



ESPE

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA**

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

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TESIS PRESENTADA PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERA MECÁNICA**

AUTOR: VILLACÍS NÚÑEZ, CARLA NATHALY

**TEMA: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO
EXPERIMENTAL DE UNA MÁQUINA PERFORADORA DE
BOTELLAS DE PET PARA LA EMPRESA NEUMAC S.A.”**

DIRECTOR: ING. PÉREZ, JOSÉ

CODIRECTOR: ING. ACOSTA, MILTON

SANGOLQUÍ, NOVIEMBRE 2014

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICADO

ING. JOSÉ PÉREZ
Director

ING. MILTON ACOSTA
Codirector

CERTIFICAN

Que el trabajo titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE UNA MÁQUINA PERFORADORA DE BOTELLAS DE PET PARA LA EMPRESA NEUMAC S.A.” realizado por la Srta. Carla Nathaly Villacís Núñez, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE.

Debido a que el presente trabajo beneficia a la industria del reciclaje y expone una aplicación práctica que no se encuentra disponible en el país actualmente, se recomienda su publicación.

El mencionado trabajo consta de dos documentos empastados y un disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat (PDF).

Autorizan a la Srta. Carla Nathaly Villacís Núñez, entregar el miso al Ing. José Pérez, en su calidad de Director de la Carrera.

Sangolquí, 12 de noviembre de 2014

ING. JOSÉ PÉREZ
Director

ING. MILTON ACOSTA
Codirector

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo, Carla Nathaly Villacís Núñez

DECLARO QUE:

El proyecto de grado denominado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE UNA MÁQUINA PERFORADORA DE BOTELLAS DE PET PARA LA EMPRESA NEUMAC S.A.”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme con las citas que constan en las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Sangolquí, 12 de noviembre de 2014

Carla Nathaly Villacís Núñez

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORIZACIÓN

Yo, Carla Nathaly Villacís Núñez

Autorizo a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE UNA MÁQUINA PERFORADORA DE BOTELLAS DE PET PARA LA EMPRESA NEUMAC S.A.”, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 12 de noviembre de 2014

Carla Nathaly Villacís Núñez

DEDICATORIA

A Sofi, por ser la estrella más brillante del firmamento, y mi guía en la oscuridad.

*A mi padre, porque es el mejor padre que una hija podría pedir, y por haber
confiado ciegamente en mí aun cuando ni siquiera yo lo hice.*

*A mi madre, por su amor y dedicación hacia mí, a pesar de todos los malos
momentos.*

A Israel, porque es la alegría de mis días, y sin él nada sería igual.

Carla Nathaly Villacís Núñez

AGRADECIMIENTO

A toda mi familia por su apoyo incondicional.

A la empresa NEUMAC S.A. por abrirme sus puertas y permitirme desarrollar mis capacidades ingenieriles.

A la Empresa de Municiones “Santa Bárbara”, y en especial, al Ingeniero Pablo Figueroa, por su contribución al proyecto y ayuda profesional.

A mi Director, Ing. José Pérez, y Codirector, Ing. Milton Acosta, por ser mis guías y aportar con sus valiosos conocimientos durante todo el desarrollo de la tesis.

A todos mis profesores y compañeros, por contribuir de una u otra forma a la culminación de mi carrera.

Carla Nathaly Villacís Núñez

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICADO	i
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD.....	ii
AUTORIZACIÓN	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
RESUMEN	xxv

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES	1
1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	2
1.3. OBJETIVOS	3
1.3.1. OBJETIVO GENERAL.....	3
1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	3
1.5. ALCANCE.....	4

CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

2.1. RECICLAJE DE BOTELLAS DE PET	5
2.1.1. RECICLADO MECÁNICO DE PET	6
2.1.1.1. RECICLADO MECÁNICO CONVENCIONAL	7
2.1.1.2. PROCESOS DE DESCONTAMINACIÓN / SÚPER LIMPIEZA.....	8
2.1.2. RECICLADO QUÍMICO DE PET.....	9
2.1.3. RECICLADO ENERGÉTICO DE PET	10
2.2. COMPACTACIÓN DE BOTELLAS DE PET	10
2.2.1. PRENSAS HIDRÁULICAS PARA PET	11
2.2.2. PROBLEMAS ASOCIADOS A LA COMPACTACIÓN DE BOTELLAS EN PRENSAS HIDRÁULICAS	12
2.3. PERFORACIÓN DE BOTELLAS DE PET	13
2.3.1. TIPOS DE MÁQUINAS PERFORADORAS-APLANADORAS DE BOTELLAS DE PET.....	13

2.3.1.1. RODILLOS CON CUCHILLAS.....	14
2.3.1.2. RODILLOS CON PUNTAS.....	15
2.3.1.3. RODILLOS CON MUELAS.....	16
2.4. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS.....	17
2.4.1. EJES.....	17
2.4.1.1. TEORÍAS DE FALLA PARA CARGA ESTÁTICA	18
2.4.1.2. TEORÍAS DE FALLA PARA CARGA VARIABLE	19
2.4.2. RODILLOS.....	20
2.4.3. ELEMENTOS DE PERFORACIÓN Y APLANADO.....	22
2.4.3.1. CUCHILLAS	22
2.4.3.2. PUNTAS	24
2.4.3.3. MUELAS	24
2.4.4. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	25
2.4.4.1. ENGRANES	25
2.4.4.2. BANDAS Y CADENAS	26

CAPÍTULO 3: CARACTERIZACIÓN DEL PROTOTIPO

EXPERIMENTAL, ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.1. CARACTERIZACIÓN DEL PROTOTIPO EXPERIMENTAL	27
3.1.1. GENERALIDADES	27
3.1.1.1. RESTRICCIONES Y LIMITACIONES	27
3.1.1.2. PARÁMETROS DE DISEÑO	29
3.1.1.3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	30
3.1.2. ESTRUCTURA FUNCIONAL DEL PROTOTIPO	31
3.1.2.1. MÓDULOS DEL PROTOTIPO	32
3.2. ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	33
3.2.1. ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	33
3.2.2. SELECCIÓN DE ALTERNATIVA PREFERENCIAL.....	34
3.2.2.1. CRITERIOS DE EVALUACIÓN	34
3.2.2.2. MATRIZ DE SELECCIÓN.....	35
3.3. ANÁLISIS DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA.....	37
3.3.1. ASPECTOS IMPORTANTES A CONSIDERAR	37

3.3.2.	ELEMENTOS A DISEÑAR	38
3.3.3.	ESQUEMA DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA.....	38

CAPÍTULO 4: DISEÑO DE ELEMENTOS Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

4.1.	DISEÑO DE ELEMENTOS Y SELECCIÓN DE MATERIALES	40
4.1.1.	MÓDULO DE INGRESO DE MATERIA PRIMA	42
4.1.2.	MÓDULO DE PERFORACIÓN.....	45
4.1.2.1.	PUNTAS PERFORADORAS: MATERIAL Y FUERZA DE PERFORADO.....	45
4.1.2.2.	RODILLOS.....	51
4.1.2.3.	PUNTAS PERFORADORAS: FACTOR DE SEGURIDAD.....	72
4.1.2.4.	MOTOR Y TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	78
4.1.2.5.	EJES DE RODILLOS.....	87
4.1.2.6.	CHAVETAS	102
4.1.2.7.	RODAMIENTOS	105
4.1.2.8.	CONJUNTO TAPA – SOPORTE DE LOS RODILLOS	108
4.1.2.9.	PLACAS PARA REMOCIÓN DE BOTELLAS ATASCADAS	115
4.1.2.10.	ESTRUCTURA DEL PROTOTIPO	124
4.1.3.	MÓDULO DE TRANSPORTE.....	128
4.2.	SIMULACIÓN DE CADA ELEMENTO DISEÑADO.....	129
4.2.1.	RODILLO CONDUCTOR.....	129
4.2.2.	PUNTA PERFORADORA.....	131
4.2.3.	EJES DEL RODILLO CONDUCTOR	132
4.2.4.	CONJUNTO TAPA – SOPORTE.....	133
4.2.5.	PLACAS DE REMOCIÓN DE BOTELLAS ATASCADAS.....	136
4.2.6.	CAJA DE PERFORADO	137
4.2.7.	ESTRUCTURA	138
4.2.8.	ENGRANES	139
4.2.9.	CATARINAS Y CADENA	140
4.3.	SELECCIÓN DE COMPONENTES PARA EL FUNCIONAMIENTO APROPIADO	141

4.4.	SIMULACIÓN DEL CONJUNTO COMPLETO Y CORRECCIÓN DE ERRORES	143
------	--	-----

CAPÍTULO 5: CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

5.1.	PROCESOS DE MANUFACTURA EMPLEADOS EN CADA ELEMENTO FABRICADO	145
5.1.1.	TOLVA DE ALIMENTACIÓN	146
5.1.2.	PUNTAS PERFORADORAS	146
5.1.3.	CUBOS DE FIJACIÓN DE TAPAS DE RODILLOS	147
5.1.4.	RODILLOS.....	147
5.1.5.	EJES.....	148
5.1.6.	CONJUNTO TAPA – SOPORTE DE RODILLOS	148
5.1.7.	PLACA BASE Y TOPES LATERALES	149
5.1.8.	CHAVETAS	149
5.1.9.	ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	149
5.1.10.	PROTECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	150
5.1.11.	CAJA DE PERFORADO	150
5.1.12.	ESTRUCTURA O BASTIDOR	151
5.2.	MONTAJE.....	151
5.2.1.	ELEMENTOS FABRICADOS	152
5.2.2.	ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA, MOTOR Y PINTADO	153
5.2.3.	COMPONENTES ELÉCTRICOS.....	153
5.3.	ENSAMBLE COMPLETO	154
5.4.	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	155
5.4.1.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	155
5.4.2.	CORRECCIÓN DE ERRORES	160
5.4.3.	VALIDACIÓN DE RESULTADOS	162

CAPÍTULO 6: ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

6.1.	PRESUPUESTO DE INVERSIÓN	163
6.2.	ANÁLISIS ECONÓMICO	174
6.2.1.	COSTOS DIRECTOS.....	174
6.2.2.	COSTOS INDIRECTOS	175
6.2.3.	TOTAL GENERAL.....	176
6.3.	ANÁLISIS FINANCIERO	179
6.3.1.	INDICADORES DE VIABILIDAD FINANCIERA	180

CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1.	CONCLUSIONES	183
7.2.	RECOMENDACIONES.....	185

BIBLIOGRAFÍA	187
ANEXOS.....	192
PLANOS.....	294
MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	375

LISTA DE CUADROS

Cuadro No. 1: Especificaciones técnicas del prototipo	30
---	----

LISTA DE TABLAS

Tabla No. 1: Propiedades mecánicas y físicas del PET	6
Tabla No. 2: Indicaciones proporcionadas por NEUMAC S.A.	27
Tabla No. 3: Pesos de botellas de 400 a 550 ml	28
Tabla No. 4: Capacidad calculada con los pesos de las botellas.....	28
Tabla No. 5: Capacidad definida para proporcionar margen de error	28
Tabla No. 6: Matriz de pesos ponderados.....	35
Tabla No. 7: Matriz de selección para alternativas planteadas	36

Tabla No. 8: Medidas de varias botellas encontradas en el mercado local.....	41
Tabla No. 9: Valores experimentales de la fuerza de perforado.....	50
Tabla No. 10: Variación de ángulos generados en la compactación y perforación: “ α ”y “ β ”, respecto del radio del rodillo. $R_{bot} = 32.5 \text{ mm}$	53
Tabla No. 11: Variación de ángulos generados en la compactación y perforación: “ α ”y “ β ”, respecto del radio del rodillo. $R_{bot} = 34.5 \text{ mm}$	53
Tabla No. 12: Variación de ángulos generados en la compactación y perforación: “ α ”y “ β ”, respecto del radio de la botella. $R_{rod} = 110 \text{ mm}$	55
Tabla No. 13: Casos críticos de entrada de botellas a los rodillos.....	57
Tabla No. 14: Valores experimentales de la fuerza de compactado	60
Tabla No. 15: Límite de resistencia a la fatiga del rodillo y factores que la modifican	69
Tabla No. 16: Valores que alteran los esfuerzos medios y alternantes en el rodillo .	69
Tabla No. 17: Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga de la soldadura en la punta perforadora y propiedades de la sección transversal	73
Tabla No. 18: Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga del metal base de la punta perforadora y propiedades de la sección transversal	76
Tabla No. 19: Características generales de los piñones de la transmisión.....	81
Tabla No. 20: Características generales de la transmisión por engranes	83
Tabla No. 21: Límite de resistencia a la fatiga del eje “a” en el punto E, factores que la modifican y factores de concentración de esfuerzo....	94
Tabla No. 22: Deflexiones radiales y angulares en los ejes de los rodillos conductor y conducido	100
Tabla No. 23: Características de elementos dispuestos a lo largo de los ejes.....	101
Tabla No. 24: Análisis de resonancia en los ejes	101
Tabla No. 25: Análisis de rigidez torsional de los ejes	102

Tabla No. 26: Esfuerzos y dimensiones mínimas correspondientes a las cuñas de los engranes y rodillos	105
Tabla No. 27: Dimensiones estándar de las cuñas de engranes y rodillos.....	105
Tabla No. 28: Comprobación de capacidad de carga estática y dinámica para rodamientos	108
Tabla No. 29: Propiedades de la sección transversal de la soldadura de las placas para remoción de botellas atascadas	117
Tabla No. 30: Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga del metal base de los topes laterales y propiedades de la sección transversal	119
Tabla No. 31: Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga de los pernos de los topes laterales.....	122
Tabla No. 32: Materiales de cada elemento de la caja de perforado	125
Tabla No. 33: Peso de cada elemento que soportará la caja de perforado.....	126
Tabla No. 34: Materiales de cada elemento del bastidor	127
Tabla No. 35: Peso de cada elemento que soportará el bastidor.....	127
Tabla No. 36: Factores de concentración de esfuerzo para flexión y torsión del rodillo con agujeros ciegos	130
Tabla No. 37: Resultados de la simulación del rodillo con agujeros ciegos, aplicando las fuerzas por perforado, compactado y rozamiento de las botellas.....	131
Tabla No. 38: Resultados de la simulación de la punta perforadora, aplicando las fuerzas por perforado y compactado individuales.....	131
Tabla No. 39: Resultados de la simulación del eje “a” del rodillo conductor, aplicando las fuerzas generadas por el perforado y compactado de botellas, así como las reacciones de los elementos de transmisión de potencia	132
Tabla No. 40: Resultados de la simulación del el eje “d” del rodillo conductor, aplicando las fuerzas generadas por el perforado y compactado de botellas	133
Tabla No. 41: Resultados de la simulación del soporte de la tapa del rodillo, aplicando las reacciones de los apoyos del rodillo	134

Tabla No. 42: Resultados de la simulación de la tapa del rodillo, aplicando las reacciones de los apoyos del rodillo	135
Tabla No. 43: Resultados de la simulación de los pernos de la tapa del rodillo, aplicando las reacciones de los apoyos del rodillo divididas entre 4.....	136
Tabla No. 44: Resultados de la simulación de los topes laterales para remoción de botellas	136
Tabla No. 45: Resultados de la simulación de los pernos de los topes laterales para remoción de botellas, aplicando las fuerzas de perforado, compactado y rozamiento	137
Tabla No. 46: Resultados de la simulación de la caja de perforado, aplicando el peso propio de cada elemento, y las reacciones generadas en los pernos	138
Tabla No. 47: Resultados de la simulación de la estructura o bastidor, aplicando los pesos de cada elemento de la máquina	139
Tabla No. 48: Elementos para protección del motorreductor	142
Tabla No. 49: Factor de seguridad modificado para los pernos de las tapas y las placas base de los topes laterales	144
Tabla No. 50: Hojas de procesos correspondientes a cada elemento fabricado	145
Tabla No. 51: Valores tomados de las pruebas de funcionamiento de la máquina..	156
Tabla No. 52: Valores estimados de las pruebas de funcionamiento.....	158
Tabla No. 53: Número de agujeros por botella.....	158
Tabla No. 54: Características reales del prototipo	160
Tabla No. 55: Capacidad corregida por retraso en botellas que rebotan	161
Tabla No. 56: Características reales del prototipo	161
Tabla No. 57: Validación de resultados obtenidos de las pruebas de funcionamiento	162
Tabla No. 58: Costo de materia prima para los elementos de la máquina.....	164
Tabla No. 59: Costo de elementos locales e importados para la máquina.....	166
Tabla No. 60: Costo de materiales indirectos de la máquina.....	169
Tabla No. 61: Costo de maquinados externos a la empresa para algunos elementos de la máquina	170

Figura No. 3: Prensas hidráulicas para compactar PET: a) Prensa vertical, b) Prensa horizontal	12
Figura No. 4: Cuchillas del perforador de botellas HEL 600	14
Figura No. 5: Sistema de Perforado PET HSM PF 600.....	15
Figura No. 6: Rodillos del perforador de botellas de BOLLEGRAF	15
Figura No. 7: Perforador de botellas PRODEVA, modelo 400.....	16
Figura No. 8: Sistema de Prensado PET HSM 1049	17
Figura No. 9: Fuerzas entre los rodillos y la botella de PET al momento de realizar la compactación.....	21
Figura No. 10: Ángulos que aparecen entre el rodillo y las puntas perforadoras	24
Figura No. 11: Estructura funcional del prototipo – Nivel 0	31
Figura No. 12: Estructura funcional del prototipo – Nivel 1	32
Figura No. 13: Módulos del prototipo	32
Figura No. 14: Esquema de la alternativa seleccionada	39
Figura No. 15: Partes de una botella de PET	40
Figura No. 16: Geometría de la tolva de alimentación	43
Figura No. 17: Dimensiones de la tolva de alimentación	44
Figura No. 18: Factor de seguridad en la tolva de alimentación.....	45
Figura No. 19: Pared de PET sometida a impacto	47
Figura No. 20: Dimensiones de los punzones de prueba	49
Figura No. 21: Ángulo formado por los rodillos al compactar la botella en sentido horizontal.....	56
Figura No. 22: Disposición de las puntas perforadoras alrededor del rodillo.....	62
Figura No. 23: Disposición isométrica de las puntas perforadoras alrededor del rodillo	62
Figura No. 24: Fuerzas que aparecen en el rodillo, suponiendo que todas las puntas realizan una perforación en las botellas.....	64
Figura No. 25: Diagrama de fuerza cortante en el plano XY del rodillo.....	65
Figura No. 26: Diagrama de fuerza cortante en el plano XZ del rodillo	66
Figura No. 27: Diagrama de momento flector alrededor del eje Z del rodillo	66
Figura No. 28: Diagrama de momento flector alrededor el eje Y del rodillo	67
Figura No. 29: Diagrama de par de torsión del rodillo	67

Figura No. 30: Diagrama de cuerpo libre de una punta perforadora, análisis en la punta, como viga con un apoyo fijo	72
Figura No. 31: Dimensiones del sistema de transmisión de potencia por piñones y cadena para el aumento de velocidad del motor	82
Figura No. 32: Tren de engranes para la transmisión de potencia de un rodillo hacia otro.....	84
Figura No. 33: Sistema de transmisión de potencia completo.....	84
Figura No. 34: Diagramas de cuerpo libre de los piñones y engranes: a) Piñón motriz; b) Piñón impulsado; c) Engrane 1; d) Engrane 2	85
Figura No. 35: Partes del rodillo conductor.....	88
Figura No. 36: Eje “b”: a) Medidas tentativas longitudinales; b) Diagrama de cuerpo libre	89
Figura No. 37: Diagrama de fuerza cortante del eje “a” en el plano XY.....	90
Figura No. 38: Diagrama de fuerza cortante del eje “a” en el plano XZ.....	91
Figura No. 39: Diagrama de momento flector alrededor del eje Y, correspondiente al eje “a”	91
Figura No. 40: Diagrama de momento flector alrededor del eje Z, correspondiente al eje “a”	92
Figura No. 41: Diagrama de par de torsión del eje “a”.....	92
Figura No. 42: Eje “d”: a) Medidas tentativas longitudinales; b) Diagrama de cuerpo libre	97
Figura No. 43: Diagrama de fuerza cortante del eje “d” en el plano XY	98
Figura No. 44: Diagrama de fuerza cortante del eje “d” en el plano XZ.....	98
Figura No. 45: Diagrama de momento flector alrededor del eje Y, correspondiente al eje “d”	99
Figura No. 46: Diagrama de momento flector alrededor del eje Z, correspondiente al eje “d”	99
Figura No. 47: Fuerzas que actúan en la cuña del sprocket 2.....	103
Figura No. 48: Dimensiones del conjunto tapa-soporte del rodillo	109
Figura No. 49: Fuerzas que actúan en la tapa del rodillo y su respectivo soporte... ..	109
Figura No. 50: Fuerzas que actúan en cada una de las placas que remueven botellas atascadas	116

Figura No. 51: Disposición de los topes laterales izquierdos en su respectiva placa base	121
Figura No. 52: Partes de la caja de perforado	125
Figura No. 53: Bastidor del prototipo de máquina perforadora de botellas.....	127
Figura No. 55: Banda transportadora tipo CHEVRON	128
Figura No. 55: Factor de seguridad mínimo para el rodillo con agujeros ciegos, aplicando las fuerzas por perforado, compactado y rozamiento de las botellas	130
Figura No. 56: Factor de seguridad mínimo para la punta perforadora, aplicando las fuerzas por perforado y compactado individuales	131
Figura No. 57: Factor de seguridad mínimo para el eje “a” del rodillo conductor, aplicando las fuerzas generadas por el perforado y compactado de botellas, así como las reacciones de los elementos de transmisión de potencia	132
Figura No. 58: Factor de seguridad mínimo para el eje “d” del rodillo conductor, aplicando las fuerzas generadas por el perforado y compactado de botellas	133
Figura No. 59: Factor de seguridad mínimo para el soporte de la tapa del rodillo, aplicando las reacciones de los apoyos del rodillo	134
Figura No. 60: Factor de seguridad mínimo para la tapa del rodillo, aplicando las reacciones de los apoyos del rodillo.....	135
Figura No. 61: Factor de seguridad mínimo para los pernos de la tapa del rodillo, aplicando las reacciones de los apoyos del rodillo divididas entre 4.....	135
Figura No. 62: Factor de seguridad mínimo para los topes laterales para remoción de botellas, aplicando las fuerzas de perforado, compactado y rozamiento	136
Figura No. 63: Factor de seguridad mínimo para los pernos de los topes laterales para remoción de botellas, aplicando las fuerzas de perforado, compactado y rozamiento.....	137
Figura No. 64: Factor de seguridad mínimo para la caja de perforado,	

aplicando el peso propio de cada elemento, y las reacciones generadas en los pernos	138
Figura No. 65: Factor de seguridad mínimo para la estructura o bastidor, aplicando los pesos de cada elemento de la máquina	139
Figura No. 66: Ventana de cálculo de esfuerzos AGMA y sus respectivos factores de seguridad a picadura y flexión para los engranes de los rodillos conductor y conducido	140
Figura No. 67: Ventana de resultados obtenidos para los sprockets en el programa Autodesk Inventor 2014	141
Figura No. 68: Tolva de alimentación: unión de todas las partes mediante soldadura	146
Figura No. 69: Punta perforadora después de haberle quitado el óxido residual del tratamiento térmico (cementado), lista para ser soldada al rodillo	146
Figura No. 70: Acabado final de cubos de fijación de tapas de rodillos	147
Figura No. 71: Sandblasting y acabado final de los rodillos	147
Figura No. 72: Ejes terminados, con sus respectivas ranuras para anillos de retención y chaveteros.....	148
Figura No. 73: Conjunto tapa – soporte de los rodillos soldado y con sus respectivos chavetero y agujeros para pernos	148
Figura No. 74: Placa base izquierda con sus topes laterales y tuercas soldadas.....	149
Figura No. 75: Chavetas terminadas	149
Figura No. 76: Cepillado de los elementos de transmisión de potencia	150
Figura No. 77: Protección para los elementos de transmisión de potencia.....	150
Figura No. 78: Placas frontal y posterior terminadas, con refuerzos para chumaceras y pernos de comprobación	151
Figura No. 79: Estructura soldada completamente, con sus respectivas placas base para motor y caja de control.....	151
Figura No. 80: Ensamble de elementos fabricados: a) Fijación de ejes con tapas a rodillos mediante pernos y posicionamiento de ejes con anillos de retención, b) Fijación con pernos de las placas base de topes laterales a las placas laterales, c) Caja de perforado	

ensamblada completamente, con rodillos, d) Fijación de la tolva de alimentación y la caja de perforado mediante pernos	152
Figura No. 81: Ensamble de elementos no fabricados: a) Engranés, sprockets, cadena No. 60 y motor; b) Aplicación de fondo en máquina; c) Aplicación de pintura azul al cuerpo y amarilla a los rodillos....	153
Figura No. 82: Caja de control: a) Elementos internos, b) Panel de control	154
Figura No. 83: Prototipo de máquina perforadora de botellas de PET	154

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1: Propiedades mecánicas del acero AISI 1018	193
Anexo 2: Energía por unidad de área y resistencia a la fractura de varios materiales	194
Anexo 3: Propiedades físicas y mecánicas del material Ertalyte® PET-P.	195
Anexo 4: Protocolo de pruebas para obtener la fuerza de perforado de botellas. ...	196
Anexo 5: Equipo utilizado para las pruebas de perforado y agujeros realizados en las botellas	197
Anexo 6: Propiedades mecánicas del acero DIN S355 J2G3 St52-3 utilizado para fabricar camisas hidráulicas	198
Anexo 7: Curva esfuerzo – deformación para termoplásticos.	199
Anexo 8: Protocolo de pruebas para obtener la fuerza de compactado de botellas.	200
Anexo 9: Datos de placa del motor y reductor proporcionados por la empresa NEUMAC S.A.	201
Anexo 10: Capacidad de potencia para sprockets No.60 de hilera sencilla.	201
Anexo 11: Capacidad de potencia para engranes de dientes rectos con PD 10 y ángulo de presión 20°	202
Anexo 12: Medidas de seguros externos DIN 471 para ejes.	203
Anexo 13: Cálculo de diámetros y factores de seguridad para el eje “a” del rodillo conductor	203
Anexo 14: Deflexiones en los ejes.	207
Anexo 15: Propiedades mecánicas del acero A36.	213

Anexo 16: Propiedades del perno M16x2x50mm seleccionado para la unión de la tapa con los rodillos	214
Anexo 17: Propiedades del perno M8x1.25x20mm seleccionado para la unión de la placa base de los topes laterales con la placa lateral de la caja perforadora	217
Anexo 18: Uso de iProperties en el programa Autodesk Inventor 2014 para determinar el peso de los elementos	220
Anexo 19: Detalles dimensionales de las bandas transportadoras tipo CHEVRON con perfiles tipo A y AH	221
Anexo 20: Tabla de protecciones para motores trifásicos con arranque directo, recomendada por Schneider Electric	222
Anexo 21: Circuito de potencia del motorreductor del prototipo	223
Anexo 22: Circuito de control del motorreductor del prototipo	224
Anexo 23: Protocolo de pruebas para la medición de parámetros de prototipo de máquina perforadora de botellas	225
Anexo 24: Número de agujeros registrados en cada botella de la prueba de funcionamiento No. 3	226
Anexo 25: Valores de corriente registrados en las pruebas de funcionamiento No. 6 a 8 del prototipo	230
Anexo 26: Fotografías del prototipo y sus pruebas de funcionamiento.	231
Anexo 27: Carta de conformidad del proyecto.	237
Anexo 28: Hojas de procesos de los elementos del prototipo.	239

NOMENCLATURA

$\tau_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo cortante máximo
S_y	Resistencia a la fluencia
n	Factor de seguridad
σ'	Esfuerzo de Von Mises
σ_1	Esfuerzo principal 1
σ_2	Esfuerzo principal 2
σ_3	Esfuerzo principal 3
d	Diámetro de eje
S_e	Resistencia a la fatiga modificada
K_f	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga debido a flexión
M_a	Momento flector alternante
K_{fs}	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga debido a torsión
T_a	Par de torsión alternante
S_{yt}	Resistencia a la fluencia a tensión
M_m	Momento flector medio
T_m	Par de torsión medio
S_{ut}	Resistencia última a tensión
n_y	Factor de seguridad a fluencia
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo máximo de Von Mises
K_{sb}	Factor de corrección por flexión debido a impacto
K_{st}	Factor de corrección por torsión debido a impacto
S_{yp}	Esfuerzo de cedencia a tensión del material
M_{rod}	Momento requerido en cada rodillo
F_t	Fuerza tangencial
R_{rod}	Radio del rodillo
h_o	Espesor inicial de la tira en laminado plano
h_f	Espesor final de la tira en laminado plano
μ	Coefficiente de fricción
F_{rod}	Fuerza de compactado del rodillo
L_{rt}	Longitud de contacto entre el rodillo y la tira

w	Ancho de la tira
Y_{avg}	Esfuerzo promedio real de la tira en el espacio de laminación
T_{rod}	Par de torsión por rodillo
δW	Trabajo realizado por fuerzas
δU^{el}	Cambio de energía elástica
G_c	Energía absorbida por unidad de área de fractura
t	Ancho del material
δa	Desplazamiento generado en la fractura
F_{perf}	Fuerza de perforado
σ_τ	Resistencia a la cizalladura
A_{perf}	Superficie removida en troquelado
α	Ángulo entre la botella y el rodillo
β	Ángulo entre el rodillo, la punta y la botella
F_{acu}	Fuerza de acuñado
k	Factor multiplicativo de acuerdo a forma de acuñado
Y_f	Esfuerzo de flujo del material a la temperatura de forjado
A	Área proyectada de la forja
s_f	Resistencia a la flexión en engranes
W_t	Carga tangencial transmitida
K_o	Factor de sobrecarga
K_v	Factor dinámico
K_s	Factor de tamaño
F	Ancho de cara
m_t	Módulo métrico transversal
K_H	Factor de distribución de carga
K_B	Factor de espesor del aro
Y_J	Factor geométrico de la resistencia a la flexión
s_c	Resistencia a la picadura en engranes
Z_E	Coefficiente elástico
D_p	Diámetro de paso
Z_R	Factor de condición superficial

Z_I	Factor geométrico de resistencia a la picadura
S_t	Esfuerzo de flexión permisible
K_T	Factor de temperatura
K_R	Factor de confiabilidad
S_F	Factor de seguridad AGMA
Y_N	Factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión
S_c	Esfuerzo de contacto permisible
Z_N	Factor de vida de ciclos de esfuerzo
C_H	Factor de la relación de durezas de resistencia a la picadura
L_{rod}	Longitud del rodillo
n_{bot}	Número máximo de botellas que ingresan
L_{bot}	Longitud de la botella
$\varphi_{mín}$	Ángulo mínimo de inclinación de tolva
V_{tolva}	Volumen de tolva
V_{bot}	Volumen de botella
h	Altura de tolva
e_{bot}	Espesor de botella
F_c	Fuerza de corte
k_s	Velocidad específica de corte
A_c	Área de corte
L_{srod}	Longitud de separación entre rodillos
R_{bot}	Radio de botella
h_{puntas}	Altura de puntas
D_{rod}	Diámetro de rodillo
P_{rod}	Perímetro de rodillo
a_e	Eje mayor de elipse
b_e	Eje menor de elipse
h_n	Altura recorrida por botella
La_e	Longitud de arco recorrido por botella
θ	Ángulo recorrido por botella en compactación
$\omega_{mín}$	Velocidad angular mínima para el rodillo

ω_{rod}	Velocidad angular corregida para el rodillo
F_{roz}	Fuerza de rozamiento
μ_{PETAc}	Coefficiente de rozamiento entre el PET y el acero
W_{rod}	Peso del rodillo
d_{erod}	Diámetro externo del rodillo
d_{irod}	Diámetro interno del rodillo
δ_{acero}	Densidad del acero
q_w	Carga distribuida debida al peso del rodillo
$M_{m\acute{a}x}$	Momento flector total máximo
$T_{m\acute{a}x}$	Par de torsión total máximo
$M_{m\acute{i}n}$	Momento flector total mínimo
$T_{m\acute{i}n}$	Par de torsión total mínimo
I	Momento de inercia
J	Momento polar de inercia
c	Distancia a línea neutra
n_f	Factor de seguridad a fatiga
σ'_a	Esfuerzo alternante de Von Mises
σ'_m	Esfuerzo medio de Von Mises
τ'	Esfuerzo cortante primario
τ''	Esfuerzo cortante secundario
P_{nm}	Potencia nominal del motor
P_m	Potencia corregida con eficiencia
P_T	Potencia total del sistema
i	Relación de transmisión
DHP	Potencia de diseño
FS	Factor de seguridad para elementos de transmisión de potencia
L	Longitud de cadena
C	Distancia entre centros
N	Número de dientes de pinn mayor
n	Número de dientes de pinn menor
P	Paso de cadena

RESUMEN

El reciclaje de botellas de PET es una actividad que se ha venido desarrollando por varios años en el Ecuador. Últimamente ha entrado en auge por la responsabilidad ambiental que promueven los organismos internacionales, preocupados por reducir el impacto que genera la gran cantidad de desechos que a diario se producen. NEUMAC S.A., como empresa que brinda soluciones a problemas hidráulicos y neumáticos, ha contribuido con las compañías recicladoras de PET, al proveerles de prensas que comprimen envases y permiten compactarlos en fardos, que posteriormente son exportados o transformados en productos como botellas de uso no alimenticio, escamas de PET, entre otros. El principal problema que existe al producir fardos de PET es que pueden ingresar botellas tapadas con aire o líquido en su interior, las cuales no pueden ser compactadas por la limitada potencia de la prensa, ocasionando inconvenientes como peso insuficiente de fardos, mayor tiempo de prensado, explosión de pacas al exponerlas al sol. Por tal razón, se ha diseñado y construido un prototipo de máquina perforadora de botellas de PET, cuya función es realizar varios agujeros en los envases, liberando los fluidos contenidos y facilitando la compactación en las prensas fabricadas por NEUMAC S.A. Sus elementos se han diseñado para soportar esfuerzos de perforado y compactado, derivados de fuerzas obtenidas por experimentación, que concuerdan con los resultados obtenidos en las pruebas de funcionamiento del equipo. Adicionalmente, se ha realizado un estudio económico y financiero para determinar la rentabilidad del prototipo y su ventaja respecto a equipos comercializados en el mercado internacional.

PALABRAS CLAVE: RECICLAJE, PET (POLIETILENO TEREFTALATO), MÁQUINA PERFORADORA, BOTELLAS, PLÁSTICOS.

SUMMARY

The PET bottle recycling is an activity that has been developing in Ecuador for several years. Lately, it has experienced a boom because of the environmental responsibility that the international agencies promote, concerned with reducing the impact that the large amount of waste produced daily causes. NEUMAC S.A., as a company that provides solutions to hydraulic and pneumatic problems, has contributed with the PET recycling companies at giving them presses which allow the bottles to be compacted into bundles. Those bundles are then exported or processed into products, such as bottles of non-food use, PET flakes, amongst others. The main problem in producing PET bales is that the bottles can enter the press with bottle caps, which means air or liquid inside their bodies and the consequent non-compacting of them because of the limited power of the machine, that causes problems such as underweight packages, more pressing time, explosion of bales when exposed to sunlight. For this reason, a prototype of PET bottle perforator machine has been designed and constructed. Its function consists in making many holes in the containers, releasing the fluid contented and facilitating the compacting in the presses manufactured by NEUMAC S.A. The elements of the prototype are designed to support drilling and compacting stresses, resulting from forces obtained by experiment, consistent with the machine testing operation results. Additionally, an economic and financial study has been conducted to establish the prototype profitability and its advantages with respect to equipment commercialized in the international market.

KEYWORDS: RECYCLING, PET (POLYETHYLENE TEREPHTHALATE), PERFORATING MACHINE, BOTTLES, PLASTICS.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES

NEUMAC S.A. es una empresa que se dedica a diseñar y construir máquinas que cuenten con sistemas hidráulicos y neumáticos, de manera que con ellas se pueda brindar soluciones a los problemas cotidianos de las personas y organizaciones.

Entre los diversos equipos que NEUMAC S.A. ofrece, está la prensa hidráulica para compactar botellas de PET¹. La utilización de esta máquina se centra principalmente en reducir el volumen de las grandes cantidades de botellas que diariamente llegan a los centros de acopio², para obtener fardos³ que faciliten su almacenamiento o transporte hacia las grandes empresas de procesado de PET.

Entre las más grandes empresas que realizan reciclado de PET en el Ecuador se encuentran: ENKADOR, INTERCIA S.A., RECISA S.A., RECIPLÁSTICOS S.A. y RIMESA. En estas empresas se cuenta con tecnología y maquinaria capaz de entregar escamas de PET para ser utilizadas como materia prima en otros productos. ENKADOR marca la diferencia al elaborar hilo plástico reciclado y realizar procesos de descontaminación a sus escamas para fabricar chips⁴.

Las empresas previamente mencionadas exigen a sus clientes que los fardos sean lo más densos posibles, es decir, que contengan la mayor cantidad de botellas en el mismo volumen; por lo que es preferible que las botellas ingresen previamente perforadas a la máquina compactadora, evitando así tener espacio muerto por acumulación de aire o líquido dentro de las mismas y facilitando el trabajo de la prensa.

¹ PET: Polietileno tereftalato, polímero obtenido mediante una reacción de policondensación entre el ácido tereftálico y el etilenglicol.

² Centro de acopio: Lugar en que se recolectan y prensan las botellas de PET.

³ Fardo: Paquete o bulto grande muy apretado.

⁴ Chips: Escamas de PET fundidas, utilizadas para fabricar hilos o botellas plásticas.

El presidente de NEUMAC S.A., sensible a este problema, y estimulando su solución, presentó ante el Departamento Técnico este proyecto, para que se lo realice como requisito previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico. El cual, habiendo realizado un análisis técnico se aceptó para ser desarrollado y ejecutado en los plazos previstos.

1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Las prensas hidráulicas que diseña y construye la empresa NEUMAC S.A. tienen una capacidad de compactación pre-definida por el cliente, que va de acuerdo a sus necesidades. La mayoría de veces, la capacidad de la máquina no es suficiente para hacer explotar los envases que ingresan con tapa y liberar el aire o líquido de todas las botellas.

Por lo tanto, los fardos que se obtienen con las prensas de NEUMAC S.A. no son tan densos como se espera en los centros de acopio y además, se ocasiona un sobre-esfuerzo en el sistema hidráulico de la máquina al tratar de compactar más botellas en un mismo volumen.

Adicionalmente, cuando el fardo se expone al sol, existe la posibilidad de que las botellas comprimidas que no han explotado se inflen nuevamente, provocando el rompimiento de los alambres que mantienen compacto al fardo, y consecuentemente, el desperdigado de las botellas.

Esto ocasiona pérdidas de tiempo, al tener que producir mayor cantidad de fardos que contengan todas las botellas recolectadas, y pérdidas de dinero, porque se necesita un vehículo con capacidad volumínica superior a la calculada o se realizan más viajes para transportar el mismo peso que se llevaría en un fardo de densidad óptima.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un prototipo experimental de una máquina perforadora de botellas de PET para la empresa NEUMAC S.A.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Establecer los parámetros de diseño del prototipo experimental de la máquina perforadora de botellas de PET.
- Plantear varias alternativas de diseño que se ajusten a los parámetros previamente determinados, analizarlas y escoger aquella que cumpla la mayor parte de los requerimientos.
- Presentar información técnica apropiada para la selección de materiales existentes en el mercado, para cada elemento del prototipo, así como su respectiva simulación en un software de modelado de objetos 3D.
- Validar el prototipo construido a través de pruebas físicas de operación, funcionamiento y puesta a punto.

1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

De los inconvenientes mencionados anteriormente en la definición del problema, surge la necesidad de perforar las botellas previo a la fase de compactación, con lo cual se obtendrían los siguientes beneficios:

- Compactar las botellas con menos energía que la utilizada actualmente.
- Incrementar la densidad de los fardos al tener más botellas en el mismo volumen, es decir, aumentar su peso pero no sus dimensiones.
- Aumentar la eficiencia del transporte y disminuir los costos del mismo, al tener mayor cantidad de material en cada fardo.

- Evitar accidentes por explosiones del fardo al exponerlo al sol.
- Aumentar la producción de fardos.

En el mercado internacional se ofrecen varias máquinas diseñadas para satisfacer esta necesidad; sin embargo, la tecnología que posee el Ecuador permite fabricar máquinas que entreguen el mismo producto terminado (botellas perforadas), y se fabriquen a un menor costo.

Por lo tanto, el diseño y construcción de un prototipo experimental de una máquina perforadora de botellas de PET, que es la finalidad del presente proyecto, es importante, en primer lugar para el Ecuador, que dará el primer paso en la fabricación de este tipo de máquinas e impulsará el reciclaje en el país. En segundo lugar, para la empresa NEUMAC S.A., porque solucionará los problemas que presentan sus prensas hidráulicas y ampliará su mercado. Y finalmente, para los centros de acopio, que entregarán fardos más densos, o mayor cantidad de fardos a las grandes recicladoras de PET y reducirán costos, obteniendo mayores ganancias.

1.5. ALCANCE

Realizar el diseño de un prototipo experimental de una máquina perforadora de botellas de PET con capacidad de 28800⁵ botellas/hora, validar su estructura y elementos diseñados en un programa de modelado de objetos 3D, construir la misma en los talleres de la empresa NEUMAC S.A. y los de sus colaboradores utilizando materiales adquiridos en el mercado local y realizar las respectivas pruebas de funcionamiento.

El prototipo será semi-automático, es decir, necesitará la supervisión de un operador. Contará con los botones de encendido, apagado y paro de emergencia y sus respectivas luces indicadoras.

⁵ Se tomó en cuenta los requerimientos de la empresa: producción aproximada de 16 fardos cada 8 horas, y 250 kg por cada fardo.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. RECICLAJE DE BOTELLAS DE PET

Debido a la gran cantidad de basura que se genera diariamente a escala mundial, se ha visto la necesidad de reciclar los materiales desechados, es decir, usarlos nuevamente como materia prima para fabricar nuevos productos y así reducir la contaminación ambiental.

El reciclaje no es algo reciente, se tiene evidencia de que esta actividad se originó alrededor del año 400 a.C.; sin embargo, los grandes cambios ocurridos en las últimas décadas, como el deterioro de la capa de ozono y el calentamiento global, han impulsado el desarrollo de una conciencia ecológica y consecuentemente la búsqueda de nuevas y mejores tecnologías de reciclado en pro de la conservación ambiental.

De todos los materiales que se reciclan, el PET es uno de los que mayor tiempo de degradación natural tiene (500 años); este material empezó a comercializarse masivamente desde los años setenta por su aplicación en botellas contenedoras de líquidos, y desde entonces, ha generado una gran cantidad de desechos; El Ecologista (2011), señala que el consumo global del PET es de 12 millones de toneladas al año, con un crecimiento del 6% anual. Por estas razones, el PET es uno de los materiales en los que más se ha invertido en tecnologías de reciclado.

El polietileno tereftalato, o PET por sus siglas en inglés, es un polímero de condensación termoplástico, que se obtiene a partir de la policondensación⁶ entre el tereftalato de dimetilo y el etilenglicol (Ecoembes, 2008).

⁶ Policondensación: Reacciones químicas que dan lugar a un polímero mediante sucesivas uniones entre monómeros y emiten moléculas condensadas.

Las características más relevantes del PET son: gran estabilidad dimensional, alta transparencia, rigidez, buenas propiedades barrera, alta resistencia al desgaste y corrosión, buena calidad de moldeo, gran indeformabilidad al calor, alta resistencia química y térmica, entre otras. En la tabla 1 se enlistan algunas de sus propiedades mecánicas y físicas.

Tabla No. 1: Propiedades mecánicas y físicas del PET

Propiedad	Unidad	Valor
Gravedad específica	---	1,29 – 1,40
Módulo de elasticidad	MPa	2760 – 4140
Módulo de flexión	MPa	2415 – 3105
Resistencia a la fluencia	MPa	59
Resistencia a la rotura	MPa	48 – 72
Resistencia a la compresión	MPa	76 – 104
Módulo de ruptura	MPa	83 – 124
Alargamiento a la rotura	%	30 – 300
Dureza	Rockwell M	94 – 101
Impacto Izod	J/cm de muesca	0,1 – 0,4

Fuente: Efunda, 2014

El PET puede ser conformado mediante extrusión, inyección, extrusión-soplado, termoconformado, entre otros métodos (Salán, 2005); y debe ser enfriado rápidamente para lograr una mayor transparencia. Actualmente, puede ser reciclado por varios métodos que son:

- Reciclado mecánico
- Reciclado químico
- Reciclado energético

2.1.1. RECICLADO MECÁNICO DE PET

Es el más habitual. En este tipo de reciclado, se somete al material a una serie de etapas que tienen como fin limpiarlo y procesarlo, sin que esto implique un cambio químico en su estructura. Es importante que se determine el origen del residuo y su posterior aplicación; por ejemplo, para que pueda ser utilizado en la industria alimenticia, debe tener mayor calidad y carecer de impurezas.

Dentro del reciclado mecánico se distingue dos tipos de proceso: reciclado mecánico convencional y procesos de súper limpieza.

2.1.1.1. RECICLADO MECÁNICO CONVENCIONAL

El reciclado mecánico convencional de PET consiste en el tratamiento de los residuos plásticos mediante métodos físicos de purificación, obteniendo como producto final escamas de PET, que pueden ser transformadas a pellets por extrusión.

Las escamas o pellets elaborados a partir del reciclado mecánico convencional presentan propiedades inferiores al PET virgen, es decir, tienen un grado de contaminación que no permite que sean utilizadas en envases destinados al contacto con alimentos; pero sirven como materia prima para fibras, resinas y plásticos de ingeniería.

Este tipo de reciclado comprende las siguientes etapas, que pueden estar alternadas o seguir este orden:

- **Acopio:** Recolección, compactación y embalaje del material, para su almacenamiento o transporte a una planta procesadora.
- **Selección/Separación:** Clasificación del material de acuerdo a varios criterios, y posterior separación del PET de los diferentes materiales que pueden ser perjudiciales para el proceso de reciclado.
- **Trituración:** Reducción del tamaño del envase hasta convertirlo en escamas, generalmente con la utilización de molinos que lo pican.
- **Lavado:** Se lava las hojuelas en frío o caliente, con tensoactivos o sosa cáustica diluidas en agua, eliminando los contaminantes que existan en la superficie; posteriormente, se hacen varios lavados en agua para dejar a las escamas completamente limpias. Cuando las escamas están muy sucias se utilizan otros métodos.

- **Secado:** Las escamas limpias se secan a temperaturas de 150°C a 180°C para eliminar la humedad de las mismas y permitir que puedan ser almacenadas o comercializadas.

Las hojuelas de PET limpias y secas pueden ser usadas directamente para elaborar otros productos; sin embargo, para la fabricación de fibras, filamentos y película para termoformado es necesaria la etapa de extrusión o granceado, un proceso que involucra alta temperatura y presión, y entrega pellets como producto terminado.

