



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DESPULPadora
DE GUANÁBANA DE CAPACIDAD 50 kg/h”**

ROMEL FERNANDO SAMPEDRO BALSECA
TANNIA CAROLINA VITERI CELIN

TRABAJO DE TITULACIÓN

TIPO: PROPUESTA TECNOLÓGICA

Previo la obtención del título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2019

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2018-10-24

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

SAMPEDRO BALSECA ROMEL FERNANDO

Titulado:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DESPULPadora DE
GUANÁBANA DE CAPACIDAD 50 Kg/h”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el título de:

INGENIERO MECÁNICO


Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:


Ing. Geovanny Guillermo Novillo Andrade
DIRECTOR DEL PROYECTO


Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez
MIEMBRO DEL PROYECTO

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2018-10-24

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

TANNIA CAROLINA VITERI CELIN

Titulado:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DESPULPADORA DE
GUANÁBANA DE CAPACIDAD 50 Kg/h”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el título de:

INGENIERO MECÁNICO


Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:


Ing. Geovanny Guillermo Novillo Andrade
DIRECTOR DEL PROYECTO


Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez
MIEMBRO DEL PROYECTO

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: SAMPEDRO BALSECA ROMEL FERNANDO

TRABAJO DE TITULACIÓN: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
DESPULPadora DE GUANÁBANA DE CAPACIDAD 50 Kg/h”

Fecha de Examinación: 2019-04-29

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Jorge Isaías Caicedo Reyes PRESIDENTE TRIB. DEFENSA	✓		
Ing. Geovanny Guillermo Novillo Andrade DIRECTOR	✓		
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez MIEMBRO	✓		

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.



Ing. Jorge Isaías Caicedo Reyes
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: VITERI CELIN TANNIA CAROLINA

TRABAJO DE TITULACIÓN: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
DESPULPadora DE GUANÁBANA DE CAPACIDAD 50 Kg/h”

Fecha de Examinación: 2019-04-29

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Jorge Isaías Caicedo Reyes PRESIDENTE TRIB. DEFENSA	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Ing. Geovanny Guillermo Novillo Andrade DIRECTOR	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez MIEMBRO	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

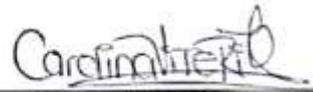

Ing. Jorge Isaías Caicedo Reyes
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El Trabajo de Titulación que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.



Romel Fernando Sampedro Balseca
Cédula de identidad: 060459104-0



Tannia Carolina Viteri Celin
Cédula de identidad: 172242894-1

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

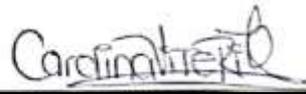
Nosotros, Sampedro Balseca Romel Fernando y Tannia Carolina Viteri Celin, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.



Romel Fernando Sampedro Balseca

Cédula de Identidad: 060459104-0



Tannia Carolina Viteri Celin

Cédula de Identidad: 172242894-1

DEDICATORIA

A mis padres Fernando y Guadalupe quienes nunca han dejado de apoyarme durante toda mi carrera, a mi hermana Verito, a mis abuelos Luis, Luz, Jorge y María, quienes con sus palabras siempre inculcaron valores importantes para poder llegar hasta aquí, a mi hijo Luis Fernando y todos aquellos familiares y amigos que han formado parte de mi vida durante esta etapa gracias por sus consejos y palabras de apoyo.

Romel Fernando Sampedro Balseca

Quiero dedicar este logro profesional a mi familia en especial a mis padres, Ivan Viteri y Dayce Celin que han estado para mí en cada situación a lo largo de mi vida velando por mi bienestar y educación, me han apoyado en todo lo que he deseado y me han brindado su amor en todo momento, gracias a eso soy lo que soy ahora.

A mi hijo que es la motivación para continuar con mayor dedicación, es ese impulso para mejorar cada día y dar lo mejor de mí en todo momento.

Tannia Carolina Viteri Celin

AGRADECIMIENTO

Quiero empezar dando gracias a Dios por permitirme culminar con esta fase, a mis padres por darme esta oportunidad, a mi esposa Kelin su amor brindado fue muy importante, a mi hermana siempre brindándome su apoyo, a mis abuelitos, tíos, primos y amigos que de una u otra forma han estado presentes, a la ESPOCH por darme esa oportunidad de estudiar, a mi Facultad, profesores y compañeros a todos ustedes muchas gracias.

Romel Fernando Sampedro Balseca

Agradecida infinitamente con Dios y la Virgencita por tener estos planes para mí, brindarme salud y sabiduría para lograr esta meta, a mis padres que tienen toda mi admiración por la clase de personas que son, por brindarme su confianza, sus consejos y enseñanzas a lo largo de este trayecto, que a pesar de las circunstancias me apoyaron en todo momento, fueron incondicionales conmigo y gracias a su entero apoyo pude culminar mis estudios universitarios, gracias por permitirme llegar hasta este punto, a mis tíos, Jessica Viteri, Adriana Viteri y Luis Hidalgo por brindarme su apoyo y extenderme su mano cada vez que lo necesité, gracias por estar ahí para mí y para mi hijo en todo momento, a mis profesores Edwin Viteri y Geovanny Novillo por sus enseñanzas durante mis estudios, por cada uno de sus consejos y frases de motivación, gracias por su ayuda en los momentos de dificultad.

Tannia Carolina Viteri Celin

LISTA DE CONTENIDO

Pág.

RESUMEN

ABSTRACT

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I

1.	MARCO REFERENCIAL	1
1.1	Antecedentes.....	1
1.1.1	<i>Guanábana.</i>	1
1.1.2	<i>Guanábana en el Ecuador.</i>	1
1.2	Formulación del problema.....	2
1.3	Justificación	3
1.3.1	<i>Justificación práctica.</i>	3
1.3.2	<i>Justificación teórica.</i>	3
1.3.3	<i>Justificación metodológica.</i>	3
1.4	Alcance	4
1.5	Objetivos.....	4
1.5.1	<i>Objetivo general.</i>	4
1.5.2	<i>Objetivos específicos.</i>	4

CAPÍTULO 2

2.	MARCO TEÓRICO	5
2.1	Marco conceptual	5
2.1.1	<i>Despulpado.</i>	5
2.1.2	<i>Despulpadora.</i>	5
2.1.3	<i>Despulpadora de guanábana.</i>	5
2.1.4	<i>Tipos de despulpadoras.</i>	5
2.1.5	<i>Datos obtenidos de forma experimental.</i>	7
2.2	Marco teórico.....	12
2.2.1	<i>Criterios de diseño mecánico.</i>	12

2.2.2	<i>Diseño a carga estática.</i>	12
2.2.3	<i>Diseño a fatiga.</i>	13
2.3	Herramientas del diseño.	15
2.3.1	<i>Solidworks.</i>	15
2.3.2	<i>SAP 2000.</i>	15
2.3.3	<i>ANSYS.</i>	15
2.4	DISEÑO CONCEPTUAL.	16
2.4.1	<i>Especificaciones y requerimientos.</i>	16
2.4.2	<i>Matriz QFD (Quality Function Deployment)</i>	17
2.4.3	<i>Análisis funcional</i>	17
2.4.4	<i>Definición de módulos</i>	18
2.4.5	<i>Alternativas de solución.</i>	23

CAPÍTULO 3

3.	DISEÑO MECÁNICO Y CONSTRUCCIÓN.	26
3.1	Diseño y selección de componentes.	26
3.2	Diseño del tornillo sin fin	27
3.3	Diseño del tamiz.	29
3.4	Diseño de la tolva de alimentación.	30
3.4.1	<i>Volumen del contenedor.</i>	31
3.4.2	<i>Análisis en ANSYS de la tolva</i>	37
3.5	Diseño de las cuchillas de corte.	39
3.5.1	<i>Geometría de la cuchilla de corte.</i>	40
3.5.2	<i>Fuerzas que intervienen en la cuchilla de corte.</i>	40
3.5.3	<i>Cálculo de momento flector y fuerza cortante.</i>	42
3.5.4	<i>Diseño a carga estática.</i>	43
3.5.5	<i>Diseño a carga dinámica con esfuerzos combinados.</i>	46
3.5.6	<i>Análisis en ANSYS de las cuchillas</i>	52
3.6	Diseño del agitador.	55
3.6.1	<i>Partes del agitador.</i>	55
3.6.2	<i>Cálculo de fuerzas en el agitador.</i>	55
3.7	Diseño de rascador.	59
3.7.1	<i>Dimensiones generales.</i>	59
3.7.2	<i>Fuerzas que intervienen en el rascador.</i>	59
3.7.3	<i>Carga distribuida en el rascador.</i>	61
3.7.4	<i>Carga distribuida en el rascador.</i>	61

3.7.5	<i>Diseño a carga estática.</i>	63
3.7.6	<i>Diseño a carga dinámica con esfuerzos combinados.</i>	64
3.8	Diseño de la paleta de despulpado.	70
3.8.1	<i>Dimensiones generales.</i>	70
3.8.2	<i>Fuerzas que intervienen en la paleta de despulpado.</i>	71
3.8.3	<i>Cálculo de cargas en la paleta de despulpado.</i>	71
3.8.4	<i>Cálculo de fuerza cortante y momento flector.</i>	72
3.8.5	<i>Diseño a carga estática.</i>	74
3.8.6	<i>Diseño a carga dinámica con esfuerzos combinados.</i>	75
3.9	Diseño soporte rascador.	79
3.9.1	<i>Dimensiones generales.</i>	79
3.9.2	<i>Fuerzas que intervienen en el soporte de rascador.</i>	80
3.9.3	<i>Cálculo de cargas en el soporte de rascador.</i>	81
3.9.4	<i>Diseño a carga estática.</i>	84
3.9.5	<i>Diseño a carga dinámica con esfuerzos combinados.</i>	85
3.10	Diseño y análisis estructural del bastidor	88
3.10.1	<i>Análisis de cargas.</i>	89
3.10.2	<i>Análisis mediante software SAP2000.</i>	90
3.11	Diseño de elementos varios.	96
3.11.1	<i>Bridas.</i>	96
3.11.2	<i>Placa base motor.</i>	97
3.11.3	<i>Tapa posterior.</i>	97
3.11.4	<i>Cubierta.</i>	98
3.11.5	<i>Bandeja de salida.</i>	98
3.12	Diseño del sistema eléctrico.	99
3.12.1	<i>Potencia de trabajo.</i>	99
3.12.2	<i>Potencia consumida por el tornillo sinfín.</i>	99
3.12.3	<i>Potencia consumida por la cuchilla de corte.</i>	100
3.12.4	<i>Potencia consumida por el agitador.</i>	101
3.12.5	<i>Potencia total de trabajo.</i>	102
3.12.6	<i>Potencia del motor.</i>	102
3.13	Diseño del eje principal.	103
3.13.1	<i>Diseño de diámetro del eje principal.</i>	103
3.13.2	<i>Cálculo de fuerzas en el eje principal.</i>	104
3.13.3	<i>Análisis de torque máximo.</i>	108
3.13.4	<i>Cálculo del momento amplitud y momento medio.</i>	109
3.13.5	<i>Momento amplitud.</i>	109

3.13.6	<i>Par de torsión medio y alternante.</i>	111
3.13.7	<i>Cálculo inicial del diámetro eje principal.</i>	111
3.13.8	<i>Recálculo del diámetro del eje.</i>	112
3.14	Selección de motor	116
3.15	Variador de frecuencia	116
3.15.1	<i>Selección de variador de frecuencia.</i>	117
3.16	Método constructivo	117
3.16.1	<i>Tolva de alimentación</i>	117
3.16.2	<i>Tamiz.</i>	119
3.16.3	<i>Bridas.</i>	120
3.16.4	<i>Cubierta.</i>	122
3.16.5	<i>Bandeja de salida.</i>	123
3.16.6	<i>Placa base de motor.</i>	124
3.16.7	<i>Cubierta motor.</i>	124
3.16.8	<i>Mesa o bastidor.</i>	125
3.16.9	<i>Tornillo transportador sinfín.</i>	125
3.16.10	<i>Eje principal</i>	126
3.16.11	<i>Elementos que conforman el eje principal.</i>	126
3.17	Manual de operación	127
3.17.1	<i>Requerimientos técnicos para la instalación despulpadora de guanábana.</i>	128
3.17.2	<i>Funcionamiento de la despulpadora de guanábana.</i>	128
3.18	Manual de mantenimiento.	130
3.18.1	<i>Tipos de mantenimiento.</i>	130
3.18.2	<i>Mantenimiento preventivo</i>	130
3.18.3	<i>Mantenimiento correctivo.</i>	131
3.18.4	<i>Plan de mantenimiento mensual despulpadora de guanábana</i>	132
3.19	Análisis e interpretación de resultados.	134
3.19.1	<i>Pérdidas de producto en el proceso</i>	134
3.19.2	<i>Cálculo de pérdidas de producto en la despulpadora de guanábana.</i>	135
3.19.3	<i>Análisis de resultados.</i>	135

CAPÍTULO 4

4.	ANÁLISIS DE COSTOS.	136
4.1	Costo directo.	136
4.1.1	<i>Materiales.</i>	136
4.1.2	<i>Mano de obra.</i>	137

4.1.3	<i>Equipos y herramientas</i>	137
4.1.4	<i>Valor total debido a costos directos</i>	138
4.2	Costos indirectos.....	139
4.2.1	<i>Costos de ingeniería</i>	1398
4.2.2	<i>Costo total debido a costos indirectos</i>	1398
4.3	Costo total de la máquina despulpadora de guanábana.....	13939
CONCLUSIONES		140
RECOMENDACIONES		141

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1-2: Dimensiones generales y peso de la fruta.....	8
Tabla 2-2: Dimensiones generales y peso de la semilla.....	10
Tabla 3-2: Densidad de la guanábana.	11
Tabla 4-2: Soluciones módulo 1.....	20
Tabla 5-2: Evaluación de la calidad para el módulo 1	23
Tabla 6-2: Evaluación de la calidad de la pulpa del criterio calidad.....	24
Tabla 7-2: Evaluación de la calidad de la pulpa del criterio mantenimiento.	24
Tabla 8-2: Evaluación de la calidad de la pulpa del criterio velocidad.....	24
Tabla 9-2: Evaluación de la calidad de la pulpa del criterio precio.	25
Tabla 10-2: Selección de la solución del módulo 1.....	25
Tabla 1-3: Factor a y b	48
Tabla 2-3: Relación de temperatura	50
Tabla 3-3: Factor de confiabilidad.	50
Tabla 4-3: Resumen de fuerzas cuchilla de corte.....	105
Tabla 5-3: Resumen de fuerzas agitador.	105
Tabla 6-3: Resumen de fuerzas tornillo sinfín.	105
Tabla 7-3: Resumen de torques que actúan en el eje principal.	105
Tabla 8-3: Parámetros de factor de Tamaño	113
Tabla 9-3: Plan de mantenimiento preventivo fecha.....	132
Tabla 10-3: Plan de mantenimiento fecha y su duración.	133
Tabla 11-3: Operaciones principales.....	133
Tabla 12-3: Simbología de las actividades.....	134
Tabla 13-3: Pérdidas de producto en el proceso.....	135
Tabla 1-4: Costo material.....	136
Tabla 2-4: Costo equipos y herramientas	137
Tabla 3-4: Costos directos totales	1388
Tabla 4-4: Costo total costos indirectos.	1398
Tabla 5-4: Costo total máquina despulpadora de guanábana.	13939

ÍNDICE DE GRÁFICOS

	Pág.
Gráfico 1-2: Nivel 0	18
Gráfico 2-2: Nivel 1	18
Gráfico 3-2: Generación de módulos	19
Gráfico 1-3: Deformación total.	28
Gráfico 2-3: Esfuerzo equivalente Von Mises	29
Gráfico 3-3: Dimensión de la cara inclinada obtenida con el software SOLIDWORKS 2018..	36
Gráfico 4-3: Deformación total máxima en la tolva.....	38
Gráfico 5-3: Esfuerzo equivalente de Von Mises en la tolva.....	39
Gráfico 6-3: Diagrama de la fuerza cortante y momento flector.....	43
Gráfico 7-3: Deformación máxima en la cuchilla.	54
Gráfico 8-3: Esfuerzo máximo de Von Mises en la cuchilla.....	54
Gráfico 9-3: Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	62
Gráfico 10-3: Factor teórico de concentración de esfuerzos para rascador.	69
Gráfico 11-3: Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la paleta de despulpado.	73
Gráfico 12-3: Factor teórico de concentración de esfuerzos para paleta de despulpado.....	78
Gráfico 13-3: Diagrama momento flector del soporte de rascador.	83
Gráfico 14-3: Factor teórico de concentración de esfuerzos para soporte de rascador.	87
Gráfico 15-3: Análisis de resultados mediante software SAP2000.....	95
Gráfico 16-3: Flujograma de construcción.....	127
Gráfico 17-3: Flujograma del mantenimiento de la despulpadora de guanábana	134

ÍNDICE FIGURAS

	Pág.
Figura 1-2 : Despulpadora vertical.	6
Figura 2-2 : Despulpadora horizontal.	6
Figura 3-2 : Despulpadora de tornillo referencia 300.	7
Figura 4-2 : Medida de la longitud de la guanábana.	7
Figura 5-2 : Medida del diámetro de la guanábana.	8
Figura 6-2 : Medida de la longitud de la semilla	9
Figura 7-2 : Medida del ancho de la semilla.	9
Figura 8-2 : Medida del espesor de la semilla.	9
Figura 9-2 : Medida del diámetro del recipiente.	11
Figura 10-2 : Medida de la altura del recipiente.	11
Figura 11-2 : Casa de la calidad para la máquina despulpadora de guanábana.	17
Figura 12-2 : Vista isométrica de la solución 1.	21
Figura 13-2 : Vista isométrica de la solución 2.	22
Figura 14-2 : Vista isométrica de la solución 3.	22
Figura 1-3 : Despulpadora de guanábana simulada en SOLIDWORKS	26
Figura 2-3 : Esquema general del eje.	26
Figura 3-3 : Asignación de material	27
Figura 4-3 : Calidad de la malla.	27
Figura 5-3 : Soporte en la hélice.	28
Figura 6-3 : Asignación de cargas.	28
Figura 7-3 : Dimensiones generales del tamiz.	30
Figura 8-3 : Tolva de alimentación.	30
Figura 9-3 : Dimensiones asumidas por el autor.	31
Figura 10-3 : Variables de la tolva de alimentación, (a) vista superior, (b) vista frontal.	32
Figura 11-3 : (a) Pirámide mayor, (b) Pirámide menor.	32
Figura 12-3 : Representación gráfica para sumatoria de volumen tolva de alimentación.	33
Figura 13-3 : Semejanza de triángulos.	33
Figura 14-3 : Cara crítica de la tolva a ser analizada.	35
Figura 15-3 : Asignación de material para la tolva.	37
Figura 16-3 : Calidad de la malla de la tolva	37
Figura 17-3 : Soportes en la tolva	38
Figura 18-3 : Asignación de cargas en la tolva	38
Figura 19-3 : Cuchillas de corte.	39

Figura 20-3: Dimensiones generales cuchilla de corte.	40
Figura 21-3: Detalle de cuchillas (a) distancia entre cuchillas, (b) ángulo entre cuchillas.	40
Figura 22-3: Llave inglesa sin masa en el recipiente.	41
Figura 23-3: Llave inglesa con masa en el recipiente.	41
Figura 24-3: Diagrama de cuerpo libre de la cuchilla de corte.	42
Figura 25-3: Medidas generales del área de contacto de la cuchilla.	45
Figura 26-3: Esfuerzo amplitud de la cuchilla de corte.	46
Figura 27-3: Asignación del material en la cuchilla.	52
Figura 28-3: Calidad de la malla en la cuchilla.	52
Figura 29-3: Soportes en la cuchilla.	53
Figura 30-3: Asignación de la fuerza de corte en la cuchilla.	53
Figura 31-3: Asignación de peso propio en la cuchilla.	53
Figura 32-3: Agitador.	55
Figura 33-3: Partes que conforman el agitador.	55
Figura 34-3: Representación de fuerzas en el agitador.	56
Figura 35-3: Representación de fuerzas en el agitador.	57
Figura 36-3: Rascador.	59
Figura 37-3: Dimensiones generales rascador.	59
Figura 38-3: Dimensiones generales rascador.	60
Figura 39-3: Diagrama de cuerpo libre.	61
Figura 40-3: Diagrama de fuerzas en el rascador.	62
Figura 41-3: Dimensiones generales del rascador.	63
Figura 42-3: Paleta de despulpado.	70
Figura 43-3: Dimensiones generales paleta de despulpado.	71
Figura 44-3: Diagrama de cuerpo libre.	71
Figura 45-3: Diagrama de fuerzas en la paleta de despulpado.	72
Figura 46-3: Dimensiones generales paleta de despulpado.	74
Figura 47-3: Soporte rascador.	79
Figura 48-3: Dimensiones generales del soporte de rascador.	80
Figura 49-3: Disposición de elementos sobre el soporte de rascador.	80
Figura 50-3: Diagrama de cuerpo libre del soporte de rascador.	81
Figura 51-3: Diagrama de fuerzas en el soporte de rascador.	82
Figura 52-3: Dimensiones generales soporte de rascador.	84
Figura 53-3: Bastidor.	88
Figura 54-3: Dimensiones generales bastidor.	89
Figura 55-3: Demostración grafica de la asignación de cargas en el bastidor	90
Figura 56-3: Bastidor dibujado en el software SAP2000	91

Figura 57-3: Designación de cargas en el software SAP2000	91
Figura 58-3: Asignación de carga viva en el software SAP2000	92
Figura 59-3: Asignación carga muerta 1 mediante el software SAP2000	93
Figura 60-3: Asignación de carga muerta 2 mediante el software SAP2000	93
Figura 61-3: Asignación carga muerta 3 mediante el software SAP2000	94
Figura 62-3: Combinación de cargas en el software SAP2000	95
Figura 63-3: Medidas generales de la brida de soporte.	96
Figura 64-3: Medidas generales de la brida de unión.	96
Figura 65-3: Placa base del motor.	97
Figura 66-3: Tapa posterior.	97
Figura 67-3: Cubierta.	98
Figura 68-3: Bandeja de salida.	98
Figura 69-3: Representación gráfica de fuerzas en la llave de torsión.	99
Figura 70-3: Fuerzas que actúan en la llave inglesa para el tornillo sinfín.	99
Figura 71-3: Fuerzas que actúan en la llave inglesa para el agitador.	102
Figura 72-3: Eje principal.	103
Figura 73-3: Diagrama de cuerpo libre eje principal.	104
Figura 74-3: DCL del plano XY.	106
Figura 75-3: Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano XY.	106
Figura 76-3: DCL del plano XZ.	107
Figura 77-3: Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano XZ.	108
Figura 78-3: Diagrama de torques	109
Figura 79-3: Momento amplitud	110
Figura 80-3: Motor trifásico SIEMENS	116
Figura 81-3: Variador de frecuencia SIEMENS	116
Figura 82-3: Máquina despulpadora de guanábana.	117
Figura 83-3: Tolva de almacenamiento.	118
Figura 84-3: Trazos en plancha de 2mm para piezas de tolva.	118
Figura 85-3: Tamiz.	119
Figura 86-3: Proceso de rolado para la construcción del tamiz.	120
Figura 87-3: Desbaste de la cara posterior del tamiz.	120
Figura 88-3: Trazo en plancha de 8mm para construcción de bridas.	121
Figura 89-3: Corte de plancha inoxidable por medio de plasma.	121
Figura 90-3: Brida de soporte con 3 perforaciones.	121
Figura 91-3: Cubierta.	122
Figura 92-3: Cubierta con refuerzos.	123
Figura 93-3: Trazos en plancha de 2mm para construcción bandeja de salida pulpa.	123

Figura 94-3: Bandeja de salida.	124
Figura 95-3: Cubierta de motor.	125
Figura 96-3: Tornillo sinfín soldado en el eje principal.	125
Figura 97-3: Medición del eje a utilizar.	126
Figura 98-3: Corte con amoladora de eje principal.	126
Figura 99-3: Unión de paleta y soporte de rascador por medio de soldadura TIG.	127
Figura 100-3: Tablero eléctrico.	128
Figura 101-3: Ingreso de guanábana.	128
Figura 102-3: Tamiz de despulpado.	129
Figura 103-3: Descarga de la pulpa.	129
Figura 104-3: Descarga de la semilla	130

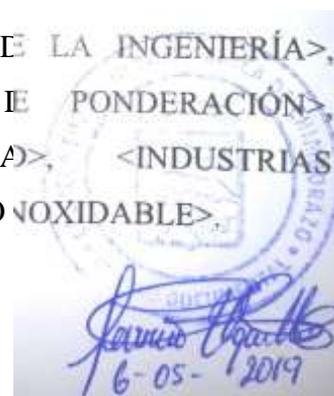
LISTA DE ANEXOS

- Anexo A:** Especificaciones generales según catálogo DIPAC de planchas.
- Anexo B:** Propiedades mecánicas del acero inoxidable.
- Anexo C:** Especificaciones generales según catálogo DIPAC de planchas.
- Anexo D:** Catalogo de tubo cuadrado inoxidable según DIPAC.
- Anexo E:** Peso máquina despulpadora mediante software SOLIDWORKS.
- Anexo F:** Peso cobertor y base de motor mediante software SOLIDWORKS.
- Anexo G:** Combinaciones de cargas según norma NEC.
- Anexo H:** Placa de motor trifásico 2HP.
- Anexo I:** Especificaciones generales eje acero inoxidable AISI 304.
- Anexo J:** Configuración de macros de conexión.
- Anexo K:** Características generales de la placa de motor SIEMENS.
- Anexo L:** Datos eléctricos motor SIEMENS.
- Anexo M:** Factor de servicio.
- Anexo N:** Operación 1, lista de operación y descripción del proceso.
- Anexo O:** Operación 2, lista de operación y descripción del proceso.
- Anexo P:** Operación 3, lista de operación y descripción del proceso.
- Anexo Q:** Operación 4, lista de operación y descripción del proceso.
- Anexo R:** Operación 5, lista de operación y descripción del proceso.
- Anexo S:** Operación 6 lista de operación y descripción del proceso.
- Anexo T:** Operación 7, lista de operación y descripción del proceso.
- Anexo U:** Planos de la máquina.

RESUMEN

El presente trabajo consiste en el diseño y construcción de una despulpadora de guanábana (*Annonaceae*) financiada por la empresa IMVIC; el propósito es mejorar la calidad y optimizar el tiempo que conlleva la separación de la semilla y la fruta. Para el desarrollo del proyecto fue necesario investigar acerca de la guanábana y su producción, se realizó encuestas a varios agricultores a fin de conocer las necesidades del usuario para modelar las posibles soluciones mediante la voz del ingeniero, se planteó tres tipos de despulpadoras, seleccionando la más adecuada mediante el diseño para la calidad QFD (Quality Function Deployment) y criterios ponderados, en este caso la despulpadora horizontal; para el inicio del diseño fue necesario obtener valores experimentales como la velocidad angular, así mismo se realizó un estudio de campo para conocer la densidad de la guanábana, la despulpadora se compone por una tolva de recepción, ducto de salida para semilla, bandeja para salida de la pulpa, un eje principal provisto del agitador, cuchillas de corte y tornillo sinfín, para el modelado se utilizó el software SOLIDWORKS, corroborando las dimensiones de cada uno de los elementos previamente diseñados, el análisis de esfuerzos a los que está sometida la máquina se realizó en software ANSYS, sin presencia de falla en ningún elemento, el bastidor fue analizado con carga viva y muerta en el software SAP2000; cuando el diseño es óptimo el siguiente paso es la construcción, la despulpadora fue construida en acero inoxidable AISI 304 debido a las propiedades anticorrosivas, la unión de los elementos se la realizó mediante soldadura TIG (Tungsten inert gas), por motivo de costos y versatilidad se optó por un variador de frecuencia para manipular la velocidad de funcionamiento; la capacidad de la máquina es de 50 Kg/h, con una pérdida de producto del 6%; se elaboró un plan de mantenimiento preventivo que se debe llevar a cabo mediante trabajos asignados en periodos de tiempo, esto nos ayuda a mejorar el rendimiento y aumenta la vida útil de los elementos, recomendamos una estricta limpieza después de cada proceso para evitar la proliferación de bacterias.

PALABRAS CLAVE: <TECNOLOGÍA Y CIENCIAS EN LA INGENIERÍA>, <GUANÁBANA (ANNONACEAE)>, <CRITERIOS DE PONDERACIÓN>, <FLUENCIA>, <COEFICIENTE DE SEGURIDAD>, <INDUSTRIAS METALMECÁNICAS VITERI CELIN (IMVIC)>, <ACERO INOXIDABLE>.



ABSTRACT

The present work consists in the design and construction of a soursop fruit pulper machine (Annonacea) financed by the IMVIC company; The goal of the Project is to improve the quality and optimize the time involved in the separation of the seed and fruit. For project development it was necessary to research about the production of soursop fruit, surveys were conducted to several farmers in order to know the user needs to model potential solutions through the voice of an engineer, three types of pulpers were proposed, selecting the more suitable by quality design QFD (Quality Function Deployment) and weighted criteria, in this case the horizontal pulper; for the beginning of the design it was necessary to obtain experimental values such as angular velocity, likewise a field study was made to know the soursop fruit density, the pulper is composed by a reception hopper, exit duct for seed, tray for pulp output, a main shaft provided with the agitator, cutting blades and worm, for the modeling SOLIDWORKS software was used, corroborating the dimensions of each element previously designed, the analysis of efforts to which the machine is subjected was performed in ANSYS software, without the presence of failure in any element, the frame was analyzed with live and dead load in SAP2000 software; When is optimal design, the next step is the construction, the pulper was built in stainless steel AISI 304 due to the anticorrosive properties, the union of the elements was made by welding TIG (Tungsten inert gas), because of costs and versatility a frequency inverter was chosen to manipulate the speed of operation; the capacity of the machine is 50 Kg / h, with a product loss of 6%; a plan of preventive maintenance was elaborated that must be carried out by assigned works in periods of time, this helps us to improve the yield and increases the useful life of the elements, we recommend a strict cleaning, after each process to prevent the growth of bacteria.

KEYWORDS: <TECHNOLOGY AND SCIENCE OF ENGINEERING>, <GUANÁBANA (ANNONACEAE)>, <WEIGHTING CRITERIA>, <FLUENCIA>, <COEFFICIENT OF SECURITY>, <INDUSTRIAS METALMECÁNICAS VITERI CELIN (IMVIC)>, <INOXIDABLE STEEL>



INTRODUCCIÓN

La guanábana es una fruta tropical perteneciente a la familia Annonaceae y se encuentra distribuida en toda la América tropical, en efecto, se la puede observar en áreas cálidas de Ecuador, Brasil, Colombia, Venezuela, América Central, Las Antillas y el sur de México.

Es una fruta apetecible por el mercado nacional e internacional, su costo aproximado es de 3 dólares el kilogramo y en el extranjero su costo es aún mayor por lo que ha llamado la atención su producción, muchos agricultores han apostado por esta fruta ya que tiene un sabor particular y presenta beneficios curativos.

La exportación de guanábana y sus derivados es muy baja actualmente, esto se debe a la poca tecnificación de la fruta, falta de inversión e inclusive Ecuador no podría satisfacer el mercado internacional.

La despulpadora de guanábana es una máquina horizontal de acero inoxidable que consta de varios elementos para su funcionamiento, el ingreso de la fruta picada se la realiza por una tolva que está conectada a la camisa perforada con su respectiva cubierta, dentro de ésta se encuentra alojado un eje con paletas que es accionado por un motor mediante una banda, la fruta picada atraviesa por el eje con paletas lugar donde se realiza el proceso de separación de la pulpa y la pepa, por la camisa sale la pulpa y por el extremo de la camisa salen las pepas, completando de esta manera el ciclo de trabajo.

El empleo de maquinaria para una producción en masa es indispensable si se desea competir a nivel internacional, de esta manera se ahorra tiempo y acelera el proceso de producción con una mayor eficiencia.

CAPÍTULO I

1. MARCO REFERENCIAL

1.1 Antecedentes

1.1.1 *Guanábana.*

La guanábana es una fruta tropical perteneciente a la familia Annonaceae y se encuentra distribuida en toda la América tropical, en efecto, se la puede observar en áreas cálidas de Ecuador, Brasil, Colombia, Venezuela, América Central, Las Antillas y el sur de México.

