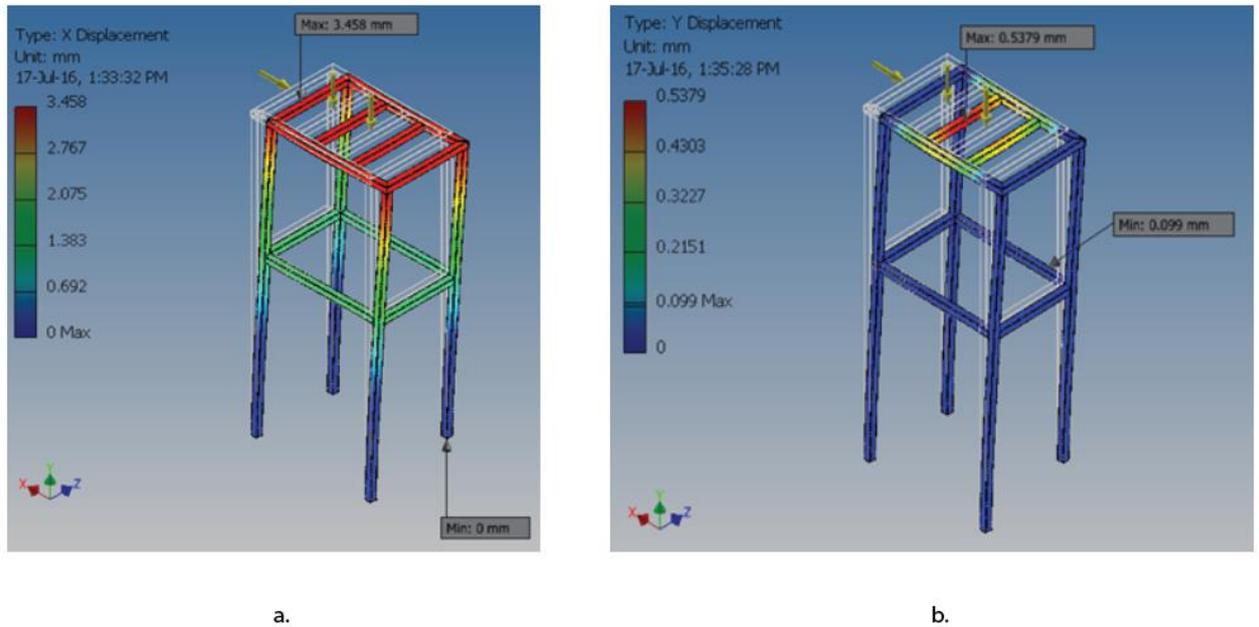


Figura 3.55: Desplazamiento de la estructura

Por lo tanto, reemplazando los valores máximos permisibles de desplazamiento en la ecuación (3.89) se puede observar que el desplazamiento máximo de la estructura en ambas direcciones se encuentra dentro de los límites permisibles.

3.7 SISTEMA DE CONTROL

El sistema de control se refiere al manejo de los sensores, actuadores y elementos electrónicos complementarios que intervienen en el funcionamiento de la máquina.

3.7.1 SENSORES

A lo largo de este capítulo se han definido sensores correspondientes a cada módulo de funcionamiento de la máquina; como se muestra en la Tabla 3.19.

Tabla 3.19: Sensores en los módulos de funcionamiento

Módulo	Nombre	Función
Almacenamiento de tapas	Capacitivo	Detectar nivel máximo de volumen de tapas dentro del plato giratorio
Alimentación de tapas	Fotoeléctrico	Detectar la orientación de las tapas

Sin embargo, además de los sensores que ya han sido definidos para cada uno de los módulos, es necesario definir ciertos transductores que ayudan a coordinar el funcionamiento entre ellos. Por ejemplo, se debe conocer la velocidad a la que se mueve la banda transportadora de la línea de producción para determinar la velocidad de giro del motor encargado del posicionamiento de las botellas. A estos sensores se los ha denominado sensores de coordinación. Se puede identificar dos escenarios en los que se requiere un sensor de coordinación:

- Determinar la velocidad de giro del motor de posicionamiento de botellas
- Determinar la posición del disco para el tapado de botellas

3.7.1.1 Velocidad de giro del motor

La medición de la velocidad de la banda transportadora se va a realizar contando el número de botellas que atraviesan un punto en un tiempo definido. Este conteo se realizará por un tiempo determinado y solamente cuando la máquina se encuentre en modo de calibración.

Debido a que la distancia existente entre las botellas cuando estas entran a la máquina es conocida, como se muestra en la Figura 3.56; es posible calcular la velocidad lineal de la banda transportadora. Se determina un tiempo de conteo de 10 segundos. Entonces, la fórmula para calcular la velocidad lineal de la banda es la mostrada en la ecuación (3.90).

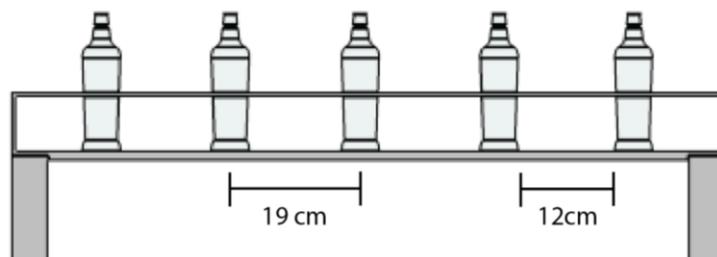


Figura 3.56: Distancia entre botellas

$$V_{banda} = \frac{N_b \cdot d_b}{t} \quad (3.90)$$

Donde:

- V_{banda} velocidad de la banda, en mm/s;
 N_b número de botellas;
 d_b distancia entre las botellas, en mm;
 t tiempo predefinido, en s.

Y reemplazando los valores conocidos se obtiene:

$$V_{banda} = \frac{190 [mm] \cdot N_b}{10 [seg]}$$

Utilizando la ecuación (3.49) y despejando la velocidad angular, se calcula la velocidad a la que se debe mover el motor encargado del posicionamiento de las botellas en el proceso de tapado.

$$\omega = \frac{19 \cdot N_b [mm/seg]}{160 [mm]} = 0,119 \cdot N_b \left[\frac{rad}{seg} \right]$$

La ecuación (3.91) será la utilizada en el PLC para realizar el cálculo de la velocidad a la que se debe mover el motor de posicionamiento.

$$\omega = 1,136 \cdot N_b [rpm] \quad (3.91)$$

El sensor seleccionado para realizar el conteo de las botellas es el SMARTEYE RETROSMART fabricado por TriTronics. Este es un sensor retro reflectivo optimizado para la detección de objetos transparentes, translúcidos o brillantes sin generar alertas falsas.

3.7.1.2 Posición del disco para tapado

Es necesario conocer la posición del disco del módulo de posicionamiento, con el objetivo de coordinar el momento en que los pistones neumáticos de tapado son

accionados con la posición de las botellas. El sensor seleccionado para realizar dicha tarea ha sido un infrarrojo en conjunto con una rueda, Figura 3.57, diseñada específicamente para detectar cuando las botellas se encuentren posicionadas en el área de tapado.

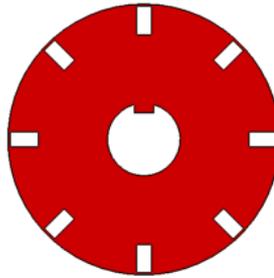


Figura 3.57: Rueda del encoder

3.7.2 ACTUADORES

El listado de actuadores necesarios para el funcionamiento de la máquina y que han sido definidos a lo largo del capítulo 3, se encuentra en la Tabla 4.5. Se especifica también el tipo, clasificación y módulo al que pertenecen.

Tabla 3.20: Actuadores

Módulo	Clasificación	Tipo	Función
Almacenamiento de tapas	Neumático	Lineal	Apertura y cierre de la compuerta
Alimentación de tapas	Eléctrico	Rotatorio	Giro del plato del alimentador
	Neumático	Lineal	Eliminación de tapas en la posición incorrecta
Posicionamiento de botellas	Eléctrico	Rotatorio	Giro de los discos de posicionamiento
Tapado de botellas	Neumático	Lineal	Presión vertical sobre las botellas

3.7.3 ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS

Se ha denominado como elementos complementarios a aquellos dispositivos que no son sensores, actuadores o autómatas lógicos programables pero que intervienen en el funcionamiento general de la máquina.

