



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE
INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPULPADORA DE FRUTAS CON
CAPACIDAD DE 240 kg/h PARA LA EMPRESA PROCESADORA
PROSERLA SAC”**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO**

AUTOR:

VÍLCHEZ CÓRDOVA, ERICK DANIEL

ASESOR:

Ing. MARCELO ROJAS CORONEL

LINEA DE INVESTIGACION:

DISEÑO MECANICO

PIMENTEL – PERÚ

2017

PÀGINA DEL JURADO

.....
ING. ANIBAL SALAZAR MENDOZA

PRESIDENTE

.....
ING. LUIS CHAPOÑAN RIMARACHI

SECRETARIO

.....
ING. CARLOS BURGA FERNÀNDEZ

VOCAL

DEDICATORIA

A DIOS:

Por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos, además de su infinita bondad y amor.

A mis padres:

Por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien, pero más que nada, por su amor.

Por los ejemplos de perseverancia y constancia que lo caracterizan y que me ha infundado siempre, por el valor mostrado para salir adelante y por su amor.

A nuestros maestros.

Ing. Carlos Linares García por su gran apoyo y motivación para la culminación de nuestros estudios profesionales y para la elaboración de esta tesis; MB. Marcelo Rojas Coronel por su apoyo ofrecido en este trabajo y por su tiempo compartido y por impulsar el desarrollo de nuestra formación profesional.

A nuestros amigos.

Que nos apoyamos mutuamente en nuestra formación profesional y que hasta ahora, seguimos siendo amigos: que nos faltaría palabras para agradecerles y a su vez nos resulta muy difícil poder nombrarlos en tan poco espacio, sin embargo, ustedes saben quiénes son.

A la Universidad Cesar Vallejo y en especial a la Facultad de Ingeniería por permitirme ser parte de una generación de triunfadores y gente productiva para el país.

Erick D. Vílchez Córdova

AGRADECIMIENTO

Dedico este proyecto de tesis a Dios, a mis padres, a mi esposa y mi hijo. A Dios porque ha estado conmigo a cada paso que doy, cuidándome y dándome fortaleza para continuar, a mis padres, Carmen Córdova y Segundo Vílchez, quienes a lo largo de mi vida han velado por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento. Depositando su entera confianza en cada reto que se me presentaba sin dudar ni un solo momento en mi inteligencia y capacidad. Es por ello que soy lo que soy ahora. A mi esposa y mi hijo por darle sentido a mi vida. Los amo con mi vida.

Erick D. Vílchez Córdova

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Yo, **VILCHEZ CORDOVA ERICK DANIEL**, con DNI N° 42514895, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad Cesar Vallejo, facultad de Ingeniería; declaro que el trabajo académico titulado: **“DISEÑO DE UNA MAQUINA DESPULPADORA DE FRUTAS CON CAPACIDAD DE 240 kg/h PARA LA EMPRESA PROCESADORA PROSERLA SAC”**, de otras fuentes, de acuerdo con los presentado en 3 folios para la obtención del título profesional de Ingeniero Mecánico es de mi autoría.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada, por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Chiclayo, 28 de Setiembre del 2017

VILCHEZ CORDOVA ERICK DANIEL
DNI N° 42514895

INDICE

PÀGINA DEL JURADO.....	ii
DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTO.....	iv
DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD.....	v
INDICE.....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
ÍNDICE DE ECUACIONES.....	xii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xiv
SIMBOLOGÍA.....	xv
RESUMEN.....	xvi
ABSTRACT.....	xvii
INTRODUCCIÓN.....	18
CAPÍTULO I: PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN	19
1.1. Realidad Problemática.....	20
1.2. Formulación Del Problema.....	21
1.3. Delimitación de la investigación.....	21
1.4. Justificación e importancia de la investigación.....	22
1.4.1. Técnica:.....	22
1.4.2. Económico:.....	22
1.4.3. Ambiental:.....	22
1.4.4. Social:.....	22
1.5. Limitaciones de la investigación.....	22
1.6. Objetivos de la investigación.....	23
CAPÍTULO II: MARCO TEORICO	24
2.1. Antecedentes de estudio.....	25
2.2. Bases teóricas científicas.....	27
2.2.1. Pulpa de fruta.....	27
2.2.2. Proceso de despulpado.....	27
2.2.3. Descripción del Proceso:.....	29
2.2.4. Máquinas despulpadoras.....	31
2.2.5. Aceros inoxidables.....	34
2.2.6. Soldadura GTAW.....	35
2.4. Definición de la terminología.....	36
CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO	38
3.1. Tipo y diseño de la investigación.....	39
3.1.2 Diseño De La Investigación.....	39

3.2. Población y muestra	39
3.2.1. Población.....	39
3.2.2. Muestra	40
3.3. Hipótesis	41
3.3.1. Tipo de Investigación.....	41
3.4. Variables	41
3.5. Operacionalización	42
3.6. Métodos, técnicas e instrumentos de recolección de datos	43
3.6.1. Métodos De Recolección De Datos.....	43
3.6.2. Técnicas De Recolección De Datos	44
3.6.3. Instrumentos De Recolección De Datos	45
CAPITULO IV: ANALISIS E INTERPRETACION DE LOS RESULTADOS	46
4.1. Selección del sistema mecánico de la maquina despulpadora.....	47
4.1.1. Caja Negra	47
4.1.2. Procesos Técnicos.....	48
4.1.3. Estructura de funciones de máquina despulpadora.	48
4.1.4. Matriz morfológica.....	49
4.1.5. Conceptos de solución:	50
4.2. Características del fruto a despulpar.....	57
4.3. Partes de la máquina mezcladora.....	60
4.4. Sistema Mecánico De La Mezcladora.	61
4.4.1. Cálculo y diseño de la tolva de alimentación.	61
4.4.2. Análisis de la tolva con software FEA.....	72
4.4.3. Diseño del sistema despulpador de fruta.	76
4.4.4. Cálculo y diseño del cortador de fruta.	81
4.4.5. Análisis de la cuchilla con software FEA	88
4.4.6. Cálculo y diseño del agitador.	92
4.4.7. Análisis de la paleta con software FEA	102
4.4.8. Cálculo y diseño del rascador.	106
4.4.9. Análisis del rascador con software FEA.	111
4.4.10. Cálculo y Diseño del soporte del rascador.....	114
4.4.11. Análisis del soporte del rascador con software FEA	118
4.4.12. Calculo de potencia de trabajo.	121
4.4.13. Selección de bandas	123
4.4.14. Cálculo y Diseño del eje principal de la despulpadora.....	131
4.4.15. Análisis del eje con software FEA	146
4.4.16. Selección de Rodamientos del eje principal.	148

4.4.17.	Análisis de rodamientos con Software SolidWork.....	154
4.4.18.	Cálculo y diseño de la chaveta del eje.	155
4.4.19.	Análisis de la chaveta del eje con software FEA.....	158
4.4.20.	Selección del motor.	161
4.4.21.	Diseño y análisis de la estructura base.	162
4.5.	Diseño del Sistema Eléctrico.....	169
CAPITULO V. PROPUESTA DE INVESTIGACIÓN		171
5.1.	Costos.	172
5.1.1.	Costos Directos.	172
5.1.2.	Costos Indirectos.....	177
5.1.3.	Costos Totales.....	177
5.2.	Planos.	177
5.3.	Plan de mantenimiento de la máquina despulpadora	178
5.4.	Manual de Operación.	180
5.4.1.	Advertencias.	180
CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		182
5.1.	Conclusiones.....	183
5.2.	Recomendaciones.....	184
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS		185
ANEXOS.....		187
ANEXO A: Acero AISI 304.....		188
ANEXO B: Características de los Motores WEG.....		189
ANEXO C: Factor de servicio.....		190
ANEXO D: Factor de Seguridad.....		191
ANEXO F: Acero AISI 1020.....		192
ANEXO G: Características técnicas del motor.....		193
ANEXO H: Planos.....		194

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1: Ubicación geográfica del lugar donde se realizará el proyecto</i>	21
<i>Figura 2: Ubicación geográfica del lugar donde se realizará el proyecto</i>	27
<i>Figura 3: Diagrama de flujo</i>	28
<i>Figura 4: Ubicación geográfica del lugar donde se realizará el proyecto.</i>	31
<i>Figura 5: Máquina despulpadora horizontal de paletas.</i>	32
<i>Figura 6: Máquina despulpadora horizontal</i>	33
<i>Figura 7: Máquina despulpadora horizontal</i>	33
<i>Figura 8: Soldadura GTAW</i>	35
<i>Figura 9: Tipos de electrodos para soldadura GTAW</i>	35
<i>Figura 10: Producción de Mango durante el año 2010</i>	40
<i>Figura 11: Producción, superficie y rendimientos de mangos en el año 2010</i>	40
<i>Figura 12: Caja negra de la máquina despulpadora</i>	47
<i>Figura 13: Estructura de funciones</i>	48
<i>Figura 14: Matriz morfológica</i>	49
<i>Figura 15: Gráfica lineal de la escala valorativa del aspecto técnico y económico.</i>	56
<i>Figura 16: Medidas a tomar de un mango con el calibrador vernier</i>	58
<i>Figura 17: Medición de la masa y densidad del mango.</i>	58
<i>Figura 18: Rotura de los mangos con carga uniaxial en el ensayo de compresión</i>	58
<i>Figura 19: Vista lateral y frontal de la Máquina despulpadora</i>	60
<i>Figura 20: Diseño final de la tolva</i>	61
<i>Figura 21: Tolva de la máquina a calcular</i>	63
<i>Figura 22: Forma geométrica del contenedor</i>	63
<i>Figura 23: Volumen obtenido con software Solidworks.</i>	65
<i>Figura 24: Dimensión de la longitud inclinada</i>	66
<i>Figura 25: Carga distribuida en el interior de la tolva</i>	68
<i>Figura 21: DCL de la pared de la tolva</i>	68
<i>Figura 27: Diagrama de fuerza y momento de la pared de la tolva</i>	69
<i>Figura 28: Tolva sometido a fuerzas en software FEA</i>	72
<i>Figura 29: Enmallado de la tolva.</i>	73
<i>Figura 30: Análisis estático – tensiones en la tolva</i>	74
<i>Figura 31: Análisis estático – desplazamientos en la tolva</i>	74
<i>Figura 32: Análisis estático – Factor de seguridad de la tolva</i>	75
<i>Figura 33: Parte externa e interna del despulpador</i>	76
<i>Figura 34: Sistema interno del despulpador</i>	77
<i>Figura 35: Sistema mezclador interno</i>	77
<i>Figura 36: Sistema mezclador interno.</i>	78
<i>Figura 37: Cortador de fruta</i>	81
<i>Figura 38: DCL de la cuchilla.</i>	81
<i>Figura 39: Diagrama de fuerza y momento de la cuchilla.</i>	82
<i>Figura 40: Parámetros del condición de Marín.</i>	85

<i>Figura 41: Factor de carga.</i>	86
<i>Figura 42: Factor de temperatura.</i>	86
<i>Figura 43: Factor de confiabilidad.</i>	87
<i>Figura 44: Cuchilla sometido a fuerzas en software FEA</i>	88
<i>Figura 45: Análisis estático – tensiones en la cuchilla</i>	89
<i>Figura 46: Análisis estático – desplazamientos en la cuchilla.</i>	90
<i>Figura 47: Análisis estático – desplazamientos en la cinta</i>	90
<i>Figura 48: Enmallado de la cuchilla</i>	91
<i>Figura 49: Diseño del agitador</i>	92
<i>Figura 50: Fuerza ejercida del agitador</i>	92
<i>Figura 51: representación de las fuerzas en el agitador</i>	93
<i>Figura 52: representación de la paleta del agitador en contacto con la fruta</i>	94
<i>Figura 53: Longitudes de la sección circular</i>	95
<i>Figura 54: Fuerza que se aplica en la paleta</i>	96
<i>Figura 55: DCL de la paleta</i>	96
<i>Figura 56: Diagrama de fuerza y momento de la paleta.</i>	97
<i>Figura 57: Factor de tamaño.</i>	99
<i>Figura 58: Grafica de factores teóricos de concentración de esfuerzos</i>	101
<i>Figura 59: Paleta sometida a fuerzas en software FEA</i>	102
<i>Figura 60: Análisis estático – tensiones en la paleta</i>	103
<i>Figura 61: Análisis estático – desplazamientos en la paleta.</i>	104
<i>Figura 62: Análisis estático – desplazamientos en la paleta.</i>	104
<i>Figura 63: Enmallado de la cinta</i>	105
<i>Figura 64: Componentes del rascador</i>	106
<i>Figura 65: DCL del rascador</i>	106
<i>Figura 66: Diagrama de fuerza y momento del rascador</i>	107
<i>Figura 67: Rascador sometida a Fuerzas en Software FEA</i>	111
<i>Figura 68: Análisis estático tensiones del rascador</i>	112
<i>Figura 69: Análisis estático – desplazamientos en el portacintas.</i>	112
<i>Figura 70: Análisis estático – Factor de seguridad del portacintas.</i>	113
<i>Figura 71: Soporte del rascador.</i>	114
<i>Figura 72: DCL del soporte del rascador</i>	114
<i>Figura 73: Diagrama de fuerza y momento de la pared de la tolva</i>	115
<i>Figura 74: Base del rascador sometido a fuerzas en software FEA</i>	118
<i>Figura 75: Análisis estático – tensiones en la base del rascador.</i>	119
<i>Figura 76: Análisis estático – desplazamientos en la base del rascador</i>	119
<i>Figura 77: Análisis estático – factor de seguridad de la base del rascador.</i>	120
<i>Figura 78: Grafica para la selección de correas.</i>	123
<i>Figura 79: Transmisión por correas de la maquina.</i>	124
<i>Figura 80: Diámetro primitivo según tipo de faja.</i>	125
<i>Figura 81: Angulos de abrazamiento</i>	127

<i>Figura 82: Tensiones en la polea</i>	129
<i>Figura 83: Eje principal de la despulpadora</i>	131
<i>Figura 84: DCL del eje principal</i>	131
<i>Figura 85: Fuerzas en la cuchilla</i>	132
<i>Figura 86: DCL en el plano X - Y</i>	133
<i>Figura 87: Diagrama de fuerza y momento del eje X - Y</i>	135
<i>Figura 88: DCL en el plano X - Z</i>	135
<i>Figura 89: Diagrama de fuerza y momento del eje plano X - Z</i>	137
<i>Figura 90: Grafica de sensibilidad a la muesca</i>	140
<i>Figura 91: Concentración de esfuerzos</i>	141
<i>Figura 92: Sensibilidad de la muesca</i>	141
<i>Figura 93: Factor de concentración de esfuerzos</i>	142
<i>Figura 94: Ciclos de un momento flector alternante con inversión</i>	143
<i>Figura 95: Ciclos de un momento torsor alterno pulsátil</i>	143
<i>Figura 96: Eje sometido a fuerzas en software FEA</i>	146
<i>Figura 97: Análisis estático tensiones en el eje</i>	147
<i>Figura 98: Análisis estático – Desplazamientos en el eje</i>	147
<i>Figura 99: Análisis estático – Factor de seguridad del eje</i>	148
<i>Figura 100: Capacidad de carga de rodamiento rígido de bolas</i>	150
<i>Figura 101: Factor de velocidad</i>	150
<i>Figura 102: Factor de vida</i>	151
<i>Figura 103: Factor para el tipo de rodamiento y lubricación</i>	151
<i>Figura 104: Calculadora de rodamientos</i>	154
<i>Figura 105: Fuerzas en una chaveta</i>	155
<i>Figura 106: Chaveta sometido a fuerzas en software FEA</i>	158
<i>Figura 107: Análisis estático – tensiones en la chaveta</i>	159
<i>Figura 108: Análisis estático – desplazamientos en la chaveta</i>	160
<i>Figura 109: Análisis estático - Factor de seguridad en la chaveta</i>	160
<i>Figura 110: Selección de motor</i>	161
<i>Figura 111: Estructura base</i>	162
<i>Figura 112: Juntas soldadas</i>	163
<i>Figura 113: Estructura base</i>	164
<i>Figura 114: Enmallado de la estructura base</i>	165
<i>Figura 115: Tensión axial y de flexión en la base</i>	166
<i>Figura 116: Cartela</i>	167
<i>Figura 117: Análisis estático – desplazamientos en la estructura base</i>	167
<i>Figura 118: Análisis estático – factor de seguridad de la estructura base</i>	168
<i>Figura 119: Circuito de control</i>	169
<i>Figura 120: Circuito de potencia</i>	170
<i>Figura 118: Equipos de Protección Personal</i>	181

ÍNDICE DE ECUACIONES

<i>Ecuación 1: Volumen.</i>	62
<i>Ecuación 2: Volumen total</i>	64
<i>Ecuación 3: Volumen de un paralelepípedo.</i>	64
<i>Ecuación 4: Volumen de un prisma triangular</i>	64
<i>Ecuación 5: Presión</i>	65
<i>Ecuación 6: Área inclinada</i>	66
<i>Ecuación 7: Presión de una fuerza en una sección transversal</i>	67
<i>Ecuación 8: factor de seguridad</i>	69
<i>Ecuación 9: Esfuerzo de Von Misses.</i>	70
<i>Ecuación 10: Esfuerzo normal.</i>	70
<i>Ecuación 11: Esfuerzo cortante.</i>	70
<i>Ecuación 12: Módulo de sección</i>	70
<i>Ecuación 13: Sección del esfuerzo cortante</i>	71
<i>Ecuación 14: Ecuación de equilibrio.</i>	78
<i>Ecuación 15: Peso del fruto.</i>	79
<i>Ecuación 16: Fuerza centrífuga.</i>	79
<i>Ecuación 17: Fuerza centrífuga.</i>	79
<i>Ecuación 18: Velocidad angular.</i>	79
<i>Ecuación 19: Sumatoria de momentos</i>	82
<i>Ecuación 20: Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica.</i>	84
<i>Ecuación 21: Límite de resistencia a la fatiga</i>	84
<i>Ecuación 22: Factor de condición superficial.</i>	85
<i>Ecuación 23: Factor de tamaño.</i>	85
<i>Ecuación 25: Factor concentración de esfuerzos</i>	87
<i>Ecuación 25: Factor de seguridad modificado.</i>	88
<i>Ecuación 26: Fuerza del agitador</i>	93
<i>Ecuación 27: Peso del fruto a mover</i>	93
<i>Ecuación 28: Masa desplazada</i>	94
<i>Ecuación 29: volumen ocupado</i>	94
<i>Ecuación 30: Área de sección circular</i>	94
<i>Ecuación 31: Carga distribuida</i>	96
<i>Ecuación 32: Fuerza cortante.</i>	97
<i>Ecuación 33: Momento flector.</i>	97
<i>Ecuación 34: Dimensión efectiva</i>	100
<i>Ecuación 35: Potencia de trabajo</i>	121
<i>Ecuación 36: Potencia de corte.</i>	121
<i>Ecuación 37: Potencia de agitación</i>	122
<i>Ecuación 38: Potencia del motor.</i>	122
<i>Ecuación 39: Potencia Corregida.</i>	123

<i>Ecuación 40: Relación de transmisión</i>	124
<i>Ecuación 41: Diámetro primitivo</i>	125
<i>Ecuación 42: Longitud de la banda</i>	126
<i>Ecuación 43: Distancia entre centros</i>	126
<i>Ecuación 44: Arco de contacto</i>	127
<i>Ecuación 45: Angulo α</i>	127
<i>Ecuación 46: Angulo β</i>	128
<i>Ecuación 47: Condición de velocidad máxima</i>	128
<i>Ecuación 48: Velocidad crítica</i>	128
<i>Ecuación 49: Relación de tensiones</i>	129
<i>Ecuación 50: Potencia con respecto a las tensiones</i>	130
<i>Ecuación 51: Fuerza radial en la polea</i>	132
<i>Ecuación 52: Fuerza tangencial en la polea</i>	132
<i>Ecuación 53: Fuerza radial en la cuchilla</i>	132
<i>Ecuación 54: Fuerza tangencial en la cuchilla</i>	133
<i>Ecuación 55: Fuerza del agitador</i>	133
<i>Ecuación 56: Diámetro según Criterio de Von Mises</i>	137
<i>Ecuación 57: Ecuación de criterio por falla de fatiga</i>	138
<i>Ecuación 58: Esfuerzos equivalentes</i>	142
<i>Ecuación 59: Velocidad crítica</i>	145
<i>Ecuación 60: Carga resultante de rodamientos</i>	149
<i>Ecuación 61: Carga dinámica</i>	152
<i>Ecuación 62: Capacidad de carga dinámica requerida</i>	152
<i>Ecuación 62: Condición necesaria en rodamientos</i>	152
<i>Ecuación 62: Capacidad de carga estática requerida</i>	152
<i>Ecuación 62: Carga estática equivalente</i>	153
<i>Ecuación 67: Falla debida al corte</i>	155
<i>Ecuación 68: Esfuerzo cortante en la chaveta</i>	156
<i>Ecuación 69: Falla debido a la compresión</i>	157
<i>Ecuación 70: Esfuerzo normal en la chaveta</i>	157

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1: Sistema de numeración de aceros inoxidables.</i>	34
<i>Tabla 2: Criterios Técnicos Económicos</i>	52
<i>Tabla 3: Evaluación de proyectos preliminares según el valor técnico</i>	54
<i>Tabla 4: Evaluación de proyectos preliminares según el valor económico</i>	55
<i>Tabla 5: Nutrientes del mango</i>	57
<i>Tabla 6: Datos de las muestras realizadas al fruto.</i>	59
<i>Tabla 7: Resultado del análisis estático de la tolva.</i>	73
<i>Tabla 8: Grafica Variación de la velocidad angular con respecto al radio.</i>	80
<i>Tabla 9: Resultado del análisis estático de la cuchilla.</i>	89
<i>Tabla 10: Resultado del análisis estático de la paleta</i>	103
<i>Tabla 11: Resultado del análisis estático de la porta cintas</i>	111
<i>Tabla 12: Resultado del análisis estático de la base del rascador</i>	118
<i>Tabla 13: Longitudes primitivas de las correas.</i>	126
<i>Tabla 14: Resultado del análisis estático del eje principal</i>	146
<i>Tabla 15: Características del Rodamiento FAG 6305</i>	153
<i>Tabla 16: Selección de chavetas</i>	156
<i>Tabla 17: Resultados del análisis estático de la chaveta</i>	158
<i>Tabla 18: Cargas que soporta la estructura base</i>	165
<i>Tabla 19: Resultados del análisis dela estructura base.</i>	166

SIMBOLOGÍA

$d_1; d_2; d_3$ = Longitudes del fruto.
 V_T = Volumen de la tolva.
 m_t = Masa a soportar del fruto.
 σ = Densidad.
 V = Volumen.
 p : Presión.
 H = Altura expresada en metros.
 A = Área.
 F = Fuerza.
 W_{mango} = Fuerza del mango.
 σ' = Esfuerzo de von misses.
 σ_x = Esfuerzo normal.
 τ_{xy} = Esfuerzo cortante.
 M = Momento flexionante.
 V = Fuerza cortante.
 Z = Módulo de sección.
 b = Espesor de la plancha.
 n = Factor de seguridad
 Fea = Análisis de elementos finitos
 F_c = Fuerza centrífuga
 Fe = Fuerza de empuje
 R_t = Radio de trayectoria
 W_f = Peso del fruto
 m = Masa
 r = Radio
 ω = Velocidad angular.
 $\sum M$ = Sumatoria de momentos.
 S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
 K_a = Factor de 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_f = Factor de efectos diversos.
 S_{ut} = Resistencia ultima a la tensión
 S_y = Límite de fluencia
 q = Referencia a la muesca
 P_t = Potencia total.
 P_c = Potencia de corte.
 Pa = Potencia de agitación.
 R_c = Radio de la cuchilla
 P_m = Potencia del motor
 fs = Factor de servicio.
 P_c = Potencia corregida.
 i = Relación de transmisión.
 n = Velocidad de las poleas - rpm
 D_p = Diámetro primitivo
 c = Distancia entre centros
 L_n = Longitud normalizada de la correa
 V_c = Velocidad critica
 T_1 = Tensiones en la faja
 f = Coeficiente de fricción
 P = Potencia
 FR = Fuerza radial
 FT = Fuerza tangencial
 d = Diámetro
 S_e = Resistencia a la fatiga
 c = Carga dinámica
 c_0 = Carga estática
 C_{req} = Carga requerida
 f_l = Factor de vida
 f_n = Factor de velocidad
 f_0 = Factor de rodamiento
 P_m = Potencia del motor.

RESUMEN

Actualmente las industrias alimenticias van fomentando al desarrollo del país, con el crecimiento de las exportaciones de frutas, como el mango, la piña, fresa y uva.

La presente investigación tiene como objetivo detallar, diseñar y dimensionar una máquina despulpadora de mango de 240 kg/h, para la Empresa PROSERLA S.A.C Del Distrito de Jayanca Departamento de Lambayeque. El proyecto mencionado requiere el diseño de una máquina despulpadora de mango.

El proceso empezará con la recepción del fruto en la tolva, aproximadamente con 20 kg cada 5 minutos lo que corresponde aproximadamente a 240 kg/h; se especifica que la máquina es diseñada para el despulpado del mango, pero de tamiz intercambiable si se desea trabajar con otro fruto.

La máquina consta de una tolva para el ingreso y almacenamiento de mango, de una cámara de almacenamiento por donde estará la cuchilla de corte que ayuda a trozar el fruto para un mejor despulpado y luego ser llevado al agitador que tiene una velocidad de rotación de 560 Rpm y una fuerza de 132.86 N que generaran la fuerza centrífuga necesaria para el correcto funcionamiento; además se encontrará el tamiz que permitirá separar la pulpa de la cascara mediante dos salidas distintas una para la pulpa y otra para la cascara de la fruta.

Todos los elementos fueron diseñados mediante un análisis de carga estática y un análisis de diseño por fatiga, el cual dio factores de seguridad mayor a 2, estos datos fueron corroborados mediante el análisis de elementos finitos del Software FEA.

La máquina despulpadora tiene un costo total de \$ 1324.5 dólares.

PALABRAS CLAVE: Máquina, despulpadora, néctar de frutas.

ABSTRACT

Currently Food Industries are promoting the country's development, with the growth of exports of fruit, such as mango, pineapple, strawberry and grape. Present research is objective detail, design and dimensioning A pulper machine handle 240 kg / h, for PROSERLA SAC Company. Jayanca District - Lambayeque. The aforementioned project requires the design of a machine pulper handle.

The process will start with the bathroom Recepción fruit Hopper, scammers approximately 20 kg every 5 minutes which corresponds approximately to 240 kg / h; It specifies that the machine is designed for pulped mango But interchangeable sieve SI want to work with other fruit.

The consists of a machine hopper for entry and storage of Mago, a storage chamber for where will the cutting blade helps chop the fruit for better pulped and later taken to the agitator having a velocity d Rotation 560 rpm and a force of 132.86 N will generate centrifugal force the Necessary for correct operation; : In addition to allowing the screen separates the pulp shell using two different outputs One for the pulp and one for the fruit peel was found.

All Elements Were Designed By UN static load analysis and design analysis fatigue, whatever the mayor gave Safety Factors 2, these data Were corroborated By Finite Element Analysis FEA software.

The pulping machine has a total cost of \$ 1.324,5 Dollars

Keywords: machine, pulper, fruit nectar.