2.1.1.2. PROCESOS DE DESCONTAMINACIÓN / SÚPER LIMPIEZA

Como ya se mencionó, algunos contaminantes pueden quedar adsorbidos en la superficie de las hojuelas o pellets de PET, lo que impide que sirvan como materia prima para envases destinados a estar en contacto con alimentos. Para suprimir dichos contaminantes es necesario llevar a cabo un proceso de descontaminación o súper limpieza. Se conocen tres tipos de descontaminación:

- **Descontaminación mediante tratamiento térmico:** Las escamas se introducen en una extrusora a 280°C, así, las impurezas que no se pudieron fundir o disolver en las etapas previas de reciclado son retenidas en un filtro y eliminadas por policondensación. Para evaporar el agua y otros gases producidos por esta reacción se aplica vacío.
- **Descontaminación mediante tratamiento químico/físico:** Consiste en humedecer la hojuela con una colada de sosa, generalmente, y mantenerla durante cierto tiempo en un mezclador rotativo a alta temperatura, de modo que los contaminantes que hayan penetrado o sido adsorbidos/absorbidos se eliminen.
- **Descontaminación mediante extracción con disolventes:** Se utiliza sustancias líquidas para disolver y eliminar los contaminantes de las escamas, y así permitir que el PET precipite y poder utilizarlo.

Existen otros procesos de descontaminación que han sido patentados por algunas empresas, por lo que los detalles acerca de las tecnologías que utilizan o los procedimientos concretos que llevan a cabo no se conocen.

2.1.2. RECICLADO QUÍMICO DE PET

Es también denominado “feedstock” o reciclado terciario. Este tipo de reciclado es un proceso que implica un cambio en la estructura química inicial del material.

De los distintos procesos de reciclado químico que existen, el más utilizado para el tratamiento del PET es la quimiólisis. La quimiólisis o despolimerización consiste en separar completa o parcialmente al plástico en sus componentes iniciales, para lo cual se utiliza un reactivo químico. Después se vuelve a sintetizar el polímero original u otros polímeros, obteniendo materiales con las mismas características a los vírgenes. En la quimiólisis se distinguen varios procesos, que se diferencian principalmente por el reactivo químico que emplean: la metanólisis usa el metanol, la glicólisis emplea el etilenglicol, y la hidrólisis utiliza el agua.

En la figura 1 se puede apreciar las etapas del reciclado químico por metanólisis. Es importante notar que el reactor es el elemento crucial del proceso, ya que en ese lugar se producirá la división de las moléculas de PET en moléculas de tereftalato de dimetilo y etilenglicol.



Figura No. 1: Etapas del proceso de metanólisis

Fuente: Tecnología de los plásticos, 2011

Con el reciclado químico se obtiene materia prima de mayor calidad a aquella producida a partir del reciclado mecánico, y por lo tanto, es apta para elaborar envases alimentarios.

2.1.3. RECICLADO ENERGÉTICO DE PET

Debido a la energía calorífica del PET, es posible que sea utilizado como combustible. El reciclado energético, mostrado en la figura 2, consiste en quemar el material, lo que produce dióxido de carbono y desprende energía, la misma que se utiliza para calefacción de escuelas, asilos, hogares, industrias, o como fuente de electricidad (Durán, 2013).

Para evitar la excesiva contaminación atmosférica producida por el dióxido de carbono, es necesario que se implementen controles y medidas de seguridad en este proceso de reciclado.

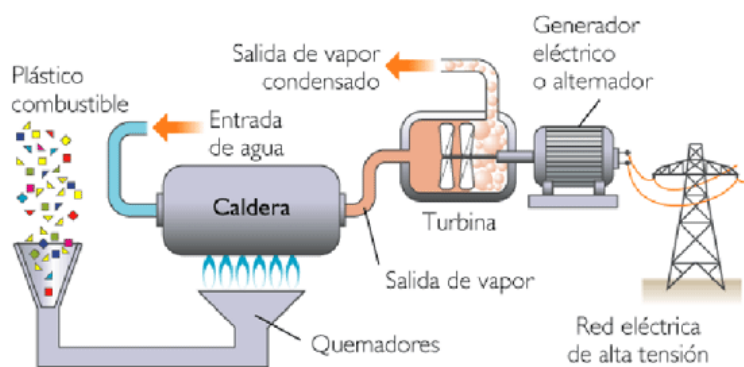


Figura No. 2: Etapas del reciclado energético del PET

Fuente: Ambiente y Sociedad, 2012

2.2. COMPACTACIÓN DE BOTELLAS DE PET

Los centros de acopio reciben miles de botellas de PET diariamente, de distintas personas que las recolectan en la calle, o de vehículos que recogen los envases de los basureros o contenedores especializados. Una vez que las botellas han llegado a estos sitios, es indispensable que sean compactadas y embaladas para que puedan ser

almacenadas y posteriormente transportadas a plantas procesadoras de PET, evitando ocupar así grandes volúmenes y liberando espacio para nuevas botellas.

Para la etapa de compactación existen varias alternativas:

- Quitar la tapa de los envases y aplastarlos con la mano o el pie.
- Utilizar una máquina que aplaste individualmente los frascos.
- Hacer pasar sobre las botellas un auto o camión.
- Usar una prensa hidráulica.

De las alternativas mencionadas para compactar, la más común es el uso de una prensa hidráulica, que también permite el embalaje de las botellas.

2.2.1. PRENSAS HIDRÁULICAS PARA PET

Las prensas hidráulicas para PET son máquinas que poseen una estructura a manera de cuarto cerrado, en la cual se depositan botellas plásticas que son compactadas con la ayuda de un pistón hidráulico; la base que empuja el pistón tiene forma de canales consecutivos para permitir el ingreso de alambres que aseguren el fardo y así evitar que las botellas escapen. La mayoría de estos equipos son semiautomáticos y necesitan supervisión de un operario, otros son más avanzados y utilizan control por PLC. Estas máquinas pueden ser de compactación en sentido vertical u horizontal, como se muestra en la figura 3.

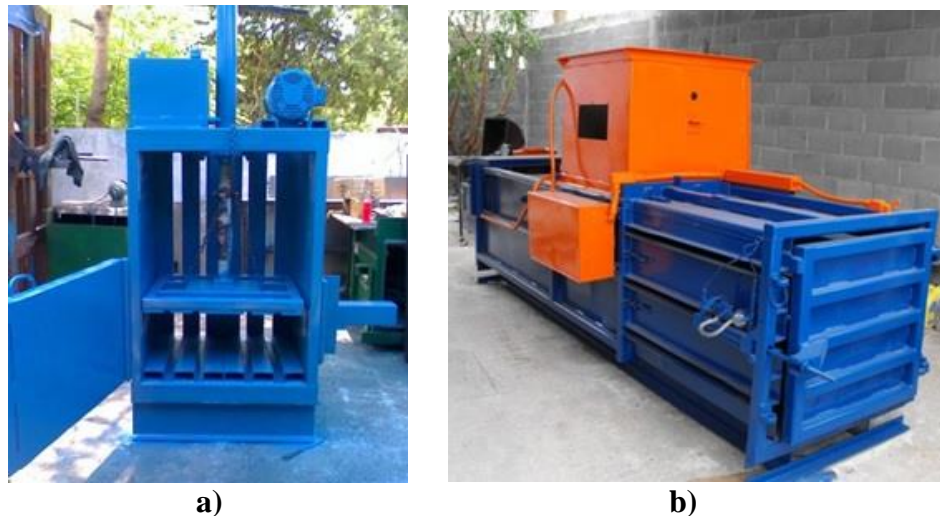


Figura No. 3: Prensas hidráulicas para compactar PET: a) Prensa vertical, b) Prensa horizontal

Fuente: nexoLocal, s.f.

También existen prensas neumáticas para PET, y debido a que utilizan aire comprimido, su tonelaje es mucho menor al que presentan las prensas hidráulicas que emplean líquido para transmitir la fuerza.

2.2.2. PROBLEMAS ASOCIADOS A LA COMPACTACIÓN DE BOTELLAS EN PRENSAS HIDRÁULICAS

La capacidad de la prensa hidráulica debe seleccionarse dependiendo del trabajo que va a realizar, tomando en cuenta el tamaño y peso esperados del fardo. A pesar de que se escoja correctamente la prensa, en la compactación pueden presentarse los siguientes problemas:

- Sobre – esfuerzo del sistema hidráulico por tratar de comprimir gran cantidad de envases con tapa, y consecuentemente vibraciones.
- Presencia de residuos líquidos en el interior de las botellas, que en caso de explotar, ensucian las paredes de la prensa, se van acumulando, y dificultan la expulsión del fardo.
- Compresión repetitiva de los envases de PET, para llegar a las dimensiones y peso establecidos del fardo.

- Aplanamiento parcial de las botellas con tapa, que no es beneficioso cuando ya se ha hecho el embalaje y se expone la paca al sol, ya que aumenta la presión en los frascos, y estos se inflan nuevamente, por lo que los alambres que aseguran el fardo se rompen, ocasionando el desperdigado de las botellas.

2.3. PERFORACIÓN DE BOTELLAS DE PET

En los centros de acopio, los problemas asociados a la compactación de botellas en prensas hidráulicas son responsables de la pérdida de tiempo y dinero en el transporte o almacenaje de los fardos, por lo que es preferible que los envases ingresen a la máquina previamente perforados y aplanados.

En el Ecuador, la mayoría de botellas ingresan a los centros de acopio con tapa y aire o líquido en su interior, sólo en algunos casos las personas recolectoras de basura las aplanan. En cambio, en otros países, se utilizan máquinas para perforar y aplanar los envases y así liberar los residuos que contengan, reduciendo el riesgo de que la máquina compactadora experimente los problemas anteriormente expuestos.

2.3.1. TIPOS DE MÁQUINAS PERFORADORAS- APLANADORAS DE BOTELLAS DE PET

Se tienen varias alternativas de máquinas que se utilizan para perforar y aplanar envases de PET. Algunas de ellas son para el uso doméstico y procesan manualmente una botella a la vez.

Para el uso industrial se tienen otras alternativas, las cuales tienen en común el empleo de uno o dos rodillos con elementos perforadores, como cuchillas, puntas o muelas que giran y van perforando y aplanando las botellas. Como sistema de alimentación tienen una tolva, y las botellas caen hacia los rodillos por gravedad. Pueden poseer uno o dos motores para hacer girar los ejes de los rodillos, ello depende de la capacidad y potencia deseadas. Opcionalmente, tienen un contenedor

para almacenar el producto terminado; generalmente los envases caen a una banda transportadora que los envía a la siguiente etapa de reciclado.

2.3.1.1. RODILLOS CON CUCHILLAS

Este tipo de máquinas, para realizar el perforado y aplanado cuentan con tubos a los cuales se les ha soldado cuchillas; también pueden ser discos que han sido maquinados e intercalados con espaciadores, como en el caso del perforador de botellas HEL 600, de la empresa española PALVI, cuya parte medular se aprecia en la figura 4; este equipo tiene una capacidad de procesamiento de 55 m³/hora y permite llenar la tolva manualmente, con volteador u otros medios.



Figura No. 4: Cuchillas del perforador de botellas HEL 600

Fuente: PALVI, s.f.

Otra máquina que utiliza este tipo de rodillos es el sistema de perforado PET HSM PF 600, cuya empresa fabricante es HSM y se muestra en la figura 5. Tiene una capacidad de procesamiento de 40000 a 50000 botellas/hora y posee una tolva para el llenado de las botellas.



Figura No. 5: Sistema de Perforado PET HSM PF 600

Fuente: HSM, s.f.

2.3.1.2. RODILLOS CON PUNTAS

Las máquinas que utilizan este sistema poseen tubos en los cuales se ha insertado o soldado puntas perforadoras; un ejemplo muy claro es el equipo desarrollado por BOLLEGRAF, que se observa en la figura 6. Generalmente, estos tubos son de mayor diámetro que aquellos que emplean cuchillas para el perforado.



Figura No. 6: Rodillos del perforador de botellas de BOLLEGRAF

Fuente: Bollegraaf, s.f.

La marca PRODEVA desarrolló una máquina que tiene tiras de puntas empernadas a los tubos, otra posible opción, mostrada en la figura 7. Este aparato es capaz de perforar hasta 15000 botellas/hora.

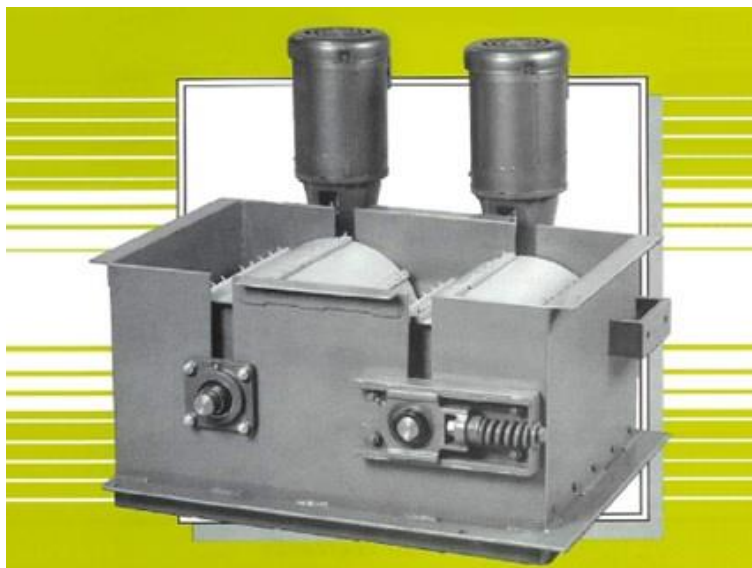


Figura No. 7: Perforador de botellas PRODEVA, modelo 400

Fuente: Prodeva, s.f.

2.3.1.3. RODILLOS CON MUELAS

Los equipos que cuentan con rodillos con muelas son capaces de aplanar en un mayor grado las botellas, en comparación a las máquinas que emplean cuchillas o puntas. Sin embargo, pueden precisar de una etapa previa de perforado, como el sistema de prensado PET Crusher 1049 de la marca HSM, mostrado en la figura 8, que tiene una capacidad de procesamiento de 2000 botellas/hora, mucho menor a la de otros perforadores.



Figura No. 8: Sistema de Prensado PET HSM 1049

Fuente: HSM, s.f.

2.4. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Aparte de conocer las generalidades del PET y el proceso de reciclado, así como las diversas máquinas con las que se puede obtener una botella aplanada y perforada, es primordial tener en cuenta las consideraciones principales para diseñar sus elementos más importantes.

2.4.1. EJES

Los ejes o flechas son elementos rotatorios empleados para transmitir potencia o movimiento (Budynas & Nisbett, 2008). Estos componentes son interdependientes con otros elementos, como engranes, poleas y cojinetes, por lo que su diseño es primordial.

En el diseño de ejes se distinguen las siguientes etapas:

- a) Definir funcionalidad y elegir materiales.

- b) Estimar dimensiones según elementos y calcular cargas y esfuerzos.
- c) Establecer la resistencia y comprobar deflexiones (tomar en cuenta los puntos críticos del eje).

Los ejes generalmente se fabrican de acero, y pueden ser diseñados para soportar carga estática o carga variable en el tiempo. Las teorías de falla más utilizadas para materiales dúctiles se presentan a continuación.

2.4.1.1. TEORÍAS DE FALLA PARA CARGA ESTÁTICA

Se tienen dos teorías de falla para carga estática; cuando la resistencia a la fluencia en compresión es igual a la resistencia a la fluencia en tensión del material.

- **Teoría del esfuerzo cortante máximo (ECM):** Es una teoría conservadora y de fácil aplicación. Utiliza la ecuación 1:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{S_y}{2n} \quad (1)$$

- **Teoría de la energía de distorsión (ED):** Es la teoría más utilizada para problemas de diseño. Emplea la ecuación 2:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (2)$$

El esfuerzo de Von Mises se obtiene a través de la ecuación 3:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (3)$$

2.4.1.2. TEORÍAS DE FALLA PARA CARGA VARIABLE

Los elementos pueden ser sometidos a cargas o esfuerzos variables. Cuando estos esfuerzos se repiten un gran número de veces, hasta que el elemento falle, se considera que se ha producido falla por fatiga. Uno de los métodos utilizados en falla por fatiga es el método de esfuerzo-vida, a través del cual se determina el diámetro del eje, partiendo de la carga, la velocidad de giro y el número de ciclos impuestos.

Las ecuaciones de los criterios de falla por fatiga del método de esfuerzo-vida se muestran a continuación, se debe tomar en cuenta que en ellas se desprecian las cargas axiales.

a) **ED-Soderberg** – ecuación 4.

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

b) **ED-Goodman** – ecuación 5.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (5)$$

c) **ED-Gerber** – ecuación 6.

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (6)$$

Donde:

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} \quad (7)$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \quad (8)$$

d) **ED-ASME elíptica** – ecuación 9.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (9)$$

Para evitar la falla del primer ciclo se obtiene el factor de seguridad a fluencia con la ecuación 10:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{máx}} \quad (10)$$

Adicional a estas teorías, se puede utilizar la ecuación 11 cuando el eje se va a someter a choque o impacto.

$$\frac{S_y}{n} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{K_{sb} \left(M_m + \frac{S_y}{S_e} K_f M_a \right)^2 + \frac{3}{4} K_{st} \left(T_m + \frac{S_{yp}}{S_e} K_{fs} T_a \right)^2} \quad (11)$$

La deflexión, la rigidez, y la velocidad crítica del eje, aparte de estas teorías de falla, también se debe comprobar.

2.4.2. RODILLOS

Los rodillos son elementos cilíndricos, generalmente huecos, que en la mayoría de aplicaciones giran. Se los usa generalmente para prensar o reducir el espesor de materiales como los metales, en la industria mecánica; sin embargo, también pueden utilizarse para otros propósitos, como por ejemplo amasar pan o aplanar carreteras.

En el caso de las perforadoras de botellas de PET, los rodillos deben poseer el momento suficiente que permita compactar la botella hasta el espesor deseado. Medina (2012) señala que para el cálculo del momento no se toman en cuenta los elementos perforadores; en la figura 9 se observan las fuerzas tangencial y normal que aparecen entre la botella y los rodillos:

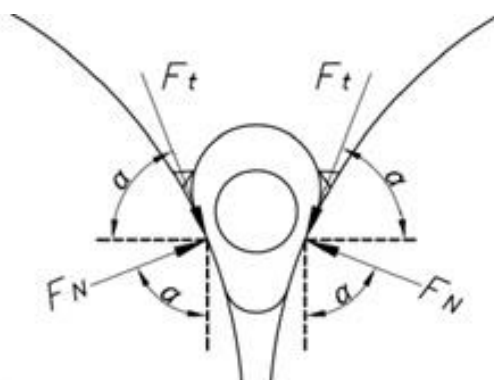


Figura No. 9: Fuerzas entre los rodillos y la botella de PET al momento de realizar la compactación.

Fuente: Medina, 2012

Habiendo determinado las fuerzas, se emplea la ecuación 12 para obtener el momento requerido en cada rodillo:

$$M_{rod} = F_t R_{rod} \quad (12)$$

Los rodillos también podrían diseñarse como elementos de laminado plano, un proceso en el que se reduce el espesor del material mediante fuerzas de compresión. En el laminado plano se tiene un tiro máximo posible, que es la diferencia entre el espesor inicial y final del material, y se calcula mediante la ecuación 13:

$$h_o - h_f = \mu^2 R_{rod} \quad (13)$$

La fuerza del rodillo se obtiene a través de la ecuación 14:

$$F_{rod} = L_{rt} w Y_{avg} \quad (14)$$

Y el par de torsión para cada rodillo, suponiendo que la fuerza F_{rod} actúa a la mitad del arco de contacto, se determina con la ecuación 15:

$$T_{rod} = \frac{F_{rod} L_{rt}}{2} \quad (15)$$

Calculados el momento o el par de torsión de los dos rodillos, es posible obtener la potencia del motor.

2.4.3. ELEMENTOS DE PERFORACIÓN Y APLANADO

Como ya se mencionó, las máquinas existentes en el mercado que realizan la perforación de botellas de PET utilizan diferentes dispositivos para llevar a cabo esta acción, que son: rodillos con puntas, rodillos con cuchillas y rodillos con muelas. No se tienen ecuaciones desarrolladas específicamente para estos elementos, sin embargo, se muestran a continuación algunas ecuaciones y recomendaciones para su diseño aproximado.

2.4.3.1. CUCHILLAS

Para estos elementos se puede utilizar el criterio energético para la fractura rápida o fractura por impacto (Ashby & Jones, 2002), ya que se producirá una carga por impacto cada vez que una cuchilla realice un corte en una botella de PET. La ecuación que satisface este criterio, y por lo tanto el avance de una grieta, se muestra en la ecuación 16:

$$\delta W \geq \delta U^{el} + G_c t \delta a \quad (16)$$

Lo cual se interpreta de la siguiente manera: “el trabajo necesario para realizar la ruptura del material debe ser mayor que el cambio de energía elástica más la energía absorbida por el material en ruptura” (Chapa, 2005, p.58).

Debido a la poca elasticidad que presenta el PET, el cambio de energía elástica es insignificante en comparación al trabajo realizado por la cuchilla al perforar el envase, y es posible reducir la fórmula anterior a la que se aprecia en la ecuación 17:

$$\delta W \geq G_c t \delta a \quad (17)$$

Resolviendo la ecuación previa de acuerdo a los parámetros deseados se encuentra la fuerza necesaria para perforar el PET. Es recomendable que el material de las cuchillas sea de alta dureza para soportar el desgaste.

En el caso de que el criterio energético para la fractura rápida no se pudiera aplicar, es factible considerar la presión de corte o fuerza específica de corte, utilizada en el mecanizado, que se define como “la resistencia por unidad de superficie que presenta un material al momento de ser cortado” (Andrade & Calvopiña, 2013, p.66), y cuyos valores se encuentran tabulados.

Otra posibilidad de obtener la fuerza de perforado es mediante la aplicación de la teoría de troquelado o matricería. Conociendo la resistencia a la cizalladura o resistencia a la cortadura, que es propia de cada material, se determina la fuerza necesaria para realizar el corte, con la ecuación 18:

$$F_{perf} = \sigma_{\tau} A_{perf} \quad (18)$$

2.4.3.2. PUNTAS

Las puntas utilizan el mismo criterio que las cuchillas, porque se aplica la carga en forma súbita y en un intervalo muy corto de tiempo. Adicionalmente, para que la botella no resbale y no escape al ser perforada, se puede considerar la figura 10:

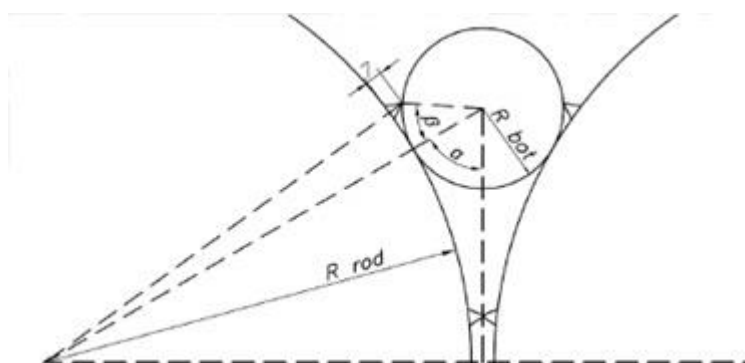


Figura No. 10: Ángulos que aparecen entre el rodillo y las puntas perforadoras

Fuente: Medina, 2012

Donde se necesita que se cumpla la ecuación 19 (Medina, 2012):

$$\alpha + \beta > 90^\circ \quad (19)$$

Se puede encontrar los ángulos mediante trigonometría y experimentación. Se recomienda que el diámetro del rodillo sea grande para facilitar el ingreso del envase.

2.4.3.3. MUELAS

Idealmente, las muelas podrían considerarse como dos rodillos lisos, que están actuando en un proceso de compactación o laminado plano, cuyas ecuaciones se mencionaron previamente en el diseño de rodillos.

Sin embargo, para darles una mejor aproximación a estos elementos, se podría emplear la teoría de acuñado (forja con dado cerrado), proceso mediante el cual se

pueden practicar elevaciones y depresiones en superficies, que generalmente son planas. La fuerza necesaria para lograr esta operación se obtiene con la ecuación 20.

$$F_{acu} = kY_f A_a \quad (20)$$

2.4.4. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Los sistemas de transmisión de potencia se utilizan para recibir la potencia de algún tipo de fuente giratoria, y generalmente reducir su velocidad, aumentando el par torsional en el eje de salida. Los más comunes son los engranes, las bandas y las cadenas.

2.4.4.1. ENGRANES

“Los engranes son ruedas cilíndricas dentadas que se usan para transmitir movimiento y potencia de un eje giratorio a otro” (Mott, 2006, p.301). Existen diferentes tipos de engranes. En el caso del presente proyecto se dará una breve descripción de los engranes rectos, por su importancia que tienen para transmitir movimiento y potencia de un eje a otro eje paralelo; además, porque son los más sencillos de diseñar.

El procedimiento para el diseño de un engrane recto es el siguiente:

- a) Identificar las velocidades del piñón y rueda, y la potencia a transmitir.
- b) Especificar los factores que se requieran para aplicar las ecuaciones posteriores.
- c) Indicar un valor tentativo de paso diametral y ancho de cara.
- d) Elegir el material para los engranes.
- e) Encontrar la velocidad de la línea de paso y la fuerza tangencial.
- f) Calcular los esfuerzos esperados de flexión y contacto, según el método de la AGMA⁷, con las ecuaciones 21 y 22 respectivamente:

⁷ AGMA: American Gear Manufacturers Association

$$s_f = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{F m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (21)$$

$$s_c = Z_E \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_H}{F D_p} \frac{Z_R}{Z_I}} \quad (22)$$

- g) Ajustar los esfuerzos de flexión y contacto, para encontrar los números de esfuerzos de flexión y contacto, según las ecuaciones 23 y 24 de la AGMA:

$$S_t > s_f \frac{K_T K_R S_F}{Y_N} \quad (23)$$

$$S_c > s_c \frac{K_T K_R S_F}{Z_N C_H} \quad (24)$$

- h) Elegir un material que cumpla con las ecuaciones 23 y 24, especificar dureza y tratamiento térmico.
- i) Optimizar el diseño cuando sea necesario.

2.4.4.2. BANDAS Y CADENAS

Las bandas son elementos flexibles de transmisión de potencia. Se asientan en poleas, que pueden ser acanaladas. Los tipos de bandas más comunes son: bandas planas, bandas en “V” y bandas sincrónicas.

De la misma manera, las cadenas son elementos que transmiten potencia, y están formadas por una serie de eslabones unidos con pernos; se sujetan en ruedas dentadas llamadas catarinas. Las cadenas de rodillo y de diente invertido son las más utilizadas.

Para seleccionar cualquiera de estos elementos se puede consultar catálogos, en los cuales se tienen procedimientos detallados de selección. Se recomienda usar los catálogos del fabricante Martin Sprocket & Gear ®.

CAPÍTULO 3

CARACTERIZACIÓN DEL PROTOTIPO EXPERIMENTAL, ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.1. CARACTERIZACIÓN DEL PROTOTIPO EXPERIMENTAL

El cliente, en este caso NEUMAC S.A., quien ha solicitado el desarrollo del prototipo experimental de la máquina perforadora de botellas de PET, también ha expresado los parámetros de diseño, requerimientos, restricciones y especificaciones, que han sido resumidas en el apartado “Generalidades”, descrito a continuación.

3.1.1. GENERALIDADES

3.1.1.1. RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

Es importante fijar los límites que restringirán el diseño de una máquina, para evitar tener inconvenientes más adelante, en este caso se tiene:

- **Materia prima:** Botellas plásticas de 400 a 550 ml.
- **Capacidad:** 28800 botellas/hora; calculada de acuerdo a las indicaciones de NEUMAC S.A., y tomando el peor escenario con los pesos promedios de las botellas, como se muestra en las tablas 2 a 5:

Tabla No. 2: Indicaciones proporcionadas por NEUMAC S.A.

Parámetro	Valor
Producción estimada por NEUMAC S.A.	2 fardos/hora = 500 kg/h
Jornada de trabajo	8 horas
Volumen aproximado de las botellas	500 ml

Tabla No. 3: Pesos de botellas de 400 a 550 ml

Marca	Peso [g]		Volumen [ml]
	Con tapa	Sin tapa	
Dasani	18	16	500
Güitig	26	24	500
Fuze Tea	20	18	550
Seven Up	22	20	400
Tesalia	20	18	500
Promedio	21,2	19,2	---

Tabla No. 4: Capacidad calculada con los pesos de las botellas

Marca	Capacidad [botellas/hora]	
	Con tapa	Sin tapa
Dasani	27778	31250
Güitig	19231	20833
Fuze Tea	25000	27778
Seven Up	22727	25000
Tesalia	25000	27778
Promedio	23585	26042

Tabla No. 5: Capacidad definida para proporcionar margen de error

Parámetro	Valor
Capacidad promedio [botellas/hora]	26042
Capacidad promedio [botellas/segundo]	7,23
Capacidad definida con margen de error	8 botellas/segundo 28800 botellas/hora

- **Volumen:** La máquina debe ocupar el menor espacio posible. La tolva de alimentación debe ser preferiblemente de 1 metro de ancho por 1 metro de profundidad.
- **Tecnología de fabricación:** Todos los elementos a diseñar deben adaptarse a las tecnologías de fabricación existentes en el país, así como a la materia prima disponible y normas.
- **Alimentación:** Manual, con tolva; el prototipo no contará con un elevador automático de carga (botellas).
- **Potencia de la máquina:** Máximo 3 HP para todo el sistema. Debido a que, por pedido expreso del cliente, no se toma en cuenta la opción de que el prototipo perforo o compacte el conjunto pico-tapa de las botellas.

3.1.1.2. PARÁMETROS DE DISEÑO

Los parámetros de diseño, conjuntamente con las restricciones y limitaciones, se traducen cuantitativamente en las especificaciones. Para el prototipo se tiene ciertos requerimientos básicos, que son:

- **Tamaño:** La máquina no debe sobrepasar la altura de una persona promedio, así el operador podrá alcanzar la tolva de alimentación fácilmente.
- **Movilidad:** No es necesario que el prototipo se desplace fácilmente, es preferible que sea estacionario para otorgarle mayor estabilidad.
- **Mantenibilidad:** Los elementos de la máquina deben ser accesibles al empleado, para que éste pueda limpiarlos, repararlos e incluso reemplazarlos si llegan a fallar. Es importante también que los lubricantes y grasas sean de fácil adquisición en el mercado local.
- **Ergonomía:** La operación del prototipo no debe afectar la postura del usuario, ni ocasionarle esfuerzos o dificultades no permitidos.
- **Operación:** Se operará la máquina semiautomáticamente, es decir, existirá un motor (o dos) que accionará los mecanismos internos; éste será comandado a través de un botón de encendido y otro de apagado, que estarán en un panel de control.
- **Seguridad:** Para garantizar la seguridad del operador se instalará un botón de paro de emergencia, y en lo posible se cubrirán todos los mecanismos que presenten un riesgo inminente, evitando que el usuario tenga contacto directo con los mismos.
- **Costo:** El prototipo debe tener un precio de venta menor al de las máquinas perforadoras de botellas de PET que actualmente se comercializan, así podrá entrar al mercado a un precio competitivo.
- **Vida útil:** La máquina se diseñará para una vida económica y rentable de aproximadamente 5 años.

- **Fabricación:** Es preferible que la máquina tenga un diseño fácil, con elementos que puedan elaborarse en cualquier taller local, y cuyos materiales se puedan conseguir sin ningún inconveniente.
- **Montaje:** El ensamble del prototipo deberá ser comprensible y de rápida instalación para todo el personal que lo ejecute.

3.1.1.3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

En el cuadro 1 se tienen los requerimientos, restricciones y deseos definidos conjuntamente entre la empresa y la diseñadora, que serán los fundamentos para la fase del diseño del prototipo.

Cuadro No. 1: Especificaciones técnicas del prototipo

Concepto	Propone	R/D	Descripción
Función	C	R	Perforar botellas de PET de 400 ml a 550 ml. Las botellas ingresarán a la máquina con tapa y con etiqueta.
Capacidad	C + D	R	28800 botellas/hora.
Tamaño	C + D	D	- No exceder 1,5 metros de altura para el ingreso del material. - Tolva de 1x1 metros.
Alimentación	C	R	Manual, con tolva.
Energía	C	R	Motor eléctrico de corriente alterna (60 Hz).
Operación	C + D	R	Semiautomática, con panel de control: 1 botón de encendido, 1 botón de apagado y luces indicadoras correspondientes.
Seguridad	D	R	Incluye un paro de emergencia. Proteger los mecanismos internos.
Vida útil	C	R	Aproximadamente 5 años en condiciones normales de operación.
Mantenimiento	D	D	Elementos accesibles al operador, de mantenimiento regular.
Fabricación y Montaje	C	R	Construir y ensamblar en talleres locales.
Costo de venta	C	R	Menor a 20000 USD.

Propone: C = Cliente; D = Diseño.

R/D: R = Requerimiento; D = Deseo.

3.1.2. ESTRUCTURA FUNCIONAL DEL PROTOTIPO

La estructura funcional permite una mejor comprensión y análisis en la fase de diseño. Como paso previo para definir la estructura funcional, se debe redactar lo que realiza la máquina y la forma en que lo hace, como se muestra a continuación:

El prototipo tendrá una tolva de alimentación, por la cual ingresarán las botellas de PET; no se contará con ningún mecanismo de arrastre para las mismas hacia el mecanismo de perforado, ya que se utilizará la gravedad como ventaja. Para la perforación se utilizarán rodillos con dispositivos de corte y motores que los impulsen. Para la descarga del producto final tampoco será necesaria la incorporación de algún dispositivo extra, y las botellas caerán a una banda transportadora que las movilizará hasta su destino. Todo el sistema de perforado estará soportado en una estructura robusta.

Para iniciar el proceso, el operador deberá aplastar el botón de encendido, y de la misma manera, si quiere que la máquina se detenga, aplastar el botón de apagado. Durante el perforado se liberará energía en forma de sonido, vibraciones, calor, u otros; lo cual se debe considerar en el diseño.

Con lo descrito anteriormente, se puede representar el nivel 0 y 1 de la estructura funcional de la perforadora de botellas, con sus funciones principales y secundarias, como se observa en las figuras 11 y 12, respectivamente. El primer gráfico se muestra como una caja negra, con entradas, salidas y señales; mientras que en el segundo gráfico se detalla otras actividades requeridas para obtener el perforado.

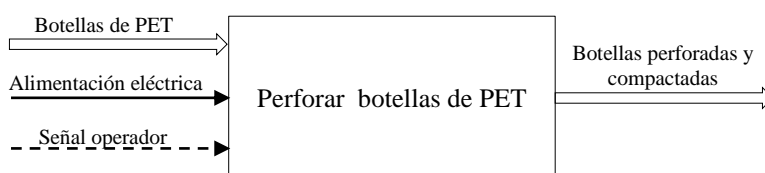


Figura No. 11: Estructura funcional del prototipo – Nivel 0

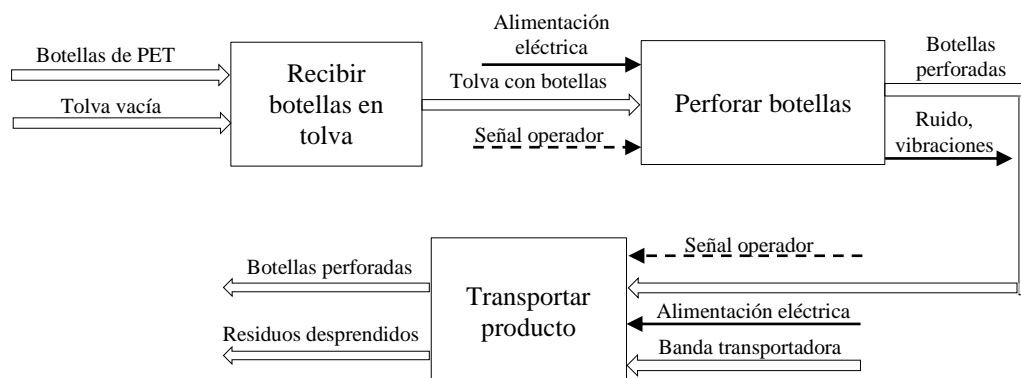


Figura No. 12: Estructura funcional del prototipo – Nivel 1

3.1.2.1. MÓDULOS DEL PROTOTIPO

La estructura funcional se puede dividir en módulos, lo cual facilitará el diseño de los elementos y selección de componentes. En este caso se tendrán 3 módulos: ingreso de materia prima; perforación y compactado; y transporte; como se muestra en la figura 13:

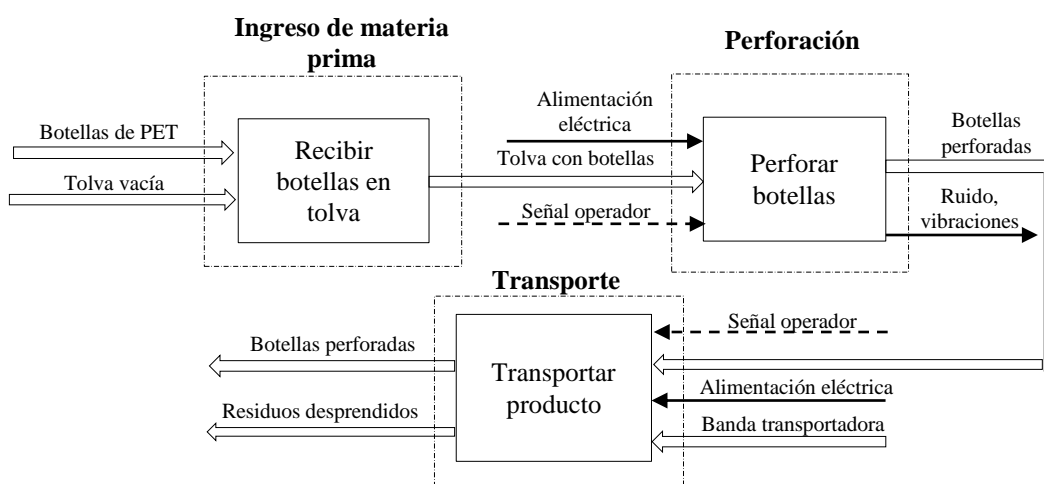


Figura No. 13: Módulos del prototipo

El módulo de transporte no forma parte del prototipo, sin embargo fue incluido en la estructura funcional para recalcar que las botellas no deben acumularse al salir

del perforado, y así evitar problemas de atascamiento o accidentes. Lo único que se considerará en este módulo es el ancho de la parte inferior de la estructura, que debe permitir el paso de una banda transportadora.

3.2. ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Debido a que el prototipo ha sido separado en módulos, se debería seleccionar la mejor alternativa para cada uno de ellos; sin embargo, el módulo de ingreso de materia prima y el módulo de transporte no necesitan de mayor decisión para dimensionarse y diseñarse, por lo que la selección de la alternativa se ha enfocado en el módulo de perforación.

3.2.1. ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Se han tomado como base las máquinas descritas en el marco teórico, en la sección 2.4.1., para proponer alternativas de diseño. Es importante recalcar que la opción de un prototipo que incluyera muelas no fue considerada, ya que previamente se debía hacer una fase de perforación, lo cual hubiera implicado aumento de costos.

Todas las alternativas presentan el mismo principio de funcionamiento descrito en la estructura funcional, en lo único que se diferencian es en el mecanismo de perforado. Sólo han sido incluidas opciones con rodillos por pedido explícito de la empresa NEUMAC S.A.

- **Alternativa 1:** La perforación se realizará con rodillos de acero con puntas soldadas en la superficie de cada uno de ellos. La dificultad de reemplazar las cuchillas en caso de que se dañen, será media, porque se podrá quitar la soldadura. Sin embargo, se escogerán preferiblemente materiales que puedan recibir tratamiento térmico y alta resistencia al desgaste.

- **Alternativa 2:** Para perforar se utilizarán discos con cuchillas, que serán maquinados en un solo cuerpo; éstos serán separados con rodillos, los cuales se sujetarán al eje con soportes y aplanarán los envases. Será necesario soldar los rodillos con los discos para asegurar que no se comporten como elementos separados. Será difícil reemplazar los discos si llegasen a dañarse, por lo que se considerarán los mismos materiales que en la alternativa 1.
- **Alternativa 3:** Se tendrán rodillos de acero con varias barras empernadas a cada uno de ellos, a las cuales se les habrán incorporado pequeños cilindros con punta, para que puedan perforar los envases. En este caso, si será posible reemplazar las barras con las puntas perforadoras, pero se tendrán en cuenta los mismos materiales que en las alternativas anteriores, para otorgar mayor confiabilidad.
- **Alternativa 4:** Se usarán rodillos con puntas perforadoras roscadas en toda su periferia para el perforado. Similar a la alternativa 3, las puntas podrán reemplazarse y los materiales en consideración serán los mismos.

3.2.2. SELECCIÓN DE ALTERNATIVA PREFERENCIAL

Para seleccionar la mejor alternativa de las descritas previamente se utilizará el criterio de los factores ponderados.

3.2.2.1. CRITERIOS DE EVALUACIÓN

A cada criterio de evaluación le corresponde un factor de peso o “Weighting Factor”, cuyo valor depende de su nivel de importancia para la selección de la alternativa, y que se obtiene como se indica en la tabla 6.

Tabla No. 6: Matriz de pesos ponderados

No	Criterios de evaluación	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Σ	WF	
1	Costo de fabricación	--	1	1	1	1	1	1	1	1	2	10	0,19	
2	Confiabilidad y durabilidad		--	1	1	1	1	1	1	1	2	9	0,17	
3	Facilidad de reemplazo de componentes			--	1	1	1	1	1	1	2	8	0,15	
4	Seguridad y facilidad de operación				--	0,5	1	1	1	1	2	6,5	0,12	
5	Facilidad de mantenimiento				0,5	--	1	1	1	1	2	6,5	0,12	
6	Complejidad de diseño						--	1	1	1	2	5	0,09	
7	Complejidad de fabricación							--	0,5	1	2	3,5	0,06	
8	Complejidad de montaje							0,5	--	1	2	3,5	0,06	
9	Generación de residuos									--	2	2	0,04	
												$\Sigma =$	54	1

Para llenar la tabla se ordenó los parámetros de acuerdo a su relevancia y se los calificó así: criterio con mayor importancia respecto a otro tiene 1; condiciones iguales, a cada uno le corresponde 0.5; parámetro menos importante que otro tiene 0.

3.2.2.2. MATRIZ DE SELECCIÓN

En la tabla 7 se muestra la calificación de las alternativas de acuerdo a los criterios de evaluación considerados.

Tabla No. 7: Matriz de selección para alternativas planteadas

No	Criterios de evaluación	WF	Alt. 1		Alt. 2		Alt. 3		Alt. 4	
			RF	P	RF	P	RF	P	RF	P
1	Costo de fabricación	0,19	9	1,71	7	1,33	8	1,52	8	1,52
2	Confiabilidad y durabilidad	0,17	8	1,36	10	1,7	7	1,19	8	1,36
3	Facilidad de reemplazo de componentes	0,15	6	0,9	6	0,9	9	1,35	10	1,5
4	Seguridad y facilidad de operación	0,12	10	1,2	10	1,2	10	1,2	10	1,2
5	Facilidad de mantenimiento	0,12	8	0,96	8	0,96	8	0,96	8	0,96
6	Complejidad de diseño	0,09	9	0,81	9	0,81	7	0,63	8	0,72
7	Complejidad De fabricación	0,06	7	0,42	7	0,42	8	0,48	8	0,48
8	Complejidad de montaje	0,06	5	0,3	10	0,6	8	0,48	8	0,48
9	Generación de Residuos	0,04	8	0,32	8	0,32	10	0,4	10	0,4
$\Sigma =$		1,00	7,98		8,24		8,21		8,62	
Orden			4		2		3		1	

Las siglas RF significan “Rating Factor”, y son valores que indican la ventaja o beneficio de la alternativa respecto al parámetro que se está evaluando, así:

- 9 – 10 puntos = Beneficio o ventaja alta.
- 7 – 8 puntos = Beneficio o ventaja media.
- 5 – 6 puntos = Beneficio o ventaja baja.

Mientras que la sigla P es el resultado de la multiplicación de WF por RF y es útil para obtener un puntaje de cada alternativa, de manera que se pueda escoger aquella de la que se obtiene el mayor provecho.

Se observa que los resultados de las alternativas difieren en décimas o centésimas, por la similitud de las opciones. La alternativa número 4 es la que mayor puntaje obtuvo, por lo que debería escogerse por sobre las demás. Sin embargo, el cliente prefiere una opción en la que no sea tan laborioso el trabajo del rodillo ni de

las puntas y que se pueda soldar o pegar los elementos perforadores, para reducir costos, por lo que se elige la primera alternativa, con 7.98 puntos.

3.3. ANÁLISIS DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

Es imprescindible que se analicen aspectos puntuales de la alternativa seleccionada, para evitar tener problemas posteriores en el diseño y la fabricación. Además, se deben listar los elementos a diseñar, lo cual permitirá que se seleccionen componentes complementarios a los mismos.

3.3.1. ASPECTOS IMPORTANTES A CONSIDERAR

Esta alternativa tiene algunos aspectos importantes a considerar en el diseño, que son:

- Las puntas perforadoras deben ser fabricadas de materiales con alta resistencia al desgaste y que puedan recibir tratamiento térmico; así podrán tener alta dureza en su superficie y soportar por más tiempo los esfuerzos provocados al perforar las botellas.
- El espesor de los rodillos debe ser suficiente para que las puntas perforadoras sean soldadas sin inconvenientes y para evitar las deformaciones producidas por el paso de los envases.
- La superficie de los rodillos y puntas perforadoras debe ser tratada o pintada para que se reduzca la electrostática producida con el rozamiento entre plástico y acero.
- Es preferible que cada rodillo tenga su propio motor, para que no se pierda potencia y no se vea afectada la fuerza de perforado. Sin embargo, los costos tienen una gran influencia en esta decisión.

3.3.2. ELEMENTOS A DISEÑAR

El diseño de los rodillos, las puntas perforadoras y los ejes determinarán la elección de componentes como rodamientos, bandas o cadenas, engranes, motores, entre otros adicionales.

3.3.3. ESQUEMA DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

En la figura 14 se esquematiza en tres dimensiones la alternativa seleccionada con la respectiva ubicación de sus módulos.