3.7.3.1 Fuente

Para dimensionar la fuente, en primer lugar, es necesario definir el consumo de cada uno de los elementos que forman parte del sistema de control. En la Tabla 3.21 se puede observar un resumen de los elementos y su consumo de corriente.

El consumo de corriente del PLC ha sido calculado tomando en cuenta las peores condiciones posibles para el sistema. Según el Manual del módulo LOGO! [49], el PLC necesita 55 mA para su funcionamiento. Adicionalmente, consume 300 mA por salida. Ya que tiene 4 salidas el consumo del PLC suma un total de 1255 mA.

Tabla 3.21: Consumo de corriente de los elementos de control

Elemento	Consumo de corriente (mA)
PLC	1255
Módulo AQ	4
Smarteye (sensor retro reflectivo)	50
EZPICF4 (sensor fotoeléctrico)	45
Sensor de proximidad	300
Relés de estado sólido (3)	60

Por lo tanto, el consumo total del sistema de control es 1714 mA. El Código Nacional Eléctrico [50] recomienda que la fuente de un sistema trabaje al 80%. Entonces:

$$A_f = \frac{c_t \cdot 100}{80}$$

Donde:

A_f amperaje de la fuente, en mA;

c_t consumo total, en mA.

Sustituyendo los valores se obtiene que:

$$A_f = 2\,142,5\text{ mA}$$

Por lo tanto se va a utilizar la fuente LOGO Power 24v / 2,5A.

3.7.3.2 Cableado

El tamaño de cable apropiado para el sistema puede ser seleccionado utilizando la Tabla 3.22 tomada de la norma AWG (American Wire Gauge Standard). Ya que la corriente máxima que circulará a través del sistema de control es 2,5 A, se selecciona el cable AWG 18.

Tabla 3.22: Calibre de cables AWG

Número AWG	Diámetro (mm)	Sección (mm ²)	Número espiras por cm.	Kg. por Km.	Resistencia (Ohm/Km.)	Capacidad (A)
1	7,348	42,41		375	1,40	120
2	6,544	33,63		295	1,50	96
3	5,827	26,67		237	1,63	78
4	5,189	21,15		188	0,80	60
5	4,621	16,77		149	1,01	48
6	4,115	13,30		118	1,27	38
7	3,665	10,55		94	1,70	30
8	3,264	8,36		74	2,03	24
9	2,906	6,63		58,9	2,56	19
10	2,588	5,26		46,8	3,23	15
11	2,305	4,17		32,1	4,07	12
12	2,053	3,31		29,4	5,13	9,5
13	1,828	2,63		23,3	6,49	7,5
14	1,628	2,08	5,6	18,5	8,17	6,0
15	1,450	1,65	6,4	14,7	10,3	4,8
16	1,291	1,31	7,2	11,6	12,9	3,7
17	1,150	1,04	8,4	9,26	16,34	3,2
18	1,024	0,82	9,2	7,3	20,73	2,5
19	0,9116	0,65	10,2	5,79	26,15	2,0
20	0,8118	0,52	11,6	4,61	32,69	1,6
21	0,7230	0,41	12,8	3,64	41,46	1,2
22	0,6438	0,33	14,4	2,89	51,5	0,92
23	0,5733	0,26	16,0	2,29	56,4	0,73
24	0,5106	0,20	18,0	1,82	85,0	0,58
25	0,4547	0,16	20,0	1,44	106,2	0,46

3.7.4 DIAGRAMA DE FLUJO DEL FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA

La máquina de tapado cuenta con tres modos de funcionamiento: calibración, tapado y paso de botellas. El modo de calibración es obligatorio al inicio de las operaciones de la máquina; mientras que los modos restantes están sujetos al tipo de producto que se va a realizar. En la Figura 3.58 se puede observar el diagrama de flujo del funcionamiento general de la máquina. Todos los diagramas de flujo se encuentran de acuerdo a las especificaciones ANSI especificados en la norma ISO 9001 [51].

3.7.4.1 Calibración

La función del modo de calibración es adaptar la velocidad de la máquina a la velocidad de la banda transportadora; como se muestra en la Figura 3.59. Donde Sensor3 se refiere al sensor retro reflectivo seleccionado en la sección 3.7.1.1.

3.7.4.2 Tapado

El modo de tapado, mostrado en la Figura 3.60, se refiere a la producción con los tapones tipo guala. En este caso, se llevan tres procesos en paralelo.

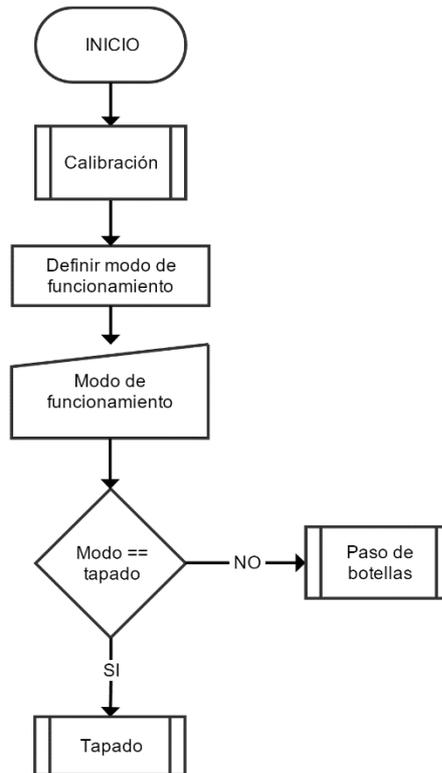


Figura 3.58: Diagrama de flujo del funcionamiento general

El primero es el funcionamiento del alimentador de tapas. Se debe encender el motor encargado del plato giratorio a una velocidad determinada. Adicionalmente, el estado del sensor fotoeléctrico debe ser revisado constantemente para determinar la posición en la que se encuentran las tapas. Si la posición es incorrecta, se acciona la electroválvula que expulsa a la tapa del riel del plato giratorio mediante la apertura del canal de aire comprimido.

El segundo proceso se refiere a la verificación del nivel de tapas dentro del plato giratorio. El nivel alto en el sensor capacitivo de proximidad indica que el plato giratorio se encuentra lleno de tapas y se debe cerrar la compuerta de la tolva de alimentación. Luego, se debe esperar el tiempo de operación del alimentador para abrir de nuevo la compuerta de alimentación.