INTRODUCCIÓN

La investigación trata acerca del diseño de una despulpadora de mango, la cual surge de la necesidad de la existencia del desperdicio de la pulpa al realizar el despulpa de forma manual en la Empresa Procesadora PROSERLA SA debido a que la empresa está ingresando al mercado de procesamiento de néctares de fruta, debido a esto se buscará utilizar esta despulpadora de mango para industrializar este fruto, por lo que el objetivo principal de esta tesis será el diseño de la despulpadora de mango de manera eficiente con un proceso adecuado para obtener como producto final el néctar sin desperdiciar la pulpa de la fruta.

La presente investigación, se desarrolló en seis (06) Capítulos, de la siguiente manera:

CAPÍTULO I: Se expone la realidad problemática en general del problema elegido y sobre el cual se desarrollará la investigación.

CAPÍTULO II: Se presenta una síntesis de las investigaciones más importantes por su actualidad y valor teórico realizadas sobre el problema de estudio.

CAPÍTULO III: En este capítulo describe el tipo y diseño de la investigación, variables, métodos y descripción de los procesos de la máquina despulpadora de fruta.

CAPÍTULO IV “Análisis e interpretación de los resultados”: En este capítulo se realizaron los cálculos pertinentes al diseño y selección de los diferentes mecanismos que conforman la máquina despulpadora de fruta teniendo en cuenta las características del mango.

CAPITULO V: En este capítulo se reflejan los análisis de costos asociados con el diseño de la máquina despulpadora, planos de ensamblaje, plan de mantenimiento de la máquina despulpadora.

CAPITULO VI se redactan las conclusiones y recomendaciones y por ultimo las referencias bibliográficas y anexos.

CAPÍTULO I: PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1. Realidad Problemática.

Nuestro país actualmente está incursionando en la industria alimentaria con nuevos productos naturales hacia el mercado para satisfacer los gustos de las personas, siendo el procesamiento de la fruta en jugos, pulpa, néctar, etc. para el consumo humano, esto debido a que la población ha tomado mayor interés por sustituir en su dieta el consumo de gaseosas por el de bebidas a base de pulpas de frutas como los jugos o néctares.

El consumo de frutas en la dieta humana es de vital importancia porque nos contribuye vitaminas, minerales y nutrientes que nuestro organismo necesita, además del gusto de consumir un producto de características sensoriales tan variadas y agradables.

Las empresas de gaseosas y cervezas del país abrieron sus líneas de producción de jugos a fin de atender la demanda del aumento en el consumo de jugos. Sin embargo, este aumento ha generado una necesidad de desarrollo en el sector agroindustrial.

La Empresa Procesadora de frutas PROSERLA SAC, tiene un proceso de despulpado manual donde no es aprovechada en su totalidad la pulpa de la fruta, en busca de un proceso eficiente y adecuado para obtener como producto final el néctar de las frutas, donde la materia prima será como fruto principal el mango se necesita mejorar su proceso de despulpado mediante una máquina despulpadora.

En nuestro Departamento de Lambayeque contamos con pocas máquinas netamente extractora de pulpa de frutas, originando de esta manera la necesidad de integrar el diseño de una máquina despulpadora de fruta que sea posible de adquirir.

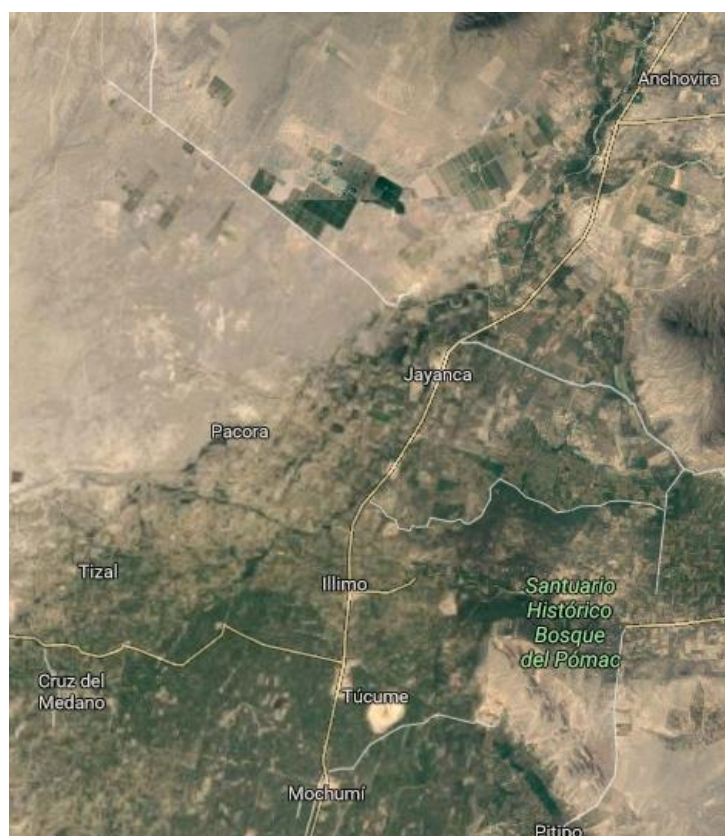
1.2. Formulación Del Problema.

¿Cómo mejorar el proceso de despulpado de mango en la Empresa procesadora PROSERLA SAC?

1.3. Delimitación de la investigación.

Distrito : Jayanca
Provincia : Lambayeque
Región : Lambayeque

Figura 1: Ubicación geográfica del lugar donde se realizará el proyecto



FUENTE: <https://www.google.com.pe/maps/search/proserla+sac>

1.4. Justificación e importancia de la investigación

1.4.1. Técnica:

En el diseño de la maquina se tomará en cuenta la fabricación con acero inoxidable apto para trabajar con productos para el consumo humano, además tendrá un sistema de tamiz intercambiable para poder despulpar cualquier tipo de fruta.

1.4.2. Económico:

El diseño propuesto es menos costoso. De este modo puede ser adquirida por cualquier empresa que desee mejorar su proceso de despulpado

1.4.3. Ambiental:

La despulpadora de frutas tiene un bajo nivel de contaminación debido a la utilización de acero inoxidable en sus componentes.

1.4.4. Social:

Brinda mejores condiciones de trabajo y seguridad al operario y ayuda a la especialización en el proceso de despulpado de fruta.

1.5. Limitaciones de la investigación.

El diseño de esta máquina despulpadora de frutas no es experimental ósea no se tomará en cuenta la construcción de la máquina, pero si toda referencia o medidas estandarizadas que se necesite para la ejecución de este proyecto. El manejo de los programas como AutoCAD y SolidWorks, que serán el software de ingeniería usados para el diseño de esta máquina mezcladora. La mayor dificultad que se presento fue la difícil obtención de información y la tediosa indagación para el cálculo respectivo.

1.6. Objetivos de la investigación

Objetivo general

Diseñar una máquina despulpadora de mango con capacidad de 250 kg/h en la empresa PROSERLA SAC, para néctar de frutas considerando la normativa técnica y de seguridad vigente.

Objetivos específicos

- a. Evaluar las alternativas para el diseño de la máquina.
- b. Determinar las características principales del fruto a despulpar.
- c. Identificar las variables principales del proceso de despulpado de mango.
- d. Calcular la fuerza necesaria y la velocidad de rotación para el correcto despulpado del mango.
- e. Realizar el cálculo mecánico teórico de los elementos más críticos de la máquina despulpadora.
- f. Modelar los componentes con software CAD/CAE.
- g. Analizar mediante software FEA los elementos más críticos del diseño.
- h. Elaborar los planos de la máquina.
- i. Realizar el análisis económico de la máquina.
- j. Elaborar un plan de mantenimiento preventivo.

CAPÍTULO II: MARCO TEORICO

2.1. Antecedentes de estudio

A). Nivel Internacional

Colombia

(CARBAJAL CARDONA) En la investigación que realiza el docente sobre las oportunidades de mercado para los países andinos de jugos y pulpas de frutas, señala que hay buenas razones para creer que el negocio de los jugos continuara como una industria en crecimiento durante mucho tiempo ya que el consumo de jugos y néctares es muy bajo entonces ahí es donde debe proyectarse para diferentes oportunidades de mercados en jugos de frutas, concentrados y pulpas que varían según los mercados nacionales e internacionales. Llegando a la conclusión que el mercado es muy competitivo y las inversiones deben basarse sólo en pronósticos de mercado actualizados y en perspectivas de precio realistas, preferiblemente en acuerdos de mercado negociados anteriormente.

Venezuela

(RODRIGUEZ, 2012)

Es su informe desarrollado indica como objetivo el conformar una red de innovación productiva en el rubro de despulpado con la finalidad de elevar la capacidad competitiva de las unidades productivas y elevar el nivel de vida de los productores e impulsar el desarrollo local. Llegando a la conclusión de promover el desarrollo e instalación de una máquina despulpadora para generar menores costos en el proceso por parte de los productores.

B). Nivel nacional

Lima

(LIVIA ALEJANDRO, 1999) , En su artículo denominado: Estudio de Pre Factibilidad para la Instalación de una Pequeña Empresa Procesadora de Néctares. Tiene como objetivo la extracción de la pulpa y el néctar de las frutas sin refinar, esto es sin descolorar, sin desodorizar, lo que hace sencillo este proceso, mediante un proceso donde la máquina despulpadora es la encargada de realizar esta operación llegando a la conclusión mediante el estudio realizado de Pre- factibilidad se prueba la viabilidad comercial, técnica, económica y financiera del proyecto. El proyecto es sostenible y sustentable, su implementación y desarrollo es rentable viable en el tiempo y no es contaminante.

Iquitos

(UGARTE NICOLINI, 2014), en la investigación de su tesis tiene como propósito, determinar los efectos de diseño construcción y puesta en marcha de una pulpeadora. Debido a la necesidad de generar dividendo, ya que hoy en día se logra mediante la innovación de máquinas, aprovechando la fruta de la región llegando a la conclusión de que existe una clara conciencia que en el rubro de refrescos y bebidas de la región de Iquitos es muy consumidora, entonces el gobierno local debe incentivar el cultivo de frutos ricos en calorías para darle un valor agregado.

2.2. Bases teóricas científicas

2.2.1. Pulpa de fruta.

La pulpa de la fruta es el producto pastoso, no diluido ni concentrado, ni fermentado obtenido por la desintegración y tamizado de la fracción comestibles de la fruta madura y limpia, la pulpa es la parte comestible de la fruta que se obtiene de la separación de las partes comestibles carnosas de estas mediante procesos tecnológicos.

Figura 2: Pulpa de fruta envasada



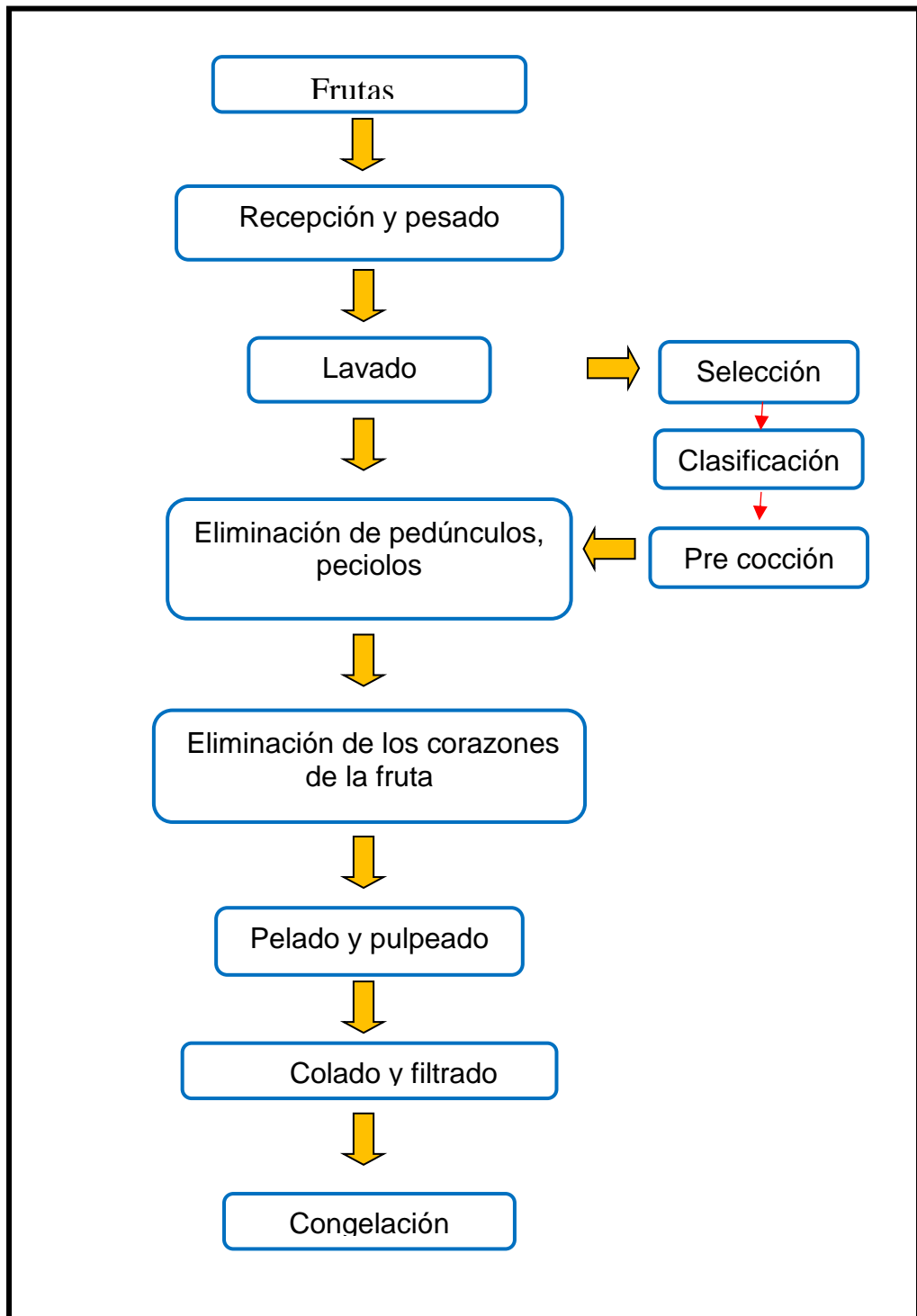
FUENTE: <http://www.taringa.net/post/offtopic/15749175/Elaboracion-de-pulpa-de-fruta.html>

2.2.2. Proceso de despulpado.

El proceso de despulpado es aquel donde se realiza la separación de las semillas y cascara de las frutas maduras y sanas, sin alterar las condiciones iniciales de la fruta tanto en su valor nutritivo, sabor y textura y color.

A continuación, mediante un diagrama de flujo se observa el proceso de despulpado de fruta.

Figura 3: Diagrama de flujo



Fuente: El Autor

2.2.3.Descripción del Proceso:

A). Recepción y pesado.

Se realiza la recepción verificando la calidad de la fruta (Presencia de contaminantes, grado de madurez, niveles de azúcar y color). Además, son pesadas y depositadas en cajas de plástico en el área de almacén

B). Lavado.

Ayuda a eliminar las impurezas que toda fruta tiene adheridas en su cosecha de manera se eliminan los microorganismos.

C). Selección.

En esta etapa se retiran los frutos que no cumplen con las características mínimas adecuadas para obtener un producto de calidad.

D). Clasificación.

Se clasifica la fruta por tamaño, diámetro, peso, según los requerimientos con el que opera la máquina.

E). Pre cocción.

La fruta es sometida a un ligero tratamiento térmico. Cada fruta tiene un tiempo estimado de pre cocción para el caso del mango, dependiendo de la variedad, se aplica un tratamiento térmico a temperatura de ebullición de 4 a 5 minutos.

F). Eliminación de pedúnculos, pecíolos y recortes.

Se realiza mediante a mano el retiro de los tallos o residuos de cálices.

G). Eliminación de los corazones de la fruta.

Se extrae el corazón de la fruta de forma manual o mediante máquina para agilizar el proceso dependiendo de la fruta.

H). Pelado y pulpeado.

El objetivo de esta operación es extraer o transformar la fruta en una pasta homogénea y separar la cáscara mediante una máquina despulpadora.

I). Colado y filtrado.

En esta etapa se realiza un colado y filtrado para separar las impurezas que no se retuvieron en el proceso de despulpado.

J). Congelación.

La congelación puede realizarse en forma continua o por enfriamiento. Las frutas preparadas pueden envasarse dentro del recipiente final antes de su congelación. Los recipientes utilizados para productos congelados deben ser poco permeables al vapor de agua y al oxígeno, suficientemente fuertes para soportar tensiones y deformaciones a que se ven sometidos durante el llenado, congelamiento, almacenamiento, transporte, poseen celofán, polietileno, polímeros de vinilo y vinilideno, poliésteres, poliamidas y polipropileno.

2.2.4. Máquinas despulpadoras.

Esta máquina es capaz de retirar y separar la semilla y la cascara del fruto la fruta es ingresada a su tolva de alimentación donde se dirige a ser cortada mediante una cuchilla que gira a una determinada velocidad proporcionada por un motor eléctrico mediante un juego de poleas y fajas en v. una vez que la fruta ha sido cortada pasa al cilindro donde se encuentran los rascadores que presionan los trozos de fruta con el cilindro del tamiz para así obtener la pulpa de la fruta existen algunos tipos de despulpadoras las cuales se mencionan y describen brevemente a continuación.

A). Despulpadora horizontal de tornillo sin fin

(DESPULPADORA, 2010) Consiste en un molino que tiene una tolva en su parte superior donde es colocado el fruto a despulpar la que pasa a través de un filtro agujereado que es el extractor de la pulpa en forma de cono en el interior está compuesto de un tornillo sin fin que es accionado por una manija o por un motor eléctrico en sentido horario, esta despulpadora puede servir para diferentes tipos de frutas solo se debe cambiar el filtro del cono dependiendo de qué tan pequeño sea la semilla.

Figura 4: Despulpadora horizontal de tornillo sin fin.



FUENTE: <http://despulfruc-tpa.blogspot.com/>

B). Despulpadora horizontal de paletas semi industrial.

Este tipo de máquina al ser semi industrial su capacidad puede llegar a 50 kg/h, dispone de una tolva de alimentación en la cual su capacidad puede llegar a 50 kg/h, dispone de una tolva de alimentación en la cual se ingresa la fruta que será procesada, esta puede ser previamente cortada dependiendo de las características de la máquina, el motor hace girar las paletas internas que por fuerza centrífuga se filtra la pulpa por medio del tamiz interno.

Figura 5: Máquina despulpadora horizontal de paletas.



FUENTE: <http://www.deperu.com/centros-poblados/ciudad-de-dios-76410>

C). Despulpadora industrial horizontal.

(INDUSTRIAS CARDIN, s.f.) Son máquina de elevada capacidad la fuerza centrífuga de giro de las aspas que van unidas a un eje que gira a una velocidad fija lleva a la fruta contra las paredes del tamiz allí es arrastrada logrando que el flujo pase a través de los orificios separando la pulpa de los demás residuos como semillas, cascara, vástagos y desechos, obteniendo pulpas para jugos, néctares o purés y dulces.

Figura 6: Máquina despulpadora horizontal



Fuente: (INDUSTRIAS CARDIN, s.f.)

D). Despulpadora industrial vertical.

Es una máquina de capacidad industrial el principio de funcionamiento es similar a la máquina horizontal a diferencia de su cuerpo que es en posición vertical, esta máquina posee paletas rotatorias que comprimen el producto contra el tamiz ya la pulpa es evacuada por la parte inferior del cilindro contenedor y por otro lado salen los desechos.

Figura 7: Máquina despulpadora horizontal



Fuente: (INDUSTRIAS CARDIN, s.f.)

2.2.5. Aceros inoxidables.

Actualmente se usa un sistema de numeración de tres dígitos el cual permite identificarlos, el primer dígito nos indica el grupo y los dos últimos números no tienen un significado específico. A continuación se muestra la siguiente tabla.

Tabla 1: Sistema de numeración de aceros inoxidables.

Designación de la serie	Grupos
2XX	Cromo-níquel-manganeso; no endurecibles, austeníticos, no magnéticos.
3XX	Cromo-níquel; no endurecibles, austeníticos, no magnéticos.
4XX	Cromo-carbono; endurecibles, martensíticos, magnéticos.
4XX	Cromo; no endurecibles, ferríticos, magnéticos.
5XX	Cromo; bajo cromo, resistentes al calor.

Fuente: (AVNER, 1988)

Según la norma AISI clasifica los aceros inoxidables según su estructura cristalina, teniendo los siguientes tipos de aceros: Martensíticos, Ferríticos, Austeníticos y Austenoferríticos.

A). Aceros inoxidables Martensíticos.

Entre sus principales características se tiene que son magnéticos y contienen entre un 11.5 y 18% de cromo y pueden maquinarse en frío de este grupo tenemos los tipos 403, 410, 416, 420, 440A, 501.

B). Aceros inoxidables Ferríticos.

Su porcentaje aproximado de cromo está alrededor de 14 y 17 % se tiene los tipos 405, 430, 446. Una de sus características es tener buena resistencia a la corrosión en la condición de recocido. Su utilización está en la de recipientes para industrias químicas y alimenticias.

C). Aceros inoxidables Austeníticos.

No son magnéticos en la condición de recocido y no endurecen por tratamiento térmico tenemos los de tipo 3XX que son aceros al cromo Níquel y los de tipo 2XX que contienen Cromo Níquel Manganeso.

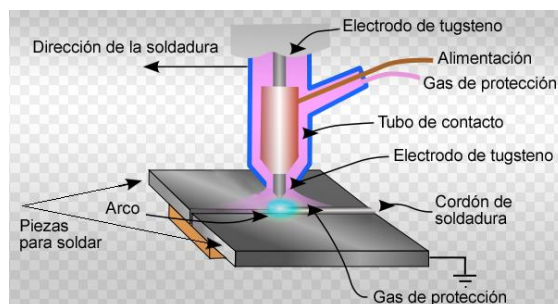
D). Aceros inoxidables Austenoferríticos.

Son también conocidos como aceros bifásicos debido a que en su estructura mixta que poseen de austenita y ferrita con características únicas de resistencia a la corrosión, son magnéticos y son generalmente soldables.

2.2.6. Soldadura GTAW.

Este tipo de proceso conocido también como soldadura con electrodo de tungsteno protegida con gas inerte, este proceso utiliza electrodos de tungsteno colocados en una boquilla especial. A través de esta se suministra gas inerte o activo (Argón, Helio, CO₂ o mezcla de varios gases a baja presión que ayuda a proteger de la atmosfera el metal fundido.

Figura 8: Soldadura GTAW



FUENTE: <https://www.emaze.com/@AZLTIWIRO/Presentation-Name>

Existen varios tipos de electrodos a utilizarse según se requiera en el proceso de soldadura GTAW tal como se muestra en la siguiente tabla

Figura 9: Tipos de electrodos para soldadura GTAW

Metal base	Electrodo recubierto AWS o nombre común	Electrodo desnudo y varilla- AWS o nombre común
AISI (UNS)	AWS A5.4 (UNS)	AWS A 5.9 (UNS)
304 (S30400)	E308 (W30810)	ER308 (S30880)
304L (S30400)	E308L (W30813)	ER308L (S30883)
316 (S31600)	E308 (W31610)	ER308 (S31680)
316L (S30400)	E316L (W31613)	ER316L (S31683)

FUENTE: (AVNER, 1988)

2.4. Definición de la terminología.

A). Polea.

Máquina simple que consiste en una rueda móvil alrededor de un eje, escalonada en su circunferencia, por donde pasa una cuerda o cadena en cuyos dos extremos actúan, respectivamente, la potencia y la resistencia.

B). Las Transmisiones.

Se realiza a través de correas son denominadas de tipo flexible pues absorben vibraciones y choques de los que sólo tienden a transmitir un mínimo al eje arrastrado. Adecuadas para distancias entre ejes relativamente grandes, actuando bajo condiciones adversas de trabajo (polvo, humedad, calor, etc.).

C). Rodamiento.

Es el conjunto de esferas que se encuentran unidas por un anillo interior y uno exterior, el rodamiento produce movimiento al objeto que se coloque sobre este y se mueve sobre el cual se apoya.

D). Chumacera.

Pieza de metal o madera con una muesca en que descansa y gira cualquier eje de maquinaria.

E). Eficiencia.

Se define como la capacidad de disponer de alguien o de algo para conseguir un efecto determinado.

F). Tolva.

Se denomina tolva a un dispositivo destinado a depósito y canalización de materiales granulados.

G). Tamiz.

Son unas mayas en las cuales pasan la pulpa de la fruta y se separa de la cascara y la Pepa o semilla.

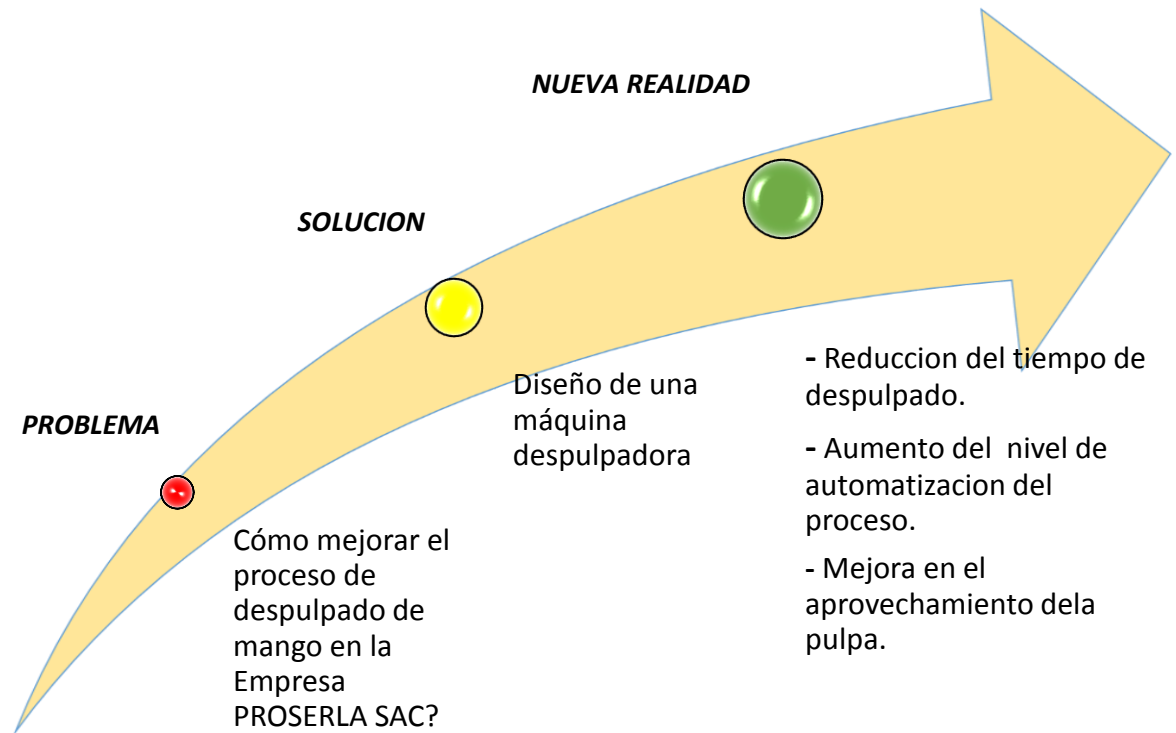
H). Conductor Eléctrico.

Es un material que ofrece poca resistencia al paso de la electricidad. Generalmente son aleaciones o compuestos con electrones libres que permiten el movimiento de cargas.