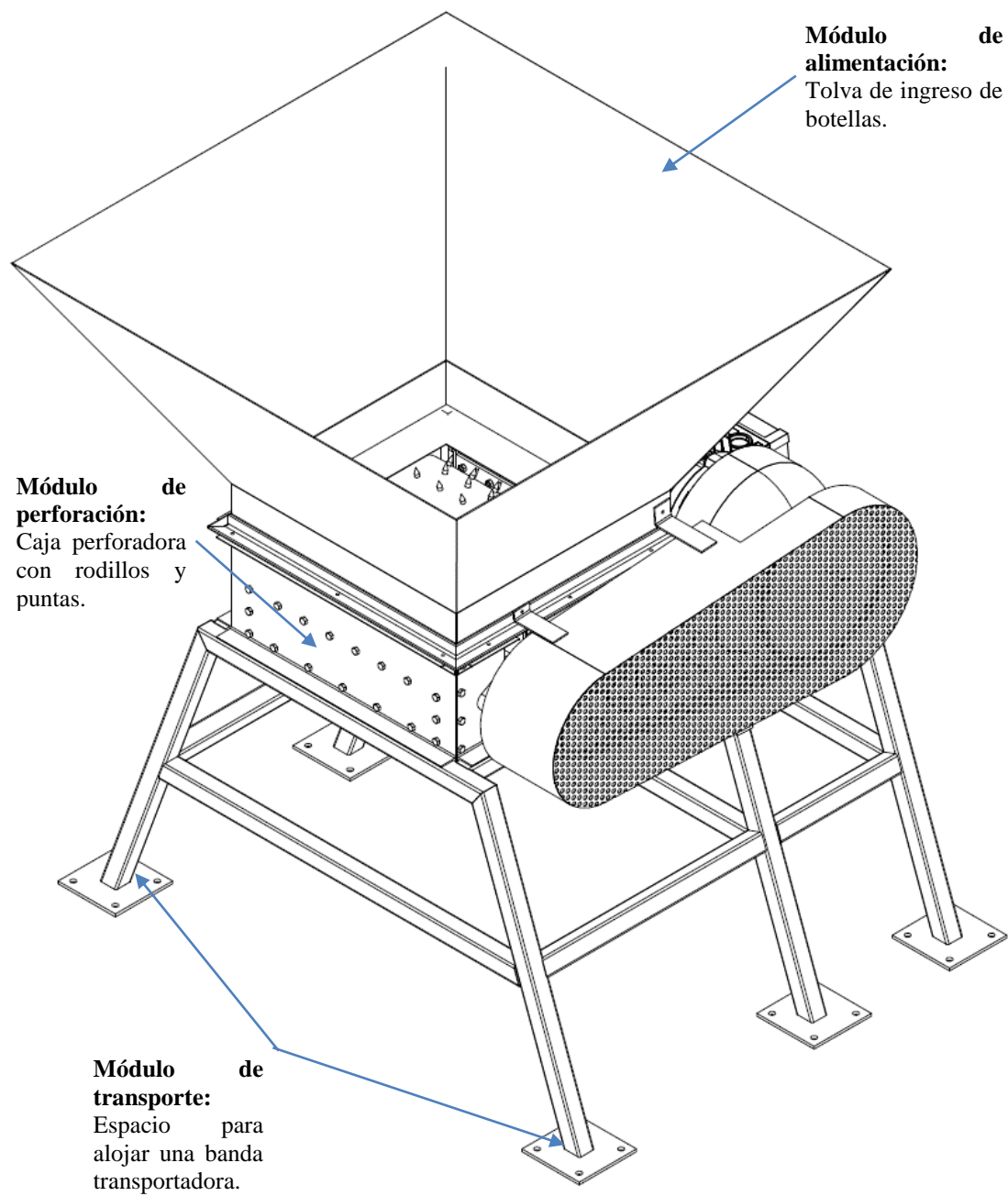


Figura No. 14: Esquema de la alternativa seleccionada

CAPÍTULO 4

DISEÑO DE ELEMENTOS Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

4.1. DISEÑO DE ELEMENTOS Y SELECCIÓN DE MATERIALES

Para el diseño del prototipo es necesario que se recopilen algunos datos referentes a las botellas de PET de 400 a 550 ml encontradas en el mercado local. Las partes de un envase se indican en la figura 15, y las dimensiones de cada botella analizada en la tabla 8. Se observa que la mayoría de marcas ofrecen sus productos en una presentación de 500 ml.

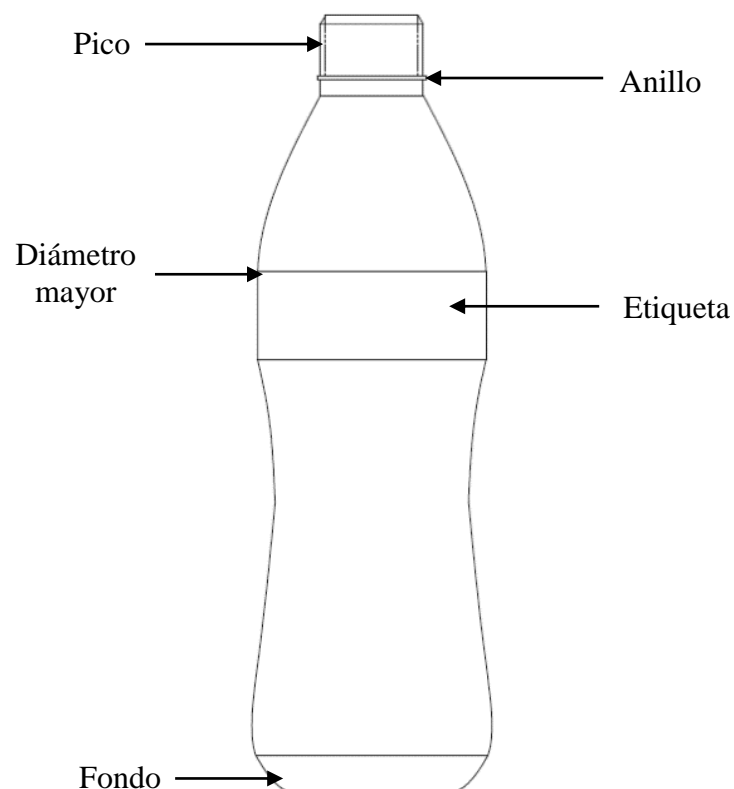


Figura No. 15: Partes de una botella de PET

Tabla No. 8: Medidas de varias botellas encontradas en el mercado local

Marca	V _{bot} [ml]	h _{bot}	d _{mbot}	e _{mbot}	d _{ring}	d _{mpico}	e _{psr}	e _{per}	d _{tapa}	e _{tsr}	e _{ter}
Sprite	500	239	65	3	33	28	1,7	3	30,5	1,3	2,5
Coca-Cola	500	243	63	3	33	28	1,7	3	30,8	1,3	2,5
Manzana	500	238	62	3	33	28	1,7	3	30,7	1,5	2,4
Fanta	500	235	65	3	33	28	1,7	3	30,5	1,3	2,4
Quintuples	500	236	66	3	33	28	2	3	30,7	1,4	2,5
Tropical	500	238	62	3	33	28	1,7	3	30,7	1,5	2,4
Be-light	500	232	64	3	33	28	1,8	3	31	1,5	2,4
Tesalia	500	194	68	3	33	28	1,8	3	30,6	1,5	2,5
Dasani	500	210	65	3	33	28	1,7	3	30,5	1,5	2,4
Vivant	500	230	69	3	33	28	1,7	3	31	1,5	2,4
All Natural	500	205	63	3	33	28	2	3	30	1,4	2
Evian	500	215	64	3	34	30	1,5	2,6	32	1	1,7
Splendor	500	215	65	3	33	28	1,7	3	30,5	1,5	2,5
Manantial	500	230	62	3	33	28	1,7	3	30,8	1,5	2,4
Supermaxi (con gas)	500	212	68	3	33	28	1,7	3	31	1,5	2,4
Supermaxi (sin gas)	500	212	63	3	33	28	1,7	3	30,9	1,5	2,4
Las Rocas	500	235	62	3	33	28	1,7	3	30,7	1,5	2,4
Ovit	500	226	63	3	33	28	1,7	3	30,2	1,4	2
Güitig	500	236	66	3	33	28	1,7	3	30,6	1,5	2,5
Nestea	500	218	65	3	33	28	1,7	3	30,6	1,5	2,4
Fuze-Tea	550	225	65	3	33	28	1,7	3	30,6	1,5	2,4
Fuze-Tea	400	197	59	3	33	28	1,7	3	30,5	1,4	2,5
AdelgazaTe	500	198	66	3	33	28	1,7	3	30	1,4	2,2
Promedio		222,57	64,35	3,00	33,04	28,09	1,73	2,98	30,67	1,43	2,36
Máximo		243	69	3	34	30	2	3	32	1,5	2,5

V_{bot}: Volumen de botella; h_{bot}: Altura de botella; d_{mbot}: Diámetro máximo de botella; e_{mbot}: Espesor máximo de botella; d_{ring}: Diámetro de anillo; d_{mpico}: Diámetro máximo de pico; e_{psr}: Espesor de pico sin rosca; e_{per}: Espesor de pico con rosca; d_{tapa}: Diámetro máximo de tapa; e_{tsr}: Espesor de tapa sin rosca; e_{ter}: Espesor de tapa con rosca.

Nota: A excepción del volumen, todas las medidas que se muestran están expresadas en milímetros.

En la tabla 8 también se muestran los valores promedio y máximo de cada uno de los parámetros de las botellas analizadas. Trabajar con los mismos evitará el sobredimensionamiento de la máquina, o por el contrario, sub-dimensiones que tengan como consecuencia fallas en el prototipo.

4.1.1. MÓDULO DE INGRESO DE MATERIA PRIMA

El módulo de ingreso de materia prima consiste básicamente en la tolva por la cual se canalizan las botellas hacia los rodillos. Este elemento no dispone de ninguna tapa o compuerta, para evitar obstaculizar su alimentación continua.

Idealmente, la tolva debe ser capaz de contener 8 botellas dispuestas longitudinalmente una tras otra; esta condición permitiría que los rodillos girasen a la menor velocidad posible y que el arrastre producido por las puntas fuese el mayor.

A pesar del deseo del cliente que la tolva sea de 1 metro de ancho por 1 metro de profundidad, también es una de sus disposiciones que se ahorre la mayor cantidad posible de materiales; por lo cual se utilizarán camisas hidráulicas (propiedad de la empresa) como materia prima de los rodillos, las cuales tienen una longitud de 48 cm cada una. Considerando estas dimensiones junto con la medida del envase de mayor longitud, extraído de la tabla 8, se calcula el número máximo de botellas que ingresarían al mismo tiempo en disposición horizontal hacia los rodillos, valor que servirá posteriormente para determinar la velocidad de estos elementos; el cálculo se observa a continuación:

$$\begin{aligned}
 L_{rod} &= n_{bot} L_{bot} \\
 480 \text{ mm} &= n_{bot} (243 \text{ mm}) \\
 n_{bot} &= 1,97 \\
 n_{bot} &\approx 2
 \end{aligned}$$

La tolva se construirá con plancha de acero A36 de 2 mm, ya que no se someterá a esfuerzos importantes y se puede utilizar el material más común del mercado. Adicionalmente, debe tener una inclinación mínima para que resbalen las botellas, la cual se calcula con el coeficiente de fricción estático entre el acero y el plástico, así:

$$\varphi_{\min} = \tan^{-1}(\mu_{PETAc})$$

$$\varphi_{\min} = \tan^{-1}(0,25)$$

$$\varphi_{\min} = 14,04$$

$$\varphi_{\min} \approx 15^{\circ}$$

Debido a que la alimentación es manual, para que la tolva pueda alimentar continuamente a la máquina, se necesita que contenga un mínimo número de botellas; así el operador podrá ir recargando el prototipo cada cierto tiempo. Sin embargo, por el espacio volumétrico que las botellas ocupan y la altura máxima que se desea tenga el equipo, se determina que la tolva pueda contener 480 botellas.

Aproximadamente, las dimensiones de la caja de perforado son 50 x 50 x 30 cm (Ancho x Profundidad x Altura), entonces, la base de la tolva será de 50 x 50 cm. Si la tolva tiene la geometría de una pirámide truncada, como la que se muestra en la figura 16, y sus dimensiones son aquellas de la figura 17, se puede calcular su altura al igualar el volumen que ocupan 480 botellas con el volumen de la tolva.

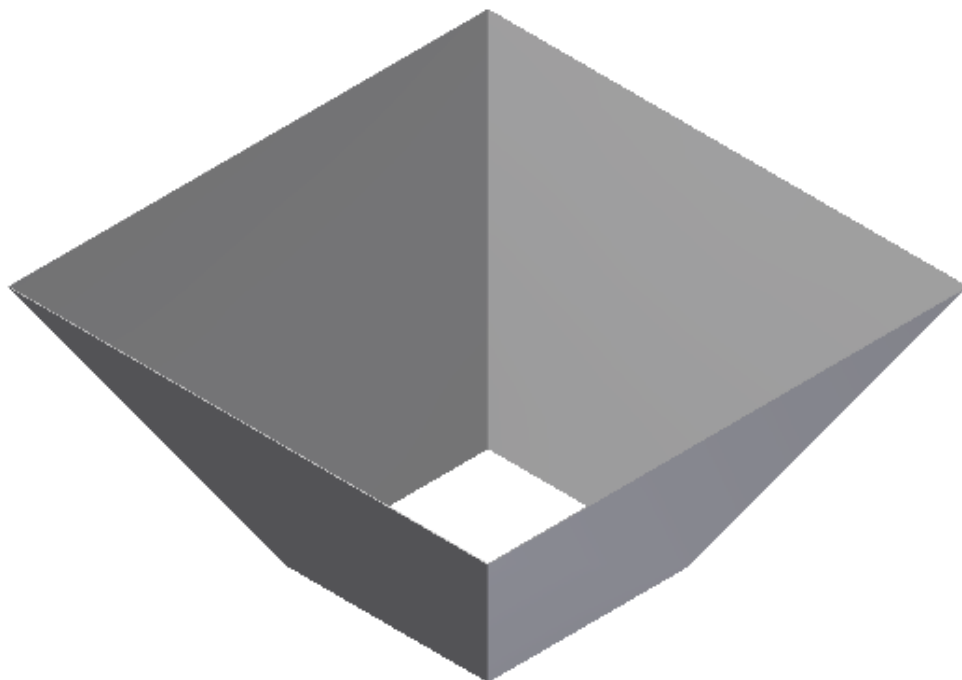


Figura No. 16: Geometría de la tolva de alimentación

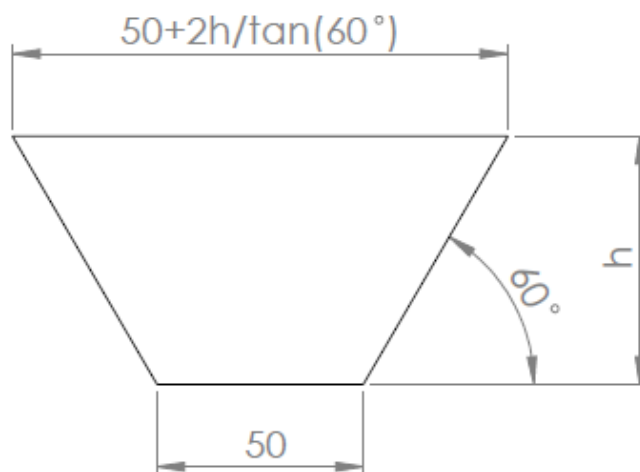


Figura No. 17: Dimensiones de la tolva de alimentación

Las ecuaciones son las siguientes:

$$V_{tolva} = V_{bot} \times 480$$

$$V_{tolva} = \frac{\pi \times 6,9^2}{4} \times 24,3 \times 480$$

$$V_{tolva} = 436150 \text{ cm}^3$$

$$V_{tolva} = \frac{1}{3} \times h \times \left[\left(50 + \frac{2}{\sqrt{3}} h \right)^2 + \left(50 + \frac{2}{\sqrt{3}} h \right) (50) + 50^2 \right] = 436150 \text{ cm}^3$$

$$436150 = \frac{1}{3} \times h \times \left[7500 + \frac{300}{\sqrt{3}} h + \frac{4}{3} h^2 \right]$$

$$h = 58,741 \text{ cm}$$

$$h \approx 60 \text{ cm}$$

Para determinar los esfuerzos que soporta la tolva, se supone que cada una de sus superficies inclinadas resiste el peso equivalente a 480 botellas, y se analiza el elemento con el programa Autodesk Inventor, como muestra las figura 18.

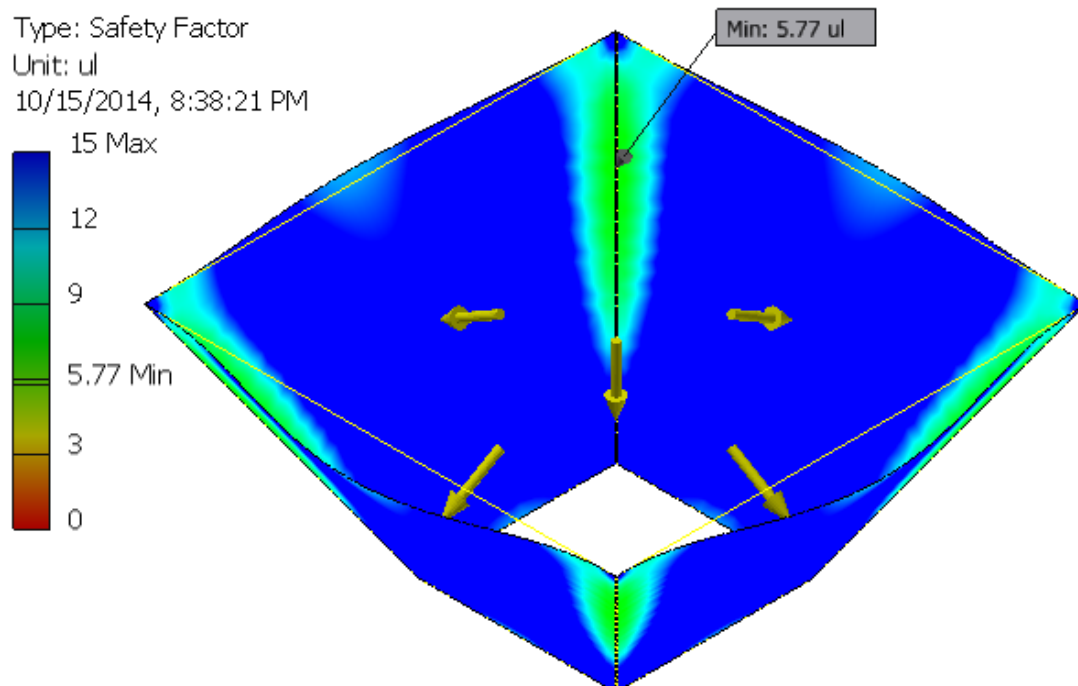


Figura No. 18: Factor de seguridad en la tolva de alimentación

Nota: La carga aplicada es perpendicular a las superficies de la tolva, y su magnitud es de 208 N, para que la fuerza vertical corresponda a 104 N, el peso equivalente a 480 botellas.

Se observa que existe un mínimo factor de seguridad igual a 5.77, el cual es mayor a 3, por lo que este elemento resistirá el peso de las botellas, y su espesor no se debe modificar.

4.1.2. MÓDULO DE PERFORACIÓN

4.1.2.1. PUNTAS PERFORADORAS: MATERIAL Y FUERZA DE PERFORADO

Son los elementos que garantizan el arrastre de las botellas y la perforación de las mismas. Sus dimensiones se muestran posteriormente, porque el ángulo de punta aún no se ha definido.

El material que se ha escogido para las puntas es el acero AISI 1018, el cual tiene buena soldabilidad, que es la cualidad principal que se busca en este elemento;

además posee buena maquinabilidad y puede recibir tratamiento térmico para aumentar su resistencia al desgaste. Para diámetros pequeños, la forma de suministro es conformado en frío. En el anexo 1 se indican mayores detalles sobre este elemento.

No se consideraron aceros para troquelaría por su alto costo, baja soldabilidad y maquinabilidad complicada. Además, se debe tomar en cuenta que la máquina que se está desarrollando es un prototipo y se prefiere que se reduzcan costos al máximo.

Cálculo de la fuerza de perforado

Se necesita una fuerza de perforado que permita a las puntas perforadoras traspasar el espesor de la botella más gruesa encontrada en el mercado. No se precisa que perfore el pico o la tapa, porque la separación entre rodillos será la suficiente para que esta parte de la botella pase por la abertura sin ser perforada. Para obtenerla se pueden utilizar varios criterios, como la fractura rápida, la fuerza de corte, y la velocidad específica de corte; además, se tomará en cuenta los resultados de proyectos anteriores similares.

Cálculo de la fuerza de perforado: Método de fractura rápida

De acuerdo a la ecuación 17, se puede afirmar que el mínimo trabajo que debe realizar cada punta perforadora es:

$$\delta W_{perf} = G_c t \delta a$$

Para resolver la ecuación anterior, se considera a una pared de PET sometida a impacto por la punta perforadora, como la que se indica en la figura 19:

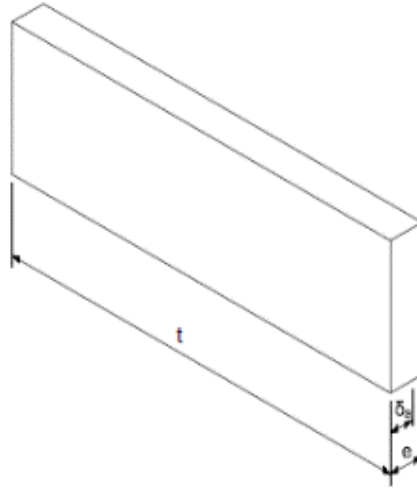


Figura No. 19: Pared de PET sometida a impacto

Integrando respecto a δa se tiene lo siguiente:

$$\int \delta W_{perf} = \int G_c t \delta a$$

$$\int_0^e F_{perf} \delta a = \int_0^e G_c t \delta a$$

$$F_{perf} e = G_c t e$$

$$F_{perf} = G_c t$$

Reemplazando el valor correspondiente de G_c para el PET, mostrado en el anexo 2, y el diámetro de la punta perforadora, es posible obtener la fuerza para inducir la fractura rápida, que es:

$$F_{perf} = 7000 \frac{\text{J}}{\text{m}^2} \times 0,01 \text{ m}$$

$$F_{perf} = 70 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza de perforado: Fuerza de corte en punzonado

Un elemento de perforado, al cortar, dejará al descubierto una pared de área aproximada de las siguientes dimensiones:

$$A_{perf} = \pi d_{punta} e_{mbot}$$

Conforme al anexo 3, la resistencia a la cizalladura del PET es $\sigma_{\tau_{PET}} = 55,2 \text{ MPa}$, por lo que, de acuerdo a la ecuación 18:

$$F_{perf} = \sigma_{\tau} A_{perf}$$

$$F_{perf} = \pi d_{punta} \sigma_{\tau_{PET}} e_{bot}$$

$$F_{perf} = \pi \times 10 \text{ mm} \times 55,2 \text{ MPa} \times 3 \text{ mm}$$

$$F_{perf} = 5,20 \text{ kN}$$

Cálculo de la fuerza de perforado: Velocidad específica de corte

En el torneado, para calcular la fuerza de corte, se utiliza la siguiente fórmula:

$$F_c = k_s A_c$$

Sin embargo, no se tienen datos acerca de la velocidad específica de corte, k_s , para el PET, por lo tanto, se debe realizar este cálculo mediante deducción experimental.

Cálculo de la fuerza de perforado: Proyectos anteriores

De acuerdo a Sandoval y Ushiña (2011), la fuerza de perforado para botellas de PET de 400 a 500 ml oscila desde 31,70 N (Agua Vivant) hasta 228,70 N (Coca-Cola). Se toma el valor más alto para asegurar que todas las botellas caigan dentro de este rango, de manera que:

$$F_{perf} = 229 \text{ N}$$

No se conoce el lugar exacto de aplicación de la fuerza de perforado, lo cual implica que si se toma en cuenta esta fuerza, se podría estar sobredimensionando el sistema.

Cálculo de la fuerza de perforado: Experimentación

Debido a la discrepancia de resultados entre las diferentes formas de calcular la fuerza de perforado, fue necesario realizar pruebas reales de perforación en las botellas, para hallar un valor específico para el presente proyecto. El protocolo de pruebas y las imágenes correspondientes al mismo se indican en los anexos 4 y 5.

En primer lugar, se construyeron cuatro punzones de prueba, con ángulos de punta de 30°, 45°, 53° y 60°; todos poseen las dimensiones que se aprecian en la figura 20, únicamente varía el ángulo de punta:

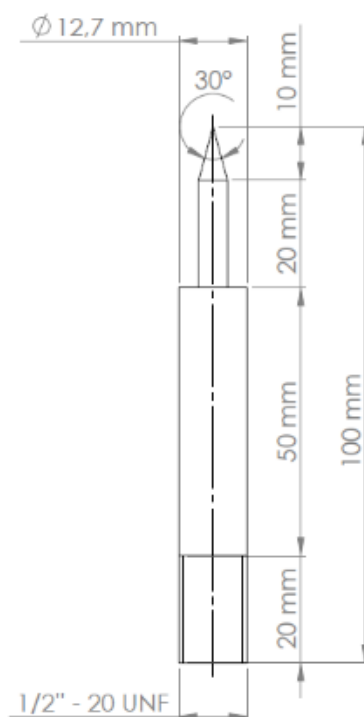


Figura No. 20: Dimensiones de los punzones de prueba

Estos elementos se acoplaron a la Máquina de Ensayos Universales MTS Modelo TK / T 5002 del Laboratorio de Mecánica de Materiales de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, y se procedió a perforar cada uno de los envases de la tabla 8, obteniendo los resultados que se aprecian en la tabla 9.

Se realizaron pruebas tanto en la parte más fuerte de las botellas, es decir, el conjunto pico-tapa, como en la parte más débil, es decir, el cuerpo. La finalidad de hacer el experimento en estas dos ubicaciones fue que se necesitaba conocer cómo se vería afectada la fuerza de perforado, y por lo tanto, la potencia de la máquina.

Tabla No. 9: Valores experimentales de la fuerza de perforado

Marca	Sitio de aplicación de la fuerza						
	Tapa + Pico				Cuerpo		
	Ángulo de punta [°]			Observaciones	Ángulo de punta [°]		
	30	45	53,13		30	45	53,13
Sprite	725	1219	1222	La punta se desvió	62	66	125
Coca-Cola	670	1120	1603		39	57	77
Manzana	641	1050	1064	La punta se desvió	47	43	73
Fanta	672	994	1285		43	47	88
Quintuples	631	986	1134		33	41	72
Tropical	707	1090	1227		41	44	76
Be-light	621	945	1238		25	35	64
Tesalia	598	885	850	La punta se desvió	27	38	48
Dasani	506	703	537		25	28	44
Vivant	555	809	1301		26	30	41
All Natural	548	735	1109		26	38	70
Evian	414	608	492	La botella se deformó, la punta no perforó	23	31	34
Splendor	701	1148	1430		41	53	94
Manantial	638	1104	1246		31	41	59
Supermaxi (con gas)	658	1120	1304		30	25	54
Supermaxi (sin gas)	652	1093	1323		28	27	44
Las Rocas	645	1029	1084	La botella se deformó, la punta no perforó	23	35	46
Ovit	617	798	550		35	38	74
Güitig	702	1083	1009	No perforó toda la tapa	31	33	54
Nestea	701	1052	1540		25	29	39
Fuze-Tea	637	1120	1162		25	25	29
Fuze-Tea	664	1093	1220		24	25	34
AdelgazaTe	558	764	804		39	51	94
Promedio	628,74	980,35	1118,87		32,57	38,26	62,30
Máximo	725	1219	1603		62	66	125

No se realizaron ensayos con el punzón de 60°, porque, como indica la tabla 9, se tuvieron varios problemas con el punzón de 53°; además la fuerza aumentaba proporcionalmente al ángulo de punta, y se hubieran registrado valores aún más altos de fuerza con dicho punzón. También se observó que el mejor ángulo para perforar las botellas es de 30 grados, porque utiliza la menor fuerza; lo cual resulta en una fuerza de perforado en el cuerpo de las botellas de:

$$F_{perf} = 62 \text{ N}$$

Sin embargo, se realizó ensayos en botellas llenas de agua y gaseosa, registrando un aumento de fuerza de aproximadamente 15%, por lo que:

$$F_{perf} = 72 \text{ N}$$

La fuerza que se necesita para iniciar la fractura en una botella de PET es mucho menor a la fuerza de perforado; de acuerdo a Luna, Moreno y Ledesma (2009), para provocar la fractura y ruptura total del PET, se debe aplicar una fuerza de 14.89 N; pero, para tener un diseño conservador, se utilizará como fuerza de fractura la fuerza de perforado.

4.1.2.2. RODILLOS

Los rodillos son los elementos que realizan el arrastre de las botellas, pero a su vez, también las aplanan en cierto grado, por lo que es importante calcular su velocidad de giro, diámetro y el momento que se necesita aplicar en los mismos para llevar a cabo su función.

Debido a que la separación entre rodillos es de 40 mm, las puntas se construirán con una altura menor a este valor, de 20 mm específicamente, para evitar el rozamiento. Este dato es indispensable para los cálculos posteriores.

El material de estos elementos será el acero DIN S355 J2G3 (St52-3), el cual es muy utilizado para la fabricación de camisas hidráulicas. Sus propiedades se observan en el anexo 6.

Cálculo del diámetro

Se tienen tres opciones críticas de ingreso de botellas; la primera es ingreso en sentido vertical con el pico en dirección a los rodillos, la segunda es ingreso en sentido horizontal, y la última es ingreso en sentido vertical con el fondo dirigido hacia los rodillos; por cuestiones de simplicidad, se calculará el diámetro para la posición horizontal y se verificará para las demás alternativas.

Ingreso en sentido horizontal

De la figura 10 se obtienen las siguientes ecuaciones por trigonometría:

$$\sin(\alpha) = \frac{\frac{L_{srod}}{2} + R_{rod}}{R_{rod} + R_{bot}}$$

$$\cos(\beta) = \frac{R_{bot}^2 + (R_{rod} + R_{bot})^2 - (R_{rod} + h_{puntas})^2}{2R_{bot}(R_{rod} + R_{bot})}$$

Para calcular el rango de valores mínimos para los ángulos “ α ” y “ β ”, se han tomado los diámetros promedio y máximo de las botellas analizadas en la tabla 9, y se ha otorgado diferentes medidas al radio de los rodillos; los resultados se pueden observar en las tablas 10 y 11. Estos ángulos aseguran que se cumpla la ecuación 19 y de esta manera se evite el resbalamiento de las botellas.

Tabla No. 10: Variación de ángulos generados en la compactación y perforación: “ α ” y “ β ”, respecto del radio del rodillo. $R_{bot} = 32.5$ mm

R_{rod} [mm]	α [°]	β [°]	Suma ($\alpha+\beta$) [°]
11	45,45	45,34	90,79
12	45,98	45,91	91,89
13	46,49	46,45	92,95
14	46,99	46,97	93,96
15	47,46	47,46	94,92
16	47,92	47,92	95,85
17	48,37	48,37	96,74
18	48,81	48,79	97,60
19	49,23	49,20	98,42
20	49,63	49,58	99,21

Tabla No. 11: Variación de ángulos generados en la compactación y perforación: “ α ” y “ β ”, respecto del radio del rodillo. $R_{bot} = 34.5$ mm

R_{rod} [mm]	α [°]	β [°]	Suma ($\alpha+\beta$) [°]
16	45,47	45,45	90,92
17	45,93	45,89	91,81
18	46,37	46,30	92,67
19	46,80	46,70	93,50
20	47,22	47,09	94,30
21	47,62	47,45	95,08
22	48,02	47,80	95,82
23	48,40	48,14	96,54
24	48,78	48,47	97,24
25	49,14	48,78	97,92

Se puede escoger cualquier valor igual o mayor de las tablas 10 y 11 para el radio del rodillo, pero son preferibles los resultados de la tabla 10 porque han sido calculados con el mayor radio de botella.

Sin embargo, como ya se mencionó, es disposición de la empresa que se utilicen las camisas hidráulicas disponibles en sus instalaciones, por lo que se utilizará un radio de rodillo predeterminado de:

$$R_{rod} = 110 \text{ mm}$$

$$D_{rod} = 220 \text{ mm} = 22 \text{ cm}$$

Los ángulos generados por este radio de rodillo son: $\alpha = 64,11^\circ$ y $\beta = 58,76^\circ$. El radio de las camisas es mayor a los mostrados en las tablas 10 y 11, por lo que no se tendrá problemas de ingreso o resbalamiento de envases; también es suficiente para que en una sola revolución del rodillo se logre compactar toda la longitud de una botella, en caso de que esta ingrese verticalmente, como se muestra con la siguiente fórmula:

$$P_{rod} = 2\pi R_{rod}$$

$$P_{rod} = 2\pi(11 \text{ cm})$$

$$P_{rod} = 69,11 \text{ cm}$$

$$P_{rod} > 24,3 \text{ cm}$$

Ingreso en sentido vertical: pico dirigido hacia los rodillos

El pico es de menor diámetro que la separación entre rodillos, lo que asegura que en caso de que fuera la primera parte que ingresara a la abertura, pasaría fácilmente por dicho espacio y no tendría problemas de arrastre, incluso, no llegaría a rozar los rodillos. En este caso, el radio de botella sería el mismo que el máximo de la tabla 8, y la suma de los ángulos “ α ” y “ β ” si cumpliría con la ecuación 19.

Ingreso en sentido vertical: fondo dirigido hacia los rodillos

Los valores escogidos para los ángulos “ α ” y “ β ”, con un radio de rodillo de 110 mm, permiten que el radio de la botella pueda tener las dimensiones que se indican en la tabla 12:

Tabla No. 12: Variación de ángulos generados en la compactación y perforación: “ α ” y “ β ”, respecto del radio de la botella. $R_{rod} = 110$ mm

R_{bot} [mm]	α [°]	β [°]	Suma ($\alpha+\beta$) [°]
34,5	64,11	58,76	122,88
40	60,07	53,13	113,20
45	57,00	49,01	106,02
50	54,34	45,57	99,91
55	51,99	42,65	94,64
60	49,88	40,12	90,00

Lo cual significa que el diámetro máximo de botella es de:

$$R_{bot} = 60 \text{ mm}$$

$$D_{bot} = 120 \text{ mm}$$

Este diámetro es mayor que el máximo diámetro de botella encontrado en el mercado, por lo que si la botella ingresara con el fondo dirigido hacia los rodillos, quedaría atrapada entre las puntas y no tendría problemas de arrastre o compresión.

Según Wills y Napier-Munn (2006), se han diseñado rodillos dentados con diámetro de 1 metro que pueden procesar materiales de hasta 40 cm de diámetro; por lo que realizando una regla de tres simple como comprobación, se obtiene que un rodillo de 22 cm de diámetro podría admitir materiales de hasta 8.8 cm de diámetro sin ninguna dificultad. Valor que es menor al calculado previamente, pero se debe tomar en cuenta que dichos materiales son sólidos, y en este caso se trata de un plástico que se deforma, por lo que se considera que el diámetro máximo es correcto.

Cálculo de la velocidad mínima de giro

Para el cálculo de la velocidad mínima de giro se tienen en cuenta la capacidad del prototipo y el número de botellas que ingresan simultáneamente a los rodillos. A partir de estos valores se plantean casos críticos de entrada de envases, en los cuales, la velocidad se calcula en base al ángulo que debería girar el rodillo para que la botella sea comprimida y pase al contenedor de almacenamiento.

Si el envase fuera compactado en forma horizontal, al pasar por entre los rodillos se formaría una especie de elipse, que tendría el mismo perímetro que la circunferencia formada por el radio de la botella. Entonces, la distancia recorrida por la botella para salir del compactado se aproximaría al eje mayor de dicha elipse, cuyo valor se encuentra con la fórmula aproximada del perímetro de esta figura, proporcionada por el matemático Ramanujan (Poveda, 2011):

$$P_e \approx \pi \left[3(a_e + b_e) - \sqrt{(3a_e + b_e)(a_e + 3b_e)} \right]$$

Donde:

$$a_e = h_n$$

$$b_e = L_{srod}/2$$

La medida del eje mayor se aproxima al arco de circunferencia que recorrería el rodillo para realizar la compactación, como se observa en la figura 21.

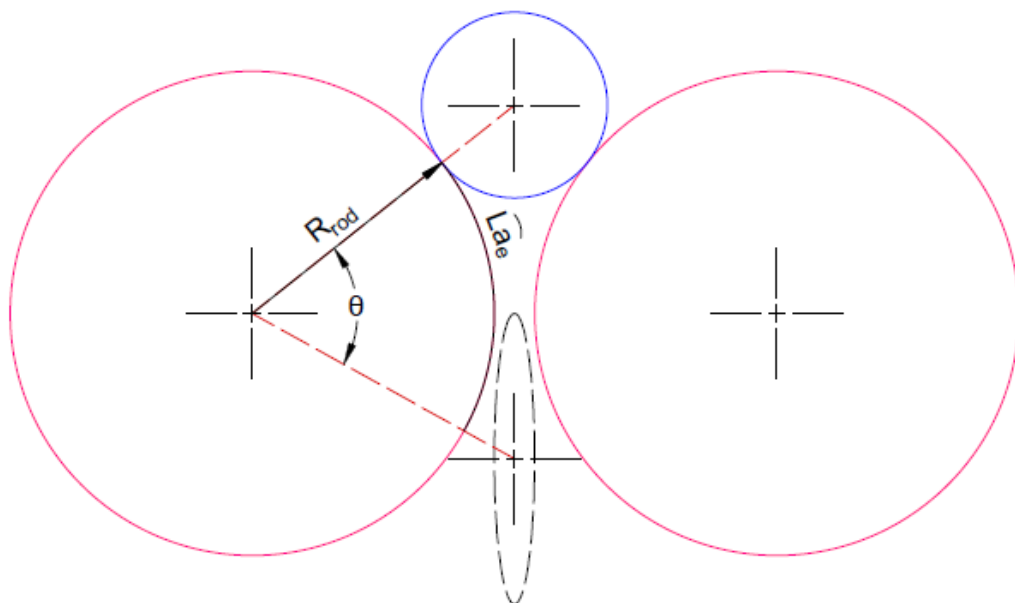


Figura No. 21: Ángulo formado por los rodillos al compactar la botella en sentido horizontal.

Por rodadura, se obtiene la siguiente fórmula:

$$\theta = \frac{La_e}{R_{rod}} \quad [\text{rad}]$$

Por otro lado, si la botella fuera comprimida en forma vertical, el arco recorrido por los rodillos sería su altura, y se reemplazaría este dato por La_e .

Para encontrar la velocidad mínima de giro del rodillo se sabe que se deben procesar 8 botellas por segundo; esto, junto con los anteriores resultados, se reemplazan en la fórmula que se indica a continuación:

$$\omega_{\min} = 60 \times \frac{\theta}{2\pi} \times \frac{8}{n_{mbot}} \quad \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

Los casos críticos de ingreso de envases se numeran en la tabla 13:

Tabla No. 13: Casos críticos de entrada de botellas a los rodillos

Caso	Forma de ingreso	n_{bot}	n_{mbot}	La_e gobernante [mm]	ω_{\min} [rev/min]
1	Horizontal	2	2	93	32,29
2	Vertical	4	4	243	42,19
3	Horizontal/Vertical	1/2	3	243	56,25
4	Horizontal	1	1	93	64,59

n_{bot} : Número de botellas que ingresan a los rodillos; n_{mbot} : Número máximo de botellas procesado; La_e gobernante: Distancia vertical que deben recorrer los rodillos para procesar las botellas; ω_{\min} : Velocidad mínima de giro de los rodillos para procesar las botellas.

En la tabla previa se puede apreciar que la máxima velocidad de giro que se necesita para procesar los envases es de 64,59 rpm; por lo tanto, se establece que:

$$\omega_{\min} = 70 \quad \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

De acuerdo a Gupta & Yan (2006), la capacidad real de los molinos de rodillos puede ser tan pequeña como el 25% de la capacidad calculada; sin embargo, se sabe que los molinos de rodillos dentados, que son muy similares al prototipo que se está

diseñando, pueden procesar partículas más grandes con un mismo diámetro de rodillo, y son más eficientes debido a que los dientes que poseen contribuyen a desarrollar fuerzas de impacto, cizalla y compresión simultáneamente; por lo tanto se puede tomar el 50% de la capacidad teórica, por tratarse del caso más crítico y se determina que:

$$\omega_{rod} = 2 * \omega_{mín}$$

$$\omega_{rod} = 140 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

Cálculo de la fuerza de compactado

La fuerza de compactado se puede calcular experimentalmente, mediante la teoría de laminado plano, o extraerse de proyectos anteriores. Esta fuerza debe ser suficiente como para reducir el cuerpo de la botella hasta la distancia entre rodillos.

Cálculo de la fuerza de compactado: Teoría de laminado plano

En primer lugar, se comprueba que no se esté sobrepasando el espesor final máximo posible, mediante la ecuación 13:

$$69 \text{ mm} - h_f = (0,25)^2 (110 \text{ mm})$$

$$h_f = 62,12 \text{ mm}$$

Se observa que, por laminado plano, se podría llegar hasta un espesor final máximo de 62,12 mm en el cuerpo del envase. Por lo tanto, no se estaría trabajando dentro del rango permisible. Sin embargo se puede obtener la fuerza del rodillo a través de la ecuación 14, determinando previamente el esfuerzo promedio real y la longitud de contacto entre el rodillo y la tira:

$$L_{rt} = \sqrt{R_{rod} (h_o - h_f)}$$

$$L_{rt} = \sqrt{(110 \text{ mm})(69 - 40) \text{ mm}}$$

$$L_{rt} = 56,48 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_{tira} = \ln\left(\frac{69}{40}\right) = 0,54$$

Para una deformación unitaria de la tira de 0.54 el esfuerzo real es 13 MPa, como se muestra en el anexo 7. Para una deformación 0, el esfuerzo es cero. Por lo tanto:

$$F_{rod} = L_{rt} w Y_{avg}$$

$$F_{rod} = 56,48 \text{ mm} \times 294 \text{ mm} \times 7,5 \text{ MPa}$$

$$F_{rod} = 124,5 \text{ kN}$$

Este valor es excesivo para una pared de PET delgada y que se deforma fácilmente; consecuentemente, no puede ser aplicado para el presente trabajo. Una de las razones para haber obtenido ese valor de compactado es que se consideró una barra de PET sólida, y se está trabajando con una botella hueca.

Cálculo de la fuerza de compactado: Proyectos anteriores similares

Conforme a Sandoval & Ushiña (2011), la fuerza de compactado para botellas de PET de 400 a 500 ml está en un rango de 507,33 N (Agua Vivant) a 1520,33 N (Coca-Cola). Para garantizar que todos los envases puedan ser compactados, se toma el valor más alto de los resultantes, por lo tanto:

$$F_{rod} = 1521 \text{ N}$$

No se especifica el sitio de aplicación de la fuerza, y tampoco el espesor al cual se reduce el envase, por lo que no se puede asegurar que dicho pueda ser utilizado para el presente proyecto.

De acuerdo a Medina (2012), se prueba que para reducir un envase a un espesor de 10 mm es necesaria una fuerza de:

$$F_{rod} = 5000 \text{ N}$$

Y se menciona que si fuera el pico de la botella el que se comprimiera, la fuerza de compactado aumentaría en 1 kN, por lo tanto:

$$F_{rod} = 6000 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza de compactado: Experimentación

Debido a la falta de concordancia entre los valores obtenidos de los métodos para calcular la fuerza de compactado, se realizaron ensayos en varias botellas para determinar la magnitud de la fuerza necesaria para comprimir un envase de PET hasta un espesor de 40 mm, obteniendo los resultados mostrados en la tabla 14:

Tabla No. 14: Valores experimentales de la fuerza de compactado

Marca	Fuerza de compactado [N]	
	Botella perforada	Botella sin perforar
Sprite	90	100
Coca-Cola	89	97
Tesalia	84	100
Dasani	62	87
Ovit - frambuesa	75	96
Nestea	81	98
Fuze-Tea (550 ml)	68	89
AdelgazaTe	83	100
Promedio	80,12	95,87
Máximo	90	100

Para estos ensayos se utilizó la Máquina de Ensayos Universales MTS, modelo T 5002, y se aplicó la fuerza de compresión en el cuerpo de la botella, debido a que,

como se menciona en las restricciones de diseño, se considera que el pico no se va a compactar. Tomando el máximo valor de la tabla 14, se establece que:

$$F_{rod} = 100 \text{ N}$$

Cabe recalcar que teóricamente los rodillos no podrían llegar a la fuerza de compactado máxima de botellas sin perforar, debido a que los envases ya habrían liberado previamente sus fluidos.

No se realizó ensayos con todas las marcas de las botellas presentadas en la tabla 8, debido a que algunas se encontraban deformadas excesivamente por haber sido utilizadas para encontrar la fuerza de perforado; sin embargo, no tiene ninguna influencia en los resultados, porque se experimentó con la marca de botellas de mayor resistencia al perforado.

En el anexo 9 se muestra el protocolo de pruebas del ensayo de compactado.

Número de puntas alrededor de los rodillos

No se tiene ninguna ecuación que respalde el número de puntas que deben colocarse alrededor del rodillo. Por ello se dispone que existan 16 líneas de puntas perforadoras distribuidas radialmente, cada una con 7 y 8 elementos perforadores, número que dependerá de la línea considerada, como se muestra en las figuras 22 y 23. Se distribuye de esta manera las puntas para que induzcan esfuerzos cortantes en la botella. Entre uno y otro rodillo las puntas estarán alternadas, así no podrán producirse choques ni interferencias.

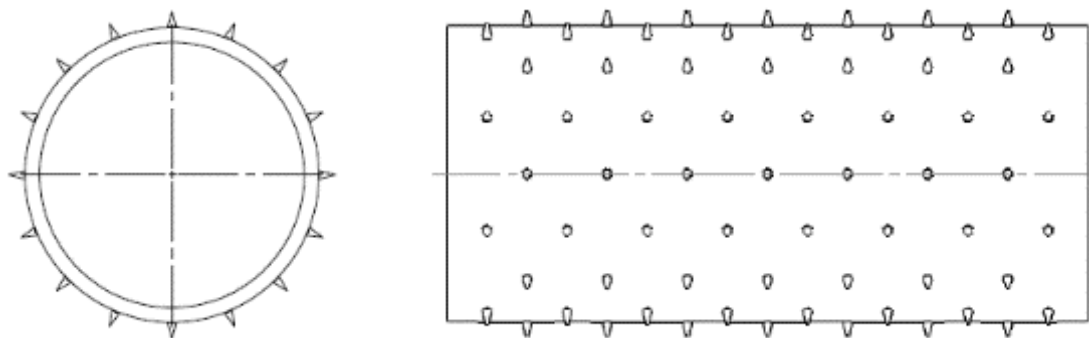


Figura No. 22: Disposición de las puntas perforadoras alrededor del rodillo

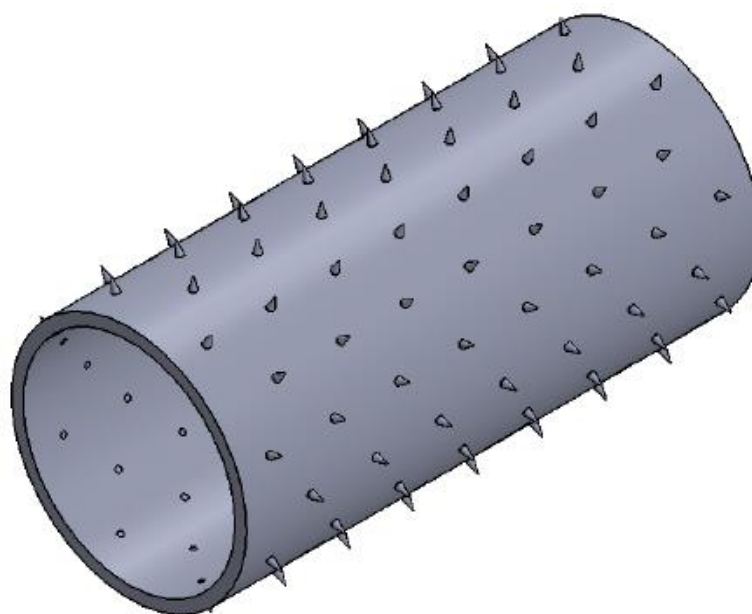


Figura No. 23: Disposición isométrica de las puntas perforadoras alrededor del rodillo

Factor de seguridad para los rodillos

Las propiedades del acero DIN S355 J2G3 (St52-3) se muestran a continuación:

$$S_y = 315 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 490 \text{ MPa}$$

Para comprobar si la sección transversal del tubo resistirá las cargas debido a la compactación y perforado de las botellas, se realiza un diagrama de cuerpo libre de uno de los rodillos, suponiendo que toda una línea de puntas perforadoras se encuentra ejerciendo fuerza sobre los envases. La fuerza máxima de compactado se

ejerce en el centro de los rodillos, porque las botellas se comprimen hasta el espacio menor. Se supondrá también que en la superficie del rodillo estará actuando la fuerza de rozamiento que es:

$$\begin{aligned} F_{roz} &= \mu_{PETAc} F_{rod} \\ F_{roz} &= 0,25 \times 100 \\ F_{roz} &= 25 \text{ N} \end{aligned}$$

Adicionalmente, se debe conocer que el peso del rodillo, y el valor de su carga distribuida, que son los siguientes:

$$\begin{aligned} W_{rod} &= \frac{\pi(d_{erod}^2 - d_{irod}^2)}{4} L_{rod} \delta_{acero} \\ W_{rod} &= \frac{\pi(0,22^2 - 0,198^2)}{4} (0,48)(7850)(9,8) \\ W_{rod} &= 266,702 \text{ N} \\ q_w &= 555,63 \text{ N/m} \end{aligned}$$

Y por último, es indispensable saber que se supone que la fuerza de rozamiento y la fuerza de compactado corresponden a una botella de 240 mm. Entonces se supondrá que también se aplica fuerzas en el centro de cada botella.