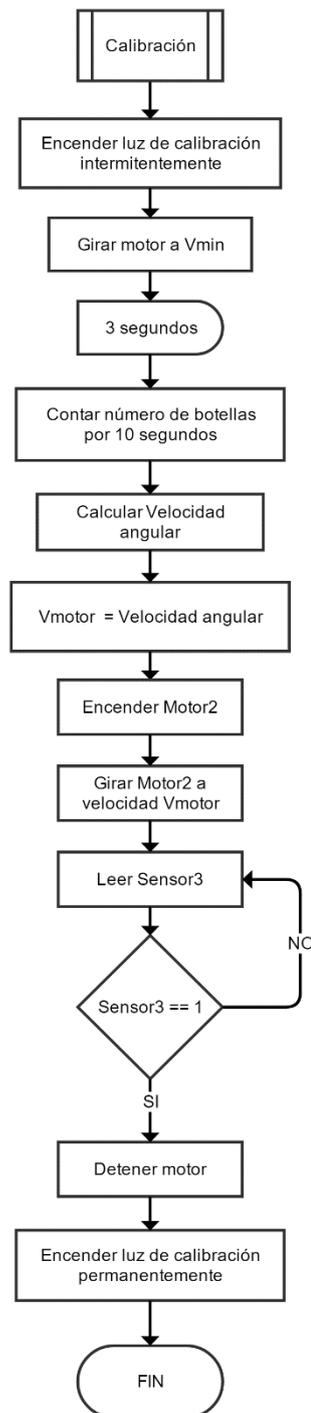


Figura 3.59: Diagrama de flujo del modo de calibración

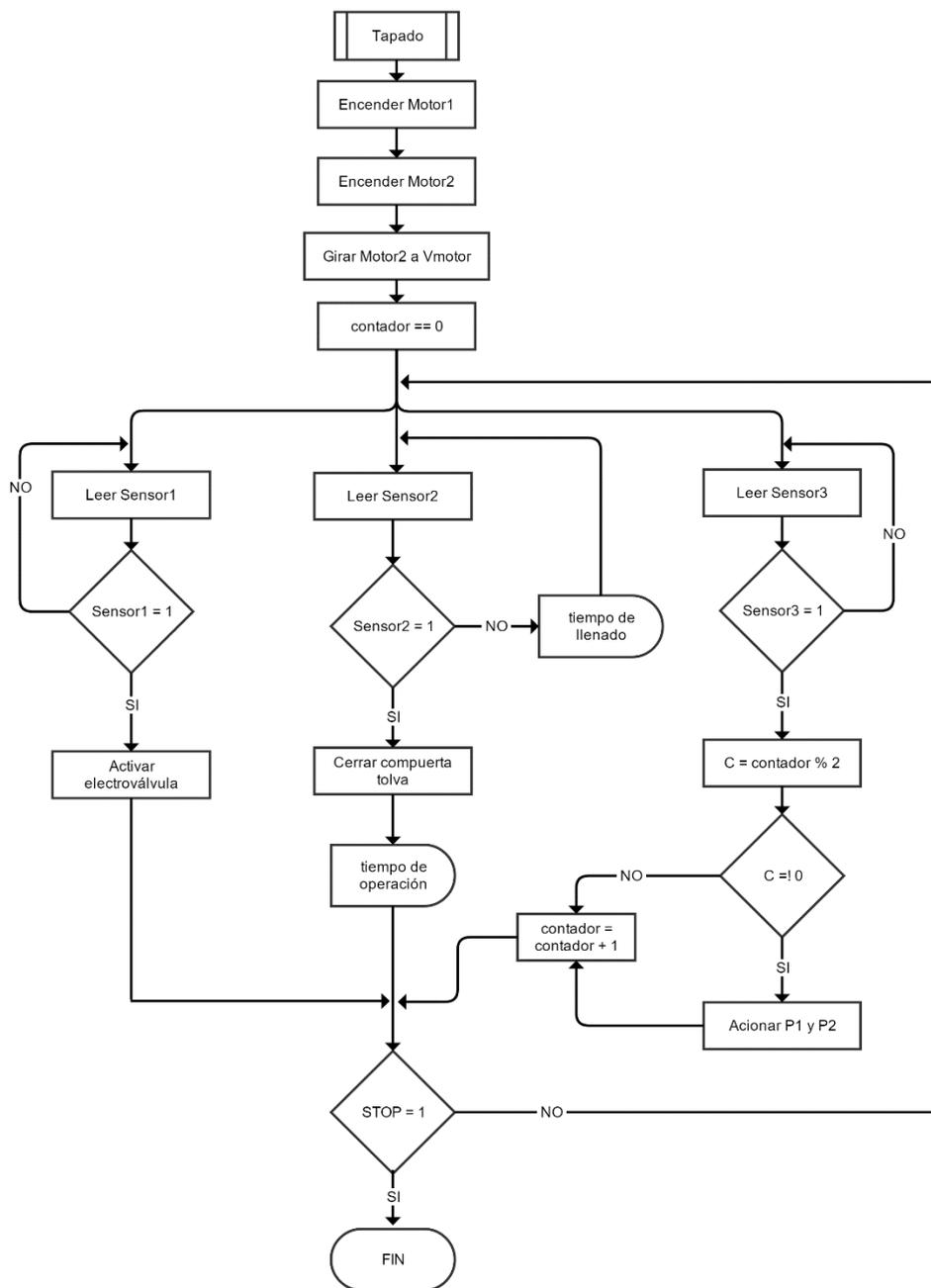


Figura 3.60: Diagrama de flujo del modo de tapado

El tercer proceso es el de tapado de botellas. Primero, se enciende el motor de tapado a la velocidad calculada en el modo de calibración. Además, se define un contador necesario para determinar cuándo deben ser accionados los cilindros de tapado.

3.7.4.3 Paso de botellas

Este modo ha sido integrado al funcionamiento para que la maquina permita el paso de botellas, sin taparlas, cuando la empresa fabrique productos que no utilizan los

tapones tipo guala. En la Figura 3.61 se puede observar que este modo consiste simplemente en mover el motor de tapado a la velocidad calculada en el modo de calibración. No es necesario prender el alimentador de tapas ni los pistones de tapado.

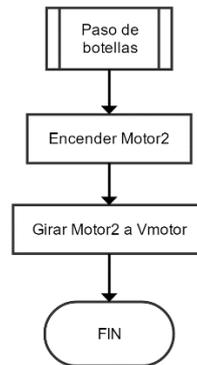


Figura 3.61: Diagrama de flujo del modo de paso de botellas

3.7.5 ESTADOS LÓGICOS PARA LA PROGRAMACIÓN

Con el objetivo de que no existan inconsistencias dentro de la programación, es necesario considerar todas las combinaciones de estados lógicos posibles de las entradas y la salida deseada para cada una de ellas. Un método comúnmente utilizado para este fin es la tabla de verdad.

El primer paso para su elaboración consiste en definir el estado lógico inicial de cada una de las entradas y salidas del autómatas lógico programable. En la Tabla 3.23 se presenta los elementos que forman parte del sistema de control, su clasificación y estado inicial.

Tabla 3.23: Estados lógicos de los elementos de control

	Elemento	Estado
Arranque	Botón paro de emergencia	Normalmente cerrado
	Botón encendido	Normalmente abierto
Entradas PLC	Botón modo tapado	Normalmente abierto
	Botón modo paso de botellas	Normalmente abierto
	Sensor fotoeléctrico	Normalmente abierto
	Sensor de volumen máximo	Normalmente abierto
	Sensor de velocidad de la banda	Normalmente abierto

	Sensor posición de disco	Normalmente abierto
Salidas PLC	Motor de tapado	Normalmente abierto
	Compuerta de la tolva	Normalmente abierto
	Cilindro de tapado 1	Normalmente abierto
	Cilindro de tapado 2	Normalmente abierto
	Eliminación de tapas	Normalmente abierto
Indicadores	Luz modo tapado	Normalmente abierto
	Luz modo paso de botellas	Normalmente abierto
	Luz alimentador	Normalmente abierto

Ahora se elabora la Tabla 3.24, que contiene todas las combinaciones existentes y el resultado deseado, reflejado en las salidas el PLC; donde:

- 0 bajo
- 1 alto
- x no importa el estado lógico

Además, se ha definido un código de colores que permite identificar el proceso o modo de funcionamiento en el que se encuentra la máquina dependiendo de las entradas y salidas activas.

- Rojo: paro de emergencia o seguridad. Todos los actuadores se encuentran desactivados.
- Azul: modo de paso de botellas.
- Verde: modo de tapado

Tabla 3.24: Tabla de verdad

ENTRADAS						SALIDAS					
Botón modo tapado	Botón modo paso botellas	Sensor fotoeléctrico	Sensor volumen máximo	Sensor posición disco	Sensor velocidad banda	Motor tapado	Motor alimentador	Compuerta tolva	Cilindro 1	Cilindro 2	Eliminación tapas
0	0	x	x	x	x	0	0	0	0	0	0
0	1	x	x	x	x	1	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0
1	0	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0
1	0	0	0	1	0	1	1	0	1	1	0

1	0	0	0	1	1	1	1	0	1	1	0
1	0	0	1	0	0	1	1	1	0	0	0
1	0	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
1	0	0	1	1	0	1	1	1	1	1	0
1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0
1	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	1
1	0	1	0	0	1	1	1	0	0	0	1
1	0	1	0	1	0	1	1	0	1	1	1
1	0	1	0	1	1	1	1	0	1	1	1
1	0	1	1	0	0	1	1	1	0	0	1
1	0	1	1	0	1	1	1	1	0	0	1
1	0	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1
1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1	1	x	x	x	x	0	0	0	0	0	0

3.7.5.1 Circuitos lógicos

Finalmente, se elaboran los circuitos lógicos correspondientes a cada una de las salidas y que serán incorporados al programa del PLC. De esta manera, la Figura 3.62 se puede observar el circuito lógico para la salida del motor de tapado. Además, en la Tabla 3.25 se encuentra la nomenclatura utilizada en todas las figuras de esta sección.

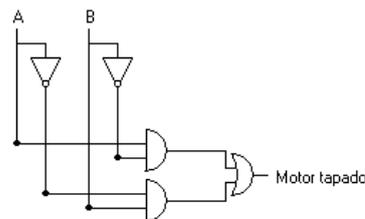


Figura 3.62: Circuito lógico del motor de tapado

Tabla 3.25: Nomenclatura de los circuitos lógicos

A	Botón modo tapado
B	Botón modo paso de botellas
C	Sensor foto eléctrico
D	Sensor de volumen máximo
E	Sensor posición del disco
F	Sensor de velocidad de la banda

En la Figura 3.63 se encuentra el circuito lógico correspondiente al motor del alimentador.