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

3.1. Tipo y diseño de la investigación

3.1.2 Diseño De La Investigación

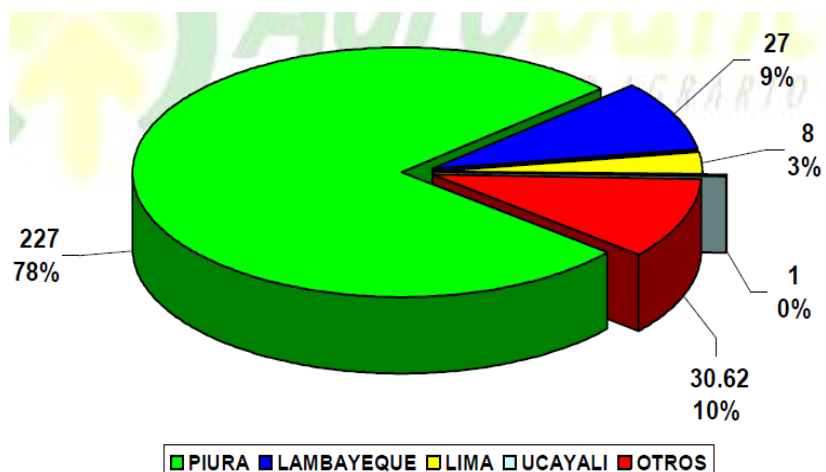


3.2. Población y muestra

3.2.1. Población.

La producción nacional está centralizada en la costa, siendo Piura el departamento con mayor producción y superficie cultivada. La producción de mango ha venido creciendo a un ritmo exponencial en el departamento de Piura, en contraposición se encuentra la provincia de Ucayali, la cual ha sufrido una reducción en la producción principalmente durante los últimos 5 años, en Lima se ha mantenido constante y Lambayeque, si bien ha mostrado un crecimiento, este no ha sido en la misma proporción que en el departamento de Piura en donde se puede observar que el crecimiento es cíclico.

Figura 10: Producción de Mango durante el año 2010



Fuente: AGROBANCO

Figura 11: Producción, superficie y rendimientos de mangos en el año 2010

Cuadro N° 2			
Mango: Producción, superficie y rendimientos según departamentos durante el año 2010			
	PRODUCCIÓN (miles de t)	SUPERFICIE	RENDIMIENTO (t./has.)
Lambayeque	26,810	2,000	13
Lima	7,920	858	9
Piura	226,502	8,000	28
Ucayali	698	52	13
otros	30,620	2,284	13
TOTAL	292,550	14,000	21

Fuente: Inform@cción
Elaboración: AGROBANCO

Fuente: <http://www.agrobanco.com.pe/>

3.2.2. Muestra.

Los principales frutos: mango, el 85 % es de la cosecha de Piura, la de uva, uno de los principales tenemos que es Chongoyape con 200 ht de cultivo, la piña tiene como epicentro de cultivo la selva central y se cosecha a principios de verano y el durazno se produce en gran cantidad

en la parte de Ayacucho, Ancash, La sierra de Lima y es uno de los productos pilares en los néctares y jugos.

3.3. Hipótesis

Al diseñar una máquina despulpadora teniendo en cuenta la velocidad de rotación y la fuerza necesaria se obtendrá un producto despulpado de buena calidad libre de residuos de cascara.

3.3.1. Tipo de Investigación

Este trabajo se basó en un diseño tecnológico casi experimental, ya que empleamos e intentamos ejercer control sobre las variables consideradas de vital importancia para nuestro diseño, y posee una metodología netamente cuantitativa para el análisis de datos.

3.4. Variables

a) Variables Independientes:

Características del fruto a despulpar (se considera peso, forma, tamaño y fuerza de corte).

b) Variables dependientes:

Parámetros de la máquina (está referida al diseño la potencia y velocidad de la máquina).

3.5. Operacionalización

Variable Independiente	Indicador	Sub Indicador	Índice	Técnicas de recolección de datos	Instrumentos de recolección de datos	Instrumentos de medición
CARACTERÍSTICAS DEL FRUTO A DESPULPAR	Peso	Peso seco	Kg	Observación	Guía de observación	Balanza
	Forma	Fruto pelado	-	Observación	Guía de observación	
	Tamaño	Diámetro	cm	Observación	Guía de observación	Calibrador Vernier
	Cantidad	Fuerza de corte	N	Observación	Guía de observación	Prensa

Variable dependiente	Dimensión	Indicadores	Índice	Técnicas de recolección de datos	Instrumentos de recolección de datos	Instrumentos de medición
Parámetros de la maquina	Sistema mecánico	Fuerza	N	Observación	Guía de observación	-
		Velocidad	Rpm	Observación / análisis de documentos	Guía de observación / Guía de análisis de documentos	Tacómetro
		Torque	T			Torquímetro
	Sistema eléctrico	Potencia	HP	Observación y Análisis de documentos	Guía de observación / Guía de análisis de documentos	Vatímetro
		Amperaje	A	Análisis de documentos	Guía de análisis de documentos	Amperímetro

3.6. Métodos, técnicas e instrumentos de recolección de datos

3.6.1. Métodos De Recolección De Datos

a) Analítico

El método de investigación que se optó para el aporte del proyecto de investigación, es el método analítico, el cual proporcionó al proyecto distinguir los elementos que asociados entre si forman el sistema de la máquina despulpadora de mango.

b) Sintético

Permitirá la recopilación de información de los componentes del sistema mecánico, con el fin de comprender el funcionamiento del sistema, permitiendo su construcción.

c) Inductivo

Uno de los métodos de investigaciones empleado en esta tesis, es el método inductivo, este método nos permitió relacionarnos con casos particulares que se asocian a nuestro proyecto de investigación. A partir de estudios de distintas fuentes, es que como se obtienen ideas claras y concisas con el objetivo de no plasmar sistemas ya existentes.

d) Deductivo

Este método permitirá la formación de la hipótesis, investigación de leyes científicas, y las demostraciones.

3.6.2. Técnicas De Recolección De Datos

Para validar nuestra investigación se realizaron entrevistas a profesionales expertos en el campo del diseño mecánico, los cuales concluyeron que el enfoque de esta investigación es de suma importancia para el desarrollo.

a) Observación

Se medirá la problemática social y económico dentro del campo agricultor dentro de la región.

Este método permite obtener datos cuantitativos, cualitativos y puede ser utilizada en cualquier tipo de investigación y en cualquier área del saber.

b) Entrevista

Esta entrevista formal fue realizada a la Dirección Regional De Agricultura, oficina de Dirección de Información Agraria, con el objetivo de obtener información sobre las temporadas de cosecha y producción de frutos en el Departamento de Lambayeque.

c) Recolección de datos

Se tendrá en cuenta la información de manuales, libros, revistas y tesis.

3.6.3. Instrumentos De Recolección De Datos

a) Guías de observación

Se realizará a una guía de observación para identificar y evaluar los diferentes tipos máquinas despulpadora respecto a la capacidad, tiempo y costo de la máquina.

b) Guía de análisis de documentos

Se revisará normas técnicas y de salubridad para el proceso de despulpado de fruta dadas por Indecopi.

Además se tomará en cuenta manuales, para la elección de los dispositivos de control sí también de libros y revistas.

CAPITULO IV: ANALISIS E INTERPRETACION DE LOS RESULTADOS

4.1. Selección del sistema mecánico de la máquina despulpadora.

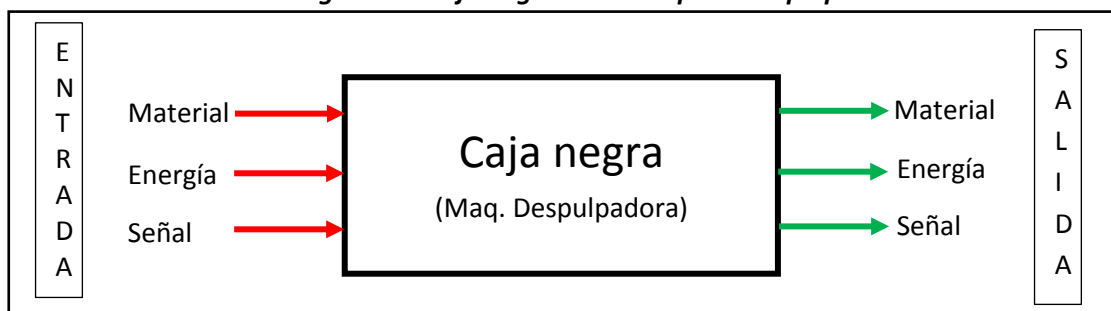
Al conocer las máquinas despulpadoras y su sistema mecánico que el actual mercado ofrece podemos encontrar, analizar y evaluar la mejor alternativa de diseño, para eso hacemos uso de la MATRIZ MORFOLÓGICA, de esta forma se encuentra la mejor propuesta para el sistema de la máquina despulpadora.

La matriz morfológica será la base importante para la elección de los elementos electromecánicos que tendrá la máquina; con criterio técnico mediante fórmulas sobre diseño de máquinas y mecanismos.

Se empezó con la caja negra y los procesos técnicos de la máquina

4.1.1. Caja Negra

Figura 12: Caja negra de la máquina despulpadora



Fuente:(Elaboración Propia)

ENTRADAS

- ◆ Material : Fruto entero (cascara y semilla).
- ◆ Energía : Energía humana para colocar los frutos a despulpar.
Energía mecánica suministrada por el motor.
- ◆ Señal : Inicio de funcionamiento.

SALIDAS:

- ◆ Material : pulpa de fruta, residuos de semilla y cascara.
- ◆ Energía : Calor, vibraciones y energía cinética.
- ◆ Señal : Indicador de correcto funcionamiento.

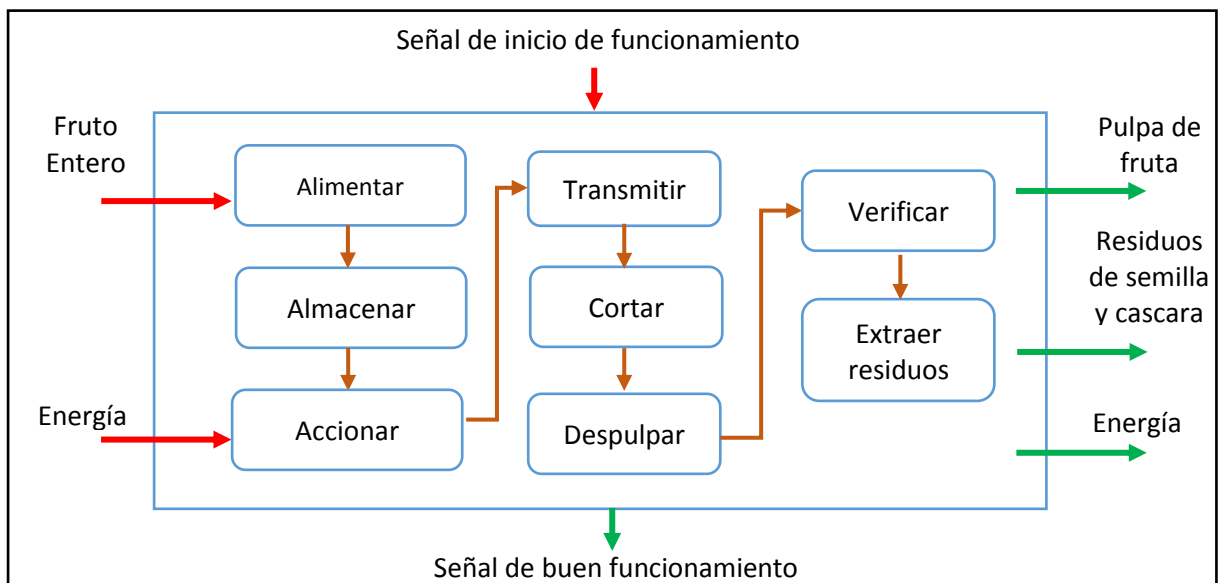
4.1.2. Procesos Técnicos.

A continuación se describen los procesos que están involucrados en el despulpado de frutas.

- a) Alimentación.
- b) Almacenamiento.
- c) Accionamiento de la maquina
- d) Transmisión de fuerza.
- e) Corte en trozos de la fruta.
- f) Despulpado.
- g) Verificación
- h) Extraer pulpa de fruta y residuos de la fruta.

4.1.3. Estructura de funciones de máquina despulpadora.



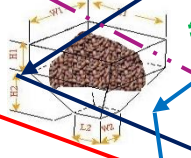
















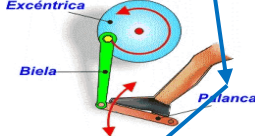

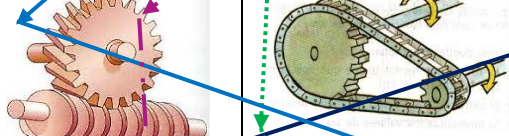
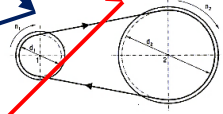

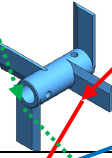
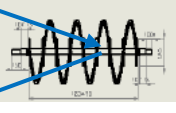
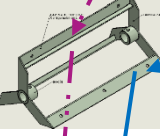
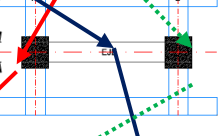


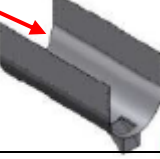
Figura 13: Estructura de funciones



Fuente:(Elaboración Propia)

4.1.4. Matriz morfológica.

Figura 14: Matriz morfológica

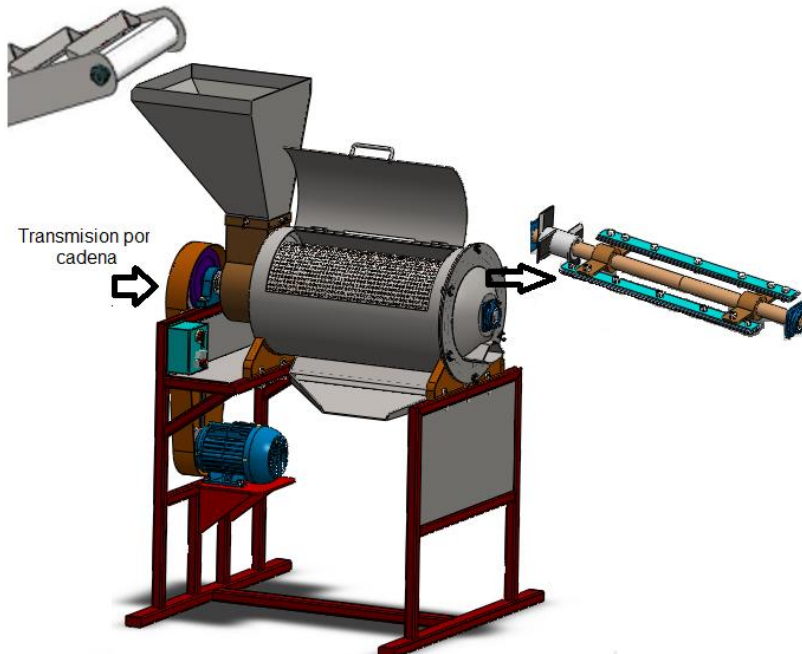
1	ALIMENTAR													
2	ALMACENAR			<table border="1"> <tbody> <tr> <td></td> <td>Proyecto 1</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Proyecto 2</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Proyecto 3</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Proyecto 4</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Proyecto 5</td> </tr> </tbody> </table>		Proyecto 1		Proyecto 2		Proyecto 3		Proyecto 4		Proyecto 5
	Proyecto 1													
	Proyecto 2													
	Proyecto 3													
	Proyecto 4													
	Proyecto 5													
3	ACCIONAR													
a	4	TRANSMITIR												
5	CORTAR													
6	Despulsar													
7	VERIFICAR													
8	EXTRAER													

Fuente:(Elaboración Propia)

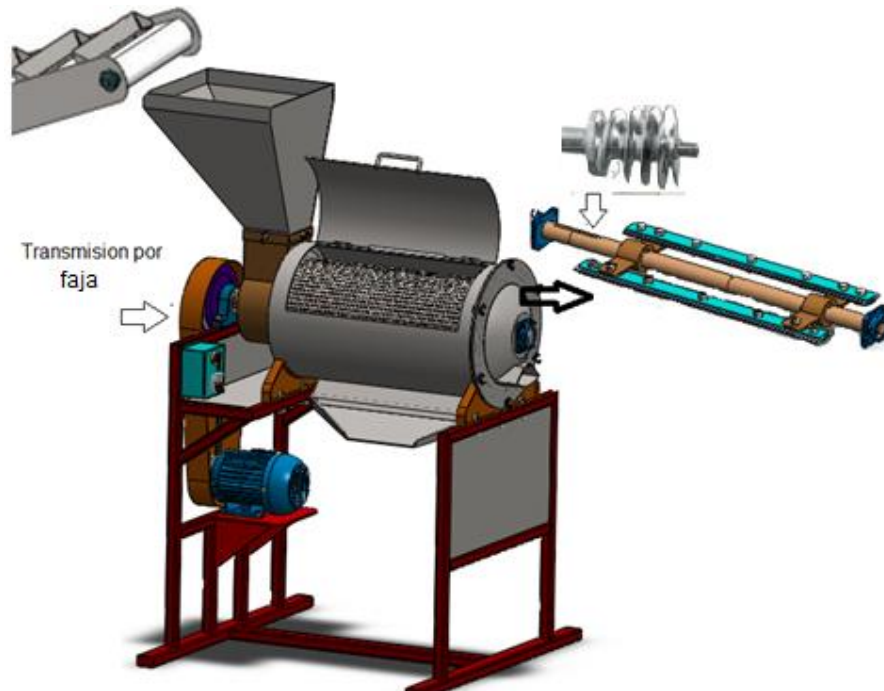
4.1.5. Conceptos de solución:

A continuación, se muestran los 5 conceptos de solución.

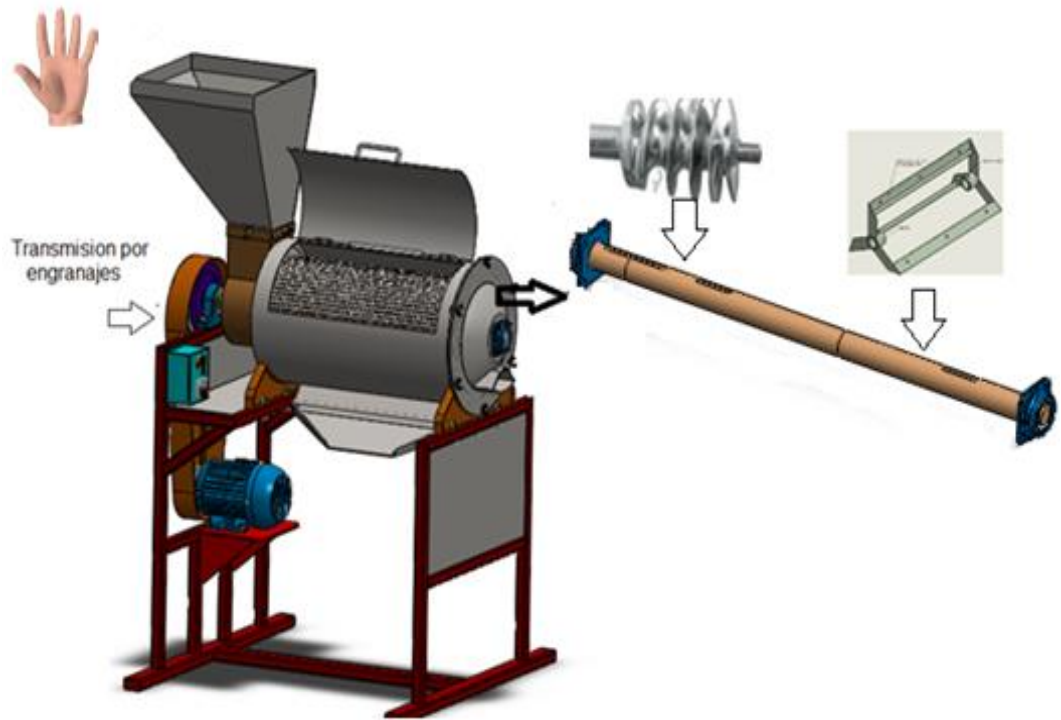
Concepto de solución 1.



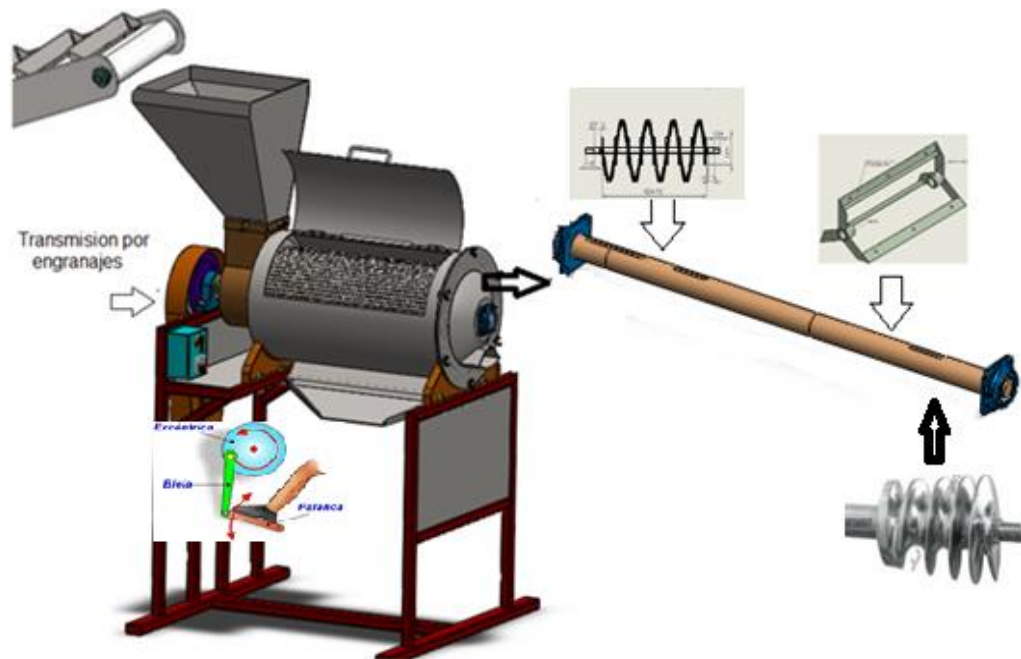
Concepto de solución 2.



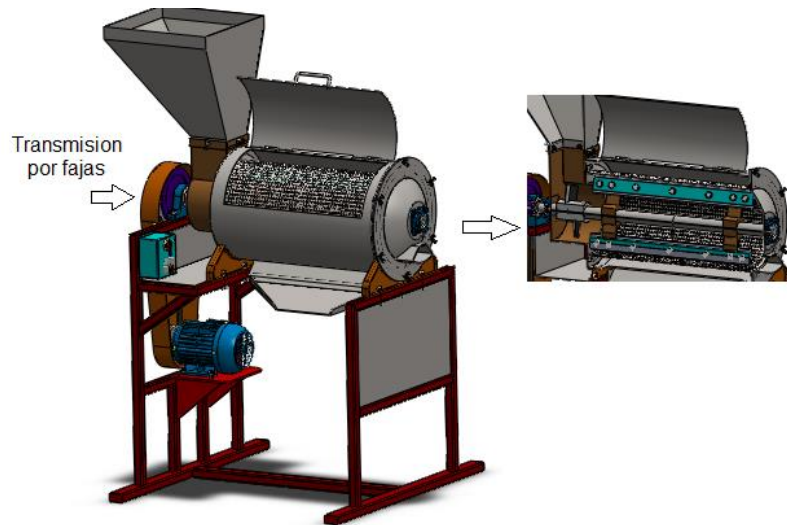
Concepto de solución 3.



Concepto de solución 4.



Concepto de solución 5.



Se empezó realizando una evaluación tomando valores del 1 al 4, donde:

0: No aceptable; 2: Suficiente; 4: Muy satisfactorio;
 1: poco satisfactorio 3: Satisfactorio

La calificación se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 2: Criterios Técnicos Económicos

N°	Criterios técnicos y económicos	Conceptos de solución				
		01	02	03	04	05
1	Estabilidad	3	4	4	3	4
2	Número de operarios	4	4	4	4	4
3	Facilidad de manejo	2	3	3	4	4
4	Buen uso de fuerza	2	2	3	3	4
5	Costo de tecnología	4	2	3	3	3
6	Costo de operación	4	3	4	3	3
7	Seguridad	3	3	4	3	3
8	Rapidez	2	2	3	4	4
9	Facilidad de montaje	3	3	3	3	4
10	Posibilidad de Automatización	4	4	4	3	3
	Suma Total	31	30	35	32	36

Fuente: Elaboración Propia

Como podemos observar el concepto de solución 3, 4 y 5 son los que mayor puntaje obtuvieron, entonces con estos tres proyectos de solución que ahora llamaremos proyectos preliminares se realizara una evaluación más profunda para determinar la solución más factible tanto técnica como económica. Se procede a describir los diseños preliminares a continuación.

Proyecto preliminar 1: (concepto de solución 3)

La alimentación del fruto se hará de forma manual almacenando en la tolva donde el motor eléctrico será el que genere la fuerza que será transmitida mediante engranajes al eje principal para cortar el fruto se utilizara un tornillo sin fin y el despulpado es mediante un agitador triple y la extracción es realizada mediante gravedad y de forma separada.

Proyecto preliminar 2: (concepto de solución 4)

Los productos se suministraran de forma automática a través de un sistema de alimentación hacia el contenedor donde el accionamiento será mediante un motor eléctrico y la fuerza se suministra mediante engranajes el corte se realiza mediante un sistema de cintas helicoidales y el despulpado se realizara mediante un agitador triple de forma visual se verá si el fruto está siendo correctamente despulpado y el retiro de la pulpa será mediante un tornillo sin fin.

Proyecto preliminar 3: (concepto de solución 5)

El fruto es proporcionado de manera manual por el operador en la tolva, la energía será suministrada por un motor eléctrico, y la fuerza es transmitida mediante un sistema de poleas, el proceso de corte es mediante una cuchilla y el despulpado se realiza mediante un agitador doble y de manera visual será la verificación del correcto despulpado y la descarga de lo pulpa y los residuos del fruto serán de forma separada mediante gravedad.

Se presenta la evaluación de proyectos preliminares en dos tablas, tabla 3 y tabla 4, una evaluando únicamente la parte técnica y la otra la parte económica. Se tienen las siguientes consideraciones:

p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según **VDI 2225**)

0 = No satisface, 1 = Casi aceptable, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)

g: el peso ponderado está en función de los criterios de evaluación.