Su cultivo ha empezado a desarrollarse en los últimos años, debido a la aceptación de nuevas generaciones de consumidores por productos no tradicionales que proporcionan nuevos sabores y variedad nutricional, sumado a cualidades terapéuticas de mucho beneficio para la salud. (INIAP, 2014)

1.1.2 *Guanábana en el Ecuador.*

La guanábana es una fruta delicada de color verde oscuro y cubierta de espinas suaves, su pulpa es cremosa y su sabor es único entre un ácido y dulce, la convierte en un insumo ideal para jugos, helados y mermeladas, nutricionalmente la fruta es alta en carbohidratos, el fruto también contiene cantidades significativas de vitaminas C, B1 y B2, es una fruta originaria de Perú que se encuentra distribuida en toda la América tropical, para su producción requiere de un clima cálido y húmedo con una temperatura entre los 25°C y los 28°C debido a esto se la puede encontrar especialmente en la Península de Santa Elena, Guayas, Santo Domingo de los Colorados y en la zona Sur de Manabí. (INIAP, 2014)

Es una fruta apetecible por el mercado nacional e internacional, su costo aproximado es de 3 dólares el kilo y en el extranjero su costo es aún mayor por lo que ha llamado la atención su producción, muchos agricultores han apostado por esta fruta ya que tiene un sabor particular y presenta beneficios curativos.

La exportación de guanábana y sus derivados es muy baja actualmente, esto se debe a la poca tecnificación de la fruta, falta de inversión e inclusive Ecuador no podría satisfacer el mercado internacional.

La exportación de guanábana es complicada, esto se debe a que es una fruta muy delicada que al estar en contacto con el medio ambiente podría cambiar sus propiedades, esto provocaría un cambio en el sabor de la fruta, "Una vez ha madurado, la guanábana soporta unas 24 horas antes de transformarse en puré, a no ser que se refrigere, así que se debe recolectar aproximadamente 7 días antes de que madure. (HIRST, 2015)

Transportar la fruta implica peso y tamaño elevado esto generaría mayor costo de exportación por lo tanto su precio de venta al público sería muy elevado, no tendría mucha acogida, es por esto que en preferencia se exporta la pulpa y en la mayoría de los casos deshidratada.

Para la obtención de la pulpa de guanábana en muchos de los casos se hace manualmente, pero al hablar de exportación se debe tomar en cuenta que las cantidades serían elevadas por lo que es indispensable el uso de la maquinaria adecuada.

La despulpadora de guanábana es una máquina horizontal de acero inoxidable que consta de varios elementos para su funcionamiento, el ingreso de la fruta picada se la realiza por una tolva que está conectada a la camisa perforada con su respectiva cubierta, dentro de ésta se encuentra alojado un eje con paletas que es accionado por un motor mediante una banda, la fruta picada atraviesa por el eje con paletas lugar donde se realiza el proceso de separación de la pulpa y la pepa, por la camisa sale la pulpa y por el extremo de la camisa salen las pepas, completando de esta manera el ciclo de trabajo.

El empleo de maquinaria para una producción en masa es indispensable si se desea competir a nivel internacional, de esta manera se ahorra tiempo y acelera el proceso de producción con una mayor eficiencia.

1.2 Formulación del problema

Actualmente, empresas por ejemplo ECUAGUANABANA se dedica a vender semillas de guanábana a microempresarios dedicados al cultivo de la misma, es una empresa con un alto conocimiento en este cultivo, han invertido en tecnología certificada como la genética, efectuando directamente el proceso de clonación de injertos.

Realizan el proceso de crecimiento basado en dos estructuras: el control foliar, así mismo el análisis de suelo les permite entrar en un proceso de desintoxicación química del suelo

y al mismo tiempo un verdadero control y equilibrio del suelo para poder alimentar a la planta.

Al momento ésta empresa cuenta con 473 hectáreas y tiene 112 beneficiarios, su plan es llegar a un cupo de 500 hectáreas para iniciar su comercialización, el objetivo a futuro es crear centros de acopio para con este realizar el proceso de despulpado e introducirlo en el mercado nacional e internacional. (ECUAGUANÁBANA, s.f.)

Debido a la alta producción de esta fruta y que actualmente se lo realiza el despulpado de forma manual nace la necesidad de diseñar y construir una máquina que extraiga la pulpa eficazmente y sea capaz de satisfacer la demanda, en convenio con la empresa IMVIC, dedicada a la construcción metalmecánica esta empresa tiene el objetivo de lanzar al mercado esta máquina con un mayor nivel de producción de las existentes en el mercado.

1.3 Justificación

1.3.1 *Justificación práctica.*

Con el diseño adecuado de la máquina se beneficiará a la empresa IMVIC para la posterior venta del equipo al público, el objetivo de esta empresa es llegar a varios puntos del país con esta favorable propuesta y de esta manera incentivar a varios agricultores la exportación de guanábana, fruta que tiene una amplia acogida en el mercado internacional.

1.3.2 *Justificación teórica.*

La empresa IMVIC ha considerado la posibilidad de incursionar en el mercado agroindustrial con la fabricación de máquinas despulpadoras de guanábana, debido al alto índice de inversión que ha existido últimamente en el país es indispensable el diseño de una máquina capaz de separar la pulpa de las pepas de una manera eficaz para ahorrar tiempo y recursos humanos necesarios para el proceso.

1.3.3 *Justificación metodológica.*

Se desea construir una solución fiable, que cumpla con todos los requerimientos y necesidades de las empresas procesadoras de guanábana, el diseño estará enfocado en la separación adecuada de la pulpa con la semilla sin dejar residuos, logrando evitar la pérdida de la pulpa en la semilla ya que ocasionaría pérdidas económicas para el empresario.

1.4 Alcance

Este trabajo consiste en el diseño, simulación y la construcción de una despulpadora de guanábana para la empresa IMVIC de la ciudad de Santo Domingo.

A continuación, montaje y funcionamiento de la misma en la empresa.

1.5 Objetivos

1.5.1 *Objetivo general.*

Diseñar y construir una despulpadora de guanábana para una capacidad de 50Kg/h.

1.5.2 *Objetivos específicos.*

- Investigar bibliografía y propuestas tecnológicas para solucionar el problema.
- Diseñar, simular y construir la máquina de acuerdo a las especificaciones y necesidades calculadas.
- Realizar el montaje y pruebas de funcionamiento.
- Realizar el manual de operación y mantenimiento.
- Análisis de costos.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Marco conceptual

2.1.1 *Despulpado.*

En esta operación se logra la separación de la semilla la pulpa y demás residuos como cascara y otros. El funcionamiento se basa en hacer pasar la pulpa a través de un tamiz o malla mediante una fuerza lineal o centrífuga que impulsan unas paletas y aplastan esta masa contra el tamiz, logrando separar la semilla y la pulpa. (HERNANDEZ, 2008)

2.1.2 *Despulpadora.*

Es una máquina que consta de un ingreso de fruta, por donde entra la materia prima la cual llega a un mecanismo impulsor que envía la masa hacia el sistema de despulpado, el cual separa semilla y pulpa, este tipo de máquinas pueden servir en diferentes tipos de frutas realizando el cambio del tamiz, dependiendo que tan pequeño sea la semilla, es una máquina de fácil instalación y manejo en su mayor parte están hechos de acero inoxidable, pueden ser accionadas de forma manual o mediante un motor para agilizar el proceso. (HERNANDEZ, 2008)

2.1.3 *Despulpadora de guanábana.*

Es una máquina que agiliza el proceso de despulpado de guanábana, la cual realiza la función de colar la pulpa de la semilla mediante un tamiz o separador, este disminuye el maltrato de la pulpa.

La fruta entra y mediante una fuerza la pulpa de guanábana es separada de la semilla donde esta es expulsada por un costado de la máquina. (ACER&CO, s.f.)

2.1.4 *Tipos de despulpadoras.*

Analizaremos tres tipos de despulpadoras de frutas que incluyen el despulpado de la guanábana.

2.1.4.1 *Despulpadora vertical.*



Figura 1-2 : Despulpadora vertical.

Fuente: (ACER&CO, s.f.)

Es un equipo muy versátil fabricado en acero inoxidable AISI-304 grado alimenticio, como se puede observar en la figura 1-2, con aspas que posee banda de caucho graduable, esta incorpora 2 tamices que se pueden acoplar a diferentes tipos de frutas.

2.1.4.2 *Despulpadora horizontal.*



Figura 2-2: Despulpadora horizontal.

Fuente: (TOMASI, 2009)

En la figura 2-2 se muestra una despulpadora de fabricación brasileña, es de tipo horizontal con componentes de acero inoxidable AISI 430, de un peso aproximado de 22 Kg, la potencia del motor 0.5CV, la producción es de 50 a 110kg de frutas por hora, con un aprovechamiento de fruta de 50% a 90%, tiene un voltaje regulable de 110 o 220V con red monofásica.

2.1.4.3 *Despulpadora de tornillo Sin fin.*



Figura 3-2: Despulpadora de tornillo referencia 300.

Fuente: (JOTAGALLO, 2000)

En la figura 3-2 observamos máquina de fabricación colombiana es utilizada para despulpar café, cereza, etc. Está compuesta de acero inoxidable y fundición principalmente, con una capacidad de 300Kg/h, su transmisión de velocidad es mediante banda con una potencia necesaria de 0,5Hp.

2.1.5 *Datos obtenidos de forma experimental.*

Los siguientes datos son obtenidos de fruta cosechada en la ciudad de Santo Domingo, esta planta es de la calidad proporcionada por Ecuaguanábana.

Estos datos serán utilizados más adelante en el diseño de los elementos que forman la máquina despulpadora.

2.1.5.1 *Tamaño y masa promedio de la guanábana.*

Para encontrar la longitud se utilizó un calibrador como se indica en la figura 4-2, de la misma manera se midió el diámetro como se indica en la figura 5-2, para llegar a un promedio se analizaron 15 guanábanas, cosechadas y separadas para su venta de una finca en Santo Domingo.



Figura 4-2: Medida de la longitud de la guanábana.

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Tannia. 2018.



Figura 5-2: Medida del diámetro de la guanábana.

Realizado por: Sampetro Romel, Viteri Tannia. 2018.

El promedio de las dimensiones y el peso de las 15 guanábanas se detallan en la tabla 1-2.

Tabla 1-2: Dimensiones generales y peso de la fruta.

DIMENSIONES GENERALES Y PESO DE LA FRUTA			
FRUTA:	Guanábana		
FECHA:	2018-diciembre-12		
NÚMERO DE MUESTRA	DIÁMETRO [mm]	LONGITUD [mm]	PESO [Kg]
1	230	220	4.12
2	300	155	4.2
3	280	120	2.42
4	330	200	5.07
5	180	160	1,53
6	520	455	8,3
7	620	600	3,1
8	510	400	7,8
9	485	390	7,1
10	250	280	4,24
11	200	300	3,66
12	570	615	8
13	200	180	2,202
14	610	480	8,02
15	650	550	8,3
PROMEDIO	436	401	5,6593

Realizado por: Sampetro Romel, Viteri Tannia. 2018.

2.1.5.2 *Tamaño de la semilla.*

Las dimensiones de la semilla se tomarán en cuenta para realizar los orificios del tamiz, se utilizó un calibrador para obtener la longitud como se indica en la figura 6-2, el ancho en la figura 7-2, y el espesor en la figura 8-2.



Figura 6-2: Medida de la longitud de la semilla

Fuente: Autores.



Figura 7-2: Medida del ancho de la semilla.

Fuente: Autores.



Figura 8-2: Medida del espesor de la semilla.

Fuente: Autores.

Los datos fueron tabulados como se observa en la tabla 2-2 con la finalidad de obtener un promedio de las dimensiones para la posterior construcción del tamiz.

Tabla 2-2: Dimensiones generales y peso de la semilla.

DIMENSIONES GENERALES Y PESO DE LA SEMILLA			
FRUTA:	Guanábana		
FECHA:	2018-diciembre-12		
NUMERO DE MUESTRA	LONGITUD [mm]	ANCHO [mm]	ESPESOR [Kg]
1	19	10.02	4.22
2	19	11.09	3.77
3	23.64	10.87	5.69
4	19.91	11.2	5.07
5	20.82	12.06	4.51
6	20.78	9.59	4.83
7	20.58	11.26	5.34
8	23.27	12.06	4.36
9	18.18	9.56	4.39
10	19.86	11.57	4.91
11	22.16	10.5	4.86
12	19.71	9.46	4.78
13	19.88	11.36	4.65
14	21.54	10.83	4.46
15	17.2	7.91	4.72
PROMEDIO	20.37	10.62	4.7

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Tannia. 2018.

2.1.5.3 Densidad de la guanábana.

La densidad de la guanábana se encontró de forma experimental, calculando el volumen de un recipiente cilíndrico lleno de guanábana, para calcular el volumen se midió con calibrador electrónico en diámetro como se muestra en la figura 9-2 y la altura en la figura 10-2.



Figura 9-2: Medida del diámetro del recipiente.

Fuente: Autores.



Figura 10-2: Medida de la altura del recipiente.

Fuente: Autores.

Tabla 3-2: Densidad de la guanábana.

	Dimensiones	Agua	Guanábana
Peso experimental	Kg	0.52	0.56
Altura	M	0.095	0.095
Diámetro	M	0.08356	0.08356
Volumen recipiente	m ³	0.00052095	0.00052095
Densidad	Kg/m³	998.167881	1074.95003

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Tannia. 2018.

La densidad de este tipo de guanábana es 1074.95 kilogramos en cada metro cúbico.

2.2 Marco teórico

2.2.1 Criterios de diseño mecánico.

Para el diseño mecánico de la despulpadora de guanábana utilizaremos los criterios de diseño estático y diseño a carga dinámica o fatiga, estos serán analizados a continuación. El diseño mecánico es una tarea compleja que requiere muchas habilidades, es necesario subdividir grandes relaciones en una serie de tareas simples, la complejidad del tema requiere una secuencia en la que las ideas se presentan y se revisan. (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 4)

El diseño es un proceso iterativo con muchas fases interactivas, existen muchos recursos para apoyar al diseñador, entre los que se incluyen muchas fuentes de información y una gran abundancia de herramientas de diseño por computadora. El ingeniero de diseño no sólo necesita desarrollar competencia en su campo, sino que también debe cultivar un fuerte sentido de responsabilidad y ética de trabajo profesional. (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 4)

Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema. Si el plan resulta en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse y comercializarse. (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 4)

2.2.2 Diseño a carga estática.

Este tipo de diseño se realiza cuando los elementos están expuestos a cargas, torques y momentos flectores sin movimiento los cuales generan esfuerzos constantes.

Esto se lo puede comprobar mediante las teorías de fallas que se presenta a continuación de estas se elegirá de acuerdo a un criterio.

No existe una teoría universal de falla para un caso general de las propiedades del material y el estado de esfuerzo. En su lugar, a través de los años se han formulado y probado varias hipótesis, las cuales han conducido a las prácticas aceptadas en la actualidad. Como han sido aceptadas, estas prácticas se caracterizarán como teorías tal como lo hace la mayoría de los diseñadores. (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 211)

Criterios de fluencia para materiales dúctiles:

Teorías de falla.

- Esfuerzo cortante máximo. (ECM)
- Energía de distorsión. (ED)
- Mohr Coulomb dúctil. (CMD)

Teoría del esfuerzo cortante máximo.

Esta teoría estipula que “la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir” La teoría del ECM también se conoce como la *teoría de Tresca* o *Guest*”. (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 211)

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{S_y}{2n} \quad (1)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 212).

Teoría de la energía de Distorsión.

La *teoría de la energía de deformación máxima* predice que: “la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material”. (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 213)

$$\left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y \quad (2)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2008, p. 214)

2.2.3 *Diseño a fatiga.*

Se encuentra que los elementos de máquinas han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes, no obstante, el análisis más cuidadoso revela que los esfuerzos máximos reales estuvieron por debajo de la resistencia última del material y con mucha frecuencia incluso por debajo de la resistencia a la fluencia. La característica más notable de estas fallas consiste en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces.

Una falla por fatiga tiene una apariencia similar a la fractura frágil, dado que las superficies de la fractura son planas y perpendiculares al eje del esfuerzo con la ausencia de adelgazamientos, sin embargo, las características de fractura de una falla por fatiga son muy diferentes a la fractura frágil estática. (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 258)

- Resistencia a la fatiga. S_f

Representa la resistencia de materiales bajo la acción de cargas de fatiga, las muestras se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes especificadas, mientras se cuentan los ciclos o inversiones del esfuerzo hasta su destrucción.

Para establecer la resistencia a la fatiga de un material, se necesita un número muy grande de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga, en el caso del ensayo con viga rotativa, se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones (inversiones del esfuerzo) de la viga hasta que se presente la falla.

Para realizar este estudio se lo coloca masas sobre un eje en movimiento rotario para realizar la flexión de la misma, hasta cuando produce la falla esto está entre dependiendo del material ensayado 10^6 y 10^7 ciclos esto es para el caso del acero. (BUYDANAS & NISBETT, 2006, pp. 265 - 267)

- Límite de resistencia a la fatiga.

Existen muchos métodos para poder calcular el límite de resistencia a fatiga, mediante experimentación se han obtenido fórmulas que nos permiten tener una aproximación a ella como la siguiente expresada en Shigley.

En la ecuación 3 se puede observar el límite resistencia a la fatiga para diferentes intervalos del esfuerzo último del material a analizar.

$$S_e = \begin{cases} 0,5 \times S_{ut} & S_{ut} \leq 200kpsi \text{ (1400 MPa)} \\ 100kpsi & S_{ut} > 200kpsi \\ 100kpsi & S_{ut} > 1400 MPa \end{cases} \quad (3)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006)

- Factores que afectan el límite de fatiga.

Marín identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos, la cuestión respecto de ajustar el límite de resistencia a la fatiga por medio de correcciones sustractivas o multiplicativas se resolvió mediante un extenso análisis estadístico del acero 4340 (horno eléctrico, calidad de aeronave), en el que se determinó un coeficiente de correlación de 0.85 para la forma multiplicativa, y 0.40 para la forma aditiva. Por lo tanto, la ecuación de Marín se escribe: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 279)

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \times S_e' \quad (4)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 279)

Dónde:

k_a = Factor de modificación de la superficial.

k_b = Factor de modificación del tamaño.

k_c = Factor de modificación de la carga.

k_d = Factor de modificación de la temperatura.

k_e = Factor de confiabilidad.

k_f = Factor de modificación de efectos varios.

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

2.3 Herramientas del diseño.

Las más utilizadas son: SOLIDWORKS, ANSYS, y SAP200, estas se usan para comprobar analizar y ver a mejor detalle los elementos, estos nos permiten corroborar que los cálculos estén realizados de forma correcta.

2.3.1 Solidworks.

Este es un software realizado por Solid Works Corp. Es un software CAD que nos permite realizar dibujos en 3D con gran facilidad, permite ensamblar piezas previamente realizadas y nos ayuda a obtener planos de forma semiautomática.

2.3.2 SAP 2000.

Software realizado por Computers and Structures Inc, se puede realizar análisis y diseño estructural por su interfaz de fácil manejo.

2.3.3 ANSYS.

Software realizado por ANSYS, INC. Este actúa bajo el criterio de elementos finitos y volúmenes finitos, este nos permite analizar los elementos de la máquina, así como también la simulación de estos, para evaluar deformaciones, esfuerzos y factores de seguridad.

2.4 DISEÑO CONCEPTUAL.

2.4.1 Especificaciones y requerimientos.

2.4.1.1 Voz del usuario.

Se realizaron encuestas al gerente de la empresa auspiciante IMVIC ingeniero Iván Viteri, e ingeniero Manuel Revilla Director del Departamento Técnico de ECUAGUANÁBANA, las mismas que fueron realizadas en enero 2018.

Necesidades del usuario de nuestra máquina:

- Capacidad necesaria de 50 a 100 Kg/h.
- De fácil manejo.
- Evitar la mezcla de pulpa con semilla.
- Que no tenga desperdicios de pulpa en la semilla.
- Permita trabajar a varias velocidades.
- Precio accesible.
- Que sea de fácil mantenimiento.
- Bajo costo de operación.
- Fácil de transportar.

2.4.1.2 Voz del ingeniero.

Son los requerimientos técnicos enfocados a satisfacer las necesidades de los usuarios.

- El diseño de la máquina se basa en la capacidad requerida de usuario.
- La interfaz de usuario es una botonera para facilitar el encendido y apagado.
- Garantizar la calidad de la pulpa, realizando un estudio del tamaño de la pepa en varias muestras de guanábana, esto nos dará el tamaño exacto del tamiz.
- El uso de un variador de frecuencia nos permitirá regular la velocidad de despulpado, esto permitirá que la máquina.
- Se utilizará un motor trifásico esto complementará al variador de y facilitara el de energía, es un motor menos costoso y reducirá gastos finales.
- El diseño y selección de elementos adecuados disminuirá el costo de la máquina.
- El mantenimiento se lo debe realizar de forma fácil y rápida, por lo que la máquina debe ser desmontable el sistema de despulpado.
- El peso total de máquina deberá ser menor a 200 Kg.

2.4.1.3 Análisis de competitividad.

Describe según el usuario el nivel de satisfacción que proporciona la máquina con respecto a la competencia.

2.4.1.4 Correlaciones.

Correlaciones entre la voz del usuario y voz del ingeniero.

2.4.2 Matriz QFD (Quality Function Deployment)

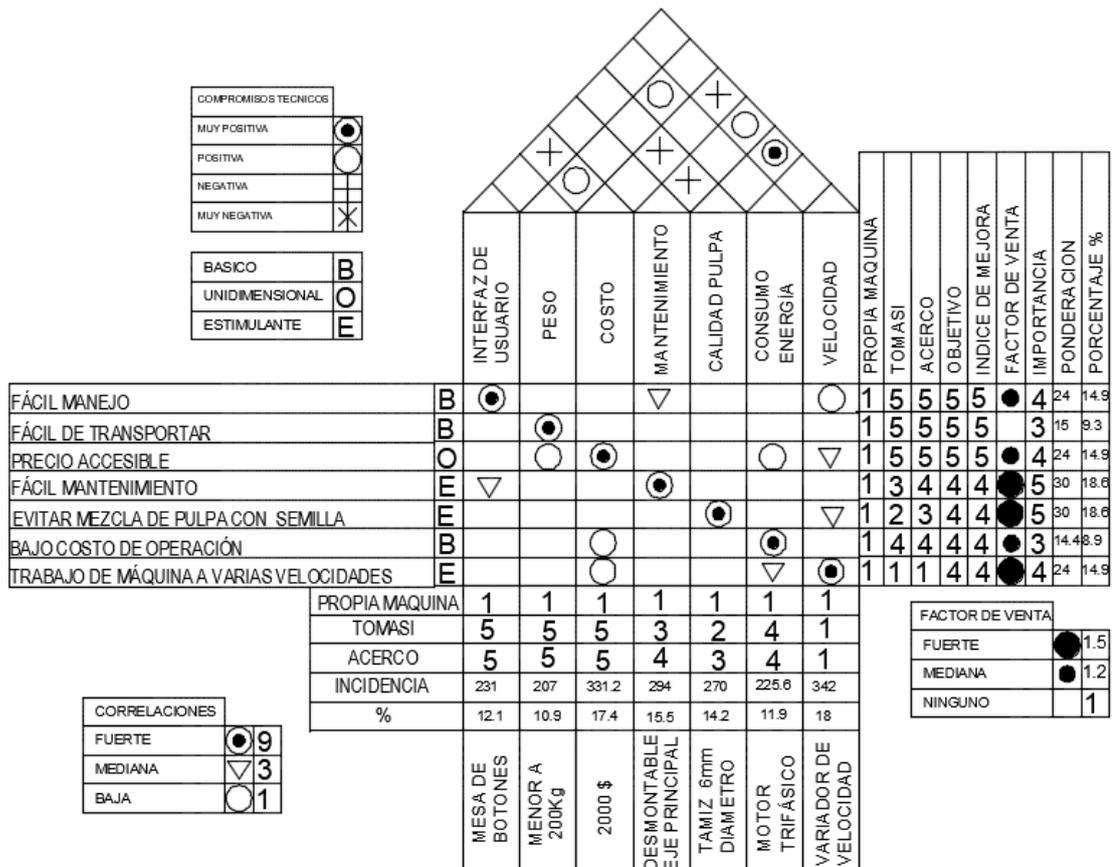


Figura 11-2: Casa de la calidad para la máquina despulpadora de guanábana.

Fuente: Autores.

2.4.3 Análisis funcional

En esta parte describimos cuales son las funciones de la máquina desde un nivel inicial hasta describir todas las funciones.

Para el nivel 0 se detalla la función general, indicando lo que entra y lo que sale después del proceso, como se muestra en la figura 12-2.



Gráfico 1-2: Nivel 0

Fuente: Autores.

Para el nivel 1 se detalla cada función que realiza la máquina como se muestra en la figura 13-2.

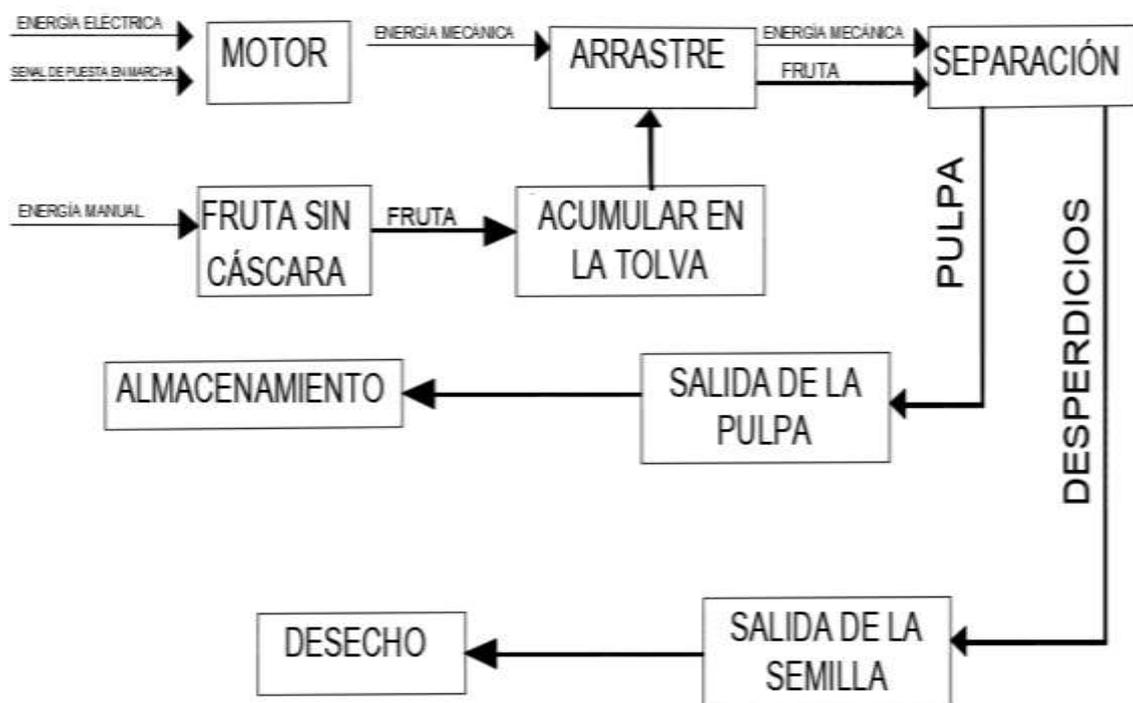


Gráfico 2-2: Nivel 1

Fuente: Autores.

2.4.4 Definición de módulos

Los módulos funcionales pretenden materializar las diferentes funciones o procesos del producto, en el presente proyecto se establece los siguientes módulos mismos que se los detallan a continuación:

Módulo 1

- Activación de motor
- Transmisión de potencia
- Acumulación de guanábana

- Arrastre de la masa.
- Sistema de despulpado.
- Separación o tamizado.
- Salida.

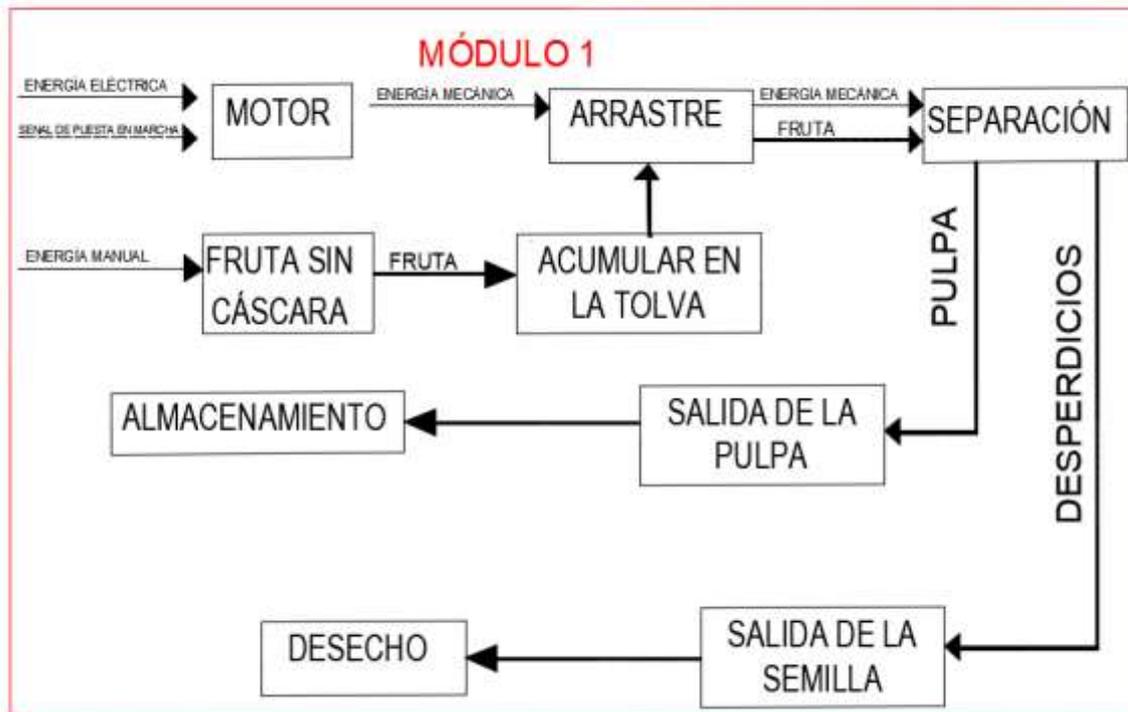


Gráfico 3-2: Generación de módulos

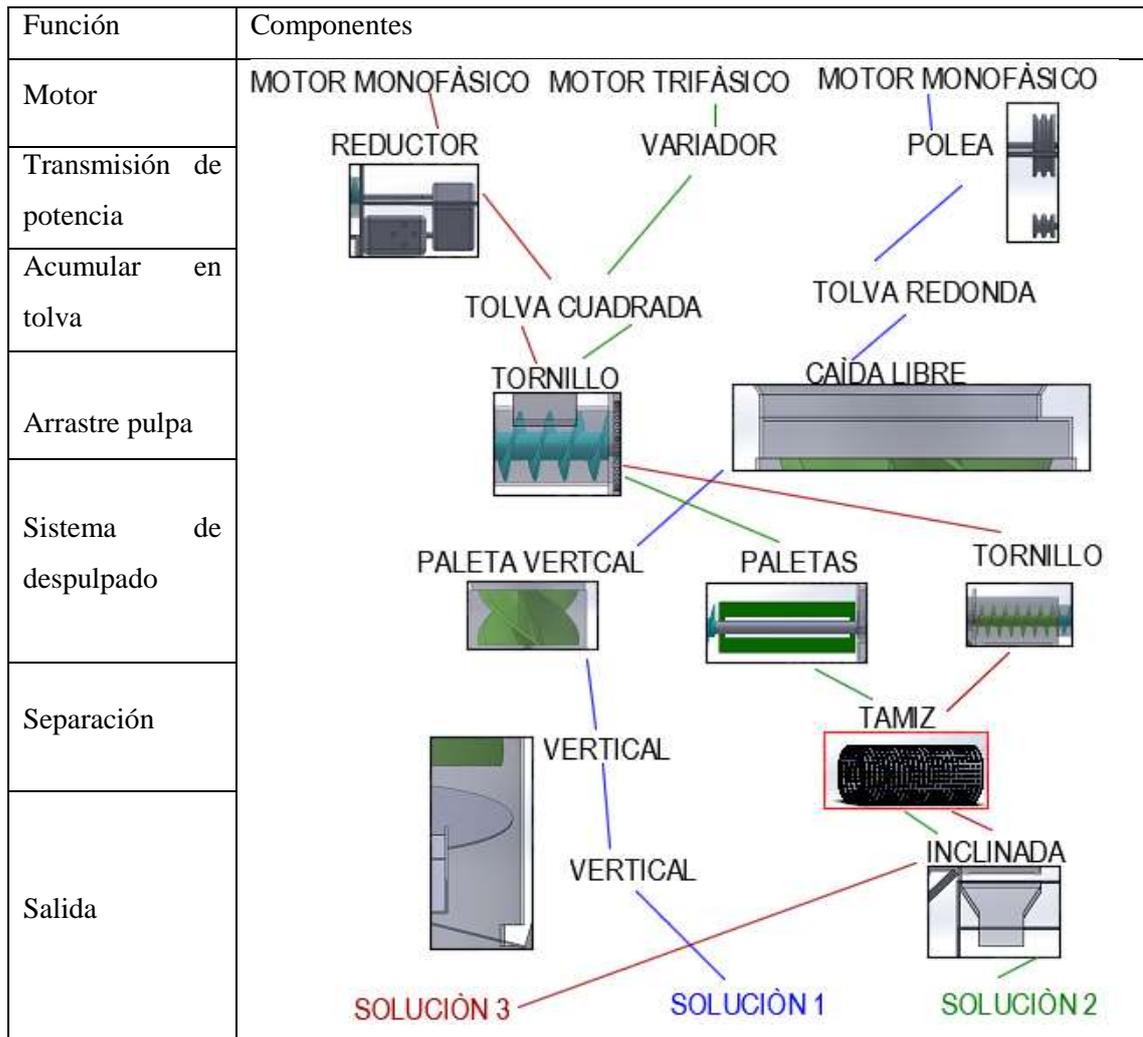
Fuente: Autores.