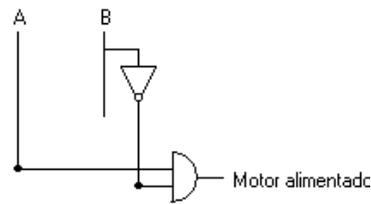


Figura 3.63: Circuito lógico del motor del alimentador

El circuito lógico para la salida de la compuerta de la tolva se encuentra en la Figura 3.64; mientras que el circuito lógico correspondiente a los cilindros neumáticos de tapado, en la Figura 3.65.

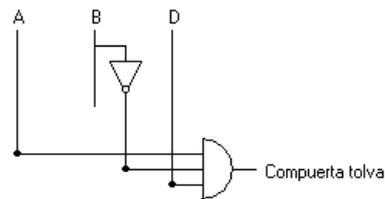


Figura 3.64: Circuito lógico de la compuerta de la tolva

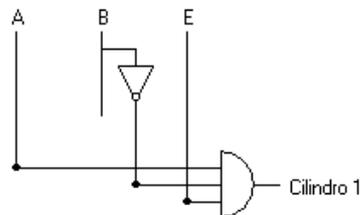


Figura 3.65: Circuito lógico de los cilindros de tapado

Finalmente, en la Figura 3.66 se puede observar el circuito lógico para la eliminación de tapas.

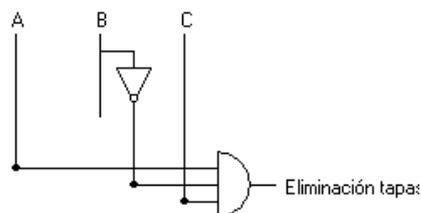


Figura 3.66: Circuito lógico de la eliminación de tapas

CAPÍTULO IV CONSTRUCCIÓN, PRUEBAS Y RESULTADOS

En este capítulo se detalla el proceso de construcción, las pruebas de funcionamiento y resultados a cada módulo de la máquina; además de las pruebas y resultados de todos los módulos en conjunto y el funcionamiento general de la máquina.

4.1 CONTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Los diagramas de construcción para cada uno de los módulos de la máquina, por separado, se muestran a continuación. Además, las pruebas de funcionamiento que pueden presentar los siguientes resultados:

- ✓ Aprobada
- ✓ Parcialmente aprobada
- ✗ Fallida

4.1.1 ALMACENAMIENTO DE TAPAS

El diagrama de construcción del módulo de alimentación se encuentra en la Figura 4.1. Los materiales necesarios son:

- Una plancha de acero inoxidable AISI 304 de 2 mm de espesor
- 4.32 metros de tubo cuadrado de acero ASTM A 500, ISO 40x40x2
- 0.65 metros de tubo en L ASTM A 36, ISO 40x40x3

Las pruebas que se realizaron acerca del funcionamiento del módulo de almacenamiento de tapas se encuentran resumidas en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1: Pruebas de funcionamiento sobre el módulo de almacenamiento

#	Prueba	Descripción	Resultado esperado	Aprobado
1	Compuerta	Compuerta cerrada.	Ninguna tapa cae del sistema de almacenamiento	✓
2	Cilindro neumático y compuerta	Abrir y cerrar la compuerta.	El cilindro neumático es capaz de abrir y cerrar la compuerta de la tolva.	✓

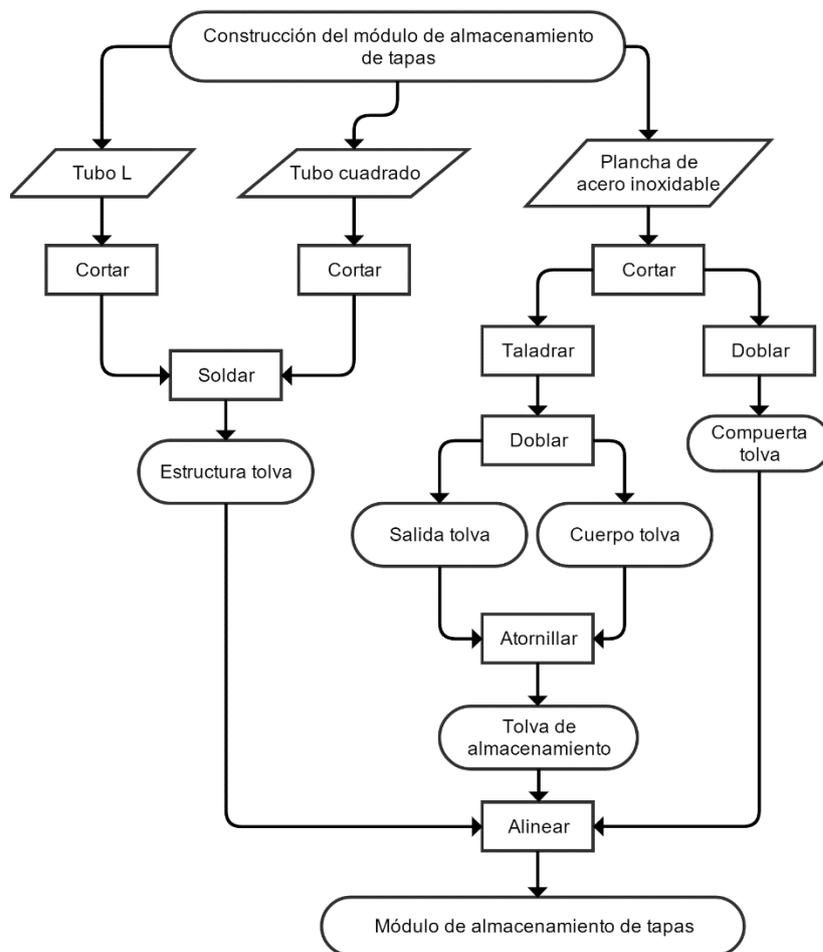


Figura 4.1: Diagrama de construcción del módulo de almacenamiento de tapas

4.1.2 ALIMENTACIÓN DE TAPAS

En la Figura 4.2 se encuentra el diagrama de construcción del módulo de alimentación de tapas. Los materiales necesarios son:

- Una plancha de acero inoxidable AISI 304 de 2 mm de espesor
- 1.76 metros de tubo cuadrado de acero ASTM A 500, ISO 40x40x2
- Duralón de 40x40x2 cm
- 0.245 metros de acero AISI 1045 CD de 25 mm de diámetro.