Tabla 3: Evaluación de proyectos preliminares según el valor técnico

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS										Área de Diseño
Valor Técnico (Xi)										
Proyecto: Máquina despulpadora de mango										
Criterios de evaluación para diseño en fase de conceptos o proyectos										
Variantes de Proyectos			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución Ideal	
N°	Criterios de Evaluación	g	P	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	9	3	27	3	27	3	27	4	36
2	Forma	8	2	16	3	24	3	24	4	32
3	Diseño	8	3	24	3	24	3	24	4	32
4	Seguridad	8	3	24	3	24	4	32	4	32
5	Ergonomía	6	3	18	2	12	3	18	4	24
6	Fabricación	7	3	21	2	14	3	21	4	28
7	Sencillez de operación	7	3	21	3	21	3	21	4	28
8	Montaje	6	3	18	2	12	3	18	4	24
9	Transporte	5	3	15	3	15	4	20	4	20
10	Mantenimiento	8	3	24	3	24	4	32	4	32
Puntaje máximo $\sum p$ ó $\sum gp$			29	208	27	197	33	237	-	288
Valor Técnico Xi			-	0.72	-	0.68	-	0.82	-	1.00
Orden			-	2	-	3	-	1	-	-

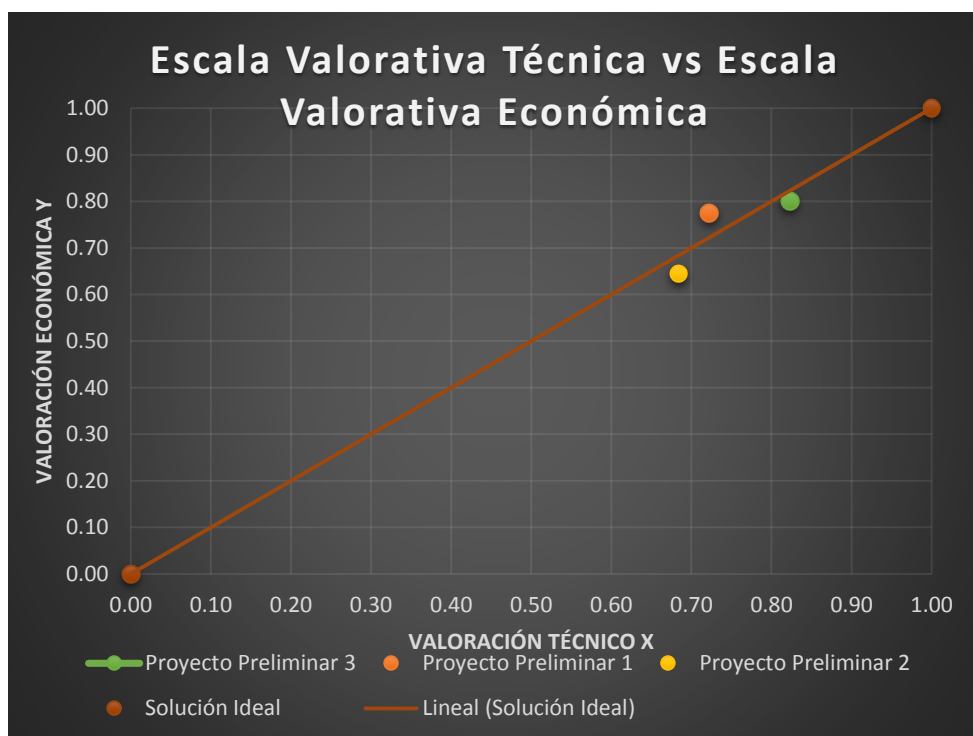
Fuente:(Elaboración Propia)

Tabla 4: Evaluación de proyectos preliminares según el valor económico

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS										Área de Diseño
Valor Económico (Yi)										
<i>Proyecto: Máquina despulpadora</i>										
Criterios de evaluación para diseño en fase de conceptos o proyectos										
N°	Criterios de Evaluación	g	Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución Ideal	
			p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	7	3	21	3	21	3	21	4	28
2	Forma	7	3	21	3	21	3	21	4	28
3	Diseño	8	3	24	3	24	3	24	4	32
4	Seguridad	6	3	18	3	18	3	18	4	24
5	Ergonomía	6	3	18	3	18	3	18	4	24
6	Fabricación	8	3	24	2	16	3	24	4	32
7	Sencillez de operación	7	4	28	2	14	3	21	4	28
8	Montaje	6	3	18	2	12	3	18	4	24
9	Transporte	6	3	18	3	18	4	24	4	24
10	Mantenimiento	8	3	24	2	16	4	32	4	32
Puntaje máximo $\sum p$ ó $\sum gp$			31	214	26	178	32	221	-	276
Valor Técnico Xi			-	0.78	-	0.64	-	0.8	-	1.00
Orden			-	2	-	3	-	1	-	-

Fuente: Elaboración propia

Figura 15: Grafica lineal de la escala valorativa del aspecto técnico y económico.



Fuente: Elaboración propia

En la siguiente grafica se puede apreciar que el proyecto preliminar 3 es mucho mas factible en lo técnico y económico, la grafica muestra la solucion ideal con una linea de color marron; Y los tres puntos son los proyectos preliminares, se observa que el proyecto preliminar 3 esta mucho mas cerca a la linea ideal, de este modo se procedera a realizar el calculo de todos los componentes y elementos de máquinas que estaran presentes en este proyecto preliminar.

4.2. Características del fruto a despulpar.

La máquina debe estar adecuada para poder cortar y despulpar la fruta que será procesada, logrando separar la pulpa de la fruta de las semillas, cascara y otros elementos que no componen la pulpa. Por eso es necesario poder conocer todo lo referente del fruto a despulpar que en este caso será el mango.

Desde el punto de vista nutricional, el mango es una fuente muy rica en vitaminas y fibras. (Ver tabla 05).

Tabla 5: Nutrientes del mango

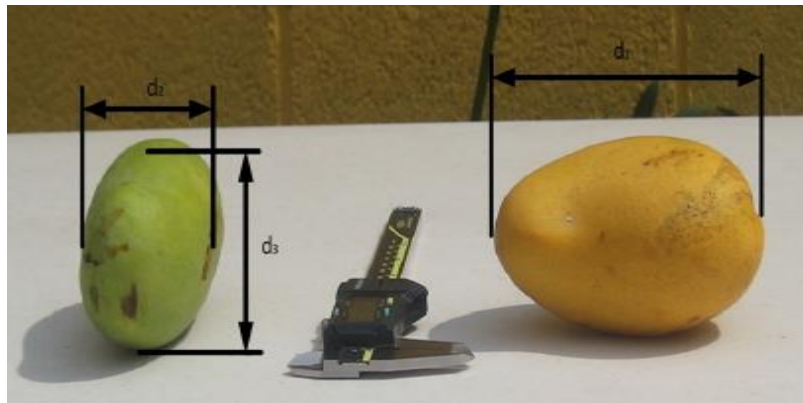
Contenido por 100 grs de mango

<i>Componente</i>	<i>Cantidad</i>
<i>Agua</i>	83 g
<i>Proteínas</i>	0.5 g
<i>Grasas</i>	0
<i>Carbohidratos</i>	15 g
<i>Fibra</i>	0.8 g
<i>calcio</i>	10 mg
<i>Hierro</i>	0.5 mg
<i>Vitamina A</i>	600 i.u.
<i>Tiamina</i>	0.03 mg
<i>Riboflavina</i>	0.04 mg
<i>vitamina</i>	0.04 mg
<i>Desechos (cascara y hueso)</i>	28 – 38 %

Fuente: (Sumaya Martinez, 2012)

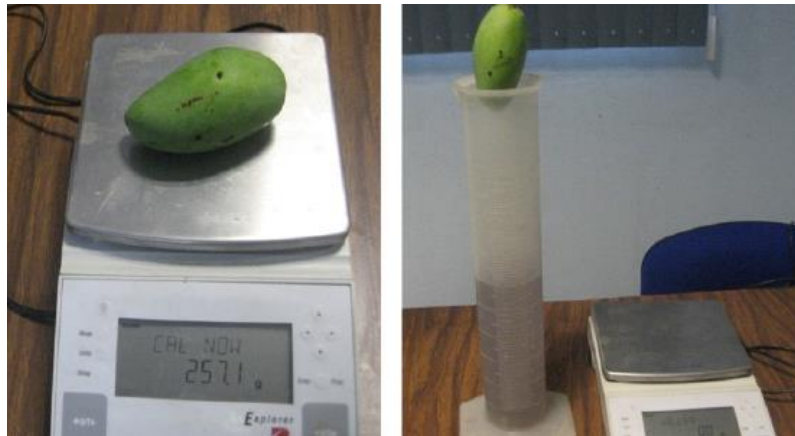
Se tomaron 20 muestras de mangos para poder determinar sus dimensiones, las cuales se midieron con un calibrador vernier, se tomaron tres medidas. También se realizó la medición de la masa y de la densidad volumétrica, (Ver ilustración 16 y 17) además de la fuerza de corte necesaria (Ver ilustración 18).

Figura 16: Medidas a tomar de un mango con el calibrador vernier.



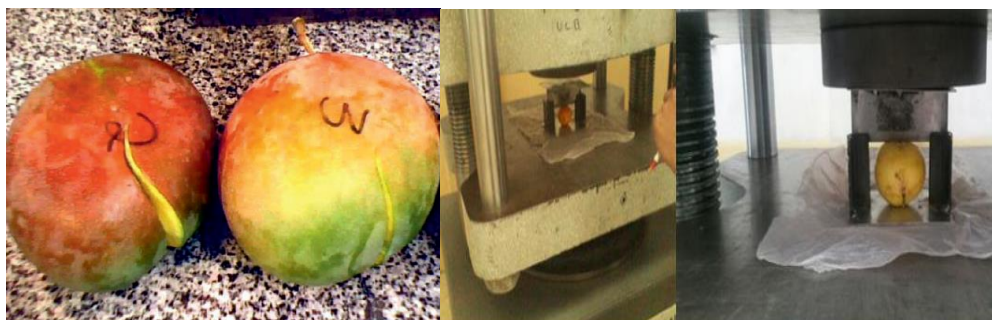
Fuente: Elaboración propia.

Figura 17: Medición de la masa y densidad del mango.



Fuente: (TIRIRA SUAREZ & CASTRO MACAS, 2014).

Figura 18: Rotura de los mangos con carga uniaxial en el ensayo de compresión.



Fuente: (TIRIRA SUAREZ & CASTRO MACAS, 2014)

La masa del fruto se determinó con una balanza digital mientras que para encontrar la densidad se utilizó una probeta graduada la cual se introducían el fruto para encontrar el volumen de agua desplazado, para encontrar la fuerza de corte del fruto se utilizó un aplicador de carga, Los datos obtenidos de las muestras tomadas se resumieron en la tabla N° 6:

Tabla 6: Datos de las muestras realizadas al fruto.

Muestra	Longitudes del fruto(mm)			Masa del fruto(gr)	volumen del fruto(m ³)	Densidad del producto(kg/m ³)	Fuerza de corte(N)
	D1	D2	D3				
1	123.73	61.73	72.29	307.1	0.000284695	1078.7	142.1
2	120.01	59.71	68.37	290.9	0.000281416	1033.7	139.1
3	119.41	59.28	69.45	290.5	0.000270787	1072.8	141.6
4	125.12	58.92	68.12	294.58	0.000272633	1080.5	143.6
5	124.16	64.8	69.15	310.1	0.000287476	1078.7	142.6
6	120.12	59.71	70.5	294.86	0.000272955	1080.25	142.9
7	120.16	59.28	69.14	299.9	0.000273706	1095.7	138.9
8	122.25	63.4	72.11	300.1	0.000276279	1086.22	135.9
9	124.13	61.73	71.19	310.5	0.000283339	1095.86	136.8
10	128.92	59.71	69.25	301.5	0.000280152	1076.2	138.25
11	125.14	59.28	69.76	299.89	0.00027524	1089.56	140.5
12	119.24	61.48	69.7	280.45	0.000255057	1099.56	139.8
13	119.5	62.11	68.72	308.9	0.000284669	1085.12	137.89
14	119.82	62.34	69.42	310.58	0.00028583	1086.59	136.2
15	125.83	59.71	69.45	300.12	0.000282301	1063.12	138.9
16	129.89	59.28	69.85	300.89	0.000283111	1062.8	139.56
17	119.58	58.21	67.52	299.5	0.000279935	1069.89	136.89
18	121.43	60.11	70.15	305.7	0.000283976	1076.5	138.45
19	128.92	63.42	72.43	309.5	0.000287111	1077.98	140.99
20	130.12	61.8	72.11	312.02	0.000297533	1048.69	141.12
Promedio	123.374	60.8005	69.934	301.3795	0.00027991	1076.922	139.6025

Fuente: Elaboración propia.

4.3. Partes de la máquina mezcladora

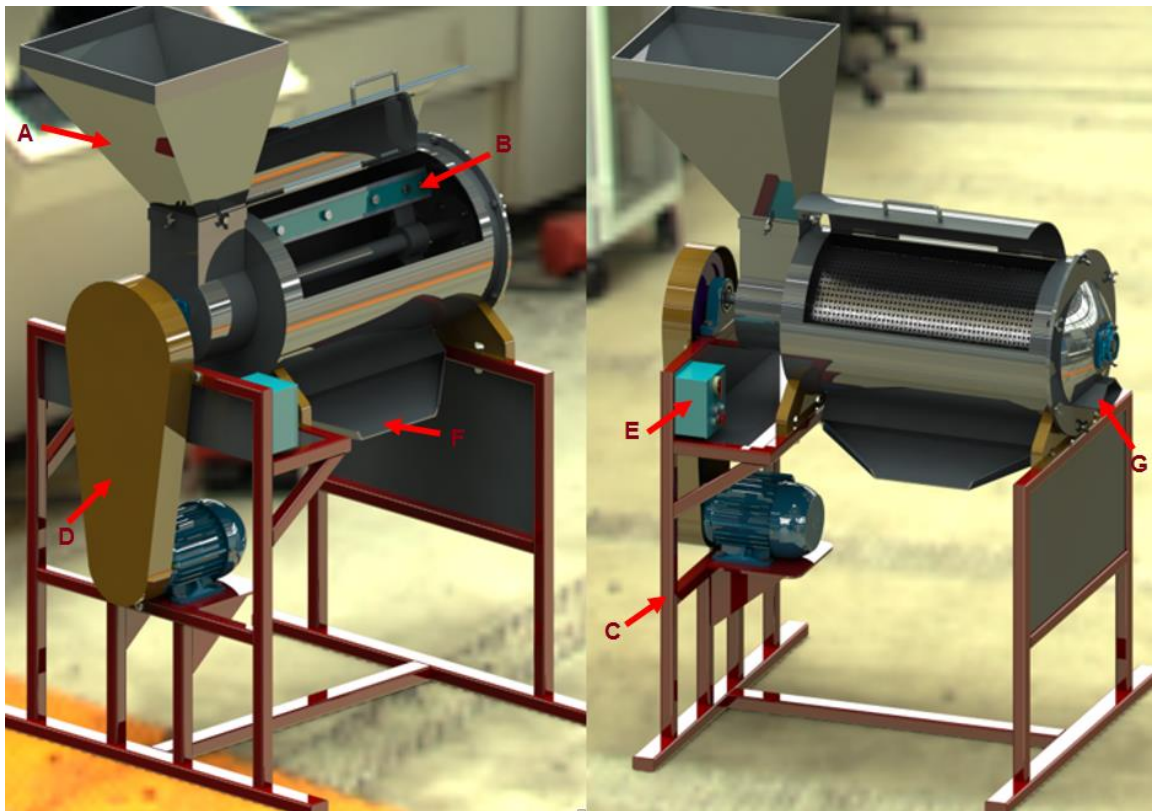
El diseño de esta máquina va a estar comprendida a continuación de 7 partes Principales para el proceso de mezclado.

- a) Tolva de alimentación.
- b) Sistema de despulpado.
- c) Estructura base.
- d) Sistema de transmisión.
- e) Tablero de control.
- f) Salida de pulpa.
- g) Salida de cascara.

Además de otros componentes que conoceremos más adelante según vayamos analizando el diseño propuesto.

La figura 19 muestra las partes que componen la máquina.

Figura 19: Vista lateral y frontal de la Máquina despulpadora



Fuente:(Elaboración Propia – software SolidWork - renderizado)

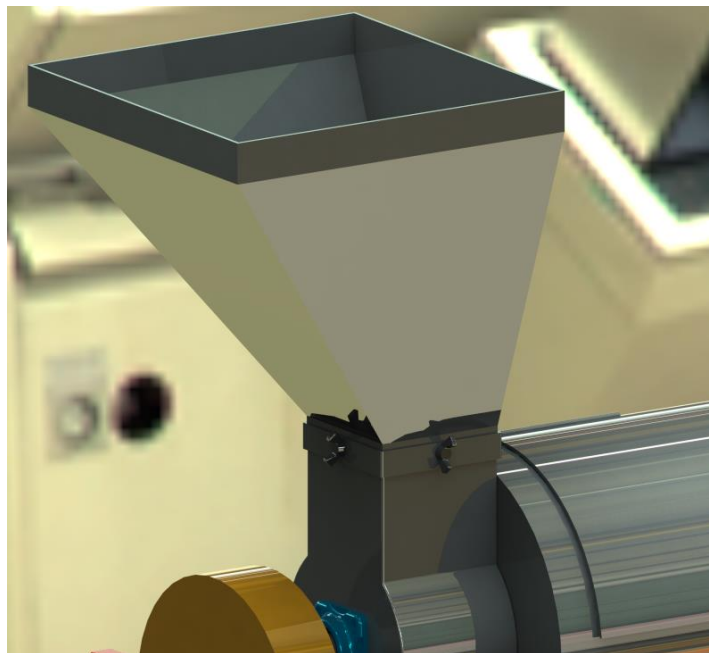
4.4. Sistema Mecánico De La Mezcladora.

En éste capítulo se procede a realizar los cálculos para el diseño y selección de los diferentes componentes que conforman la máquina despulpadora, tomando como base las características de los componentes que conformaran la mezcla. De acuerdo a las exigencias, la máquina deberá ser capaz de soportar y despulpar 240 kg en su contenedor.

4.4.1. Cálculo y diseño de la tolva de alimentación.

La norma DIN 1055 – 6:2005-03, la cual hace referencia al diseño de silos o tolvas de alimentación. En la siguiente figura se muestra el diseño terminado del contenedor.

Figura 20: Diseño final de la tolva.



Fuente:(Elaboración Propia)

En el caso del presente diseño se consideró el acero inoxidable AISI 304, por sus propiedades de resistencia a la oxidación o corrosión. Además para el diseño de la tolva se consideró previamente los siguientes requerimientos que debe cumplir:

- a) El material de la tolva no debe reaccionar químicamente con la mezcla.
- b) El material del contenedor debe impedir la proliferación de contaminantes biológicos.
- c) El material de la tolva debe ser resistente a la fricción con el producto.
- d) El contenedor de la tolva debe tener una capacidad de 20 kg de fruto sin deformarse.
- e) Que sea desmontable para su limpieza y mantenimiento cuando se requiera.

A). Cálculo del volumen del contenedor

Para el cálculo del volumen del fruto a contener en la tolva se utilizó la siguiente ecuación:

Ecuación 1: Volumen.

$$V_F = \frac{m_F}{\sigma}$$

Donde:

V_F = Volmen del fruto a contener en la tolva.

m_F = Masa a soportar del fruto.

σ = densidad del Fruto.

$$V_F = \frac{20 \text{ Kg}}{1076.922 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V_F = 0.0185 \text{ m}^3$$

El contenedor debe tener una capacidad de 0.01858 m³, que viene a ser el volumen del fruto a contener en la tolva.

En la figura 21 se muestra el tipo de contenedor a utilizar, la selección de este tipo se muestra en la matriz morfológica porque es mucho

mejor para el tipo de producto a despulpar.

Figura 21: Tolva de la maquina a calcular

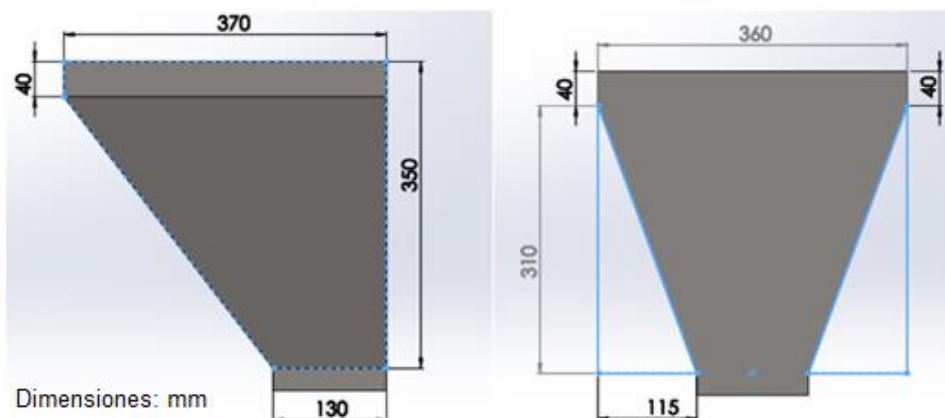


Fuente:(Elaboración Propia)

Conociendo entonces el volumen que debe tener el contenedor se procederá a calcular sus dimensiones:

En la siguiente figura se muestra en vista frontal la forma geométrica del contenedor.

Figura 22: Forma geométrica del contenedor



Fuente:(Elaboración Propia)

Ecuación 2: Volumen total

$$V_T = V_1 - V_2 - V_3$$

También se sabe que:

Ecuación 3: Volumen de un paralelepípedo

$$V_1 = A \times B \times C$$

Donde:

A = Altura

B = Base

C = Ancho

$$V_1 = 0.35 \times 0.37 \times 0.36$$

$$V_1 = \mathbf{0.04662 \text{ m}^3}$$

Ecuación 4: Volumen de un prisma triangular

$$V_2 = \frac{A \times B \times C}{2}$$

$$V_2 = 0.00017 + (0.13 \times 0.115 \times 0.31)$$

$$V_2 = 0.0049754 \text{ m}^3$$

$$V_3 = 0.31 \times 0.15 \times 0.37$$

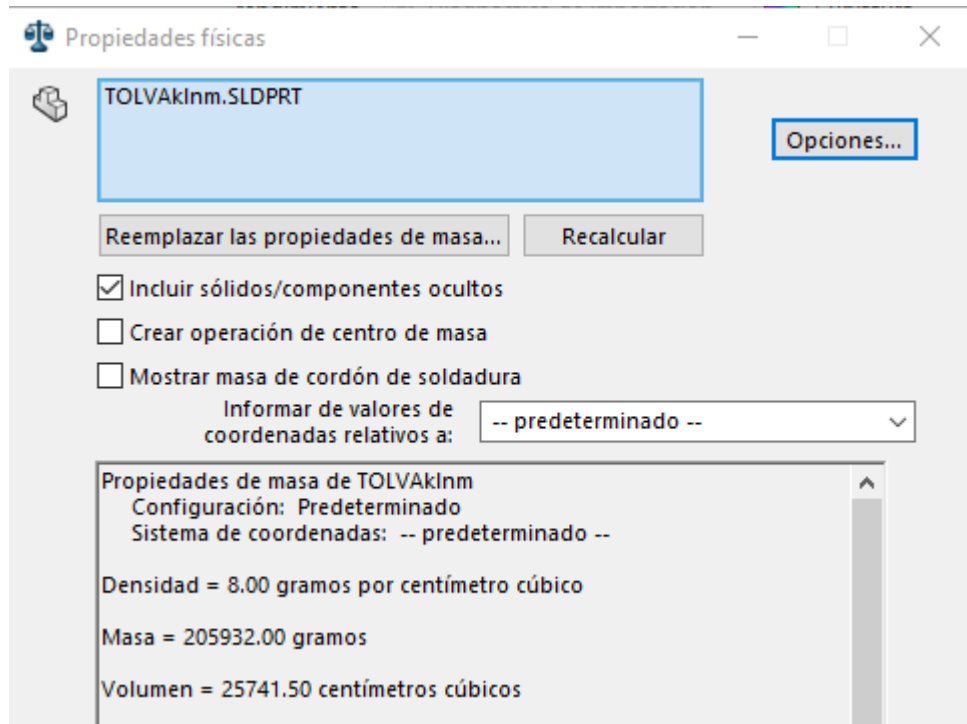
$$V_3 = 0.013392 \text{ m}^3$$

Remplazando en la ecuación 2 se tiene:

$$V_T = \mathbf{0.02825 \text{ m}^3}$$

El volumen de la tolva es mayor al volumen del fruto a contener, para datos más reales se utilizó el software SolidWork el cual nos genera el volumen total del contenedor (ver figura 23).

Figura 23: Volumen obtenido con software SolidWork.



Fuente:(Elaboración Propia)

Para datos más reales se utilizó el software SolidWork el cual nos genera el volumen total del contenedor. Como podemos apreciar el volumen de la tolva es de 0.025 m³.

B). Presión interna en la tolva.

La presión en el fondo de la tolva se obtendrá de la siguiente manera.

Ecuación 5: Presión

$$P = \rho \times g \times h$$

Donde:

P: Presión (Pa: kN/m²).

ρ : Densidad expresado en kg/m³.

g: gravedad expresada en m/s².

h: Altura expresada en metros.

Se reemplazan los valores y obtenemos una presión de:

$$P = 1076 \times 9.8 \times 0.310$$

$$P = 3271.68 \text{ Pa} \approx 3.2716 \text{ Kpa}$$

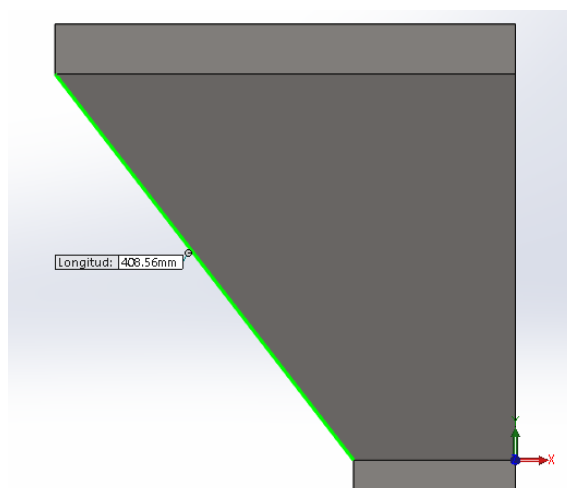
Además se determinó que el área de contacto en la zona del paralelepipedo es igual a:

Ecuación 6: Área inclinada

$$A_1 = \left(\frac{L_{mayor} \times L_{menor}}{2} \right) \times H_{tolva\ incl}$$

La altura inclinada se obtuvo con la ayuda del Software Solidwork.

Figura 24: Dimensión de la longitud inclinada



Fuente:(Elaboración Propia)

$$H_{tolva\ incl} = 408.56 \text{ mm} \approx 0.408 \text{ m}$$

Entonces reemplazando datos en la ecuacion 6 el area es:

$$A_1 = \left(\frac{0.360 \times 0.13}{2} \right) \times 0.408$$

$$A_1 = 0.099 \text{ m}^2$$

Solo se calculó la presión que ejerce el peso del fruto sobre la pared

inclinada de la tolva, no se tomó en cuenta la presión generada por la fricción debido que el material a utilizar será un acero AISI 304 y coeficiente de rozamiento es muy bajo.

Se determinó las fuerzas que actúan en las distintas áreas de las paredes de la tolva:

Ecuación 7: Presión de una fuerza en una sección transversal

$$P = \frac{F}{A}$$

$P =$ Presion interna

$F =$ Fuerza sobre la pared inclinada

$A =$ Area inclinada

$$F = P \times A$$

$$F = 3271.68 \times 0.099$$

$$F = 323.89 \text{ N}$$

Para determinar el W_{mango} , es decir la Fuerza por unidad de longitud ejercida por el mango, se empleó la siguiente fórmula:

$$W_{mango} = \frac{F}{L}$$

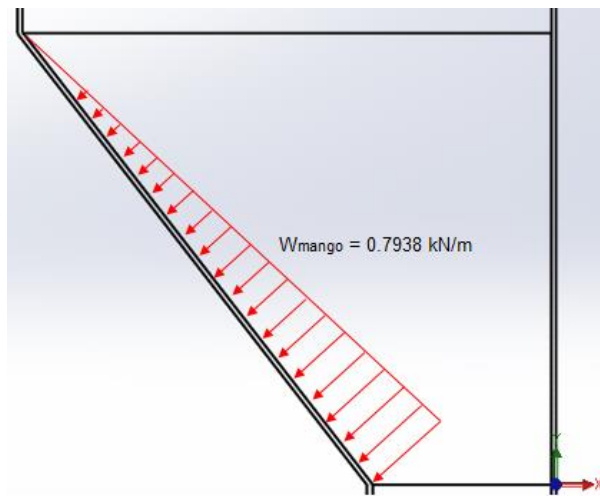
Reemplazando datos se tiene

$$W_{mango} = \frac{0.32389}{0.408}$$

$$W_{mango} = 0.7938 \text{ kN/m}$$

Con los resultados se obtuvo la siguiente carga, tal como se muestra en la siguiente imagen.