Así se puede observar el diagrama en la figura 24:

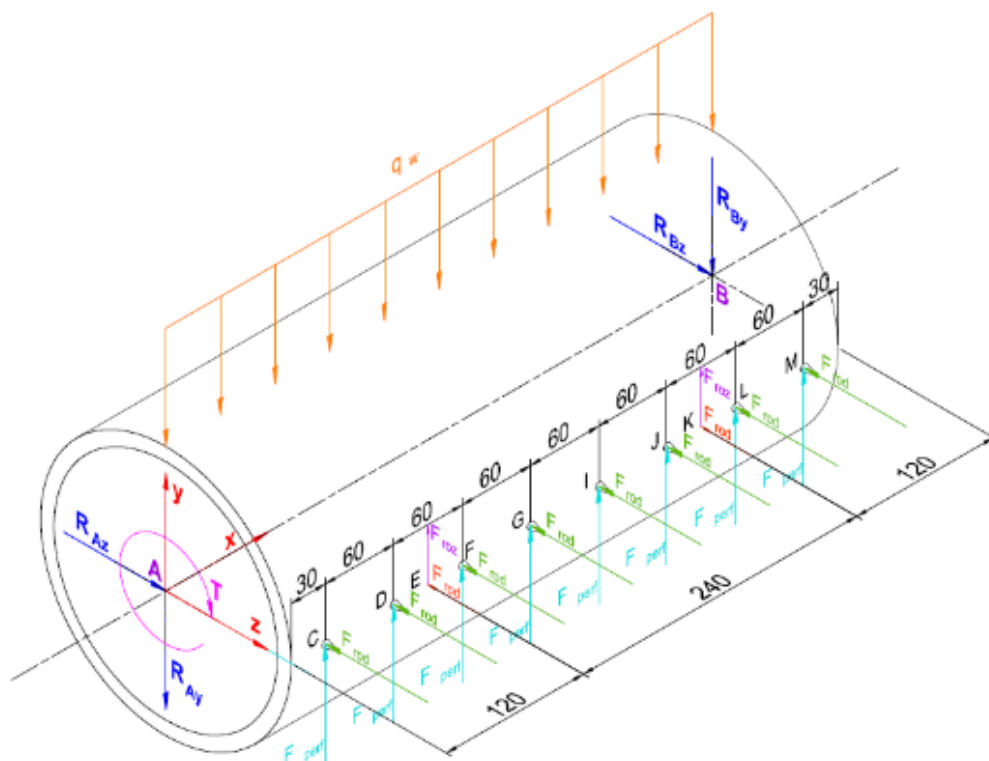


Figura No. 24: Fuerzas que aparecen en el rodillo, suponiendo que todas las puntas realizan una perforación en las botellas

Conocidas las fuerzas que se ejercen sobre el rodillo, se puede encontrar el momento máximo, la potencia y las reacciones en los apoyos.

Equilibrio de momentos

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

$$R_{Az} (480) - 100(450 + 390 + 330 + 270 + 210 + 150 + 90 + 30 + 360 + 120) = 0$$

$$R_{Az} = 500 \text{ N}$$

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

$$R_{Ay} (480) + (266,702)(240) - 72(450 + 390 + 330 + 270 + 210 + 150 + 90 + 30) - 25(360 + 120) = 0$$

$$R_{Ay} = 179,65 \text{ N}$$

Equilibrio de fuerzas

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{Az} + R_{Bz} - 10(100) = 0$$

$$R_{Bz} = 500 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$2(25) + 8(72) - R_{Ay} - R_{By} - 266,702 = 0$$

$$R_{By} = 179,65 \text{ N}$$

Los diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor se muestran en las figuras 25 a 29.

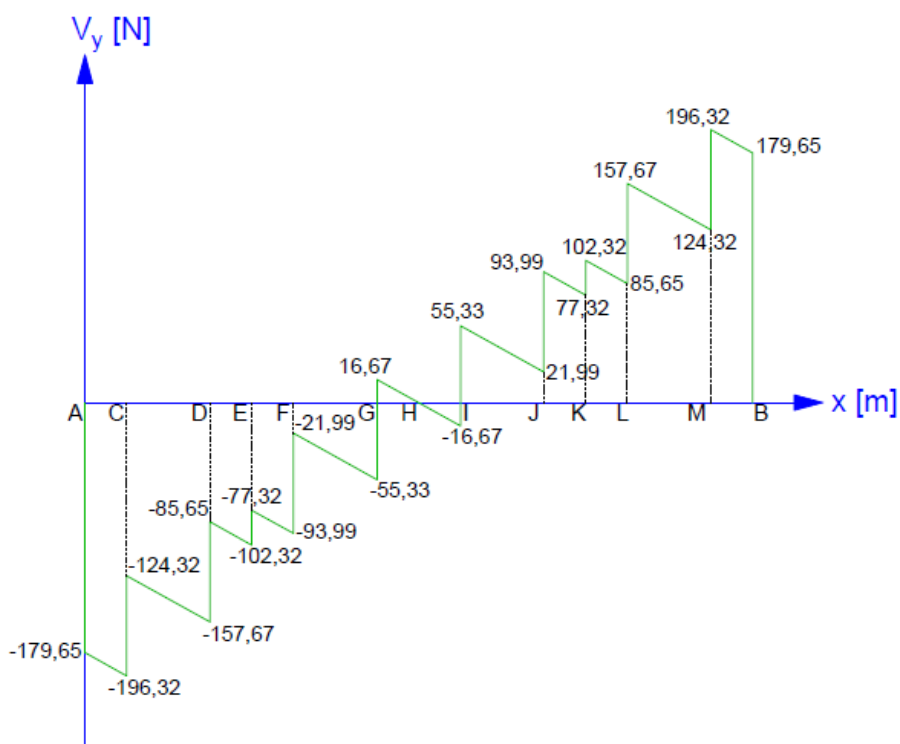


Figura No. 25: Diagrama de fuerza cortante en el plano XY del rodillo

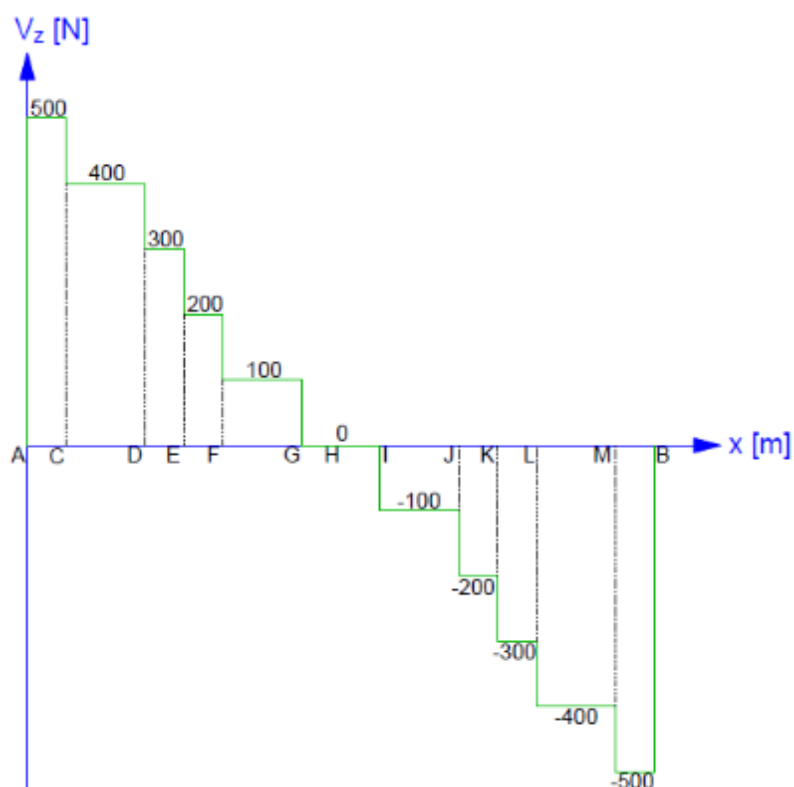


Figura No. 26: Diagrama de fuerza cortante en el plano XZ del rodillo

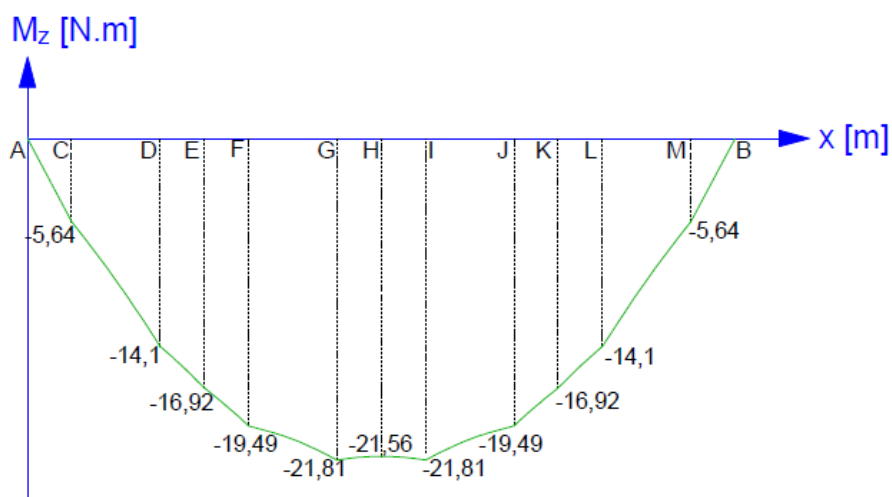


Figura No. 27: Diagrama de momento flector alrededor del eje Z del rodillo

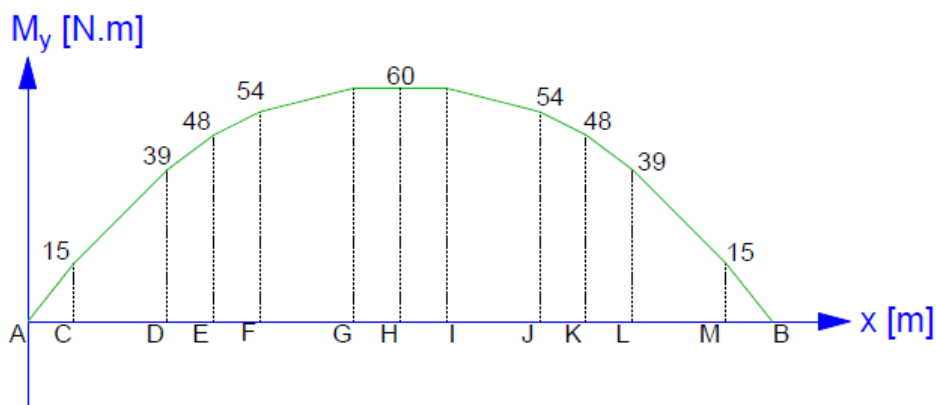


Figura No. 28: Diagrama de momento flector alrededor el eje Y del rodillo

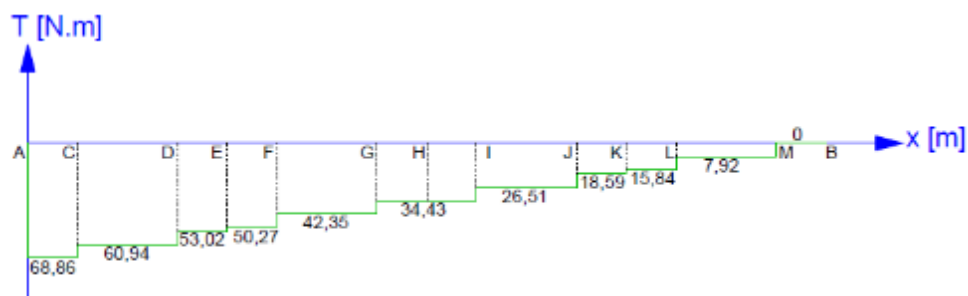


Figura No. 29: Diagrama de par de torsión del rodillo

De ellos se obtiene el momento flector máximo combinado, que se encuentra en el punto G, cuyo valor es de:

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{60^2 + 21,81^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 63,84 \text{ N.m}$$

En ese punto, el momento torsor tiene una magnitud de:

$$T_{m\acute{a}x} = 42,35 \text{ N.m}$$

Se supone que el esfuerzo flector es totalmente reversible, porque se trata de un eje giratorio, y que el esfuerzo cortante por torsor se mantiene constante; entonces se tiene los siguientes momentos flectores y torsores medios y alternantes:

$$M_m = \frac{M_{m\acute{a}x} + M_{m\acute{i}n}}{2} \qquad M_a = \frac{M_{m\acute{a}x} - M_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$M_m = 0 \qquad M_a = 63,84 \text{ N.m}$$

$$T_m = \frac{T_{m\acute{a}x} + T_{m\acute{i}n}}{2} \qquad T_a = \frac{T_{m\acute{a}x} - T_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$T_m = 42,35 \text{ N.m} \qquad T_a = 0 \text{ N.m}$$

Para soldar los elementos perforadores a los rodillos se realizará previamente un agujero ciego en los cilindros, lo cual reduce la sección transversal de los mismos e introduce un factor de concentración de esfuerzos tanto para flexión como para torsión. Estos factores están tabulados para dos agujeros en Budynas y Nisbett (2008); sin embargo, no se tienen datos específicos para ocho agujeros (mucho menos agujeros ciegos), por lo tanto, se realizó una simulación en el programa Autodesk Inventor 2014, que consistió en aplicar, en primer lugar una carga y un momento a un rodillo sin agujeros, y después, la misma carga y momento a un rodillo como el que se muestra en la figura 24 (sin las puntas). Así se pudo obtener los factores de concentración de esfuerzos. Los gráficos de las simulaciones realizadas se indican en el numeral 4.2 del presente documento. Los valores obtenidos son los siguientes:

$$K_t = 2,17$$

$$K_{ts} = 2,45$$

Para calcular la resistencia a la fatiga y el factor de seguridad, aparte de los datos anteriores, se necesitan aquellos de las tablas 15 y 16, cuyos valores se pueden extraer de Budynas y Nisbett (2008):

Tabla No. 15: Límite de resistencia a la fatiga del rodillo y factores que la modifican

Descripción	Valor
Límite de resistencia a la fatiga	$S'_e = 0,5S_{ut} = 0,5(490)$ $S'_e = 245 \text{ MPa}$
Factor de superficie (Laminado en frío)	$k_a = aS_{ut}^b$ $k_a = 4,51(490)^{-0,265}$ $k_a = 0,873$
Factor de tamaño	$k_b = 1,51d^{-0,157}$ $k_b = 1,51(220)^{-0,157}$ $k_b = 0,647$
Factor de carga	$k_c = 1$
Factor de temperatura	$k_d = 1$
Factor de confiabilidad (90%)	$k_e = 0,897$
Factor de efectos varios – soldadura (Deutschman, Michels & Wilson, 1987)	$k_f = 0,667$

Tabla No. 16: Valores que alteran los esfuerzos medios y alternantes en el rodillo

Descripción	Valor
Factor de concentración de esfuerzo por fatiga	$K_f = 1 + q(K_t - 1)$ $K_f = 1 + 0,82(2,17 - 1)$ $K_f = 1,96$
Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a cortante	$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$ $K_{fs} = 1 + 0,97(2,45 - 1)$ $K_{fs} = 2,41$
Momento de inercia neto (por presencia de ocho agujeros)	$I_{neto} = 32868785,82 \text{ mm}^4$
Momento polar de inercia neto (por presencia de ocho agujeros)	$J_{neto} = 65737571,63 \text{ mm}^4$

Nota: Las propiedades de la sección transversal se determinaron con el programa Autocad.

Con los datos de la tabla 15 se calcula la resistencia a la fatiga del rodillo:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = 0,873 \times 0,647 \times 0,897 \times 0,667 \times 245$$

$$S_e = 82,79 \text{ MPa}$$

Mientras que con los datos de la tabla 16 se determinan los esfuerzos medios y alternantes:

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa} \qquad \tau_a = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I_{neto}}$$

$$\sigma_a = 1,96 \times \frac{(63,84)(110)}{32868785,82} \times 1000$$

$$\sigma_a = 0,42 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J_{neto}}$$

$$\tau_m = 2,41 \times \frac{(42,35)(110)}{65737571,63} \times 1000$$

$$\tau_m = 0,17 \text{ MPa}$$

Estos se combinan mediante los esfuerzos de Von Mises medio y alternante:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2}$$

$$\sigma'_a = (0,42^2)^{1/2}$$

$$\sigma'_a = 0,42 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2}$$

$$\sigma'_m = [3(0,17)^2]^{1/2}$$

$$\sigma'_m = 0,29 \text{ MPa}$$

Y se obtiene el factor de seguridad aplicando la teoría de falla por fatiga de Soderberg, para tener un diseño conservador:

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{n_f}$$

$$\frac{0,42}{82,79} + \frac{0,29}{315} = \frac{1}{n_f}$$

$$n_f = 167$$

Para verificar la falla del primer ciclo, se calcula el esfuerzo máximo de Von Mises y su respectivo factor de seguridad:

$$\begin{aligned}\sigma'_{m\acute{a}x} &= \left[(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2 \right]^{1/2} \\ \sigma'_{m\acute{a}x} &= \left[0,42^2 + 3(0,17)^2 \right]^{1/2} \\ \sigma'_{m\acute{a}x} &= 0,51 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}n_y &= \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} = \frac{315}{0,51} \\ n_y &= 614\end{aligned}$$

Tambi3n se puede determinar un factor de seguridad al analizar el rodillo sometido a cargas por impacto, por el choque que se produce entre las puntas y las botellas:

$$\begin{aligned}\frac{S_y}{n} &= \sqrt{K_{sb} \left(\sigma_m + \frac{S_y}{S_e} K_f \sigma_a \right)^2 + 3K_{st} \left(\tau_m + \frac{S_{yp}}{S_e} K_{fs} \tau_a \right)^2} \\ \frac{315}{n} &= \sqrt{\left(\frac{315}{82,79} \times 0,42 \right)^2 + 3 \times 1,5 \times (0,17)^2} \\ \frac{315}{n} &= 1,64 \\ n &= 192\end{aligned}$$

Conclusi3n sobre el factor de seguridad para los rodillos

El rodillo proporcionado por NEUMAC S.A. para este proyecto puede ser utilizado sin ning3n problema en la construcci3n de la m3quina, ya que los factores de seguridad para fatiga, fluencia del primer ciclo, e impacto, son mayores a 2,5 y garantizan la resistencia de las cargas en el elemento. Sin embargo, se observa que se podr3a reducir el espesor del rodillo, ya que se cuenta con factores de seguridad excesivamente altos.

4.1.2.3. PUNTAS PERFORADORAS: FACTOR DE SEGURIDAD

Análisis en la soldadura

Cada una de las puntas perforadoras se puede analizar como que fuera una viga empotrada en el cilindro (un apoyo fijo), ya que va soldada al mismo. Originalmente, se propuso que la punta sobresalga 20 mm del rodillo, pero al haberse fabricado las puntas en una longitud de 30 mm, se prefiere que el agujero en el cilindro sea ciego, de 8 mm y el elemento perforador sobresalga 22 mm. En la figura 30 se observa el diagrama de cuerpo libre de este elemento.

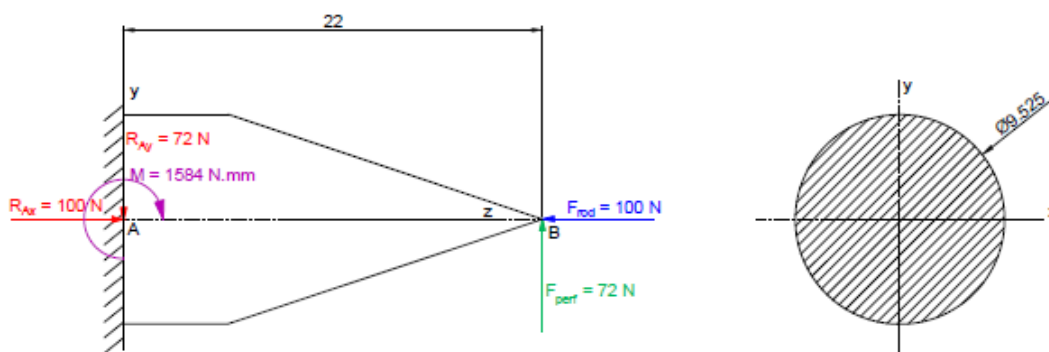


Figura No. 30: Diagrama de cuerpo libre de una punta perforadora, análisis en la punta, como viga con un apoyo fijo

Se considera que la carga radial se aplica a la máxima distancia posible del apoyo fijo, por lo que se genera un momento flector y dos reacciones en el punto A. Para calcular el tamaño adecuado de la soldadura de filete, se supone que únicamente existen esfuerzos cortantes.

Las propiedades del acero AISI 1018 de la forma en que es suministrado por el proveedor son:

$$S_y = 370 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 440 \text{ MPa}$$

Debido a que se utilizará soldadura de arco eléctrico GTAW sin metal de aporte para dar una buena apariencia a la unión entre el rodillo y la punta, se toman los valores de resistencia del metal base más débil para los cálculos correspondientes. Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga y las propiedades de la sección transversal se muestran en la tabla 17:

Tabla No. 17: Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga de la soldadura en la punta perforadora y propiedades de la sección transversal

Descripción	Valor
Límite de resistencia a la fatiga	$S'_e = 0,5S_{ut}$ $S'_e = 0,5 \times 440 \text{ MPa}$ $S'_e = 220 \text{ MPa}$
Factor de superficie (Como sale de la forja)	$k_a = aS_{ut}^b$ $k_a = 272(440)^{-0,995}$ $k_a = 0,64$
Factor de tamaño	$k_b = 1$
Factor de carga (Torsión o cortante)	$k_c = 0,59$
Factor de temperatura	$k_d = 1$
Factor de confiabilidad (90%)	$k_e = 0,897$
Factor de efectos varios	$k_f = 1$
Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a cortante (Soldadura a tope en T, con esquinas agudas)	$K_{fs} = 2$
Tamaño mínimo de soldadura (Debido a que se hace sin material de aporte se considera el cateto como 1 mm)	$h = 1 \text{ mm}$
Área de la sección transversal	$A = 1,414\pi hr$ $A = 1,414\pi \times 1 \times 4,7625$ $A = 21,16 \text{ mm}^2$
Segundo momento unitario del área	$I_u = \pi r^3$ $I_u = \pi \times 4,7625^3$ $I_u = 339,35 \text{ mm}^3$

Las cargas axial y radial son alternantes, varían desde cero, cuando no existen botellas, hasta un máximo que se supone se produce en el centro del rodillo. Esto origina los siguientes esfuerzos cortantes primarios:

$$\begin{aligned}\tau'_{arod} = \tau'_{mrod} &= K_{fs} \frac{F_{rod}}{A} & \tau'_{aperf} = \tau'_{mperf} &= K_{fs} \frac{F_{perf}}{A} \\ \tau'_{arod} = \tau'_{mrod} &= 2 \times \frac{50}{21,16} & \tau'_{aperf} = \tau'_{mperf} &= 2 \times \frac{36}{21,16} \\ \tau'_{arod} = \tau'_{mrod} &= 4,73 \text{ MPa} & \tau'_{aperf} = \tau'_{mperf} &= 3,40 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Y esfuerzos cortantes secundarios de:

$$\begin{aligned}\tau''_{arod} = \tau''_{mrod} &= K_{fs} \frac{M_a c}{0,707 h I_u} \\ \tau''_{arod} = \tau''_{mrod} &= 2 \times \frac{792 \times 4,7625}{0,707 \times 1 \times 339,35} \\ \tau''_{arod} = \tau''_{mrod} &= 31,44 \text{ MPa}\end{aligned}$$

La magnitud de los esfuerzos cortantes totales es:

$$\begin{aligned}\tau_a = \tau_m &= \sqrt{\left((\tau'_{arod}{}^2 + \tau'_{aperf}{}^2)^{1/2} \right)^2 + \tau''_{arod}{}^2} \\ \tau_a = \tau_m &= \sqrt{4,73^2 + 3,40^2 + 31,44^2} \\ \tau_a = \tau_m &= 31,98 \text{ MPa}\end{aligned}$$

La resistencia a la fatiga del metal de aporte tiene un valor de:

$$\begin{aligned}S_{se} &= k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \\ S_{se} &= 0,64 \times 0,59 \times 0,897 \times 220 \\ S_{se} &= 74,2 \text{ MPa}\end{aligned}$$

En soldaduras se utiliza el criterio de Gerber para calcular el factor de seguridad a fatiga, por lo tanto:

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{0,67 S_{ut}}{\tau_m} \right)^2 \frac{\tau_a}{S_{se}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\tau_m S_{se}}{0,67 S_{ut} \tau_a} \right)^2} \right]$$

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{0,67 \times 440}{31,98} \right)^2 \frac{31,98}{74,2} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \times 31,98 \times 74,2}{0,67 \times 440 \times 31,98} \right)^2} \right]$$

$$n_f = 2,19$$

Lo que quiere decir que el tamaño elegido para la soldadura de filete soportará los esfuerzos generados por la perforación de botellas, pero es recomendable utilizar un metal de aporte para aumentar su tamaño por los espesores de los metales base.

Análisis en el material base

Los valores que se deben tomar en cuenta para el cálculo de los esfuerzos y la resistencia a la fatiga se muestran en la tabla 18:

Tabla No. 18: Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga del metal base de la punta perforadora y propiedades de la sección transversal

Descripción	Valor
Límite de resistencia a la fatiga	$S'_e = 0,5S_{ut}$
	$S'_e = 0,5 \times 440 \text{ MPa}$
	$S'_e = 220 \text{ MPa}$
Factor de superficie (Conformado en frío)	$k_a = aS_{ut}^b$
	$k_a = 4,51(440)^{-0,265}$
	$k_a = 0,899$
Factor de tamaño	$k_b = 1,24(0,37d)^{-0,107}$
	$k_b = 1,24(0,37 \times 9,525)^{-0,107}$
	$k_b = 1,08$
Factor de carga (Carga axial)	$k_c = 0,85$
Factor de temperatura	$k_d = 1$
Factor de confiabilidad (90%)	$k_e = 0,897$
Factor de efectos varios	$k_f = 1$
Área de la sección transversal	$A = \pi r^2$
	$A = \pi \times 4,7625^2$
	$A = 71,26 \text{ mm}^2$
Momento de inercia de la sección transversal	$I = \frac{\pi}{64} d^4$
	$I = \frac{\pi}{64} \times 9,525^4$
	$I = 404,04 \text{ mm}^4$

Se tienen los siguientes esfuerzos normales alternante y medio:

$$\begin{aligned} \sigma_{aFrod} = \sigma_{mFrod} &= \frac{F_{rod}}{A} & \sigma_{aM} = \sigma_{mM} &= \frac{Mc}{I} \\ \sigma_{aFrod} = \sigma_{mFrod} &= \frac{50}{71,26} & \sigma_{aM} = \sigma_{mM} &= \frac{792 \times 4,7625}{404,04} \\ \sigma_{aFrod} = \sigma_{mFrod} &= 0,702 \text{ MPa} & \sigma_{aM} = \sigma_{mM} &= 9,33 \text{ MPa} \end{aligned}$$

El esfuerzo cortante no se toma en cuenta porque se supone que lo resiste la soldadura; además, el punto de la sección transversal con mayor esfuerzo normal

también es aquel de menor esfuerzo cortante. Entonces, los esfuerzos combinados de Von Mises son:

$$\begin{aligned}\sigma'_a &= \sqrt{\left(\sigma_{aM} + \frac{\sigma_{aFrod}}{0,85}\right)^2} & \sigma'_m &= \sqrt{(\sigma_{mM} + \sigma_{mFrod})^2} \\ \sigma'_a &= \sqrt{\left(9,33 + \frac{0,702}{0,85}\right)^2} & \sigma'_m &= \sqrt{(9,33 + 0,702)^2} \\ \sigma'_a &= 10,16 \text{ MPa} & \sigma'_m &= 10,04 \text{ MPa}\end{aligned}$$

La resistencia a la fatiga es de:

$$\begin{aligned}S_e &= k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \\ S_e &= 0,899 \times 1,08 \times 0,85 \times 0,897 \times 220 \\ S_e &= 163,37 \text{ MPa}\end{aligned}$$

El factor de seguridad que protege contra la fatiga se calcula con el criterio de Soderberg:

$$\begin{aligned}\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} &= \frac{1}{n_f} \\ \frac{10,16}{163,37} + \frac{10,04}{370} &= \frac{1}{n_f} \\ n_f &= 11,19\end{aligned}$$

Se obtiene el esfuerzo máximo de Von Mises y se verifica la posibilidad de fluencia:

$$\begin{aligned}\sigma'_{m\acute{a}x} &= \left[(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2 \right]^{1/2} \\ \sigma'_{m\acute{a}x} &= \left[\left(2\sqrt{0,702^2 + 9,33^2} \right)^2 \right]^{1/2} \\ \sigma'_{m\acute{a}x} &= 18,72 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} = \frac{370}{18,72}$$

$$n_y = 19,76$$

Los factores de seguridad son mayores a 2, lo cual garantiza que la punta perforadora no presentará falla por fatiga ni por fluencia del primer ciclo, y que no es estrictamente necesario realizar tratamiento térmico en este elemento. Consecuentemente, las dimensiones escogidas para la punta son las adecuadas, y se pueden consultar en los planos anexos.

4.1.2.4. MOTOR Y TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Selección del motor

Con el máximo torque desarrollado por el rodillo se calcula la potencia nominal del motor:

$$P_{nm} = T_{rod} \times \omega_{rod}$$

$$P_{nm} = 68,86 \times 140 \times \frac{2\pi}{60}$$

$$P_{nm} = 1009,54 \text{ W}$$

La eficiencia común de los motores es del 84%, por lo que la potencia necesaria en el motor es de:

$$P_m = \frac{P_{nm}}{0,84}$$

$$P_m = \frac{1009,54}{0,84}$$

$$P_m = 1201,83 \text{ W}$$

Debido a que se utilizará un solo motor para accionar los dos rodillos, la potencia anterior se multiplica por 2, y se tiene la potencia total del sistema:

$$P_T = 2P_m$$

$$P_T = 2 \times 1201,83$$

$$P_T = 2403,67 \text{ W}$$

En el mercado local, la potencia que más se acerca a este valor es de 3 kW (4 HP). Pero, debido a que se tiene como limitante que la potencia del motor debe ser máximo de 2.2 kW (3 HP), se elige reducir la velocidad de giro de los rodillos hasta 120 rpm. Obteniendo como nuevos valores:

$$\begin{aligned}
 P_{nm} &= T_{rod} \times \omega_{rod} & P_m &= \frac{P_{nm}}{0,84} & P_T &= 2P_m \\
 P_{nm} &= 68,86 \times 120 \times \frac{2\pi}{60} & P_m &= \frac{865,32}{0,84} & P_T &= 2 \times 1030,14 \\
 P_{nm} &= 865,32 \text{ W} & P_m &= 1030,14 \text{ W} & P_T &= 2060,29 \text{ W}
 \end{aligned}$$

Y se consigue que la potencia total del sistema sea de 2.1 kW; por lo tanto, se puede seleccionar el motor de 3 HP que ha propuesto la empresa, cuyos datos técnicos se pueden consultar detalladamente en el anexo 9. La capacidad teórica de los rodillos será el 58,3% de la capacidad calculada, lo cual no difiere en gran cantidad de lo propuesto (50%).

Adecuación del motor existente en la empresa a las necesidades del prototipo

NEUMAC S.A. posee un motorreductor de 4.8 HP, el cual será utilizado para poner en marcha el prototipo. La velocidad de salida de dicho equipo es de 49.46 rpm, por lo que se utilizará un sistema de transmisión de potencia por cadenas para aumentar la velocidad angular hasta la requerida, que es de 120 rpm.

Procedimiento de selección del sistema de transmisión de potencia por cadenas para aumento de velocidad

Por cuestión de facilidad, tiempo de adquisición y costos, no se fabricarán los piñones, sino que se seleccionarán elementos prefabricados del catálogo de Martin®. Cabe recalcar que dichos piñones tienen un procedimiento de selección y diseño, detallado en el catálogo proporcionado por el fabricante. Para el presente proyecto, se muestran los pasos a continuación:

1. Número de etapas de la transmisión

La relación de velocidad para el sistema de piñones y cadenas se calcula de la siguiente manera:

$$i = \frac{120}{49,46} = 2,43$$

De acuerdo a Martin Sprocket & Gear, INC. (2013), con relaciones de velocidad que se encuentren debajo de 7:1, la reducción se debe realizar en una etapa. Por lo tanto, se selecciona una sola etapa de transmisión.

2. Potencia de diseño

La potencia de diseño se calcula con la siguiente fórmula:

$$DHP = P_M \times FS$$

$$DHP = 3 \times 1$$

$$DHP = 3$$

Se ha escogido un factor de servicio de 1, adecuado para carga uniforme, porque el prototipo empezará su funcionamiento sin botellas en la tolva.

3. Selección de la transmisión

Es preferible escoger piñones con el paso de cadena más pequeño que transmitan la potencia requerida, y que necesiten un tipo de lubricación sencilla. Conforme a las tablas de capacidad de potencia mostradas en el anexo 10, se necesitan piñones con las especificaciones mostradas en la tabla 19:

Tabla No. 19: Características generales de los piñones de la transmisión

Descripción	Piñón motriz	Piñón impulsado
Paso de cadena, in	3/4 (No. 60)	3/4 (No. 60)
No. de dientes	53	22
Diámetro de paso, in	12,66	5,27
Capacidad de potencia	3,8 HP @ 49,46 rpm	3,55 HP @ 119,15 rpm
Diámetro máximo de barreno, in	> 7 7/16	2 15/16
Tipo de lubricación	Tipo A: Manual	Tipo B: De baño o disco

Fuente: Martin Sprocket & Gear, INC., 2013

Como se mencionó previamente, es preferible que la lubricación sea sencilla; en este caso, manual. Se puede optar por utilizar una grasa, para evitar poner una cubierta a las catarinas y cadenas.

4. Distancia entre centros

Se recomienda que para una aplicación promedio, la distancia entre centros sea de 30 a 50 pasos de cadena. Se escoge una distancia de 33 pasos. El largo de la cadena se obtiene con la siguiente ecuación:

$$L = 2C + \frac{N+n}{2} + \frac{0,1013(N-n)^2}{4C}$$

$$L = 2 \times 33 + \frac{53+22}{2} + \frac{0,1013(53-22)^2}{4 \times 33}$$

$$L = 104,24$$

$$L = 104 \text{ pasos}$$

La nueva distancia entre centros se ajusta como sigue:

$$C = \frac{P}{8} \left[2L - N - n + \sqrt{(2L - N - n)^2 - 0,81(N - n)^2} \right]$$

$$C = \frac{3}{8} \left[2 \times 104 - 53 - 22 + \sqrt{(2 \times 104 - 53 - 22)^2 - 0,81(53 - 22)^2} \right]$$

$$C = 24,66 \text{ in}$$

5. Verificación de medidas en la transmisión

Para evitar interferencia entre los dientes de los piñones, siempre se debe comprobar la distancia entre centros y el arco de contacto en la catarina menor, así:

$$C = 24,48 \text{ in} \quad \theta_1 > 120^\circ$$

$$C > \frac{D_{P1} + D_{P2}}{2} \quad \theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D_{P2} - D_{P1}}{2C} \right)$$

$$C > \frac{12,66 + 5,27}{2} \quad \theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{12,66 - 5,27}{2 \times 24,66} \right)$$

$$C > 8,9 \text{ in} \quad \theta_1 = 162,76^\circ > 120^\circ$$

Por lo cual, la transmisión es satisfactoria. Su configuración se muestra en la figura 31:

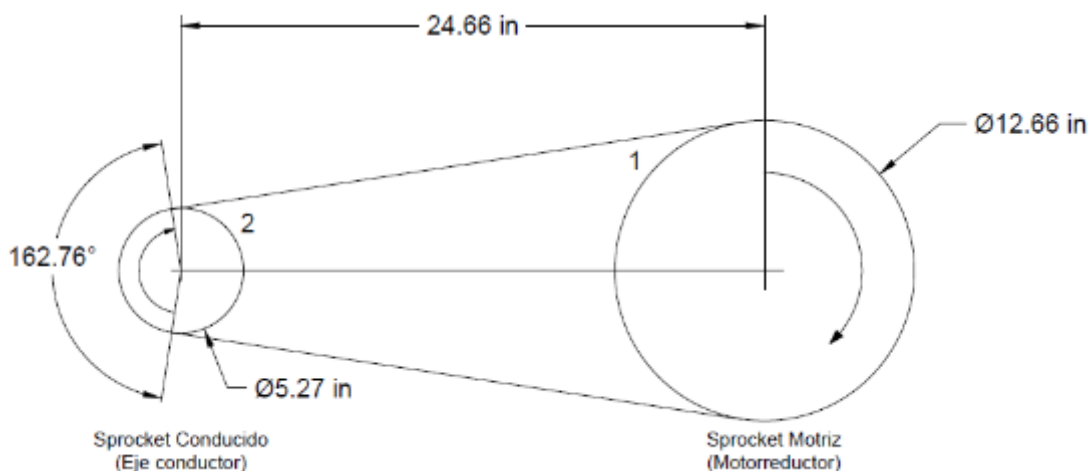


Figura No. 31: Dimensiones del sistema de transmisión de potencia por piñones y cadena para el aumento de velocidad del motor

Sistema de transmisión de potencia por engranes del rodillo conductor al rodillo conducido

Para transmitir la potencia de un rodillo a otro se necesita un tren de engranes. Es deseo del cliente que se utilice la menor cantidad de engranes; por lo tanto, se puede optar por disminuir la distancia entre centros de rodillos hasta un valor estandarizado en pulgadas y hacer uso de únicamente dos elementos. Según el catálogo de Martin®, un diámetro de paso que se acerca a la distancia entre centros requerida es de 10 pulgadas, lo cual reduce a la separación entre rodillos hasta 34 mm, medida suficiente para que el pico de la botella atravesase por la separación sin ser perforado ni compactado. Para seleccionar el paso diametral, se sigue un procedimiento similar al de las catarinas y cadena; las tablas de capacidad de potencia de engranes se presentan en el anexo 11. En la tabla 20 se enumeran las características de los engranes:

Tabla No. 20: Características generales de la transmisión por engranes

Descripción	Valor
Relación de transmisión	1
Velocidad angular, RPM	119,15
Factor de servicio (catálogo de Martin)	1
	$DHP = HP \times FS$
Potencia de diseño, HP	$DHP = 3 \times 1$
	$DHP = 3$
Capacidad de potencia	5,06 HP @ 100 rpm
Paso diametral, dientes/in	10
Diámetro máximo de barreno, in	1 13/16
Número de dientes	100
Diámetro de paso, in	10

Nota: No se presentan los datos del engrane conductor y el conducido por separado, porque son los mismos para los dos, debido a la relación de transmisión de 1:1.

Fuente: Martin Sprocket & Gear, INC., 2013

No se escogió un paso diametral mayor porque el diámetro máximo de barreno disminuía considerablemente, con lo cual se limitaba las medidas del eje del rodillo conductor. La configuración del tren de engranes se muestra en la figura 32, y la configuración completa del sistema de transmisión de potencia en la figura 33:

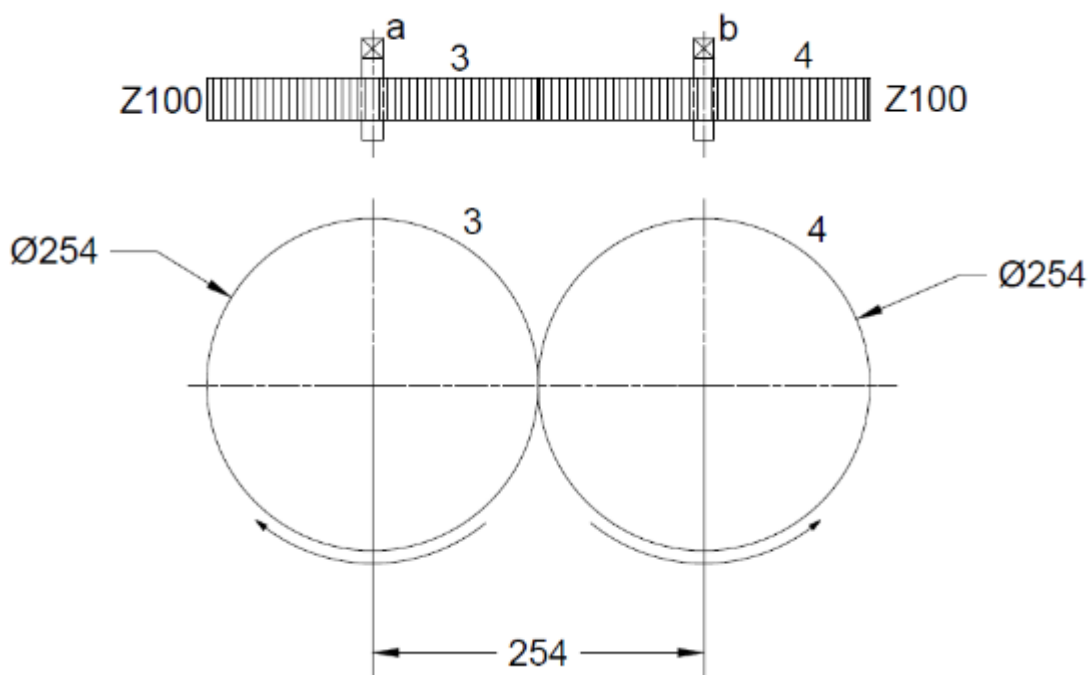


Figura No. 32: Tren de engranes para la transmisión de potencia de un rodillo hacia otro

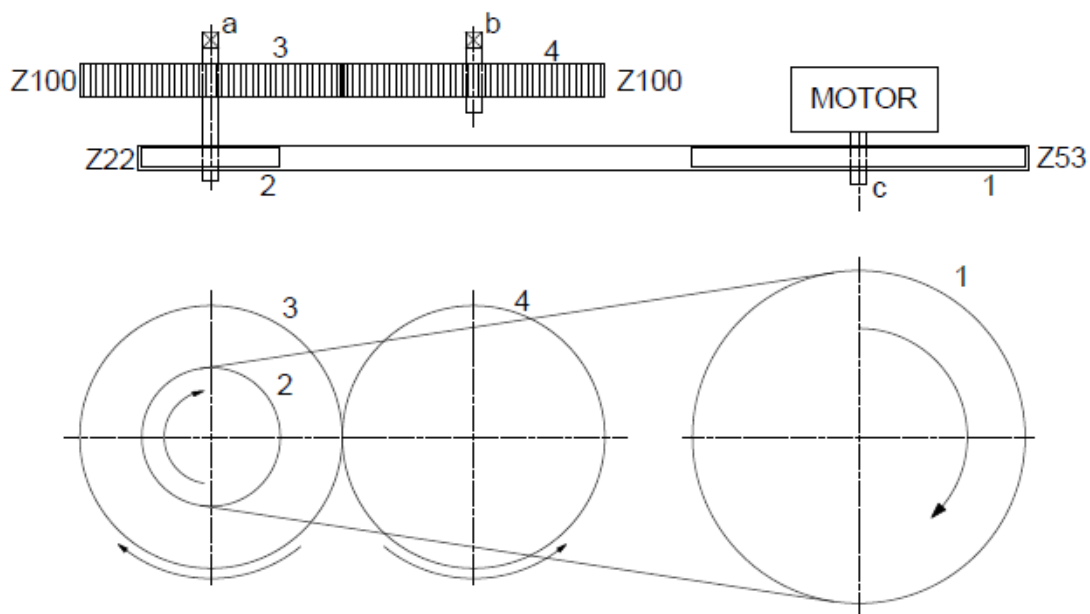


Figura No. 33: Sistema de transmisión de potencia completo

Fuerzas presentes en los sistemas de transmisión de potencia

Para poder diseñar los ejes, las cuñas y los rodamientos, es necesario calcular las fuerzas que actúan en los engranes y las catarinas. Los diagramas de fuerzas de los de estos elementos se muestran en la figura 34:

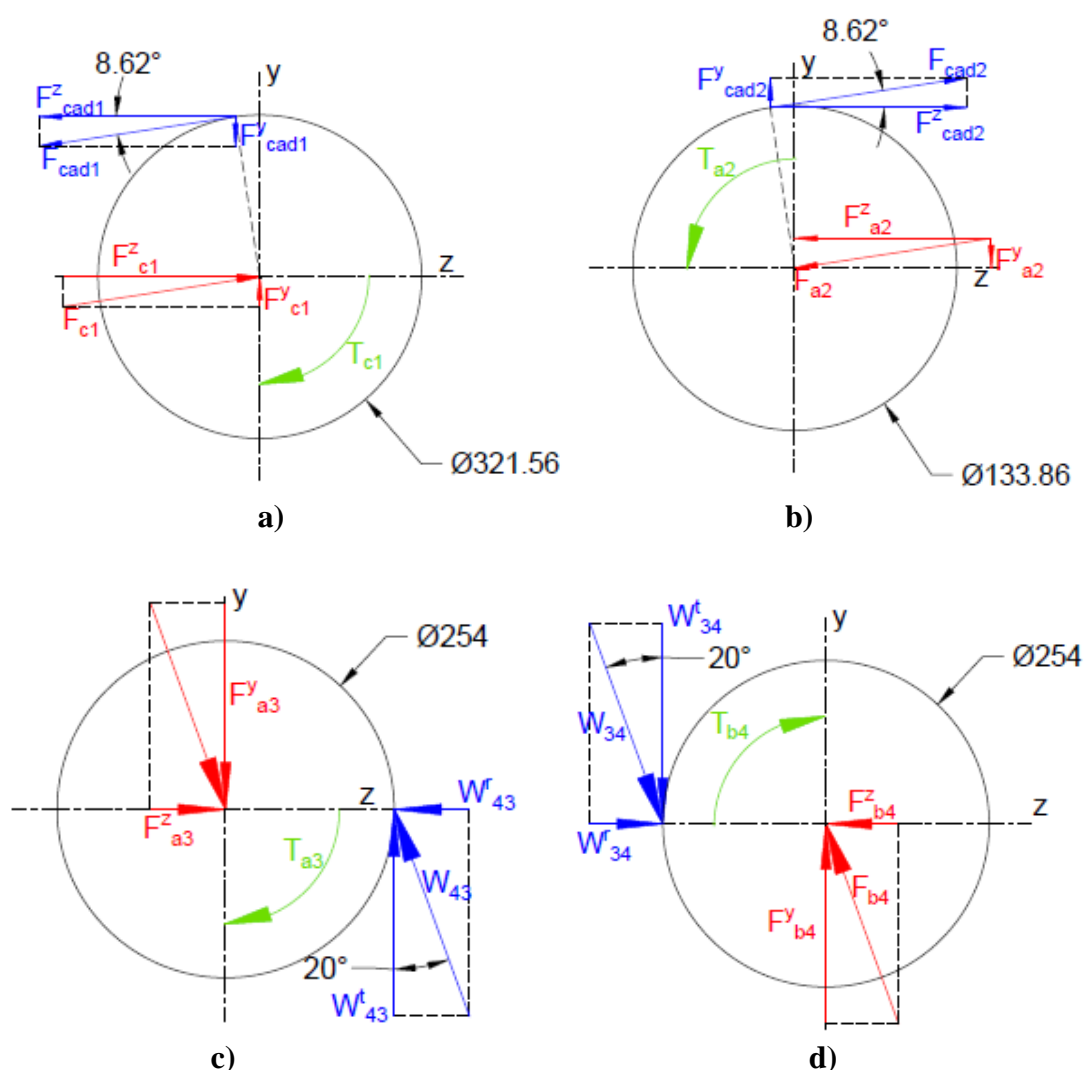


Figura No. 34: Diagramas de cuerpo libre de los piñones y engranes: a) Piñón motriz; b) Piñón impulsado; c) Engrane 1; d) Engrane 2

En los piñones, como se supone que sólo un lado de la cadena está tenso (el lado superior), la fuerza se calcula con el torque transmitido hacia el eje. Se transmite un

torque equivalente a 3 HP girando a 119.15 rpm en la catalina menor, y en la catalina mayor el mismo torque a una velocidad de 49.46 rpm; los resultados son:

$$T_{c1} = \frac{P_{TM}}{\omega_1} = \frac{2200}{49,46 \times \frac{\pi}{30}} = 424,76 \text{ N.m}$$

$$T_{c2} = \frac{P_{TM}}{\omega_2} = \frac{2200}{119,15 \times \frac{\pi}{30}} = 176,31 \text{ N.m}$$

$$F_{cad1} = F_{cad2} = \frac{2T_{c1}}{D_{P1}} = \frac{2 \times 424756}{321,56} = 2641,82 \text{ N}$$

Las fuerzas en los ejes se encuentran mediante el equilibrio estático:

$$\sum F_y = 0 \qquad \qquad \qquad \sum F_z = 0$$

$$F_{cad1}^y = F_{c1}^y = F_{cad1} (\sin 8,62^\circ) \qquad F_{cad1}^z = F_{c1}^z = F_{cad1} (\cos 8,62^\circ)$$

$$F_{c1}^y = 395,85 \text{ N} \qquad \qquad \qquad F_{c1}^z = 2611,94 \text{ N}$$

$$F_{cad1}^y = F_{c1}^y = F_{cad2}^y = F_{a2}^y = 395,85 \text{ N}$$

$$F_{cad1}^z = F_{c1}^z = F_{cad2}^z = F_{a2}^z = 2611,94 \text{ N}$$

Para obtener las fuerzas que actúan en la periferia de los engranes, se necesita conocer su velocidad en la línea de paso; ésta se puede obtener con la siguiente fórmula:

$$V = \frac{\pi D_p \omega}{60000}$$

$$V_1 = V_2 = \frac{\pi(254)(119,15)}{60000} = 1,58 \text{ m/s}$$

Y se reemplaza en la ecuación que se aprecia a continuación, para obtener la fuerza tangencial en cada engrane:

$$W^t = \frac{P}{V}$$

$$W_{43}^t = W_{34}^t = F_{a3}^y = F_{b4}^y = \frac{1100}{1,58} = 694,15 \text{ N}$$

A partir de la fuerza tangencial se determinan las fuerzas radiales y el torque:

$$W_{43}^r = W_{34}^r = F_{a3}^z = F_{b4}^z = W_{43}^t \tan(20) = 252,65 \text{ N}$$

$$T = \frac{D_p W^t}{2000}$$

$$T_{a3} = T_{b4} = \frac{254 \times 694,15}{2000} = 88,16 \text{ N.m}$$

Se puede observar que la potencia transmitida por el engrane 1 al engrane 2 es la mitad de la potencia total. Esto se debe a que la mitad restante es utilizada por el rodillo para perforar las botellas.