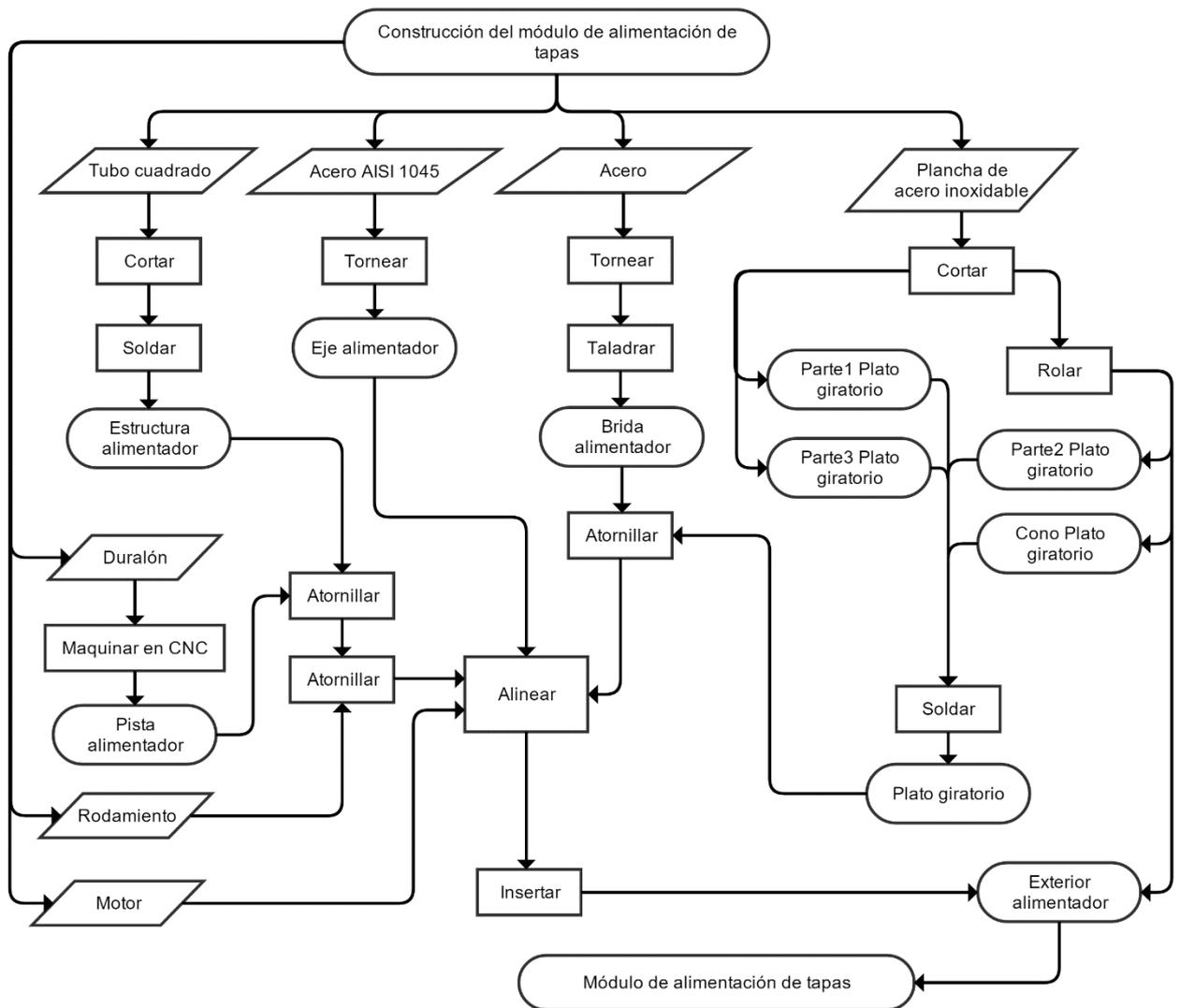


Figura 4.2: Diagrama de construcción del módulo de alimentación de tapas

Las pruebas de funcionamiento realizadas sobre este módulo se encuentran en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2: Pruebas de funcionamiento del sistema de alimentación de tapas

#	Prueba	Descripción	Resultado esperado	Aprobado
1	Motor y plato giratorio	Giro del plato.	El motor tiene la potencia necesaria para mover al plato giratorio.	✓
2	Colocación sobre el riel	Giro del plato.	Las tapas llegan hacia el nivel superior del plato giratorio del alimentador.	✓
3	Posicionamiento	Giro del plato.	Las tapas salen solamente en las posiciones 1 y 2 mostradas en la Figura 4.3.	✓

4	Discriminación por altura	Giro del plato.	Las tapas que se encuentran una sobre otra son retiradas del nivel superior del plato giratorio.	✓
5	Sensor fotoeléctrico	Tapas debajo del sensor en las posiciones 1 y 2 mostradas en la Figura 4.3.	El sensor produce una señal de salida cuando las tapas se encuentran en la posición 1 de la Figura 4.3.	✓

La prueba número tres fue aprobada parcialmente debido a que solamente el 50% de las tapas que ingresan a esta parte del proceso, salen correctamente posicionadas. Existen varios factores externos que afectan el funcionamiento de la pieza de posicionamiento:

- El peso de la válvula dispensadora de las tapas.
- El número de tapas que ingresan al sistema.



Figura 4.3: Posibles posiciones de las tapas en el alimentador

4.1.3 COLOCACIÓN DE TAPAS

El diagrama de construcción del módulo de colocación de tapas se encuentra en la Figura 4.4. El único material necesario es una plancha de acero inoxidable AISI 304 de 2mm de espesor.

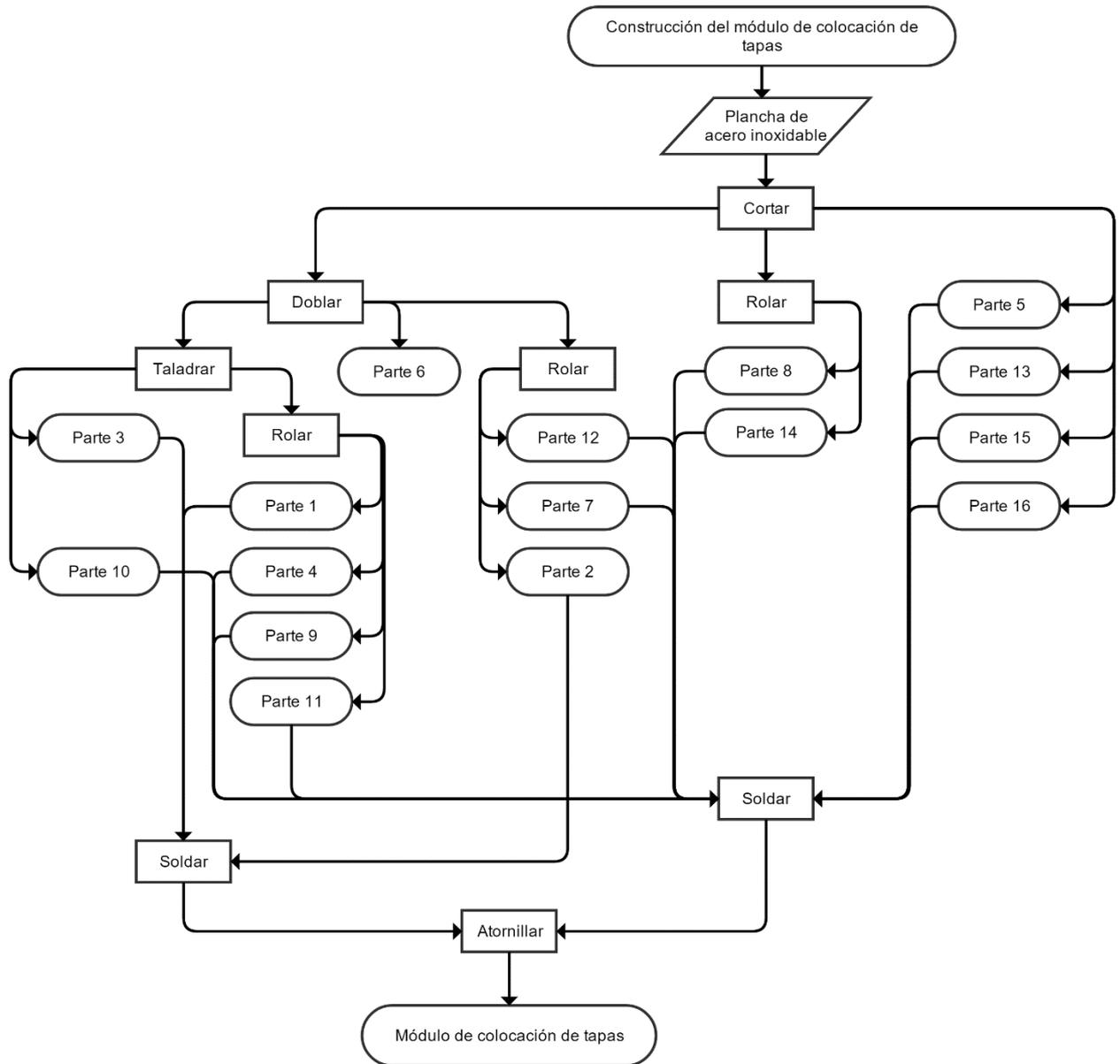


Figura 4.4: Diagrama de construcción del módulo de colocación de tapas

En la Tabla 4.3 se encuentran detalladas las pruebas realizadas sobre el módulo de colocación de tapas.

Tabla 4.3: Pruebas de funcionamiento del módulo de colocación de tapas

#	Prueba	Descripción	Resultado esperado	Aprobado
1	Posición de tapas.	Tapas dentro del riel de alimentación.	Introducir tapas al riel. Las tapas caen en la misma posición que fueron introducidas.	✓
2	Colocación de tapas sobre la botella.	Botella sobre la banda transportadora en movimiento.	Las tapas son dispensadas una por una solamente cuando una botella ha pasado bajo el dispensador.	✓

4.1.4 POSICIONAMIENTO DE BOTELLAS

EL diagrama de construcción del módulo de posicionamiento de botellas se encuentra detallado en la Figura 4.5. Los materiales necesarios son:

- 66 cm de acero AISI 1045 CD de 25 cm de diámetro.
- Duralón de 64x64x1.5 cm.