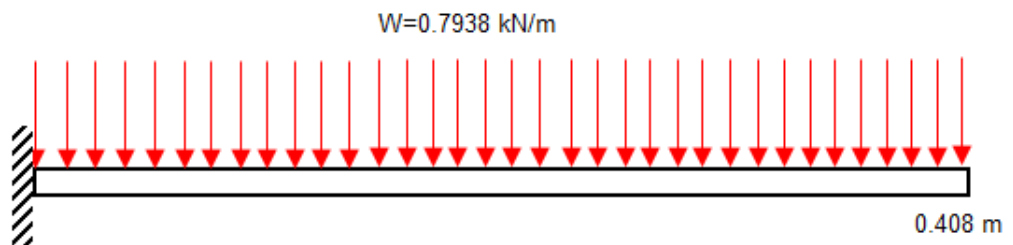
Figura 25: Carga distribuida en el interior de la tolva



Fuente:(Elaboración Propia)

Para efectos de cálculo se invirtió la posición de la tolva para determinar el momento flector:

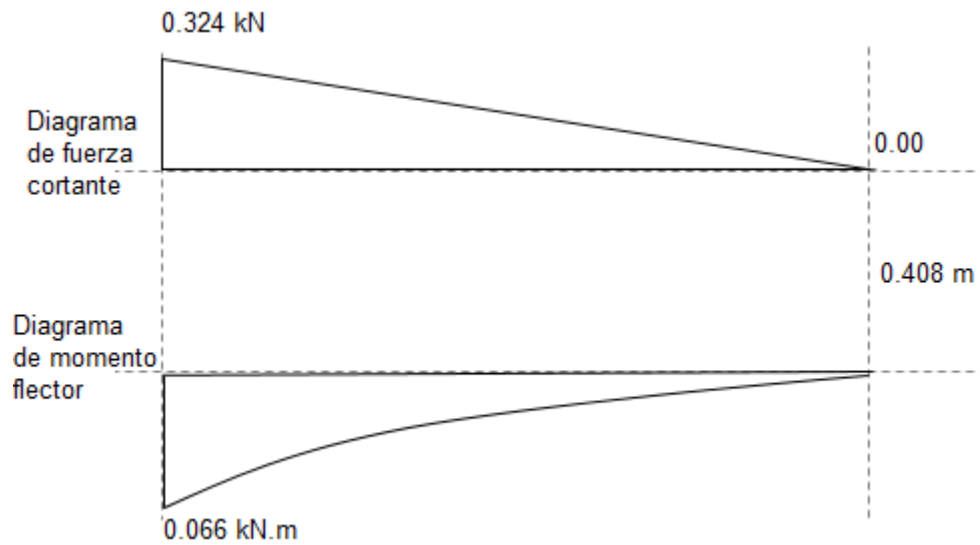
Figura 26: DCL de la pared de la tolva



Fuente:(Elaboración Propia)

A continuación se muestra los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

Figura 27: Diagrama de fuerza y momento de la pared de la tolva



Fuente:(Elaboración Propia)

Con los diagramas de momento flector y fuerza cortante obtenemos los valores máximos que va a soportar la lámina.

$$V_{max} = 0.324 \text{ kN} \approx 323.89 \text{ N}$$

$$M_{flector,max} = 0.066 \text{ kN.m} \approx 66 \text{ N.m}$$

Para el diseño de la tolva se utilizara plancha de 3 mm de acero AISI 304 (ver anexo A).

Mediante la Energía de Distorsión de Von Mises se encontrara el factor de seguridad con el que trabajara la tolva.

Ecuación 8: factor de seguridad

$$\sigma' = \frac{S_y}{n}$$

Debido a que en nuestro diseño no se presentan esfuerzos axiales se tiene:

Ecuación 9: Esfuerzo de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy})^2}$$

De donde:

Ecuación 10: Esfuerzo normal.

$$\sigma_x = \frac{M}{Z}$$

Ecuación 11: Esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{3V}{2A}$$

Donde:

M = momento flexionante

V = fuerza cortante

A = seccion a calcular del esfuerzo cortante

Z = modulo de seccion

σ_x = esfuerzo de flexion

τ_{xy} = esfuerzo cortante

Ecuación 12: Módulo de sección

$$Z = \frac{\frac{1}{12} x b^3 x h}{\frac{b}{2}}$$

Donde:

b = espesor de la plancha (m)

h = longitud inclinada de la plancha (m)

$$Z = 6.1284 x 10^{-7}$$

Remplazando en la ecuación 10 se tiene:

$$\sigma_x = \frac{66}{6.1284 \times 10^{-7}}$$

$$\sigma_x = 107.69 \text{ MPa}$$

También se tiene:

Ecuación 13: Sección del esfuerzo cortante

$$A = b \times h$$

$$A = 1.22568 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Este valor lo reemplazamos en la ecuación 11 y se tiene:

$$\tau_{xy} = \frac{3 \times 323.89}{2 \times 1.22568 \times 10^{-3}}$$

$$\tau_{xy} = 0.3963 \text{ MPA}$$

Con los esfuerzos máximos calculados reemplazamos en la ecuación 9:

$$\sigma' = \sqrt{107.69^2 + 3(0.3963)^2}$$

$$\sigma' = 107.692 \text{ Mpa}$$

Reemplazando en la ecuación 8 y despejando el factor de seguridad se tiene

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

$S_y = \text{esfuerzo de fluencia del material (276 Mpa)} - \text{Ver anexo A}$

$$n = \frac{276 \text{ Mpa}}{107.692 \text{ Mpa}}$$

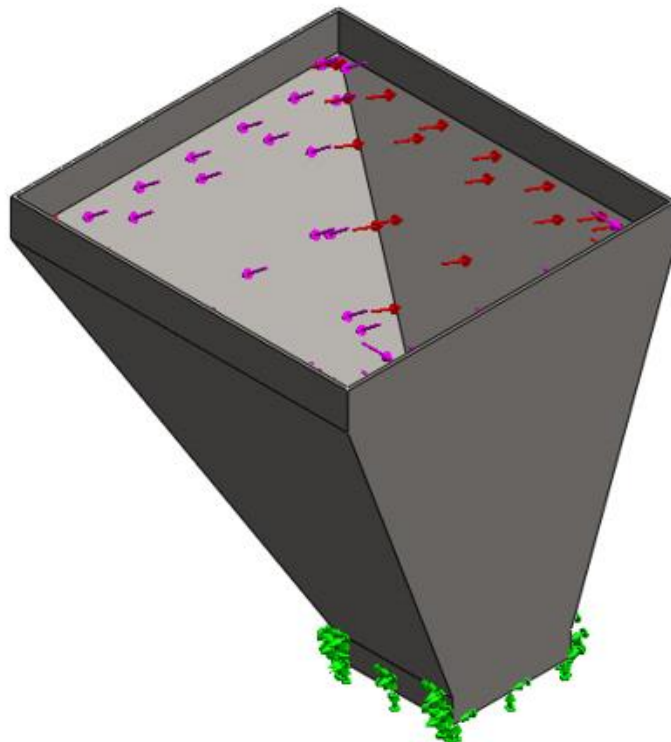
$$n = 2.56$$

El factor de seguridad calculado para el espesor de la tolva, es bastante confiable y el espesor que existen en los fabricantes de aceros inoxidables 304, es el adecuado, el factor de seguridad nos indica que apenas llega a soportar la mitad de su esfuerzo de fluencia, lo cual garantiza que el material soportará adicionalmente su propio peso y lograr durar más, evitando la fatiga.

4.4.2. Análisis de la tolva con software FEA.

Luego de realizar el cálculo teórico se diseñó y se simuló el modelo en Elementos Finitos utilizando el software SolidWork en la figura 25 se aprecia la tolva sometida a cargas externas.

Figura 28: Tolva sometido a fuerzas en Software FEA



Fuente:(Elaboración Propia – Software SolidWork)

En la tabla N° 7 se aprecia los resultados del análisis.

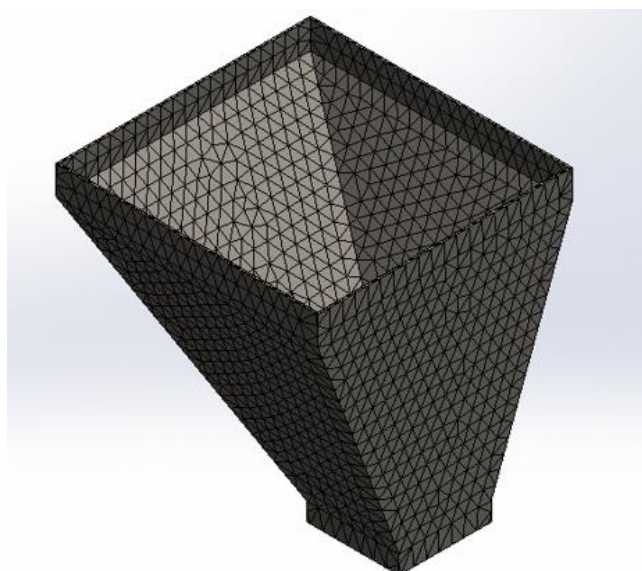
Tabla 7: Resultado del análisis estático de la tolva

Resultados del Análisis Estático de la tolva			
<i>Nombre</i>	Tipo	Mín.	Máx.
<i>Tensiones 1</i>	VON: tensión de von mises	8.38 x 10 ⁵ N /m ²	4.41 x 10 ⁷ N/m ²
<i>Desplazamientos</i>	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	0.77 mm
<i>Factor de seguridad</i>	Automático	4.6	-----
Propiedades del Material			
<i>Nombre:</i>	Acero inoxidable AISI 304		
<i>Límite elástico:</i>	2.06 x 10 ⁸ N/m ²		
<i>Límite de tracción:</i>	5.17 x 10 ⁸ N/m ²		

Fuente:(Elaboración Propia)

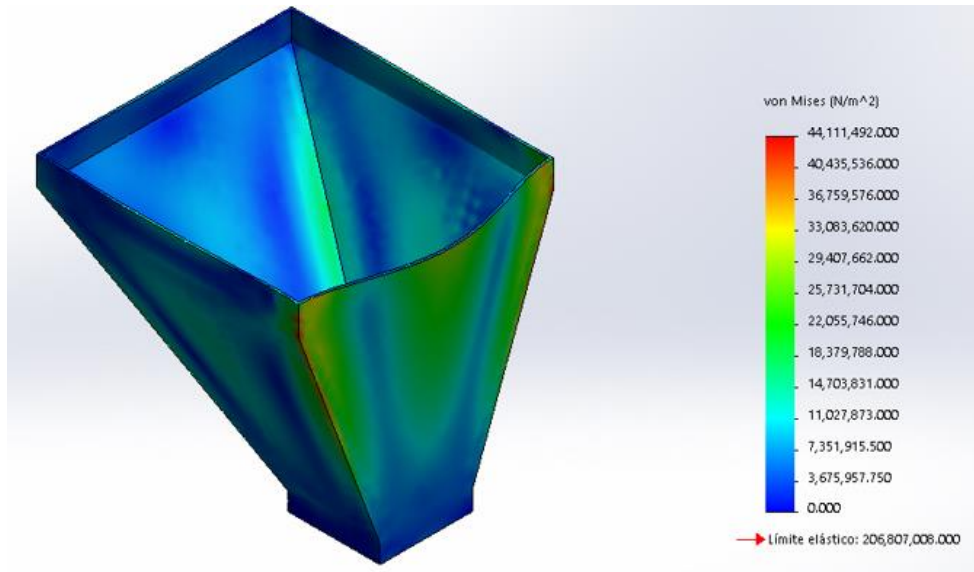
De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad menor es de 4.6 y el desplazamiento máximo es menor a 1 mm. Por lo que podemos indicar que el contenedor no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1; además el desplazamiento máximo de 0.77 no afectará al diseño de la tolva.

Figura 29: Enmallado de la tolva.



Fuente:(Elaboración Propia– Software SolidWork)

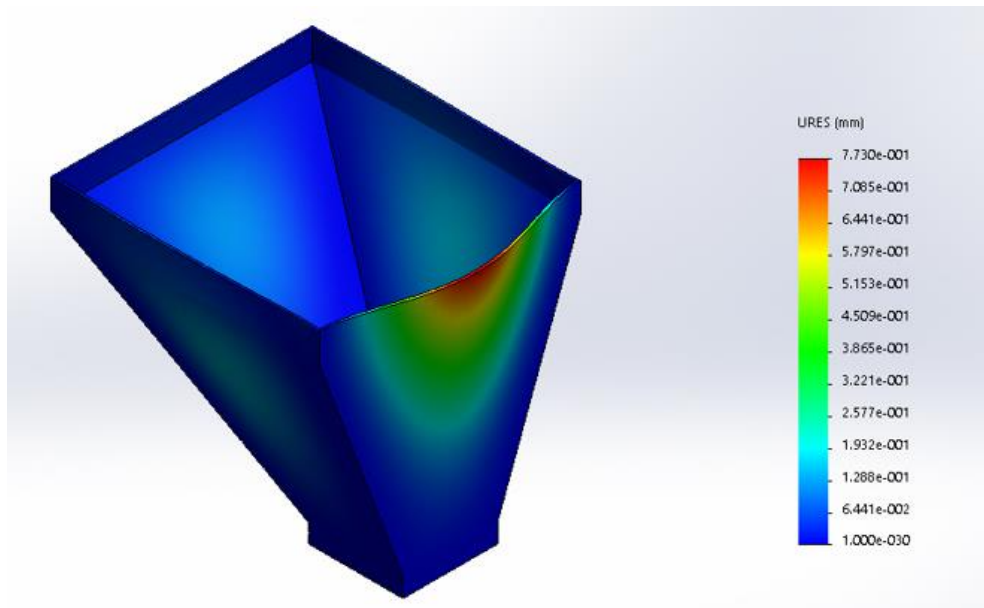
Figura 30: Análisis estático – tensiones en la tolva



Fuente:(Elaboración Propia – Software SolidWork)

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Misses para una fuerza de 793.8 N y una presión de 3271.68 N/m^2 , oscila entre $8.38 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$ y $4.41 \times 10^7 \text{ N/m}^2$, para un límite elástico de 206.8 MPA, con lo cual se concluye que el diseño de la tolva es adecuado para las condiciones de almacenaje de 20 kg de mezcla.

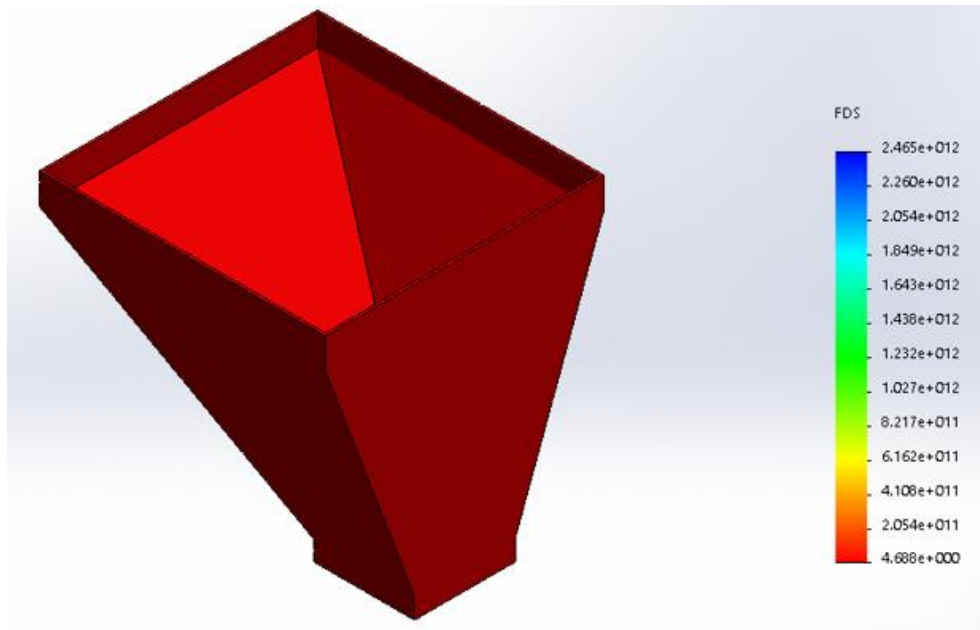
Figura 31: Análisis estático – desplazamientos en la tolva



Fuente:(Elaboración Propia – Software SolidWork)

De la figura anterior se concluye que la deformación máxima que sufre el contenedor debido al peso del fruto, es de 0.77 mm, lo cual indica que el diseño y selección del espesor es el adecuado.

Figura 32: Análisis estático – Factor de seguridad de la tolva



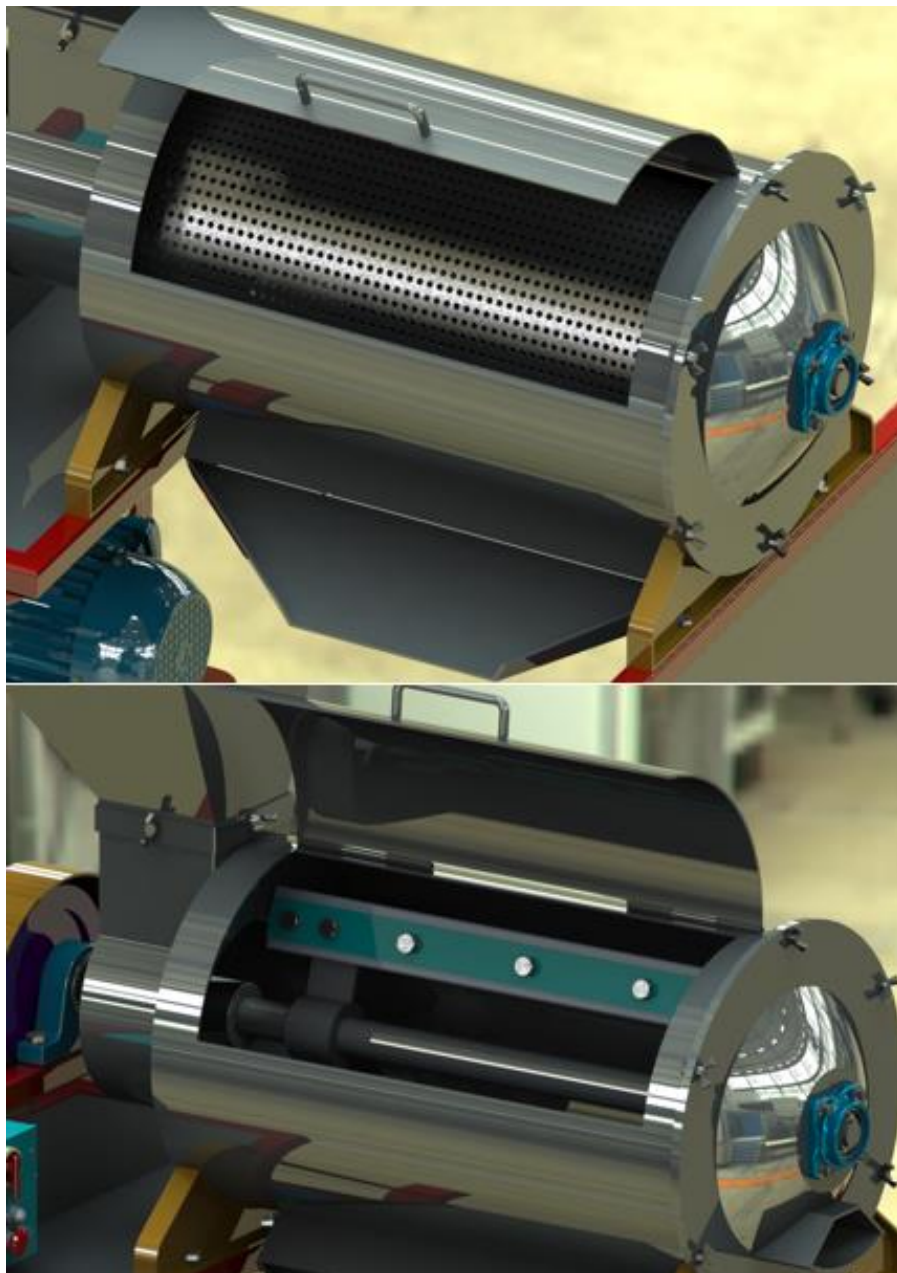
Fuente:(Elaboración Propia – Software SolidWork)

De la figura anterior se puede concluir que el factor de seguridad mínimo de la tolva es de 4.6 con este valor se garantiza que las dimensiones que se tomaron para el diseño de la tolva son las adecuadas.

4.4.3. Diseño del sistema despulpador de fruta.

Dentro del contenedor se tendrá el sistema de paletas que tendrá la función de agitar la fruta mediante un movimiento rotativo contra el cuerpo del tamiz el cual funciona como un colador solo dejando pasar la pulpa de la fruta mientras que los residuos de la cascara y semilla son liberados por una abertura lateral.

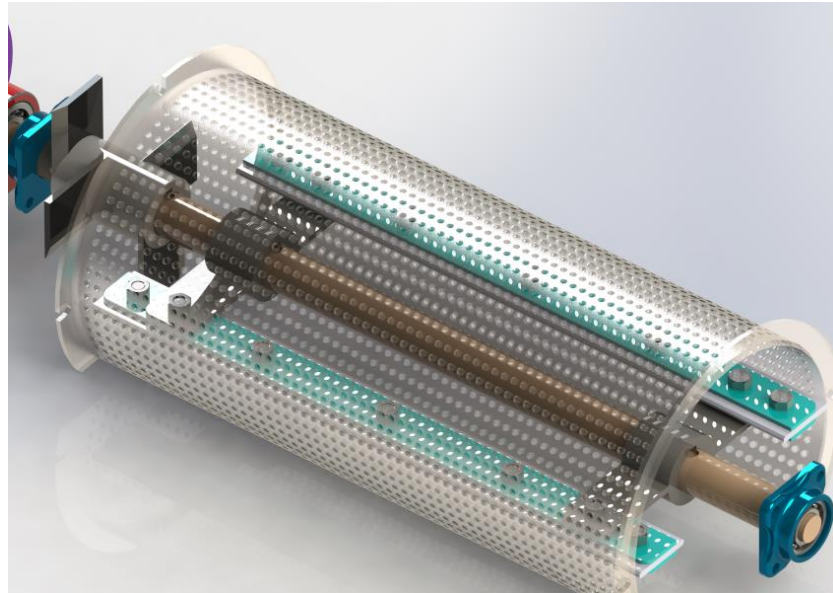
Figura 33: Parte externa e interna del despulpador



Fuente:(Elaboración Propia – Software SolidWork)

En esta sección se detallara todo el cálculo concerniente a cada uno de los elementos de máquina que la componen.

Figura 34: Sistema interno del despulpador

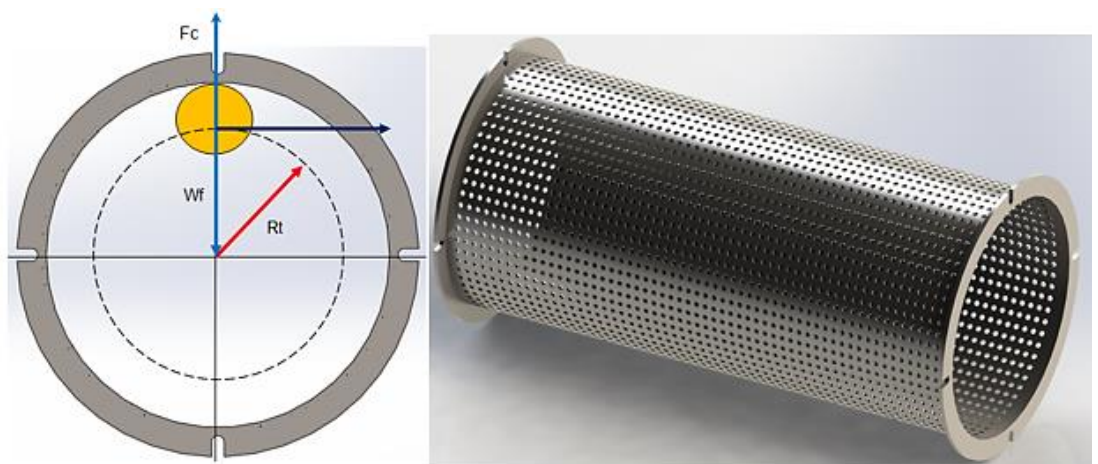


Fuente:(Elaboración Propia – Software SolidWork)

A). Velocidad de rotación para correcto despulpado.

Es de suma importancia realizar el calculo correcto de la velocidad de rotacion de la fruta, esta velocidad producirá una fuerza centrífuga que empujara la fruta sobre la tamiz permitiendo separar la pulpa de las semillas y la cascara.

Figura 35: Sistema mezclador interno



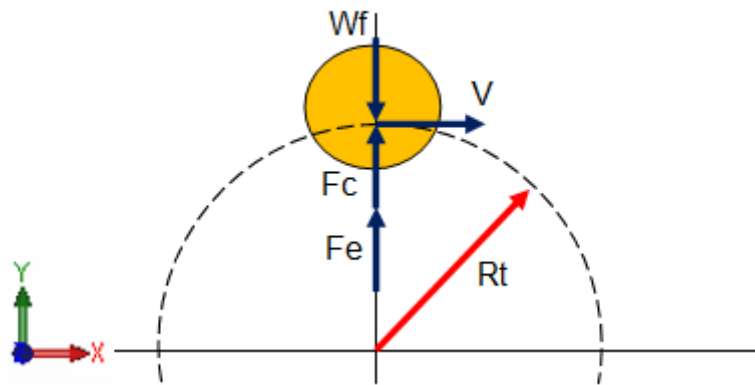
Fuente:(Elaboración Propia – Software SolidWork)

Hay que tener muy en cuenta que la fuerza centrífuga está relacionada con el radio, además la fuerza centrífuga debe ser mayor al peso del fruto para que el fruto se mantenga en constante rozamiento con el tamiz.

Para que el fruto atraviese el tamiz se necesita de una fuerza adicional al cual llamaremos fuerza de empuje.

Teniendo en cuenta las consideraciones antes mencionadas tenemos el siguiente diagrama de cuerpo libre.

Figura 36: Sistema mezclador interno.



Fuente:(Elaboración Propia)

Aplicando ecuaciones de equilibrio se tiene

Ecuación 14: Ecuación de equilibrio.

$$\sum Fy = 0$$

$$Fc + Fe - Wf = 0$$

$$Fc + Fe = Wf$$

Donde:

Fc = fuerza centrífuga

Fe = fuerza de empuje

Rt = Radio de trayectoria

Wf = peso del fruto

El peso del fruto está dado por la siguiente ecuación.