Como se puede ver se ha establecido solamente un módulo que abarca tanto la parte mecánica como la parte eléctrica del producto, ya que no se consideró necesario separar la parte eléctrica en vista de que son pocos elementos. En la figura 14-2 se muestra la generación del módulo mencionado en la estructura funcional.

2.4.4.1 Soluciones para cada módulo.

En la presente sección se generó diferentes alternativas de solución para el módulo establecido en el apartado anterior, para evaluar posteriormente las alternativas y proceder con el diseño de las mismas, en la tabla 4-2 se muestra las alternativas de solución para el módulo 1.

Tabla 4-2: Soluciones módulo 1.



Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Tannia. 2018.

2.4.4.2 Solución 1.

Esta es una máquina versátil que contiene aspas helicoidales fabricado en acero inoxidable T-304 con un tamiz separador al fondo de las aspas que cuenta con los elementos mencionados en la tabla 4-2 y cuyo esquema se puede ver en la figura 12-2, esta solución presenta las siguientes ventajas y desventajas

Ventajas

- Poco desperdicio de pulpa.
- Versátil.
- Precio.

Desventajas

- Baja producción.

- Golpe de pulpa.
- Hay mezcla de semilla y pulpa.

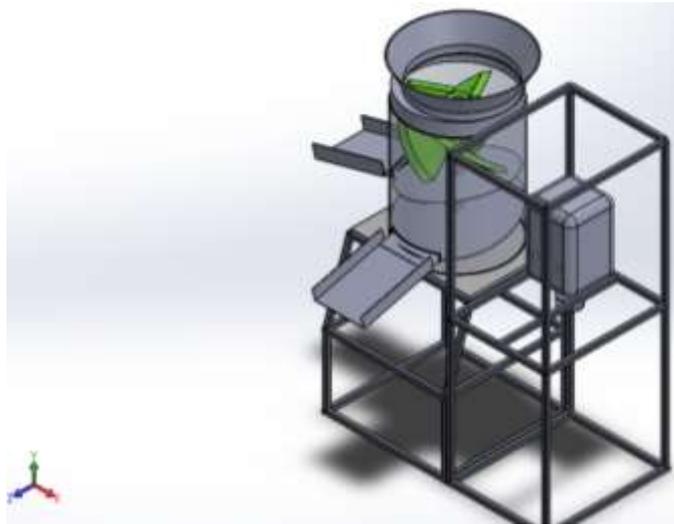


Figura 12-2: Vista isométrica de la solución 1.

Fuente: Autores.

2.4.4.3 Solución 2.

Esta máquina es compuesta de un tornillo sin fin que arrastra la pulpa hacia las paletas la cual por fuerza centrífuga separa la pepa y la pulpa es colada mediante un tamiz tubular que cuenta con los elementos mencionados en la tabla 4-2 y cuyo esquema se puede ver en la figura 13 -2, esta solución presenta las siguientes ventajas y desventajas:

Ventajas

- Poco desperdicio de pulpa.
- Alta producción.
- Precio.

Desventajas

- Golpe de pulpa.



Figura 13-2: Vista isométrica de la solución 2.

Fuente: Autores.

2.4.4.4 Solución 3.

Es una despulpadora de tornillo sinfín, existe una compresión de la fruta con el tamiz la cual produce la separación de la semilla la cual es expulsada por la parte posterior de la máquina, cuenta con los elementos mencionados en la tabla 4-2, cuyo esquema se puede ver en la figura 14-2, esta solución presenta las siguientes ventajas y desventajas.

Ventajas:

- No hay maltrato de la semilla.

Desventajas:

- Baja producción.
- Alto costo.
- Hay retención y rotura de semilla.

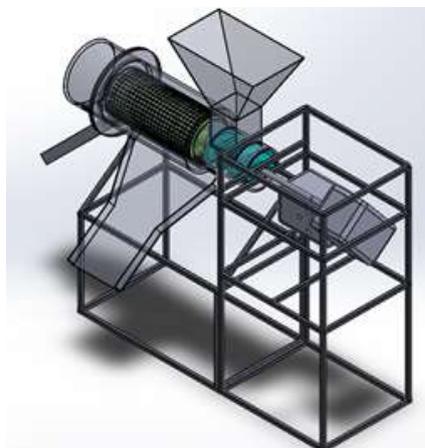


Figura 14-2: Vista isométrica de la solución 3.

Fuente: Autores.

2.4.5 Alternativas de solución.

2.4.5.1 Evaluación y solución módulo 1.

Tras haber obtenido 3 soluciones posibles para el módulo 1 procedemos a seleccionar la más adecuada, para elegir entre las soluciones obtenidas procederemos a aplicar el método de los criterios ponderados permitiéndonos obtener resultados significativos de las soluciones, mediante la comparación y confrontación de los criterios más importantes en tablas para su evaluación asignando los siguientes valores:

- 1 Cuando la solución o criterio de la fila es superior al de la columna.
- 0.5 Cuando la solución o criterio de la fila es igual al de la columna.
- 0 Cuando la solución o criterio de la fila es inferior al de la columna.

A continuación, se enlistan los diferentes criterios de evaluación que fueron considerados los más importantes para el diseño.

- Calidad: Este punto sería lo más importante ya que el objetivo de esta máquina es que se logre la exportación del producto.
- Mantenimiento: Como está hablando de la guanábana despulpada el operario de la misma tiene que hacer una limpieza después de t de despulpado por esta razón debe ser lo más fácil posible el mantenimiento y limpieza.
- Precio: Uno de los casos que nos plantemos es reducir el costo al máximo.
- Velocidad: La velocidad inicial de despulpado es asumida basándonos en catálogos de otras despulpadoras, por tal motivo la máquina debe incorporar un mecanismo regulador de la velocidad de despulpado.

En la tabla 5-2 se muestra los resultados de la evaluación realizada a los criterios mencionados anteriormente, dando como resultado la calidad de cada uno de los mismos.

Tabla 5-2: Evaluación de la calidad para el módulo 1

Criterio	Mantenimiento	Calidad	Velocidad	Precio	$\sum + 1$	Ponderación
Mantenimiento	-	0,5	1	0	2,5	0,25
Calidad	0,5	-	1	1	3,5	0,35
Velocidad	0	0	-	0,5	1,5	0,15
Precio	1	0	0,5	-	2,5	0,25
				Suma	10	1

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Tannia. 2018.

Siguiendo con el análisis se procedió con la evaluación de la calidad de cada uno de los criterios mencionados en las soluciones generadas en la tabla 5-2. En las tablas 6-2, 7-2, 8-2 y 9-2 se muestran los resultados de estas evaluaciones, estableciendo la ponderación en cada una de las tablas.

Tabla 6-2: Evaluación de la calidad de la pulpa del criterio calidad.

Calidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1	-	0,5	1	2,5	0,416
Solución 2	0,5	-	1	2,5	0,416
Solución 3	0	0	-	1	0,166
Suma				6	1

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Tannia. 2018.

Tabla 7-2: Evaluación de la calidad de la pulpa del criterio mantenimiento.

Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1	-	0	0	1	0,166
Solución 2	1	-	0,5	2,5	0,416
Solución 3	1	0,5	-	2,5	0,416
Suma				6	1

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Tannia. 2018.

Tabla 8-2: Evaluación de la calidad de la pulpa del criterio velocidad.

Velocidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1	-	0,5	0,5	2	0,333
Solución 2	0,5	-	0,5	2	0,333
Solución 3	0,5	0,5	-	2	0,333
Suma				6	1

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Tannia. 2018

Tabla 9-2: Evaluación de la calidad de la pulpa del criterio precio.

Precio	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1	-	0	0	1	0,166
Solución 2	1	-	0,5	2,5	0,416
Solución 3	1	0,5	-	2,5	0,416
			Suma	6	1

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Tannia. 2018.

Después de evaluar la calidad de la pulpa con cada una de las soluciones, vamos a dar solución del modulo1, para esto agrupamos las ponderaciones obtenidas en cada tabla, la solución se presenta en la tabla 10-2.

Tabla 10-2: Selección de la solución del módulo 1.

	Calidad	Mantenimiento	Velocidad	Precio	\sum	Prioridad
Solución 1	0,104	0,042	0,05	0,058	0,254	3
Solución 2	0,104	0,104	0,05	0,146	0,404	1
Solución 3	0,042	0,104	0,05	0,146	0,342	2

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Tannia. 2018.

Como se puede ver en la tabla anterior, la solución más adecuada para el módulo 1 es la solución 2, esta solución es la que se realizará el diseño mecánico.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO MECÁNICO Y CONSTRUCCIÓN.



Figura 1-3: Despulpadora de guanábana simulada en SOLIDWORKS

Fuente: Autores.

3.1 Diseño y selección de componentes.

De acuerdo a la mejor alternativa seleccionada anteriormente, en esta sección se procede al diseño y dimensionamiento de cada elemento que debe ser construido, se calcula las fuerzas que intervienen en el eje principal, para esto es necesario conocer los elementos que forman parte de él como se muestra en la figura 2-3.

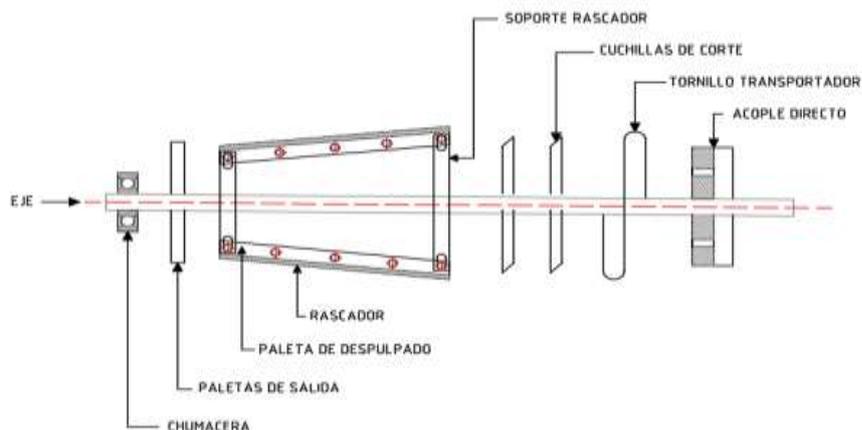


Figura 2-3: Esquema general del eje.

Fuente: Autores.

Se analiza el bastidor con SAP2000 (software para análisis de diseño estructural) tomando en cuenta las cargas implicadas, y ANSYS (software de simulación ingenieril) para analizar el esfuerzo máximo que soportará cada elemento que compone la despulpadora.

3.2 Diseño del tornillo sin fin

Análisis en ANSYS del tornillo sin fin.

Se define el material a utilizar, acero inoxidable AISI 304

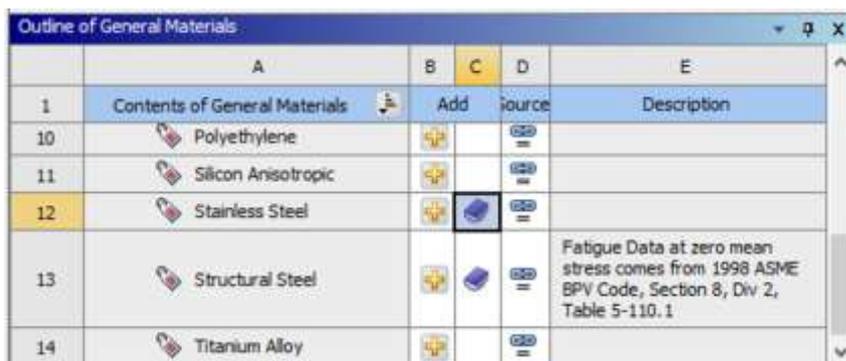


Figura 3-3: Asignación de material

Fuente: Autores.

Luego verificar la calidad de la malla.

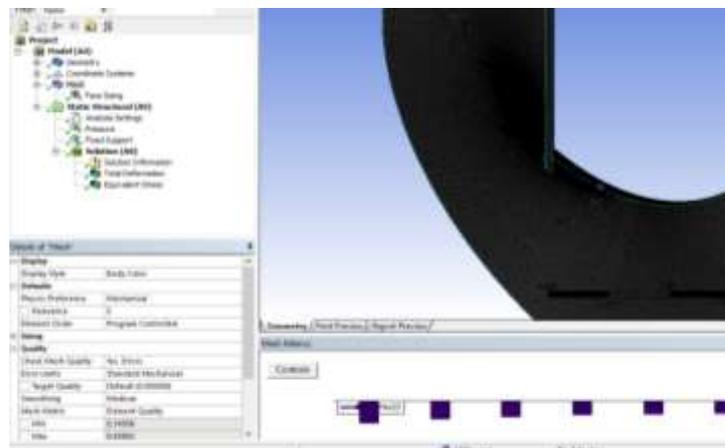


Figura 4-3: Calidad de la malla.

Fuente: Autores.

Asignar los soportes adecuados.

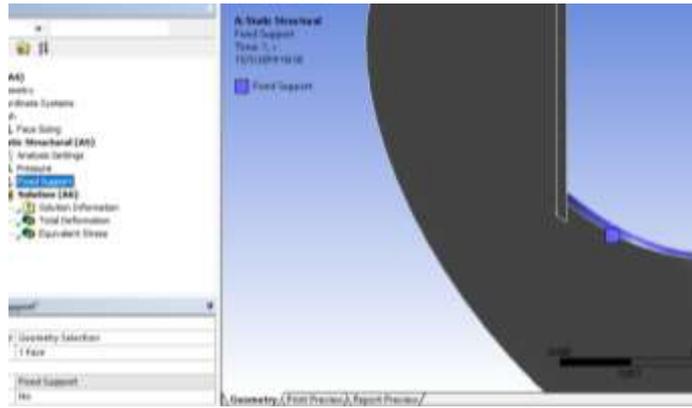


Figura 5-3: Soporte en la hélice.

Fuente: Autores.

Se asigna las cargas.

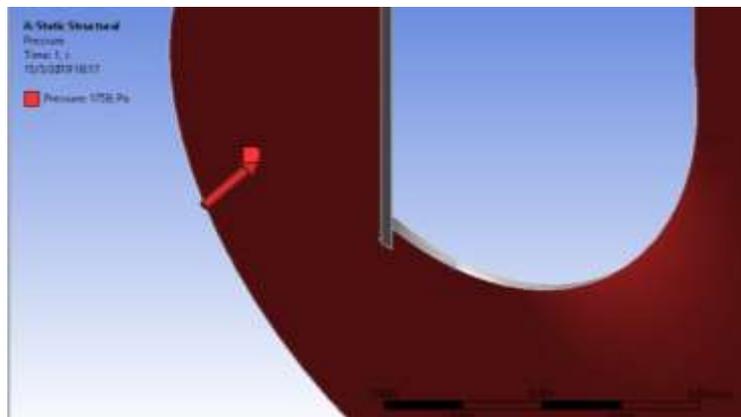


Figura 6-3: Asignación de cargas.

Fuente: Autores.

Se visualiza el resultado de la deformación total máxima.

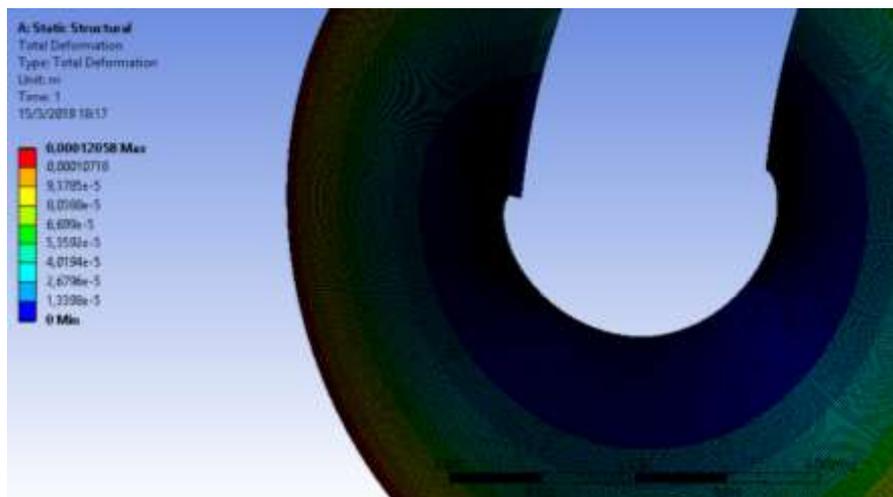


Gráfico 1-3: Deformación total.

Fuente: Autores.

Se observa el resultado del esfuerzo máximo de Von Mises.

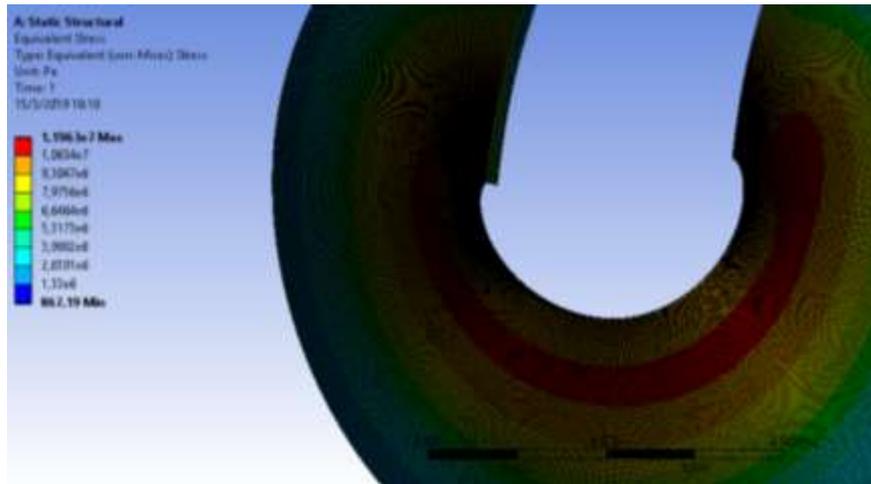


Gráfico 2-3: Esfuerzo equivalente Von Mises

Fuente: Autores.

De acuerdo a los resultados obtenidos en el gráfico 1-3 se observa que la deformación máxima del tornillo sinfín es de 0.121 mm, en el gráfico 2-3 el esfuerzo equivalente de Von Mises es de 12 Mpa el cual no supera al esfuerzo admisible del acero inoxidable que tiene un valor de 276 MPa.

$$D = \frac{l}{300} \quad (5)$$

Donde:

l = Longitud en voladizo.

$$D = \frac{62.5}{300}$$

$$D = 0.208mm$$

Mediante la ecuación 5 corroboramos que la deformación cumple tomando en cuenta el concepto de deformación en vigas.

3.3 Diseño del tamiz.

Para el diseño del tamiz es necesario determinar varios parámetros como: el diámetro de la semilla para los agujeros, el diámetro del tornillo sinfín para determinar el diámetro interior del tamiz y la longitud.

En la figura 7-3 se puede observar las dimensiones generales del tamiz, a partir del diámetro interior se procede a dimensionar los demás elementos que están dentro del mismo como: paletas de corte, agitador, paletas de salida y el eje principal.

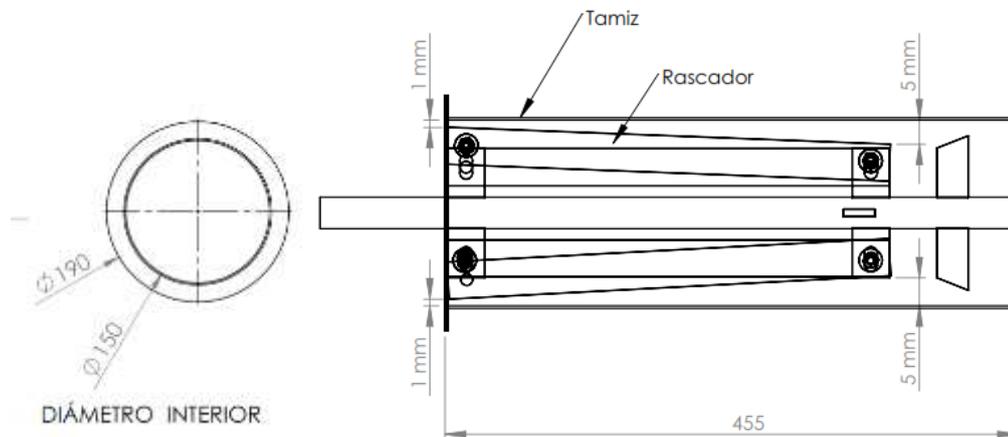


Figura 7-3: Dimensiones generales del tamiz.

Fuente: Autores.

3.4 Diseño de la tolva de alimentación.



Figura 8-3: Tolva de alimentación.

Fuente: Autores.

La despulpadora de guanábana es una máquina para el proceso alimenticio, de esta manera es estrictamente necesario utilizar acero inoxidable AISI 304 que presenta propiedades anticorrosivas como se puede observar en el anexo I.

Para el diseño es necesario considerar su mantenimiento, se debe analizar la posibilidad que sea desmontable facilitando su uso y limpieza, la capacidad de la tolva es el principal dato que se debe tomar en cuenta, a partir de este requerimiento dado por el usuario se procede a dimensionar y establecer las medidas adecuadas, en este caso la capacidad del contenedor debe ser de 15kg, es decir aproximadamente 3 guanábanas.

3.4.1 Volumen del contenedor.

Para calcular el volumen del contenedor se consideró la masa que se tiene como dato y la densidad de la guanábana.

$$V_G = \frac{m_G}{\rho_G} \quad (6)$$

Fuente: (CENGEL & BOLES, 2012, p. 13)

Donde:

V_G = Volumen de guanábana a contener en la tolva. (m^3)

m_G = Masa de guanábana requerida en la tolva. (Kg)

ρ_G = Densidad de la guanábana. (Kg/m^3)

$$V_G = \frac{15 \text{ Kg}}{1074 \text{ Kg}/m^3}$$

$$V_G = 0.014 \text{ m}^3$$

Según los cálculos realizados el contenedor a diseñar deben tener una capacidad de 0.014 m^3 , a partir de este dato se puede iniciar el dimensionamiento asumiendo las medidas de la tolva.

3.4.1.1 Geometría tolva de alimentación.

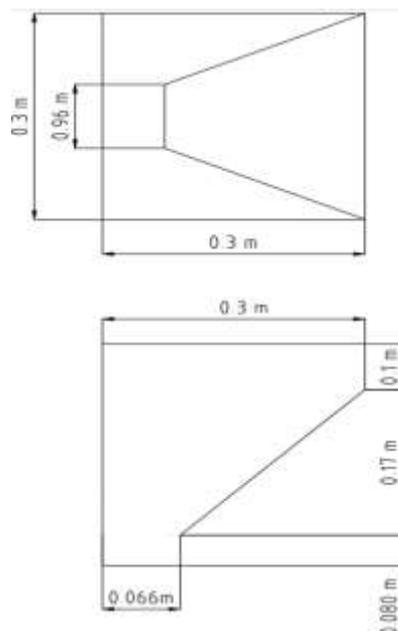


Figura 9-3: Dimensiones asumidas por el autor.

Fuente: Autores.

Las medidas del contenedor son asumidas hasta llegar a un volumen similar al deseado por el usuario en este caso de 0.014m^3 .

3.4.1.2 Cálculo del volumen de la tolva de alimentación.

Al definir las dimensiones de la tolva es necesario hallar el volumen para saber si satisface las necesidades planteadas por el usuario, se calcula mediante sumatoria de volúmenes como se muestra en la figura 10-3.

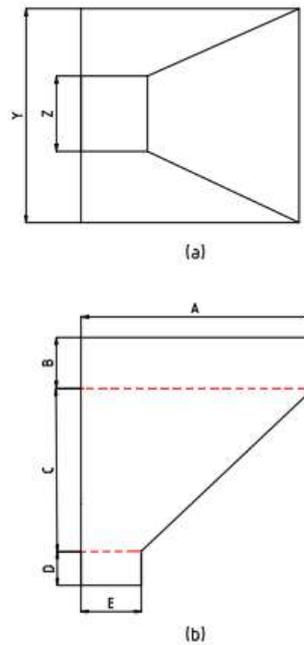


Figura 10-3: Variables de la tolva de alimentación, (a) vista superior, (b) vista frontal.

Fuente: Autores.

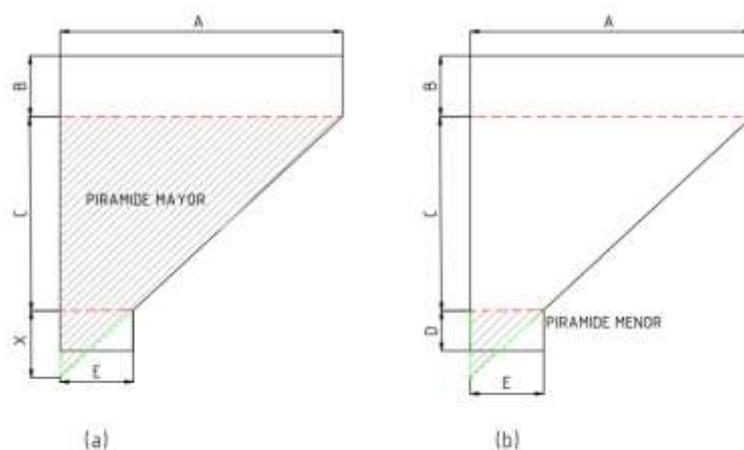


Figura 11-3: (a) Pirámide mayor, (b) Pirámide menor.

Fuente: Autores.

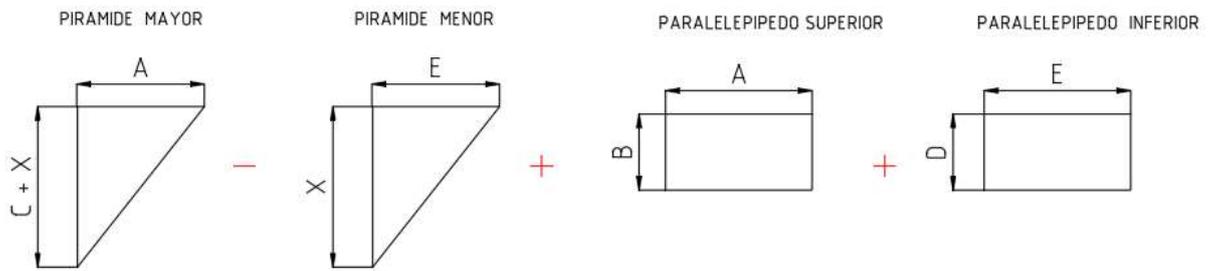


Figura 12-3: Representación gráfica para sumatoria de volumen tolva de alimentación.

Fuente: Autores.

Para hallar el volumen de la pirámide mayor y la pirámide menor es necesario hallar un cateto llamado “X” como se indica en la figura 11-3 (a), este cálculo se lo realiza por medio de semejanza de triángulos como se indica en la figura 12-3.

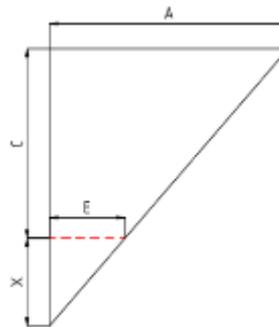


Figura 13-3: Semejanza de triángulos.

Fuente: Autores.

$$\frac{\text{Base Mayor}}{\text{Base Menor}} = \frac{\text{Altura Mayor}}{\text{Altura Menor}} \quad (7)$$

$$\frac{0.3}{0.066} = \frac{0.17 + X}{X}$$

$$\mathbf{X = 0.048m}$$

Al conocer todas las dimensiones se procede a calcular el volumen de la tolva de alimentación.

$$V = \frac{1}{3}(A)(B)(H) \quad (8)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 9)

Donde:

A: Ancho (m).

B: Base (m).

H: Altura (m).

V_T : Volumen tolva de alimentación (m^3).

V_p : Volumen pirámide mayor (m^3).

V_{pm} : Volumen pirámide menor (m^3).

V_1 : Volumen paralelepípedo superior (m^3).

V_2 : Volumen paralelepípedo inferior (m^3).

- Volumen pirámide mayor.

$$V_p = \frac{1}{3}(A)(Y)(C + X)$$

$$V_p = \frac{1}{3}(0.3)(0.3)(0.17 + 0.048) = 6,54 \times 10^{-3} m^3$$

- Volumen pirámide menor.

$$V_p = \frac{1}{3}(A)(Y)(X)$$

- $V_p = \frac{1}{3}(0.5)(0.5)(0.048) = 3,168 \times 10^{-4} m^3$

$$V = (A)(B)(H) \tag{9}$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 9)

- Volumen paralelepípedo superior.

$$V_1 = \frac{1}{3}(A)(B)(Y)$$

$$V_1 = \frac{1}{3}(0.3)(0.3)(0.1) = 9 \times 10^{-3} m^3$$

- Volumen paralelepípedo inferior.

$$V_2 = \frac{1}{3}(E)(D)(Y)$$

$$V_2 = \frac{1}{3}(0.066)(0.080)(0.3) = 1.584 \times 10^{-3} m^3$$

$$V = V_P - V_{Pm} + V_1 + V_2 \quad (10)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 9)

- Sumatoria de volúmenes.

$$V_T = 6,54 \times 10^{-3} \text{ m}^3 - 3,168 \times 10^{-4} \text{ m}^3 + 9 \times 10^{-3} \text{ m}^3 + 1,584 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_T = 0.017 \text{ m}^3$$

El volumen requerido es de 0.014 m^3 , el volumen calculado es 0.017 m^3 , lo que significa que las medidas asumidas son las indicadas satisfaciendo las necesidades del usuario.

Para encontrar el espesor del material a utilizar es necesario hallar las fuerzas que intervienen en las paredes de la tolva, reconocer si las fuerzas son puntuales o distribuidas para posteriormente aplicar Von Misses.

3.4.1.3 Presión hidrostática interna de la tolva.

El análisis de la presión hidrostática que ejerce la fruta sobre las paredes de la tolva se realiza en la cara más crítica como se indica en la figura 14-3.

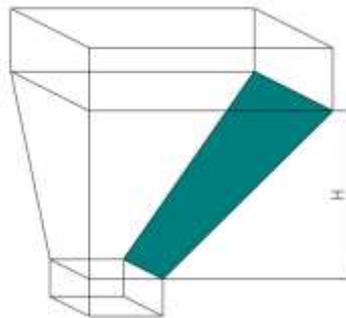


Figura 14-3: Cara crítica de la tolva a ser analizada.

Fuente: Autores.

Para el cálculo de la presión se emplea la ecuación 11, la altura H es la vertical como se indica en la figura 13-3.

$$P = \rho * g * H \quad (11)$$

Fuente: (CENGEL & BOLES, 2012, p. 30)

Donde:

P = Presión hidrostática. (Pa: N/m²)

ρ = Densidad. (Kg/m³)

g = Gravedad. (m/s²)

H = Altura. (m)

Reemplazando los valores en la ecuación 11 se tiene:

$$P = \left(1070 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) \left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (0.17\text{m})$$

$$P = 1789 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$P = 1.789 \text{ KPa}$$

3.4.1.4 Fuerza interna en la tolva.

Para encontrar la fuerza interna se analiza la cara inclinada, es el área que estará en mayor contacto con la fruta, la longitud inclinada se obtuvo con ayuda del software SOLIDWORKS 2018.

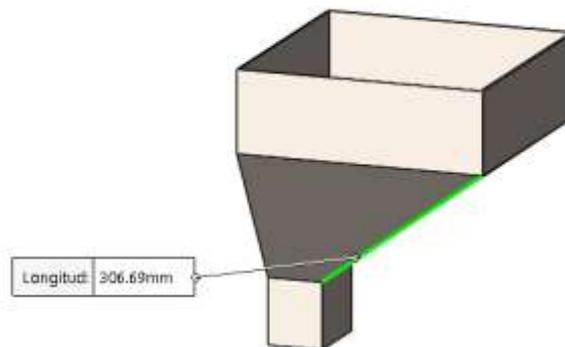


Gráfico 3-3: Dimensión de la cara inclinada obtenida con el software SOLIDWORKS 2018.