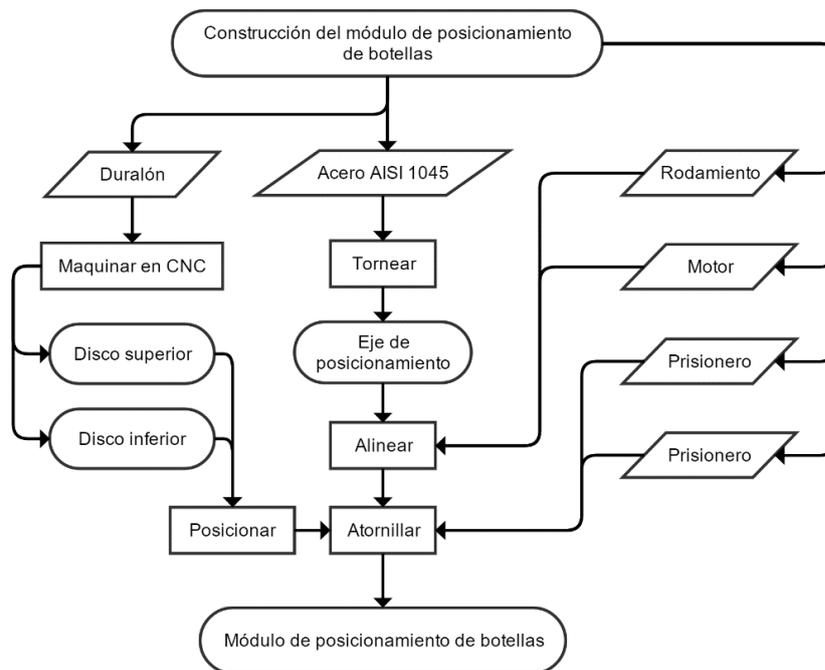


Figura 4.5: Diagrama de construcción del módulo de posicionamiento de botellas

Las pruebas realizadas sobre dicho módulo se presentan en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4: Pruebas de funcionamiento del módulo de posicionamiento de botellas

#	Prueba	Descripción	Resultado esperado	Aprobado
1	Recepción de botellas	Botellas sobre la banda transportadora.	Las botellas pueden ingresar a las ranuras de ambos discos.	✓
2	Sujeción de botellas	Botellas dentro del sistema de posicionamiento.	Ambos discos sostienen y guían a las botellas en una posición fija.; es decir, con la base de las botellas apoyada por completo sobre el piso de la máquina.	✓
3	Salida de botellas	Botellas dentro del sistema de posicionamiento.	Las botellas salen de las ranuras de los discos una vez que han llegado nuevamente a la banda transportadora.	✓

4.1.5 TAPADO DE BOTELLAS

El diagrama de construcción del módulo de tapado de botellas se presenta en la Figura 4.6. Los materiales necesarios son:

- Una plancha de acero ASTM A 36 de 2 mm de espesor
- Duralón de 30x8x2 cm.
- 1.150 metros de tubo de acero ASTM A 500, ISO L40x40x3.

Las pruebas de funcionamiento para este módulo se encuentran en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5: Pruebas de funcionamiento del módulo de tapado de botellas

#	Prueba	Descripción	Resultado esperado	Aprobado
1	Soporte	Mover el tornillo	Al mover el tornillo el soporte de los cilindros se desliza sobre toda la longitud de los ejes guía.	✓
2	Cilindros neumáticos	Accionar los cilindros	Los cilindros tienen la fuerza necesaria para tapar las botellas debajo de ellos.	✓
3	Tornillo auto-bloqueante	Accionar los cilindros	El tornillo no gira y el soporte de los cilindros se mantiene en la posición previamente calibrada.	✓
4	Calibración	Ajustar la altura del sistema.	Los ajustes de altura permiten que el sistema tape botellas desde 15.5 hasta 26 cm de alto.	✓

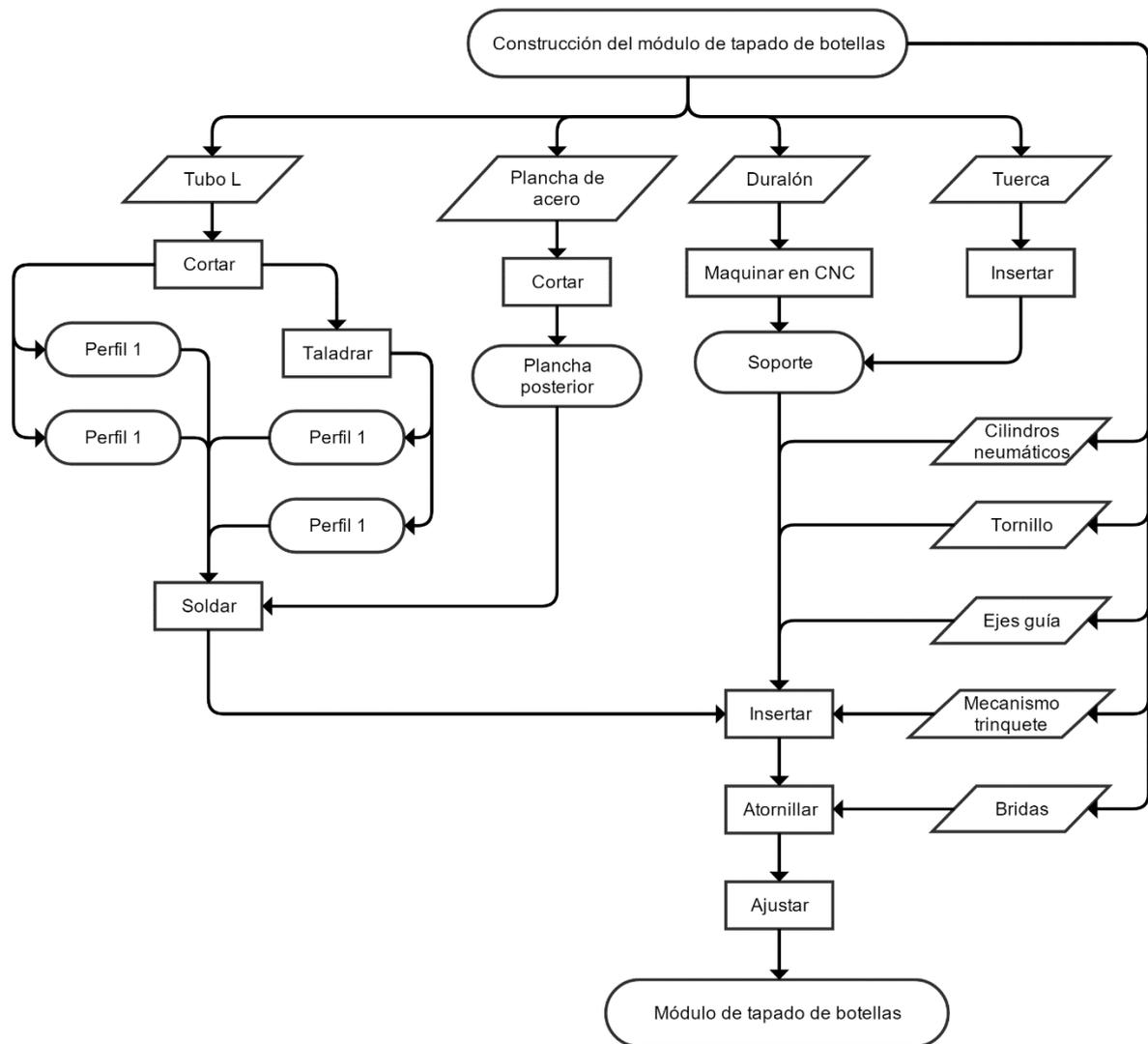


Figura 4.6: Diagrama de construcción del módulo de tapado de botellas

4.1.6 ESTRUCTURA MECÁNICA

El diagrama de construcción de la estructura mecánica se encuentra en la Figura 4.7.

Los materiales necesarios son:

- Una plancha de acero inoxidable AISI 304 de 2 mm de espesor.
- 15.973 metros de tubo cuadrado de acero ASTM A 500, ISO 40x40x2.
- 2.42 metros de tubo de acero ASTM A 500, ISO L40x40x3.