En el cálculo de las fuerzas tangenciales y radiales se utilizó la potencia teórica del motor, que es mayor que la potencia calculada, lo cual compensa la disminución de la distancia entre rodillos.

4.1.2.5. EJES DE RODILLOS

Una vez definido el sistema de transmisión de potencia y la ubicación de los rodamientos, como se esquematizó en la figura 33, se puede diseñar los ejes para que resistan las cargas impuestas. Por cuestión de simetría sólo se diseñará los ejes del rodillo conductor.

En la figura 35 se observan las partes del rodillo conductor, esta imagen tiene como objetivo mostrar los diferentes elementos que restan por diseñarse, incluidos los ejes.

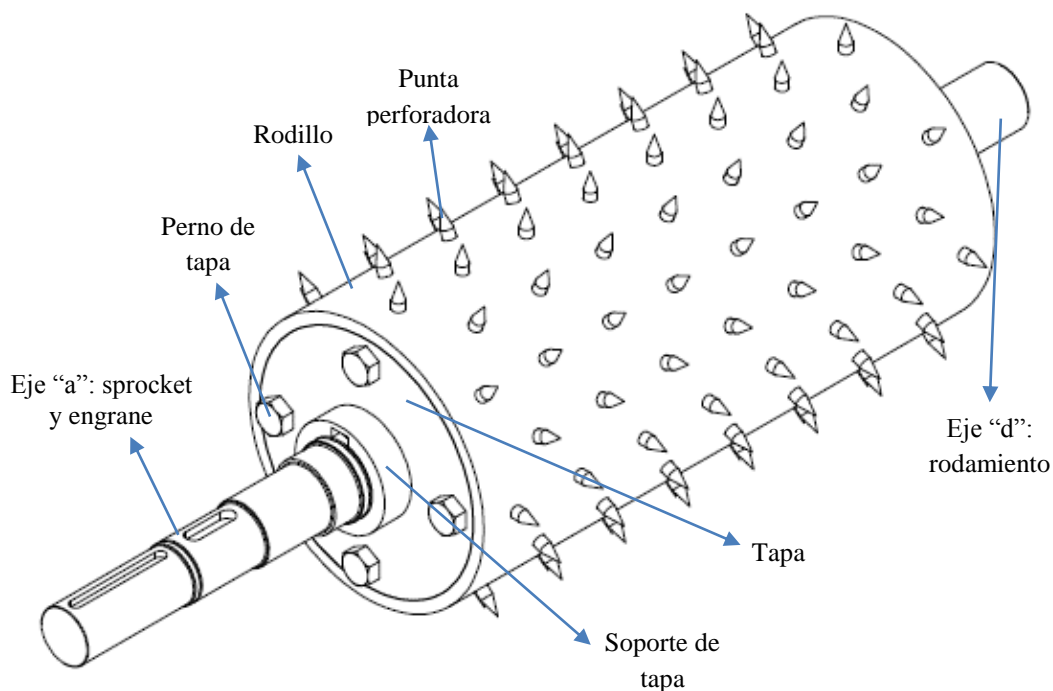


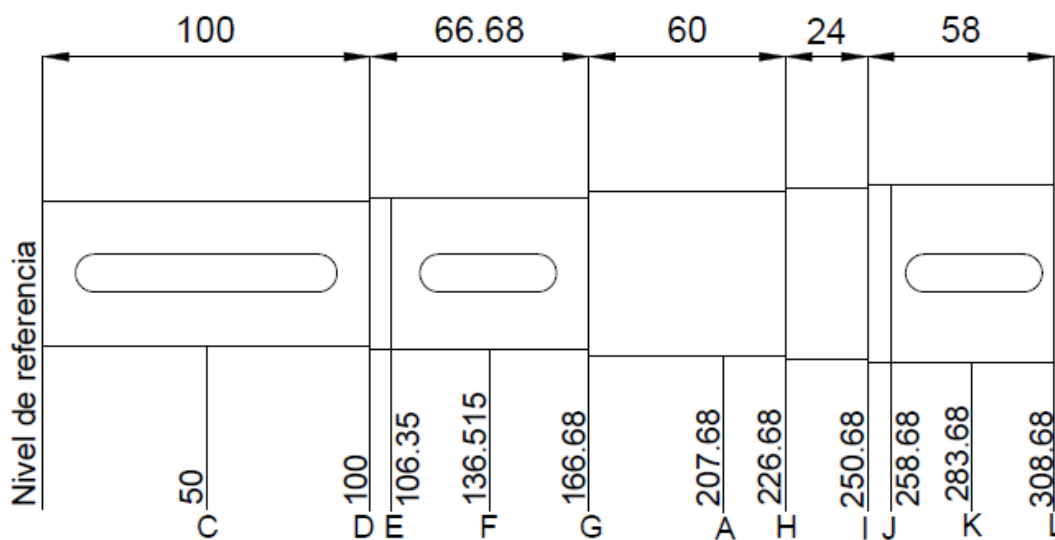
Figura No. 35: Partes del rodillo conductor

Ejes del rodillo conductor

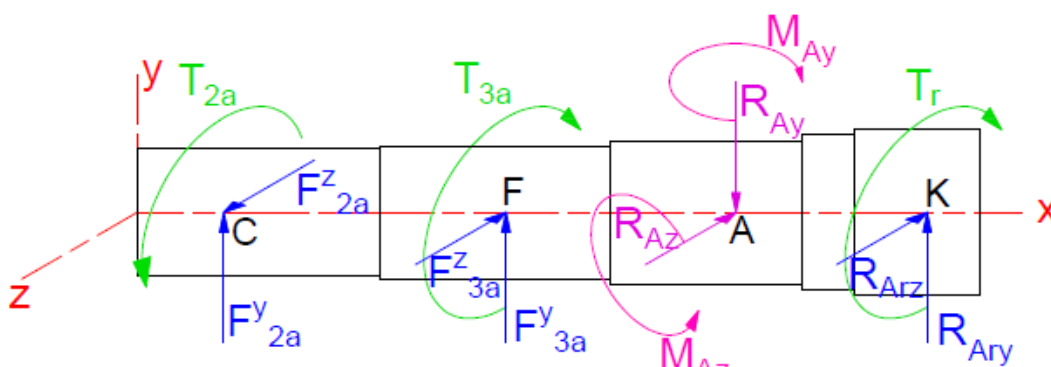
Es preferible que se haga un eje macizo que soporte todas las cargas impuestas tanto por el rodillo como por el sprocket y engrane, sin embargo, por facilidad de desmontaje y mantenimiento, se diseñarán dos ejes: uno para cada extremo del rodillo, y se analizarán como vigas en voladizo.

Eje del sprocket y engrane: Eje "a"

Las medidas tentativas y las fuerzas que se originan en el eje "a" se presentan en la figura 36:



a)



b)

Figura No. 36: Eje "b": a) Medidas tentativas longitudinales; b) Diagrama de cuerpo libre

Con las figuras previas se realiza equilibrio estático:

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{2a}^z - F_{3a}^z - R_{Az} - R_{Arz} = 0$$

$$R_{Az} = 1719,18 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{2a}^y + F_{3a}^y - R_{Ay} + R_{Ary} = 0$$

$$R_{Ay} = 1357,36 \text{ N}$$

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

$$157,68 F_{2a}^z - 71,165 F_{3a}^z - M_{Ay} + 76 R_{Arz} = 0$$

$$M_{Ay} = 157,68 \times 2611,94 - 71,165 \times 252,65 + 76 \times 640,12$$

$$M_{Ay} = 442,52 \text{ N.m}$$

$$\begin{aligned}\sum M_{Az} &= 0 \\ 157,68F_{2a}^y + 71,165F_{3a}^y - M_{Az} - 76R_{Ary} &= 0 \\ M_{Az} &= 157,68 \times 395,85 + 71,165 \times 694,15 - 76 \times 267,36 \\ M_{Az} &= 91,5 \text{ N.m}\end{aligned}$$

Y se pueden elaborar los diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor, como se indica en las figuras 37 a 41.

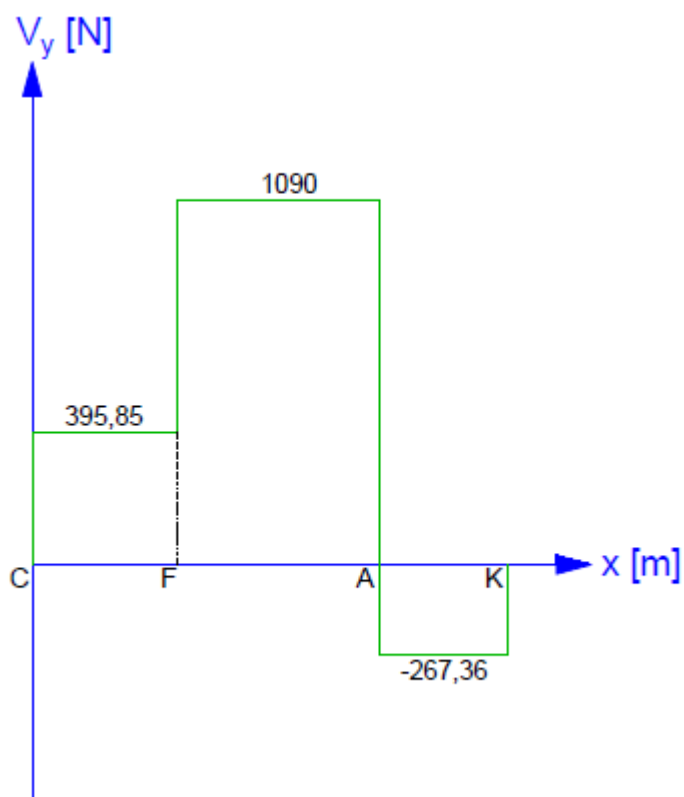


Figura No. 37: Diagrama de fuerza cortante del eje "a" en el plano XY

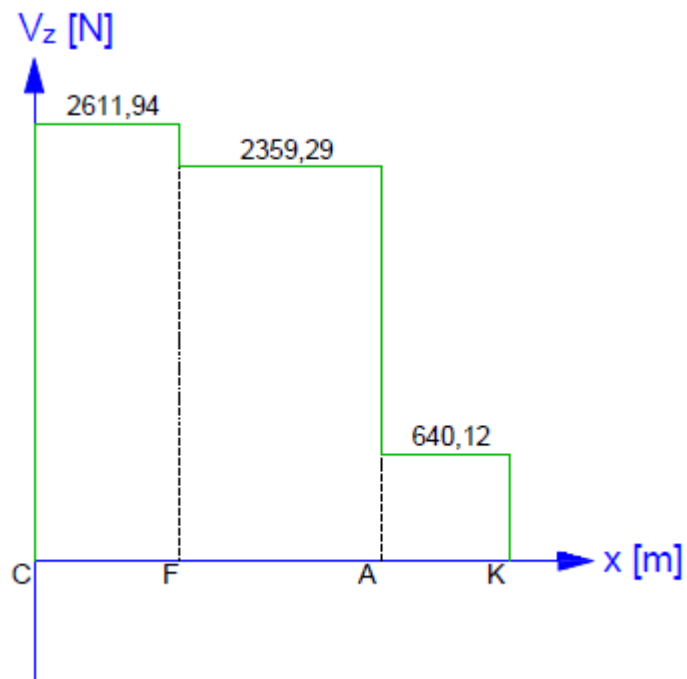


Figura No. 38: Diagrama de fuerza cortante del eje "a" en el plano XZ

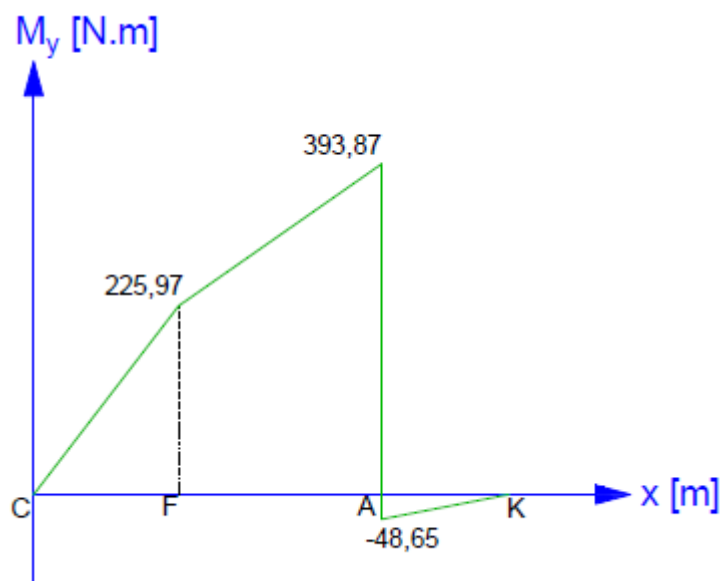


Figura No. 39: Diagrama de momento flector alrededor del eje Y, correspondiente al eje "a"

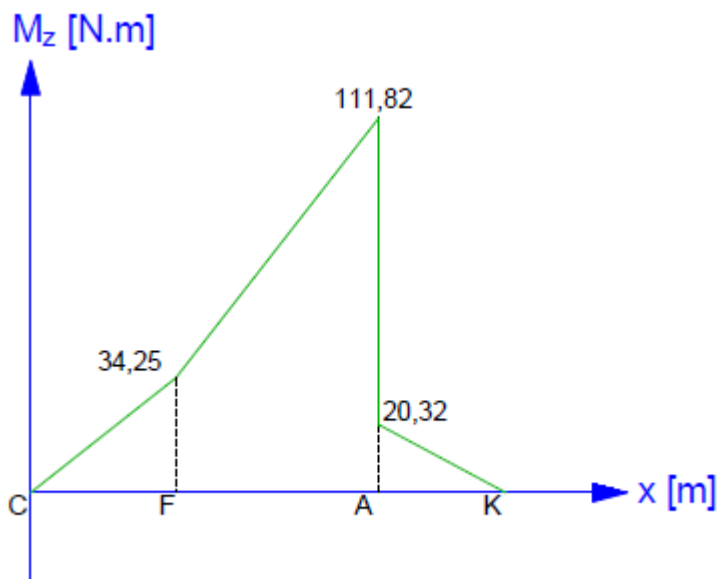


Figura No. 40: Diagrama de momento flector alrededor del eje Z, correspondiente al eje "a"

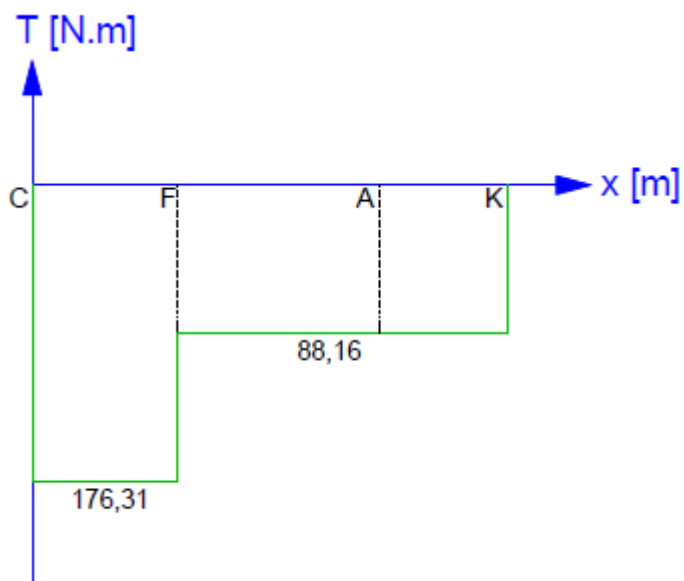


Figura No. 41: Diagrama de par de torsión del eje "a"

Diámetro del eje "a" en el punto E

Para obtener los diámetros del eje, es conveniente empezar analizando un punto que tenga una combinación alta, tanto de momentos flector y torsor como factores de concentración de esfuerzo; en este caso se comienza por la ranura del anillo de retención del engrane, en el punto E:

$$M_E = \sqrt{M_{Ey}^2 + M_{Ez}^2}$$

$$M_E = \sqrt{147,18^2 + 22,31^2} \quad T_E = 176,31 \text{ N.m}$$

$$M_E = 148,18 \text{ N.m}$$

Las magnitudes de los momentos flectores y torsores alternante y medio son:

$$M_{mE} = \frac{M_{máxE} + M_{mínE}}{2} \quad M_{aE} = \frac{M_{máxE} - M_{mínE}}{2}$$

$$M_{mE} = 0 \quad M_{aE} = 148,18 \text{ N.m}$$

$$T_{mE} = \frac{T_{máxE} + T_{mínE}}{2} \quad T_{aE} = \frac{T_{máxE} - T_{mínE}}{2}$$

$$T_{mE} = 176,31 \text{ N.m} \quad T_{aE} = 0 \text{ N.m}$$

Para empezar las iteraciones, se escoge un acero poco caro como material para el eje: AISI 1018 CD, cuyas propiedades ya se indicaron previamente, y se pueden consultar también en el anexo 1.

Para calcular la resistencia a la fatiga y el diámetro del eje, aparte de los datos anteriores, se necesitan aquellos de la tabla 21, cuyos valores se pueden extraer de Budynas y Nisbett (2008):

Tabla No. 21: Límite de resistencia a la fatiga del eje “a” en el punto E, factores que la modifican y factores de concentración de esfuerzo

Descripción	Valor
Límite de resistencia a la fatiga	$S'_e = 0,5S_{ut} = 0,5(440)$ $S'_e = 220$ MPa
Factor de superficie (Laminado en frío)	$k_a = aS_{ut}^b$ $k_a = 4,51(440)^{-0,265}$ $k_a = 0,90$
Factor de tamaño (Primera estimación)	$k_b = 0,9$
Factor de carga	$k_c = 1$
Factor de temperatura	$k_d = 1$
Factor de confiabilidad (90%)	$k_e = 0,897$
Factor de efectos varios	$k_f = 1$
Factor de concentración de esfuerzo por fatiga (Ranura anillo de retención)	$K_f = K_t = 5$
Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a cortante (Ranura anillo de retención)	$K_{fs} = K_{ts} = 3$
Factor de seguridad	$n = 2$

Con los datos de la tabla 21 se calcula la resistencia a la fatiga del eje:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = 0,9 \times 0,9 \times 0,9 \times 0,897 \times 220$$

$$S_e = 159,63 \text{ MPa}$$

Y con la ecuación 4, correspondiente al criterio de falla por fatiga de Soderberg, se determina el diámetro del eje en E:

$$d_E = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_{aE})^2 + 3(K_{fs} T_{aE})^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{yt}} \left[4(K_f M_{mE})^2 + 3(K_{fs} T_{mE})^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d_E = \left(\frac{16 \times 2}{\pi} \left\{ \frac{1}{159,63} \left[4(5 \times 148864)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{370} \left[3(3 \times 176314)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d_E = 49,35 \text{ mm}$$

Se escoge una medida comercial de 46 mm para el diámetro que aloja el engrane, lo que resulta en un diámetro en la ranura de 43.5 mm, el cual se supone suficiente por el uso de factores conservadores, pero se debe comprobar, como sigue a continuación. Conforme al catálogo de Rotorclip[®], cuyo extracto se muestra en el anexo 12, las medidas restantes de la ranura son:

$$a = 1,85 \text{ mm} \quad t = 1,25 \text{ mm} \quad r = 0,175 \text{ mm}$$

$$\frac{a}{t} = \frac{1,85}{1,25} = 1,48 \quad \frac{r}{t} = \frac{0,175}{1,25} = 0,14$$

Se recalculan los factores de la primera estimación y la resistencia a la fatiga del eje:

$$k_b = 1,24(43,5)^{-0.107}$$

$$k_b = 0,83$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = 0,90 \times 0,83 \times 0,897 \times 220$$

$$S_e = 146,89 \text{ MPa}$$

$$K_f = 1 + 0,48(4,8 - 1)$$

$$K_f = 2,82$$

$$K_{fs} = 1 + 0,58(2,75 - 1)$$

$$K_{fs} = 2,02$$

Los momentos de Von Mises y el factor de seguridad son:

$$\sigma'_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma'_a = \frac{32 \times 2,82 \times 148864}{\pi \times 43,5^3}$$

$$\sigma'_a = 52,02 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3} \times 16 \times \frac{K_{fs} T_m}{\pi d^3}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3} \times 16 \times \frac{2,02 \times 176314}{\pi \times 43,5^3}$$

$$\sigma'_m = 38,07 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{52,02}{146,89} + \frac{38,07}{300}$$

$$n_f = 2,19$$

Esto corrobora que el eje no falla por fatiga, y que las consideraciones respecto al material escogido y a rebajar la medida del diámetro fueron correctas, porque se tiene un factor de seguridad incluso mayor al deseado. Para verificar la falla por fluencia del primer ciclo, se calcula el esfuerzo máximo de Von Mises y su respectivo factor de seguridad:

$$\begin{aligned}\sigma'_{m\acute{a}x} &= \sigma'_m + \sigma'_a & n_y &= \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} = \frac{370}{90,1} \\ \sigma'_{m\acute{a}x} &= 38,07 + 52,02 & n_y &= 4,11 \\ \sigma'_{m\acute{a}x} &= 90,1 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Diámetros restantes del eje “a”

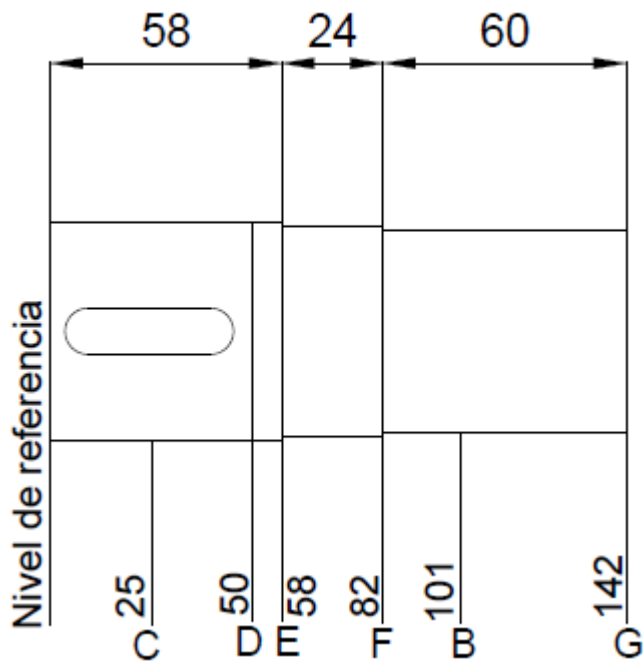
Los diámetros restantes del eje “a” son:

$$\begin{aligned}d_{CD} &= 44 \text{ mm} & d_{DG} &= 46 \text{ mm} & d_{GH} &= 50 \text{ mm} \\ d_{HI} &= 56 \text{ mm} & d_{IL} &= 60 \text{ mm}\end{aligned}$$

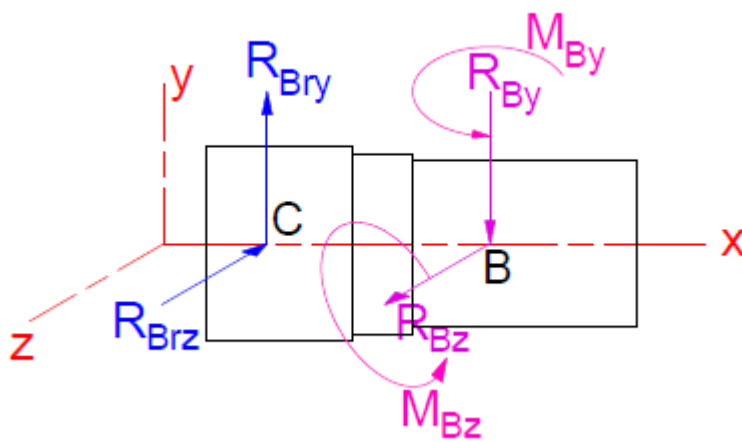
En el anexo 13 se puede revisar el cálculo a detalle de los diámetros, con base de un factor de seguridad de 2, y sus factores de seguridad reales, con los diámetros impuestos.

Eje del rodamiento: Eje “d”

Las medidas tentativas y las fuerzas que se originan en el eje “d” se muestran en la figura 42:



a)



b)

Figura No. 42: Eje “d”: a) Medidas tentativas longitudinales; b) Diagrama de cuerpo libre

Con las figuras previas se realiza equilibrio estático:

$$\begin{aligned} \sum F_z &= 0 & \sum F_y &= 0 \\ R_{Bz} - R_{Brz} &= 0 & -R_{By} + R_{Bry} &= 0 \\ R_{Bz} &= 640,12 \text{ N} & R_{By} &= 267,36 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{By} &= 0 & \sum M_{Bz} &= 0 \\ M_{By} - 76R_{Brz} &= 0 & M_{Bz} - 76R_{Bry} &= 0 \\ M_{By} &= 76 \times 640,12 & M_{Bz} &= 76 \times 267,36 \\ M_{Ay} &= 48,65 \text{ N.m} & M_{Bz} &= 20,32 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Y se elaboran los diagramas de fuerza cortante y momento flector, como se presenta en las figuras 43 a 46. El diagrama de par de torsión no se muestra porque su valor es constante, de 0 N.m.

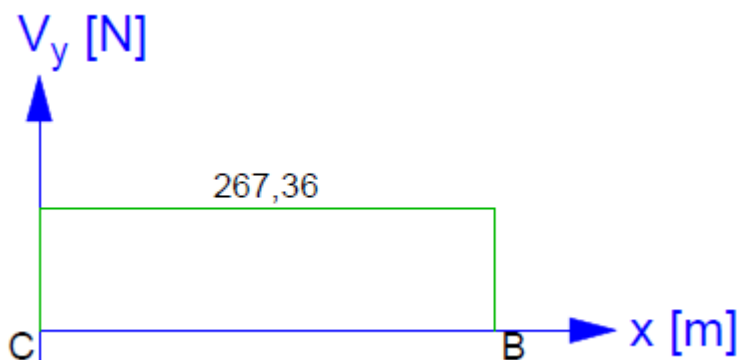


Figura No. 43: Diagrama de fuerza cortante del eje "d" en el plano XY

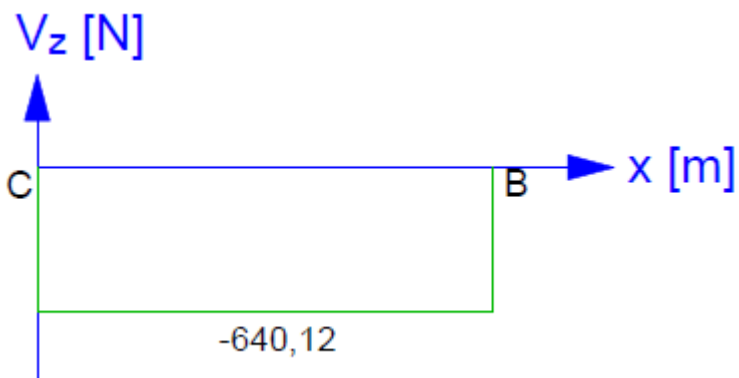


Figura No. 44: Diagrama de fuerza cortante del eje "d" en el plano XZ

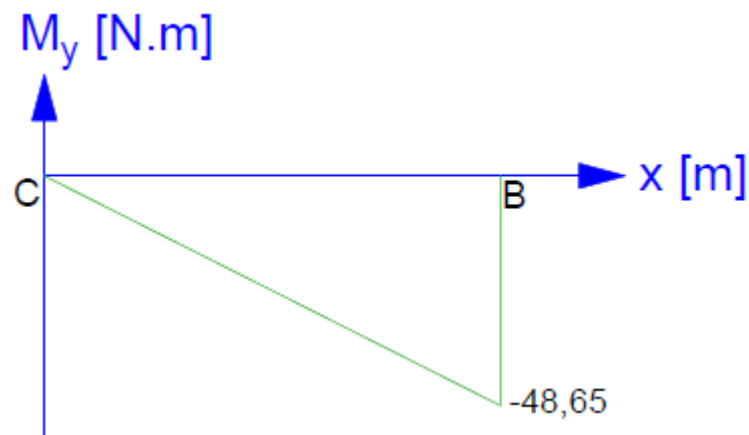


Figura No. 45: Diagrama de momento flector alrededor del eje Y, correspondiente al eje “d”

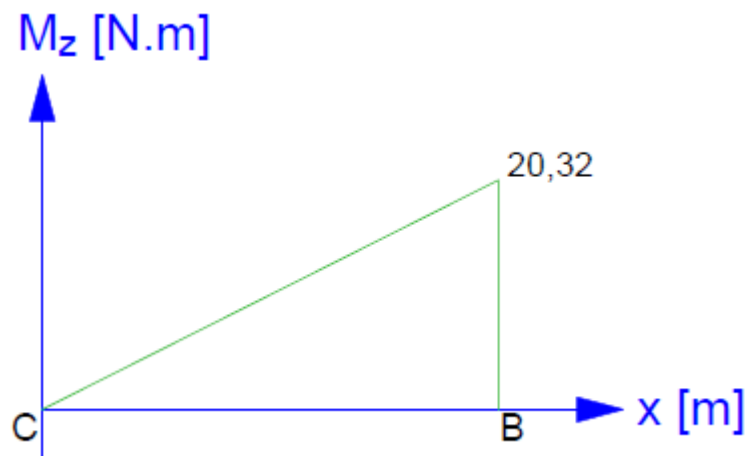


Figura No. 46: Diagrama de momento flector alrededor del eje Z, correspondiente al eje “d”

Diámetros del eje “d”

Con los diagramas previamente presentados se puede concluir que los esfuerzos a los que está sometido el eje “d” son los mismos que soporta la porción final del eje “a”, por lo tanto, no hace falta realizar los cálculos nuevamente para encontrar los diámetros respectivos. Entonces:

$$d_{FG} = 50 \text{ mm}$$

$$d_{EF} = 56 \text{ mm}$$

$$d_{CE} = 60 \text{ mm}$$

$$d_D = 57 \text{ mm}$$

Ejes del rodillo conducido

Por simetría, se prefiere que los ejes del rodillo conducido sean de las mismas dimensiones que los ejes del rodillo conductor. Estos elementos sólo difieren en el asiento para sprocket, que no está presente en los ejes del rodillo conducido.

Deflexiones en los ejes

Utilizando las ecuaciones de vigas en superposición se puede encontrar las deflexiones aproximadas en los puntos de interés de los ejes, como se muestra en el anexo 14. En la tabla 22 se observan los resultados:

Tabla No. 22: Deflexiones radiales y angulares en los ejes de los rodillos conductor y conducido

Eje	Descripción	Deflexión transversal [mm]		Deflexión angular [°]	
		Calculada	Permisible	Calculada	Permisible
a y d	Sprocket 2	0,089	0,127	0,049	0,0286 – 0,0573
	Engrane 3	0,023	0,127	0,034	0,0286 – 0,0573
	Rodamiento A			0	0,0573 – 0,172
	Rodamiento B			0	0,0573 – 0,172
b y e	Engrane 4	0,002	0,127	0,002	0,0286
	Rodamiento A			0	0,0573 – 0,172
	Rodamiento B			0	0,0573 – 0,172

Fuente: Budynas & Nisbett, 2008; Mott, 2006.

Ningún eje, rodamiento o engrane presenta deflexiones mayores a las permisibles; lo cual significa que los diámetros de los ejes son los adecuados. El programa Autodesk Inventor 2014 obtiene resultados más aproximados a la realidad, pero que no sobrepasan los valores presentados en la tabla 22.

Resonancia de los ejes

Para calcular la velocidad crítica de un eje, es necesario conocer el peso y deflexión que ocasionan los diferentes cuerpos que se asientan sobre él. Para ejes en voladizo, un cuarto del peso propio del eje se debe ubicar en el extremo libre del mismo. En la tabla 23 se aprecian las características de los elementos ubicados a lo

largo de cada eje, y en la tabla 24 las velocidades críticas, calculadas con el programa MathCad, haciendo uso de la siguiente ecuación:

$$\omega_1 = \sqrt{g \frac{\sum m_i \delta_i}{\sum m_i \delta_i^2}}$$

Tabla No. 23: Características de elementos dispuestos a lo largo de los ejes

Eje	Elemento	Masa [kg]	Deflexión [mm]
a	Sprocket 2	2,38	0,089
	Engrane 3	5,54	0,023
	Rodillo-tapa-soporte 1	16,63	0,002
	Peso propio izquierda	2,52	0,132
	Peso propio derecha	3,46	0,004
b	Engrane 4	2	0,002
	Rodillo-tapa-soporte 3	16,63	0,002
	Peso propio izquierda	1,33	0,003
	Peso propio derecha	3,46	0,004
d	Rodillo-tapa-soporte 2	16,63	0,002
	Peso propio	3,46	0,004
e	Rodillo-tapa-soporte 4	16,63	0,002
	Peso propio	3,46	0,004

Tabla No. 24: Análisis de resonancia en los ejes

Eje	Velocidad angular [rpm]	Velocidad crítica [rpm]	% de velocidad
a	120	3507	3,42
b	120	21747	0,55
d	120	21876	0,56
e	120	21876	0,56

Es evidente que ninguno de los ejes está sobrepasando o se acerca a la velocidad de resonancia, por lo que no se deben modificar las dimensiones o velocidades.

Rigidez torsional

Un eje es lo suficientemente resistente a la torsión, si es que su ángulo de torsión no sobrepasa cierto valor recomendado. Dicho ángulo se calcula con la ecuación mostrada a continuación:

$$\theta = \frac{TL}{GJ}$$

Con la ayuda del programa Mathcad se obtienen los valores para los ángulos de torsión de cada eje; estos se presentan en la tabla 25:

Tabla No. 25: Análisis de rigidez torsional de los ejes

Eje	Ángulo de torsión [°]	Ángulo de torsión máximo [°]	Decisión
a	0,11	0,26	Mantener las medidas
b	0,04	0,16	Mantener las medidas

Nota: Para flechas de transmisión, el valor permitido del ángulo de torsión es de 1° en una longitud de 20 veces el diámetro de la flecha.

Las medidas de los ejes cumplen con todos los requisitos y por lo tanto, se mantienen.

4.1.2.6. CHAVETAS

Una vez conocido el diámetro del eje, se puede establecer un tamaño de cuña adecuado para los engranes, acoples y los rodillos. Se tomará como ejemplo al sprocket 2, y se analizará la cuña para que soporte el esfuerzo cortante originado por el par de torsión y el esfuerzo por aplastamiento; después se hará un cuadro resumen con los resultados obtenidos para los demás elementos.

Sprocket 2

El diámetro de barreno del sprocket 2 es de 44 mm, por lo tanto, se elige una cuña cuadrada de 10 mm, con una profundidad del cuñero de 5 mm; estas medidas no son normalizadas, pero equivalen a las dimensiones para cuñas estándar en pulgadas. El material común para las cuñas es el acero AISI 1020 estirado en frío, cuyas propiedades son:

$$S_y = 352 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 420 \text{ MPa}$$

Sin embargo, debido a que se tiene una longitud de maza amplia, se puede trabajar con el acero AISI 1010 estirado en frío, que posee las siguientes propiedades:

$$S_y = 300 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 370 \text{ MPa}$$

A partir del par de torsión que actúa en el eje "a" y el sprocket 2, se puede obtener la fuerza "F" en la superficie del eje, mostrada en la figura 47:

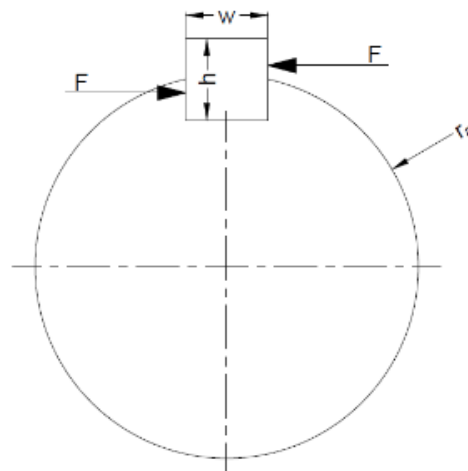


Figura No. 47: Fuerzas que actúan en la cuña del sprocket 2

$$F = \frac{T_{a1}}{r_a} = \frac{176314}{22} = 8014,27 \text{ N}$$

La teoría de la energía de distorsión indica que la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577S_y = 0,577 \times 300 = 173,1 \text{ MPa}$$

Para obtener la longitud mínima de la cuña, se añade un factor de seguridad, y se iguala el esfuerzo permisible al esfuerzo generado en el área transversal de la cuña:

$$n = \frac{\tau_{perm}}{\tau_{cort}} = \frac{S_{sy}}{\frac{F}{wl}}$$

$$l = \frac{Fn}{S_{sy}w} = \frac{8014,27 \times 2,5}{173,1 \times 10} = 13,89 \text{ mm}$$

La cuña también debe resistir el aplastamiento, por lo tanto:

$$n = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_{aplast}} = \frac{S_y}{\frac{F}{hl/2}}$$

$$l = \frac{2Fn}{S_y w} = \frac{2 \times 8014,27 \times 2,5}{300 \times 10} = 16,03 \text{ mm}$$

Tomando en cuenta que la resistencia a la fluencia del eje tiene el mismo valor que la resistencia a la fluencia de la chaveta, para resistir el aplastamiento, la longitud mínima debe ser:

$$l_{min} = 17 \text{ mm}$$

La longitud mínima de la cuña es muy pequeña en comparación con la longitud del cubo del sprocket 2, que es de 1 1/4 in (32 mm aprox.). Esto significa que si se utilizase la longitud mínima, se arriesgaría la estabilidad del elemento; por lo tanto, se escoge una longitud comercial de 3 in (89 mm aprox.), que cubre todo el cubo del sprocket 2, evita que los factores de concentración de esfuerzo por hombros o radios de cuñero se sobrepongan, y además permite flexibilidad al momento del ensamblaje.

Elementos restantes

En la tabla 26 se presenta un resumen de los cálculos realizados para encontrar la longitud mínima de la cuña, para cada uno de los elementos que transmiten par de torsión:

Tabla No. 26: Esfuerzos y dimensiones mínimas correspondientes a las cuñas de los engranes y rodillos

Elemento	Eje		Cuña (AISI 1010)					Fuerza "F" [N]	l_{min} $n = 2,5$ [mm]
	Φ [mm]	S_y [MPa]	w [mm]	h [mm]	Prof [mm]	S_y [MPa]	S_{sy} [MPa]		
Sprocket 1	50	300	14	9	4,5	300	173,1	16990,26	25
Sprocket 2	44	300	10	10	5	300	173,1	8014,27	17
Engranes 3 y 4	46	300	12	12	6	300	173,1	3832,91	7
Rodillo	60	300	16	16	8	300	173,1	2938,57	4

Las dimensiones escogidas para cada cuña se detallan en la tabla 27:

Tabla No. 27: Dimensiones estándar de las cuñas de engranes y rodillos

Elemento	Longitud de barreno [mm]	Dimensiones de la cuña [mm]
Sprocket 1	31,75	88x14x9
Sprocket 2	31,75	89x10x10
Engranes 3 y 4	60,33	45x12x12
Rodillo	50	38x16x16

4.1.2.7. RODAMIENTOS

Se ha escogido como soportes de los ejes a los rodamientos rígidos de bolas de ranura profunda porque pueden acoplarse a unidades comerciales específicas o chumaceras prefabricadas. Estos componentes tienen una buena aptitud para soportar cargas radiales, y en caso de que se originara alguna carga axial, la podrían absorber.

Como ya se tienen dimensionados los agujeros internos de los rodamientos, lo que se debe hacer es comparar su capacidad de carga con las solicitaciones de carga estática y dinámica, para comprobar si son satisfactorios o deben modificarse.

Se utilizará el método descrito en el catálogo de rodamientos FAG, y se seguirá el mismo procedimiento que para las cuñas: se tomará como ejemplo el rodamiento “A” del eje “a”, y se resumirá para los demás soportes.

Rodamiento “A” – Eje “a”

Para calcular el factor de esfuerzos estáticos (f_s) se tiene la siguiente ecuación:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

Conforme al catálogo de FAG, la capacidad de carga estática para un rodamiento rígido de bolas tipo “S”, de 50 mm, es:

$$C_0 = 23,2 \text{ kN}$$

La fuerza axial, $F_a = 0$, entonces la carga estática equivalente se obtiene con la fórmula:

$$P_0 = F, \quad \frac{F_a}{F_r} \leq 0,8$$

$$P_0 = F_r = \sqrt{1719,18^2 + (1357,36 + 77,59)^2} = 2239,34 \text{ N} = 2,24 \text{ kN}$$

Por lo tanto:

$$f_s = \frac{23,2}{2,24} = 10,36$$

Para exigencias normales, se pretende que f_s se encuentre entre 1 y 1.5; como se tiene un valor mucho mayor al esperado, no se tendrá problemas por cargas estáticas.

El factor de esfuerzos dinámicos (f_L) se determina con la siguiente fórmula:

$$f_L = \frac{C}{Pf_z} f_n$$

Se sabe que el rodamiento gira aproximadamente a 120 rpm; con esta información se tiene que el factor de velocidad es:

$$f_n = 0,652$$

La capacidad de carga dinámica del soporte en cuestión es:

$$C = 35 \text{ kN}$$

Y la carga dinámica equivalente se obtiene de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$P = f_z (XF_r + YF_a)$$

Los factores X e Y dependen del factor f_o , la carga axial y la capacidad de carga estática; se calcula la expresión:

$$\frac{f_o F_a}{C_0} = 0$$

Y se determina que:

$$X = 1 \qquad Y = 0$$

$$f_z = 2..2,5 \rightarrow \text{para machacadoras de rodillos}$$

Entonces, el factor de esfuerzos dinámicos es:

$$f_L = \frac{35}{2,24 \times 2} \times 0,652 = 5,09$$

Suficiente para el prototipo analizado. También se puede obtener la capacidad de carga dinámica requerida utilizando el valor de f_L para una vida de 17000 horas (máquinas que se utilizan durante 8 horas diarias, no siempre completamente):

$$C = \frac{P f_z f_L}{f_n} = \frac{2,24 \times 2 \times 3,24}{0,652} = 22,26 \text{ kN}$$

Comprobando que la capacidad de carga del soporte cubre los requerimientos tanto estáticos como dinámicos.

Rodamientos restantes

En la tabla 28 se presenta un resumen de los valores determinados para cada rodamiento. En todos los casos, la carga axial, $F_a = 0$; $f_z = 2$; $X = 1$; $Y = 0$; y el factor de esfuerzos dinámicos nominal, $f_L = 3.24$.