Fuente: Autores.

$$F = P \times A \quad (12)$$

Fuente: (CENGEL & BOLES, 2012)

El área es la referente a la cara crítica, tomando en cuenta la longitud inclinada y el ancho de la tolva.

$$A_c = L_c \times Y \quad (13)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 8)

Donde:

Ac = Área de la cara inclinada (m²).

Lc = Longitud de la cara inclinada (m).

Y = Ancho de la tolva (m).

Reemplazando en la ecuación 12

$$A = (306.69\text{m} \times 0.3\text{m}) = 0.092 \text{ m}^2$$

Reemplazando en la ecuación 11

$$F = (1.789 \times 10^3 \text{ Pa}) (0.092 \text{ m}^2)$$

$$F = 164.256 \text{ N}$$

3.4.2 Análisis en ANSYS de la tolva

Se define el material a utilizar, acero inoxidable AISI 304



Figura 15-3: Asignación de material para la tolva.

Fuente: Autores

Se verifica la calidad de la malla

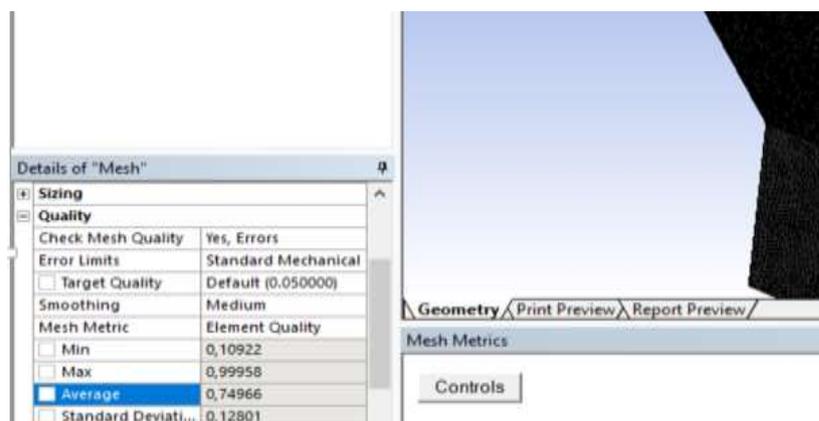


Figura 16-3: Calidad de la malla de la tolva

Fuente: Autores.

Se asigna soportes

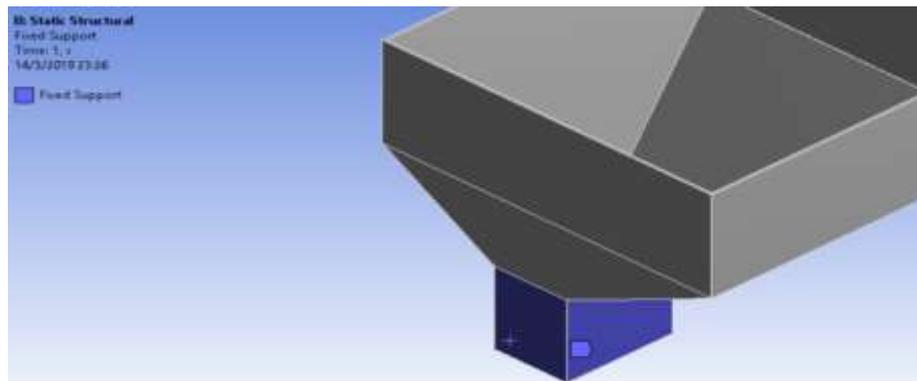


Figura 17-3: Soportes en la tolva

Fuente: Autores.

Se procede a la asignación de cargas

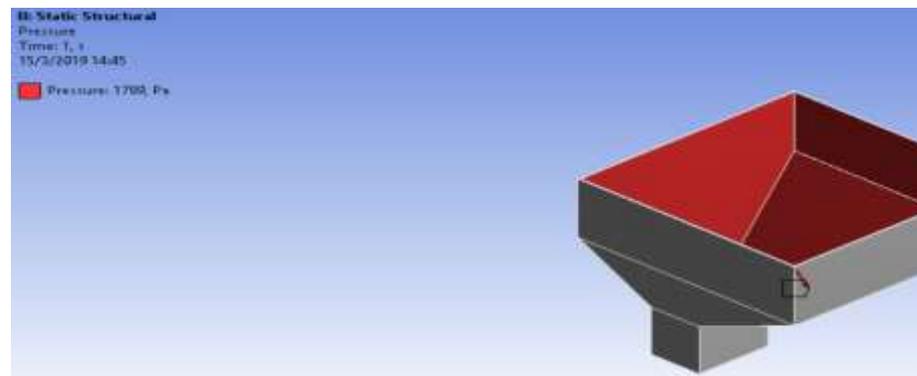


Figura 18-3: Asignación de cargas en la tolva

Fuente: Autores.

Se visualiza el resultado de la deformación máxima.

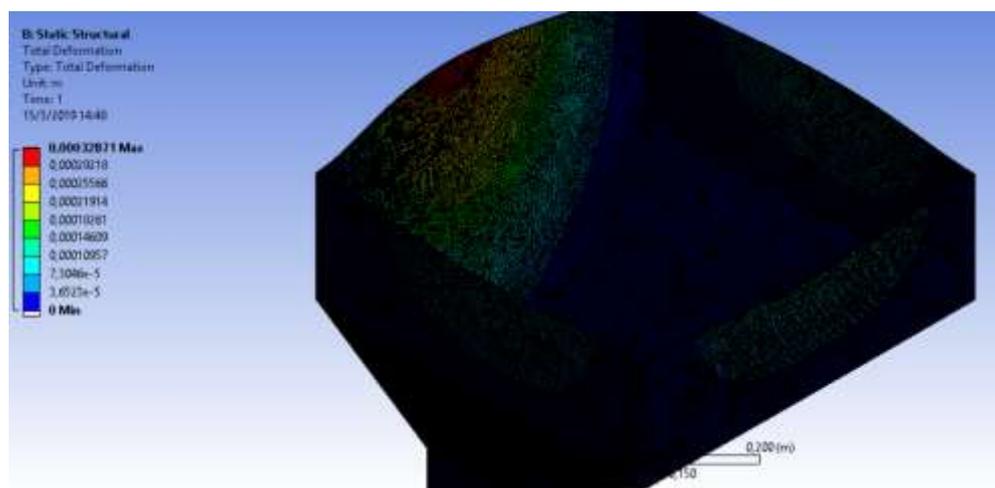


Gráfico 4-3: Deformación total máxima en la tolva.

Fuente: Autores.

Se visualiza el resultado esfuerzo máximo de Von Mises

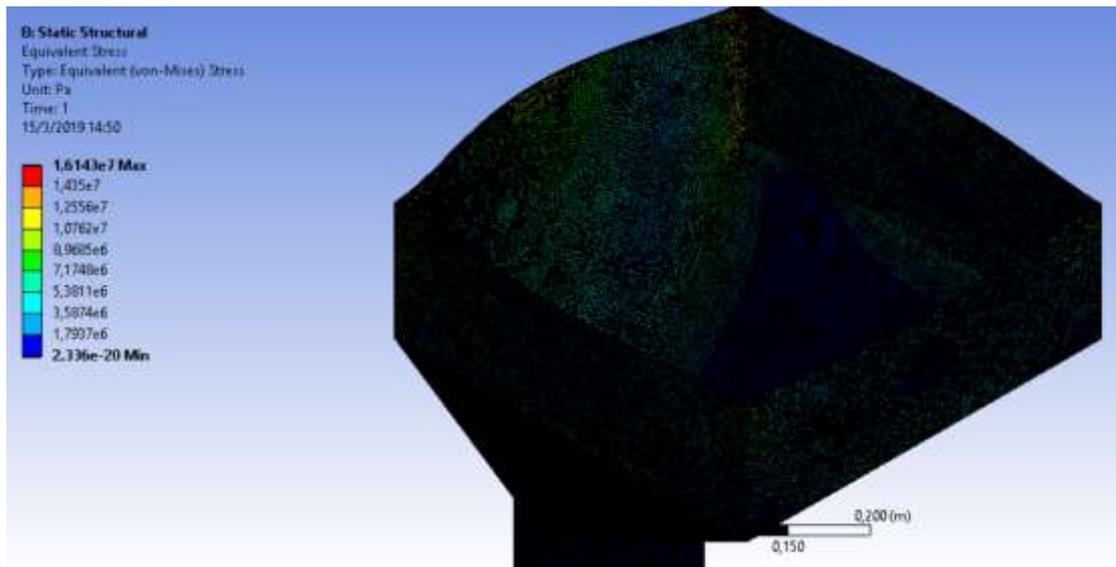


Gráfico 5-3: Esfuerzo equivalente de Von Mises en la tolva.

Fuente: Autores.

De acuerdo a los resultados obtenidos en el gráfico 5- 3, se puede observar que la estructura de la tolva no supera el esfuerzo admisible S_y del acero inoxidable (276 Mpa); la deformación máxima en el gráfico 4-3 es de 0.3 mm.

$$D = \frac{307}{300}$$

$$D = 1.023 \text{ mm}$$

Remplazando en la ecuación 5 comprobamos que la deformación máxima está dentro del límite de rango de deformación.

3.5 Diseño de las cuchillas de corte.

Desempeña la función de cortar la fruta una vez que ésta ingresa, se considera un mecanismo de seis cuchillas rectangulares dispuestas a 180 grados.

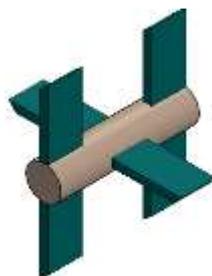


Figura 19-3: Cuchillas de corte.

Fuente: Autores.

3.5.1 Geometría de la cuchilla de corte.

Para diseñar las medidas de la cuchilla se basó únicamente en el diámetro interior del tamiz, es un referente para saber su longitud, el ancho fue considerado por el autor como se indica en la figura 20-3, la distribución en el eje es de 180 grados entre cada cuchilla como muestra la figura 21-3(b), el espesor debe ser analizado mediante diseño a carga estática y dinámica.

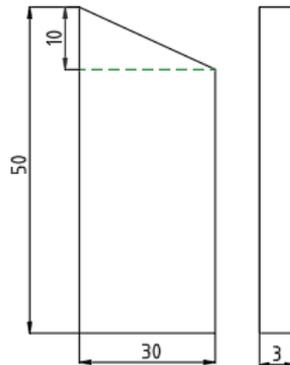


Figura 20-3: Dimensiones generales cuchilla de corte.

Fuente: Autores.

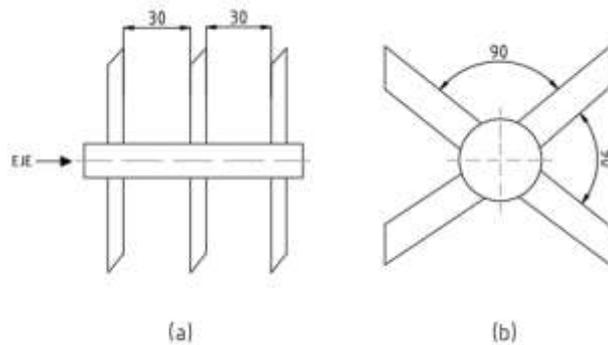


Figura 21-3: Detalle de cuchillas (a) distancia entre cuchillas, (b) ángulo entre cuchillas.

Fuente: Autores.

3.5.2 Fuerzas que intervienen en la cuchilla de corte.

Intervienen dos fuerzas, la fuerza de corte y la fuerza producida por el peso de la cuchilla, la fuerza de corte es experimental, se encontró con el método de la llave inglesa, éste método consiste en ubicar la mordaza en el eje, suspender un recipiente en el otro extremo de la llave como se muestra en la figura 22-3, agregar gradualmente masa hasta que logre vencer la inercia y gire el eje como se indica en la figura 23-3, previo a realizar este proceso se debe colocar guanábana dentro del tamiz, ya que esta será la fuerza necesaria que debe tener la paleta para romper la guanábana.

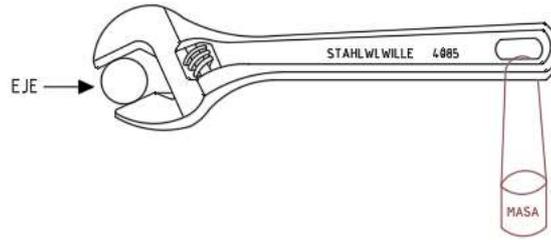


Figura 22-3: Llave inglesa sin masa en el recipiente.

Fuente: Autores.

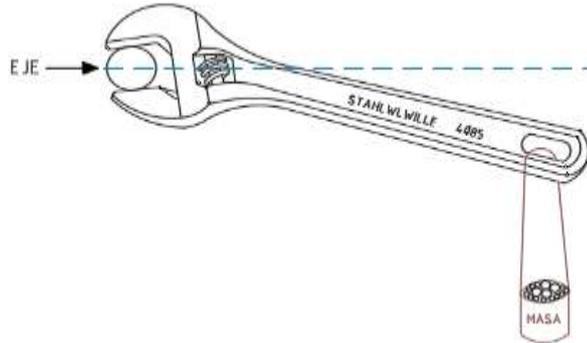


Figura 23-3: Llave inglesa con masa en el recipiente.

Fuente: Autores.

3.5.2.1 Fuerza de corte.

La masa agregada al recipiente fue de 0.833 Kg. La ecuación para calcular la fuerza de corte de la cuchilla es la siguiente:

$$F = m * g \quad (14)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 15)

Donde:

F: Fuerza de corte (N)

m: Masa dentro del recipiente suspendido en la llave inglesa (Kg)

g: Constante gravitacional (9.8 m/s²)

Reemplazando en la ecuación 14.

$$F = (0.833 \text{ Kg}) \left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$F = 8.168 \text{ N}$$

3.5.2.2 Fuerza producida por el peso de la cuchilla.

Para conocer el peso de la cuchilla es necesario calcular el volumen mediante la ecuación 9, se toma en cuenta las dimensiones indicadas en la figura 20-3, al ser una máquina para alimentos el material fué acero inoxidable, siendo su densidad 8000 Kg/m^3 .

$$V = b \times h \times a \quad (9)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 287)

Reemplazando en la ecuación 9

$$V = (0.05)(0.030)(0.003)$$

$$V = 4.5 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Reemplazando en la ecuación 6.

$$m = (4.5 \times 10^{-6})(8000)$$

$$m = 0.036$$

Reemplazando en la ecuación 14.

$$W_r = (0.036)(9.8)$$

$$W_r = 0.35 \text{ N}$$

3.5.3 Cálculo de momento flector y fuerza cortante.

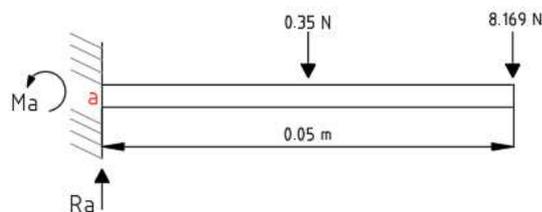


Figura 24-3: Diagrama de cuerpo libre de la cuchilla de corte.

Fuente: Autores.

$$\sum M_a = 0$$

$$M_a = (8.169 * 0.05) + (0.35 * 0.025)$$

$$M_a = 0.417 \text{ Nm.}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_a = 0.35 + 8.169$$

$$R_a = 8.522 \text{ N.}$$

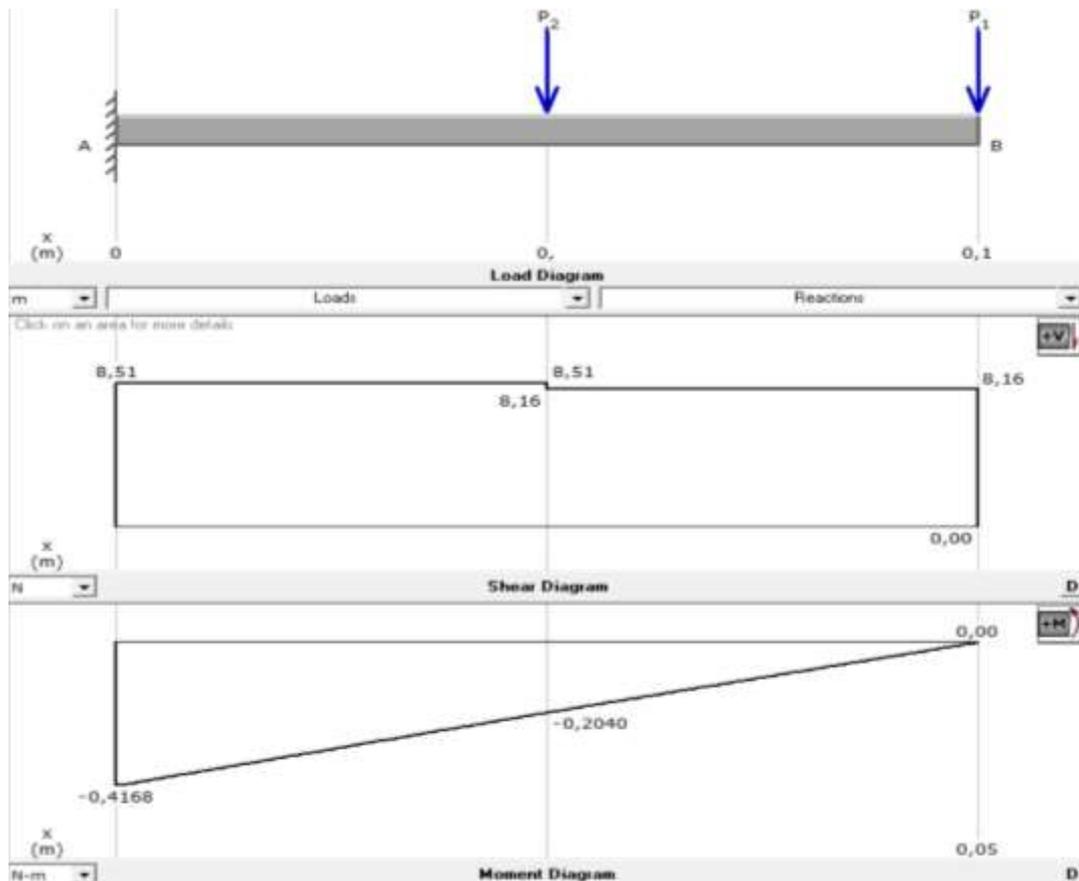


Gráfico 6-3: Diagrama de la fuerza cortante y momento flector.

Fuente: Autores.

Según el catálogo DIPAC (ANEXO C) se selecciona una plancha de 6mm de espesor con medidas generales 1220 x 2440 con un peso de 140.21Kg.

Para corroborar si la elección del espesor es el correcto se calcula el factor de seguridad aplicando Von Mises a carga estática y carga dinámica.

3.5.4 *Diseño a carga estática.*

Para elegir el espesor adecuado se debe asumir un valor tentativo, posteriormente se calcula el coeficiente de seguridad mediante el diseño de carga estática utilizando la ecuación del esfuerzo de Von Mises que se muestra a continuación:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (15)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 216)

Donde:

σ' = Esfuerzo de Von Misses.

S_y = Resistencia a la fluencia.

n = Coeficiente de seguridad.

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} = \sqrt{\sigma_x^2 + (3\tau_{xy})^2} \quad (16)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006)

Donde:

σ_x = Esfuerzo de flexión.

τ_{xy} = Esfuerzo cortante.

$$\sigma_x = \frac{M * c}{I} \quad (17)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 86)

$$I = \frac{e^3 * L}{12} \quad (18)$$

Fuente: (NONNAST, 2003, p. 8)

$$c = \frac{e}{2} \quad (19)$$

Fuente: (NONNAST, 2003, p. 8)

Donde:

M = Momento flector máximo.

c = Distancia del eje neutro al extremo de la probeta.

I = Momento de inercia.

e = Espesor.

L = Longitud.

$$\tau_{xy} = \frac{3V}{2A} \quad (20)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 94)

$$A_c = L \times e \quad (21)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 8)

Donde:

V = Fuerza cortante máxima.

A_c = Área de un cuadrado.

L = Longitud de la cuchilla.

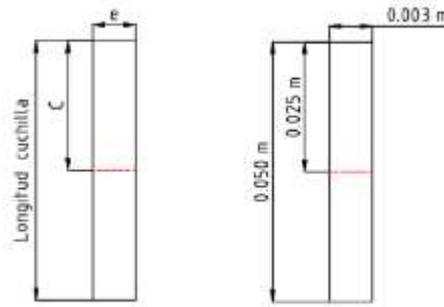


Figura 25-3: Medidas generales del área de contacto de la cuchilla.

Fuente: Autores.

$$I = \frac{(0.006)^3(0.050)}{12} = 1.125 \times 10^{-10} \text{ m}^4$$

$$C = \frac{0.050}{2} = 0.025 \text{ m}$$

$$\sigma_x = \frac{0.417 * 0.025}{1.125 \times 10^{-10}} = 92.66 \text{ MPa}$$

$$A = 0.003 * 0.050 = 1.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\tau_{xy} = \frac{(3)(8.52)}{2 * (1.5 \times 10^{-4})} = 0.08522 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \sqrt{(92.66)^2 + (3 * (8.522 \times 10^4))^2} = 92.66 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{276}{92.66}$$

$$n = 2.97$$

Como se puede apreciar el factor de seguridad es mayor que 1, eso indica que las dimensiones son adecuadas para una posterior construcción.

3.5.5 *Diseño a carga dinámica con esfuerzos combinados.*

Según los criterios de diseño la cuchilla de corte está sometida a esfuerzos de flexión y corte, la teoría de falla seleccionada fue según Soderberg como se indica en la ecuación 22, así como también se pudo determinar que el esfuerzo medio es nulo teniendo como resultado final la ecuación 23.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_{aeq}}{S_e} + \frac{\sigma_{meq}}{S_y} \quad (22)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 298)

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_{aeq}}{S_e} \quad (23)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 298)

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right| \quad (24)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 298)

El comportamiento que presenta la cuchilla se puede observar en la figura 26-3 según la curva sinusoidal, se puede apreciar que el σ_{meq} es cero.

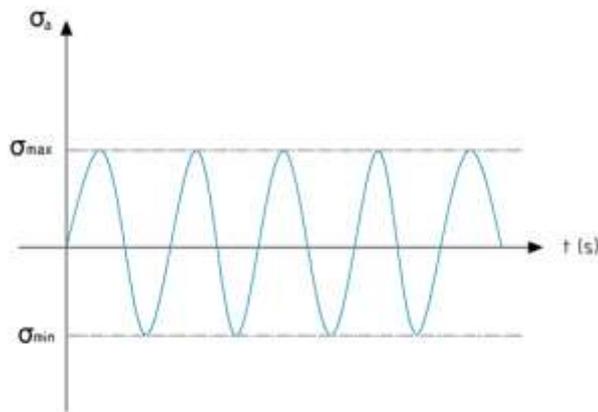


Figura 26-3: Esfuerzo amplitud de la cuchilla de corte.

Fuente: Autores.

Donde:

σ_{\max} = Esfuerzo máximo.

σ_{\min} = Esfuerzo mínimo.

El esfuerzo equivalente según la teoría de Von Mises para esfuerzos combinados se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$\sigma_{aeq} = \sqrt{\left(\frac{K_{fa}\sigma_{aa}}{0.85} + K_{ff}\sigma_{af}\right)^2 + 3(K_{ft}\tau_{at} + K_{fc}\tau_{ac})^2} \quad (25)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 310)

Donde:

K_{fa} = Concentración de esfuerzo axial.

σ_{aa} = Esfuerzo amplitud axial.

K_{ff} = Concentración de esfuerzo de flexión.

σ_{af} = Esfuerzo amplitud debido a flexión.

K_{ft} = Concentración de esfuerzo de torsión.

τ_{at} = Esfuerzo de corte por torsión.

K_{fc} = Concentración de esfuerzo de corte.

τ_{ac} = Esfuerzo de corte debido a corte.

En el análisis a fatiga se consideran factores que modifican el límite de resistencia, “Marín identifico factores que cuantificaban los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos” (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 279) .

$$S_e = S_e' * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_g \quad (4)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 279)

Donde:

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

K_a : Factor de modificación de la condición superficial.

K_b : Factor de tamaño.

K_c : Factor de modificación de carga.

K_d : Factor de temperatura.

K_e : Factor de confiabilidad.

K_g : Factor de efectos diversos.

El valor de S_{ut} (Resistencia a la tensión mínima), es tabulado de acuerdo al tipo de material (Ver ANEXO B), en nuestro caso para acero inoxidable AISI 304 el valor es de 568 Mpa.

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad (26)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 274)

Donde:

S_{ut} : Resistencia última a la tracción.

Reemplazando en la ecuación 26.

$$S'_e = (0.5)(568\text{Mpa})$$

$$S'_e = 284 \text{ Mpa}$$

- Factor de modificación de la condición superficial

La cuchilla es maquinada, razón por la que se toman los valores señalados en la tabla 1-3.

$$K_a = a (S_{ut})^b \quad (27)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 8)

Tabla 1-3: Factor a y b

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a		Exponente
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	b
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 280)

Reemplazando en la ecuación 27.

$$K_a = 4.51 (568)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.84$$

- Factor de tamaño

Uno de los problemas de la ecuación 29, es qué hacer cuando no es una sección circular, para esto se calcula un diámetro efectivo como se muestra en la ecuación 28.

$$d_e = 0.808(hb)^{1/2} \quad (28)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 281)

Donde:

d_e = Diámetro efectivo.

h = Longitud.

b = Ancho.

$$K_b = 1.24 (d_e)^{-0.107} \quad (29)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 280)

Reemplazando en la ecuación 28.

$$d_e = 0.808 (0.05 * 0.003)^{0.5}$$

$$d_e = 9.896 \text{ mm.}$$

Reemplazando en la ecuación 29.

$$K_b = 1.24 (9.896)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.97$$

- Factor de modificación de carga.

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{Flexión} \\ 0.85 & \text{Axial} \\ 0.59 & \text{Torsión} \end{cases} \quad (30)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 282)

$$K_c = 1$$

- Factor de temperatura.

La temperatura de trabajo a la que está expuesta la cuchilla de corte será la temperatura ambiente, 20 C.

Tabla 2-3: Relación de temperatura

Temperatura, °C	$\frac{S_T}{S_{RT}}$	Temperatura, °F	$\frac{S_T}{S_{RT}}$
20	1,000	70	1
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,02
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 283)

$$\frac{S_T}{S_{RT}} = K_d$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 283)

$$K_d = 1$$

- Factor de confiabilidad.

Para conocer K_e se debe asumir el autor un porcentaje de confiabilidad. En este caso será 90%.

Tabla 3-3: Factor de confiabilidad.

Confiabilidad, %	Variación de transformación Z_a	Factor de confiabilidad K_e
50	0	1
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,62

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 283)

$$K_e = 1 - 0.008z_a \quad (32)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 284)

Reemplazando en la ecuación 32.

$$K_e = 1 - 0.008(1.288)$$

$$K_e = 0.989$$

- Factor de efectos varios.

Para este factor se analiza la cuchilla, al no tener agujeros ni muesca se considera $q = 0$.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (33)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 287)

Donde:

q : Sensibilidad de la muesca.

K_t : Factor de concentración de esfuerzos.

$$K_f = 1$$

$$S_e = 284 * 0.84 * 0.97 * 1 * 1 * 0.989 * 1$$

$$S_e = 229 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_x = \frac{(0.417)(0.025)}{1.125 \times 10^{-10}} = 92.66 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right|$$

$$\sigma_a = \left| \frac{92.66 - (-92.66)}{2} \right| = 92.66 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aeq} = \sqrt{(1.6 \times 4.931 \times 10^7)^2 + 3(1.3 \times 8.52 \times 10^4)^2}$$

$$\sigma_{aeq} = 148.3 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{276 \text{ Mpa}}{148.3 \text{ Mpa}}$$

$$n = 1.86$$

El resultado es mayor que 1, esto quiere decir que la cuchilla resistirá los esfuerzos y el espesor del material seleccionado es el indicado, se puede observar que el factor de seguridad disminuye en la carga dinámica.

3.5.6 Análisis en ANSYS de las cuchillas

Definición del material a utilizar en este caso acero inoxidable AISI 304

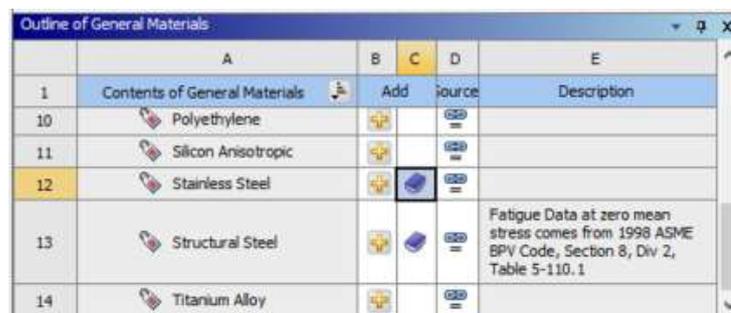


Figura 27-3: Asignación del material en la cuchilla.

Fuente: Autores

Verificar la calidad de la malla.

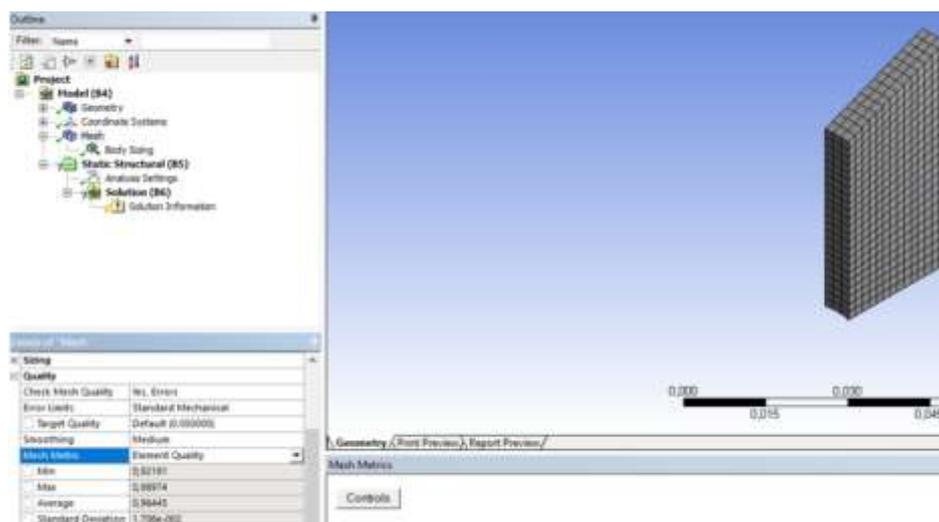


Figura 28-3: Calidad de la malla en la cuchilla.

Fuente: Autores.

Posteriormente se asigna los soportes adecuados.



Figura 29-3: Soportes en la cuchilla.

Fuente: Autores.

Se asigna las cargas.



Figura 30-3: Asignación de la fuerza de corte en la cuchilla.

Fuente: Autores.

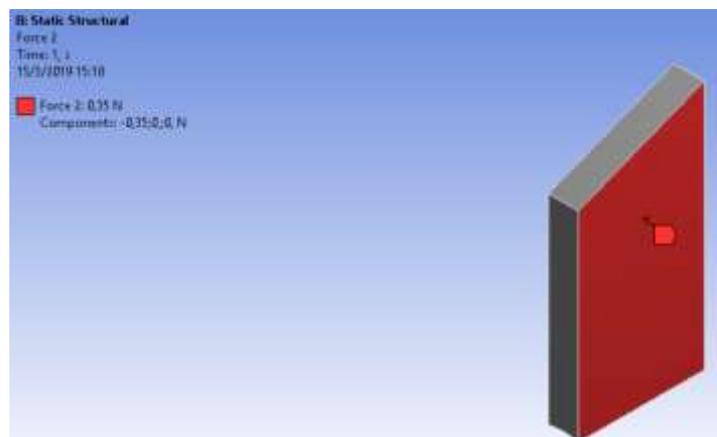


Figura 31-3: Asignación de peso propio en la cuchilla.

Fuente: Autores.

A continuación, se indica el resultado de la deformación total máxima.