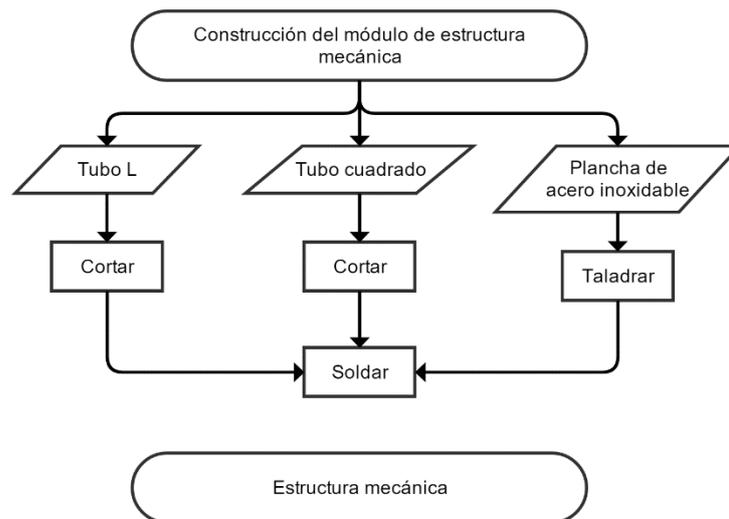


Figura 4.7: Diagrama de construcción de la estructura mecánica

4.2 RESULTADOS

A continuación se presentan los resultados obtenidos durante las pruebas de cada etapa que compone el proceso de tapado.

4.2.1 DISTRIBUCIÓN DE TAPAS

Los módulos de almacenamiento, alimentación y colocación de tapas constituyen la etapa correspondiente a la distribución de tapas. Se realizaron pruebas en conjunto a diferentes velocidades de giro del motor y se obtuvieron los resultados detallados en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6: Tapas por minuto de acuerdo a la velocidad de giro

Velocidad de giro (rpm)	Tapas por minuto
15	29
20	47
25	60
30	82

4.2.2 VELOCIDAD DE PRODUCCIÓN

Esta etapa se refiere a la capacidad de la máquina de adaptar la velocidad del módulo de posicionamiento de botellas a la velocidad de la línea de producción de la empresa ILA S.A.

El funcionamiento ideal de esta etapa de la máquina consiste en que la velocidad de giro de los discos de posicionamiento permita que, cada vez que existe un espacio disponible, llegue una botella y lo ocupe. La sincronización entre ambas velocidades, de los discos y la banda, debe ser tan precisa que ningún espacio del disco llegue vacío hacia la etapa de tapado. Además, no deben existir colas para el ingreso al módulo de posicionamiento.

Las pruebas se realizaron enviando 30 botellas desde la etapa de llenado y modificando la velocidad de la banda transportadora, como se muestra en la primera columna de la Tabla 4.7. La segunda columna se refiere a si la máquina cumple con el funcionamiento ideal; mientras que la tercera, muestra el número de espacios vacíos por prueba en caso de no hacerlo. Finalmente, la cuarta columna indica si se produjeron colas.

Tabla 4.7: Pruebas de adaptación de velocidad

Velocidad (botellas por minuto)	Funcionamiento ideal	Número de espacios vacíos	Colas
10	SI	0	NO
20	SI	0	NO
30	NO	1	NO
40	NO	5	NO
50	NO	12	SI

4.2.3 TAPADO

En esta etapa se evalúa si las botellas fueron correctamente tapadas dependiendo de la velocidad a la que se trabaja. La prueba consiste en enviar 30 botellas para ser tapadas. Al finalizar se cuenta las botellas en las que la tapa ingresó por completo como aprobadas. Si existe un espacio entre el cuello de la botella y la tapa se denomina como reprobada. En la Tabla 4.8 se encuentran las velocidades de prueba y los resultados correspondientes.

Tabla 4.8: Pruebas de tapado

Velocidad (botellas por minuto)	Aprobadas	Reprobadas
10	30	0
20	30	0
30	30	0
40	30	0

CONCLUSIONES

Los materiales utilizados para la construcción de la máquina cumplen con los estándares detallados en la norma ISO 22000-2005 Sistemas de gestión de la inocuidad de los alimentos. Todas las piezas que se encuentran en contacto directo con los componentes de los envases se elaboraron con acero inoxidable y duralón; materiales que son resistentes a la corrosión, no absorbentes, no tóxicos y pueden ser desinfectados.

La precisión en las partes que componen el módulo de alimentación y colocación de tapas es crucial para el funcionamiento de la etapa de distribución. Mediante las pruebas de funcionamiento, fue posible determinar que si existen irregularidades en la altura del plato giratorio del alimentador con una variación mayor a 7mm, el sensor registra estados falsos y produce errores en la orientación de tapas. De igual manera, si la distancia entre la superficie superior e inferior del riel de colocación de tapas es 4mm mayor a la altura de la tapa, existe la probabilidad de que no se mantenga la posición deseada de las tapas.

La capacidad de trabajo del alimentador de tapas depende de dos factores: la cantidad de tapas dentro del plato giratorio y la velocidad de giro del motor. Mientras mayor sea la velocidad de giro y los rangos de reacción del sensor lo permitan, mayor será la capacidad de trabajo. De igual manera, a medida que aumenta la cantidad de tapas dentro del plato giratorio, sin sobrepasar el 90%, aumenta también la producción del alimentador de tapas.

La etapa de sincronización entre la velocidad de la banda transportadora y la del módulo de posicionamiento es determinante para el funcionamiento de la máquina. Si la velocidad de giro de los discos es mayor a la de la banda, ninguna botella logra ingresar a los espacios de los discos y consecuentemente a la etapa de tapado. Por otro lado, si la velocidad de los discos es mucho menor, se asegura que las botellas ingresen pero se generan colas a la entrada del sistema. En el caso de la empresa ILA S.A., debido a su producción en línea, es inadmisibles que se generen colas en

cualquier etapa del proceso. Por lo tanto, se puede trabajar de manera óptima hasta una velocidad de 40 botellas por minuto.

La implementación de la fase de distribución de tapas ha eliminado el riesgo laboral que implicaba la colocación manual de las mismas para los empleados de la empresa ILA S.A.

De acuerdo a las recomendaciones de la norma ISO 22000-2005 Sistemas de gestión de la inocuidad de los alimentos, la fase de distribución de tapas constituye una mejora en el proceso de producción de licores de la empresa ILA S.A.; ya que procura la higiene y evita la contaminación del envase de los productos debido a contacto humano.

El modo de operación de paso de botellas de la máquina le otorga versatilidad a la línea de producción ya que permite que diferentes tipos de envase y tapas puedan ser utilizados sin la necesidad de montar y desmontar elementos adicionales.

La etapa de calibración de la máquina permite automatizar un proceso que es completamente manual en la empresa ILA S.A. La sincronización de velocidad entre equipos como la llenadora o tapadora pilfer-proof y la banda transportadora dependen completamente de la percepción de los trabajadores. Sin embargo, con la tapadora tipo guala la calibración es completamente automática y depende de las mediciones realizadas por el sensor de botellas y los cálculos del módulo de control.

El sistema de ajuste de la altura de los cilindros neumáticos permite tapar botellas desde 15.25 hasta 26 centímetros de altura sin la necesidad de cambiar o añadir elementos a la máquina.

RECOMENDACIONES

Previo al funcionamiento de la máquina es necesario calibrar la altura de los cilindros neumáticos de acuerdo al tamaño de la botella a tapar. Además, se debe asegurar que la pieza denominada guía de botellas se encuentre a la misma altura que el disco inferior del módulo de posicionamiento de botellas.

Para mejorar la sujeción en la etapa de tapado se debe ajustar la pieza guía de botellas de acuerdo con el diámetro de la botella.

Para utilizar botellas cuadradas en cualquiera de los modos de operación, tapado o paso de botellas, es necesario cambiar el disco a uno que se ajuste a la geometría particular del envase.

Verificar y asegurar la concentricidad y paralelismo el momento de la fabricación de piezas o repuestos.

Es posible trabajar con tapas de distintos colores siempre y cuando se calibre nuevamente el sensor fotoeléctrico del alimentador.