Tabla No. 28: Comprobación de capacidad de carga estática y dinámica para rodamientos

Eje	Rodamiento	rpm	Φ [mm]	C_0 [kN]	F_r [kN]	P_0 [kN]	f_s	C_{cat} [kN]	f_n	f_{Lcalc}	C_{req} [kN]
a	A	120	50	23,2	2,24	2,24	10,36	35	0,652	5,10	22,26
	B		50	23,2	0,69	0,69	33,44	35	0,652	16,45	6,90
b	A	120	50	23,2	0,98	0,98	23,79	35	0,652	11,70	9,69
	B		50	23,2	0,69	0,69	33,44	35	0,652	16,45	6,90

Se observa que todos los soportes poseen el factor dinámico y la capacidad de carga necesarias.

4.1.2.8. CONJUNTO TAPA – SOPORTE DE LOS RODILLOS

Para soportar los rodillos se ha ideado una tapa con su respectiva base. La tapa es de 1 cm de espesor, mientras que su base es de 5 cm de longitud. No es recomendable utilizar una tapa sin base, porque su espesor tendría que ser considerable para alojar la cuña; además, el peso incrementaría varias veces. Las

dimensiones de estos elementos y las respectivas fuerzas que actúan sobre ellos se muestran en las figuras 48 y 49:

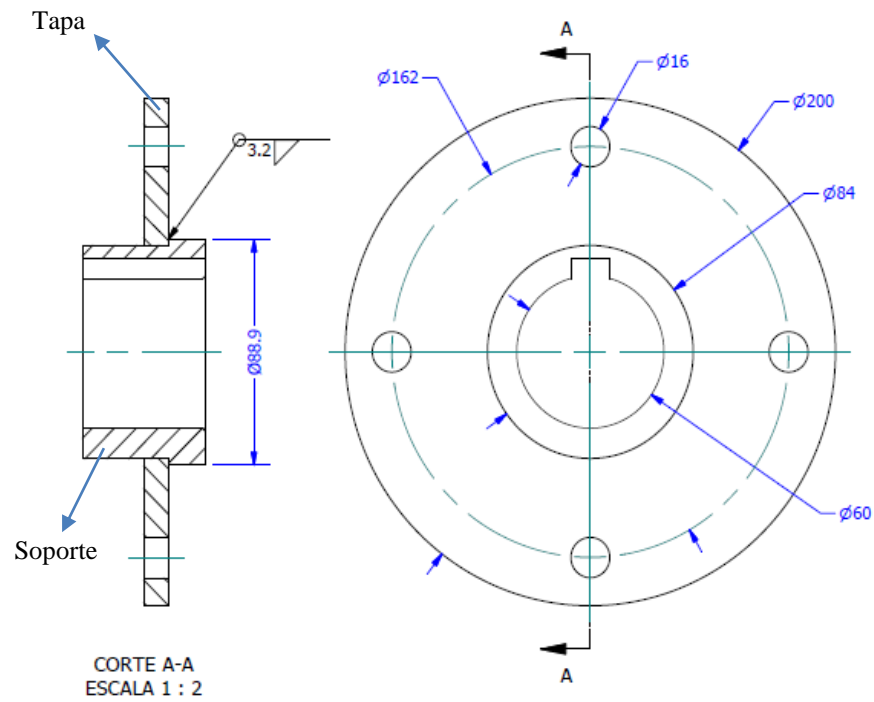


Figura No. 48: Dimensiones del conjunto tapa-soporte del rodillo

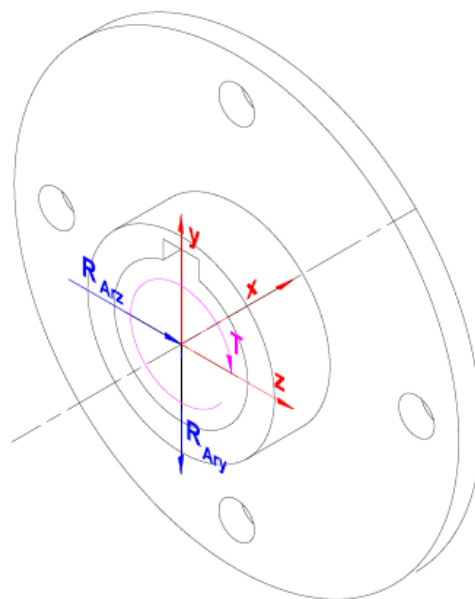


Figura No. 49: Fuerzas que actúan en la tapa del rodillo y su respectivo soporte

Para la base se elige acero de transmisión AISI 1018, y para la tapa se selecciona acero A36, cuyas propiedades se pueden consultar en el anexo 15. Se comprueba que la soldadura resista los esfuerzos generados en los apoyos de los rodillos, utilizando los mismos factores que para la soldadura de las puntas perforadoras, mostrados en la tabla 17. Se impone el electrodo E6011.

Análisis en la unión base - tapa

Las propiedades de la sección transversal que une la base con la tapa son:

$$\begin{aligned} A_{rr} &= 1,414\pi hr & J_u &= 2\pi r^3 \\ A_{rr} &= 1,414\pi \times 3,175 \times 44,45 & J_u &= 2\pi \times 44,45^3 \\ A_{rr} &= 626,92 \text{ mm}^2 & J_u &= 551817,11 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Los esfuerzos primario y secundario desarrollados por las reacciones en los soportes, incluido el par de torsión aplicado, tienen los siguientes valores:

$$\begin{aligned} \tau'_{acomp} &= K_{fs} \frac{R_{Arz}}{A} & \tau'_{aperf} &= K_{fs} \frac{R_{Ary}}{A} \\ \tau'_{acomp} &= 2 \times \frac{640,12}{692,92} & \tau'_{aperf} &= 2 \times \frac{267,36}{626,92} \\ \tau'_{acomp} &= 2,04 \text{ MPa} & \tau'_{aperf} &= 0,85 \text{ MPa} \\ \tau''_{mrod} &= K_{fs} \frac{T_{rod} r}{0,707 h J_u} \\ \tau''_{mrod} &= 2 \times \frac{88157 \times 44,45}{0,707 \times 3,175 \times 551817,11} \\ \tau''_{mrod} &= 6,3 \text{ MPa} \end{aligned}$$

La magnitud de los esfuerzos cortantes totales es:

$$\begin{aligned} \tau_a &= \sqrt{\tau'_{acomp}{}^2 + \tau'_{aperf}{}^2} & \tau_m &= \tau''_{mrod} \\ \tau_a &= \sqrt{2,04^2 + 0,85^2} & \tau_m &= 6,33 \text{ MPa} \\ \tau_a &= 2,21 \text{ MPa} \end{aligned}$$

La resistencia a la fatiga del metal de aporte es la siguiente:

$$S_{se} = 0,5S_{ut}k_a k_b k_c k_d k_e k_f = 0,5 \times 427 \times 0,66 \times 0,59 \times 0,897$$

$$S_{se} = 74,19 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad a fatiga se calcula con el criterio de Gerber:

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{0,67 S_{ut}}{\tau_m} \right)^2 \frac{\tau_a}{S_{se}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\tau_m S_{se}}{0,67 S_{ut} \tau_a} \right)^2} \right]$$

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{0,67 \times 427}{6,33} \right)^2 \frac{2,21}{74,19} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \times 6,33 \times 74,19}{0,67 \times 427 \times 2,21} \right)^2} \right]$$

$$n_f = 24,04$$

Lo cual significa que el tamaño elegido para la soldadura de filete es el correcto. Cabe recalcar que se consideran esfuerzos totalmente reversibles para las reacciones, porque se supone que al salir la botella de la punta y hacer contacto con los topes, se van a producir fuerzas de la misma magnitud pero diferente sentido.

Análisis en el soporte de rodillos

En el soporte de los rodillos se tienen esfuerzos cortantes, como en la soldadura, y no existen momentos debido a flexión. Se utilizan los factores de la tabla 18 con sus respectivas modificaciones para obtener la resistencia a la fatiga, como resultado se tiene:

$$k_b = 1,51(88,9)^{-0,157} = 0,75 \qquad k_c = 0,59$$

$$S_e = 0,5 \times 440 \times 0,9 \times 0,75 \times 0,59 \times 0,897$$

$$S_e = 78,11 \text{ MPa}$$

Las propiedades aproximadas de la sección transversal son:

$$\begin{aligned}
 A_{sop} &= \frac{\pi}{4} (d_{sope}^2 - d_{sopi}^2) & J_{sop} &= \frac{\pi}{32} (d_{sope}^4 - d_{sopi}^4) \\
 A_{sop} &= \frac{\pi}{4} (84^2 - 60^2) & J_{sop} &= \frac{\pi}{32} (84^4 - 60^4) \\
 A_{sop} &= 2714,34 \text{ mm}^2 & J_{sop} &= 3615495,62 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

Para el factor de concentración de esfuerzos, se considera que se tiene un cuñero con un radio de muesca de 1,2 mm:

$$\begin{aligned}
 K_{fs} &= 1 + 0,9(3-1) \\
 K_{fs} &= 2,8
 \end{aligned}$$

Por lo tanto, los valores de los esfuerzos son:

$$\begin{aligned}
 \tau_{acomp} &= K_{fs} \frac{R_{Arz}}{A_{sop}} & \tau_{aperf} &= K_{fs} \frac{R_{Ary}}{A_{sop}} \\
 \tau_{acomp} &= 2,8 \times \frac{640,12}{2714,34} & \tau_{aperf} &= 2,8 \times \frac{267,36}{2714,34} \\
 \tau_{acomp} &= 0,66 \text{ MPa} & \tau_{aperf} &= 0,28 \text{ MPa} \\
 \tau_{mrod} &= K_{fs} \frac{T_{rod} r_{sope}}{J_{sop}} \\
 \tau_{mrod} &= 2,8 \times \frac{88157 \times 42}{3615495,62} \\
 \tau_{mrod} &= 2,87 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Se utilizará la ecuación de Von Mises para esfuerzos combinados para obtener los elementos de esfuerzo y el factor de seguridad a fatiga, como se indica a continuación.

$$\begin{aligned}\sigma'_a &= \sqrt{3\left(\sqrt{(\tau_{acompl}^2 + \tau_{aperf}^2)}\right)^2} & \sigma'_m &= \sqrt{3(\tau_{mrod})^2} \\ \sigma'_a &= \sqrt{3(0,66^2 + 0,28^2)} & \sigma'_m &= \sqrt{3(2,87)^2} \\ \sigma'_a &= 1,24 \text{ MPa} & \sigma'_m &= 4,97 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{1}{n_f} &= \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} \\ \frac{1}{n_f} &= \frac{1,24}{78,11} + \frac{4,97}{370} \\ n_f &= 34,14\end{aligned}$$

Para verificar la falla por fluencia del primer ciclo, se calcula el esfuerzo máximo de Von Mises y su respectivo factor de seguridad:

$$\begin{aligned}\sigma'_{m\acute{a}x} &= \sigma'_m + \sigma'_a & n_y &= \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} = \frac{370}{6,21} \\ \sigma'_{m\acute{a}x} &= 4,97 + 1,24 & n_y &= 59,62 \\ \sigma'_{m\acute{a}x} &= 6,21 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Estos resultados indican que el soporte no experimentará ningún tipo de falla al momento de poner en operación la máquina.

Análisis en los pernos de la unión tapa – rodillos

Para la unión de las tapas con los rodillos se escoge una disposición de 4 pernos M16x2x50 mm clase 4.6. Las propiedades de los pernos, tales como agarre efectivo, área, rigidez, resistencia, entre otras, se pueden encontrar en el anexo 16. Con las mismas se obtiene el ajuste de precarga máximo y torque necesario para producirla:

$$\begin{aligned}F_{im\acute{a}x} &= 0,75A_r S_p & T_{im\acute{a}x} &= K_{pcom\acute{a}n} F_{im\acute{a}x} d \\ F_{im\acute{a}x} &= 0,75 \times 84,3 \times 225 & T_{im\acute{a}x} &= 0,3 \times 14225 \times 16 \\ F_{im\acute{a}x} &= 14225 \text{ N} & T_{im\acute{a}x} &= 51212 \text{ N.mm}\end{aligned}$$

El factor de concentración de esfuerzo para roscas laminadas sometidas a carga axial es:

$$K_f = 2,2$$

El factor de concentración de esfuerzo a cortante, considerando una barra redonda ranurada en torsión con un radio igual al del filete y un diámetro igual al de la base del perno, es:

$$K_{fs} = 1 + 0,7(2 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,7$$

Con los datos previos se calculan los esfuerzos medios y alternantes:

$$\begin{aligned} \tau_{arod} &= K_{fs} \frac{R_{Arz}}{A_r} & \tau_{aperf} &= K_{fs} \frac{R_{Arz}}{A_r} & \sigma_m &= \frac{F_{im\acute{a}x}}{A_t} \\ \tau_{arod} &= 1,7 \times \frac{640,12}{144,12} & \tau_{aperf} &= 1,7 \times \frac{267,36}{144,12} & \sigma_m &= \frac{14225}{157} \\ \tau_{arod} &= 1,89 \text{ MPa} & \tau_{aperf} &= 0,79 \text{ MPa} & \sigma_m &= 168,75 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{mrod} &= K_{fs} \frac{T_{rod} r}{J} \\ \tau_{mrod} &= 1,7 \times \frac{88157}{3305,81} \times \frac{16}{2} \\ \tau_{mrod} &= 76,76 \text{ MPa} \end{aligned}$$

La magnitud de los esfuerzos cortantes totales y del factor de seguridad a fatiga es:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \sqrt{\tau_{arod}^2 + \tau_{aperf}^2} & \tau_m &= \sqrt{\tau_{mrod}^2} \\ \tau_a &= \sqrt{1,89^2 + 0,79^2} & \tau_m &= \sqrt{76,76^2} \\ \tau_a &= 2,05 \text{ MPa} & \tau_m &= 76,76 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma'_a &= \left[\left(\frac{\sigma_a}{0,85} \right)^2 + 3\tau_a^2 \right]^{1/2} & \sigma'_m &= \left[\sigma_m^2 + 3\tau_m^2 \right]^{1/2} \\ \sigma'_a &= \left[3(2,05)^2 \right]^{1/2} & \sigma'_m &= \left[168,75^2 + 3(76,76)^2 \right]^{1/2} \\ \sigma'_a &= 3,54 \text{ MPa} & \sigma'_m &= 214,84 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{1}{n_f} &= \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} \\ \frac{1}{n_f} &= \frac{3,54}{152,41} + \frac{214,84}{400} \\ n_f &= 1,78\end{aligned}$$

El esfuerzo máximo de Von Mises y su respectivo factor de seguridad son:

$$\begin{aligned}\sigma'_{m\acute{a}x} &= \sigma'_m + \sigma'_a & n_y &= \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} = \frac{300}{218,38} \\ \sigma'_{m\acute{a}x} &= 214,84 + 3,54 & n_y &= 1,37 \\ \sigma'_{m\acute{a}x} &= 218,38 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Los factores de seguridad indican que el perno falla por una precarga excesiva, sin embargo, si se aumenta el grado del perno y se mantiene la precarga, no se tendrán problemas de falla. Por lo tanto, no es necesario realizar nuevos cálculos.

4.1.2.9. PLACAS PARA REMOCIÓN DE BOTELLAS ATASCADAS

Análisis en la soldadura

Se supone que en cada una de las placas que impide el atascamiento de las botellas actúa una fuerza de igual magnitud a la suma de las fuerzas de perforado,

rozamiento y compactado, tangente a la circunferencia que se forma con el radio del tope y con un ángulo de inclinación como el que se observa en la figura 50.

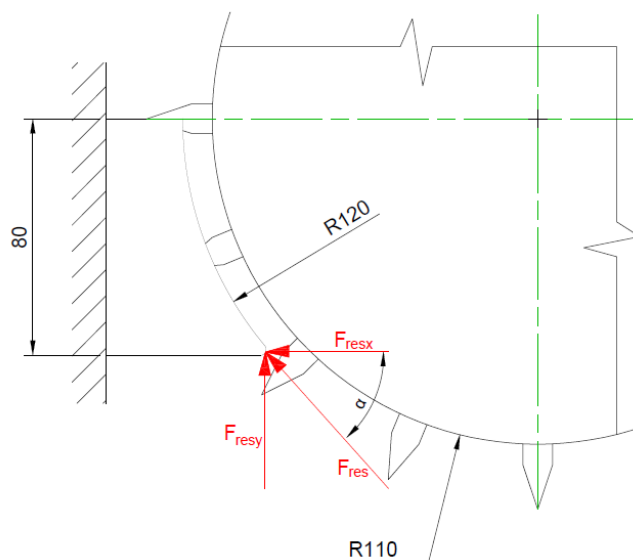


Figura No. 50: Fuerzas que actúan en cada una de las placas que remueven botellas atascadas

Nota: Las fuerzas se incrementaron proporcionalmente a la potencia del motor.

$$F_{res} = F_{comp} + F_{perf} + F_{roz}$$

$$F_{res} = 128,02 + 92,18 + 32,01$$

$$F_{res} = 252,21 \text{ N}$$

La fuerza resultante varía entre cero, cuando no existen botellas atascadas, y un máximo, que se produce al liberar un envase.

Las propiedades de la sección transversal de la soldadura se indican en la tabla 29:

Tabla No. 29: Propiedades de la sección transversal de la soldadura de las placas para remoción de botellas atascadas

Descripción	Valor
Ancho de pierna de la soldadura	$h = 3 \text{ mm}$
Alto de la placa	$d = 80 \text{ mm}$
Ancho de la placa	$b = 3 \text{ mm}$
	$A_t = 1,414hd$
Área de la sección transversal	$A_t = 1,414 \times 3 \times 80$ $A_t = 339,36 \text{ mm}^2$
Ángulo de ataque de la fuerza resultante	$\alpha = \cos^{-1}\left(\frac{80}{120}\right) = 48,19^\circ$
	$I_u = \frac{d^3}{3}$
Segundo momento unitario del área	$I_u = \frac{80^3}{3}$ $I_u = 85333,33 \text{ mm}^3$
	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{3}$
Segundo momento polar unitario del área	$J_u = \frac{80(3(3)^2 + 80^2)}{3}$ $J_u = 85693,33 \text{ mm}^3$

Para el cálculo de esfuerzos se utilizan los datos de la tabla 18 y la resistencia a la fatiga de la unión base-tapa, obteniendo:

$$\tau'_{aFresy} = K_{fs} \frac{F_{resy}}{A_t}$$

$$\tau'_{aFresy} = 2 \times \frac{93,99}{339,36}$$

$$\tau'_{aFresy} = 0,55 \text{ MPa}$$

$$\tau''_{aFresy} = K_{fs} \frac{M_{Fresy} \frac{d}{2}}{0,707hI_u}$$

$$\tau''_{aFresy} = 2 \times \frac{93,99 \times 54 \times \frac{80}{2}}{0,707 \times 3 \times 85333,33}$$

$$\tau''_{aFresy} = 2,24 \text{ MPa}$$

$$\tau'_{aFresy} = \tau'_{mFresy}$$

$$\tau''_{aFresy} = \tau''_{mFresy}$$

Los esfuerzos totales resultantes son:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \sqrt{\tau_{aFresy}'^2 + \tau_{aFresy}''^2} \\ \tau_a &= \sqrt{(0,55)^2 + (2,24)^2} \\ \tau_a &= 2,31 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\tau_a = \tau_m = 2,31 \text{ MPa}$$

De acuerdo a los esfuerzos resultantes, el factor de seguridad a fatiga calculado con el criterio de Gerber es:

$$\begin{aligned}n_f &= \frac{1}{2} \left(\frac{0,67 \times 427}{2,31} \right)^2 \frac{2,31}{74,19} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \times 2,31 \times 74,19}{0,67 \times 427 \times 2,31} \right)^2} \right] \\ n_f &= 30,2\end{aligned}$$

Lo cual demuestra que los topes laterales no necesitan ser reforzados en su base.

Análisis en el material base

Los factores que modifican la resistencia a la fatiga de los topes laterales, y las propiedades de la sección transversal se observan en la tabla 30. El material base es acero ASTM A36.

Tabla No. 30: Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga del metal base de los topes laterales y propiedades de la sección transversal

Descripción	Valor
Resistencia a la fluencia	$S_y = 250 \text{ MPa}$
Resistencia última	$S_{ut} = 400 \text{ MPa}$
Límite de resistencia a la fatiga	$S'_e = 0,5S_{ut}$
	$S'_e = 0,5 \times 400$ $S'_e = 200 \text{ MPa}$
Diámetro equivalente	$d_e = 0,808\sqrt{db}$
	$d_e = 0,808\sqrt{80 \times 3}$
	$d_e = 12,52 \text{ mm}$
Factor de superficie (Laminado en caliente)	$k_a = aS_{ut}^b$
	$k_a = 57,7(400)^{-0,718}$
	$k_a = 0,781$
Factor de tamaño	$k_b = 1,24d_e^{-0,107}$
	$k_b = 0,95$
Factor de carga (Carga axial)	$k_c = 0,85$
Factor de temperatura	$k_d = 1$
Factor de confiabilidad (90%)	$k_e = 0,897$
Factor de efectos varios	$k_f = 1$
Área de la sección transversal	$A = db$
	$A = 80 \times 3$
	$A = 240 \text{ mm}^2$
Momento de inercia de la sección transversal	$I = \frac{bd^3}{12}$
	$I = \frac{3 \times 80^3}{12}$
	$I = 128000 \text{ mm}^4$

Con ellos se modifican los esfuerzos alternantes y medios y se calcula el factor de seguridad a fatiga:

$$S_e = 200 \times 0,78 \times 0,95 \times 0,85 \times 0,897$$

$$S_e = 78,26 \text{ MPa}$$

Para obtener los esfuerzos se aplica el mismo criterio que en la soldadura, sus valores fluctúan entre cero y un máximo:

$$\begin{aligned}\sigma_{aFresx} &= \frac{\frac{F_{resx}}{2}}{A} \\ \sigma_{aFresx} &= \frac{84,07}{240} \\ \sigma_{aFresx} &= 0,35 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{aFresy} &= \frac{M_{Fresy} \frac{d}{2}}{I} \\ \sigma_{aFresy} &= \frac{93,99 \times 54 \times \frac{80}{2}}{128000} \\ \sigma_{aFresy} &= 1,59 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\sigma_{aFresx} = \sigma_{mFresx}$$

$$\sigma_{aFresy} = \sigma_{mFresy}$$

Los esfuerzos combinados son:

$$\begin{aligned}\sigma'_a &= \left[\left(\sigma_{aFresy} + \frac{\sigma_{aFresx}}{0,85} \right)^2 \right]^{0,5} \\ \sigma'_a &= \left[\left(1,59 + \frac{0,35}{0,85} \right)^2 \right]^{0,5} \\ \sigma'_a &= 2 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma'_m &= \left[\left(\sigma_{aFresy} + \sigma_{aFresx} \right)^2 \right]^{0,5} \\ \sigma'_m &= \left[\left(1,59 + 0,35 \right)^2 \right]^{0,5} \\ \sigma'_m &= 1,94 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Y el factor de seguridad a fatiga es:

$$\begin{aligned}n_f &= \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y}} \\ n_f &= \frac{1}{\frac{2}{78,26} + \frac{1,94}{250}} \\ n_f &= 30,05\end{aligned}$$

Para verificar la falla por fluencia del primer ciclo, se calcula el esfuerzo máximo de Von Mises y su respectivo factor de seguridad:

$$\begin{aligned}\sigma'_{m\acute{a}x} &= \sigma'_m + \sigma'_a \\ \sigma'_{m\acute{a}x} &= 1,94 + 2 \\ \sigma'_{m\acute{a}x} &= 3,94 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}n_y &= \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} = \frac{250}{3,94} \\ n_y &= 63,45\end{aligned}$$

Verificando que el diseño es favorable y los espesores son los adecuados.

Análisis en los pernos que soportan las placas base de los topes laterales

Para el rodillo izquierdo se han dispuesto 16 topes laterales soldados en una placa base, la cual se encuentra empernada a la caja que contiene los rodillos con 17 pernos, como se indica en la figura 51; para medidas de la ubicación de los agujeros se puede consultar los planos anexos.

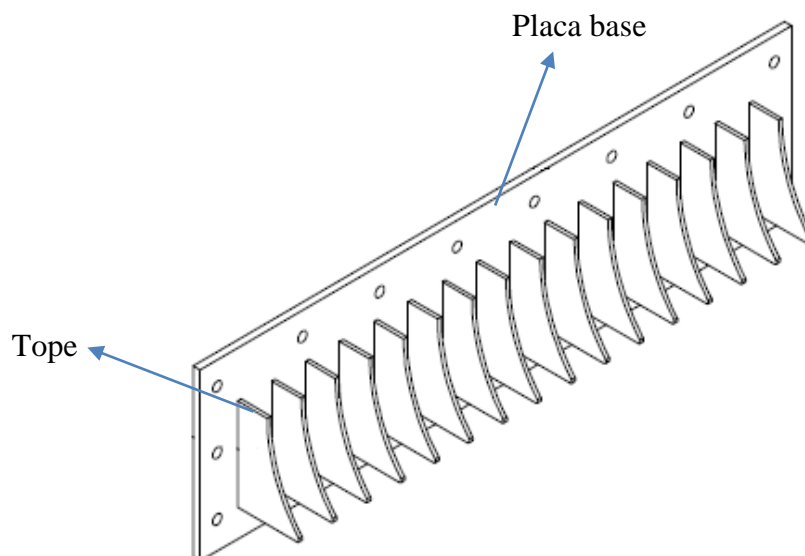


Figura No. 51: Disposición de los topes laterales izquierdos en su respectiva placa base

Las propiedades de los pernos, tales como agarre efectivo, área, rigidez, resistencia, entre otras, se pueden encontrar en el anexo 17. Las propiedades que modifican su resistencia a la fatiga se muestran en la tabla 31:

Tabla No. 31: Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga de los pernos de los topes laterales

Descripción	Valor
Denominación del perno	M8x1.25x30 mm
Clase del perno	4.6
Factor de superficie (Laminado en frío)	$k_a = aS_{ut}^b$ $k_a = 4,51(400)^{-0,265}$ $k_a = 0,922$
Factor de tamaño	$k_b = 1,24d^{-0,107}$ $k_b = 1,24(8)^{-0,107}$ $k_b = 0,99$
Factor de carga (Carga axial)	$k_c = 0,85$
Factor de temperatura	$k_d = 1$
Factor de confiabilidad (90%)	$k_e = 0,897$
Factor de efectos varios	$k_f = 1$

Con las propiedades de los anexos se obtiene el ajuste de precarga máximo y torque necesario para producirla:

$$F_{im\acute{a}x} = 0,75A_t S_p$$

$$F_{im\acute{a}x} = 0,75 \times 36,6 \times 225$$

$$F_{im\acute{a}x} = 6176,25 \text{ N}$$

$$T_{im\acute{a}x} = K_{pcomin} F_{im\acute{a}x} d$$

$$T_{im\acute{a}x} = 0,3 \times 6176,25 \times 8$$

$$T_{im\acute{a}x} = 14823 \text{ N.mm}$$

El factor de concentración de esfuerzo para roscas laminadas sometidas a esfuerzo axial es $K_f = 2,2$; como se mencionó para los pernos de las tapas. El factor de concentración de esfuerzo a cortante es:

$$K_{fs} = 1 + 0,65(2,2 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,78$$

Cada perno soporta esfuerzos cortante y de tensión calculados con la fuerza que actúa en cada tope, por lo tanto:

$$\begin{aligned}
 \tau_a &= K_{fs} \frac{R_{resy}}{2A_r} & \sigma_a &= K_f \frac{R_{resx}}{2A_t} & \sigma_m &= \sigma_a + \frac{F_{imáx}}{A_t} \\
 \tau_a &= 1,78 \times \frac{187,99}{2 \times 32,84} & \sigma_a &= 2,2 \times \frac{168,14}{2 \times 36,6} & \sigma_m &= 5,05 + \frac{6176,25}{36,6} \\
 \tau_a &= 5,09 \text{ MPa} & \sigma_a &= 5,05 \text{ MPa} & \sigma_m &= 173,80 \text{ MPa} \\
 & & \tau_m &= \tau_a = 5,09 \text{ MPa} & &
 \end{aligned}$$

Las magnitudes de los esfuerzos cortantes totales y del factor de seguridad a fatiga son los siguientes:

$$\begin{aligned}
 \sigma'_a &= \left[\left(\frac{5,05}{0,85} \right)^2 + 3(5,09)^2 \right]^{1/2} & \sigma'_m &= \left[173,8^2 + 3(5,09)^2 \right]^{1/2} \\
 \sigma'_a &= 10,64 \text{ MPa} & \sigma'_m &= 174,03 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{n_f} &= \frac{10,64}{139,53} + \frac{173,8}{400} \\
 n_f &= 1,96
 \end{aligned}$$

Se determina también el esfuerzo máximo de Von Mises y su respectivo factor de seguridad:

$$\begin{aligned}
 \sigma'_{máx} &= \sigma'_m + \sigma'_a & n_y &= \frac{S_y}{\sigma'_{máx}} = \frac{300}{184,67} \\
 \sigma'_{máx} &= 174,03 + 10,64 & n_y &= 1,62 \\
 \sigma'_{máx} &= 184,67 \text{ MPa} & &
 \end{aligned}$$

Los factores de seguridad muestran que el perno falla por una precarga excesiva, sin embargo, si se procede como en el caso de los pernos de la tapa, se evitarán los problemas de falla por fatiga y fluencia, sin recurrir a nuevos cálculos.

4.1.2.10. ESTRUCTURA DEL PROTOTIPO

La estructura que soporta al prototipo se divide en dos partes: la caja de perforado y el bastidor. Se ha incluido en el módulo de perforación porque la caja soporta a los rodillos con las puntas perforadoras, y a su vez, la estructura soporta a la caja.

Para obtener los factores de seguridad de estos elementos, en los siguientes párrafos se detallarán los pesos que deben soportar, así como su diseño geométrico y los materiales que se van a utilizar. Posteriormente, en la simulación, se comprobará si se debe reforzar la estructura o usar otro material para aumentar la resistencia.

Estructura para la caja de perforado

La caja de perforado contiene los elementos mostrados en la figura 52. El diseño cumple con los siguientes criterios:

- a) Ensamblar independientemente la caja de los rodillos, al utilizar las ranuras en forma de “U” para posicionar los mismos.
- b) Evitar la deformación post-soldadura con el uso de pernos.
- c) Centrar adecuadamente los ejes, al tener placas sin deformar por no haber aportado calor en exceso.
- d) Economizar material, situando refuerzos en las zonas de inserción de pernos, y evitando adquirir planchas gruesas.

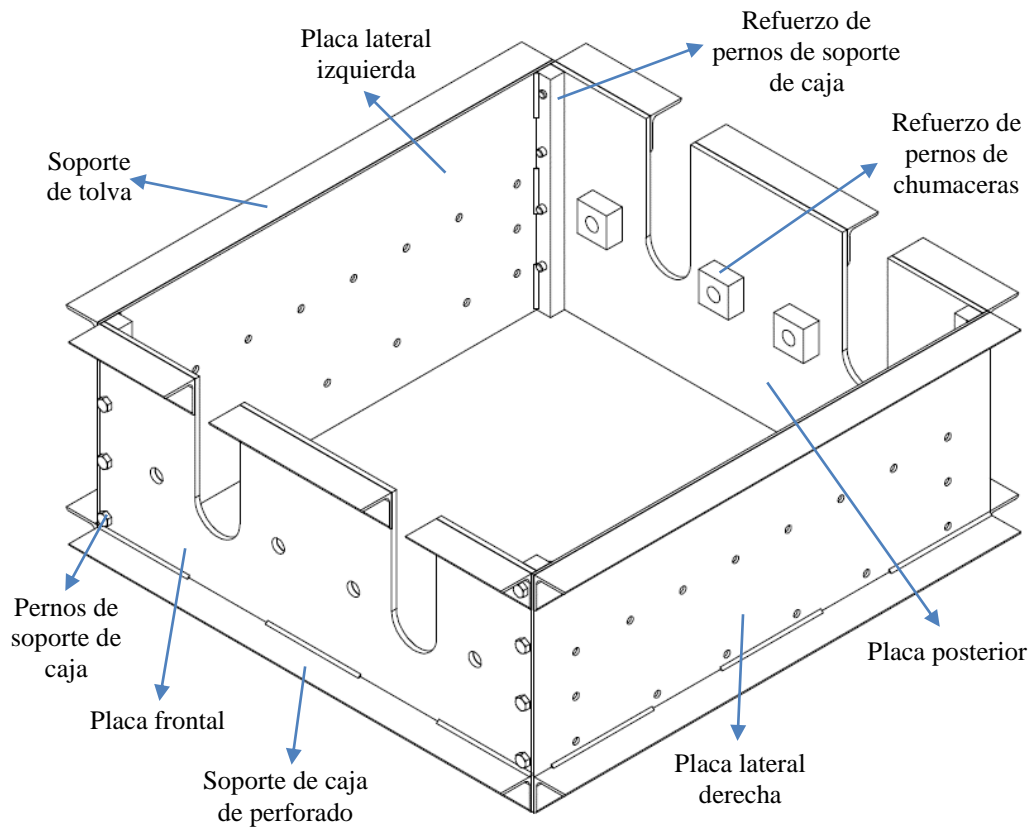


Figura No. 52: Partes de la caja de perforado

Los materiales que se utilizará para cada parte se indican en la tabla 32:

Tabla No. 32: Materiales de cada elemento de la caja de perforado

Elemento	Cantidad	Material	Descripción
Soporte de tolva	8	Acero A36	Ángulo 40x40x3 mm
Placa lateral izquierda	1	Acero A36	Plancha de 588x266x3 mm
Placa lateral derecha	1	Acero A36	Plancha de 588x266x3 mm
Refuerzo de pernos de soporte de caja	4	Acero A36	Varilla cuadrada 18 mm
Refuerzo de pernos de chumaceras	8	Acero A36	Plancha de 50x50x20 mm
Placa frontal	1	Acero A36	Plancha de 558x266x6 mm
Placa posterior	1	Acero A36	Plancha de 558x266x6 mm
Soporte de caja de perforado	4	Acero A36	Ángulo 40x40x3 mm
Pernos de soporte de caja	16	Acero al carbono	M8x1.25x30 mm

Los pesos originados por los elementos que soporta la caja se muestran en la tabla 33:

Tabla No. 33: Peso de cada elemento que soportará la caja de perforado

Elemento	Cantidad	Masa (kg)	Lugar de aplicación de fuerza
Tolva de alimentación	1	42,4	Soporte de tolva
Rodillo izquierdo	1	46,6	Agujeros de refuerzo de chumaceras
Rodillo derecho	1	45,1	Agujeros de refuerzo de chumaceras
Tope lateral izquierdo	1	4,6	Agujeros de placa lateral izquierda
Tope lateral derecho	1	4,5	Agujeros de placa lateral derecha
Chumacera	4	2	Agujeros de refuerzo de chumaceras
Engrane 100 dientes	2	5,5	Agujeros de refuerzo de chumaceras
Sprocket 22 dientes	1	2,4	Agujeros de refuerzo de chumaceras

Todos los pesos, excepto los de las chumaceras, engranes y sprocket, fueron determinados con el programa Autodesk Inventor 2014, asignando materiales a las partes y utilizando el botón iProperties para conocer su masa, como se indica en el anexo 18. En las chumaceras se utilizará las reacciones totales radiales de los rodamientos divididas entre sus dos pernos respectivos, añadiendo el peso propio de cada elemento.

Estructura completa – Bastidor del prototipo

La forma del bastidor del prototipo se presenta en la figura 53, el cual utilizará los materiales descritos en la tabla 34. Aparte de soportar el peso de los elementos previamente descritos, soporta el peso de la caja perforadora y el motorreductor, cuyas características se indican en la tabla 35.

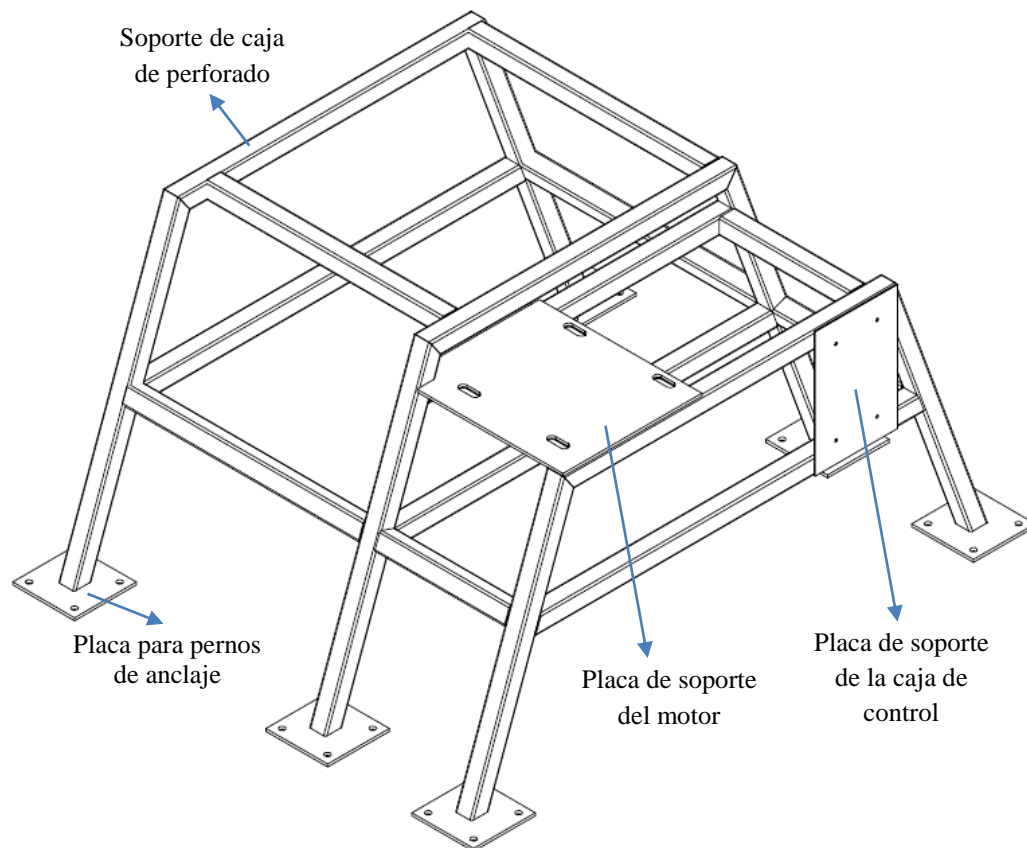


Figura No. 53: Bastidor del prototipo de máquina perforadora de botellas

Tabla No. 34: Materiales de cada elemento del bastidor

Elemento	Cantidad	Material	Descripción
Cuerpo del bastidor	22	Acero A36	Tubo cuadrado de 40x40x2 mm
Placa de soporte de pernos de anclaje	6	Acero A36	Plancha de 150x150x6 mm
Placa de soporte del motor	1	Acero A36	Plancha de 395x337x6 mm
Placa de soporte de la caja de control	1	Acero A36	Plancha de 303x200x3 mm

Tabla No. 35: Peso de cada elemento que soportará el bastidor

Elemento	Cantidad	Masa (kg)	Lugar de aplicación de fuerza
Caja de perforado	1	32,1	Soporte de tolva
Motor	1	60 (aprox)	Agujeros de refuerzo de chumaceras

4.1.3. MÓDULO DE TRANSPORTE

Se mencionó previamente que el módulo de transporte no es parte del presente proyecto, sin embargo, se incluye porque es una restricción que la parte inferior de la estructura posea el espacio suficiente para alojar una banda transportadora.

La idea de utilizar una cinta transportadora debajo de la máquina perforadora de botellas es que los envases caigan sobre la misma y sean movilizados hasta la boca de una prensa, lugar donde serían compactados, aumentando la rapidez de prensado y eficiencia de este equipo.

De acuerdo a varios catálogos de cintas, existen diferentes materiales y formas para bandas transportadoras, y dependiendo de éstos, el ancho de banda fluctúa entre 500 y 3500 mm; para este caso se podría escoger una banda tipo CHEVRON, cuyos detalles dimensionales se observan en el anexo 19 y que se indica en la figura 55, porque posee las siguientes características:

- a) Adecuada para movilizar elementos en superficies inclinadas hasta 40°.
- b) Varios tipos de perfil, con diferentes alturas, para evitar el resbalamiento de los objetos a transportar.
- c) Ancho de banda desde 400 hasta 1800 mm, dependiendo del tipo de perfil.



Figura No. 54: Banda transportadora tipo CHEVRON

Fuente: Sava, 2010

Considerando que la estructura, en su parte más baja posee un ancho de 1170 mm aproximadamente, se recomendaría instalar una banda transportadora CHEVRON con perfil tipo “A” de 25 mm y ancho de 800 mm, dimensiones que permitirían manipular la banda y evitarían choques con la estructura. Se podría probar también con un ancho de cinta de 1000 mm, pero se reduciría el espacio de manipulación.

4.2. SIMULACIÓN DE CADA ELEMENTO DISEÑADO

Todas las simulaciones se realizaron en el programa Autodesk Inventor 2014, en estudios estáticos; los estudios dinámicos muestran diferentes deformaciones de los elementos en ciclos establecidos, no indican factores de seguridad, por lo cual no serán considerados en las simulaciones.

Los resultados obtenidos en este capítulo son favorables en cuanto al diseño, es decir, los factores de seguridad mínimos son mayores a 2. Sin embargo, no se tienen los mismos valores teóricos porque en el caso de elementos finitos se divide a la parte analizada en nodos y se encuentra el punto aproximado de máximo esfuerzo tanto longitudinal como transversalmente, mientras que en los cálculos con las fórmulas conocidas se tiene menor exactitud y sólo se ubica al esfuerzo longitudinalmente y de acuerdo al criterio del diseñador, que localiza las ubicaciones críticas, pudiendo dejar pasar por alto algunos puntos que requerirían análisis.

4.2.1. RODILLO CONDUCTOR

Factores de concentración de esfuerzos

La primera simulación que se hizo de estos elementos fue para determinar el factor de concentración de esfuerzos tanto de flexión como de torsión en un cilindro con agujeros ciegos. En la tabla 36 se indican los esfuerzos máximos obtenidos al aplicar una fuerza de 1000 N y un par de torsión de 1000 Nmm respectivamente en el

elemento con y sin perforaciones. Los factores de concentración de esfuerzo se determinan así:

$$K_t = \frac{\sigma_{MCA}}{\sigma_{MSA}} \quad K_{ts} = \frac{\sigma_{TCA}}{\sigma_{TSA}}$$

Tabla No. 36: Factores de concentración de esfuerzo para flexión y torsión del rodillo con agujeros ciegos

Descripción		Valor [MPa]	Factor de concentración de esfuerzos
Esfuerzo de Von Mises a flexión pura	Rodillo con agujeros σ_{MCA}	0,5217	$K_t = 2,17$
	Rodillo sin agujeros σ_{MSA}	0,2403	
Esfuerzo de Von Mises a torsión pura	Rodillo con agujeros σ_{TCA}	0,002619	$K_{ts} = 2,45$
	Rodillo sin agujeros σ_{TSA}	0,001166	

Simulación con fuerzas de perforado, compactado y rozamiento

Para la simulación de las fuerzas que actúan sobre el rodillo, se utilizó la configuración de la figura 23, pero con los valores incrementados proporcionalmente a la potencia del motor. Los resultados de factor de seguridad se presentan en la figura 55, en la tabla 37 se resumen las fuerzas y desplazamientos. Se hizo uso de dos apoyos fijos en vez de dos apoyos simples, con el fin de simplificar el estudio estático.

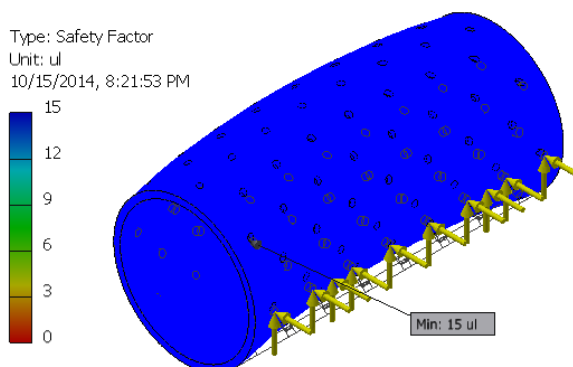


Figura No. 55: Factor de seguridad mínimo para el rodillo con agujeros ciegos, aplicando las fuerzas por perforado, compactado y rozamiento de las botellas

Tabla No. 37: Resultados de la simulación del rodillo con agujeros ciegos, aplicando las fuerzas por perforado, compactado y rozamiento de las botellas

Descripción	Valor	Observaciones
Fuerza de compactado [N]	128,02	Proporcional al aumento de la potencia del motor
Fuerza de perforado [N]	92,18	
Fuerza de rozamiento [N]	32,01	
Esfuerzo máximo [MPa]	0,9397	Mayor al calculado en el diseño, ubicado en la base de un agujero ciego
Desplazamiento máximo [mm]	$4,97 \times 10^{-4}$	---
Factor de seguridad mínimo	15	---

4.2.2. PUNTA PERFORADORA

Los resultados de la simulación, al aplicar las fuerzas de la figura 30 aumentadas proporcionalmente a la potencia del motor, se muestran en la figura 56, y su respectivo resumen en la tabla 38. En este estudio se dividió la superficie cilíndrica de la punta, considerando su parte inferior (8 mm) como un empotramiento.

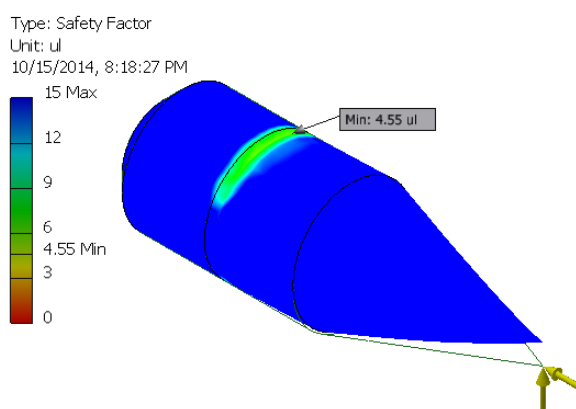


Figura No. 56: Factor de seguridad mínimo para la punta perforadora, aplicando las fuerzas por perforado y compactado individuales

Tabla No. 38: Resultados de la simulación de la punta perforadora, aplicando las fuerzas por perforado y compactado individuales

Descripción	Valor	Observaciones
Fuerza de compactado [N]	128,02	Proporcional al aumento de la potencia del motor
Fuerza de perforado [N]	92,18	
Esfuerzo máximo [MPa]	45,46	Mayor al calculado en el diseño, ubicado en la base del empotramiento, como se predijo
Desplazamiento máximo [mm]	0,0055	---
Factor de seguridad mínimo	4,55	Menor al calculado en el diseño (19,76)

4.2.3. EJES DEL RODILLO CONDUCTOR

Eje “a”: Sprocket y engrane

La simulación de este elemento se realizó con las fuerzas de la figura 36. Los resultados se aprecian en la figura 57 y la tabla 39.