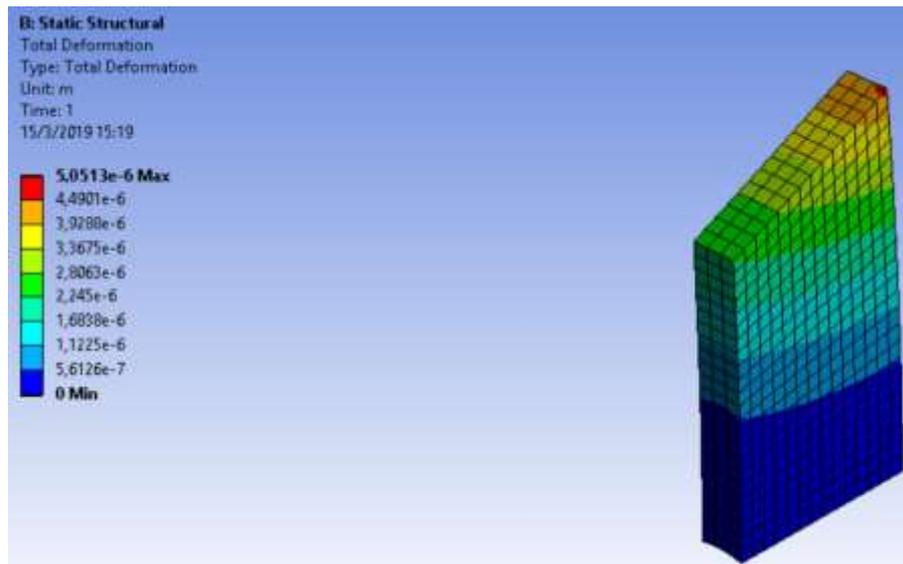


Gráfico 7-3: Deformación máxima en la cuchilla.

Fuente: Autores.

Se muestra el resultado del esfuerzo máximo de Von Mises.

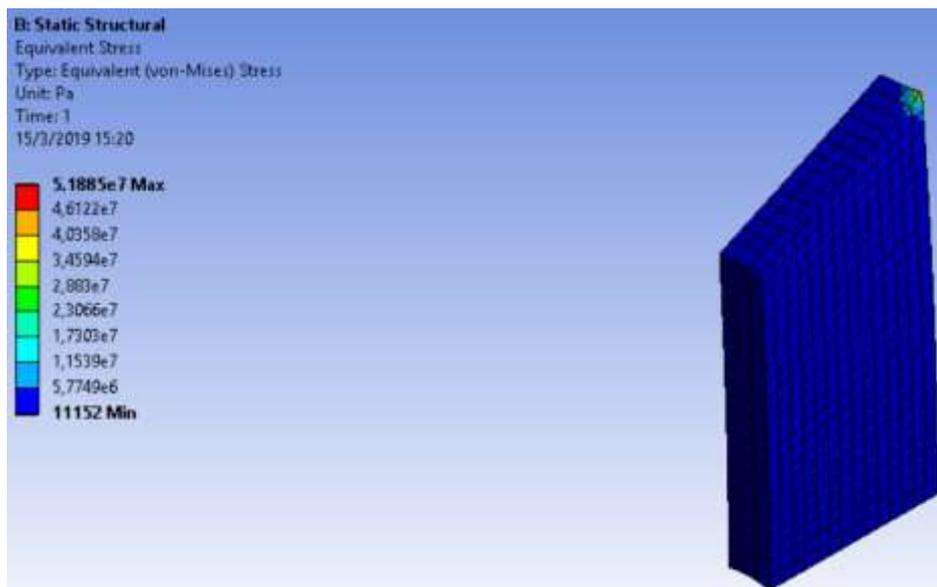


Gráfico 8-3: Esfuerzo máximo de Von Mises en la cuchilla.

Fuente: Autores.

Según los resultados obtenidos en el gráfico 8-3 el esfuerzo máximo de Von Mises es 51 Mpa, se puede concluir que está por debajo del esfuerzo permisible del acero inoxidable que tiene un valor de 276 Mpa por lo tanto la cuchilla soportará los esfuerzos a los que está sometida; en el gráfico 7-3 obtenemos una deformación máxima de 0.005mm y analizando con la deformación en la ecuación 5 la flecha máxima es 0.167mm, entonces

este valor calculado en el software ANSYS está por debajo del valor de deformación máxima.

3.6 Diseño del agitador.



Figura 32-3: Agitador.

Fuente: Autores.

3.6.1 Partes del agitador.

Los elementos que componen el agitador se pueden apreciar en la figura 32-3, ésta es la parte principal de la máquina ya que es la encargada de desprender por fuerza centrífuga la semilla de la fruta, la pulpa sale por el tamiz mientras la semilla es arrastrada hacia adelante para su posterior salida, es fundamental analizarlo en conjunto para hallar la fuerza de despulpado.

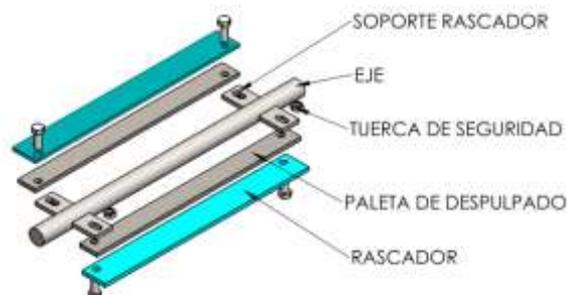


Figura 33-3: Partes que conforman el agitador.

Fuente: Autores.

3.6.2 Cálculo de fuerzas en el agitador.

Las fuerzas que intervienen son: la fuerza de despulpado y el peso de la fruta que se opone al movimiento.

Para el diseño de las paletas de despulpado y el rascador es importante conocer la fuerza centrífuga, fuerza perpendicular a la paleta que expulsa la guanábana hacia el tamiz desprendiendo la semilla de la fruta, el método para encontrar esta fuerza es experimental, se ubica guanábana dentro del recipiente de prueba o tamiz y se calcula el volumen ocupado, a través de una sumatoria de fuerzas se puede hallar la fuerza de despulpado como se indica en la figura 34-3.

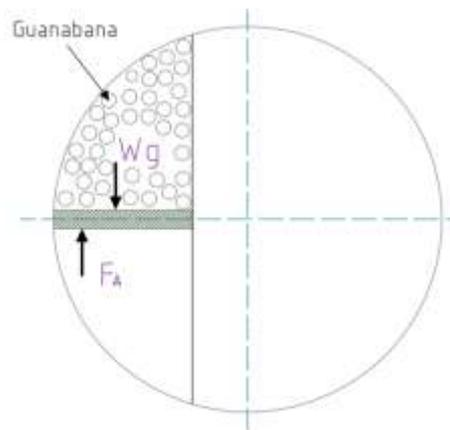


Figura 34-3: Representación de fuerzas en el agitador.

Fuente: Autores.

Donde:

F_A : Fuerza producida por el agitador. (N)

W_g : Peso de la guanábana. (N)

$$\sum F_y = 0 \quad (34)$$

$$F_A - W_g = 0$$

$$F_A = W_g$$

Ecuación sumatoria de fuerzas en el agitador.

$$W_g = m_{DG} * g \quad (14)$$

Donde:

m_{DG} : Masa de guanábana desplazada por el agitador (Kg).

g : Constante gravitacional (9.8 m/s^2).

El principio en el que se basó para calcular la fuerza de despulpado es tomar en cuenta únicamente la porción de guanábana que está en contacto con la paleta como se puede observar en la figura 34-3, se calcula el volumen que ocupa dentro del tamiz para conocer la masa y posteriormente su peso.

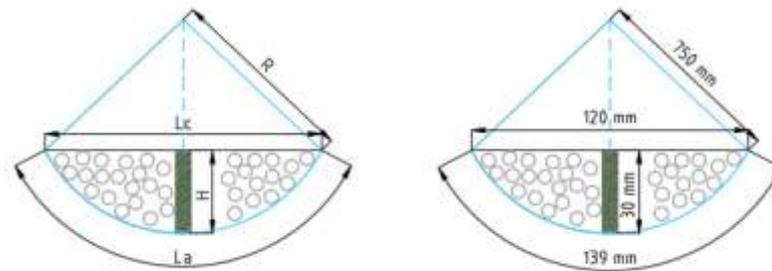


Figura 35-3: Representación de fuerzas en el agitador.

Fuente: Autores.

La masa que interviene en el proceso se desconoce, por este motivo se coloca la guanábana en el tamiz y se calcula geoméricamente el volumen que ocupa dentro del mismo.

$$m_{DG} = V_G * \rho_G \quad (6)$$

Donde:

V_G : Volumen que ocupa la guanábana dentro del tamiz (m^3).

ρ_G : Densidad de la guanábana (Kg / m^3).

$$V_G = A * L_T \quad (35)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 9)

Donde:

A: Área de la sección circular (m^2).

L_T : Longitud del tamiz (m).

La longitud del tamiz es de 0.355m, previamente diseñado como se indica en la figura 7-3.

$$A = \frac{R(L_A - L_C) * (R - H)}{2} \quad (36)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 9)

Donde:

L_A : Longitud de arco (m)

L_C : Longitud de cuerda (m)

R: Radio (m)

H: Altura (m)

$$A = \frac{0.075 (0.139 - 0.120) * (0.075 - 0.030)}{2}$$

$$A = 2.513 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_G = 2.513 \times 10^{-3} * 0.355$$

$$V_G = 8.919 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$m_{DG} = (8.919 \times 10^{-4}) * 1070 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$m_{DG} = 0.958 \text{ Kg}$$

$$W_g = 0.958 \text{ Kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_g = 9.388 \text{ N}$$

$$F_A = W_g$$

$$F_A = 9.388 \text{ N}$$

Por motivos de diseño se multiplicó por un coeficiente debido al rozamiento con el tamiz, el valor es de 1.5 teniendo como resultado una fuerza de despulpado de 14 N.

$$F_A = 9.388 \text{ N} * 1.5$$

$$\mathbf{F_A = 14 N}$$

3.7 Diseño de rascador.

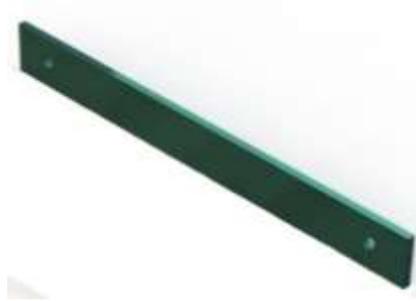


Figura 36-3: Rascador.

Fuente: Autores.

3.7.1 Dimensiones generales.

Las dimensiones del rascador fueron asignadas a criterio propio como se muestran en la figura 37-3, considerando que su longitud no supere el diámetro del tamiz ni sea inferior al diámetro del eje central.

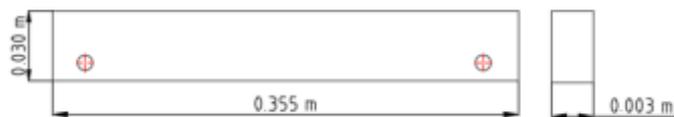


Figura 37-3: Dimensiones generales rascador.

Fuente: Autores.

3.7.2 Fuerzas que intervienen en el rascador.

La fuerza de despulpado es la que se toma en cuenta para el diseño del rascador, la misma que fue hallada experimentalmente en la sección anterior, otra fuerza que interviene es el peso propio.

Una vez iniciado el proceso la guanábana estará en constante contacto con la paleta de despulpado y el rascador, por este motivo se considera una carga distribuida para el análisis estático y dinámico, los apoyos se consideran como fijo articulado como se indica en la figura 31-3, por estar sujeta mediante pernos al soporte del rascador.

3.7.2.1 Peso del rascador.

Al ser una máquina para alimentos el material utilizado fue acero inoxidable, siendo su densidad 8000 Kg/m^3 .

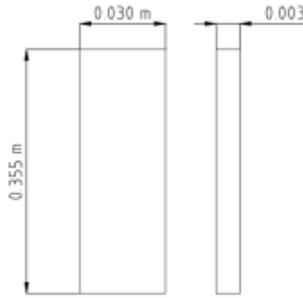


Figura 38-3: Dimensiones generales rascador.

Fuente: Autores.

$$V = b \times h \times a \quad (9)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 287)

Donde:

V: Volumen de un paralelepípedo (m^3).

b: Base (m).

h: Altura (m).

a: Ancho (m).

Reemplazando en la ecuación 9.

$$V = (0.355)(0.030)(0.003)$$

$$V = 3.195 \times 10^{-5} m^3$$

Reemplazando en la ecuación 6.

$$m = (3.195 \times 10^{-5})(8000)$$

$$m = 0.255$$

Peso de rascador hallamos reemplazando en la ecuación 14.

$$W_r = (0.255)(9.8)$$

$$W_r = 2.5 N$$

3.7.3 Carga distribuida en el rascador.

$$F_r = F_d + W_r \quad (37)$$

Fuente: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

Donde:

F_r = Carga puntual en el rascador. (N)

F_d = Fuerza de despulpado. (N)

W_r = Peso del rascador. (N)

Reemplazando en la ecuación 37.

$$F_r = 14 \text{ N} + 2.25 \text{ N}$$

$$F = 16.25 \text{ N}$$

3.7.4 Carga distribuida en el rascador.

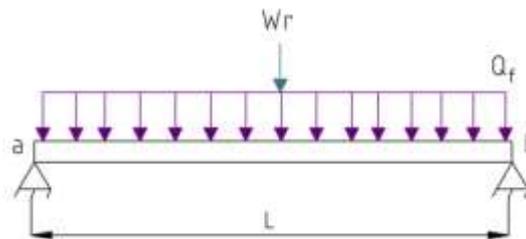


Figura 39-3: Diagrama de cuerpo libre.

Fuente: Autores.

Donde:

L: Longitud rascador

Q_f : Carga distribuida por unidad de longitud

W_r : Carga puntual debido al peso del rascador

$$Q_f = \frac{F_A}{L} \quad (38)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 9)

Reemplazando en la ecuación 38.

$$Q_f = \frac{14}{0.355}$$

$$Q_f = 39.667 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

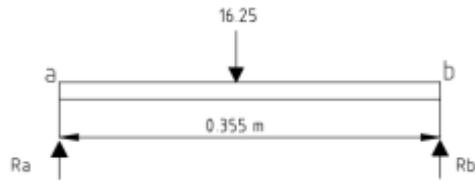


Figura 40-3: Diagrama de fuerzas en el rascador.

Fuente: Autores.

$$\sum M_A = 0$$

$$\left(16.25 * \frac{0.355}{2}\right) + (R_B * 0.355) = 0$$

$$R_B = 8.11 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_A + R_B - 16.22 = 0$$

$$R_A = 8.11 \text{ N}$$

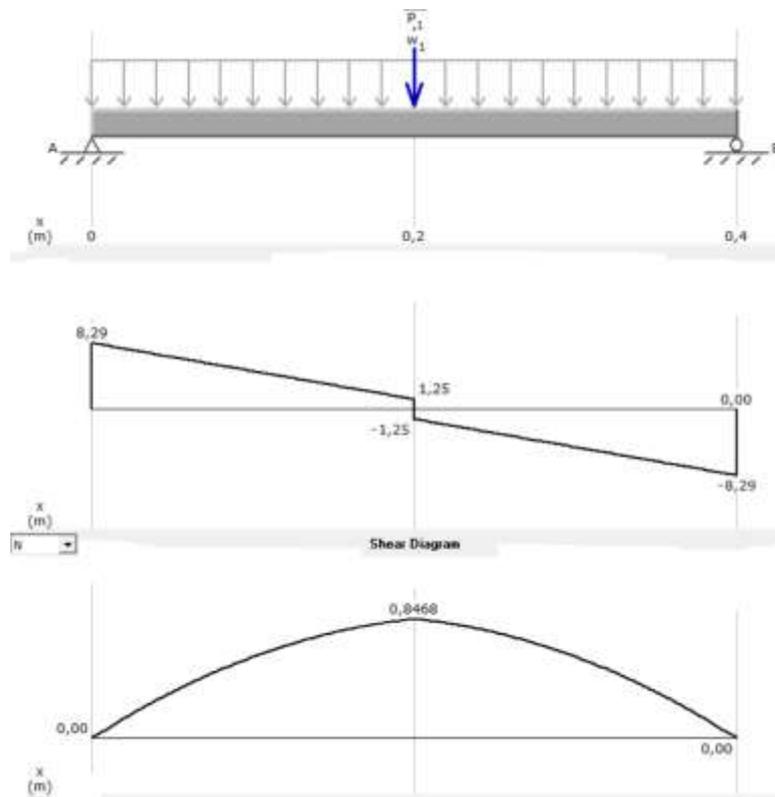


Gráfico 9-3: Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

Fuente: Autores.

3.7.5 Diseño a carga estática.

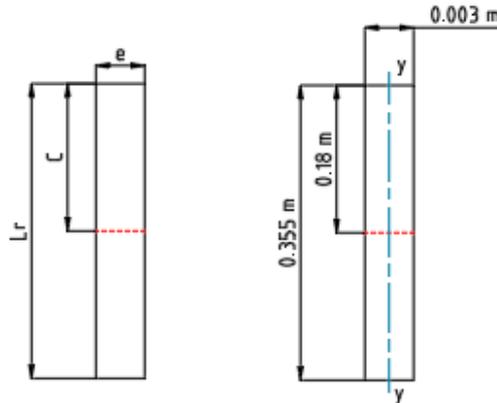


Figura 41-3: Dimensiones generales del rascador.

Fuente: Autores.

De la ecuación 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, hallamos los siguientes valores para éste elemento.

$$I_y = \frac{(0.003)^3(0.355)}{12} = 7.987 \times 10^{-10} \text{ m}^4$$

$$C = \frac{0.355}{2} = 0.178 \text{ m}$$

$$\sigma_x = \frac{0.821 * 0.355}{7.987 \times 10^{-10}} = 1.831 \times 10^2 \text{ MPa}$$

$$A = 0.003 * 0.355 = 1.065 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\tau_{xy} = \frac{(3)(8.11)}{2 * (1.065 \times 10^{-3})} = 11.42 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \sqrt{(1.824 \times 10^2)^2 + (3 * (11.42))^2} = 1.824 \times 10^2 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{276}{183.1}$$

$$n = 1.50$$

Como se puede apreciar el factor de seguridad es mayor que 1, eso indica que las dimensiones son adecuadas para una posterior construcción.

3.7.6 *Diseño a carga dinámica con esfuerzos combinados.*

Según los criterios de diseño el rascador está sometida a esfuerzos de flexión y corte, la teoría de falla seleccionada fue según Soderberg como se indica en la ecuación 22, así como también se pudo determinar que el esfuerzo medio es nulo teniendo como resultado final la ecuación 23.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_{aeq}}{S_e} + \frac{\sigma_{meq}}{S_y} \quad (22)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 298)

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_{aeq}}{S_e} \quad (23)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 298)

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right| \quad (24)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 298)

Donde:

σ_{\max} = Esfuerzo máximo. (MPa)

σ_{\min} = Esfuerzo mínimo. (MPa)

Debido a la presencia de esfuerzos combinados la teoría de Von Misses presenta la ecuación 25.

$$\sigma_{aeq} = \sqrt{\left(\frac{K_{fa}\sigma_{aa}}{0.85} + K_{ff}\sigma_{af} \right)^2 + 3(K_{ft}\tau_{at} + K_{fc}\tau_{ac})^2} \quad (25)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 310)

Donde:

K_{fa} = Concentración de esfuerzo axial.

σ_{aa} = Esfuerzo amplitud axial. (MPa)

K_{ff} = Concentración de esfuerzo de flexión.

σ_{af} = Esfuerzo amplitud debido a flexión. (MPa)

K_{ft} = Concentración de esfuerzo de torsión.

τ_{at} = Esfuerzo de corte por torsión. (MPa)

K_{fc} = Concentración de esfuerzo de corte.

τ_{ac} = Esfuerzo de corte debido a corte. (MPa)

En el análisis a fatiga se consideran factores que modifican el límite de resistencia, “Marín identificó factores que cuantificaban los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos”. (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 279)

$$S_e = S_e' * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_g \quad (4)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 279)

Donde:

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria. (MPa)

K_a : Factor de modificación de la condición superficial.

K_b : Factor de tamaño.

K_c : Factor de modificación de carga.

K_d : Factor de temperatura.

K_e : Factor de confiabilidad.

K_g : Factor de efectos diversos.

El valor de S_{ut} (Resistencia a la tensión mínima), es tabulado de acuerdo al tipo de material (Ver anexo B), en nuestro caso para acero inoxidable AISI 304 el valor es de 568 MPa.

$$S_e' = 0.5 * S_{ut} \quad (26)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 274)

Donde:

S_{ut} : Resistencia última a la tracción. (MPa)

Reemplazando en la ecuación 26.

$$S_e' = (0.5)(568\text{Mpa})$$

$$S_e' = 284 \text{ Mpa.}$$

- Factor de modificación de la condición superficial.

El rascador es maquinado razón por la que se toman los valores señalados en la tabla 1-3.

$$K_a = a (S_{ut})^b \quad (27)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 8)

Tabla 1-3: Factor a y b

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a		Exponente
	S_{ut} MPa	S_{ut} kpsi	b
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 280)

Reemplazando en la ecuación 27.

$$K_a = 4.51 (568)^{-0.265}$$

$$K_a = \mathbf{0.83}$$

- Factor de tamaño.

Uno de los problemas de la ecuación 29 es qué hacer cuando no es una sección circular, para esto se calcula un diámetro efectivo como se muestra en la ecuación 28.

$$d_e = 0.808(hb)^{1/2} \quad (28)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 281)

Donde:

d_e = Diámetro efectivo.

h = Longitud.

b = Ancho.

$$K_b = 1.24 (d_e)^{-0.107} \quad (29)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 280)

Reemplazando en la ecuación 28.

$$d_e = 0.808 (0.355 * 0.003)^{0.5}$$

$$d_e = 26.369 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación 29.

$$K_b = 1.24 (26.369)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.874$$

- Factor de modificación de carga.

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{Flexion} \\ 0.85 & \text{Axial} \\ 0.59 & \text{Torsion} \end{cases} \quad (30)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 282)

$$K_c = 1$$

- Factor de temperatura.

La temperatura de trabajo a la que está expuesto el rascador será la temperatura ambiente, 20 C.

Tabla 2-3: Relación de temperatura.

Temperatura, C	$\frac{S_T}{S_{RT}}$	Temperatura, F	$\frac{S_T}{S_{RT}}$
20	1,000	70	1
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,02
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 283)

$$\frac{S_T}{S_{RT}} = K_d \quad (31)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 283)

$$K_d = 1$$

- Factor de confiabilidad.

Para conocer el factor de confiabilidad K_e se debe asumir el autor un porcentaje, en este caso la confiabilidad asumida será 90%.

Tabla 3-3: Factor de confiabilidad.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad K_e
50	0	1
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,62

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 283)

$$K_e = 1 - 0.008z_a \quad (32)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 284)

Reemplazando en la ecuación 32.

$$K_e = 1 - 0.008(1.288)$$

$$K_e = 0.989$$

- Factor de efectos varios.

En el caso del rascador se debe analizar la muesca tomando en cuenta los dos agujeros de 6mm, existen gráficas para cada caso dependiendo de la geometría y el esfuerzo, se debe seleccionar la gráfica que cumpla con las condiciones de “barra rectangular con agujero transversal en flexión”. (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 1007)

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (33)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 287)

Donde:

q: Sensibilidad de la muesca: 1

K_t : Factor de concentración de esfuerzos.

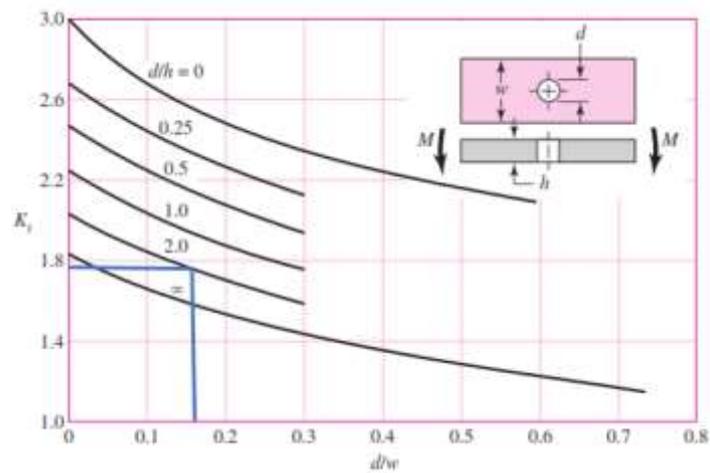


Gráfico 10-3: Factor teórico de concentración de esfuerzos para rascador.

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2008).

$$\frac{d}{w} = \frac{6}{40} = 0.15$$

$$\frac{d}{h} = \frac{6}{3} = 2$$

Al interceptar la recta se puede encontrar el valor de K_f como se puede observar en el gráfico 11-3.

$$K_t = 1.7$$

Reemplazando en la ecuación 33.

$$K_f = 1 + 1(1.7 - 1)$$

$$K_f = 1.7$$

Reemplazando en la ecuación 4.

$$S_e = 284 * 0.84 * 0.874 * 1 * 1 * 0.989 * 1.7$$

$$S_e = 350.678 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_x = \frac{(0.824)(0.178)}{7.987 \times 10^{-10}} = 183.1 \text{ x MPa}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right|$$

$$\sigma_a = \left| \frac{183.1 - (-183.1)}{2} \right| = 183.1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{aeq}} = \sqrt{(1.6 \times 183.1)^2 + 3(1.3 \times 114.5)^2}$$

$$\sigma_{\text{aeq}} = 293.9 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{350.678 \text{ Mpa}}{293.9 \text{ Mpa}}$$

$$n = 1.2$$

El resultado es mayor que 1, esto quiere decir que la pieza resistirá los esfuerzos, el espesor de 3 mm es el indicado, se puede observar que el factor de seguridad disminuye en la carga dinámica, es otro indicio que los cálculos son correctos ya que tiende a disminuir.

3.8 Diseño de la paleta de despulpado.



Figura 42-3: Paleta de despulpado.

Fuente: Autores.

3.8.1 Dimensiones generales.

Las dimensiones de la paleta de despulpado fueron asignadas a criterio propio como se muestra en la figura 43-3, considerando que su ancho no supere el diámetro del tamiz ni sea inferior al diámetro del eje central.

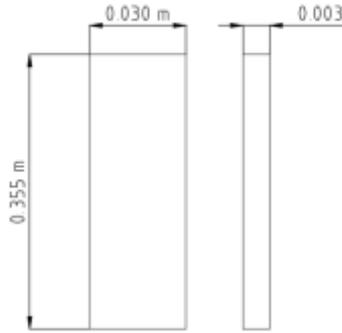


Figura 43-3: Dimensiones generales paleta de despulpado.

Fuente: Autores.

3.8.2 Fuerzas que intervienen en la paleta de despulpado.

Sobre la paleta actúan 3 fuerzas: la fuerza de despulpado hallada en la sección anterior con el valor de 14 N, el peso del rascador calculado según la ecuación 14, y el peso de la paleta de despulpado.

3.8.2.1 Peso de la paleta de despulpado.

Al ser una máquina para alimentos el material a emplear será acero inoxidable, siendo su densidad 8000 Kg/m^3 , se puede observar en la figura 42-3 que las dimensiones son iguales al rascador por lo tanto el peso será el mismo con el valor de 2.25 N.

3.8.3 Cálculo de cargas en la paleta de despulpado.

La fuerza de despulpado es una carga distribuida ya que la pulpa estará ejerciendo su peso sobre toda la paleta, el peso del rascador también se considera como una fuerza distribuida por estar sobre la misma en toda su dimensión, el peso propio se considera como carga puntual, al ser cargas distribuidas la fuerza de despulpado y el peso del rascador se suman algebraicamente.

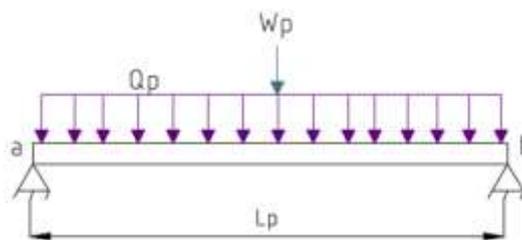


Figura 44-3: Diagrama de cuerpo libre.

Fuente: Autores.

Reemplazando en la ecuación 39.

$$Q_d = \frac{14}{0.355}$$

$$Q_d = 39.43 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Reemplazando en la ecuación 40.

$$Q_r = \frac{2.5}{0.355}$$

$$Q_r = 7.042 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Reemplazando en la ecuación 41.

$$Q_P = 46.479 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

3.8.3.1 Carga puntual.

$Q = \text{Fuerza de despulpado} + \text{Peso del rascador} + \text{Peso de la paleta de despulpado.}$

$$Q = 14 \text{ N} + 2.5 \text{ N} + 2.5 \text{ N}$$

$$Q = 19 \text{ N}$$

3.8.4 Cálculo de fuerza cortante y momento flector

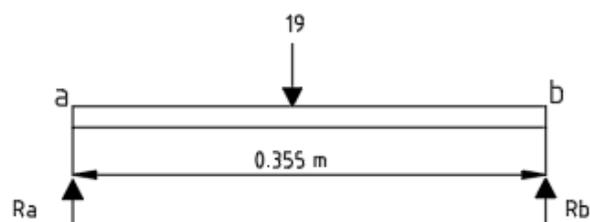


Figura 45-3: Diagrama de fuerzas en la paleta de despulpado.

Fuente: Autores.

$$\sum M_A = 0$$

$$\left(19 * \frac{0.355}{2}\right) + (R_B * 0.355) = 0$$

$$R_B = 9.5 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_A + R_B - 19 = 0$$

$$R_A = 9.5 \text{ N}$$

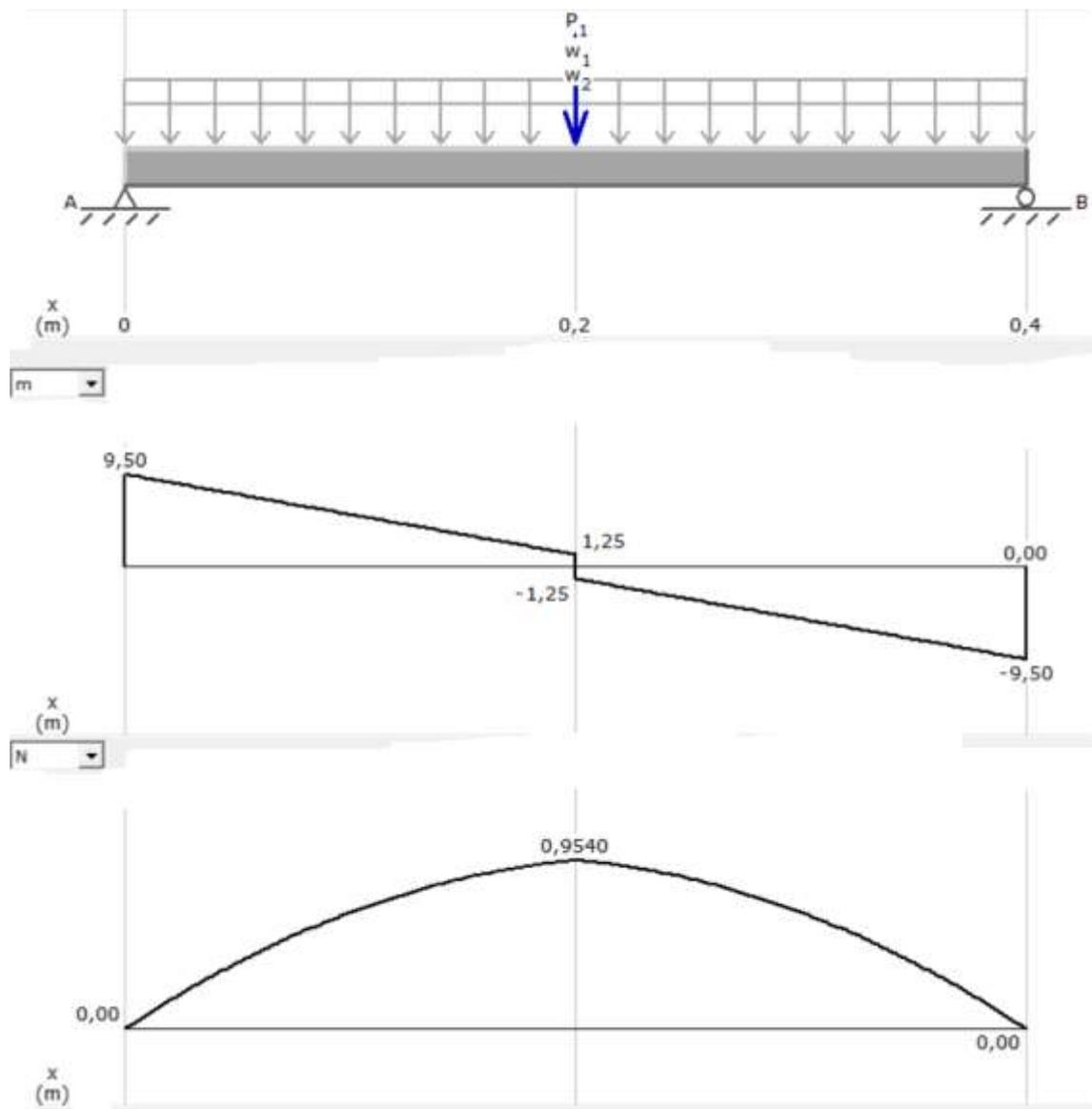


Gráfico 11-3: Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la paleta de despulpado.