Realizar mantenimiento continuo al sistema eléctrico y mecánico de la máquina para evitar su desgaste prematuro.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Guala Closures Group, «Guala Closures Group,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.gualaclosures.com/es/category/productos/cierres-de-seguridad/>. [Último acceso: 18 Julio 2015].
- [2] Pak Pharmaceutical Packages, «Pak Pharmaceutical Packages,» 2013. [En línea]. Available: <http://www.pakpackages.com.pk/>. [Último acceso: 25 Febrero 2015].
- [3] Carmo, «Carmo,» Carmo A/S, [En línea]. Available: <http://www.carmo.dk/>. [Último acceso: 2015].
- [4] Liquid Packaging Solutions, Inc, «Liquid Packaging Solutions, Inc. Packaging Machinery Manufacturer,» David-Ervin.com, 2015. [En línea]. Available: <http://www.liquidpackagingsolution.com/>. [Último acceso: 2015].
- [5] AROL closure systems, «AROL closure systems,» [En línea]. Available: www.arol.com. [Último acceso: 2015].
- [6] Fogg Filler company, «FOGG,» Fogg Filler Company, 2015. [En línea]. Available: <http://www.foggfiller.com/>. [Último acceso: 2015].
- [7] Dial-X Automated Equipment, Inc., «Dial-X Automated Equipment, Inc.,» Dial-X Automated Equipment, Inc., 2015. [En línea]. Available: <http://www.dial-x.com>. [Último acceso: 2015].
- [8] NTN Corporation, «Parts Feeder Guide Book,» [En línea]. Available: <http://www.ntn.co.jp/english/products/catalog/guidebooks/paf-g/index.html>. [Último acceso: 2015].
- [9] Vibro Feed Tech, «Vibro Feed Tech,» InfoIntensify System, 2013. [En línea]. Available: <http://www.vibrofeedtech.com>. [Último acceso: 2015].
- [10] Inline Filling Systems, «Inline Filling Systems,» SEO, 2014. [En línea]. Available: <http://www.fillers.com/capping-machine-feeder-and-sorter/>. [Último acceso: 2015].
- [11] Hoosier Feeder Company, «Hoosier Feeder Company. Solutions through innovation,» Marketpath, [En línea]. Available: www.hoosierfeedercompany.com. [Último acceso: 2015].
- [12] Velocity Equipment Solutions, «Velocity Equipment Solutions,» Velocity, 2015. [En línea]. Available: <http://capping.velocityes.com>. [Último acceso: 2015].
- [13] Dóni-Tec, «Dóni-Tec,» Lógica Digital, [En línea]. Available: english.bocais.com.br. [Último acceso: 2015].
- [14] NK Industries, «NK Industries. Leadership through innovation,» NK Industries, [En línea]. Available: www.nkpharma.com. [Último acceso: 2015].
- [15] Project Managment Institute, Guía de los fundamentos para la dirección de proyectos, Project Managment Institute Inc..

- [16] D. E. Goldratt, *La Meta*, 1984 .
- [17] Lean Production, «Lean Production,» Vorne, 2016. [En línea]. Available: www.leanproduction.com. [Último acceso: 2016].
- [18] B. Timilsina, *REMOVING BOTTLENECK FROM A MANUFACTURING UNIT: A case studies to BET-KER OY, Ylivieska-84100, Finland*, Finlandia: CENTRAL OSTROBOTHNIA UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES, 2012.
- [19] C. Riba, *Diseño concurrente*, Barcelona, 2002.
- [20] Ckisas, *Tapadora automática ckisas*, Bogotá, 2013.
- [21] Neumopack, «Neumopack,» [En línea]. Available: www.neumopack.com/. [Último acceso: 2015].
- [22] ACASI Machinery Inc., «ACASI Machinery Inc.,» ACASI Machinery Inc., 2015. [En línea]. Available: <http://www.acasi.com>. [Último acceso: 2015].
- [23] Alfatek, «Alfatek,» Alfatek, [En línea]. Available: www.alfatek.it. [Último acceso: 2015].
- [24] SIEMENS, «SIEMENS,» Siemens Mexico, 2015. [En línea]. Available: <http://www.siemens.com/entry/mx/es/>. [Último acceso: 2015].
- [25] Rockwell Automation, «Rockwell Automation,» Rockwell Automation, 2015. [En línea]. Available: <http://www.rockwellautomation.com/>. [Último acceso: 2015].
- [26] OMRON, «OMRON Global,» OMRON, 2015. [En línea]. Available: <http://www.omron.com/>. [Último acceso: 2015].
- [27] ISO, *ISO 22000-2005 Sistemas de gestión de la inocuidad de los alimentos - Requisitos para cualquier organización en la cadena alimentaria*, Geneva, 2005.
- [28] Universo fórmulas, «Universo fórmulas,» 2015. [En línea]. Available: <http://www.universoformulas.com/>.
- [29] West arco, «West arco,» Common Spot TM, 2014. [En línea]. Available: <http://www.westarco.com/>.
- [30] ABB, *User's Guide. Drive Config*, 2016.
- [31] E. R. Luis Ríos, «Análisis y Desarrollo de un Programa de Selección Rápida de Factores de Seguridad para Diseño de Elementos de Máquina,» *Scientia et Technica, Universidad de Pereira*, vol. XIII, nº No 35, 2007.
- [32] Lafert Motors, *Technical Catalogue*, Lafert Group, 2010.
- [33] VARVEL, *Datasheet n. 78521*, VARVEL, 2015.
- [34] Schneider Electric, *Variadores de velocidad, arrancadores electrónicos y motores*, Buenos Aires: Schneider Electric.

- [35] TriTronics, *SmartEye EZ Pro. General Application Photoelectric Sensor*, TriTronics, 2016.
- [36] D. R. H. J. Michael F. Ashby, *Materiales para Ingeniería 1. Introducción a las propiedades, las aplicaciones y el diseño*, Barcelona: Editorial Reverté S.A., 2008.
- [37] San metal S.A., «Sanmetal S.A.,» Sanmetal S.A., [En línea]. Available: <http://www.sanmetal.es/productos/termoplasticos/nylon-poliamida-6/9>. [Último acceso: 2017].
- [38] J. K. N. Richard G. Budynas, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, México D.F.: McGraw-Hill Interamericana, 2008.
- [39] W. D. K. M. A. R. Charles Kittel, *Mecánica, Berkley physics course-volumen 1*, Barcelona: Editorial Reverté S.A., 2005.
- [40] Ivan Bohman, *Catálogo de aceros*.
- [41] ANSI / ASME, *Design of Transmission Shafting*, ASME International, 1985.
- [42] FAG, *Catálogo Rodamientos FAG*, Barcelona: FAG, 1999.
- [43] Rexnord, *Standard Metric Keys & Keyways*, New Berlin, 2015.
- [44] P. Croser y F. Ebel, *Pneumatics, Basic Level*, Denkendorf: Festo Didactic, 2002.
- [45] R. C. Hibbeler, *Structural Analysis*, New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2009.
- [46] G. Cuevas, *Análisis Estructural*, Limusa, Noriega Editores.
- [47] S. T. Mau, *Introduction to Structural Analysis, Displacement and Force Methods*, Boca Ratón, FL: Taylor & Francis Group, 2012.
- [48] R. L. Mott, *Resistencia de Materiales*, Naucalpan de Juarez: Pearson Education, 2009.
- [49] SIEMENS, *Manual LOGO!*, 2009.
- [50] National Fire Protection Association, *National Electrical Code*, NFPA, 2014.
- [51] ISO, *ISO 9001:2015*, ISO, 2015.
- [52] R. d. M. y. Estructuras, Juan Manuel Canet, Barcelona: CIMNE, 2012.
- [53] S. Pytel, *Resistencia de Materiales*, New York: Oxford University Press México y Alfaomega, 2008.
- [54] A. Williams, *Structural Analysis in Theory and Practice*, Burlington: Butterworth–Heinemann, 2009.
- [55] J. R. Evans, *Administración y control de la calidad*, Mexico D.F.: Cengage Learning, 2008.
- [56] ASTM, «ASTM Internationalsl,» 2012. [En línea]. Available: www.astm.org/. [Último acceso: 2016].

[57] DIPAC, *Catálogo de Acero DIPAC*, Manta.

[58] Rockwell Automation, «Rockwell Automation. Listen. Think. Solve.» Rockwell Automation Inc., 2016. [En línea]. Available: www.ab.com/.

[59] R. L. Norton, *Diseño de Máquinas*, México: Mac-Grew Hill, 1999.

[60] R. G. Díaz, *Manual de fórmulas de ingeniería*, México DF: LIMUSA, Noriega Editores, 2004.