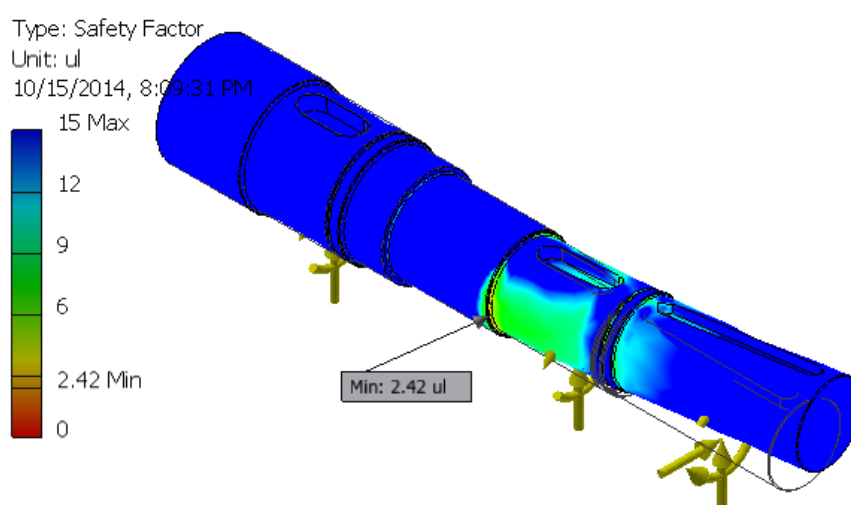


Figura No. 57: Factor de seguridad mínimo para el eje “a” del rodillo conductor, aplicando las fuerzas generadas por el perforado y compactado de botellas, así como las reacciones de los elementos de transmisión de potencia

Tabla No. 39: Resultados de la simulación del eje “a” del rodillo conductor, aplicando las fuerzas generadas por el perforado y compactado de botellas, así como las reacciones de los elementos de transmisión de potencia

Descripción	Valor	Observaciones
Fuerzas aplicadas [N]	Variable	Revisar figura 37
Esfuerzo máximo [MPa]	85,66	Menor al calculado en el diseño, ubicado en el hombro del asiento del engrane, no en la ranura del anillo de retención del engrane como se predijo
Desplazamiento máximo [mm]	0,08226	Menor a la deflexión calculada en el sprocket (0,089 mm)
Factor de seguridad mínimo	2,42	Menor al calculado en el diseño (4,11)

Eje “d”: Rodamiento

Se realizó la simulación del eje “d” del rodillo conductor conforme con las fuerzas de la figura 42. Los resultados se muestran en la figura 58 y la tabla 40.

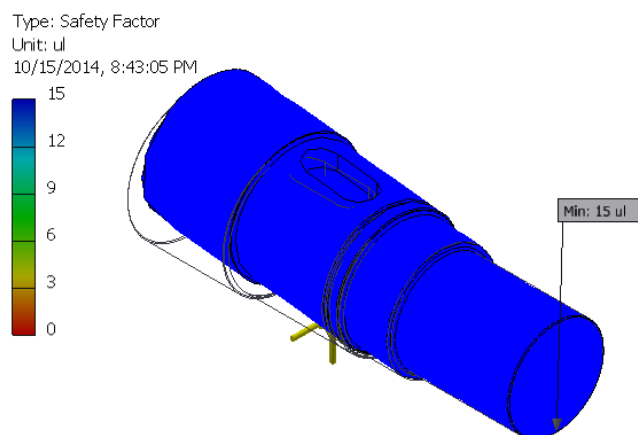


Figura No. 58: Factor de seguridad mínimo para el eje “d” del rodillo conductor, aplicando las fuerzas generadas por el perforado y compactado de botellas

Tabla No. 40: Resultados de la simulación del el eje “d” del rodillo conductor, aplicando las fuerzas generadas por el perforado y compactado de botellas

Descripción	Valor	Observaciones
Fuerzas aplicadas [N]	Variable	Revisar figura 43
Esfuerzo máximo [MPa]	12,62	---
Desplazamiento máximo [mm]	0,0019	Menor a la deflexión calculada en el sprocket (0,004 mm)
Factor de seguridad mínimo	15	---

4.2.4. CONJUNTO TAPA – SOPORTE

Soporte de tapa

Para la simulación de este elemento se utilizaron las fuerzas de la figura 49. Los resultados se observan en la figura 59 y la tabla 41.

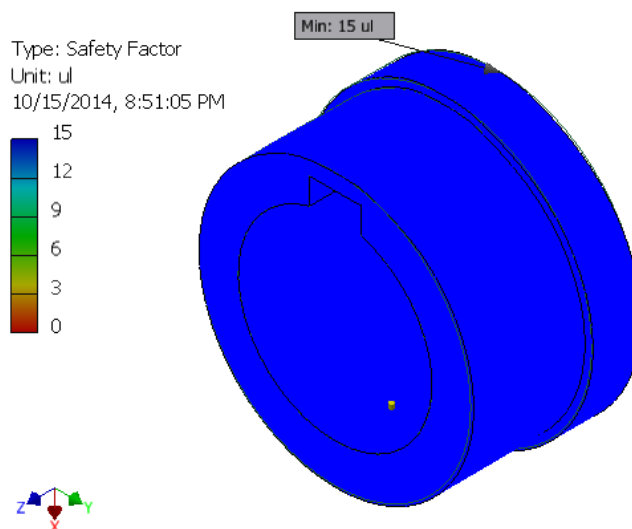


Figura No. 59: Factor de seguridad mínimo para el soporte de la tapa del rodillo, aplicando las reacciones de los apoyos del rodillo

Tabla No. 41: Resultados de la simulación del soporte de la tapa del rodillo, aplicando las reacciones de los apoyos del rodillo

Descripción	Valor	Observaciones
Fuerzas aplicadas [N]	Variable	Revisar figura 50
Esfuerzo máximo [MPa]	0,9971	Menor al calculado en el diseño (6,21), ubicado en el cuerno, como se predijo
Desplazamiento máximo [mm]	$5,97 \times 10^{-5}$	---
Factor de seguridad mínimo	15	Menor al calculado en el diseño (59,62)

Tapa

Este elemento no fue diseñado debido a que en el conjunto tapa-soporte, la soldadura era el elemento más débil y se tomó como metal base al soporte, sin embargo, se presentan los resultados de la simulación para la configuración de fuerzas de la figura 49 en la tabla 42 y la figura 60.

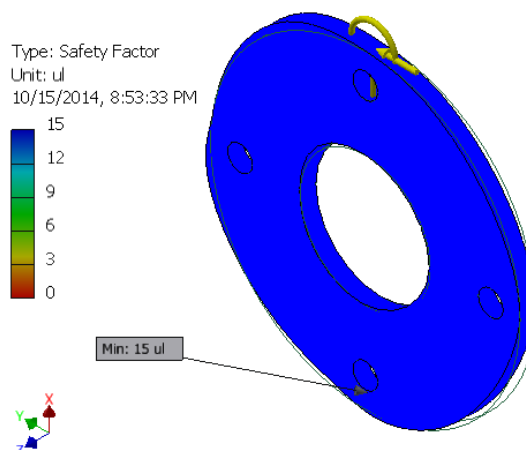


Figura No. 60: Factor de seguridad mínimo para la tapa del rodillo, aplicando las reacciones de los apoyos del rodillo

Tabla No. 42: Resultados de la simulación de la tapa del rodillo, aplicando las reacciones de los apoyos del rodillo

Descripción	Valor	Observaciones
Fuerzas aplicadas [N]	Variable	Revisar figura 50
Esfuerzo máximo [MPa]	2,05	---
Desplazamiento máximo [mm]	$1,63 \times 10^{-4}$	---
Factor de seguridad mínimo	15	---

Pernos de tapas

Se realizó la simulación de los pernos de acuerdo a las fuerzas de la figura 49 divididas para 4; no se obtiene un resultado favorable para el factor de seguridad mínimo, sin embargo, no es motivo de cambio de tamaño de perno porque se puede escoger pernos de clase 8.8, incrementando al triple la resistencia a la fluencia y disminuyendo la precarga. Los resultados se indican en la tabla 43 y la figura 61.

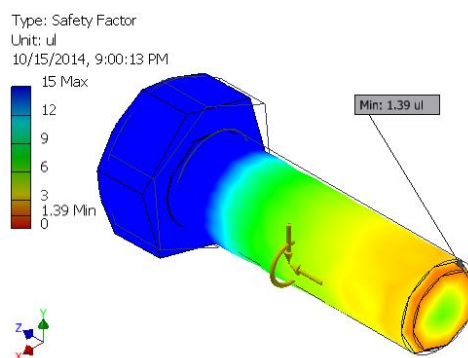


Figura No. 61: Factor de seguridad mínimo para los pernos de la tapa del rodillo, aplicando las reacciones de los apoyos del rodillo divididas entre 4

Tabla No. 43: Resultados de la simulación de los pernos de la tapa del rodillo, aplicando las reacciones de los apoyos del rodillo divididas entre 4

Descripción	Valor	Observaciones
Fuerzas aplicadas [N]	Variable	Revisar figura 50 y dividir para 4
Esfuerzo máximo [MPa]	148,5	Menor al calculado en el diseño (218,38)
Desplazamiento máximo [mm]	0,023	---
Factor de seguridad mínimo	1,39	Similar al calculado en el diseño (1,37)

4.2.5. PLACAS DE REMOCIÓN DE BOTELLAS ATASCADAS

Topes Laterales

Se simuló los topes laterales de acuerdo a las fuerzas que se muestran en la figura 50. Los resultados se indican en la tabla 44 y la figura 62.

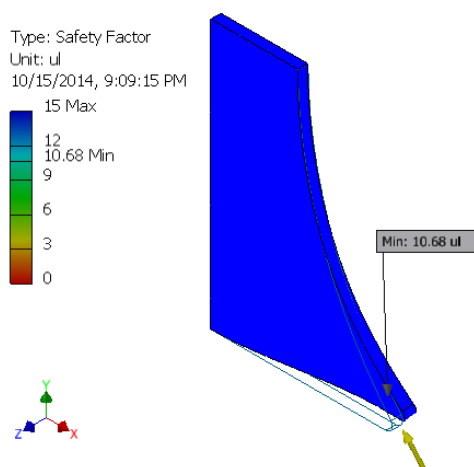


Figura No. 62: Factor de seguridad mínimo para los topes laterales para remoción de botellas, aplicando las fuerzas de perforado, compactado y rozamiento

Tabla No. 44: Resultados de la simulación de los topes laterales para remoción de botellas

Descripción	Valor	Observaciones
Fuerzas aplicadas [N]	Variable	Revisar figura 51
Esfuerzo máximo [MPa]	19,38	Mayor al calculado en el diseño, ubicado en la punta, no en la base, como se supuso (3,94)
Desplazamiento máximo [mm]	0,014	---
Factor de seguridad mínimo	10,68	Menor al calculado en el diseño (63,45)

Pernos de placas base de topes laterales

Todos los pernos que se ubican en la placa de la figura 51 se simularon con las fuerzas que se aplican en la figura 50. Se observan los resultados en la tabla 45 y la figura 63.

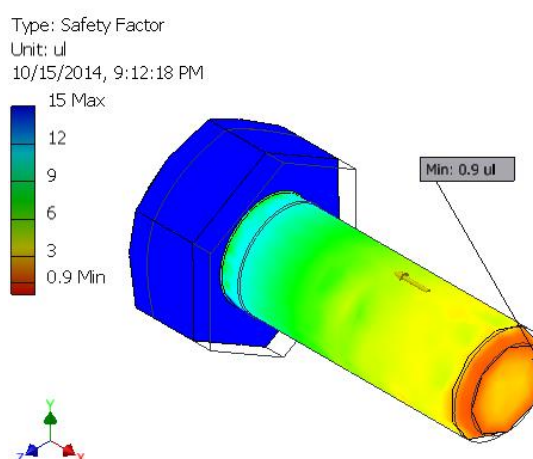


Figura No. 63: Factor de seguridad mínimo para los pernos de los topes laterales para remoción de botellas, aplicando las fuerzas de perforado, compactado y rozamiento

Tabla No. 45: Resultados de la simulación de los pernos de los topes laterales para remoción de botellas, aplicando las fuerzas de perforado, compactado y rozamiento

Descripción	Valor	Observaciones
Fuerzas aplicadas [N]	Variable	Revisar figura 51
Esfuerzo máximo [MPa]	229,3	Mayor al calculado en el diseño (184,67)
Desplazamiento máximo [mm]	0,0052	---
Factor de seguridad mínimo	0,9	Menor al calculado en el diseño (1,62)

4.2.6. CAJA DE PERFORADO

En la tabla 33 se presentaron los pesos que debe soportar la caja de perforado. El factor de seguridad de la simulación se indica en la figura 64 y un resumen de los resultados en la tabla 46.

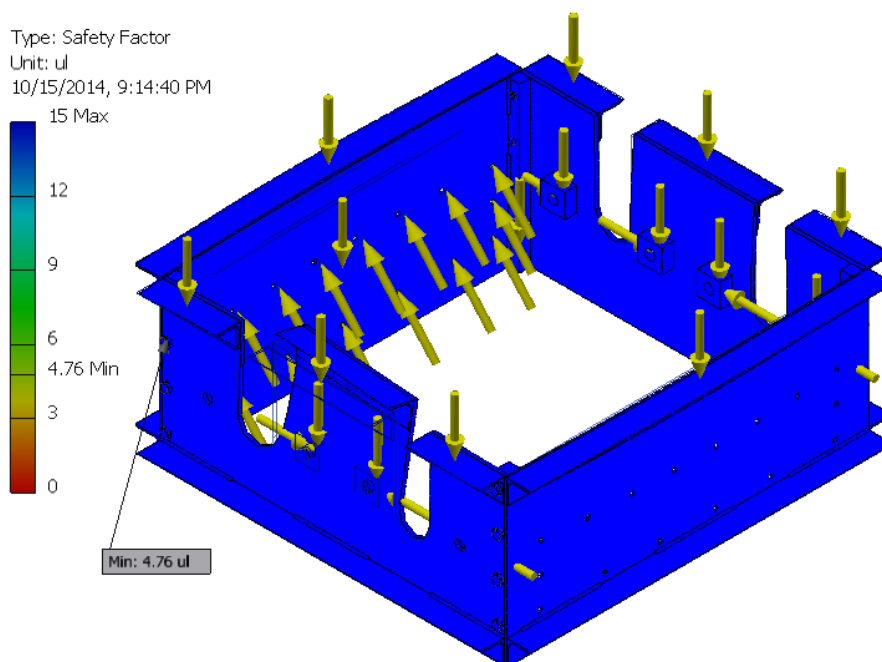


Figura No. 64: Factor de seguridad mínimo para la caja de perforado, aplicando el peso propio de cada elemento, y las reacciones generadas en los pernos

Tabla No. 46: Resultados de la simulación de la caja de perforado, aplicando el peso propio de cada elemento, y las reacciones generadas en los pernos

Descripción	Valor	Observaciones
Fuerzas aplicadas [N]	Variable	Revisar tabla 34
Esfuerzo máximo [MPa]	43,46	---
Desplazamiento máximo [mm]	0,0586	---
Factor de seguridad mínimo	4,76	---

4.2.7. ESTRUCTURA

La estructura soporta los pesos indicados en las tablas 33 y 35. Los resultados de la simulación se aprecian en la figura 65 y la tabla 47.

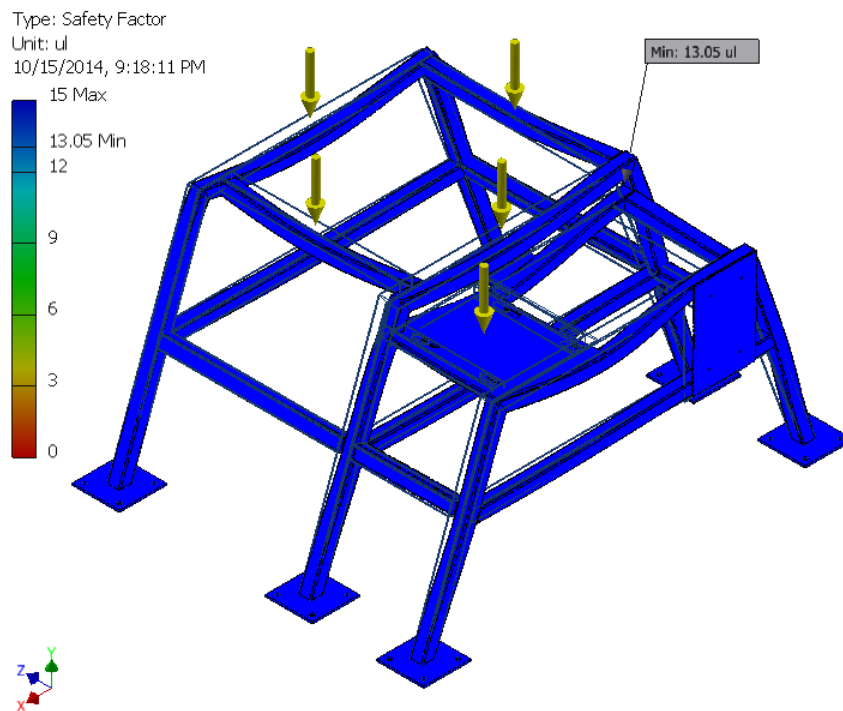


Figura No. 65: Factor de seguridad mínimo para la estructura o bastidor, aplicando los pesos de cada elemento de la máquina

Tabla No. 47: Resultados de la simulación de la estructura o bastidor, aplicando los pesos de cada elemento de la máquina

Descripción	Valor	Observaciones
Fuerzas aplicadas [N]	Variable	Revisar tabla 34
Esfuerzo máximo [MPa]	15,86	---
Desplazamiento máximo [mm]	0,0391	---
Factor de seguridad mínimo	13,05	---

4.2.8. ENGRANES

La pestaña de diseño del programa Autodesk Inventor permite generar engranes y analizar sus respectivos factores de seguridad de acuerdo a la potencia impuesta. En la figura 66 se muestran los resultados para la potencia y velocidad impuestas:

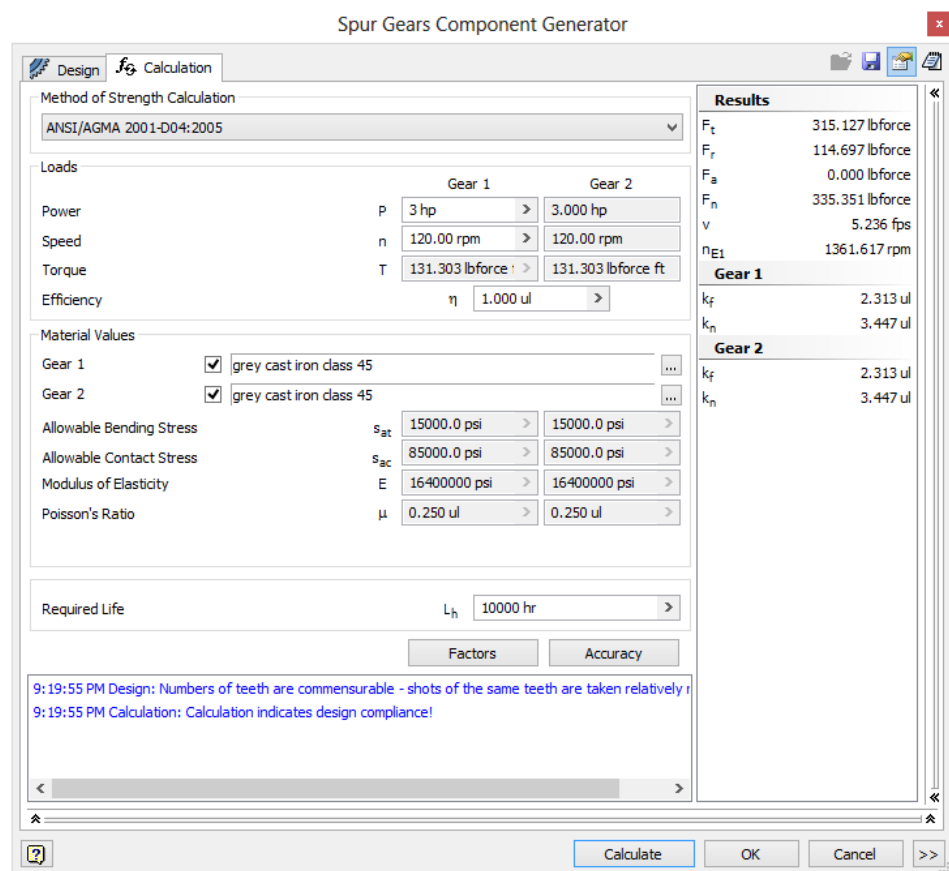


Figura No. 66: Ventana de cálculo de esfuerzos AGMA y sus respectivos factores de seguridad a picadura y flexión para los engranes de los rodillos conductor y conducido

El programa no emite ningún mensaje de error, y se puede observar en la figura anterior que los factores de seguridad a flexión y picadura son mayores a 1.5, es decir, son favorables. Por lo tanto, el diseño es satisfactorio, y se verifica que se puede optar por escoger engranes de catálogo al diseñar máquinas.

4.2.9. CATARINAS Y CADENA

Los resultados obtenidos al utilizar la herramienta de diseño de catarinas del software Autodesk Inventor 2014 se muestran en la figura 68.

También se puede combinar guardamotor con relé térmico, y se tendría una protección extra, que es lo que se va a hacer en este caso.

De acuerdo con Rockwell Automation® y Schneider Electric® para determinar el rango de corriente que se requiere en el relé térmico se necesita conocer la corriente nominal del motor. En el anexo 20 se muestran los elementos que el segundo fabricante recomienda elegir para las protecciones de motores trifásicos, y en la tabla 48 se indica el extracto de dicho anexo para motores con potencia de 5 HP.

Tabla No. 48: Elementos para protección del motorreductor

Potencia		Consumo	Breaker	Fusibles	Schneider Electric		
HP	KW	(A)	3 POLOS (A)	(A)	Guardamotor	Contactador	Relé Térmico
5	3,7	15,2	32	32	GV2-ME20 (13...18A)	LC1-D18 (18A)	LRD-21 (12...18A)

Fuente: Schneider Electric, 2013.

Las características eléctricas del motorreductor proporcionado por la empresa indican que la corriente nominal a una tensión de 220 V es de 14 A. Por lo tanto, se necesita un relé térmico que soporte una intensidad de:

$$I_{relé} = 14 \text{ A}$$

De acuerdo a las especificaciones de LG, se escoge un relé con un rango de 13 – 18 A, que es suficiente para la aplicación en cuestión y cumple con las recomendaciones de la tabla 49. Como elemento protector y a la vez reemplazo de fusibles y breaker, se escoge un guardamotor de 11 – 17 A. El guardamotor también se debe regular a la corriente nominal del motor según el catálogo de Siemens®.

Los motores con potencia menor o igual a 5 HP pueden utilizar arranque directo; para ello se necesita un circuito de control aparte de los componentes descritos previamente (circuito de potencia), y son:

1. Contactor que soporte 18 A en corriente alterna y 32 A en corriente continua.

2. Pulsador verde para encender la máquina.
3. Pulsador rojo para apagar la máquina.
4. Botón de emergencia tipo hongo.
5. Luces indicadoras verde y roja.
6. Cables eléctricos de 40 A para los circuitos de potencia, y de 20 A para los circuitos de control.

El circuito de potencia se observa en el anexo 21, mientras que el circuito de control se presenta en el anexo 22.

4.4. SIMULACIÓN DEL CONJUNTO COMPLETO Y CORRECCIÓN DE ERRORES

Debido a que la simulación del conjunto completo requeriría el uso de una memoria amplia y un tiempo extenso de procesamiento, no se llevó a cabo. Sin embargo, mediante el uso de la herramienta “Inventor Studio”, se pudo realizar un video que muestra cómo se moverían los rodillos sincronizadamente, archivo que se encuentra adjunto en un CD al final del presente documento. En dicho video también se verifica que no exista interferencia entre cualquier combinación de elemento móvil y fijo.

Respecto a la corrección de errores, en la simulación de cada elemento diseñado se presentaron problemas en los pernos de las tapas y las placas base de los topes laterales, ya que no se obtuvo un factor de seguridad mínimo mayor o igual a 2. El programa obtiene el factor de seguridad en base a la resistencia a la fluencia y el esfuerzo máximo de Von Mises; es decir, que si se aumenta la clase del perno de 4.6 a 8.8 y se recalcula dicho factor sin hacer ninguna modificación adicional, éste se multiplicará por 2.75, y se obtendrá el resultado esperado. En la tabla 49 se indican los nuevos valores para el factor de seguridad:

Tabla No. 49: Factor de seguridad modificado para los pernos de las tapas y las placas base de los topes laterales

Descripción	Pernos de las tapas	Pernos de las placas base de los topes laterales
Factor de seguridad perno clase 4.6	1,39	0,9
Factor de seguridad perno clase 8.8	3,82	2,47

Nota: Los cálculos están basados en un factor que se obtiene al dividir la resistencia a la fluencia del perno clase 8.8 entre la resistencia a la fluencia del perno clase 4.6, es decir $660/240 = 2,75$

Aparte de los pernos, ningún otro elemento presentó inconvenientes, por lo que se puede concluir que el diseño es satisfactorio y las partes resistirán las fuerzas aplicadas sin mayor dificultad.

CAPÍTULO 5

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

5.1. PROCESOS DE MANUFACTURA EMPLEADOS EN CADA ELEMENTO FABRICADO

Cada elemento fue fabricado de acuerdo al diseño reflejado en los planos anexos al final del presente documento; se siguió un procedimiento distinto para cada parte, con procesos de manufactura diversos que se detallan en sus respectivas hojas de procesos. La tabla 50 muestra los números de hojas correspondientes a cada parte, así como los planos.

Tabla No. 50: Hojas de procesos correspondientes a cada elemento fabricado

Elemento o conjunto	Hojas de Procesos No.	Plano de Partes No.	Plano de Conjunto No.
Tolva de alimentación	1 a 6	1 a 8	9 a 11
Punta perforadora	7	12	---
Cubos de fijación de tapas de rodillos	8	13 y 14	---
Rodillos	9 y 10	15 y 16	17 a 22
Ejes	11 a 13	23 a 25	---
Conjunto tapa - soporte	14 a 16	26 a 28	29 y 30
Placa base y topes laterales	17 a 19	31 a 33	34 y 35
Chavetas	20 a 23	36 a 39	---
Elementos de transmisión de potencia	24 a 26	40 a 42	---
Protección de los elementos de transmisión de potencia	27 a 33	43 a 50	51
Caja de perforado	34 a 47	52 a 65	66 a 70
Estructura o bastidor	48 a 54	71 a 77	78

Las fotografías más importantes del proceso de construcción se presentan a continuación.

5.1.1. TOLVA DE ALIMENTACIÓN

La tolva de alimentación está conformada por los siguientes elementos: 4 placas que forman el cuerpo, 4 placas que delimitan el área de trabajo de los rodillos y 4 ángulos que sirven de soporte de la tolva. En la figura 68 se observa cómo todos estos elementos se encuentran unidos mediante soldadura.



Figura No. 68: Tolva de alimentación: unión de todas las partes mediante soldadura

5.1.2. PUNTAS PERFORADORAS

La punta perforadora fue maquinada en serie con torno CNC, después pasó por un tratamiento térmico de cementado, y por último, su óxido fue removido con lija. En la figura 69 se muestra este elemento.



Figura No. 69: Punta perforadora después de haberle quitado el óxido residual del tratamiento térmico (cementado), lista para ser soldada al rodillo

5.1.3. CUBOS DE FIJACIÓN DE TAPAS DE RODILLOS

Dentro de los rodillos se encuentran soldados unos cubos con agujeros roscados, que tienen la función de alojar los pernos de las tapas de los rodillos para su fijación. Los cubos fueron fabricados mediante fresado, taladrado y roscado. En la figura 70 se muestra su acabado.



Figura No. 70: Acabado final de cubos de fijación de tapas de rodillos

5.1.4. RODILLOS

Debido a que los rodillos eran cilindros reciclados, siguieron un proceso de torneado, para quitar sus impurezas tanto externas como internas; taladrado, para realizar las perforaciones en su superficie para alojar las puntas, soldadura de los cubos con proceso SMAW y las puntas con proceso TIG; y sandblasting, para mejorar su acabado y adherencia de la pintura. En la figura 71 se muestra el rodillo con las puntas y cubos soldados después del proceso de sandblasting.



Figura No. 71: Sandblasting y acabado final de los rodillos

5.1.5. EJES

En la figura 72 se observa que los ejes han sido torneados y cepillados para otorgarles sus medidas finales, y que alojan correctamente a las cuñas.



Figura No. 72: Ejes terminados, con sus respectivas ranuras para anillos de retención y chaveteros

5.1.6. CONJUNTO TAPA – SOPORTE DE RODILLOS

El conjunto tapa – soporte de los rodillos está formado por dos elementos: la tapa de los rodillos y el soporte de la tapa. Estos elementos fueron unidos mediante soldadura, como se indica en la figura 73.



Figura No. 73: Conjunto tapa – soporte de los rodillos soldado y con sus respectivos chavetero y agujeros para pernos

5.1.7. PLACA BASE Y TOPES LATERALES

En resumen, para estos elementos se utilizó corte, taladrado y corte por plasma. En la figura 74 se tiene el conjunto final.



Figura No. 74: Placa base izquierda con sus topes laterales y tuercas soldadas

5.1.8. CHAVETAS

Las chavetas o cuñas de los ejes y los elementos de transmisión de potencia (engranes y sprockets) se fabricaron con fresado y esmerilado. En la figura 75 se observan 5 cuñas de un total de 8.



Figura No. 75: Chavetas terminadas

5.1.9. ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Para estos elementos se utilizó torneado, cepillado, taladrado y roscado. El proceso de cepillado se observa en la figura 76.



Figura No. 76: Cepillado de los elementos de transmisión de potencia

5.1.10. PROTECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Es necesario que se cubran los mecanismos que representan peligro de atrapamiento al operador. Para ello se fabricó una protección para los elementos de transmisión de potencia, que luce como en la figura 77.



Figura No. 77: Protección para los elementos de transmisión de potencia

5.1.11. CAJA DE PERFORADO

La caja de perforado contiene 4 placas con sus respectivos ángulos y refuerzos. La placa frontal se muestra en las figuras 78. Para ella se utilizó corte, fresado y soldadura.



Figura No. 78: Placas frontal y posterior terminadas, con refuerzos para chumaceras y pernos de comprobación

5.1.12. ESTRUCTURA O BASTIDOR

Los procesos que se utilizaron para la estructura fueron corte con amoladora, fresado y soldadura. En la figura 79 se presenta el cuerpo final.



Figura No. 79: Estructura soldada completamente, con sus respectivas placas base para motor y caja de control

5.2. MONTAJE

El ensamble de todos los elementos y componentes que conforman la máquina se describe a continuación. La hoja de despiece se puede revisar al final de los planos incluidos en los anexos.

5.2.1. ELEMENTOS FABRICADOS

En la figura 80 se observan las fotografías más sobresalientes del ensamble de los elementos fabricados.



a)



b)



c)

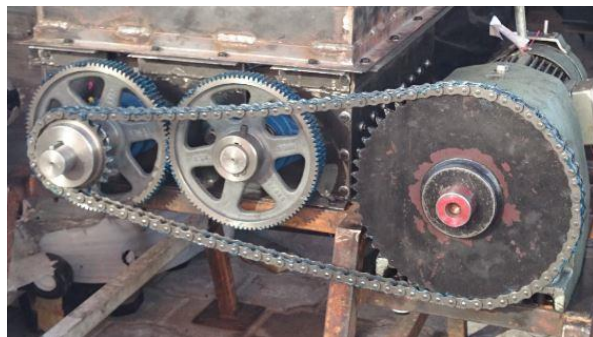


d)

Figura No. 80: Ensamble de elementos fabricados: a) Fijación de ejes con tapas a rodillos mediante pernos y posicionamiento de ejes con anillos de retención, b) Fijación con pernos de las placas base de topes laterales a las placas laterales, c) Caja de perforado ensamblada completamente, con rodillos, d) Fijación de la tolva de alimentación y la caja de perforado mediante pernos

5.2.2. ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA, MOTOR Y PINTADO

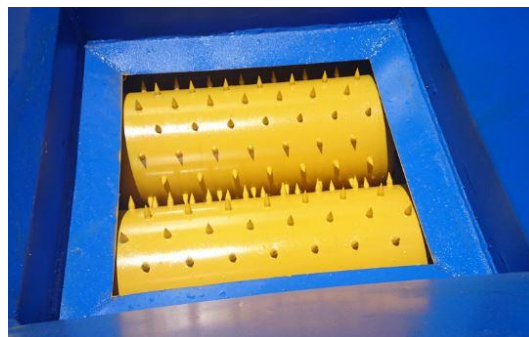
La figura 81 detalla el montaje de los elementos de transmisión de potencia y el motor, así como la fase de pintura del equipo.



a)



b)



c)

Figura No. 81: Ensamble de elementos no fabricados: a) Engranajes, sprockets, cadena No. 60 y motor; b) Aplicación de fondo en máquina; c) Aplicación de pintura azul al cuerpo y amarilla a los rodillos

Nota: Se debe posicionar a la cadena de tal manera que el lado inferior sea el lado flojo, y el lado superior el lado tenso; además, el motor debe fijarse de tal manera que la cadena no se afloje.

5.2.3. COMPONENTES ELÉCTRICOS

En la figura 82 se indica la estructura interna y externa de la caja de control.

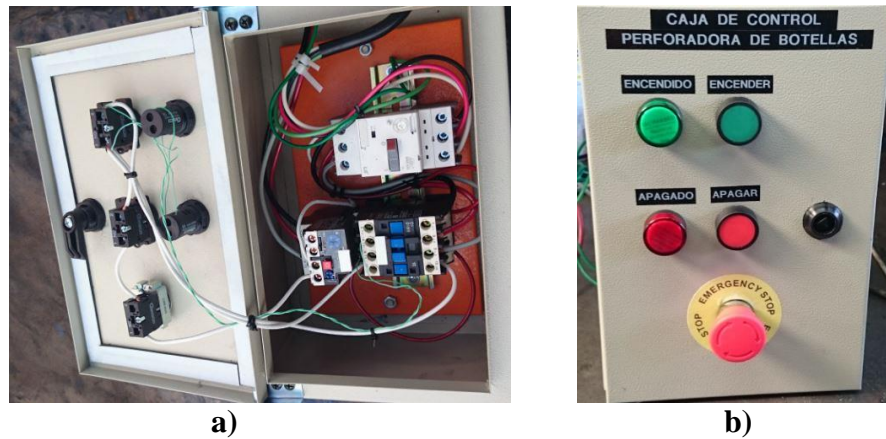


Figura No. 82: Caja de control: a) Elementos internos, b) Panel de control

Se observa que se ha cumplido con los controles eléctricos del prototipo propuestos en el alcance del proyecto.

5.3. ENSAMBLE COMPLETO

En la figura 83 se muestra la máquina en su totalidad.



Figura No. 83: Prototipo de máquina perforadora de botellas de PET

5.4. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Las pruebas de funcionamiento se realizaron sin la protección de los elementos de transmisión de potencia para comprobar que la cadena se moviera uniformemente. No se registró ningún choque o interferencia entre elementos. En el anexo 23 se describe el protocolo de pruebas del prototipo.

Se debe tomar en cuenta las siguientes indicaciones:

- a) No se quitaron las tapas de las botellas previo a su ingreso a la tolva de alimentación del prototipo.
- b) Se midió el consumo de corriente del motor en las tres fases, al encendido, en vacío y con carga. El lugar de colocación del amperímetro siempre fue en el tramo de cables ubicado en la salida de la caja de control - bornera del motor.
- c) Se realizó una prueba con el motor iniciando con carga y la tolva llena hasta la mitad de su capacidad para determinar el consumo máximo de corriente.

5.4.1. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados de las pruebas de funcionamiento de la máquina se presentan en la tabla 51 y el anexo 24.

Tabla No. 51: Valores tomados de las pruebas de funcionamiento de la máquina

Prueba #	Tipo de arranque	N_b	Fase	Consumo de corriente [A]				t_p [s]	t_{ps} [s]	t_{pt} [s]	N_{bs}	N_{bp}	ω_m [rpm]	ω_a [rpm]
				I_v	I_{mo}	I_{mc}	I_p							
1	Vacío	58	---	---	---	---	---	---	---	---	---	58	---	---
2	Vacío	58	S	6,90	7,10	---	---	4	16	20	7	58	51	123
3	Carga	164	---	---	---	---	---	---	---	---	---	164	---	---
4	Vacío	206	S	7,19	7,26	---	---	14	5	19	6	206	51	123
5	Carga	206	S	6,98	---	7,55	---	13	0	13	0	206	51	123
6	Carga	206	R	7,32	8,03	8,19	7,49	10	4	14	5	206	51	123
7	Carga	206	S	6,98	7,90	9,00	7,33	11	1	12	1	206	51	123
8	Carga	206	T	7,92	8,25	8,05	8,04	10	1	11	1	206	51	123

Notas: N_b = Número de botellas procesadas; I_v = Consumo de corriente en vacío; I_{mo} = Consumo de corriente máximo con máquina en operación; I_{mc} = Consumo de corriente al hacer arrancar la máquina con carga; I_p = Consumo de corriente promedio de máquina en operación; t_p = Tiempo de procesado de botellas, sin contar las que se quedan saltando en los rodillos; t_{ps} = Tiempo de procesado de botellas que se quedan saltando; t_{pt} = Tiempo de procesado total de botellas; N_{bs} = Número de botellas que se quedan saltando; N_{bp} = Número total de botellas perforadas; ω_m = Velocidad angular en el eje del motor; ω_a = Velocidad angular en el eje "a".

Notas:

- a) La prueba de funcionamiento # 1 no registra valores de consumo de corriente porque fue realizada únicamente con el propósito de cuantificar el número de botellas perforadas. De la misma manera, la prueba de funcionamiento # 3 no cuenta con dichos valores porque se realizó para determinar el número de agujeros por botella.
- b) El consumo de corriente promedio de la máquina en operación fue calculado con todos los valores registrados en la pinza amperimétrica desde el encendido hasta el apagado del prototipo, como se indica en el anexo 25.

Los valores estimados del prototipo, calculados a partir de la tabla 51 y el anexo 25, se observan en las tablas 52 y 53:

Tabla No. 52: Valores estimados de las pruebas de funcionamiento

Prueba #	%B _{perf}	Potencia								Par de torsión en el eje "a"				Capacidad		
		[kW]				[HP]				[N.m]				[bot/s]	[bot/h]	
		P _v	P _{mo}	P _{mc}	P _p	P _v	P _{mo}	P _{mc}	P _p	T _v	T _{mo}	T _{mc}	T _p			
1	100	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
2	100	1,76	1,82	---	---	2,37	2,43	---	---	136,96	140,93	---	---	12,7	45900	
3	100	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	
4	100	1,84	1,86	---	---	2,47	2,49	---	---	142,72	144,11	---	---	14,2	51428	
5	100	1,78	---	1,93	---	2,39	---	2,59	---	138,55	---	149,86	---	15,8	57046	
6	100	1,87	2,05	2,09	1,91	2,51	2,75	2,81	2,57	145,30	159,39	162,57	148,67	20,1	72360	
7	100	1,78	2,02	2,30	1,87	2,39	2,71	3,09	2,51	138,55	156,81	178,64	145,49	18,6	67090	
8	100	2,02	2,11	2,06	2,06	2,72	2,83	2,76	2,76	157,21	163,76	159,79	159,59	20,5	73800	
Mín	100	1,76	1,82	1,93	1,87	2,37	2,43	2,59	2,51	136,96	140,93	149,86	145,49	12,7	45900	
Máx	100	2,02	2,11	2,30	2,06	2,72	2,83	3,09	2,76	157,21	163,76	178,64	159,59	20,5	73800	
\bar{x}	100	1,84	1,97	2,10	1,95	2,47	2,64	2,81	2,61	143,21	153,00	162,71	151,25	17,0	61255	

Notas: %B_{perf} = Porcentaje de botellas perforadas, P_v = Potencia en vacío; P_{mo} = Potencia máxima con máquina en operación; P_{mc} = Potencia al hacer arrancar la máquina con carga, P_p = Potencia promedio de máquina en operación. T_v = Par de torsión en vacío, T_{mo} = Par de torsión máximo alcanzado en operación, T_{mc} = Par de torsión máximo al hacer arrancar la máquina con carga, T_p = Par de torsión promedio en operación.

Tabla No. 53: Número de agujeros por botella

Prueba #	Número de agujeros por botella			Agujeros en cuerpo	Agujeros en tapa o cuello	% agujeros en cuerpo	% agujeros en tapa o cuello
	N _{máx}	N _{mín}	N _{pa}				
3	8	2	5	124	40	76	24

Notas: N_{máx} = Número máximo de agujeros, N_{mín} = Número mínimo de agujeros, N_{pa} = Número promedio de agujeros

Nota: La capacidad fue calculada con el tiempo empleado en procesar la mayoría de botellas, no se tomaron en cuenta aquellas que quedaron saltando en los rodillos por varios segundos. El voltaje se tomó como 220 V para todas las fases.

Los resultados de las tablas anteriores indican que:

- a) No se registra un aumento brusco entre la potencia máxima en operación de la máquina y la potencia en vacío: 0.35 kW.
- b) El valor mínimo de potencia de la máquina en vacío difiere en 0.54 kW (0,72 HP) del valor máximo de potencia al hacer arrancar la máquina con carga.
- c) El máximo valor de potencia, que es de 2.3 kW (3.09 HP), se registra al hacer arrancar la máquina con carga.
- d) Los valores que sobrepasan de 2.06 kW (la potencia inicial para elegir el motor) son: el valor máximo de potencia máxima con máquina en operación, el valor promedio de la potencia al hacer arrancar la máquina con carga, el valor máximo de potencia al hacer arrancar la máquina con carga.
- e) El único valor que sobrepasa la potencia de diseño (2.2 kW) es el máximo valor de potencia al hacer arrancar la máquina con carga.
- f) La potencia no se mantiene constante en ninguna de las fases.
- g) El máximo par de torsión experimental no sobrepasa al par de torsión de diseño (176.31 N.m).
- h) Todas las capacidades calculadas están sobre la capacidad requerida: 28800 botellas/hora.
- i) Todas las botellas fueron perforadas y poseen al menos 2 agujeros.
- j) La velocidad angular, tanto del motor como del rodillo, se mantienen constantes en vacío y con la máquina en operación.

En la tabla 54 se resumen las características reales del prototipo:

Tabla No. 54: Características reales del prototipo

Descripción	Unidad	Valor
Velocidad angular del motor	rpm	51
Velocidad angular de los rodillos	rpm	123
Potencia a plena carga	kW	2,11
Potencia máxima	kW	2,20
Par de torsión a plena carga	N.m	163,76
Número mínimo de agujeros por botella	unidad	2
Capacidad	botellas/hora	61255
Porcentaje de botellas perforadas	%	100

Nota: Se tomaron los máximos valores de las tablas 52 y 53 para establecer la potencia y el par de torsión del prototipo (sin contar los producidos al arrancar la máquina con carga), y el valor promedio para la capacidad.

5.4.2. CORRECCIÓN DE ERRORES

Es importante que se agregue un factor de corrección del número de botellas que puede procesar el prototipo en un cierto tiempo. Para ello se utilizará la siguiente fórmula:

$$Cap_{corr} = \frac{Cap_{calc} \times (3600 \times 4 - t_{ps_{máx}}) + N_{bs_{máx}}}{3600 \times 4}$$

El cálculo se basó en que se tienen dos jornadas de trabajo, de 4 horas cada una, en un día laboral normal. Entonces, como cada jornada representa una parada de la máquina, se tendrán dos veces en las que la capacidad se retrase por las botellas que se quedan saltando. El valor promedio corregido también se calculó con ese criterio. Los resultados se presentan en la tabla 55.

Tabla No. 55: Capacidad corregida por retraso en botellas que rebotan

#	Capacidad calculada		Capacidad corregida	
	[bot/s]	[bot/8h]	[bot/s]	[bot/8h]
2	12,74	367200	12,74	366806
4	14,28	411428	14,27	410985
5	15,85	456369	15,83	455876
6	20,09	578880	20,08	578250
7	18,64	536727	18,62	536144
8	20,50	590400	20,48	589758
\bar{x}	17,02	490167	17,00	489636

Además de esta corrección numérica, se realizaron varios ajustes al momento de ensamblar el prototipo:

- Alineamiento de ejes, porque se atascaban en ciertos lugares y podía reducirse la vida de los rodamientos. Al final quedaron con movimiento suave y continuo.
- Posicionamiento longitudinal correcto de ejes, para que los engranes tengan movimiento uniforme en todo su contorno.
- Tensión correcta de la cadena, para evitar sonidos molestos y apareamiento de reacciones inesperadas en los rodamientos.
- Cambio de fases en la entrada de corriente del motor, para que éste gire a la derecha y no a la izquierda.

Las características corregidas del prototipo se muestran en la tabla 56.

Tabla No. 56: Características corregidas del prototipo

Descripción	Unidad	Valor
Velocidad angular del motor	rpm	51
Velocidad angular de los rodillos	rpm	123
Potencia a plena carga	kW	2,11
Potencia máxima	kW	2,20
Par de torsión a plena carga	N.m	163,76
Número mínimo de agujeros por botella	unidad	2
Capacidad	botellas/hora	61204
Porcentaje de botellas perforadas	%	100

Se observa que el rebote de botellas al final de cada jornada laboral evitaría que se procesen 51 botellas por hora, y al final del día 530 envases aproximadamente.

5.4.3. VALIDACIÓN DE RESULTADOS

Para determinar si el prototipo está cumpliendo o no con lo requerido al inicio del proyecto, se ha elaborado la tabla comparativa No. 57 que se presenta a continuación:

Tabla No. 57: Validación de resultados obtenidos de las pruebas de funcionamiento

Descripción	Unidad	Valor requerido	Valor real	Error %
Velocidad angular del motor	rpm	49,5	51	3
Velocidad angular de los rodillos	rpm	121	123	1,7
Potencia a plena carga	kW	2,20	2,11	4,1
Potencia máxima	kW	2,20	2,20	0
Par de torsión a plena carga	N.m	176,31	163,76	7,1
Capacidad	botellas/hora	28800	61204	112,5
Porcentaje de botellas perforadas	%	100	100	0

Los errores obtenidos son menores al 10% en todos los parámetros, excepto la capacidad del prototipo. Sin embargo, no se obtuvo un valor menor de botellas por hora, sino mayor; por lo tanto, las pruebas de funcionamiento fueron satisfactorias, así como el diseño propuesto, y se valida la máquina.

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

6.1. PRESUPUESTO DE INVERSIÓN

La empresa NEUMAC S.A. programó un presupuesto de inversión máximo para materiales directos de USD 1,500. Los demás elementos del presupuesto: mano de obra, sistemas y gastos generales, forman parte del presupuesto y de las operaciones mensuales de la empresa. Para el presente proyecto, se detalla el costo real de la inversión del prototipo: se incluyen los costos de todos y cada uno de los elementos que intervienen en su desarrollo en las tablas 58 a 69.

El presupuesto de inversión se resume en la tabla 70. Los costos de mano de obra se basaron en designar 2 horas diarias de trabajo al proyecto durante 4 meses.