Fuente: Autores.

3.8.5 Diseño a carga estática.

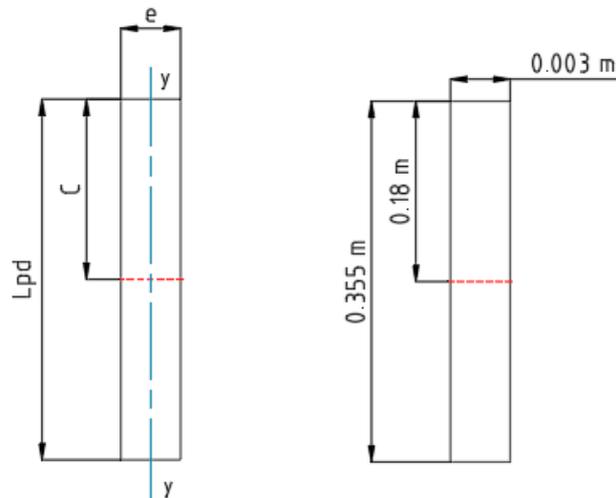


Figura 46-3: Dimensiones generales paleta de despulpado.

Fuente: Autores.

$$I_y = \frac{(0.003)^3(0.355)}{12} = 7.987 \times 10^{-10} \text{ m}^4$$

$$C = \frac{0.355}{2} = 0.178 \text{ m}$$

$$\sigma_x = \frac{0.732 * 0.355}{7.987 \times 10^{-10}} = 162.7 \text{ MPa}$$

$$A = 0.003 * 0.355 = 1.065 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\tau_{xy} = \frac{(3)(9.5)}{2 * (1.065 \times 10^{-3})} = 1.338 \times 10^4 \text{ Pa}$$

$$\sigma' = \sqrt{(162.7)^2 + (3 * (1.338 \times 10^4))^2} = 162.7 \text{ Mpa}$$

$$n = \frac{276}{162.7}$$

$$n = 1.69$$

Como se puede apreciar el factor de seguridad es mayor que 1, eso indica que las dimensiones son adecuadas para una posterior construcción.

3.8.6 Diseño a carga dinámica con esfuerzos combinados.

Reemplazando en la ecuación 26.

$$S'_e = (0.5)(568\text{Mpa})$$

$$S'_e = 284 \text{ Mpa.}$$

- Factor de modificación de la condición superficial.

La paleta de despulpado es maquinada razón por la que se toman los valores señalados en la tabla 1-3.

Tabla 1-3: Factor a y b

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a		Exponente
	S _{ut} kpsi	S _{ut} MPa	b
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 280)

Reemplazando en la ecuación 27.

$$K_a = 4.51 (568)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.83$$

- Factor de modificación de la condición superficial.

Uno de los problemas de la ecuación 29 es qué hacer cuando no es una sección circular, para esto se calcula un diámetro efectivo como se muestra en la ecuación 30.

Reemplazando en la ecuación 29.

$$d_e = 0.808 (0.355 * 0.003)^{0.5}$$

$$d_e = 26.369 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación 29.

$$K_b = 1.24 (26.369)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.874$$

- Factor de modificación de carga.

$$K_c = 1$$

- Factor de temperatura.

La temperatura de trabajo a la que está expuesta la cuchilla de corte será la temperatura ambiente, 20 C.

Tabla 2-3: Relación de temperatura.

Temperatura, °C	$\frac{S_T}{S_{RT}}$	Temperatura, °F	$\frac{S_T}{S_{RT}}$
20	1,000	70	1
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,02
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 283)

$$\frac{S_T}{S_{RT}} = K_d$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 283)

$$K_d = 1$$

- Factor de confiabilidad.

Para conocer el Factor de confiabilidad K_e se debe asumir el autor un porcentaje, en este caso la confiabilidad asumida será 90%.

Tabla 3-3: Factor de confiabilidad.

Confiabilidad %	Variación de transformación Z_a	Factor de confiabilidad K_e
50	0	1
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,62

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 283)

Reemplazando en la ecuación 32.

$$K_e = 1 - 0.008(1.288)$$

$$K_e = 0.989$$

- Factor de efectos varios.

En el caso de la paleta de despulpado se debe analizar la muesca tomando en cuenta los dos agujeros de 6mm, existen gráficas para cada caso dependiendo de la geometría y el esfuerzo, para la paleta se debe seleccionar la gráfica que cumpla con las condiciones de “barra rectangular con agujero transversal en flexión”. (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 1007)

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 287)

Donde:

q: Sensibilidad de la muesca: 1

K_t : Factor de concentración de esfuerzos.

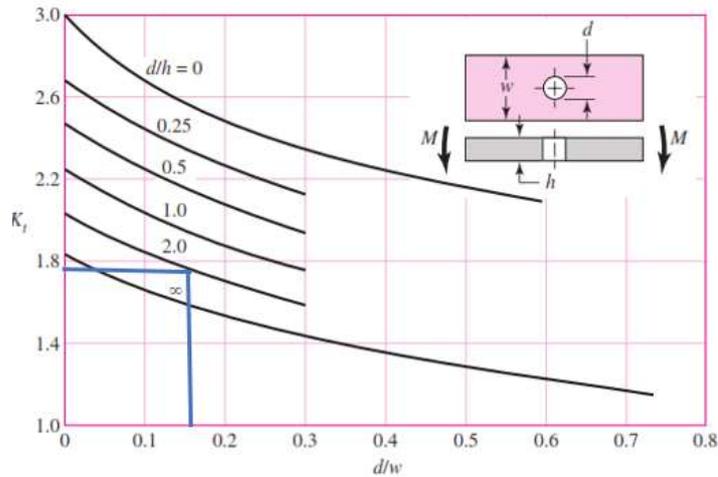


Gráfico 12-3: Factor teórico de concentración de esfuerzos para paleta de despulpado.

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2008)

$$\frac{d}{w} = \frac{6}{40} = 0.15$$

$$\frac{d}{h} = \frac{6}{3} = 2$$

Al interceptar la recta se puede encontrar el valor de K_f como se puede observar en la gráfica 13-3.

$$K_t = 1.7$$

Reemplazando en la ecuación 33.

$$K_f = 1 + 1(1.7 - 1)$$

$$K_f = 1.7$$

Reemplazando en la ecuación 4.

$$S_e = 284 * 0.84 * 0.874 * 1 * 1 * 0.989 * 1.7$$

$$S_e = 350.678 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_x = \frac{(0.732)(0.178)}{7.987 \times 10^{-10}} = 162.7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right|$$

$$\sigma_a = \left| \frac{162.7 - (-162.7)}{2} \right| = 162.7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aeq} = \sqrt{(1.6 \times 162.7)^2 + 3(1.3 \times 1.338 \times 10^4)^2}$$

$$\sigma_{aeq} = 260.3 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{219.98 \text{ Mpa}}{260.3 \text{ Mpa}}$$

$$n = 1.34$$

El resultado es mayor que 1, esto quiere decir que la pieza resistirá los esfuerzos y el espesor de 3 mm es el indicado, se puede observar que el factor de seguridad disminuye en la carga dinámica, es otro indicio que los cálculos son correctos ya que tiende a disminuir.

3.9 Diseño soporte rascador.

Las cargas que intervienen son: carga distribuida y carga puntual, el apoyo es empotrado debido a que la placa esta soldar al eje, se realizará un análisis a carga estática y a carga dinámica con esfuerzos combinados, el soporte de rascador fue analizado con esfuerzos a flexión y fuerza de corte.



Figura 47-3: Soporte rascador.

Fuente: Autores.

3.9.1 Dimensiones generales.

Las dimensiones del soporte de rascador fueron asignadas a criterio propio como se muestra en la figura 47-3.

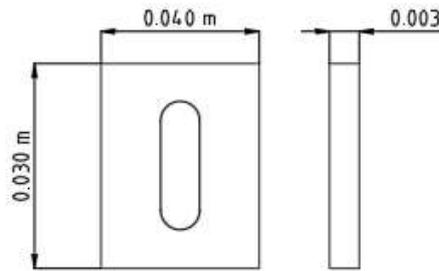


Figura 48-3: Dimensiones generales del soporte de rascador.

Fuente: Autores.

3.9.2 Fuerzas que intervienen en el soporte de rascador.

El soporte de rascador será la placa que soporte el mayor número de cargas ya que el rascador y la paleta de despulpado están sobre él como se indica en la figura 49-3, actúan 4 fuerzas: la fuerza de despulpado, hallada en la sección anterior con el valor de 14 N, el peso del rascador de 2.5 N, el peso de la paleta de despulpado de 2.5 N y el peso del soporte de rascador.

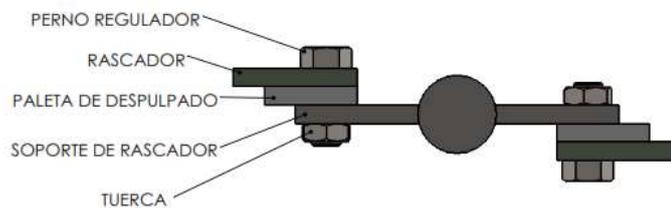


Figura 49-3: Disposición de elementos sobre el soporte de rascador.

Fuente: Autores.

3.9.2.1 Peso soporte de rascador.

Al ser una máquina para alimentos el material a utilizar será acero inoxidable, siendo su densidad 8000 Kg/m^3 , para calcular el peso es necesario hallar el volumen utilizando las medidas generales como muestra la figura 48-3.

Reemplazando en la ecuación 9.

$$V = (0.030)(0.040)(0.003)$$

$$V = 3.6 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Reemplazando en la ecuación 6.

$$m = (3.6 \times 10^{-6})(8000)$$

$$m = 0.029 \text{ Kg.}$$

Reemplazando en la ecuación 14.

$$W_r = (0.029)(9.8)$$

$$W_r = 0.282 \text{ N.}$$

3.9.3 Cálculo de cargas en el soporte de rascador.

La fuerza de despulpado es una carga distribuida ya que la pulpa estará ejerciendo su peso sobre toda la paleta, el peso del rascador y paleta de despulpado también se consideran como una fuerza distribuida por estar sobre el soporte en toda su dimensión, el peso propio se considera como carga puntual, al ser cargas distribuidas la fuerza de despulpado el peso de rascador y paleta de despulpado se suman algebraicamente.

Como se puede observar en la figura 31-3 la paleta de despulpado y el rascador están apoyadas en ambos extremos a un soporte de rascador debido a esto la carga se divide equitativamente.

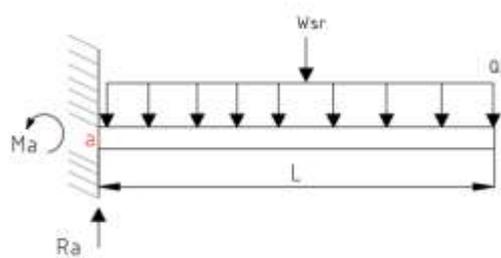


Figura 50-3: Diagrama de cuerpo libre del soporte de rascador.

Fuente: Autores.

Reemplazando en la ecuación 39.

$$Q_d = \frac{14}{0.030}$$

$$Q_d = 466.66 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Reemplazando en la ecuación 40.

$$Q_r = \frac{2.5}{0.030}$$

$$Q_r = 83.33 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Reemplazando en la ecuación 40.

$$Q_{pd} = \frac{2.5}{0.030}$$

$$Q_{pd} = 83.33 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Reemplazando en la ecuación 41.

$$Q_P = 633.32 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$Q_P = \frac{633.32}{2}$$

$$Q_P = 316.66 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

3.9.3.1 Carga puntual.

Q = Fuerza de despulpado + Peso del rascador + Peso de la paleta de despulpado + Peso soporte de rascador.

$$Q = \frac{14}{2} \text{ N} + \frac{2.5}{2} \text{ N} + \frac{2.5}{2} \text{ N} + 0.282 \text{ N}$$

$$Q = 9.69 \text{ N}$$

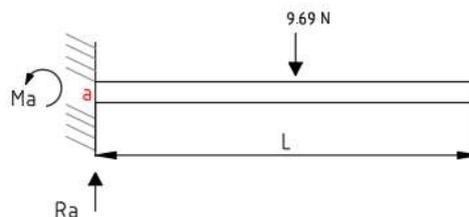


Figura 51-3: Diagrama de fuerzas en el soporte de rascador.

Fuente: Autores.

$$\sum M_A = 0$$

$$\left(9.69 * \frac{0.030}{2}\right) - M_a = 0$$

$$M_A = 0.145 \text{ Nm}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_A = 9.69 \text{ N}$$

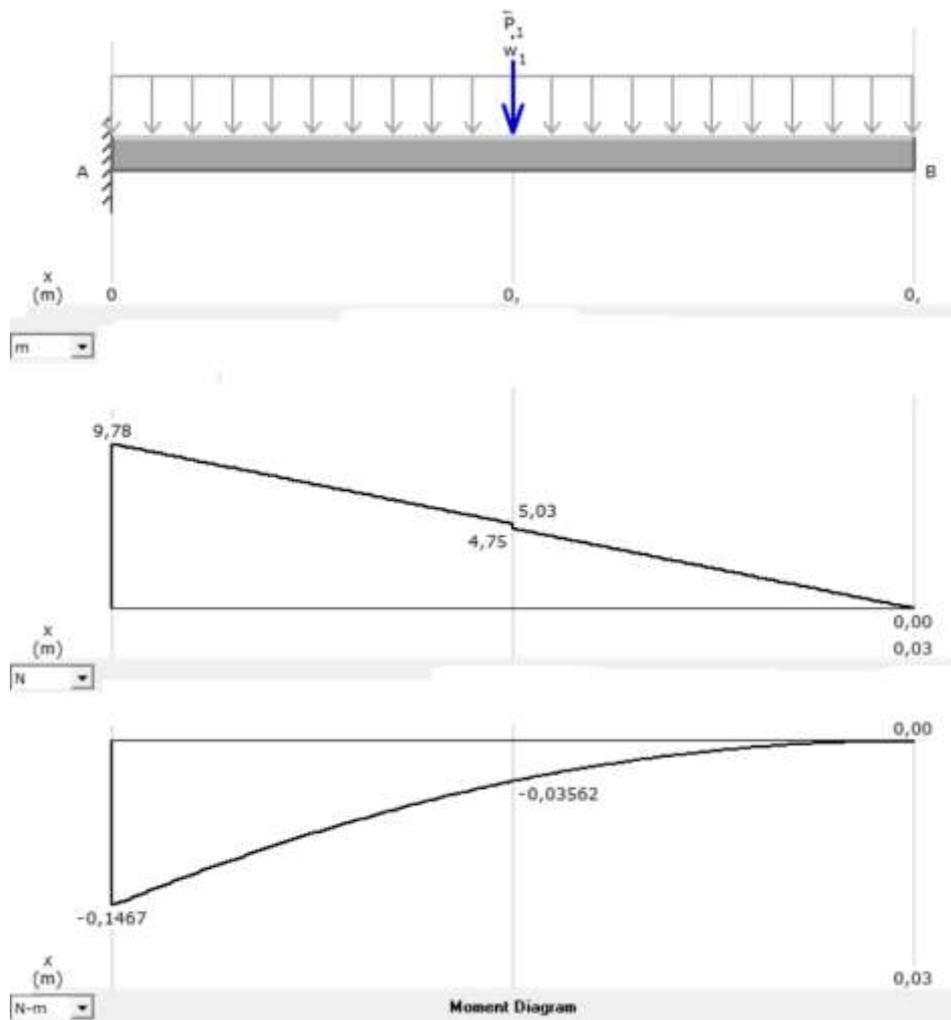


Gráfico 13-3: Diagrama momento flector del soporte de rascador.

Fuente: Autores.

3.9.4 Diseño a carga estática.

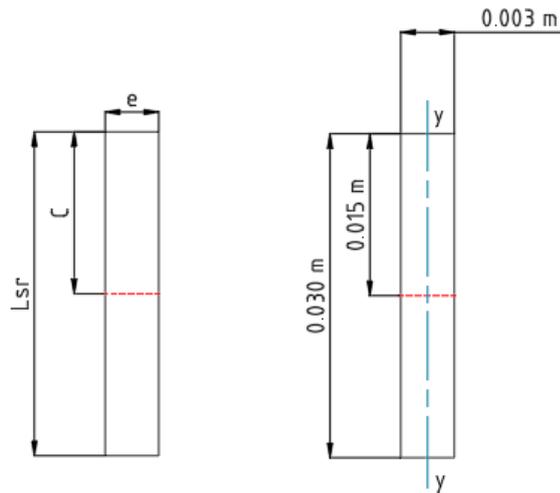


Figura 52-3: Dimensiones generales soporte de rascador.

Fuente: Autores.

$$I = \frac{(0.003)^3(0.030)}{12} = 2 \times 10^{-11} \text{ m}^4$$

$$C = \frac{0.030}{2} = 0.015 \text{ m}$$

$$\sigma_x = \frac{0.145 * 0.030}{2 \times 10^{-11}} = 109 \text{ Pa}$$

$$A = 0.003 * 0.030 = 6 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\tau_{xy} = \frac{(3)(9.5)}{2 * (8 \times 10^{-5})} = 2.375 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\sigma' = \sqrt{(109)^2 + (3 * (2.375 \times 10^5))^2} = 109 \text{ Pa}$$

$$n = \frac{276}{109}$$

$$\mathbf{n = 2.53}$$

Como se puede apreciar el factor de seguridad es mayor que 1, eso indica que las dimensiones son adecuadas para una posterior construcción.

3.9.5 Diseño a carga dinámica con esfuerzos combinados.

$$S'_e = (0.5)(568\text{Mpa})$$

$$S'_e = 284 \text{ Mpa}$$

- Factor de modificación de la condición superficial

El soporte de rascador es maquinado razón por la que se toman los valores señalados en la tabla 1-3.

Tabla 1-3: Factor a y b

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a		Exponente
	S _{ut} kpsi	S _{ut} MPa	b
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 280)

Reemplazando en la ecuación 27.

$$K_a = 4.51 (568)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.83$$

- Factor de tamaño

Uno de los problemas de la ecuación 29 es qué hacer cuando no es una sección circular, para esto se calcula un diámetro efectivo como se muestra en la ecuación 28.

Reemplazando en la ecuación 28.

$$d_e = 0.808 (0.030 * 0.003)^{0.5}$$

$$d_e = 6.259 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación 29.

$$K_b = 1.24 (6.259)^{-0.107}$$

$$K_b = 1$$

- Factor de modificación de carga.

$$K_c = 1$$

- Factor de temperatura.

La temperatura de trabajo a la que está expuesta la cuchilla de corte será la temperatura ambiente, 20 C.

Tabla 2-3: Relación de temperatura

Temperatura, C	$\frac{S_T}{S_{RT}}$	Temperatura, F	$\frac{S_T}{S_{RT}}$
20	1,000	70	1
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,02
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 283)

$$K_d = 1$$

- Factor de confiabilidad.

Para conocer el factor de confiabilidad K_e se debe asumir el autor un porcentaje de confiabilidad. En este caso la confiabilidad asumida será 90%.

Tabla 3-3: Factor de confiabilidad

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad K_e
50	0	1
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,62

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 283)

Reemplazando en la ecuación 32.

$$K_e = 1 - 0.008(1.288)$$

$$K_e = 0.989$$

- Factor de efectos varios.

En el caso del soporte de rascador se debe analizar la muesca tomando en cuenta el agujero de 6mm, existen gráficas para cada caso dependiendo de la geometría y el esfuerzo, para el soporte de rascador se debe seleccionar la gráfica que cumpla con las condiciones de “barra rectangular con agujero transversal en flexión”. (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 1007)

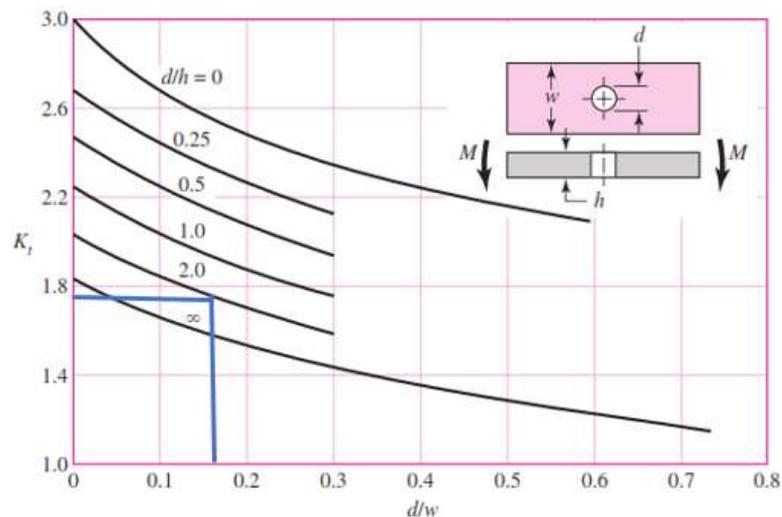


Gráfico 14-3: Factor teórico de concentración de esfuerzos para soporte de rascador.

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2008)

$$\frac{d}{w} = \frac{6}{40} = 0.15$$

$$\frac{d}{h} = \frac{6}{3} = 2$$

Al interceptar la recta se puede encontrar el valor de K_f como se puede observar en el gráfico 15-3.

$$K_t = 1.7$$

Reemplazando en la 33.

$$K_f = 1 + 1(1.7 - 1)$$

$$K_f = 1.7$$

$$S_e = 284 * 1 * 0.874 * 1 * 1 * 0.989 * 1.7$$

$$S_e = 409.017 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_x = \frac{(0.145)(0.15)}{2 \times 10^{-11}} = 1.09 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right|$$

$$\sigma_a = \left| \frac{1.09 \times 10^8 - (-1.09 \times 10^8)}{2} \right| = 1.09 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{aeq} = \sqrt{(1.6 \times 1.09 \times 10^8)^2 + 3(1.3 \times 2.378 \times 10^5)^2}$$

$$\sigma_{aeq} = 174.4 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{409.017 \text{ Mpa}}{174.4 \text{ Mpa}}$$

$$n = 2.34$$

El resultado es mayor que 1, esto quiere decir que la pieza resistirá los esfuerzos y el espesor de 3 mm es el indicado, se puede observar que el factor de seguridad disminuye en la carga dinámica, es otro indicio que los cálculos son correctos ya que tiende a disminuir.

3.10 Diseño y análisis estructural del bastidor



Figura 53-3: Bastidor.

Fuente: Autores.

La función del bastidor es servir de soporte al cuerpo de la máquina, motor y los elementos eléctricos, la geometría fue designada de acuerdo al diseño de la despulpadora como se indica en la figura 53-3.

La estructura está construida con tubo cuadrado inoxidable de 1in x 1.2mm según el catálogo de DIPAC (Ver **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** D) el material seleccionado fue acero inoxidable AISI 304, los perfiles son unidos mediante soldadura TIG.

Las dimensiones generales se indican en la figura 54-3, las unidades son en milímetros y la carga en Kgf, la estructura será analizada en el software SAP2000 para determinar si el tipo de perfil y el diseño soportará las cargas asignadas.

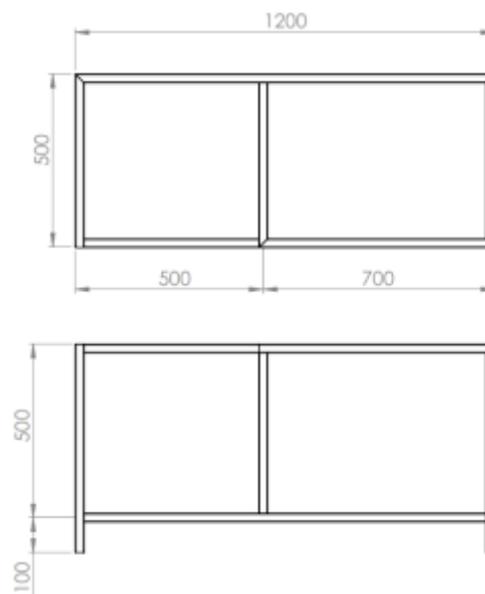


Figura 54-3: Dimensiones generales bastidor.

Fuente: Autores.

3.10.1 *Análisis de cargas*

La estructura soportará carga viva y carga muerta calculadas detalladamente a continuación.

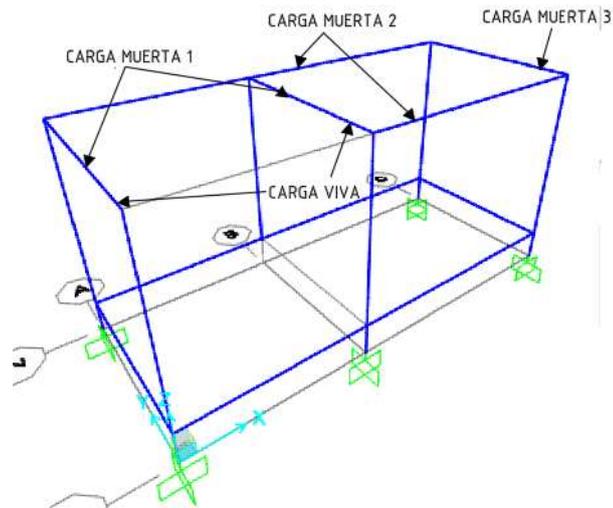


Figura 55-3: Demostración gráfica de la asignación de cargas en el bastidor

Fuente: Autores.

3.10.1.1 *Carga viva*

Se considera carga viva a la pulpa que ingresa en la despulpadora para ser procesada con un valor de 15 Kg, valor referencial con el que se ha trabajado para realizar los cálculos, es importante tener el criterio para la ubicación de la carga distribuida, en la figura 55-3 se indica en que perfil se ubicará cada carga.

3.10.1.2 *Carga muerta*

Se considera carga muerta al peso de la máquina, motor y elementos eléctricos; el peso de la máquina fue tomado en cuenta por medio del software SOLIDWORKS como se indica en el **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.E**, el valor del cobertor y base de motor fue calculado por medio del software SOLIDWORKS como se indica en el **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.F**, el peso del motor se obtuvo de la placa como se indica en el ANEXO H y el peso de los elementos eléctricos fueron tomados manualmente, se pesó cada elemento.

3.10.2 *Análisis mediante software SAP2000*

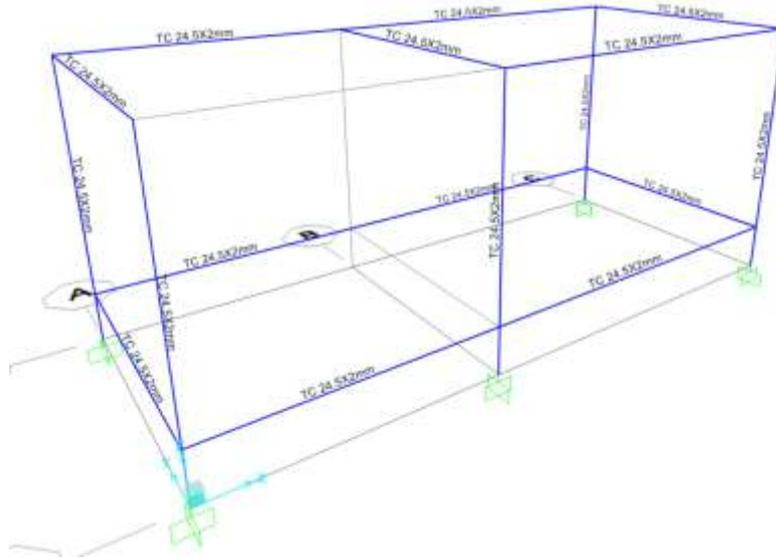


Figura 56-3: Bastidor dibujado en el software SAP2000

Fuente: Autores.

Se realiza el diseño de la mesa en el software SAP2000 como se indica en la figura 56-3, asignando los apoyos, el tipo de perfil y el material, se añaden las cargas que intervendrán en el análisis en este caso carga muerta, carga viva, y el peso propio del bastidor como se indica en la figura 57-3.

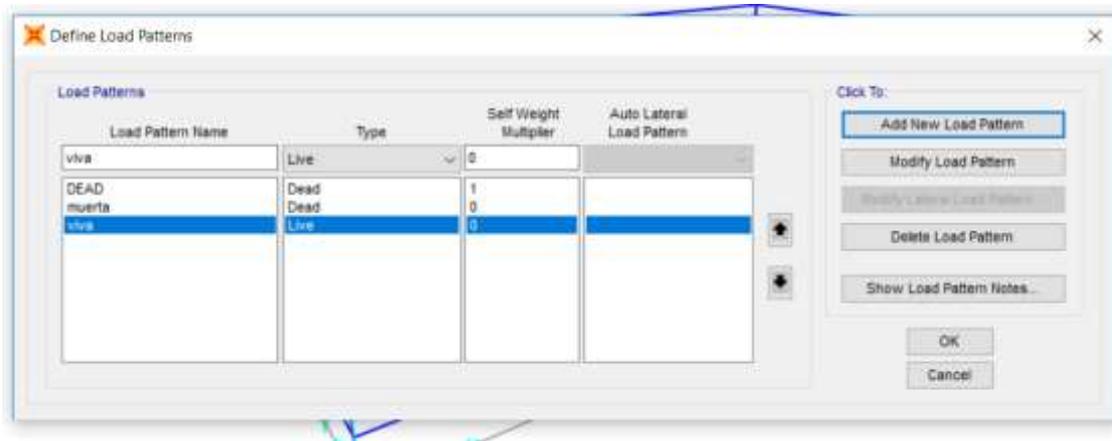


Figura 57-3: Designación de cargas en el software SAP2000

Fuente: Autores.

3.10.2.1 Asignación de carga viva

La asignación de la carga es únicamente en los dos perfiles, como se puede observar en la figura 58-3, esto se debe a que la pulpa procesada solo atraviesa esa sección del bastidor, al estar emperrado en los dos perfiles como se indica en la figura 53-3, la carga se divide para dos, y se multiplica para la longitud donde está actuando.

$$C_{viva} = 15 \text{ Kg}$$

$$C_{viva} = \frac{15}{2} = 7.5 \text{ Kg}$$

$$C_{viva} = \frac{7.5}{500} = 0.015 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}}$$

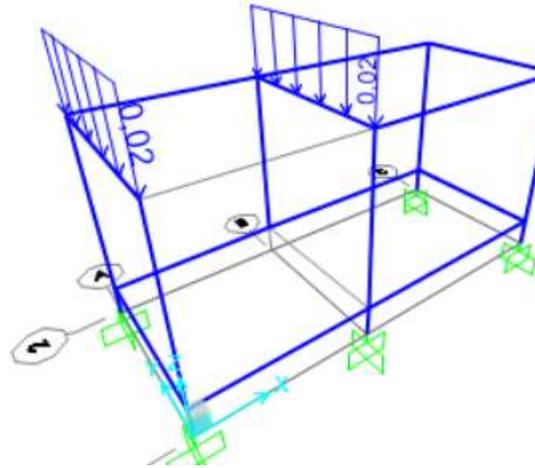


Figura 58-3: Asignación de carga viva en el software SAP2000

Fuente: Autores.

3.10.2.2 Asignación de carga muerta 1

La carga muerta 1 es debido al peso de la máquina, como se puede observar en la figura 1-3 esta emperrada en los dos perfiles, la carga se divide para dos, y se multiplica para la longitud donde está actuando como se indica en la figura 59-3.

$$C_{muerta1} = 163.46 \text{ Kg}$$

$$C_{muerta1} = \frac{163.46}{2} = 81.73 \text{ Kg}$$

$$C_{muerta1} = \frac{81.73}{500} = 0.1634 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}}$$

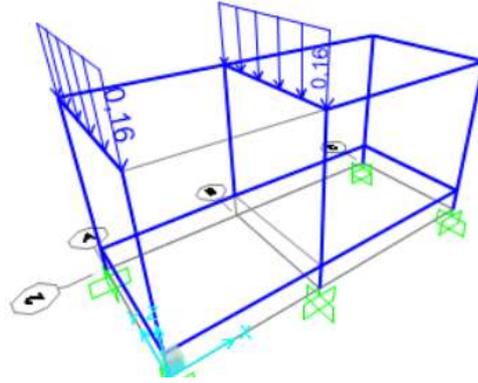


Figura 59-3: Asignación carga muerta 1 mediante el software SAP2000

Fuente: Autores.