Ecuación 15: Peso del fruto.

$$W_f = mg$$

Se consideró una fuerza de empuje de 50 N

$$F_e = 50N$$

La fuerza centrífuga está dada por la siguiente ecuación:

Ecuación 16: Fuerza centrífuga.

$$F_c = ma_c$$

Donde:

$a_c = \text{aceleracion centrifuga}$

Ecuación 17: Fuerza centrífuga.

$$a_c = \frac{d^2r}{dt^2} = r\omega^2$$

$r = \text{Radio de trayectoria (m)}$

$\omega = \text{Velocidad angular } \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$

Entonces la fuerza centrífuga quedaría de la siguiente forma:

$$F_c = -mr\omega^2$$

Reemplazando los datos en la ecuación 14 se tiene lo siguiente

$$-mr\omega^2 + (m \times g) = mg$$

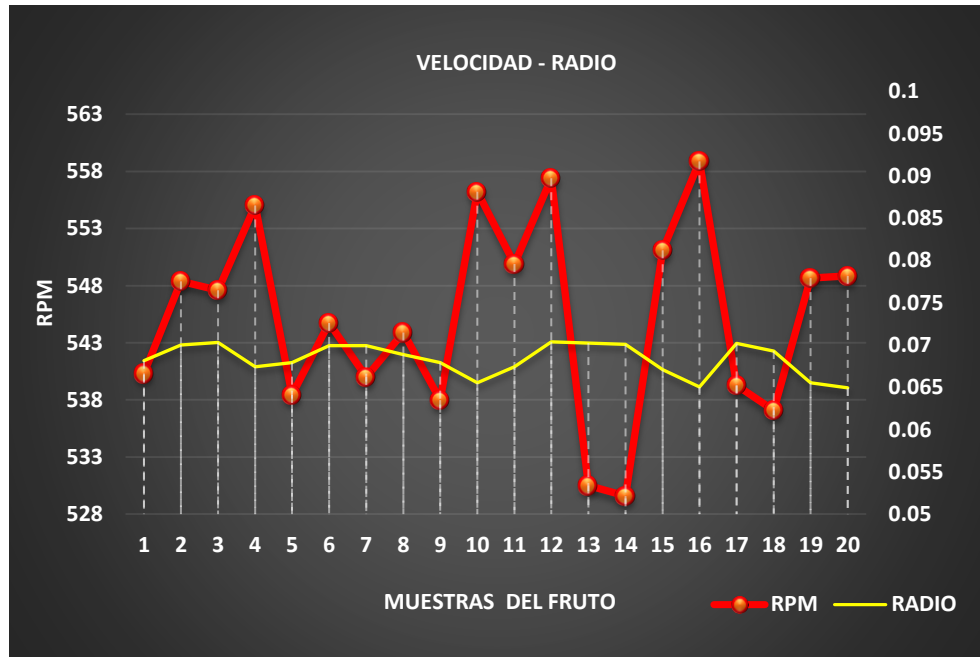
Despejando la velocidad angular se tiene:

Ecuación 18: Velocidad angular.

$$\omega = \sqrt{\frac{(m \times g) - mg}{m \times r}}$$

Una consideración que tenemos que tener en cuenta es que la masa y el radio cambian con el tiempo entonces se procederá analizar con distintas condiciones.

Tabla 8: Grafica Variación de la velocidad angular con respecto al radio.

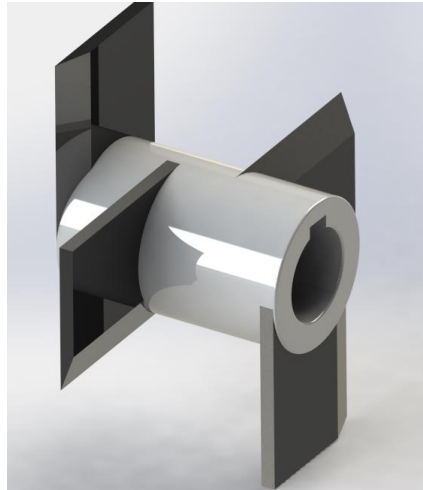


Fuente:(Elaboración Propia)

4.4.4. Cálculo y diseño del cortador de fruta.

Este elemento será el encargado de cortar en trozos el fruto para agilizar el despulpado de la fruta.

Figura 37: Cortador de fruta

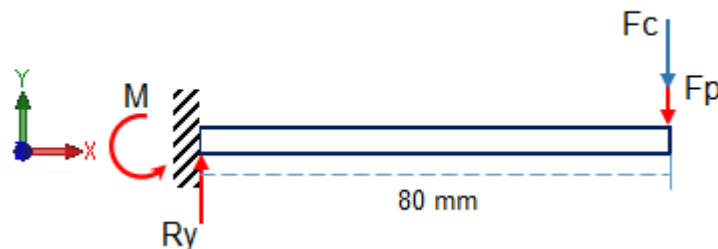


Fuente:(Elaboración Propia)

A). Calculo de la fuerza que ejerce en la cuchilla

El cortador está formado de 4 cuchillas de acero inoxidable AISI 304 dispuestas de forma alternada para facilitar el corte de la fruta este diseño es el más recomendable, En la siguiente imagen se muestra el DCL de las fuerzas que actúan en una cuchilla.

Figura 38: DCL de la cuchilla.



Fuente:(Elaboración Propia)

Aplicando las ecuaciones de equilibrio en eje Y tenemos:

$$\sum F_y = 0$$
$$R_y - F_C - F_P = 0$$

Donde:

F_C = fuerza de corte

F_P = fuerza producida por el peso de la fruta

$$R_y = F_C + F_P$$

$$R_y = 139.6 \text{ N} + (20 \text{ Kg} \times 9.8)$$

$$R_y = 335.6 \text{ N}$$

Ecuación 19: Sumatoria de momentos

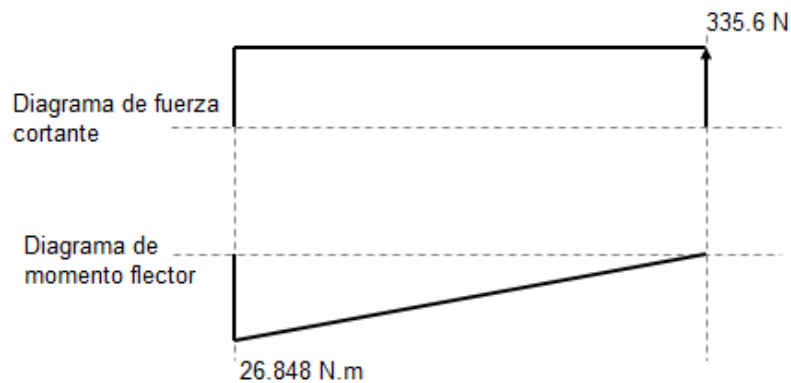
$$\sum M = 0$$

$$M = F \times d$$

$$M = 335.6 \text{ N} \times 0.08 \text{ m}$$

$$M = 26.848$$

Figura 39: Diagrama de fuerza y momento de la cuchilla.



Fuente:(Elaboración Propia)

B). Diseño por carga estática.

Se realizara el calculo del factor de seguridad por carga estática y de fatiga tal como se muestra a continuación.

$$\sigma' = \frac{Sy}{n}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy})^2}$$

De donde

$$\sigma_x = \frac{M}{\frac{1}{12} x b^3 x h \frac{b}{2}}$$

$$\sigma_x = \frac{26.848}{\frac{1}{12} x 0.006^3 x 0.08 \frac{0.006}{2}}$$

$$\sigma_x = 55.93 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3V}{2 b x h}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3(335.6)}{2 x 0.006 x 0.08}$$

$$\tau_{xy} = 1.04875 \text{ Mpa}$$

Con los esfuerzos máximos calculados remplazamos en la ecuación

$$\sigma' = \sqrt{55.93^2 + 3(1.04875)^2}$$

$$\sigma' = 55.95 \text{ Mpa}$$

Remplazando en la ecuación y despejando el factor de seguridad se tiene

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

$S_y =$ esfuerzo de fluencia del material (276 Mpa)

$$n = \frac{276 \text{ Mpa}}{55.95 \text{ Mpa}}$$

$$n = 4.93$$

C). Calculo por resistencia a la fatiga

El límite de resistencia a la fatiga está dado por la siguiente ecuación:

Ecuación 20: Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica.

$$S_e = S_e' \times K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f$$

Donde:

$S_e' =$ límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$K_a =$ factor de condición superficial

$K_b =$ factor de tamaño

$K_c =$ factor de modificación de carga

$K_d =$ factor de temperatura

$K_e =$ factor de confiabilidad

$K_f =$ factor de efectos diversos

Para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga se tiene

Ecuación 21: Límite de resistencia a la fatiga

$$S_e' = 0.5 \times S_{ut}$$

$$S_{ut} < 1400 \text{ Mpa}$$

El acero AISI 304 tiene un esfuerzo último de $S_{ut} = 568 \text{ MPA}$ (ver anexo A).

$$S_e' = 0.5 \times 568$$

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

Para encontrar el valor del factor de superficie se tiene

Ecuación 22: Factor de condición superficial.

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

Los valores de a y b se encuentran en la figura 37:

Figura 40: Parámetros del condición de Marín.

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

Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2008)

Como va hacer maquinado entonces se cogerán los valores de la tabla y se remplazan en la ecuación:

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

$$K_a = 0.83$$

Para el factor de tamaño se tiene:

Ecuación 23: Factor de tamaño.

$$K_b = 1.189(d)^{-0.097}$$

Si se cumple la condición:

$$8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm}$$

Cuando no hay carga axial se toma el valor de 1.

$$K_b = 1$$

Para el factor de modificación de carga se toma.

Figura 41: Factor de carga.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Fuente:(Budynas & Keith Nisbett, 2008)

$$K_c = 1$$

Para el factor de temperatura tenemos que cuando la temperatura de funcionamiento supere los 250°C.

Figura 42: Factor de temperatura.

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
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	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Fuente:(Budynas & Keith Nisbett, 2008)

Entonces se tiene que el valor de:

$$K_d = 1$$

Para el factor de confiabilidad se obtendrá de la siguiente tabla:

Figura 43: Factor de confiabilidad.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_u	Factor de confiabilidad k_u
50	0	1.000
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	0.620

Fuente:(Budynas & Keith Nisbett, 2008)

Para una confiabilidad del 90% se tiene

$$K_e = 0.897$$

Para encontrar el factor de concentración de esfuerzos

Ecuación 24: Factor concentración de esfuerzos

$$K_e = \frac{1}{K_f}$$

Donde

K_f = factor de concentracion de esfuerzos para fatiga

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

Donde

q = referencia ala sensibilidad: 0

$$K_e = 1$$

Para el factor de efectos diversos se tiene:

$$K_f = 1$$

Se toma este valor debido a que no presentan defectos residuales, corrosión recubrimientos , etc.

Remplazando todos los valores tenemos:

$$S_e = 284 \times 0.83 \times 1 \times 0.897 \times 1 \times 1 \times 1$$

$$S_e = 211.44$$

Ecuación 25: Factor de seguridad modificado.

$$n = \frac{S_e}{\sigma'}$$

$$n = \frac{211.44}{55.95}$$

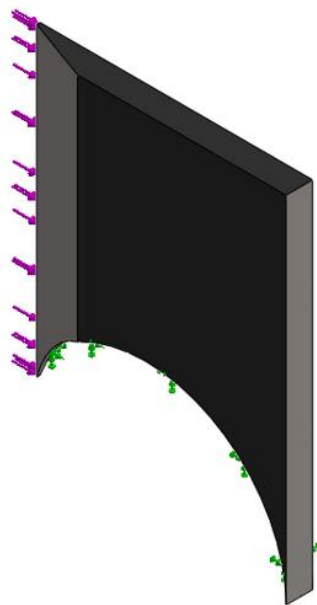
$$n = 3.77$$

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

4.4.5. Análisis de la cuchilla con software FEA

Se procedió a diseñar la Cuchilla teniendo en cuenta los criterios técnicos, el material seleccionado fue platina de $\frac{3}{16}$ " de espesor de acero inoxidable AISI 304

Figura 44: Cuchilla sometido a fuerzas en software FEA



Fuente:(Elaboración Propia)

En la tabla N° 9 se aprecia los resultados del análisis.

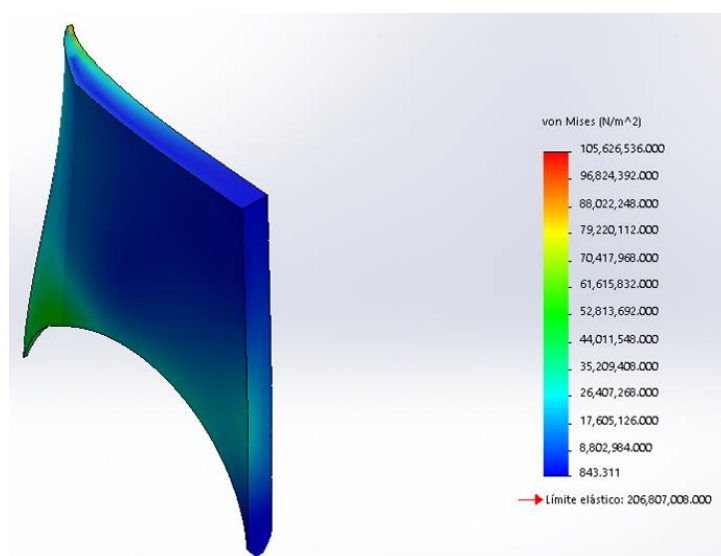
Tabla 9: Resultado del análisis estático de la cuchilla.

Resultados del Análisis Estático de la cuchilla			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones 1	VON: tensión de von mises	843.311 N /m ²	1.056 x 10 ⁸ N/m ²
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	0.42 mm
Factor de seguridad	Automático	1.95	-----
Propiedades del Material			
Nombre:	Acero inoxidable AISI 304		
Límite elástico:	2.06 x 10 ⁸ N/m ²		
Límite de tracción:	5.17 x 10 ⁸ N/m ²		

Fuente:(Elaboración Propia)

De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad menor es de 1.95 y el desplazamiento máximo es 0.42 mm. Por lo que podemos indicar que la cuchilla no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1; además el desplazamiento máximo es 0.42 mm y no afectará nuestro elemento de máquina.

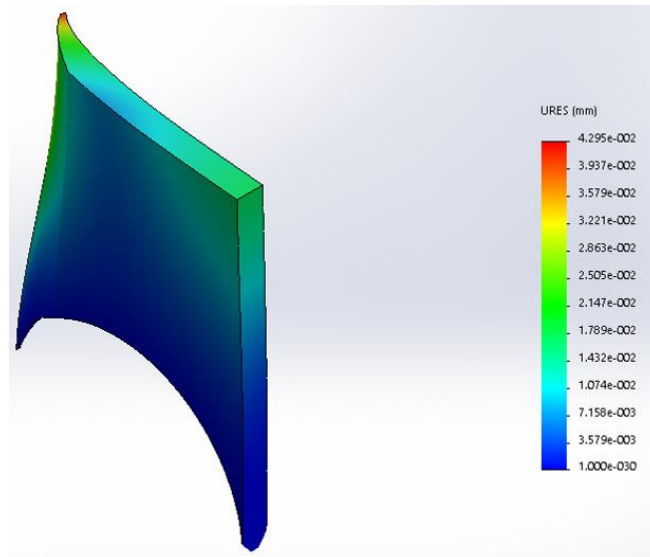
Figura 45: Análisis estático – tensiones en la cuchilla



Fuente:(Elaboración Propia)

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Misses oscila entre $843.311 N/m^2$ y $1.056 \times 10^8 N/m^2$, para un límite elástico de 206.8 MPa, con lo cual se concluye que el diseño de la cuchilla es adecuada para la carga a cortar.

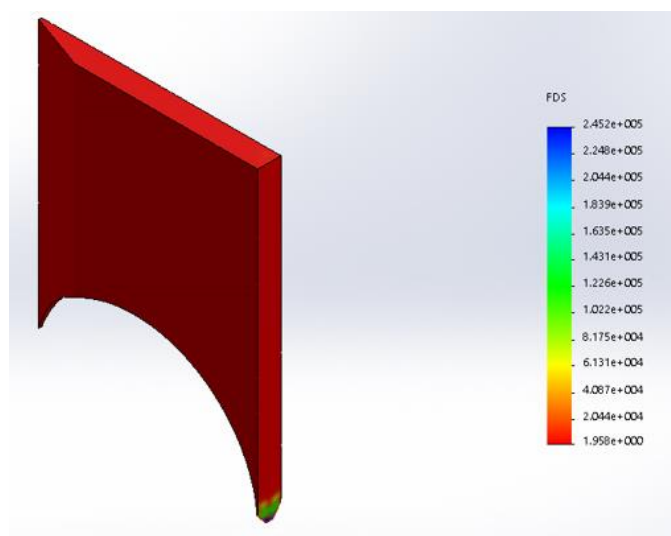
Figura 46: Análisis estático – desplazamientos en la cuchilla.



Fuente:(Elaboración Propia)

De la figura anterior se concluye que la deformación que sufre la cuchilla es de 0.42 mm, una deformación muy pequeña y aceptable para la cuchilla.

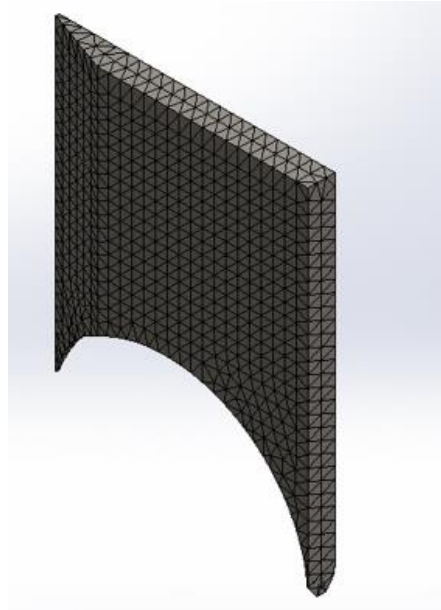
Figura 47: Análisis estático – desplazamientos en la cinta



Fuente:(Elaboración Propia)

De la figura anterior se puede concluir que el factor de seguridad mínimo de la cuchilla es de 1.95 con este valor se garantiza que las dimensiones que se tomaron para el diseño de la cuchilla son las adecuadas.

Figura 48: Enmallado de la cuchilla

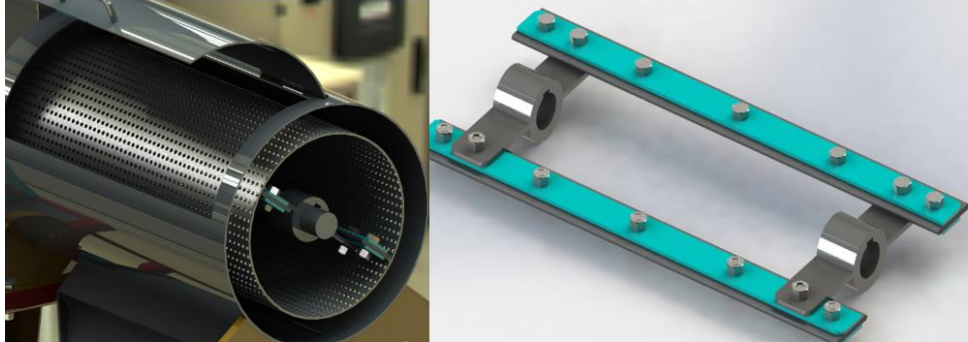


Fuente:(Elaboración Propia)

4.4.6. Cálculo y diseño del agitador.

La función principal del agitador es transmitir el movimiento rotativo a la fruta que es generada por un motor eléctrico, logrando que el fruto este en contacto directo con el tamiz permitiendo que la pulpa sea separada de la cascara y semilla del fruto.

Figura 49: Diseño del agitador

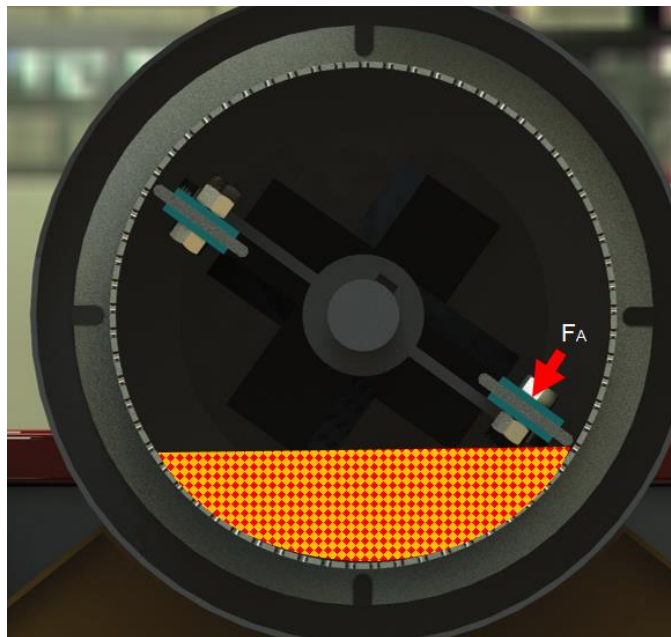


Fuente:(Elaboración Propia)

A). Calculo de la fuerza en el agitador.

Para calcular la fuerza que ha de vencer se realizará el siguiente procedimiento.

Figura 50: Fuerza ejercida del agitador

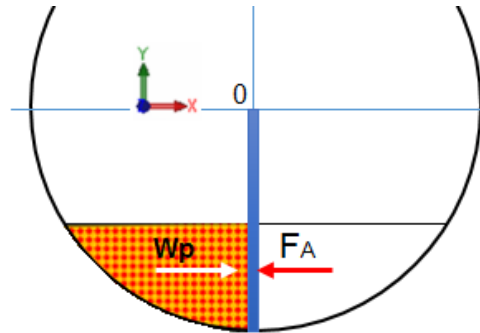


Fuente:(Elaboración Propia)

Debido a que la fruta estará en contacto con el tamiz se necesita de una fuerza que será la necesaria para dar movimiento a la fruta que se encuentra en el fondo del tamiz tal como se muestra en la imagen anterior.

A continuación se muestra una representación gráfica del agitador

Figura 51: representación de las fuerzas en el agitador



Fuente:(Elaboración Propia)

Aplicando ecuaciones de equilibrio se tiene

$$\sum F_x = 0$$

$$F_A - W_P = 0$$

Donde:

$F_A =$ Fuerza del agitador

$W_P =$ Peso del fruto a mover

Ecuación 26: Fuerza del agitador

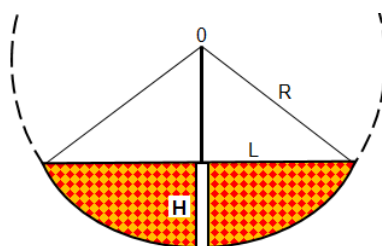
$$F_A = W_P$$

Ecuación 27: Peso del fruto a mover

$$W_P = m_{TF} \times g$$

La masa total que moverá el agitador será la cantidad de masa que entrara en contacto con el ancho de la paleta.

Figura 52: representación de la paleta del agitador en contacto con la fruta



Fuente:(Elaboración Propia)

Para conocer la masa que se moverá se debe conocer el volumen que ocupa la masa y con la densidad del fruto se tendrá una aproximación de la cantidad de fruta a desplazar.

Ecuación 28: Masa desplazada

$$m_{TF} = V_F \times \sigma$$

Donde:

V_F = volumen que ocupa la fruta

σ = densidad de la fruta

Para encontrar el volumen se tiene

Ecuación 29: volumen ocupado

$$V_F = A \times L$$

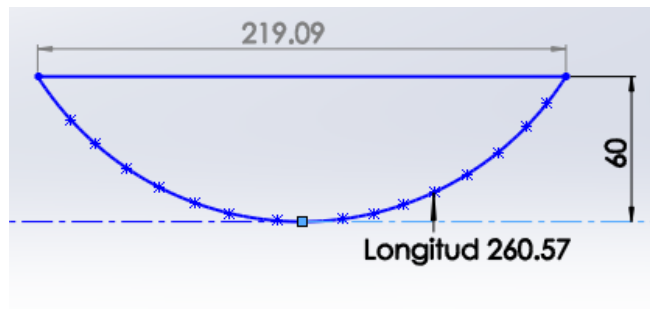
Donde:

Ecuación 30: Área de sección circular

$$A = \frac{R \times (L_{\text{arco}} - L_{\text{cuerda}}) \times (R - H)}{2}$$

En la siguiente imagen se determinan las dimensiones tomadas.

Figura 53: Longitudes de la sección circular



Fuente:(Elaboración Propia)

$$A = \frac{130 \times 260.57 - 219.09 \times (130 - 60)}{2}$$
$$A = 9.235 \times 10^{-3} m^2$$

Remplazando en la ecuación 29 de volumen se tiene, se sabe que la longitud de diseño del tamiz es de 600mm

$$V_F = 9.235 \times 10^{-3} \times 0.6$$
$$V_F = 5.541 \times 10^{-3} m^3$$

Conocido el volumen total se remplaza en la ecuación 28 para determinar la masa desplazada

$$m_{TF} = 5.541 \times 10^{-3} \times 1076.922$$
$$m_{TF} = 5.96 \text{ Kg}$$

Conocida la masa se encuentra la fuerza.

$$F_A = 5.96 \times 9.81$$
$$F_A = 58.46 \text{ N}$$

Esta será la fuerza que debe soportar la placa del agitador que estará en contacto con la fruta.

B). Calculo del factor de seguridad por carga estática de la paleta.

Debido a que la placa estar en contacto con la fruta en toda longitud se considerara como una carga distribuida tal como se muestra en la siguiente configuración.

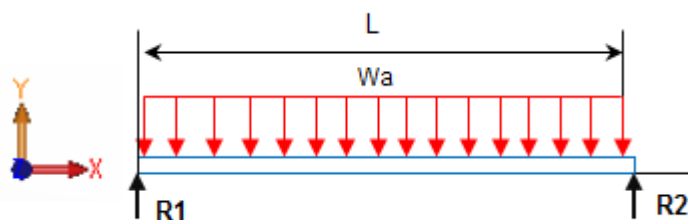
Figura 54: Fuerza que se aplica en la paleta



Fuente:(Elaboración Propia)

La placa esta sujeta mediante pernos a los extremos entonces tendremos la siguiente DCL:

Figura 55: DCL de la paleta



Fuente:(Elaboración Propia)

Donde:

$L =$ longitud de la placa 0.44 m

$W_a =$ carga distribuida

Ecuación 31: Carga distribuida

$$W_a = \frac{F_A}{L}$$

$$W_a = \frac{58.46}{0.44}$$

$$W_a = 132.86 \text{ N}$$

Conociendo la carga distribuida que se tiene se realizarán los diagramas de momento cortante y momento flector.

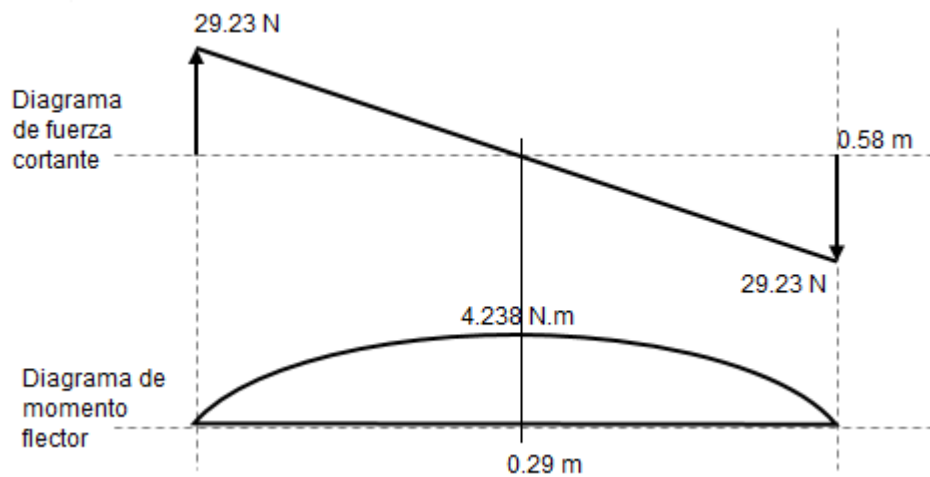
Ecuación 32: Fuerza cortante.

$$V = \frac{w_a L}{2} - (w_a x)$$

Ecuación 33: Momento flector.

$$M = \frac{w_a x}{2} (L - x)$$

Figura 56: Diagrama de fuerza y momento de la paleta.