Tabla No. 58: Costo de materia prima para los elementos de la máquina

Ord	Descripción	Elemento	Proveedor	Cantidad	Peso [kg]	Valor [USD/kg]	Valor total [USD]
1	80 cm de tubería de acero al carbono A53 ϕ 8 in	Rodillo	Power Acero	2	51.27	\$ 1.17	\$ 119.64
2	Tubería cuadrada 40x40x2 mm (6 metros)	Estructura	Dipac	1	14.46	\$ 2.00	\$ 28.99
3	8.88 mts de eje de acero AISI 1018 ϕ 3/8 in	Puntas perforadoras	Dipac	1	4.97	\$ 1.66	\$ 8.25
4	Plancha de acero ASTM A36 1136x678x2 mm	Tolva de alimentación	Dipac	2	12.32	\$ 1.70	\$ 41.89
5	Plancha de acero ASTM A36 1166x678x2 mm	Tolva de alimentación	Dipac	2	12.65	\$ 1.70	\$ 43.01
6	Plancha de acero ASTM A36 558x266x6 mm	Placa frontal	Dipac	2	7.12	\$ 1.70	\$ 24.21
7	Plancha de acero ASTM A36 588x266x3 mm	Placa lateral, topes laterales y placa base de caja de control	Dipac	4	3.75	\$ 1.70	\$ 25.50
8	Plancha de acero ASTM A36 584x183x3 mm	Tope superior tolva	Dipac	2	1.86	\$ 1.70	\$ 6.32
9	Plancha de acero ASTM A36 558x183x3 mm	Tope superior tolva	Dipac	2	1.88	\$ 1.70	\$ 6.39
10	Plancha de acero ASTM A36 ϕ_{ext} 204x ϕ_{int} 74x10 mm	Tapas de rodillos	Dipac	4	2.27	\$ 1.70	\$ 15.44
11	90 cm de eje de acero AISI 1018 ϕ 2 1/2 in	Ejes de rodillos, sprockets, engranes, rodamientos	Dipac	2	22.80	\$ 2.90	\$ 132.24
12	60 cm de eje de acero AISI 1018 ϕ 3 1/2 in	Soportes de tapas de rodillos	Dipac	4	2.98	\$ 3.15	\$ 37.55

(Continúa) →

Tabla No. 58: Costo de materia prima para los elementos de la máquina (Continuación)

Ord	Descripción	Elemento	Proveedor	Cantidad	Peso [kg]	Valor [USD/kg]	Valor total [USD]
13	Plancha de acero ASTM A36 520x144x6 mm	Soportes de topes laterales	Dipac	2	3.60	\$ 1.70	\$ 12.22
14	Plancha de acero ASTM A36 38x38x50 mm	Topes para tapas de rodillos	Dipac	32	0.58	\$ 1.70	\$ 31.42
15	Ángulo de acero 30x30x3 mm (6 metros)	Soporte de caja perforadora	Dipac	1	7.80	\$ 1.47	\$ 11.46
16	Ángulo de acero 40x40x3 mm (6 metros)	Soporte de caja perforadora	Dipac	1	11.00	\$ 1.04	\$ 11.44
17	Plancha de acero ASTM A36 434x190x2 mm	Protección de engranes y sprockets	Dipac	1	1.32	\$ 2.00	\$ 2.64
18	Plancha de acero ASTM A36 587x90x2 mm	Protección de engranes y sprockets	Dipac	1	0.85	\$ 2.00	\$ 1.69
19	Plancha de acero ASTM A36 626x190x2 mm	Protección de engranes y sprockets	Dipac	1	1.90	\$ 2.00	\$ 3.81
20	Plancha de acero ASTM A36 625x190x2 mm	Protección de engranes y sprockets	Dipac	1	1.90	\$ 2.00	\$ 3.80
21	Plancha de acero ASTM A36 160x40x3 mm	Protección de engranes y sprockets	Dipac	2	0.10	\$ 6.26	\$ 1.28
22	Plancha de acero ASTM A36 120x40x3 mm	Protección de engranes y sprockets	Dipac	2	0.08	\$ 6.26	\$ 0.96
23	Lámina perforada de acero ASTM A36 ϕ 10 espesor 0.9 mm	Protección de engranes y sprockets	Cerrajero	1	---	---	\$ 8.93
Subtotal (USD)							\$ 579.08
IVA 12%							\$ 69.49
Valor total materia prima (USD)							\$ 648.58

Tabla No. 59: Costo de elementos locales e importados para la máquina

Ord	Descripción	Ubicación en máquina	Proveedor	Unidad	Cantidad	Valor Unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Tuerca de acero M8x1.25 G8.8	Topes laterales Placa lateral de caja perforadora	Herraind	Unidad	33	\$ 0.05	\$ 1.75
2	Perno hexagonal M8x1.25x20 G8.8	Topes laterales Placa lateral de caja perforadora	Herraind	Unidad	33	\$ 0.12	\$ 3.96
3	Perno hexagonal M8x1.25x30 G8.8	Varillas caja perforadora Placa frontal y posterior	Herraind	Unidad	16	\$ 0.15	\$ 2.43
4	Piñón 60B53 Martin	Eje del motor	El Palacio del Rulimán	Unidad	1	\$ 80.36	\$ 80.36
5	Piñón 60B22 dientes endurecidos SKF	Eje del rodillo conductor	El Palacio del Rulimán	Unidad	1	\$ 25.00	\$ 25.00
6	Cadena #60 KANA	Sprockets	El Palacio del Rulimán	Unidad	1	\$ 38.00	\$ 38.00
7	Chumaceras UCFL210 - 50 mm SNR	Placa frontal de caja Placa posterior de caja	Johandre Importadora	Unidad	4	\$ 44.64	\$ 178.56
8	Seguro exterior DIN 471 60 mm	Ranura de eje para soporte de tapas	Castillo Hermanos	Unidad	4	\$ 1.05	\$ 4.20
9	Seguro exterior DIN 471 - 46 mm	Ranura de eje para soporte de engranes	La Casa del Perno	Unidad	2	\$ 2.05	\$ 4.10
10	Prisionero 3/8 - 16 UNC x 1 in	Sprocket 60B22	La Casa del Perno	Unidad	1	\$ 0.18	\$ 0.18
11	Prisionero 3/8 - 16 UNC x 1 in	Sprocket 60B53	La Casa del Perno	Unidad	1	\$ 0.21	\$ 0.21
12	Prisionero 1/2 - 13 UNC x 3/4 in	Sprocket 60B53 y engranes	MundiPerno	Unidad	1	\$ 0.27	\$ 0.27
13	Prisionero 1/2 - 13 UNC x 1 in	Sprocket 60B53	MundiPerno	Unidad	3	\$ 0.36	\$ 1.07
14	Perno hexagonal 5/8 - 18 UNF x 2	Chumaceras	La Casa del Perno	Unidad	24	\$ 0.88	\$ 21.12
15	Perno hexagonal M8x1.25x60 mm GR 8.8	Caja perforadora Estructura	Castillo Hermanos	Unidad	16	\$ 0.19	\$ 3.04

(Continúa) →

Tabla No. 59: Costo de elementos locales e importados para la máquina (Continuación)

Ord	Descripción	Ubicación en máquina	Proveedor	Unidad	Cantidad	Valor Unitario [USD]	Valor Total [USD]
16	Tuerca de acero M8x1.25 G8.8	Caja perforadora, Tolva Estructura	Castillo Hermanos	Unidad	32	\$ 0.04	\$ 1.28
17	Perno hexagonal M8x1.25x20 mm GR 8.8	Tolva Estructura	Castillo Hermanos	Unidad	16	\$ 0.10	\$ 1.60
18	Arandela plana SAE 5/16 in	Tolva, caja perforadora Topes laterales	Castillo Hermanos	Unidad	81	\$ 0.02	\$ 1.62
19	Arandela de presión SAE 5/16 in	Tolva Caja perforadora Topes laterales	Castillo Hermanos	Unidad	81	\$ 0.01	\$ 0.81
20	Perno hexagonal 5/8 - 18 UNC x 5	Motor Estructura	Castillo Hermanos	Unidad	4	\$ 1.75	\$ 7.00
21	Arandela plana SAE 5/8 in	Chumaceras y tapas de rodillos	La Casa del Perno	Unidad	24	\$ 0.08	\$ 1.92
22	Arandela de presión SAE 5/8 in	Chumaceras y tapas de rodillos	Castillo Hermanos	Unidad	24	\$ 0.10	\$ 2.40
23	Kilogramo de electrodos E6011	Soldaduras de elementos	Ferrisariato	kg	1	\$ 2.03	\$ 2.03
24	Kilogramo de electrodos E6013	Soldaduras de elementos	Ferrisariato	kg	1	\$ 2.30	\$ 2.30
25	Motorreductor 4.8 HP 1750 rpm a 49.46 rpm	Estructura	NEUMAC S.A.	Unidad	1	\$ 732.14	\$ 732.14
26	Pintura de fondo	Todos los elementos	Pintulac	Galón	1	\$ 45.42	\$ 45.42
27	Pintura azul	Todos los elementos	Pintulac	Galón	1	\$ 26.77	\$ 26.77
28	Aceite CASTROL SAE 90	Caja reductora	Automotriz "El Arbolito"	Galón	1	\$ 16.96	\$ 16.96
29	Gabinete metálico doble fondo 30x20x15 cm	Caja de control	Robalino Rosero	Unidad	1	\$ 18.90	\$ 18.90
30	Riel DIN para fondo	Caja de control	Robalino Rosero	Metro	1	\$ 3.09	\$ 3.09

(Continúa) →

Tabla No. 59: Costo de elementos locales e importados para la máquina (Continuación)

Ord	Descripción	Ubicación en máquina	Proveedor	Unidad	Cantidad	Valor Unitario [USD]	Valor Total [USD]
31	Cable flexible AWG #14 Verde	Caja de control	Robalino Rosero	Metro	2	\$ 0.37	\$ 0.74
32	Cable flexible AWG #10 Negro	Caja de control	Robalino Rosero	Metro	2	\$ 0.80	\$ 1.59
33	Cable flexible AWG #10 Blanco	Caja de control	Robalino Rosero	Metro	2	\$ 0.93	\$ 1.86
34	Cable flexible AWG #10 Rojo	Caja de control	Robalino Rosero	Metro	2	\$ 0.88	\$ 1.76
35	Cable flexible AWG #14 Negro	Caja de control	Robalino Rosero	Metro	2	\$ 0.35	\$ 0.69
36	Cable flexible AWG #14 Blanco	Caja de control	Robalino Rosero	Metro	2	\$ 0.35	\$ 0.69
37	Cable flexible AWG #14 Rojo	Caja de control	Robalino Rosero	Metro	2	\$ 0.35	\$ 0.69
38	Cable Sucre #14x12 AWG	Caja de control	Robalino Rosero	Metro	3	\$ 2.72	\$ 8.16
39	Manguera anillada metálica 1/2"	Caja de control	Robalino Rosero	Metro	2	\$ 0.99	\$ 1.98
40	Relé térmico 13 - 18 AMP	Caja de control	Robalino Rosero	Unidad	1	\$ 10.51	\$ 10.51
41	Guardamotor 11 - 17 AMP	Caja de control	Robalino Rosero	Unidad	1	\$ 34.81	\$ 34.81
42	Contactador 18 AMP	Caja de control	Robalino Rosero	Unidad	1	\$ 9.63	\$ 9.63
43	Pulsador marcha 22mm verde NA	Caja de control	Robalino Rosero	Unidad	1	\$ 1.83	\$ 1.83
44	Pulsador paro rojo 22mm NC	Caja de control	Robalino Rosero	Unidad	1	\$ 1.83	\$ 1.83
45	Pulsador tipo hongo emergencia rojo NC	Caja de control	Robalino Rosero	Unidad	1	\$ 2.80	\$ 2.80
46	Luz indicadora verde 220V	Caja de control	Robalino Rosero	Unidad	1	\$ 1.88	\$ 1.88
47	Luz indicadora roja 220 V	Caja de control	Robalino Rosero	Unidad	1	\$ 1.88	\$ 1.88
48	Engrane 100 dientes	Eje de rodillos	MRO Supply	Unidad	2	\$ 232.14	\$ 464.29
						Subtotal (USD)	\$ 1,776.12
						IVA 12%	\$ 213.13
						Valor total elementos locales e importados (USD)	\$ 1,989.25

Tabla No. 60: Costo de materiales indirectos de la máquina

Ord	Descripción	Proveedor	Unidad	Cantidad	Valor Unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Broca HSS ϕ 6.8mm Cobalto	Herraind	Unidad	1	\$ 3.95	\$ 3.95
2	Machuelo HSS M8x1.25 un solo paso	Herraind	Unidad	1	\$ 28.00	\$ 28.00
3	Broca HSS ϕ 9.4mm Cobalto	e-Bay	Unidad	1	\$ 10.54	\$ 10.54
4	Broca HSS ϕ 8.5mm	Ivan Bohman	Unidad	1	\$ 5.28	\$ 5.28
5	Broca HSS ϕ 9.4mm	Ivan Bohman	Unidad	3	\$ 2.57	\$ 7.72
6	Disco de corte metal 7"	Ferrisariato	Unidad	5	\$ 2.39	\$ 11.95
7	Disco desbaste 7"x1/4"x7/8"	Ferrisariato	Unidad	2	\$ 2.99	\$ 5.98
8	Lija flapdisco 7"x55/64" GR#6	Ferrisariato	Unidad	4	\$ 11.49	\$ 45.96
9	Cepillo alambre copa 4"	Ferrisariato	Unidad	3	\$ 4.98	\$ 14.94
10	Cuchilla HSS	Ferrisariato	Unidad	3	\$ 10.00	\$ 30.00
11	Sierra circular 59 mm	Castillo Hermanos	Unidad	1	\$ 12.10	\$ 12.10
12	Juego de cortacírculos	Kywi	Unidad	1	\$ 17.11	\$ 17.11
13	Caja de tizas	NEUMAC	Unidad	1	\$ 10.00	\$ 10.00
14	Papel guía	Copias ESPE	Unidad	2	\$ 1.20	\$ 2.40
15	Caja de electrodos de tungsteno punta roja	Disoloxi	Unidad	1	\$ 26.70	\$ 26.70
16	Lija agua grano #180	Ferrisariato	Unidad	10	\$ 0.50	\$ 5.00
					Subtotal (USD)	\$ 237.63
					IVA 12%	\$ 28.52
					Valor total materiales indirectos (USD)	\$ 266.15

Tabla No. 61: Costo de maquinados externos a la empresa para algunos elementos de la máquina

Ord	Descripción	Proveedor	Unidad	Cantidad	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
1	Cementado de puntas	BOHLER	Unidad	2	\$ 4.12	\$ 8.24
2	Cementado de puntas	BOHLER	Unidad	2.5	\$ 4.12	\$ 10.30
3	Manufactura topes laterales	Mirlo	Unidad	8.3	\$ 2.23	\$ 18.51
4	Manufactura puntas perforadoras	Procesos Mecánicos	Unidad	232	\$ 0.24	\$ 55.68
5	Maquinado de martillos para puntas	Tornero Valle de Los Chillos	Unidad	2	\$ 3.57	\$ 7.14
6	Maquinado de refuerzos para chumaceras	Tornero Valle de Los Chillos	Unidad	8	\$ 1.67	\$ 13.39
7	Cortes de ángulos en tronzadora	Dipac	Unidad	8	\$ 1.00	\$ 8.00
8	Doble de planchas en dobladora	Dipac	Unidad	4	\$ 0.40	\$ 1.60
9	Curvatura de planchas en baroladora	Mapromec	Unidad	2	\$ 4.46	\$ 8.93
10	Soldadura TIG de puntas	Fábrica de Municiones Santa Bárbara	Unidad	232	\$ 2.23	\$ 517.86
11	Sandblasting de rodillos	Fábrica de Municiones Santa Bárbara	Unidad	1	\$ 107.14	\$ 107.14
Subtotal (USD)						\$ 756.79
IVA 12%						\$ 90.82
Valor total maquinados externos a la empresa (USD)						\$ 847.61

Tabla No. 62: Costo de mano de obra directa para fabricación de máquina

Ord	Descripción	Unidad	Cant	Valor Unitario [USD]	Valor mensual [USD]	Valor Total [USD]
1	Soldador	Horas/hombre	2	\$ 3.31	\$ 132.34	\$ 529.36
2	Tornero	Horas/hombre	2	\$ 2.38	\$ 95.38	\$ 381.54
3	Obrero 1	Horas/hombre	2	\$ 2.38	\$ 95.38	\$ 381.54
4	Obrero 2	Horas/hombre	2	\$ 2.38	\$ 95.38	\$ 381.54
Valor total mano de obra directa (USD)						\$ 1,673.97

Tabla No. 63: Costo de mano de obra indirecta para fabricación de máquina

Ord	Descripción	Unidad	Cant	Valor Unitario [USD]	Valor mensual [USD]	Valor Total [USD]
1	Supervisor	Horas/hombre	2	\$ 6.45	\$ 258.14	\$ 1,032.56
2	Bodeguero	Horas/hombre	2	\$ 2.30	\$ 92.08	\$ 368.33
3	Secretaria	Horas/hombre	1	\$ 2.30	\$ 9.21	\$ 36.83
Valor total mano de obra indirecta (USD)						\$ 1,437.73

Tabla No. 64: Mantenimiento de maquinaria y equipo usado durante fabricación de máquina

Ord	Descripción	Unidad	Cantidad	Valor Unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Mantenimiento torno	Unidad	1	\$ 25.00	\$ 100.00
2	Mantenimiento fresadora	Unidad	1	\$ 25.00	\$ 100.00
3	Mantenimiento taladro de pedestal	Unidad	1	\$ 25.00	\$ 100.00
4	Mantenimiento esmeril	Unidad	1	\$ 10.00	\$ 40.00
5	Mantenimiento rectificadora	Unidad	1	\$ 25.00	\$ 100.00
6	Mantenimiento soldadora	Unidad	1	\$ 50.00	\$ 200.00
7	Mantenimiento amoladora	Unidad	1	\$ 5.00	\$ 20.00
8	Mantenimiento taladro manual	Unidad	1	\$ 5.00	\$ 20.00
Valor Total Mantenimiento de Maquinaria y Equipos (USD)					\$ 680.00

Tabla No. 65: Sueldos y salarios para fabricación de máquina

Ord	Descripción	Unidad	Cantidad	Valor Unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Tesista Ingeniería Mecánica	Sueldo	4	\$ 340.00	\$ 1,360.00
2	Director tesista	Sueldo	4	\$ 200.00	\$ 800.00
3	Codirector tesista	Sueldo	4	\$ 200.00	\$ 800.00
Valor total sueldos y salarios (USD)					\$ 2,960.00

Tabla No. 66: Insumos de oficina necesarios para fabricación de máquina

Ord	Descripción	Unidad	Cantidad	Valor Unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Hojas	Resma	1	\$ 5.00	\$ 5.00
2	Cartucho de tinta	Unidad	1	\$ 10.00	\$ 10.00
Valor total insumos de oficina (USD)					\$ 15.00

Tabla No. 67: Insumos de limpieza necesarios para fabricación de máquina

Ord	Descripción	Unidad	Cantidad	Valor Unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Guantes	Par	1	\$ 3.49	\$ 3.49
2	Escoba	Unidad	1	\$ 2.50	\$ 2.50
3	Aserrín	Quintal	1	\$ 10.00	\$ 10.00
Valor total insumos de limpieza (USD)					\$ 15.99

Tabla No. 68: Servicios básicos consumidos por máquinas y mano de obra durante fabricación de máquina

Ord	Descripción	Unidad	Cantidad	Valor Unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Energía eléctrica	kWh	1600	\$ 0.10	\$ 166.40
2	Agua potable	m ³	210	\$ 1.85	\$ 388.50
3	Teléfono	Unidad	4	\$ 120.00	\$ 480.00
4	Internet	3 Mbps	4	\$ 35.00	\$ 140.00
Valor total servicios básicos (USD)					\$ 1,174.90

Tabla No. 69: Costos de montaje y puesta a punto de la máquina

Ord	Descripción	Unidad	Cantidad	Valor Unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Capacitación operadores	Hora	3	\$ 25.00	\$ 75.00
2	Adquisición botellas	kg	12	\$ 0.90	\$ 10.80
3	Alquiler de montacargas	Hora	10	\$ 20.00	\$ 200.00
4	Calibración de instrumentos	Unidad	1	\$ 50.00	\$ 50.00
5	Impresión registro de resultados	Unidad	3	\$ 0.10	\$ 0.30
6	Transporte codirector a empresa	Unidad	1	\$ 10.00	\$ 10.00
Valor total montaje y puesta a punto (USD)					\$ 346.10

Tabla No. 70: Presupuesto de inversión del proyecto

Ord	Descripción	Valor Total [USD]
1	Materiales directos	\$ 2,637.83
2	Materiales indirectos	\$ 266.15
3	Maquinados externos a la empresa	\$ 847.61
4	Mano de obra directa	\$ 1,673.97
5	Mano de obra indirecta	\$ 1,437.73
6	Mantenimiento de maquinaria y equipo	\$ 680.00
7	Sueldos y salarios	\$ 2,960.00
8	Insumos de oficina	\$ 15.00
9	Insumos de limpieza	\$ 15.99
10	Servicios básicos	\$ 1174.90
11	Montaje y puesta a punto	\$ 346.10
12	Combustible	\$ 240.00
13	Mantenimiento de vehículo	\$ 63.00
14	Imprevistos	\$ 100.00
Total presupuesto de inversión (USD)		\$ 12,458.28

Se observa que se cumple el requerimiento del cliente de tener un presupuesto de inversión por debajo de los USD 20,000. Sin embargo, el presupuesto de materiales directos excede lo programado en aproximadamente USD 1,100. Las razones son las siguientes:

- a) Los costos de importación incrementaron al doble el precio de los engranes.

- b) El motorreductor ya estaba disponible en la empresa NEUMAC S.A. y no se tuvo que desembolsar nada por él, es decir, su costo en el presupuesto es referencial.
- c) No se consideraron algunos materiales al momento de realizar el presupuesto, como los elementos eléctricos.

6.2. ANÁLISIS ECONÓMICO

Después de haber construido la máquina es necesario hacer un análisis del periodo de recuperación de la inversión, para ello se han desglosado todos los costos de operar el prototipo, así como los ingresos que se generan por su presencia en un centro de acopio, lo cual se aprecia a continuación.

6.2.1. COSTOS DIRECTOS

En las tablas 71 a 73 se indican los costos directos mensuales incurridos al operar el prototipo. No se calcularon los costos anuales porque se planea que la inversión se recupere en meses. La tabla 74 muestra el total de costos directos.

Tabla No. 71: Costo de mano de obra directa para la operación de la máquina

Ord	Descripción	Unidad	Cant	Valor Diario [USD]	Valor mensual [USD]
1	Operador	Horas/hombre	8	\$ 2.13	\$ 340.00
Valor total mano de obra directa (USD)					\$ 340.00

Tabla No. 72: Costo de materiales directos para la operación de la máquina

Ord	Descripción	Unidad	Cant	Valor Unitario [USD]	Valor mensual [USD]
1	Botellas recicladas	kg	1000	\$ 0.50	\$ 10,000.00
Valor total materiales directos (USD)					\$ 10,000.00

Tabla No. 73: Costo de energía para la operación de la máquina

Ord	Descripción	Unidad	Cant	Valor Diario [USD]	Valor mensual [USD]
1	Energía eléctrica consumida	kWh	0.104	\$ 18.40	\$ 38.27
Valor total energía para operación (USD)					\$ 38.27

Tabla No. 74: Costos directos mensuales de operación de la máquina

Ord	Descripción	Valor mensual [USD]
1	Mano de obra directa	\$ 340.00
2	Materiales directos	\$ 10,000.00
3	Energía para operación	\$ 38.27
Total costos directos de operación		\$ 10,378.27

6.2.2. COSTOS INDIRECTOS

En las tablas 75 a 78 se observan los costos indirectos mensuales de operar el prototipo. La tabla 79 presenta un resumen de los costos indirectos de operación.

Tabla No. 75: Costo de mano de obra indirecta para la operación de la máquina

Ord	Descripción	Unidad	Cant	Valor Unitario [USD]	Valor mensual [USD]
1	Supervisor	Horas/hombre	8	\$ 6.45	\$ 1032.56
2	Encargado despacho	Horas/hombre	1	\$ 2.30	\$ 46.04
3	Bodeguero	Horas/hombre	2	\$ 2.30	\$ 92.08
4	Secretaria	Horas/hombre	1	\$ 2.30	\$ 46.04
Valor total mano de obra indirecta (USD)					\$ 1,216.73

Tabla No. 76: Costo de servicios básicos para la operación de la máquina

Ord	Descripción	Unidad	Cant	Valor Unitario [USD]	Valor mensual [USD]
1	Agua potable	m ³	0.05	\$ 1.85	\$ 1.85
2	Iluminación	kWh	1.275	\$ 0.10	\$ 2.65
Valor total servicios básicos (USD)					\$ 4.50

Tabla No. 77: Depreciación mensual de máquina

Ord	Descripción	Avalúo	Depreciación		
			Anual %	Mensual %	Mensual [USD]
1	Perforadora de botellas	\$ 12,458.27	10	0.83	\$ 103.82
Valor total depreciación mensual (USD)					\$ 103.82

Tabla No. 78: Mantenimiento de máquina

Ord	Descripción	Unidad	Cant	Valor Unitario [USD]	Valor mensual [USD]
1	Insumos de mantenimiento	Unidad	1	\$ 0.50	\$ 10.00
2	Obrero de mantenimiento	Horas/hombre	1	\$ 2.13	\$ 42.50
Valor total mantenimiento de máquina (USD)					\$ 52.50

Tabla No. 79: Costos indirectos mensuales de operación de la máquina

Ord	Descripción	Valor mensual [USD]
1	Mano de obra indirecta	\$ 1,216.73
2	Servicios básicos	\$ 4.50
3	Depreciación de máquina	\$ 103.82
4	Mantenimiento de máquina	\$ 52.50
Total costos indirectos de operación		\$ 1,377.55

6.2.3. TOTAL GENERAL

En la tabla 80 se indica el costo total mensual de operar el proyecto. La tabla 81 muestra los ingresos de incrementar el volumen de producción de fardos de PET de 16 a 20 diarios.

Tabla No. 80: Costo total mensual resultante de operar la máquina

Ord	Descripción	Valor mensual [USD]
1	Costos directos	\$ 10,378.27
2	Costos indirectos	\$ 1,377.55
3	Imprevistos	\$ 500.00
Total costo mensual de operación		\$ 12,255.82

Tabla No. 81: Ingresos mensuales por producción de pacas adicionales

Ord	Descripción	Unidad	Cant	Valor Unitario [USD]	Valor Diario [USD]	Valor Mensual [USD]
1	Botellas compactadas	fardo	4	\$ 225.00	\$ 900.00	\$ 18,000.00
Total ingresos generados al producir 4 pacas adicionales						\$ 18,000.00

La tabla 82 indica el flujo de caja generado en toda la vida útil del proyecto (5 años).

Tabla No. 82: Flujo de caja proyectado para la vida útil del proyecto

Descripción	AÑOS					
	0	1	2	3	4	5
<i>Ingresos</i>		\$ 216,000.00	\$ 225,050.40	\$ 234,480.01	\$ 244,304.72	\$ 254,541.09
Costo de operación		\$ (147,069.85)	\$ (153,232.07)	\$ (159,652.50)	\$ (166,341.94)	\$ (173,311.67)
<i>Utilidad bruta en ventas</i>		\$ 68,930.15	\$ 71,818.33	\$ 74,827.51	\$ 77,962.79	\$ 81,229.43
Gastos administrativos y ventas		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Gasto de amortización		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Gasto de depreciación		\$ (103.82)	\$ (103.82)	\$ (103.82)	\$ (103.82)	\$ (103.82)
Gastos financieros		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Otros ingresos		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Otros egresos		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
<i>Utilidad antes de participación e impuesto</i>		\$ 68,826.33	\$ 71,714.51	\$ 74,723.69	\$ 77,858.97	\$ 81,125.61
Participación trabajadores (15%)		\$ (10,323.95)	\$ (10,757.18)	\$ (11,208.55)	\$ (11,678.85)	\$ (12,168.84)
<i>Utilidad antes de impuestos</i>		\$ 58,502.38	\$ 60,957.33	\$ 63,515.14	\$ 66,180.12	\$ 68,956.77
Impuesto a la renta (22%)		\$ (12,870.52)	\$ (13,410.61)	\$ (13,973.33)	\$ (14,559.63)	\$ (15,170.49)
<i>Utilidad neta</i>		\$ 45,631.86	\$ 47,546.72	\$ 49,541.81	\$ 51,620.50	\$ 53,786.28
Depreciaciones		\$ 103.82	\$ 103.82	\$ 103.82	\$ 103.82	\$ 103.82
Amortizaciones		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Inversión inicial	\$ (12,458.27)	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Inversión de remplazo		\$ -	\$ (200.00)	\$ (1,000.00)	\$ (200.00)	\$ -
Valor de desecho		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 6,000.00
Recuperación capital de trabajo		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 12,458.27
Flujo de caja proyectado (USD)	\$ (12,458.27)	\$ 45,735.68	\$ 47,450.54	\$ 48,645.63	\$ 51,524.31	\$ 72,348.36

6.3. ANÁLISIS FINANCIERO

En este apartado se analizará la rentabilidad del proyecto, para lo cual se requiere determinar su tasa de descuento.

Tasa mínima aceptable de rendimiento

La tasa mínima aceptable de rendimiento (TMAR) es una medida de rentabilidad que se exige al proyecto, de modo que éste pueda cubrir la inversión inicial, los egresos, intereses, impuestos, riesgo tomado por el inversionista, entre otros.

Se calcula con la siguiente fórmula:

$$TMAR_{PROY} = i + r + pr$$

Donde:

i = Tasa de interés de bonos a largo plazo (Ecuador = 8%)

r = Tasa de riesgo (máximo 3%)

pr = Premio al riesgo del país (Ecuador = 3,16%)

Entonces,

$$TMAR_{PROY} = 0,08 + 0,03 + 0,0316$$

$$TMAR_{PROY} = 0,1416$$

$$TMAR_{PROY} = 15\%$$

6.3.1. INDICADORES DE VIABILIDAD FINANCIERA

Valor Actual Neto (VAN) y Tasa Interna de Retorno (TIR)

El valor actual neto es la sumatoria de todos los valores presentes del flujo de caja proyectado menos la inversión inicial. Cada valor presente se calcula con la TMAR, si el VAN es positivo, se recomienda aceptar el proyecto.

Por otro lado, la tasa interna de retorno es aquella con la que el VAN da como resultado cero. Si la TIR es mayor que la TMAR, es deseable llevar a cabo el proyecto. En la tabla 83 se muestra el resumen de los flujos de caja proyectados y presentes, así como los indicadores VAN y TIR.

En los dos casos se obtuvo resultados favorables.

Período de Recuperación de la Inversión (PRRI)

Con los flujos de caja proyectados se puede averiguar el periodo de recuperación de la inversión, como indica la tabla 84. La ecuación para obtener el PRRI es:

$$PRRI = \text{Año anterior al considerado} + \frac{\text{Inversión inicial} - \text{Flujo acumulado año anterior al considerado}}{\text{Flujo neto del año considerado}}$$

Por lo tanto:

$$PRRI = 0 + \frac{12458,3 - 0}{45735,7}$$

$$PRRI = 0,27 \text{ años}$$

El período real de recuperación de la inversión es de 3 meses y 8 días.

Tabla No. 83: Flujos de caja actualizados e indicadores de viabilidad financiera TIR y VAN

Concepto	Años					
	0	1	2	3	4	5
Flujo de caja (USD)	\$ (12,458.27)	\$ 45,735.68	\$ 47,450.54	\$ 48,645.63	\$ 51,524.31	\$ 72,348.36
Tasa de descuento		0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
Flujos actualizados (USD)		\$ 39,770.15	\$ 35,879.42	\$ 31,985.29	\$ 29,459.19	\$ 35,969.92
Inversión Inicial (USD)	\$ (12,458.27)					
Total flujos actualizados (USD)	\$ 173,063.98					
VAN del proyecto (USD)	\$ 160,605.72					
TIR del proyecto (%)	371%					

Tabla No. 84: Período de recuperación de la inversión

Años	Flujo de caja	Sumatoria
0	\$ (12,458.3)	
1	\$ 45,735.7	\$ 45,735.7
2	\$ 47,450.5	\$ 93,186.2
3	\$ 48,645.6	\$ 141,831.8
4	\$ 51,524.3	\$ 193,356.2
5	\$ 72,348.4	\$ 265,704.5
Flujo acumulado (USD)	\$ 265,704.5	

Relación Beneficio/Costo

La relación beneficio/costo representa la rentabilidad en términos del valor presente neto, que origina el proyecto por cada dólar invertido. La fórmula para calcular esta relación es la siguiente:

$$B/C = \frac{\text{Total Ingresos Actualizados}}{\text{Total Costos Actualizados} + \text{Inversión}}$$

Los ingresos y costos, tanto reales como actualizados a una tasa del 15% se presentan en la tabla 85.

Tabla No. 85: Ingresos y costos del proyecto actualizados a $i = 15\%$

Años	Ingresos	Ingresos actualizados	Costos	Costos actualizados
1	\$ 216,000.00	\$ 187,826.09	\$ 147,069.85	\$ 127,886.82
2	\$ 225,050.40	\$ 170,170.43	\$ 153,232.07	\$ 115,865.46
3	\$ 234,480.01	\$ 154,174.41	\$ 159,652.50	\$ 104,974.11
4	\$ 244,304.72	\$ 139,682.02	\$ 166,341.94	\$ 95,106.54
5	\$ 254,541.09	\$ 126,551.91	\$ 173,311.67	\$ 86,166.53
	Acumulado (USD)	\$ 778,404.86	Acumulado (USD)	\$ 529,999.47

De acuerdo a la tabla anterior, la relación beneficio/costo es:

$$B/C = \frac{778404,86}{529999,47 + 12458,27}$$

$$B/C = 1,44$$

Lo que significa que por cada dólar invertido se obtiene una ganancia de 44 centavos de dólar.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES

- El prototipo construido es funcional y reúne la mayoría de los parámetros de diseño propuestos al iniciar el proyecto, entre ellos están: capacidad, ergonomía para el usuario, mantenibilidad, seguridad, robustez, facilidad de fabricación y montaje y costo menor a \$20,000. El parámetro que no se cumple es reemplazo de elementos perforadores.
- Las alternativas de diseño propuestas se basaron en equipos perforadores disponibles en el mercado internacional. La alternativa de diseño seleccionada no fue la óptima, porque los elementos perforadores están soldados y no pueden ser reemplazados de manera simple como es recomendable; sin embargo, se cumplió con todos los requerimientos planteados por el cliente, e incluso se adaptó el prototipo a materiales y elementos disponibles en los talleres de NEUMAC S.A.
- Los materiales que se utilizaron para fabricar los elementos de la máquina se obtienen fácilmente en el mercado y tienen un alto grado de maquinabilidad. Además, el diseño indica que sus factores de seguridad son mayores a 2, lo que significa que su geometría resistirá las cargas impuestas con un cierto grado de incertidumbre. Adicionalmente, mediante la simulación en el software Autodesk Inventor 2014 se analizó cada una de las partes, con resultados satisfactorios.
- La máquina fue validada mediante pruebas de funcionamiento y puesta a punto, obteniendo una capacidad promedio de 61255 botellas/hora. Dicha capacidad disminuyó en 51 botellas/hora por los envases que rebotaban en los rodillos en los segundos finales del proceso de perforado y retrasaban la culminación del mismo. La capacidad promedio final, que es de 61204 botellas/hora, es aproximadamente el doble de la capacidad propuesta (28800 botellas/hora) y permitiría que el operador tenga tiempos de descanso durante la perforación de botellas, incrementándose la producción de fardos de envases plásticos aun con las demoras.

- El prototipo consume aproximadamente 2,1 kW de potencia a plena carga, y debido a que el rodillo conductor gira a 123 rpm, el par de torsión generado es de 163,76 N.m Consecuentemente, no se tiene valores mayores a los tomados para el diseño de los elementos.
- La inversión total en el prototipo fue de USD 12,500, valor que está por debajo de USD 20,000, pero que supera por USD 1,100 el presupuesto programado por la empresa. El exceso corresponde a la consideración del costo del motorreductor que poseía el cliente en el presupuesto, y a gastos en la caja de control que no fueron incluidos inicialmente.
- El porcentaje de botellas perforadas es del 100%, por lo que la configuración propuesta de puntas perforadoras alrededor del cilindro es favorable. Se podrían incorporar más puntas para incrementar el número mínimo de agujeros por envase, pero también aumentarían los costos de fabricación.
- El resultado de capacidad indica que el hecho de incorporar puntas a una superficie lisa permite que el material, en este caso las botellas, sea atrapado, no resbale e ingrese con mayor facilidad al centro de los rodillos, incluso si no se tienen velocidades bajas, lo que representa aprovechamiento de tiempo y mayor rendimiento que en el caso de los molinos de rodillos.
- Las pruebas de funcionamiento demostraron que los elementos de la máquina son capaces de soportar una sobrecarga inicial generada al hacer arrancar el prototipo con la tolva de alimentación llena, porque sólo en un caso se registró que la potencia fue mayor a la nominal: 2.2 kW.
- Se tiene un menor tiempo de procesado de botellas cuando la tolva está llena porque el propio peso de los envases permite que sean empujados hacia el centro y consecuentemente perforados con mayor rapidez.
- Todos los componentes, a excepción de los engranes, fueron adquiridos localmente. Por lo tanto, se podría construir una nueva máquina de las mismas características.
- El proyecto es rentable. Sus índices de viabilidad financiera son altos: TIR de 371%, VAN positivo y relación beneficio/costo de 1.4.

7.2. RECOMENDACIONES

- El próximo prototipo que se construya debería incluir elementos perforadores reemplazables en su diseño, de tal manera que se pueda dar mantenimiento correctivo al mismo in situ, para evitar el desmontaje de todo el rodillo y su traslado a un taller especializado.
- Analizar las ventajas económicas que se obtendrían al incorporar puntas perforadoras reemplazables en la máquina, como sugiere la alternativa que obtuvo el mayor puntaje. Adicionalmente, buscar materiales que tengan las mismas características que los utilizados para los rodillos, pero que no sean reciclados y se los pueda adquirir fácilmente en el mercado.
- Pese a que el factor de seguridad es mayor a 2 en todos los elementos de la máquina, se recomienda utilizar materiales para troquelaría en los elementos perforadores, para evitar su desgaste. Los ejes deberían fabricarse en una sola pieza para incrementar su estabilidad y proporcionarles dos apoyos simples en lugar de un apoyo fijo o voladizo.
- Disminuir la velocidad de rotación de los rodillos para reducir el rebote de botellas y consecuentemente las pérdidas de capacidad. No se afectaría la capacidad requerida porque actualmente es el doble.
- Reducir el costo total del prototipo al adquirir un motorreductor de 3 HP a 120 rpm, permitiendo que se incorpore un acople flexible del eje del motorreductor al eje de entrada del rodillo conductor y se eliminen los sprockets y cadena, el desperdicio de potencia y los descentramientos por tensión de cadena.
- Mantener la configuración de puntas alrededor del rodillo y aumentar la longitud de los rodillos, de tal manera que si se disminuye la velocidad de rotación del motor, se mantenga la capacidad de la máquina.
- Tomar la capacidad teórica del prototipo como el 100% de su capacidad real, lo cual permitiría adquirir un motor de menor potencia y reducir la inversión.
- No arrancar la máquina con carga, es preferible arrancarla en vacío e ir añadiendo continuamente las botellas para que se realice el proceso de perforado, así se evita sobre-esforzar el motor y los elementos del prototipo.

- Añadir un elemento que presione a los envases sobre los rodillos para aprovechar al máximo la capacidad del prototipo y disminuir rebotes de botellas.
- Proponer una alternativa a los engranes porque éstos resultan caros de importar y es posible que la construcción de la máquina se demore por retrasos de los entes importadores.
- Se recomienda invertir en este proyecto, realizar las respectivas pruebas para validar el prototipo y desarrollar una máquina que pueda ser fabricada en serie, ya que se recupera la inversión en menos de un año, y al implementar mejoras incluso se podría vender el equipo a un precio competitivo en mercados internacionales.
- Implementar más seguridades para el operador: cubierta de puntas a la entrada y salida de la caja de perforado, tapa para tolva de alimentación.

BIBLIOGRAFÍA

- Aguirrezabal, G. (2003). *Compactador de envases de PET*. Recuperado de:
<http://cidi.unam.mx/cidi05/galeria/tesis/compactador.html>
- AIMPLAS & ECOEMBES. (2008). *Situación actual y perspectivas del uso de PET reciclado para envases en contacto con alimentos*. Recuperado de:
http://www.ecoembes.com/sites/default/files/archivos_estudios_idi/uso_de_pet_informe_fase_2.pdf
- Ambiente y Sociedad. (2012). *¿Sabías que...?*. Recuperado de:
<http://ambysoc1.blogspot.com/>
- Andrade, P. & Calvopiña, W. (2013). *Diseño y construcción de una máquina trituradora de explosivo TNT, para implementar en el Centro de Desmilitarizado de la Empresa de Municiones “Santa Bárbara” E.P.* Tesis de grado no publicada. Escuela Politécnica del Ejército, Sangolquí, Ecuador.
- Ashby, M.F. & Jones, D.R. (2002). *ENGINEERING MATERIALS 1: An introduction to their properties & applications*. UK: Butterworth-Heinemann.
- AZO Materials. (2014). *ASTM A36 Mild/Low Carbon Steel*. Recuperado de:
<http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6117>
- Bollegraf Recycling Solutions. (s.f.). *Bottle Perforator*. Recuperado de:
<http://www.bollegraaf.com/product-categorieen/baler-options/bottle-perforator-2>
- Budynas, R.G. & Nisbett, J.K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: McGraw-Hill.

Chapa, O.F. (2005). *Diseño de equipo para molienda y lavado de PET (Polietileno Tereftalato)*. Tesis de pregrado no publicada. Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador.

Deutschman, A.D., Michels, W.J & Wilson, C.E. (1987). *Diseño de Máquinas: Teoría y Práctica*. México: Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V.

Durán, U.H. (2013). *Diseño de una recicladora de PET: Estrategias y Cadena de Suministro para su Formulación*. EE.UU: Palibro LLC.

Efunda. (2014). *Polyester (thermoplastic)*. Recuperado de:
http://www.efunda.com/materials/polymers/properties/polymer_datasheet.cfm?MajorID=P-TP&MinorID=31

El Ecologista. (2011). *El problema ambiental del PET*. Recuperado de:
http://www.elecologista.com.mx/index.php?option=com_content&view=article&id=108:el-problema-del-pet&catid=9:cambio-climatico&Itemid=56

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales Universidad de Valladolid. (s.f.). *Reciclado mecánico*. Recuperado de:
http://www.eis.uva.es/~macromol/curso05-06/pet/reciclado_reciclado%20mecanico.htm

FAG. (2000). *Rodamientos FAG*. España: FAG.

Gupta, A. & Yan, D.S. (2006). *Mineral Processing Design and Operations: An Introduction*. UK: Elsevier.

HSM. (s.f.). *HSM PET Crusher 1049 SA*. Recuperado de:
<http://www.hsm.eu/en/products/compacting-recycling-plastic-bottles/crusher/hsm-pet-crusher-1049-sa/>

- HSM. (s.f.). *Perforators*. Recuperado de:
<http://www.hsm.eu/en/products/compacting-recycling-plastic-bottles/perforators/hsm-pet-perforator/>
- Kalpakjian, S. & Schmid, S.R. (2002). *Manufactura, ingeniería y tecnología*. México: Pearson Education.
- Luna, R., Moreno, E. & Ledesma R. (2009). Diseño de máquina recicladora de PET. *CONATI 2009*, 4.
- Martin Sprocket & Gear, Inc. (2013). *El Gran Catálogo 4000*. Texas: Martin Sprocket & Gear, Inc.
- Matweb. (2013). *Quadrant EPP Ertalyte® PET-P, Polyester-semi-crystalline thermoplastic, extruded (ASTM Product Data Sheet)*. Recuperado de:
http://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=281e3a595e624a06bf49d9c6138092e5
- Matweb. (2014). *AISI 1018 Steel, Cold Drawn*. Recuperado de: http://amet-me.mnsu.edu/userfilesshared/DATA_ACQUISITION/mts/MaterialData/MaterialData_6809-1018ColdDrawn.pdf
- Medina, S. (2012). *Diseño de una máquina compactadora de botellas de plástico*. Tesis de pregrado no publicada. Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú.
- Mott, R.L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson Education.
- nexoLocal. (s.f). *Molinos PET remato y prensa vertical*. Recuperado de:
<http://capital-federal.nexolocal.com.ar/p68171478-molinos-pet-remato-y-prensa-vertical-pet-carton-economico-promocion-cel-9931027168-chilpancingo-de-los-bravo-comercio-made-in>

PALVI – Tratamiento de residuos. (s.f.). *Perforador de botellas HEL*. Recuperado de: http://www.palvi.net/file/perforador_botellas.html

Poveda, R.G. (2011). *Soluciones Desconocidas a los Problemas De Fermat-Torricelli*. Medellín: Obra independiente.

PRODEVA. (s.f.). *Plastic Perforator Densifier 400*. Recuperado de: http://www.norcalcompactors.net/wp-content/uploads/pdfs/Prodeva_Plastic_PD_400.pdf

Rotor Clip Company, Inc. (2005). *Catálogo de Productos*. Canadá: Rotor Clip Company, Inc.

Salán, M.N. (2005). *Tecnología de proceso y transformación de materiales*. Barcelona: Edicions UPC.

Sandoval, D.F. & Ushiña, V.H. (2011). *Diseño y construcción de un prototipo de máquina recicladora de botellas plásticas de PET de 400 a 500 ml y latas de aluminio de 330 a 350 ml*. Tesis de grado no publicada. Escuela Politécnica del Ejército, Sangolquí, Ecuador.

Sava Group. (2010). *Bandas transportadoras*. Eslovenia: tiskarna Pozgaj.

Schneider Electric. (2013). *Tabla de Protecciones para Motores Trifásicos*. España: Schneider Electric.

Technical Delivery Terms Hot-Rolled Wide Strip. (2014). *Structural Steels*. Recuperado de: https://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=8&ved=0CFUQFjAH&url=http%3A%2F%2Fwww.voestalpine.com%2Fdivision_stahl%2Fcontent%2Fdownload%2F3969%2F30565%2Ffile%2Fwb_tlb_baustaehle_e.pdf&ei=-

69aVITRIMGkNoTGgZAE&usg=AFQjCNERsbJefQnxpOE7YKIu2YPKAa
ugtw&bvm=bv.78677474,d.eXY&cad=rja

Tecnología de los plásticos. (2011). *Proceso de reciclaje del PET*. Recuperado de:
<http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2011/05/proceso-de-reciclaje-del-pet.html>

Universidad Politécnica de Valencia. (s.f.). *Unidad 15: Materiales Poliméricos y Compuestos*. Recuperado de:
http://www.upv.es/materiales/Fcm/Fcm15/fcm15_3.html

Wills, B.A. & Napier-Munn, T.J. (2006). *Wills' Mineral Processing Technology: An introduction to the practical aspects of the treatment and mineral recovery*. UK: Butterworth-Heinemann.