3.10.2.3 Asignación de carga muerta 2

La carga muerta 2 es debido al peso del motor, cobertor y base de motor, al estar soportada sobre dos perfiles la carga se divide para 2, los valores fueron explicados anteriormente, la base de motor está emperrada a los perfiles laterales como se indica en la figura 55-3, es el motivo por el cual la carga es aplicada en dicha sección como se muestra en la figura 60-3.

$$C_{muerta2} = 11.19 \text{ Kg} + 21.25 \text{ Kg} = 32.44 \text{ Kg}$$

$$C_{muerta2} = \frac{32.44}{2} = 17.22$$

$$C_{muerta2} = \frac{17.22}{700} = 0.00246 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}}$$

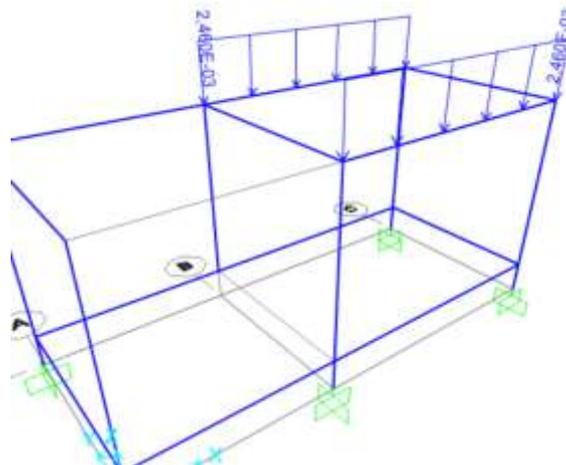


Figura 60-3: Asignación de carga muerta 2 mediante el software SAP2000

Fuente: Autores.

3.10.2.4 Asignación de carga muerta 3

La carga muerta 3 es debido al peso de los elementos eléctricos como: variador, breaker, cables, tablero, pulsador; los valores fueron explicados anteriormente, el tablero está empernado a un perfil como se indica en la figura 1-3, es el motivo por el cual la carga es aplicada en dicha sección como se muestra en la figura 61-3.

Para aplicar la carga distribuida se debe dividir para la longitud donde se va a aplicar, el perfil tiene 500 mm.

$$C_{muerta3} = 10 \text{ Kg}$$

$$C_{muerta3} = \frac{10}{500} = 0.02 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}}$$

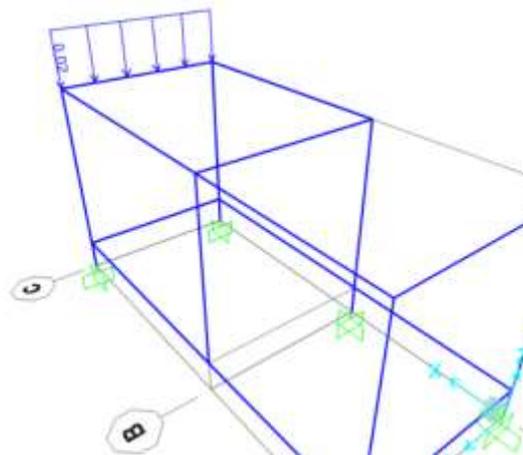


Figura 61-3: Asignación carga muerta 3 mediante el software SAP2000

Fuente: Autores.

3.10.2.5 Asignación de combinaciones mediante la norma NEC.

Para aplicar las combinaciones de carga se debe seguir la norma ecuatoriana de construcción (NEC), el bastidor fue analizado con la combinación 2 (ver ANEXO G)

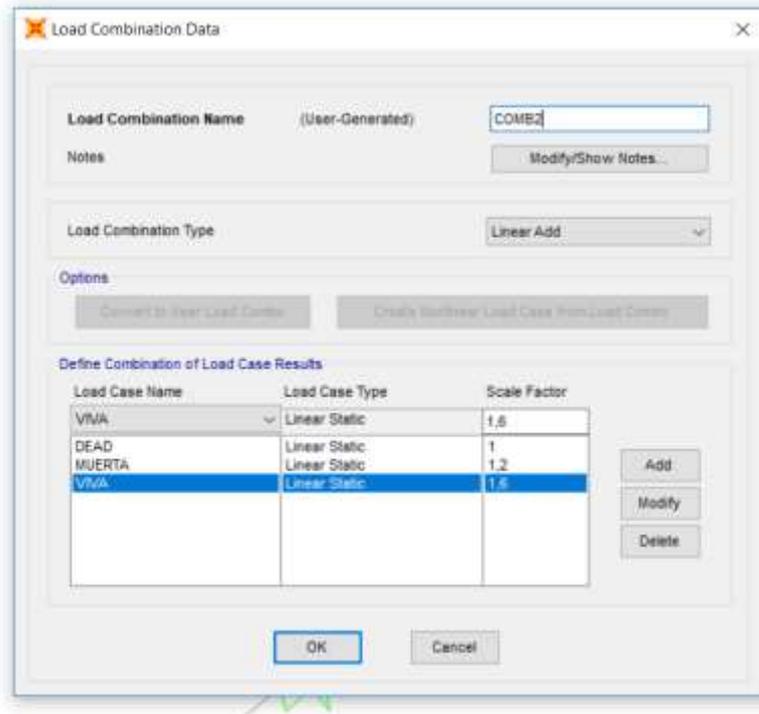


Figura 62-3: Combinación de cargas en el software SAP2000

Fuente: Autores.

3.10.2.6 Análisis de resultados

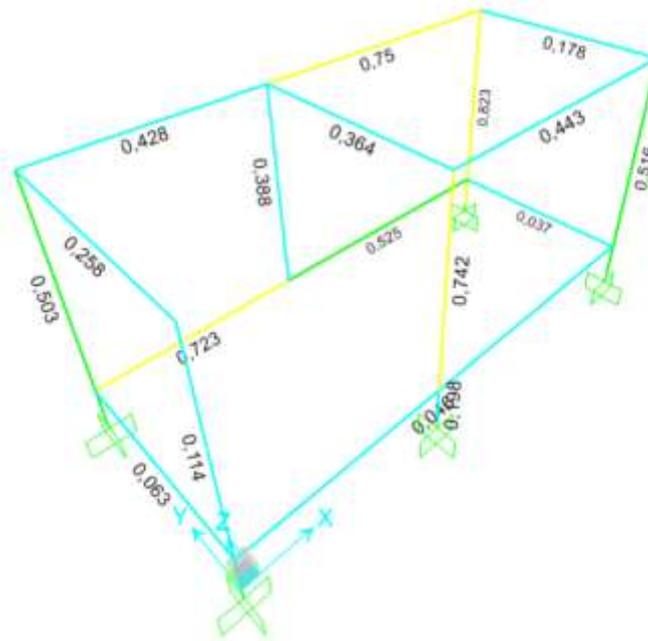


Gráfico 15-3: Análisis de resultados mediante software SAP2000

Fuente: Autores.

En el gráfico 15-3 se indica la razón demanda/ capacidad del bastidor, se puede observar que ningún valor supera la unidad por este motivo se puede determinar que la elección del material y el diseño es el adecuado para una posterior construcción.

3.11 Diseño de elementos varios.

La despulpadora tiene piezas secundarias que no fueron consideradas en el diseño, por este motivo se describe de forma general cada elemento.

3.11.1 Bridas.

Se utilizaron 2 bridas como soporte de la máquina con una distribución de 2 pernos y espesor de 6mm como se puede apreciar en la figura 63-3, dos bridas como elementos de unión con una distribución de 2 pernos como se puede observar en la figura 64-3, el material es acero inoxidable AISI 304.

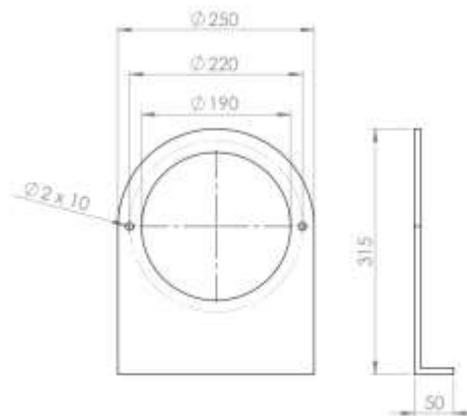


Figura 63-3: Medidas generales de la brida de soporte.

Fuente: Autores.

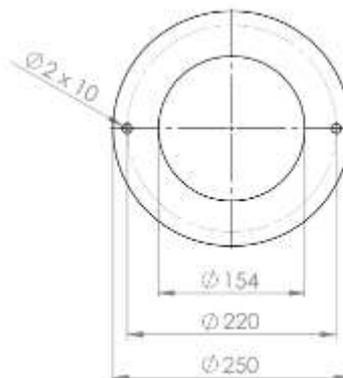


Figura 64-3: Medidas generales de la brida de unión.

Fuente: Autores.

3.11.2 *Placa base motor.*



Figura 65-3: Placa base del motor.

Fuente: Autores.

La función principal es fijar el motor al bastidor y alinearlo al eje principal que proviene de la despulpadora, la geometría es de acuerdo al diseño de autor como se indica en la figura 65-3, al no estar en contacto con el proceso de despulpado se eligió el material A36 con un espesor de 6mm.

3.11.3 *Tapa posterior.*



Figura 66-3: Tapa posterior.

Fuente: Autores.

Lugar por el que salen las semillas después del proceso de despulpado, también tiene la función de ser el soporte de la chumacera de pared como se puede observar en la figura 66-3, es una pieza desmontable para una posterior limpieza, al estar en contacto con el proceso el material de fabricación fue acero inoxidable AISI 304 con un espesor de 2 mm.

3.11.4 *Cubierta.*



Figura 67-3: Cubierta.

Fuente: Autores.

Elemento empleado para cubrir el tamiz y por ende el proceso de despulpado, básicamente es el chasis de la despulpadora como se indica en la figura 67-3, se seleccionó un espesor de 2mm en acero inoxidable AISI 304.

3.11.5 *Bandeja de salida.*



Figura 68-3: Bandeja de salida.

Fuente: Autores.

La función principal es guiar la pulpa desde la salida del tamiz hacia la bandeja de recepción para el posterior almacenamiento, la geometría es definida por el autor como se indica en la figura 68-3, se seleccionó un espesor de 2mm en acero inoxidable AISI 304.

3.12 Diseño del sistema eléctrico.

3.12.1 Potencia de trabajo.

Al conocer todas las fuerzas a las que está sometida la máquina, se calcula la potencia de trabajo, la despulpadora posee 3 potencias, la primera es la consumida por el tornillo sinfín, la segunda potencia es la consumida por las cuchillas de corte, la tercera potencia es la consumida por el agitador, que al ser sumadas se obtendrá la potencia final que necesitará para su funcionamiento.

3.12.2 Potencia consumida por el tornillo sinfín.

Para el cálculo de la potencia consumida por el tornillo sinfín se utilizó el método de la llave inglesa como se indica en la figura 69-3, el peso de la llave es de 1.09 Kg y la masa necesaria para vencer la inercia es de 1.15 Kg

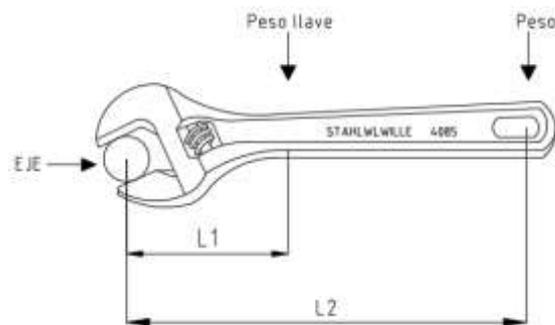


Figura 69-3: Representación gráfica de fuerzas en la llave de torsión.

Fuente: Autores.

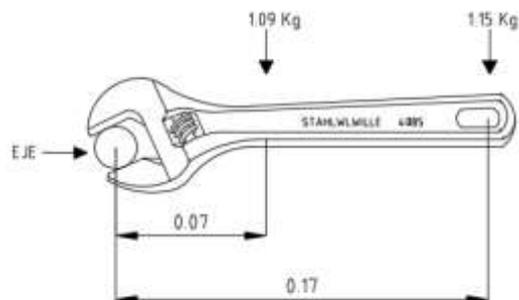


Figura 70-3: Fuerzas que actúan en la llave inglesa para el tornillo sinfín.

Fuente: Autores.

3.12.2.1 Torque.

$$T = F * d \quad (42)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 19)

Para determinar la fuerza que produce cada masa es necesario multiplicar por la gravedad.

$$T = (1.09) (9.8) (0.07) + (1.15) (9.8) (0.17)$$

$$T = 2.66 \text{ Nm.}$$

Remplazando en la ecuación 43.

$$P_A = 2.66 * 136.14$$

$$P_A = 362.13 \text{ Watt}$$

$$P_A = 0.48 \text{ Hp}$$

3.12.3 Potencia consumida por la cuchilla de corte.

Para el calcular el torque producido por la cuchilla se toma en cuenta la fuerza de corte hallada según la ecuación 43, el valor hallado es únicamente en una cuchilla, se debe multiplicar por las 6 cuchillas dispuestas en el eje principal.

$$F_{ct} = F_c * N \quad (44)$$

Fuente: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

Donde:

F_{ct} = Fuerza de corte total (N).

F_c = Fuerza de corte en una cuchilla (N).

N = Número de cuchillas dispuestas en el eje principal (-).

Reemplazando en la ecuación 44.

$$F_c = 8.1 * (6)$$

$$F_c = 49 \text{ N}$$

3.12.3.1 *Torque en las cuchillas de corte.*

La distancia de la cuchilla al eje es de 0.05m como se puede observar en la figura 20-3.

Reemplazando en la ecuación 42.

$$T = (49 \text{ N}) (0.05 \text{ m})$$

$$T = 2.45 \text{ Nm}$$

3.12.3.2 *Potencia.*

La velocidad a la que trabaja la despulpadora será 1300 rpm = 136.14 rad/s.

$$P_S = M * \omega \quad (43)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 16)

$$P = 2.66 * 136.14$$

$$P_S = 362.12 \text{ Watt}$$

$$P_S = \mathbf{0.47 \text{ Hp}}$$

3.12.3.3 *Potencia cuchillas de corte.*

Reemplazando en la ecuación 43.

$$P_C = 2.45 * 136.14$$

$$P_C = 333.54 \text{ Watt}$$

$$P_C = \mathbf{0.44 \text{ Hp}}$$

3.12.4 *Potencia consumida por el agitador.*

El valor del torque fue calculado experimentalmente con la llave inglesa como se indica en la figura 69-3, ya que al ser una carga distribuida se consideró un valor más exacto el método práctico, la cantidad de masa agregada a la llave fue de 2.5 Kg, para hallar la fuerza se calcula como se lo hizo anteriormente multiplicando por la gravedad.

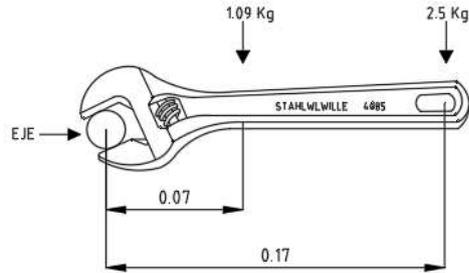


Figura 71-3: Fuerzas que actúan en la llave inglesa para el agitador.

Fuente: Autores.

3.12.4.1 *Torque en el agitador.*

Reemplazando en la ecuación 42.

$$T = (1.09) (9.8) (0.07) + (2.5) (9.8) (0.17)$$

$$T = 4.83 \text{ Nm}$$

3.12.4.2 *Potencia en el agitador.*

Remplazando en la ecuación 43.

$$P_A = 4.83 * 136.14$$

$$P_A = 657.55 \text{ Watt}$$

$$P_A = 0.88 \text{ Hp}$$

3.12.5 *Potencia total de trabajo.*

$$P = P_S + P_C + P_A$$

$$P = 0.47 + 0.44 + 0.8$$

$$P = 1.71 \text{ Hp}$$

3.12.6 *Potencia del motor.*

Para la selección adecuada del motor es necesario multiplicar la potencia calculada para el factor de servicio en este caso 1.2. (Ver ANEXO H)

$$P_m = P \times f_s \tag{45}$$

Fuente: (SIEMENS, s.f.)

$$P_m = 1.71 \times 1.2$$

$$P_m = 2.052 \text{ HP}$$

Se selecciona un motor con una potencia de 2 HP.

3.13 Diseño del eje principal.

El eje principal es el encargado de transmitir movimiento, considerado el elemento crítico ya que sobre él se encuentran todas las piezas encargadas del proceso como se observa en la figura 72-3.



Figura 72-3: Eje principal.

Fuente: Autores.

3.13.1 Diseño de diámetro del eje principal

Para el diseño del diámetro nos hemos basado en el criterio de falla ED – ASME elíptica como se indica en la ecuación 46.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{k_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{k_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (46)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2008, p. 356)

Donde:

D = Diámetro del eje.

n = Factor de seguridad.

M_a = Momento flector amplitud.

M_m = Momento flector medio.

T_a = Momento torsor amplitud.

T_m = Momento torsor medio.

k_f = Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión.

k_{fs} = Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión.

3.13.2 Cálculo de fuerzas en el eje principal.

En este apartado se desea calcular el diámetro del eje y seleccionar la chumacera adecuada, al tener conocimiento de todas las fuerzas que actúan sobre él se procede a graficar el diagrama de cuerpo libre (DCL) como se indica en la figura 72-3, el análisis en el plano xy , yz con el objetivo de encontrar las reacciones para una posterior selección.

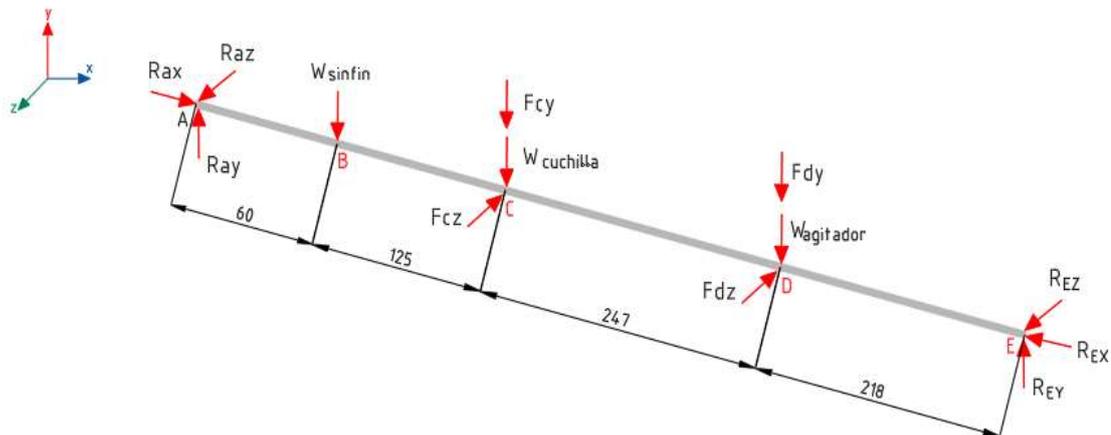


Figura 73-3: Diagrama de cuerpo libre eje principal.

Fuente: Autores.

Para una mayor comprensión se hará un resumen de las fuerzas, pesos y torques calculados anteriormente.

Tabla 4-3: Resumen de fuerzas cuchilla de corte.

CUCHILLA DE CORTE				
	Denominación	Cantidad	Fuerza unitaria (N)	Fuerza total (N)
Peso	W_{cuchilla}	6	0,35	2,1
Fuerza de corte	F_{corte}	1	8,11	49

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

Tabla 5-3: Resumen de fuerzas agitador.

AGITADOR				
	Denominación	Cantidad	Fuerza unitaria (N)	Fuerza total (N)
Peso	W_{agitador}	1	13	13
Fuerza de despulpado	$F_{\text{despulpado}}$	1	14	14

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

Tabla 6-3: Resumen de fuerzas tornillo sinfín.

TORNILLO SINFÍN				
	Denominación	Cantidad	Fuerza unitaria (N)	Fuerza total (N)
Peso	$W_{\text{sinfín}}$	1	1,96	1,96

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

Tabla 7-3: Resumen de torques que actúan en el eje principal.

TORQUE		
	Denominación	Valor (Nm)
Tornillo sinfín	T_s	2,6
Cuchilla de corte	T_c	2,45
Agitador	T_a	4,41

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

Para hallar las reacciones de la chumacera y el acople, es necesario descomponer las fuerzas en x, y, z, los planos que tomaremos en cuenta es el plano xy como se indica en la figura 74-3 y el plano xz como se puede observar en la figura 76-3.

3.13.2.1 Análisis en el plano XY.

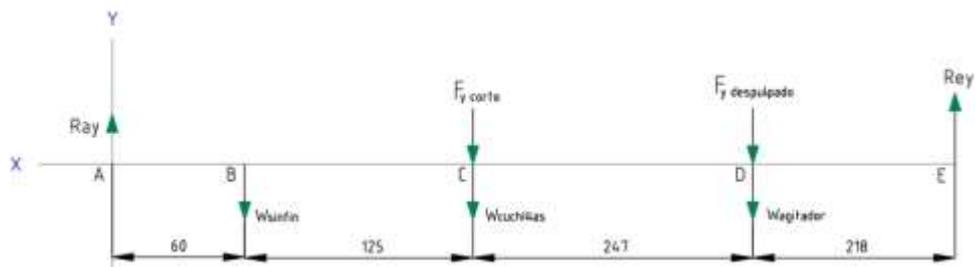


Figura 74-3: DCL del plano XY.

Fuente: Autores.

$$\sum M_A = 0$$

$$1,96(60) + (49 + 2.1)(185) + (14 + 13)(432) = 650R_{EY}$$

$$R_{EY} = 32.67N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{AY} + R_{EY} = 1,96 + 49 + 2.1 + 14 + 13$$

$$R_{AY} = 47.39N$$

Se procede a realizar el diagrama de fuerza cortante y momento flector para hallar los valores máximos.

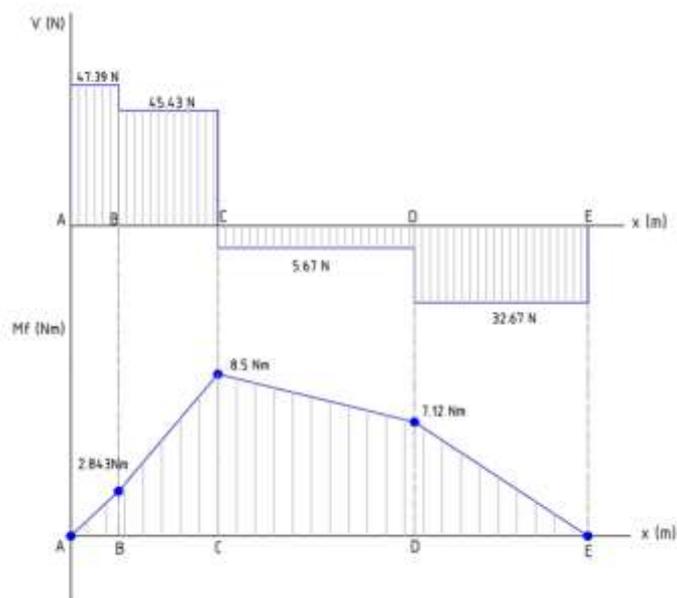


Figura 75-3: Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano XY.

Fuente: Autores.

El valor máximo de la fuerza cortante es de 47.39 N en el punto A y el valor del momento flector máximo es en el punto C con un valor de 8.5 Nm.

3.13.2.2 Análisis en el plano XZ.

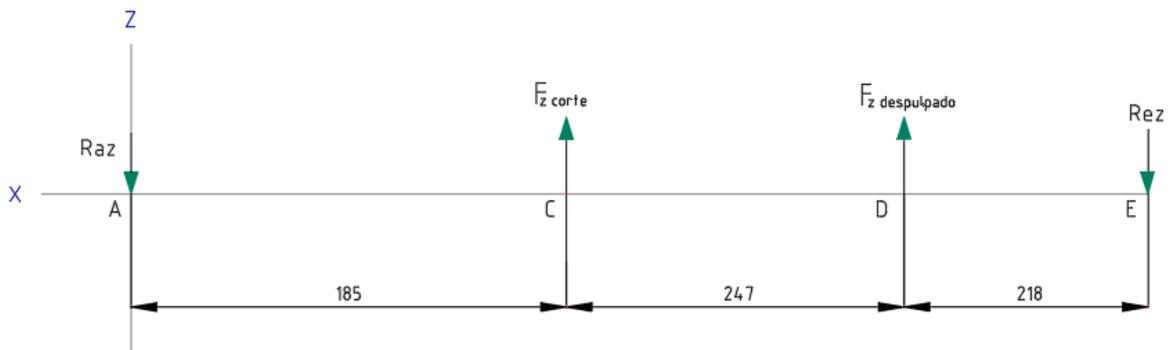


Figura 76-3: DCL del plano XZ.

Fuente: Autores.

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_{zcorte}(185) - F_{zdespulpado}(432) + R_{Ez}(650) = 0$$

$$R_{Ez} = 26.57N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{AZ} - R_{Ez} = F_{zcorte} + F_{zdespulpado}$$

$$R_{AZ} = 36.43N$$

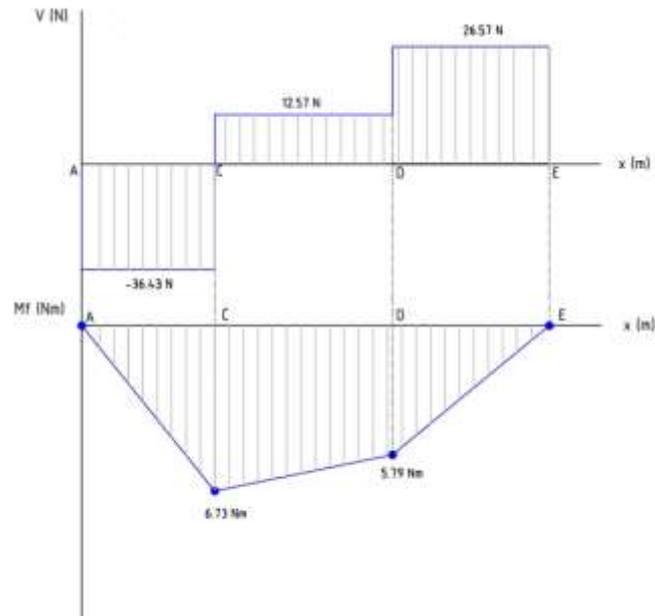


Figura 77-3: Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano XZ.

Fuente: Autores.

El valor máximo de la fuerza cortante es de 36.43 N en el punto A y el valor del momento flector máximo es en el punto C con un valor de 6.73 Nm.

Para conocer el valor del momento flector máximo se suma vectorialmente los momentos máximos en el plano xy y el plano xz.

$$M_{f\max} = \sqrt{(M_{fxy})^2 + (M_{fxz})^2}$$

$$M_{f\max} = \sqrt{(8.5)^2 + (6.73)^2}$$

$$M_{f\max} = 10.86 \text{ Nm}$$

3.13.3 Análisis de torque máximo.

Se puede observar que el tornillo sinfín, cuchillas de corte y agitador producen un torque en el eje principal como se indica en la figura 73-3, el valor del torque que produce cada

elemento esta detallado en la tabla 7-3, es necesario hallar el torque máximo para encontrar el esfuerzo debido al momento torsor.

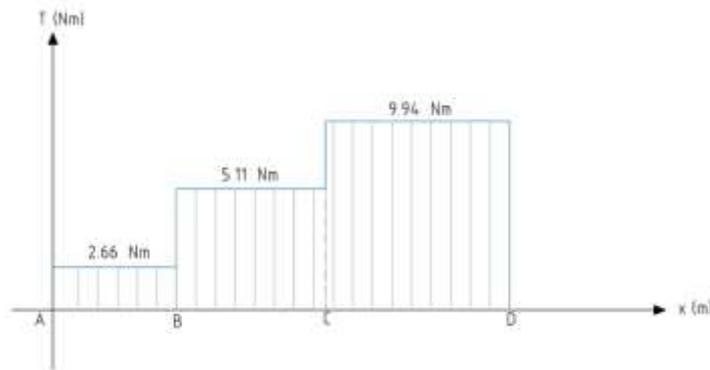


Figura 78-3: Diagrama de torques

Fuente: Autores.

En el tramo AB el tornillo sinfín consume 2.66 Nm, en el tramo BC las cuchillas de corte consumen 2.45 Nm, como resultado 5.11 Nm, y en el último tramo CD el agitador consume 4.41 Nm teniendo como resultado final el torque máximo de 9.94 Nm.

Se puede calcular la potencia que necesitará la despulpadora con el torque máximo.

$$POT = T * \omega \quad (47)$$

Fuente: (ROLAN, 2002, p. 16)

$$POT = 9.94 * 136.14$$

$$POT = 1353.23 \text{ Watt}$$

$$POT = 1.8 \text{ HP}$$

3.13.4 *Cálculo del momento amplitud y momento medio.*

3.13.5 *Momento amplitud*

Para hallar los momentos se toma en cuenta el momento flector máximo con el valor de 10.86 Nm.

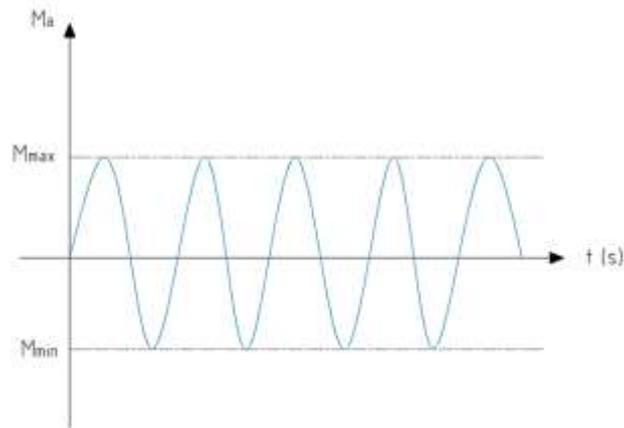


Figura 79-3: Momento amplitud

Fuente: Autores.

Según la figura 79-3 el momento máximo es el momento flector máximo con el valor de 10.86 Nm, y el momento mínimo -10.86 Nm.

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} \quad (48)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2008, p. 293)

Reemplazando en la ecuación 48.

$$M_a = \frac{10.86 - (-10.86)}{2}$$

$$M_a = 10.86 \text{ Nm}$$

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} \quad (49)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2008, p. 293)

Reemplazando en la ecuación 49.

$$M_m = \frac{10.86 + (-10.86)}{2}$$

$$M_m = 0 \text{ Nm}$$

3.13.6 Par de torsión medio y alternante.

Para el cálculo de este valor se requiere el valor del torque máximo en el eje que es de 9.94 Nm.

$$T_a = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \quad (50)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2008, p. 293)

$$T_a = \frac{9.94 - (9.94)}{2}$$

$$T_a = 0 \text{ Nm}$$

$$T_m = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \quad (51)$$

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2008, p. 293)

$$T_m = \frac{9.94 + (9.94)}{2}$$

$$T_m = 9.94 \text{ Nm}$$

3.13.7 Cálculo inicial del diámetro eje principal

Calculamos el límite de fatiga para un valor inicial como tenemos esfuerzos de flexión utilizamos el valor de 0.5.

$$Se' = 0,5 * 568 \text{ Mpa}$$

$$Se' = 284 \text{ Mpa}$$

En primera instancia se asume un valor de 0,6 a la multiplicación de todos los coeficientes modificación, después se procede a recalculer el diámetro hallando los valores reales de cada factor.

Reemplazando en la ecuación 4.

$$Se = 0,6(284) = 170.4 \text{ Mpa}$$

Procedemos al cálculo de los factores de concentración de esfuerzo debido a fatiga por flexión y torsión, como tenemos un eje con un diámetro constante en toda su sección se asume $q = 0$ para flexión, para torsión se asume un concentrador de esfuerzos $k_t = 1$.

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1)$$

Reemplazando en la ecuación 33.

$$k_f = 1 + 0 * (k_t - 1)$$

$$k_f = 1$$

$$k_{fs} = 1 + q_t * (k_t - 1)$$

Reemplazando en la ecuación 33.

$$k_{fs} = 1 + q_t * (1 - 1)$$

$$k_{fs} = 1$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 46 con un $\eta = 5$ se obtiene:

$$D = \left\{ \frac{16(5)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1(10865.016 \text{ Nmm})}{170.4 \text{ Mpa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{1(9940 \text{ N. mm})}{276 \text{ MPa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 18.34 \text{ mm} \approx 19 \text{ mm}$$

3.13.8 *Recálculo del diámetro del eje.*

3.13.8.1 *Límite de fatiga.*

- Factor de modificación de la condición superficial.

El eje es maquinado razón por la que se toman los valores señalados en la tabla 1-3.

Tabla 1-3: Factor a y b.

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a		Exponente
	S _{ut} kpsi	S _{ut} Mpa	B
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 280).

Reemplazando en la ecuación 27.

$$K_a = 4.51 (568)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.83$$

- Factor de tamaño.

De acuerdo al diámetro calculado anteriormente de 16 mm se elige la ecuación dada en la tabla 8-3.

Tabla 8-3: Parámetros de factor de Tamaño

K _b	
$(d/0,3)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107}$	$0,11 \leq d \leq 2 \text{ in}$
$0,91d^{-0,157}$	$2 \leq d \leq 10 \text{ in}$
$(d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107}$	$2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$
$1,51d^{-0,157}$	$51 \leq d \leq 254 \text{ mm}$

Fuente: Shigley (BUYDANAS & NISBETT, 2008, p. 280)

$$k_b = 1,24 d^{-0,107}$$

$$k_b = 1,24 (16)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,92$$

- Factor de modificación de carga.

$$K_c = 1$$

- Factor de temperatura.