Fuente:(Elaboración Propia)

Se realizara el calculo del factor de seguridad por carga estática y de fatiga tal como se muestra acontinuación.

$$\sigma' = \frac{Sy}{n}$$

Debido a que en nuestro diseño no se presentan esfuerzos axiales se tiene:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy})^2}$$

De donde:

$$\sigma_x = \frac{M}{\frac{1}{12} x b^3 x h \frac{b}{2}}$$

$$\sigma_x = \frac{4.238}{\frac{1}{12} x 0.003^3 x 0.06 \frac{0.003}{2}}$$

$\sigma_x = 47.09 \text{ Mpa}$

$$\tau_{xy} = \frac{3V}{2 b x h}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3(29.23)}{2 x 0.003 x 0.06}$$

$\tau_{xy} = 0.24 \text{ Mpa}$

Con los esfuerzos máximos calculados reemplazamos en la ecuación

$$\sigma' = \sqrt{47.09 + 3(0.24)^2}$$

$\sigma' = 47.09 \text{ Mpa}$

Reemplazando en la ecuación y despejando el factor de seguridad se tiene

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

$S_y = \text{esfuerzo de fluencia del material (276 Mpa)}$

$$n = \frac{276 \text{ Mpa}}{47.09 \text{ Mpa}}$$

$$n = 5.85$$

Como se puede apreciar este factor es alto debido que no se considera los agujeros que tiene en su superficie. A continuación se realizará el cálculo de análisis de fatiga donde si se considera la concentración de esfuerzos.

C). Calculo por resistencia a la fatiga

El límite de resistencia a la fatiga está dado por la siguiente ecuación:

$$S_e = S_e' \times K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f$$

Para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga se tiene

$$S_e' = 0.5 \times S_{ut}$$

$$S_{ut} < 1400 \text{ Mpa}$$

El acero AISI 304 tiene un esfuerzo ultimo de $S_{ut} = 568 \text{ MPA}$

$$S_e' = 0.5 \times 568$$

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

Para encontrar el valor del factor de superficie se tiene

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

Los valores de a y b se encuentran en la tabla de la figura 37:

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

$$K_a = \mathbf{0.83}$$

Para el factor de tamaño se tiene:

Figura 57: Factor de tamaño

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente:(Budynas & Keith Nisbett, 2008)

Debido a que los valores están dados para una barra circular. Se calculara una dimensión efectiva que esta relacionando.

Ecuación 34: Dimensión efectiva

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

Remplazando los datos tenemos

$$d_e = 0.808(3 \times 60)^{1/2}$$

$$d_e = 10.84 \text{ mm}$$

Remplazando en la ecuación adecuada se tiene:

$$K_b = 1.24 d_e^{-0.107}$$

$$K_b = 0.96$$

$$K_c = 0.814$$

$$K_d = 1$$

Para encontrar el factor de concentración de esfuerzos

$$K_e = \frac{1}{K_f}$$

Donde

$K_f =$ factor de concentracion de esfuerzos para fatiga

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

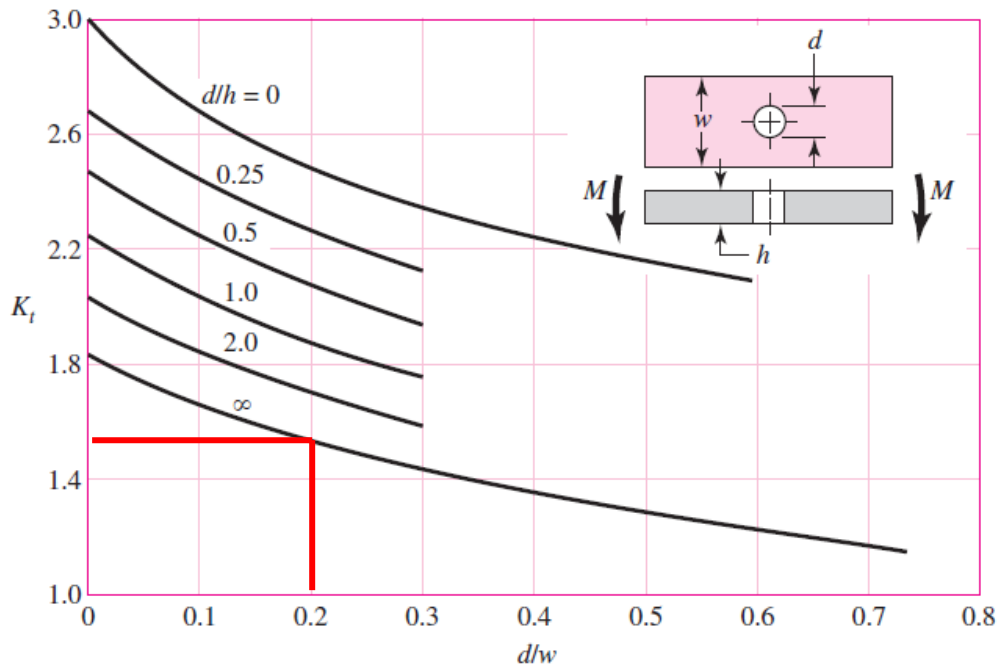
Donde

$q =$ referencia ala sensibilidad: 1

Esto debido a que no tiene cambios de sección en la paleta.

Para encontrar el factor de concentración de esfuerzo a la fatiga se tiene:

Figura 58: Grafica de factores teóricos de concentración de esfuerzos



Fuente:(Elaboración Propia)

$$K_e = \frac{1}{1 + 1(1.58 - 1)}$$

$$K_e = 0.6$$

Para el factor de efectos diversos se tiene:

$$K_f = 1$$

Se toma este valor debido a que no presentan defectos residuales, corrosión recubrimientos, etc

Remplazando todos los valores tenemos:

$$S_e = 284 \times 0.83 \times 0.96 \times 0.814 \times 1 \times 0.63 \times 1$$

$$S_e = 116.04.$$

$$n = \frac{S_e}{\sigma'}$$

$$n = \frac{116.04}{47.09}$$

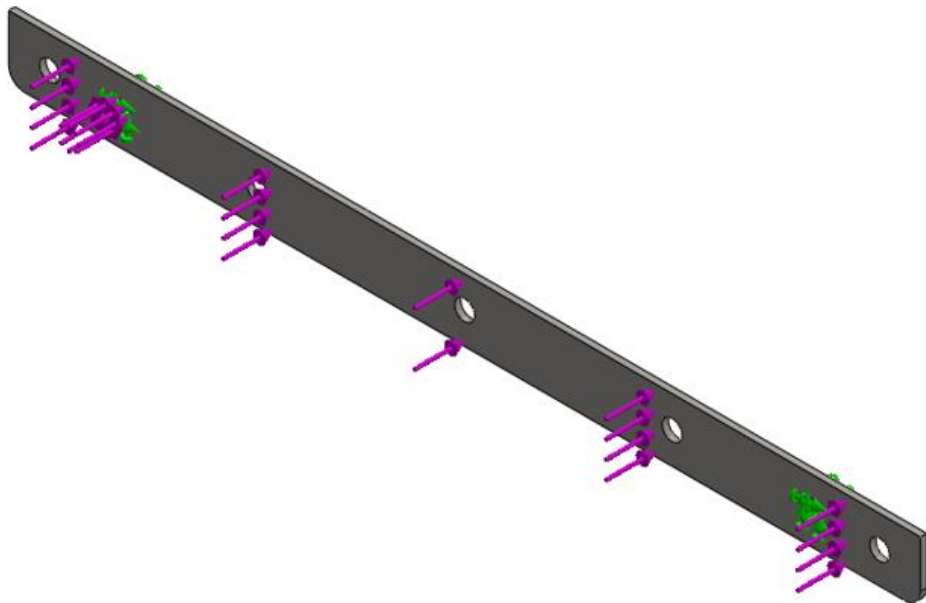
$$n = 2.46$$

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

4.4.7. Análisis de la paleta con software FEA

Se procedió a diseñar la paleta teniendo en cuenta los criterios técnicos, el material seleccionado fue pletina de 3 mm de espesor de acero inoxidable AISI 304.

Figura 59: Paleta sometida a fuerzas en software FEA



Fuente:(Elaboración Propia)

En la tabla N° 10 se aprecia los resultados del análisis.

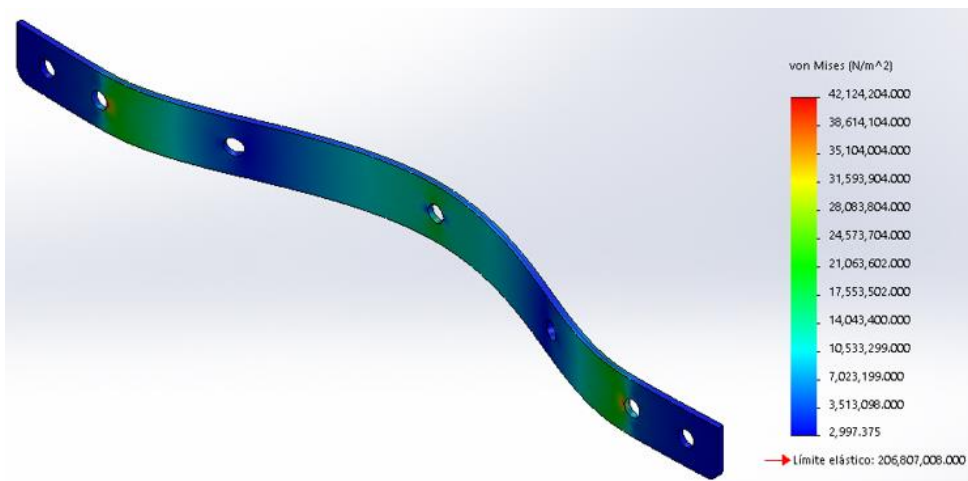
Tabla 10: Resultado del análisis estático de la paleta

Resultados del Análisis Estático de la paleta			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones 1	VON: tensión de von mises	2997.37 N/m ²	4.2 x 10 ⁷ N/m ²
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	0.40 mm
Factor de seguridad	Automático	4.90	
Propiedades del Material			
Nombre:	Acero inoxidable AISI 304		
Límite elástico:	2.06 x 10 ⁸ N/m ²		
Límite de tracción:	5.17 x 10 ⁸ N/m ²		

Fuente:(Elaboración Propia)

De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad menor es de 4.9 y el desplazamiento máximo es 0.40 mm. Por lo que podemos indicar que la paleta no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1; además el desplazamiento máximo es 0.40 mm y no afectará a nuestro elemento de máquina.

Figura 60: Análisis estático – tensiones en la paleta

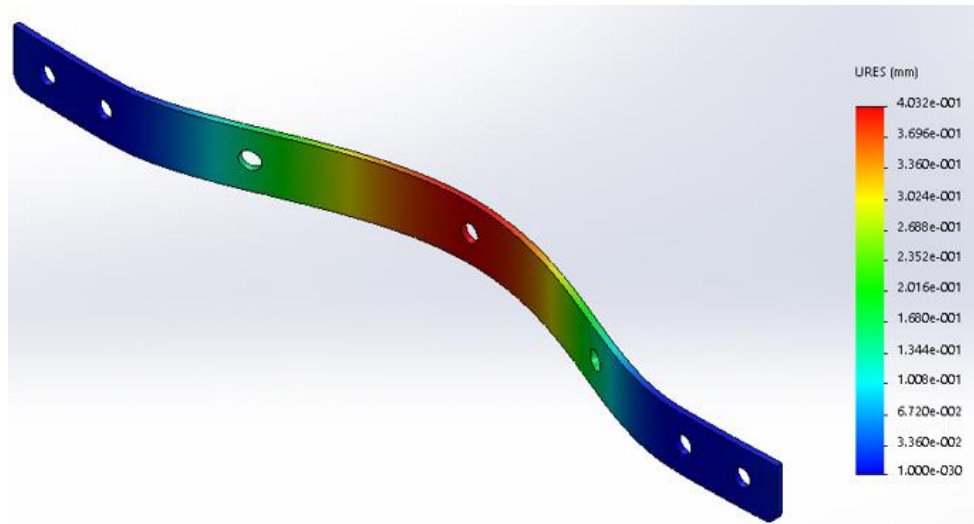


Fuente:(Elaboración Propia)

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Mises para una fuerza oscila entre 2997.37 N/m² y 4.21x 10⁸ N/m², para un límite

elástico de 206.8 Mpa, con lo cual se concluye que el diseño de la paleta es recomendable.

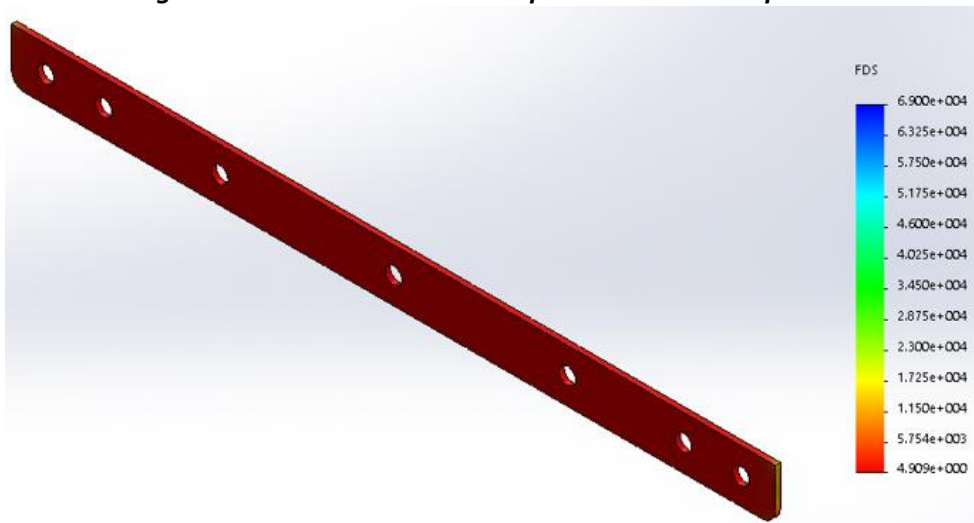
Figura 61: Análisis estático – desplazamientos en la paleta.



Fuente:(Elaboración Propia)

De la figura anterior se concluye que la deformación que sufre la paleta para una carga de 0.40 mm, una deformación muy pequeña y aceptable para la paleta.

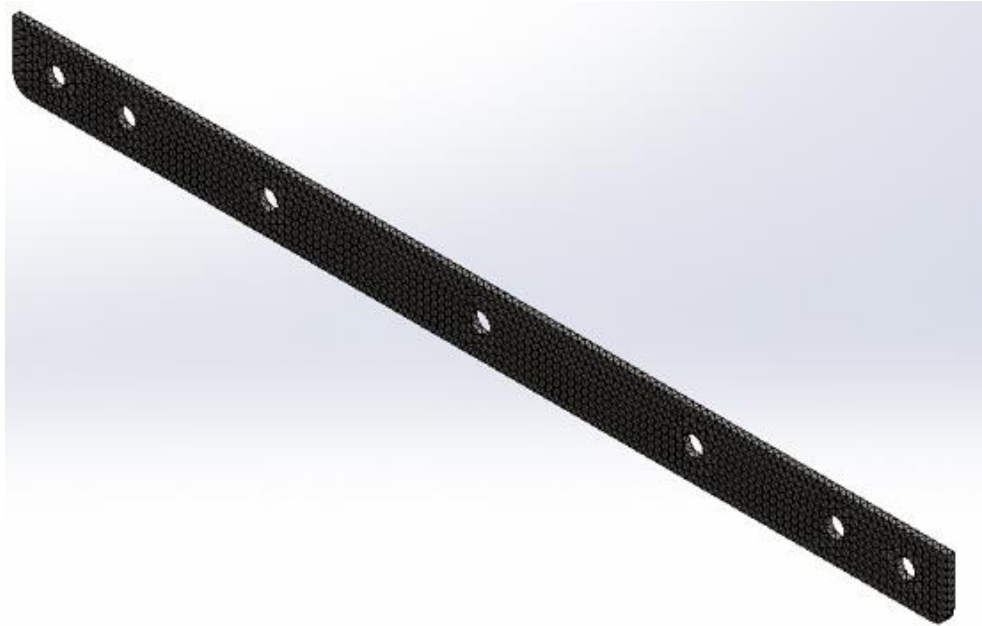
Figura 62: Análisis estático – desplazamientos en la paleta.



Fuente:(Elaboración Propia)

De la figura anterior se puede concluir que el factor de seguridad mínimo de la cinta es de 4.9 con este valor se garantiza que las dimensiones que se tomaron para el diseño de la cuchilla son las adecuadas.

Figura 63: Enmallado de la cinta

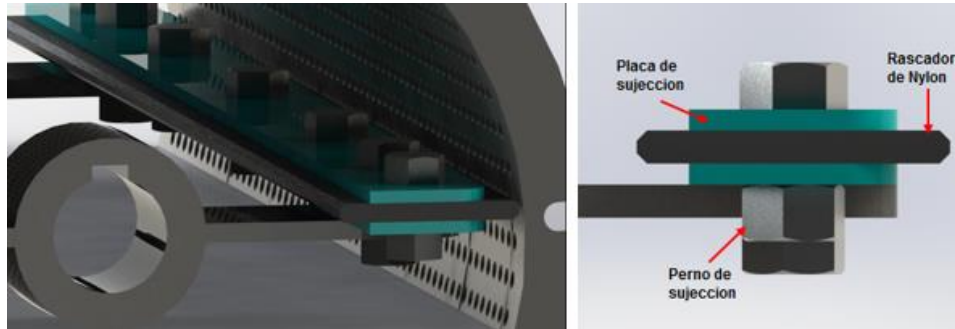


Fuente:(Elaboración Propia)

4.4.8. Cálculo y diseño del rascador.

Es te elemento se encontrara en contacto con la fruta y a una distancia muy cercana al tamiz esto permitirá desplazar la pulpa por los orificios del tamiz.

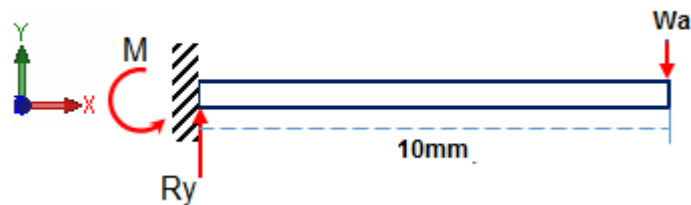
Figura 64: Componentes del rascador



Fuente:(Elaboración Propia)

El rascador se analizara como una viga en voladizo tal como se muestra en el siguiente DCL

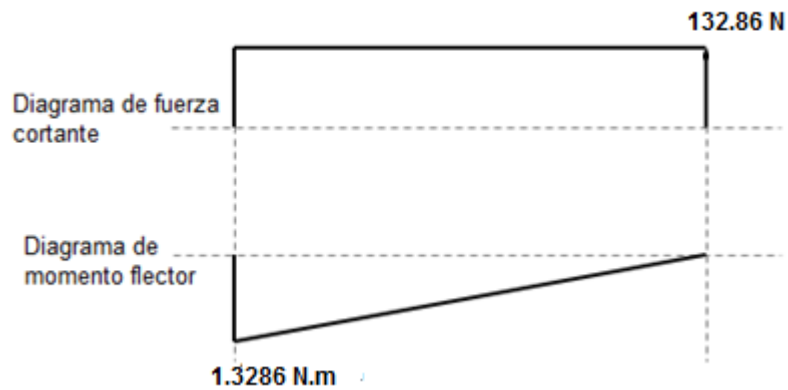
Figura 65: DCL del rascador



$$W_a = 132.86 \text{ N}$$

En la siguiente imagen se tiene el diagrama de fuerza cortante y momento flector.

Figura 66: Diagrama de fuerza y momento del rascador



Fuente:(Elaboración Propia)

A). Diseño por carga estática

Se realizara el calculo del factor de seguridad por carga estatica y de fatiga tal como se muestra acontinuacion

$$\sigma' = \frac{S_y}{n}$$

Debido a que en nuestro diseño no se presentan esfuerzos axiales se tiene:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy})^2}$$

De donde

$$\sigma_x = \frac{M}{\frac{1}{12} x b^3 x h \frac{b}{2}}$$

$$\sigma_x = \frac{1.3286}{\frac{1}{12} x 0.006^3 x 0.010 \frac{0.006}{2}}$$

$$\sigma_x = 22.14 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3V}{2 b x h}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3(132.86)}{2 x 0.004 x 0.01}$$

$$\tau_{xy} = 3.32 \text{ Mpa}$$

Con los esfuerzos máximos calculados reemplazamos en la ecuación

$$\sigma' = \sqrt{22.14^2 + 3(3.32)^2}$$

$$\sigma' = 22.87 \text{ Mpa}$$

Reemplazando en la ecuación y despejando el factor de seguridad se tiene

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

$S_y =$ esfuerzo de fluencia del material (Mpa)(Ver anexo B)

$$n = \frac{58 \text{ Mpa}}{22.87 \text{ Mpa}}$$

$$n = 2.53$$

B). Cálculo por resistencia a la fatiga

El límite de resistencia a la fatiga está dado por la siguiente ecuación:

$$S_e = S_e' \times K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f$$

Para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga se tiene

$$S_e' = 0.5 \times S_{ut}$$

$$S_{ut} < 1400 \text{ Mpa}$$

El acero AISI 304 tiene un esfuerzo ultimo de $S_{ut} = 90 \text{ MPA}$

$$S_e' = 0.5 \times 90$$

$$S_e' = 45 \text{ Mpa}$$

Para encontrar el valor del factor de superficie se tiene

$$K_a = 4.51(90)^{-0.265}$$

$$K_a = 1.36$$

$$K_b = 1$$

Para el factor de confiabilidad se obtendrá de la siguiente tabla:

Para una confiabilidad del 90% se tiene

$$K_c = 0.897$$

Para el factor de temperatura tenemos que cuando la temperatura de funcionamiento supere los 250°C.

Entonces se tiene que el valor de:

$$K_d = 1.020$$

Para encontrar el factor de concentración de esfuerzos

$$K_e = 1$$

Para el factor de efectos diversos se tiene:

$$K_f = 1$$

Se toma este valor debido a que no presentan defectos residuales,

corrosion recubrimientos , etc.

Remplazando todos los valores tenemos:

$$S_e = 45 \times 1.36 \times 1 \times 0.897 \times 1.02 \times 1 \times 1$$

$$S_e = 55.99$$

$$n = \frac{S_e}{\sigma'}$$

$$n = \frac{55.99}{22.87}$$

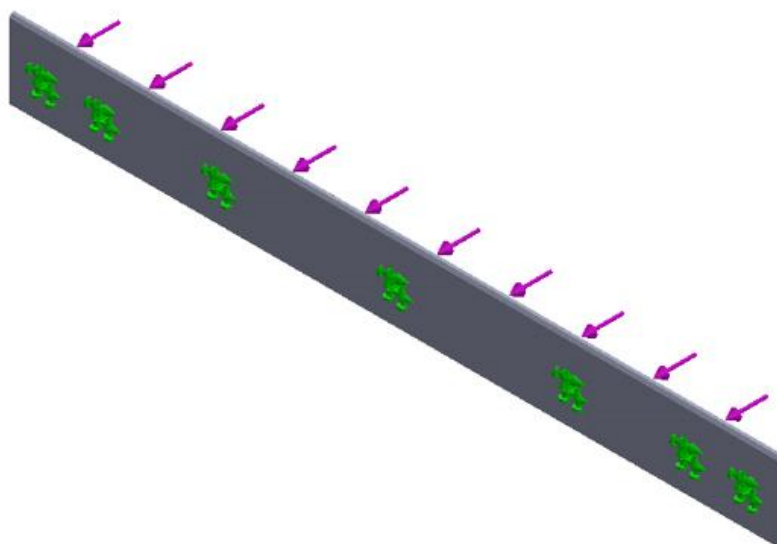
$$n = 2.44$$

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

4.4.9. Análisis del rascador con software FEA.

Se utilizara Nylon para la fabricación de este componente de la maquina despulpadora.

Figura 67: Rascador sometida a Fuerzas en Software FEA



Fuente:(Elaboración Propia)

En la tabla N° 11 se aprecia los resultados del análisis.

Tabla 11: Resultado del análisis estático de la porta cintas

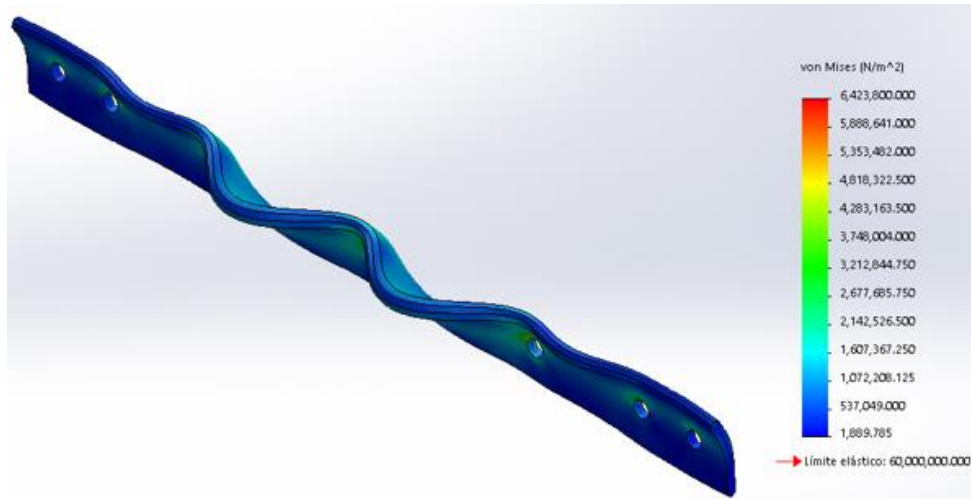
Resultados del Análisis Estático del Porta cintas			
<i>Nombre</i>	Tipo	Mín.	Máx.
<i>Tensiones 1</i>	VON: tensión de von mises	1889.78 N/m ²	6.4238 x 10 ⁶ N/m ²
<i>Desplazamientos</i>	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	0.73 mm
<i>Factor de seguridad</i>	Automático	9.3	31749.6
Propiedades del Material			
Nombre:	Nylon 101		
Límite elástico:	6.06 x 10 ⁷ N/m ²		
Límite de tracción:	7.92 x 10 ⁷ N/m ²		

Fuente:(Elaboración Propia)

De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad menor es de 9.3 y el desplazamiento máximo es 0.73 mm. Por lo que podemos indicar que

el rascador no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1.