La temperatura de trabajo a la que está expuesto el eje será la temperatura ambiente, 20 C.

Tabla 2-3: Relación de temperatura.

Temperatura, °C	$\frac{S_T}{S_{RT}}$	Temperatura, °F	$\frac{S_T}{S_{RT}}$
20	1,000	70	1
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,02
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 283)

Remplazando en la ecuación 31.

$$K_d = 1$$

- Factor de confiabilidad.

Para conocer el Factor de confiabilidad K_e se debe asumir el autor un porcentaje de confiabilidad. En este caso la confiabilidad asumida será 90%.

Tabla 3-3: Factor de confiabilidad

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad K_e
50	0	1
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,62

Fuente: (BUYDANAS & NISBETT, 2006, p. 283)

Reemplazando en la ecuación 32.

$$K_e = 1 - 0.008(1.288)$$

$$K_e = 0.989$$

- Factor de efectos varios.

Para este factor se analiza el eje, al no tener cambio de sección, agujeros ni muesca se considera $q = 0$.

Por tanto

$$K_f = 1$$

Reemplazando en la ecuación 4.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_g S_e'$$

$$S_e = (0,84)(0,92)(0,814)(1)(1)(1)(284 \text{ MPa})$$

$$S_e = 178.65 \text{ MPa}$$

- Diámetro recalculado

Reemplazando en la ecuación 46.

$$D = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{k_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{k_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left\{ \frac{16(5)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1(10865.016 \text{ Nmm})}{178.65 \text{ MPa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{1(9940 \text{ N. mm})}{276 \text{ MPa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\mathbf{D = 18.85 \text{ mm}}$$

El valor final del diámetro para el eje principal es de 18.85 mm, de acuerdo al cálculo realizado soportará los esfuerzos sin presentar casos de rotura repentina debido a fatiga, para la selección del diámetro se tomó en cuenta el catalogo DIPAC como se indica en ANEXO I teniendo como resultado un diámetro estandarizado de 1 pulgada en el material de acero inoxidable AISI 304.

3.14 Selección de motor



Figura 80-3: Motor trifásico SIEMENS

Fuente: (SIEMENS, s.f.)

Con los datos calculados anteriormente se procede a la selección del motor, optamos por la marca SIEMENS (Ver ANEXO H), es un equipo de alto rendimiento, con pocas pérdidas y de fácil manejo en el mercado, las especificaciones son:

Motor eléctrico 220 V trifásico

Potencia: 2HP

Velocidad: 1720 rpm

3.15 Variador de frecuencia



Figura 81-3: Variador de frecuencia SIEMENS

Fuente: (SIEMENS, s.f.)

El motivo más importante para el uso del variador de frecuencia es debido a costos, realizando un análisis previo de la máquina despulpadora de guanábana se llegó a la conclusión que el empleo de un motor trifásico más un variador de frecuencia resulta más económico que un motor monofásico y los elementos mecánicos que intervienen, por ejemplo: banda, cobertor de la misma, etc.

El beneficio del variador de frecuencia es la modificación de la frecuencia por ende de la velocidad, por lo que resulta una máquina versátil y novedosa, el objetivo es ser competitivo y mostrar un producto innovador al mercado.

3.15.1 Selección de variador de frecuencia

De acuerdo a las características del motor se procede a la selección del variador de frecuencia, la potencia en este caso es de 2HP, la marca es SIEMENS, para la programación y conexión al motor nos hemos guiado en el manual de usuario como se indica en el ANEXO J.

3.16 Método constructivo



Figura 82-3: Máquina despulpadora de guanábana.

Fuente: Autores.

3.16.1 Tolva de alimentación

Compuesta por 4 piezas, dos cortadas directamente y dos con un leve dobléz para formar la salida de la tolva con dimensiones inferiores a la boca de entrada como muestra la figura 8-3.



Figura 83-3: Tolva de almacenamiento.

Fuente: Autores.

- Dibujar las medidas generales de cada pieza que formará parte de tolva en la plancha de 2mm como se indica en la figura 84-3.
- Cortar mediante plasma siguiendo las líneas trazadas anteriormente, obteniendo las 4 piezas que se requieren para su fabricación.
- Realizar el dobléz en la máquina dobladora de las 2 caras laterales.
- La unión de las caras para formar la tolva se realiza a través de soldadura TIG.
- Limpiar con ácido nítrico para eliminar las manchas provocadas por la soldadura.



Figura 84-3: Trazos en plancha de 2mm para piezas de tolva.

Fuente: Autores.

3.16.2 Tamiz.

Formado por 3 piezas: plancha perforada, brida para sujeción, platina en el extremo donde se asienta en el soporte del tamiz.



Figura 85-3: Tamiz.

Fuente: Autores.

- Para construir el cilindro se dibuja en la plancha de 2mm las dimensiones generales, la forma es rectangular con la longitud y el perímetro.
- Cortar los trazos previamente dibujados en la cizalla.
- Colocar la plancha en la roladora como se indica en la figura 86-3, hasta formar el cilindro con la medida deseada.
- La unión se realiza mediante soldadura TIG.
- Cortar en la cizalla la platina de 6mm en acero inoxidable con la medida exterior del cilindro.
- Colocar en la roladora hasta obtener la dimensión del diámetro exterior del cilindro.
- La unión con el cilindro es a través de soldadura TIG.
- Se coloca el tamiz en el torno como se indica en la figura 87-3, para refrentar la platina con el objetivo que quede a la misma medida del cilindro.



Figura 86-3: Proceso de rolado para la construcción del tamiz.

Fuente: Autores

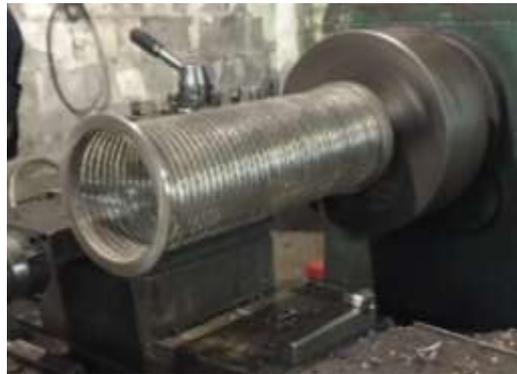


Figura 87-3: Desbaste de la cara posterior del tamiz.

Fuente: Autores

3.16.3 *Bridas*

Las construcciones de todas las bridas siguen un mismo procedimiento, a excepción de las bridas de sujeción que se adiciona un paso.

- Dibujar según las medidas indicadas en la plancha de 8 mm como se observa en la figura 88-3, para la elaboración de las bridas o elementos que posteriormente deben ser rectificadas en el torno al diámetro exterior se aumentó 10mm y al diámetro interior se resta 10 mm, es el rango que se requiere para el desbastado.
- Cortar las piezas con el plasma como se observa en la figura 89-3.
- Colocar cada brida en el torno para el proceso de desbastado, rectificado y refrentado en las piezas que lo requieran.
- Colocar cada brida en el taladro para realizar los agujeros.
- Para las bridas de soporte se realiza un doblado con la dobladora en la parte inferior como se observa en la figura 90-3.



Figura 88-3: Trazo en plancha de 8mm para construcción de bridas.

Fuente: Autores



Figura 89-3: Corte de plancha inoxidable por medio de plasma.

Fuente: Autores



Figura 90-3: Brida de soporte con 3 perforaciones.

Fuente: Autores.

3.16.4 Cubierta

- Dibujar las medidas generales en la plancha de 2 mm.
- Cortar en la cizalla los trazos previamente dibujados teniendo como resultado un rectángulo.
- Se coloca la plancha en la roladora con la finalidad de obtener la geometría semicircular en la parte superior.
- A continuación de la parte rolada, se agregan 5 dobleces en la dobladora para que tome la forma de la brida y empate correctamente.
- Se agrega un doblez en el extremo inferior, con la finalidad de darle rigidez a la cubierta.
- Se agrega dos dobleces en el otro extremo como se indica en la figura 91-3 para colocar la bisagra que empatará con la bandeja de salida.
- Para estructurar la cubierta se agregaron dos refuerzos como se puede observar en la figura 92-3.
- La unión entre los refuerzos y la cubierta es por medio de soldadura TIG.



Figura 91-3: Cubierta.

Fuente: Autores



Figura 92-3: Cubierta con refuerzos.

Fuente: Autores

3.16.5 *Bandeja de salida.*

- Dibujar las medidas generales en la plancha de 2 mm.
- Cortar en la cizalla los trazos previamente dibujados teniendo como resultado un rectángulo.
- Se agrega un doblez en ambas caras laterales para una posterior unión.
- Se agrega dos dobleces en el extremo como se indica en la figura 94-3, para colocar la bisagra que empatará con la cubierta.
- La unión entre la bandeja de salida y las bridas es mediante soldadura TIG.



Figura 93-3: Trazos en plancha de 2mm para construcción bandeja de salida pulpa.

Fuente: Autores.



Figura 94-3: Bandeja de salida.

Fuente: Autores.

3.16.6 Placa base de motor.

- Dibujar las medidas en la plancha de 6 mm.
- Cortar en la cizalla siguiendo los trazos.
- Perforar la plancha en el taladro según los requerimientos.
- Ubicar la plancha en la dobladora para realizar 4 dobleces.

3.16.7 Cubierta motor.

Está compuesta por 3 piezas: dos caras laterales y la cubierta superior.

- Dibujar en la plancha de 2 mm de acuerdo a las medidas asignadas para cada pieza.
- Las caras laterales fueron cortadas con plasma por la forma irregular, una cara lateral tiene un agujero en el centro con el objetivo que atraviese el eje hacia el motor.
- Se coloca la plancha en el taladro para un posterior perforado, ya que está empernado con una brida.
- La cara superior al ser un rectángulo, se realiza el corte en la cizalla.
- Las caras laterales tienen 2 dobleces en la parte inferior para ser empernadas en el bastidor.
- La forma de la tapa superior fue obtenida únicamente con dobleces realizados en la dobladora.
- La unión de las caras se realizó mediante soldadura TIG.



Figura 95-3: Cubierta de motor.

Fuente: Autores.

3.16.8 *Mesa o bastidor.*

Se utilizaron 2 tubos cuadrados, para formar la estructura se debe cortar con la amoladora la medida requerida hasta obtener todas las piezas para formar la mesa, la unión se realiza mediante soldadura TIG.

3.16.9 *Tornillo transportador sinfín*



Figura 96-3: Tornillo sinfín soldado en el eje principal.

Fuente: Autores.

- Dibujar en la plancha de 2mm.
- Cortar con el plasma.
- Desde el centro de la circunferencia hacia el exterior trazar una línea y hacer un destaje con la amoladora.
- Ubicar la pieza en la prensa para darle forma a la hélice llegando al paso deseado.
- La unión al eje principal es mediante soldadura TIG.

3.16.10 *Eje principal*

- Medir con un flexómetro la longitud final del eje como se indica en la figura 97-3.
- Cortar con la amoladora como se indica en la figura 98-3.
- Pulir los excesos de acero producto del corte con la pulidora.



Figura 97-3: Medición del eje a utilizar.

Fuente: Autores.



Figura 98-3: Corte con amoladora de eje principal.

Fuente: Autores.

3.16.11 *Elementos que conforman el eje principal.*

El proceso de fabricación es el mismo para las cuchillas de corte, paletas de salida, rascador, paleta de despulpado y soporte de rascador.

- Dibujar las dimensiones en la plancha de 6 mm.
- Realizar el corte en la cizalla, debido que la geometría es rectangular.
- Retirar los excesos con la pulidora.

3.17.1 *Requerimientos técnicos para la instalación despulpadora de guanábana.*

- Toma corriente de 110V monofásico.
- Superficie plana para la instalación de la despulpadora.

3.17.2 *Funcionamiento de la despulpadora de guanábana.*

La máquina tiene un botón verde y rojo que se encuentran en la parte derecha del tablero, el botón verde es el de encendido y el rojo es el de apagado.



Figura 100-3: Tablero eléctrico.

Fuente: Autores.

Se carga la masa de pulpa mediante la tolva de forma manual.



Figura 101-3: Ingreso de guanábana.

Fuente: Autores.

La masa descende hacia el sistema de despulpado para ser separada por medio de las paletas.



Figura 102-3: Tamiz de despulpado.

Fuente: Autores.

La pulpa desciende por la bandeja de salida para un posterior empaclado.



Figura 103-3: Descarga de la pulpa.

Fuente: Autores.

La semilla sigue su curso y sale por la tapa posterior para ser desechada.



Figura 104-3: Descarga de la semilla

Fuente: Autores.

Al terminar el proceso es indispensable la limpieza inmediata de la máquina para evitar suciedad y proliferación de bacterias.

3.18 Manual de mantenimiento.

3.18.1 Tipos de mantenimiento

Para el plan de mantenimiento de la despulpadora de guanábana nos hemos basado en el mantenimiento preventivo y el mantenimiento correctivo.

3.18.2 Mantenimiento Preventivo

El mantenimiento lo realizaremos mediante trabajos asignados en periodos de tiempo, esto nos ayuda a mejorar el rendimiento y aumenta la vida de los elementos, dado que se va a procesar productos alimenticios la limpieza debe ser constante esto evitará daños prematuros y deterioro de la misma, el objetivo del mantenimiento preventivo es para evitar el paro repentino de la máquina.

En forma general se puede indicar el mantenimiento que se debe realizar.

- Limpieza después de cada proceso de despulpado.
- Inspección visual del equipo.
- Engrasado y lubricación de chumacera.
- Reparación o cambio de piezas dañadas en especial el sello mecánico.
- Cambio de pernos de sujeción debido a desgaste o aislamiento.

- Limpieza externa de la máquina con ácido nítrico para recuperar el brillo.

3.18.2.1 *Limpieza después de cada proceso de despulpado.*

Lo debemos realizar con agua a presión, el objetivo es mejorar la calidad del producto, evitando acumulación de suciedad y proliferación de bacterias.

3.18.2.2 *Inspección visual del equipo.*

La inspección visual debe ser frecuente para revisar cualquier avería en el sistema eléctrico, tolva, bridas, tamiz, eje principal, paletas, rascador, y los sistemas de salida de pulpa y semilla debemos observar que no haya golpes, roturas y que todos los elementos estén ubicados correctamente para iniciar el proceso caso contrario se debe proceder al paro inmediato para el posterior mantenimiento.

3.18.2.3 *Lubricación y engrase.*

La lubricación se realiza a los elementos móviles de la máquina, en este caso la chumacera, el mantenimiento preventivo se realiza guiándonos en las horas vida calculada.

3.18.2.4 *Reemplazo de partes intercambiables.*

La máquina despulpadora está compuesta por elementos que se desgastan en el proceso, los mismos que deben ser reemplazados después de un tiempo como: chumacera, paletas, rascadores y en un caso extremo de falla se puede cambiar el eje principal.

3.18.3 *Mantenimiento correctivo*

Es el cambio de piezas o elemento que conforman la despulpadora, como falla eléctrica del motor debido a sobrecarga, falla del variador por filtración de agua, daño permanente de la chumacera debido a desalineación o elevada temperatura, rotura del sello mecánico debido a rozamiento, desgaste de paletas debido a rozamiento con el tamiz, en general son fallas mecánicas debidas a un mal mantenimiento preventivo.

3.18.4 Plan de mantenimiento mensual despulpadora de guanábana

Las actividades del mantenimiento mensual son explicadas detalladamente en la siguiente tabla con las fechas correspondientes a cada actividad que se le debe realizar.

Tabla 9-3: Plan de mantenimiento preventivo fecha.

PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO				
MÁQUINA	DESPULPADORA DE GUANÁBANA			
<i>Actividad</i>	<i>Realizó</i>	<i>Frecuencia</i>	<i>Periodo</i>	<i>Observaciones</i>
Limpiar	Operario	Diario	20 min	Lavar con detergente y secar con trapo
Lubricar chumacera	Operario	40 h de servicio	5 min	Lubricar con grasa grado alimenticio
Lubricar partes móviles	Operario	Semestral	15 min	Lubricar con grasa grado alimenticio
Cambiar chumacera	Técnico	1600 h de servicio	20 min	Chumacera de pared de 1in, Cmb
Ajustar rascadores	Operario	Bimensual	25 min	Distancia tamiz rascador constante
Cambio de rascadores	Operario	Semestral	60 min	En acero inoxidable
Revisar la estructura	Operario	Trimestral	15 min	Limpiar con ácido nítrico
Cambio de sello mecánico	técnico	Semestral	40 min	Utilizar material de caucho
Revisar el motor	Eléctrico	Anual	30min/operación	Limpiar polvo-revisar cables-lubricar
Revisar el variador	Eléctrico	Anual	30min/operación	Limpiar polvo-inspección interna

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

Tabla 10-3: Plan de mantenimiento fecha y su duración.

ACTIVIDAD	FECHA	DURACIÓN(min)
Limpieza del equipo	Todos los días después de cada proceso	20
Engrase de las partes móviles	06/05/2019 - 15/10/2018	15
Cambio de rascadores	13/06/2019 – 03/12/2019	60
Ajuste del agitador	02/02/2019-04/04/2019- 06/06/2019-05/08/2019- 09/10/2019-11/12/2019	25
Revisión del soporte del equipo	08/03/2019 - 10/03/2019 - 16/03/2019 - 18/03/2019	15
Cambio de sello mecánico	06/06/2019 - 10/12/2019	40
Revisión del motor eléctrico	05/12/2019	30

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

Describir las operaciones principales asignándole un numero de referencia.

Tabla 11-3: Operaciones principales

1	Limpieza del equipo
2	Engrase de las partes móviles
3	Cambio de rascadores
4	Ajuste del agitador
5	Revisión del soporte del equipo
6	Cambio de sello mecánico
7	Revisión del motor eléctrico
8	Preparar el ácido nítrico
9	Juntar agua
10	Preparar las herramientas
11	Tomar la grasa
12	Tomar los repuestos

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

Cada una de estas actividades serán analizadas en hojas de proceso de para obtener el tiempo necesario para cada una de estas.

Tabla 12-3: Simbología de las actividades.

ACTIVIDAD	SÍMBOLO
<i>Operación</i>	●
<i>Transporte</i>	➔
<i>Inspección</i>	■
<i>Demora</i>	◐
<i>Almacenaje</i>	▼

Fuente: (GARCIA CRIOLLO, s.f., p. 45)

A continuación, en el gráfico 17-3 describiremos un flujograma de mantenimiento

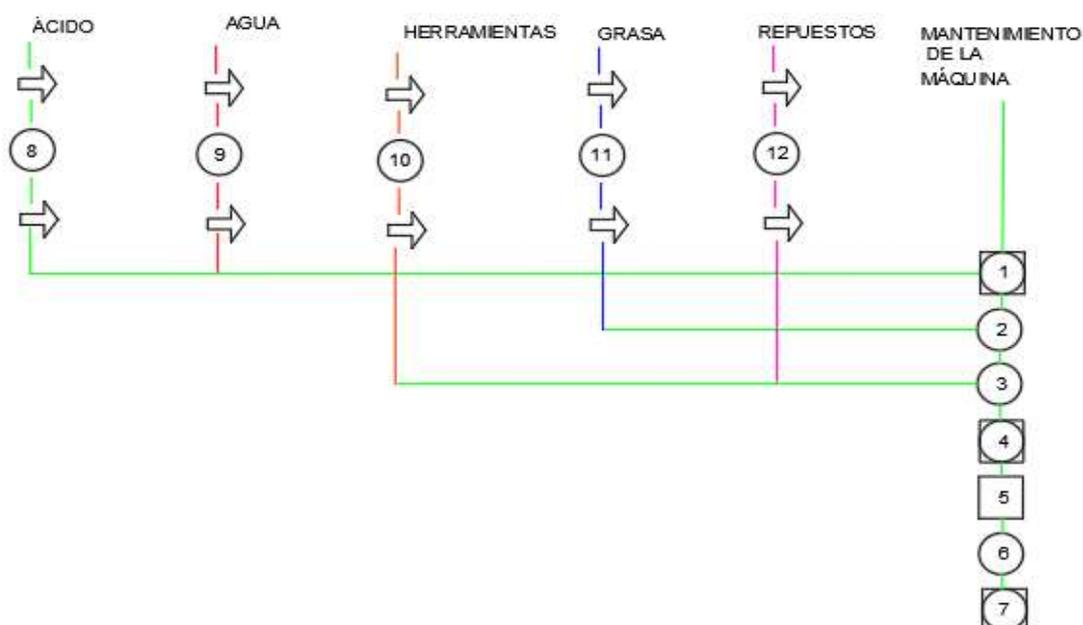


Gráfico 17-3: Flujograma del mantenimiento de la despulpadora de guanábana

Fuente: Autores.

Este flujograma está construido en base a los siguientes anexos: ANEXO N, ANEXO O, ANEXO P, ANEXO Q, ANEXO R, ANEXO S, ANEXO T, donde se calculó el tiempo necesario para cada actividad.

3.19 Análisis e interpretación de resultados.

3.19.1 Pérdidas de producto en el proceso

Para conocer las pérdidas de la máquina se realizó varias pruebas de operación, tomando en cuenta las siguientes variables:

- Volumen que ingresa a la máquina
- Volumen de semilla y pulpa a la salida por la tapa posterior.
- Volumen de pulpa a la salida del tamiz
- Tiempo de procesamiento.

3.19.2 Cálculo de pérdidas de producto en la despulpadora de guanábana

Para la obtención de los datos se pesó la guanábana más semilla que ingresará a la despulpadora y al terminar el proceso se pesó los desechos, con estos valores se realizó una regla de 3 para calcular el porcentaje de pérdida.

Guanábana + Semilla: 13.16 Kg

Desechos: 1 kg

13.16 Kg 100 %

1 Kg X

X = 7.7 %

Se realizaron varias pruebas como se indica en la tabla 13-3 para obtener un valor más preciso calculando un promedio del número de pruebas.

Tabla 13-3: Pérdidas de producto en el proceso

	Guanábana + Semilla (Kg)	Desechos (Kg)	Pérdidas (%)
Prueba 1	5	0.323	6.46
prueba 2	5	0.32	6
Prueba 3	5	0.22	4.4
Prueba 4	5	0.15	3
Prueba 5	5	0.321	6.42
TOTAL	5	0.26	5.2

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

3.19.3 Análisis de resultados

En un promedio de guanábana más semilla de 25 Kg se obtuvo 0.26 Kg de desecho, se puede observar que las pérdidas en el proceso son de 5.256%,

CAPÍTULO IV

4. ANÁLISIS DE COSTOS.

El objetivo es describir detalladamente los gastos económicos que se necesitaron para la construcción de la máquina, incluyendo mano de obra, maquinaria utilizada y el tiempo de ingeniería para su diseño.

4.1 Costo directo.

4.1.1 *Materiales*

Tabla 1-4: Costos materiales

ITEM	MATERIALES MECÁNICOS	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL(USD)
1	Plancha de acero inoxidable AISI 304 Medidas generales: 1220 x 2240 x 2 mm	1200 x 2100 mm	161,00	138,56
2	Plancha de acero inoxidable AISI 304 Medidas generales: 1220 x 2240 x 6 mm	1820 x 390 mm	408,48	97,39
3	Plancha de acero inoxidable AISI 304 Medidas generales: 1220 x 2240 x 8 mm	1275 x 1145 mm	645,96	227,00
4	Plancha perforada de acero inoxidable AISI 304 Medidas generales: 1220 x 2240 x 2 mm	471 x 455 mm	325,00	23,40
5	Plancha A36, medidas generales: 1220 x 2240 x 6 mm	660 x 200 mm	161,00	7,50
6	Eje macizo de acero inoxidable AISI 304, diámetro: 1 pulgada, Longitud total : 6 m.	720 mm	96,60	11,60
7	Platina de acero inoxidable AISI 304, medidas generales: 1 1/2 x 6mm, longitud: 6 m.	560 mm	85,00	1,20
8	Chumacera de pared 4 barrenos termoplástica, diámetro: 1 in	1	35,93	35,93
9	Retenedor 50 x 75 x 10	1	1,7	1,7
10	Tubo estructural cuadrado 1in x 2mm. Longitud total: 6 m	2	50,78	101,56

Tabla 1-4: (continuación) Costo material

ITEM	MATERIALES ELÉCTRICOS	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL(USD)
11	Motor trifásico, potencia: 2 HP, Velocidad: 1720 rpm, marca: Siemens	1	193,00	193,00
12	Variador de frecuencia monofásico, potencia: 2 HP, Marca: Siemens	1	320,00	320,00
13	Breaker de protección de motores	1	20,00	20,00
14	Botonera de dos salidas	1	15,00	15,00
15	Terminales tipo ojo	6	0,25	1,50
16	Terminales tipo punta	10	0,25	2,50
17	Enchufe para 220V	1	3,00	3,00
			TOTAL	1200,84

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

4.1.2 *Mano de obra*

La construcción fue realizada por personal capacitado, el tiempo de trabajo fue de 80 horas, el costo por hora es de \$5.00, el valor total para la mano de obra es de \$480.

4.1.3 *Equipos y herramientas*

Tabla 2-4: Equipos por hora

ITEM	Equipos	Tiempo (hora)	Costo / hora	Valor total(USD)
1	Torno	1	25,00	25,00
2	Taladro	0,5	15,00	7,50
3	Amoladora	1	5,00	5,00
4	Roladora	0,25	5,00	1,25

Tabla 2-4: (continuación) Equipos por hora

ITEM	Equipos	Numero de dobléz o corte	Costo por unidad	Valor total(USD)
1	Dobladora	14	0,15	2,10
2	Cizalla	55	0,12	6,60
ITEM	Equipos	Metros de trabajo	Costo por metro	Valor total(USD)
1	Plasma para espesor 2mm	4,3	3,00	12,90
3	Plasma para espesor 8mm	1,66	5,00	8,30
4	Soldadura TIG.	2,96	7,00	20,72
TOTAL				89,37

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

4.1.4 *Valor total debido a costos directos.*

Tabla 3-4: Costos directos totales

COSTOS DIRECTOS	VALOR TOTAL(USD)
Costo materiales	1.200,84
Costo de mano de obra	480,00
Costo de equipos y herramientas	89,37
Transporte	0
TOTAL	1.770,21

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

4.2 Costos indirectos.

4.2.1 Costos de ingeniería.

El tiempo empleado para el diseño de la máquina fue de 50 horas, que representa 2 semanas de trabajo, el valor por hora de trabajo para un ingeniero es de 10 dólares, teniendo como resultado \$500.

4.2.2 Costo total debido a costos indirectos.

Tabla 4-4: Costo total costos indirectos.

MATERIAL	VALOR TOTAL (USD)
Costos de ingeniería	500,00
Utilidad	0
TOTAL	500,00

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

4.3 Costo total de la máquina despulpadora de guanábana.

Tabla 5-4: Costo total máquina despulpadora de guanábana.

MATERIAL	VALOR TOTAL(USD)
Costos directos	1.770,21
Costos indirectos	500,00
TOTAL	2270,21

Realizado por: Sampedro Romel, Viteri Carolina, año 2019.

El costo total de la máquina despulpadora de guanábana es de 2270,21 dólares americanos.

CONCLUSIONES

- La solución que se obtuvo mediante el análisis de criterios ponderados y la matriz QFD, que corresponden a la máquina despulpadora de guanábana horizontal, propuesta como solución 2, es la apropiada ya que tiene una eficiencia del 94.8%.
- La velocidad angular de la despulpadora de guanábana según las pruebas realizadas que se obtuvo experimentalmente con un valor de 1300 rpm, es la adecuada ya que en las pruebas de funcionamiento se evidenció que se obtiene una pulpa sin lastimar la semilla.
- La fuerza de corte de cada cuchilla es 8.168, calculada mediante el método experimental de la llave inglesa, se pudo corroborar que es el valor necesario para cortar la fruta sin lastimar la semilla.
- Mediante las pruebas experimentales se comprobó que la fuerza calculada como necesaria para el despulpado (14N) es la indicada ya que con ésta se obtuvo un desperdicio promedio de 5,2%.
- El perfil utilizado en la estructura soporte de la máquina que corresponde a tubo cuadrado 25,4 x 2 mm de acero inoxidable AISI 304, soporta adecuadamente las solicitaciones de carga ya que al analizar y diseñar dicha estructura mediante SAP2000, se verificó que ningún elemento supera una razón demanda/capacidad de 1.
- El Eje principal de sistema de despulpado que fue seleccionado de acero inoxidable AISI 304 y diámetro de 1 pulgada tiene un buen comportamiento ante la solicitud de carga con un factor de seguridad de 5 y posee rigidez apropiada ya que de ocurrir pandeo se produciría una interferencia entre el rascador y el tamiz.
- La potencia de diseño con la cual se seleccionó el motor de 2HP responde satisfactoriamente a la solicitud de funcionamiento durante el proceso de despulpado, ya que no se evidencia interrupciones durante la operación, ni sobrecalentamiento del motor y experimentalmente se evaluó la potencia consumida en 1,7 Hp.

RECOMENDACIONES

- No manipular el variador de frecuencia, ya que se puede modificar el valor establecido de la velocidad angular y esto afectaría a la eficiencia de la máquina.
- Revisar la distancia entre el rascador y el tamiz, pues es muy probable que ésta varíe debido a varios factores, por lo que se recomienda comprobar con un calibrador pie de rey esta calibración, para obtener una mayor eficiencia en el momento del despulpado.
- Ajustar correctamente la tolva antes de cada proceso de despulpado, para así evitar vibraciones y posterior desalineamiento del eje.
- Limpiar con ácido nítrico cada una de las partes externas de la máquina para recobrar su apariencia, debido al tiempo y la manipulación que el usuario le otorgue a la despulpadora, ésta irá perdiendo gradualmente el brillo.
- Usar guantes de látex apropiados para manipular alimentos y lavar bien cada elemento de la máquina después de cada lote de despulpado, esto evitará la proliferación de bacterias.
- Ya que la máquina construida constituye un prototipo, se recomienda para futuros desarrollos realizar el respectivo análisis de vibraciones y balanceo del sistema agitador.

BIBLIOGRAFÍA

ACER&CO. Despulpadora vertical. [En línea] [Citado el: 01 de septiembre de 2018.] <http://www.aceryco.com/#!/producto/6/>.

AMERICAN CONCRETE INSTITUTE . Requisitos de Reglamento para Concreto Estructural. Estados Unidos : s.n., 2005. ACI 318S-05.

BUYDANAS, Richard y & NISBETT, Keith. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.* octava. Estados Unidos de Norte America : Mc Graw Hill, 2006.

BUYDANAS, Richard y & NISBETT, Keith. *Shigley's Mechanical Engineering Desing.* Novena Edición. s.l. : Mc Graw Hill, 2008.

CENGEL, Yunus y & BOLES, Michael A.. *Termodinámica.* Mexico : MC GRAW HILL, 2012.

ECUAGUANÁBANA. Ecuaguanábana. [En línea] [Citado el: 01 de 10 de 2018.] <http://ecuaguanabana.com/home>.

GARCIA CRIOLLO, Roberto. *Ingeniería de métodos y medición del trabajo.* segunda. mexico : McGrawHill.

HERNANDEZ, Silenth. Despulpadora de frutas verduras y hortalizas [blog]. [En línea] octubre de 2008. [Citado el: 01 de septiembre de 2018.] <http://despulfructpa.blogspot.com/>.

HIRST, Liz. Fresh Plaza. [En línea] 23 de 12 de 2015. [Citado el: 01 de 10 de 2018.] <https://www.freshplaza.es/article/94231/Australia-La-demanda-de-guan%C3%83%C2%A1bana-eleva-los-precios-al-por-menor/>.

INIAP. Guanábana. [En línea] 2014. [Citado el: 01 de 10 de 2018.] <http://tecnologia.iniap.gob.ec/index.php/explore-2/mfruti/rguanabana>.

JOTAGALLO. Jotagallo. [En línea] 2000. [Citado el: 01 de septiembre de 2018.] <http://www.jotagallo.com/agricola/becolsub.html>.

NEC. Norma Ecuatoriana de la Construcción. Ecuador : Dirección de Comunicación Social,MIDUVI, 2014.

NONNAST, Robert. *El proyectista de estructuras metálicas.* España : Thomson, 2003.

ROLDAN, Jose. *Prontuario de mecánica industrial aplicada.* Madrid : THOMSON, 2002.

SIEMENS. *Motores.* [En línea] <https://motores-electricos.com.ar/catalogo/motores-trifasicos-siemens/motor-electrico-trifasico-siemens-1000-rpm-6-polos-2/>.

TOMASI. Despulpador de frutas DPT-50. [En línea] julio de 2009. [Citado el: 01 de septiembre de 2018.] <http://imarca.com.ve/documents/ManualDPT50.pdf>