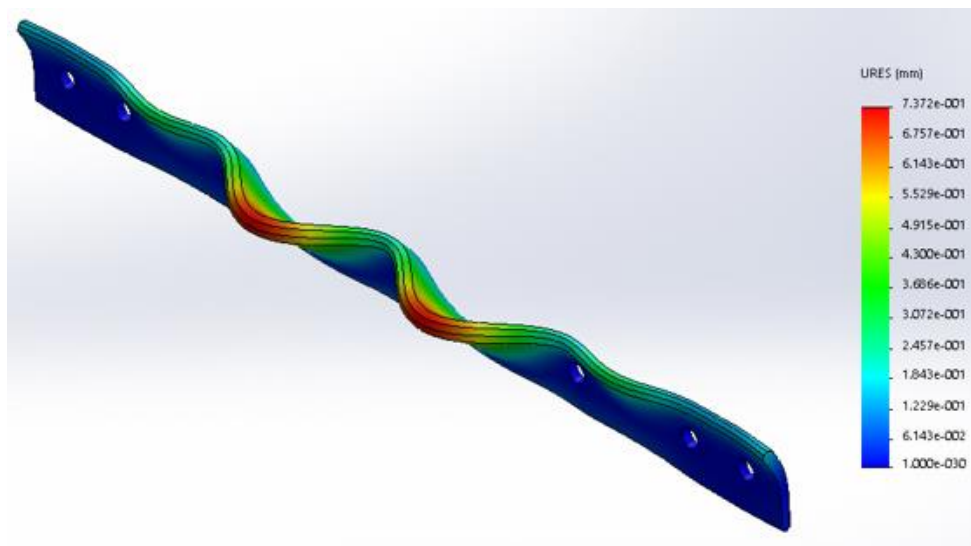
Figura 68: Análisis estático tensiones del rascador



Fuente:(Elaboración Propia)

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Misses oscila entre 1889.78 N/m^2 y $6.42 \times 10^6 \text{ N/m}^2$, para un límite elástico de 60 Mpa, con lo cual se concluye que el rascador para estas condiciones es el adecuado.

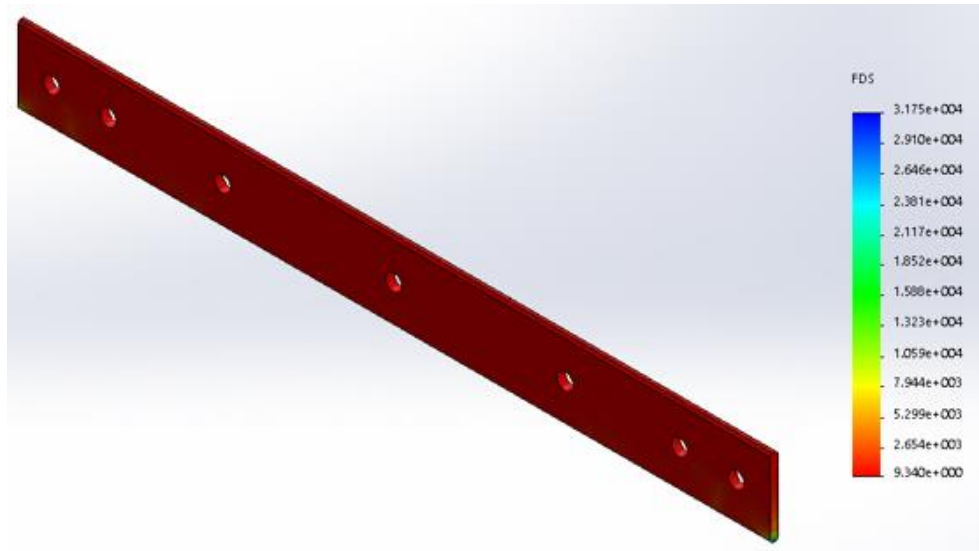
Figura 69: Análisis estático – desplazamientos en el portacintas.



Fuente:(Elaboración Propia)

De la figura anterior se concluye que la deformación máxima que sufre el rascador es 0.73 mm, una deformación aceptable para la longitud del rascador.

Figura 70: Análisis estático – Factor de seguridad del portacintas.



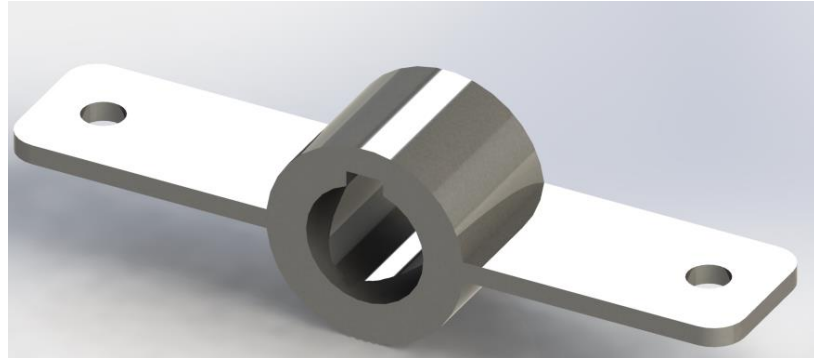
Fuente:(Elaboración Propia)

De la figura anterior se puede concluir que el factor de seguridad mínimo es de 9.3 con este valor se garantiza que las dimensiones que se tomaron para el diseño son las adecuadas.

4.4.10. Cálculo y Diseño del soporte del rascador.

Su función es la mantener los rascadores acoplados al eje central.

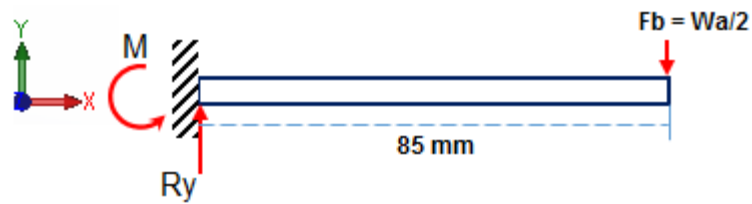
Figura 71: Soporte del rascador.



Fuente:(Elaboración Propia)

A continuación se muestra el diagrama de cuerpo libre.

Figura 72: DCL del soporte del rascador



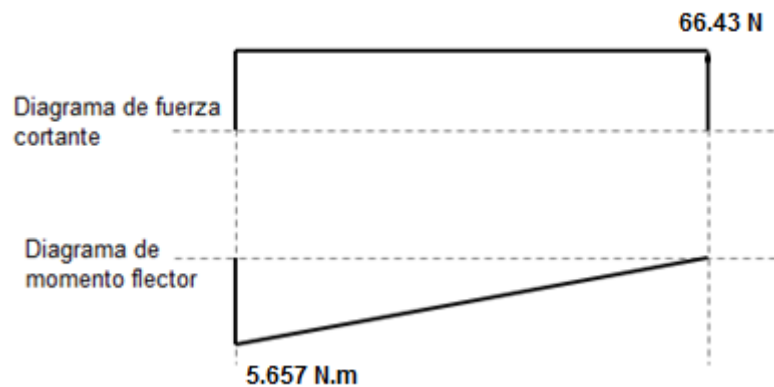
Fuente:(Elaboración Propia)

$$F_B = \frac{132.86}{2} N$$

$$F_B = 66.43 N$$

A continuación se muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

Figura 73: Diagrama de fuerza y momento de la pared de la tolva



Fuente:(Elaboración Propia)

A). Diseño por carga estática

Se realizara el calculo del factor de seguridad por carga estatica y de fatiga tal como se muestra acontinuacion.

$$\sigma' = \frac{Sy}{n}$$

Debido a que en nuestro diseño no se presentan esfuerzos axiales se tiene:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy})^2}$$

De donde:

$$\sigma_x = \frac{M}{\frac{\frac{1}{12} x h^3 x b}{\frac{h}{2}}}$$

$$\sigma_x = \frac{5.657}{\frac{\frac{1}{12} x 0.004^3 x 0.050}{\frac{0.004}{2}}}$$

$$\sigma_x = 42.42 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3V}{2 h x b}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3(66.43)}{2 x 0.006 x 0.050}$$

$$\tau_{xy} = 0.49 \text{ Mpa}$$

Con los esfuerzos máximos calculados remplazamos en la ecuación

$$\sigma' = \sqrt{42.42 + 3(0.49)^2}$$

$$\sigma' = 42.428 \text{ Mpa}$$

Remplazando en la ecuación y despejando el factor de seguridad se tiene

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = \frac{276 \text{ Mpa}}{42.428 \text{ Mpa}}$$

$$n = 6.5$$

B). Calculo por resistencia a la fatiga

El límite de resistencia a la fatiga está dado por la siguiente ecuación:

$$S_e = S_e' x K_a x K_b x K_c x K_d x K_e x K_f$$

Para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga se tiene

$$S_e' = 0.5 x S_{ut}$$

$$S_{ut} < 1400 \text{ Mpa}$$

El acero AISI 304 tiene un esfuerzo ultimo de $S_{ut} = 568 \text{ MPA}$

$$S_e' = 0.5 x 568$$

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

$$K_a = 0.83$$

$$K_b = 0.93$$

$$K_c = 0.814$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 0.68$$

$$K_f = 1$$

Se toma este valor debido a que no presentan defectos residuales, corrosión recubrimientos, etc

Remplazando todos los valores tenemos:

$$S_e = 284 \times 0.83 \times 0.93 \times 0.814 \times 1 \times 0.68 \times 1$$

$$S_e = 117.42$$

$$n = \frac{S_e}{\sigma'}$$

$$n = \frac{117.42}{42.428}$$

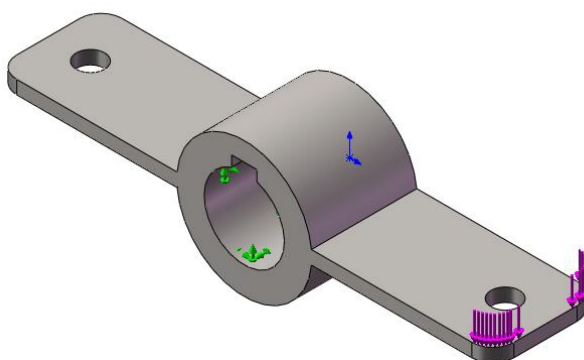
$$n = 2.76$$

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

4.4.11. Análisis del soporte del rascador con software FEA

Se procedió a diseñar la Cuchilla teniendo en cuenta los criterios técnicos, el material seleccionado fue pletina de 4 mm de espesor de acero inoxidable AISI 304.

Figura 74: Base del rascador sometido a fuerzas en software FEA



Fuente:(Elaboración Propia)

En la tabla N° 12 se aprecia los resultados del análisis.

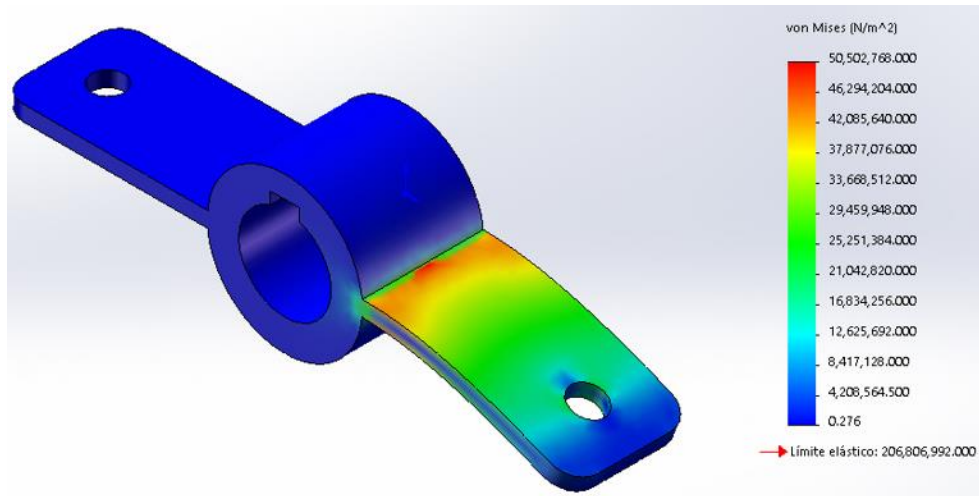
Tabla 12: Resultado del análisis estático de la base del rascador

Resultados del Análisis Estático de la Cinta			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones 1	VON: tensión de von mises	0.27557 N/m ²	5.05028 x 10 ⁷ N/m ²
	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	0.21 mm
Factor de seguridad	Automático	4.1	--
Propiedades del Material			
Nombre:	Acero inoxidable AISI 304		
Límite elástico:	2.06 x 10 ⁸ N/m ²		
Límite de tracción:	5.17 x 10 ⁸ N/m ²		

Fuente:(Elaboración Propia)

De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad es de 4.1 y el desplazamiento máximo es 0.21 mm. Por lo que podemos indicar que la base del rascador no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1.

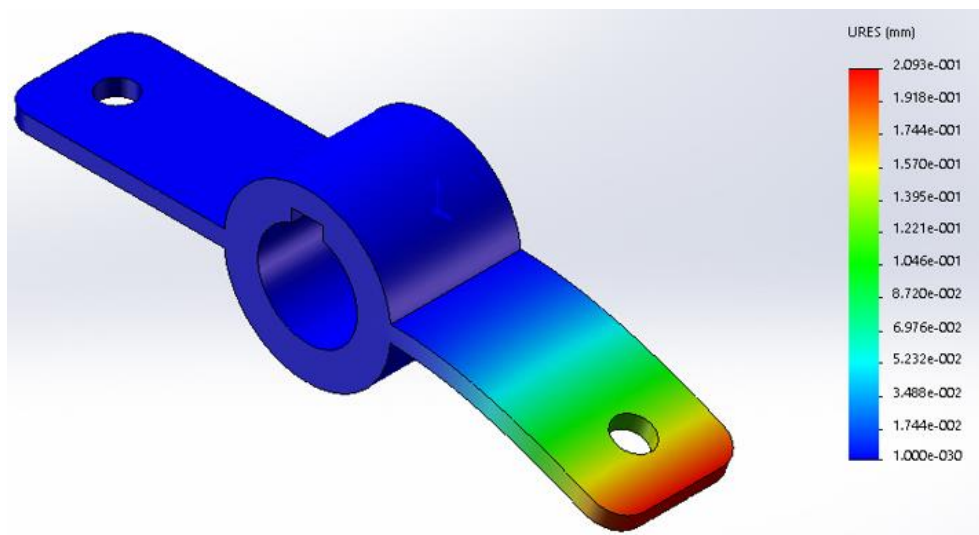
Figura 75: Análisis estático – tensiones en la base del rascador.



Fuente:(Elaboración Propia)

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Misses oscila entre 0.276 N/m^2 y $5.05 \times 10^7 \text{ N/m}^2$, para un límite elástico de 206.8 MPa, con lo cual se concluye que el diseño de la cuchilla es la adecuada para la carga a cortar.

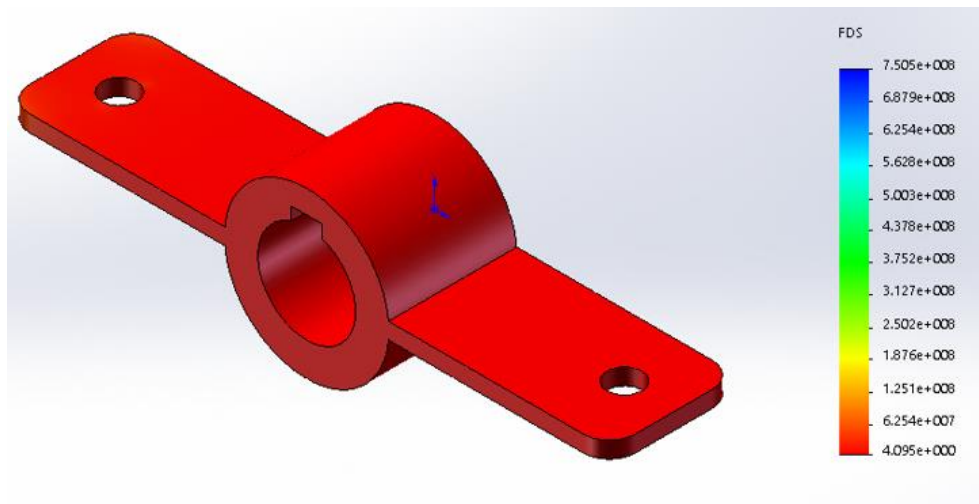
Figura 76: Análisis estático – desplazamientos en la base del rascador



Fuente:(Elaboración Propia)

De la figura anterior se concluye que la deformación que sufre la base del rascador es de 0.21 mm, una deformación muy pequeña y aceptable para la cuchilla.

Figura 77: Análisis estático – factor de seguridad de la base del rascador.



Fuente:(Elaboración Propia)

De la figura anterior se puede concluir que el factor de seguridad mínimo de la cinta es de 1.95 con este valor se garantiza que las dimensiones que se tomaron para el diseño de la cuchilla son las adecuadas.

4.4.12. Calculo de potencia de trabajo.

Conocido todas las fuerzas y elementos que contendrá la maquina en su interior para poder despulpara la fruta se procede a calcular la potencia de trabajo

En la maquina existen 2 potencias que se tendrán en cuenta la primera es la potencia que necesita para el corte de la fruto y a la vez transportarla al tamiz y la segunda potencia es la potencia que necesitan el agitador para poder despulpara la fruta entonces se tiene la siguiente ecuación.

Ecuación 35: Potencia de trabajo

$$P_t = P_c + P_a$$

Donde:

P_t = Potencia Total

P_c = Potencia de corte

P_a = Potencia de agitacion

La potencia de corte se encargara de reducir la fruta en trozos más pequeños y llevarlo hacia el cilindro del tamiz

Y está dada por la siguiente ecuación:

Ecuación 36: Potencia de corte.

$$P_c = F_c \times R_c \times \omega$$

F_c = fuerza de corte

R_c = radio de la cuchilla

ω = velocidad angular

La velocidad de trabajo será de 560 rpm =58.64 rad/seg de acuerdo al cálculo que se realizó remplazando los datos en la ecuación se tiene

$$P_c = 139.6 \times 0.08 \times 58.64$$

$$\mathbf{P_c = 654.89 W}$$

Para el cálculo de la potencia de agitación se utilizara la fuerza que se presenta en el extremo de la paleta.

Ecuación 37: Potencia de agitación

$$P_a = F_2 \times R_a \times \omega$$

F_c = fuerza del agitador

R_a = radio de l agitador

ω = velocidad angular

Remplazando datos se tiene lo siguiente:

$$P_a = 132.86 \times 0.13 \times 58.64$$

$$P_a = \mathbf{1012.81 W}$$

Reemplazando los datos se tiene la potencia de trabajo.

$$P_t = 654.89 + 1012.81$$

$$P_t = 1667.7 W = 2.2 hp$$

Para encontrar la potencia del motor se tiene que multiplicar por el factor se servicio que en este caso se recomienda para motores WEG de 1.15 (ver anexo B).

Ecuación 38: Potencia del motor

$$P_m = P_t \times fs$$

$$P_m = 2.2 \times 1.15$$

$$P_m = 2.53$$

Se seleccionara un motor de 2.5 Hp.

4.4.13. Selección de bandas

Existen varios tipos de banda, se selecciona una banda trapecial; la misma que puede ser de tipo A, B, C D, E, F, G y Z cada una de estas con diferentes dimensiones:

Para determinar el tipo de banda es necesario conocer la potencia corregida:

Ecuación 39: Potencia Corregida.

$$P_c = P_m \times C$$

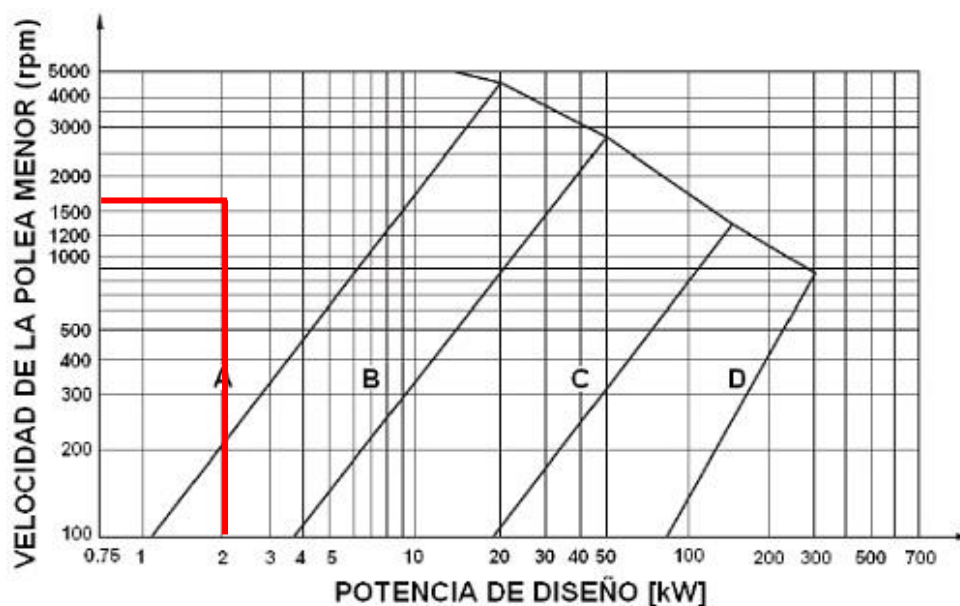
Donde $C = 1.1$ (ver anexo C) es una constante para servicio normal y accionamiento por motor eléctrico.

$$P_c = 2.5 \times 1.1$$

$$P_c = 2.75 \text{ hp}$$

Con los datos de potencia y revoluciones se procede a elegir el tipo de banda.

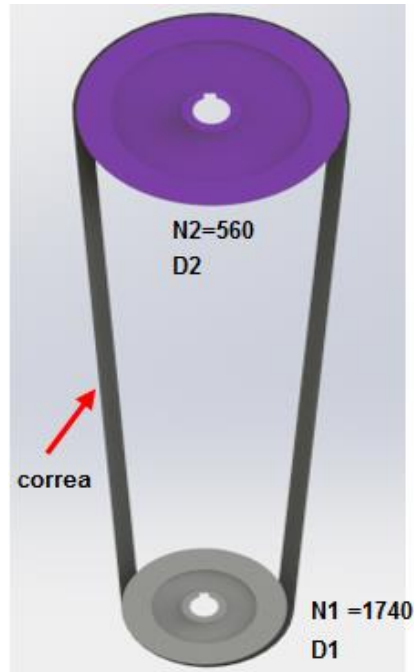
Figura 78: Grafica para la selección de correas.



Con la potencia y las revoluciones del motor el tipo de correa más adecuada es la de tipo "A".

Para el Cálculo de la relación de transmisión en un tren de poleas tenemos la siguiente ecuación.

Figura 79: Transmisión por correas de la maquina



Fuente:(Elaboración Propia)

Ecuación 40: Relación de transmisión.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Donde:

i = relación de transmisión

n_2 = velocidad angular de la polea conducida

n_1 = velocidad angular de la polea motriz

Se recomienda que para un funcionamiento adecuado sea entre 1 a 6 la relación de transmisión

$N_1 = 1740$

$N_2 = 560$

$$i = 3.1$$

A). Dimensionamiento de la polea motriz y conducida.

El diámetro de la polea motriz está determinado por el tipo de banda y el Angulo de garganta de la polea de 38 °.

Figura 80: Diámetro primitivo según tipo de faja.

Sección	A	B	C	D	E
Diámetro primitivo mínimo [mm]	63	100	160	280	400

Fuente:(Elaboración Propia)

Escogemos el diámetro de la polea menor $d_p = 63$ mm ya que está dentro del rango de tipo A que va desde (63 – 1000 mm).

Ecuación 41: Diámetro primitivo.

$$d_{p2} = i * D_{p1}$$

Donde:

i = relación de transmisión.

D_{p1} = diámetro en mm de la polea menor- motriz.

d_{p2} = diámetro en mm de la polea mayor- conducida 1.

$$d_{p2} = 3.1 * 63 \text{ mm}$$

$$d_{p2} = 195.3 \text{ mm}$$

Se procede a la aproximación del entero

$$d_{p2} = 195 \text{ mm}$$

Para determinar la distancia entre ejes se tiene 2 condiciones.

- para i entre 1 a 3

$$c \geq \frac{(i + 1)d_p}{2} + d_p$$

- para i mayor que 3:

$$c \geq d_p$$

Dónde: $c = 195$ mm como mínimo

En nuestro caso debido al espacio y al fácil manteniendo de la

maquina se decidió tomar una longitud de 450 mm.

Par determinar la longitud primitiva de la banda.

Ecuación 42: Longitud de la banda.

$$L = (2 * C) + (1.57 * (Dp + dp)) + (Dp - dp) \frac{2}{(4 * C)}$$

$$L = (2 * 450) + (1.57 * (63 + 195)) + (63 - 195) \frac{2}{(4 * 450)}$$

$$L = 1304.91 \text{ mm}$$

Conociendo este valor y la sección utilizada, se consulta en la tabla que entrega la identificación de la correa adecuada.

Tabla 13: Longitudes primitivas de las correas.

LONGITUDES PRIMITIVAS DE LAS CORREAS					
Nº	Perfil A (13 x 8)	Perfil B (17 x 10,5)	Perfil C (22 x 13.5)	Perfil D (32 x 19)	Perfil E (40 x 25)
26	690				
28	741				
31	817				
35	919	932			
38	995	1008			
42	1097	1110			
46	1198	1211			
51	1325	1338	1347		
55	1427	1440			

Fuente:(Selección de correa trapezoidales)

Una vez calculada la longitud L de la correa y ser seleccionada Ln (longitud normalizada) se debe recalculer definitivamente la distancia entre centros real con la siguiente formula:

Ecuación 43: Distancia entre centros

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - L_n}{2} \right|$$

Signo (+) cuando $L < L_n$

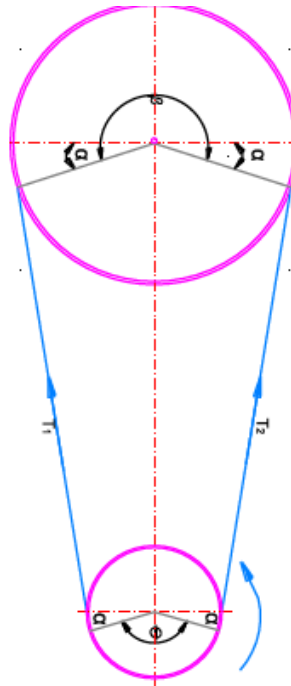
Signo (-) cuando $L > L_n$

$$C_c = 450 + \left| \frac{1304.91 - 1325}{2} \right|$$

$$C_c = 460.05 \text{ mm}$$

B). Calculo del arco de contacto de la correa.

Figura 81: Angulos de abrazamiento



Fuente:(Elaboración Propia)

El arco de contacto está dada mediante la siguiente ecuación:

Ecuación 44: Arco de contacto

$$ARC = 180^\circ - 60 \frac{D - d}{C_c}$$

Remplazando los datos se tiene:

$$ARC = 180^\circ - 60 \left(\frac{195 - 63}{439.5} \right)$$

$$ARC = 161.97$$

Para el cálculo de α se tiene lo siguiente.

Ecuación 45: Angulo α

$$\alpha = \frac{180 - ARC}{2}$$

$$\alpha = \frac{180 - 161.97}{2}$$

$$\alpha = 9.015$$

Para el cálculo del ángulo β se tiene lo siguiente:

Ecuación 46: Angulo β

$$\beta = 180^\circ + 2 \alpha$$

Remplazando datos en la ecuación se tiene

$$\beta = 180^\circ + 2(9.015)$$

$$\beta = 198.03$$

C). Calculo De La Velocidad De La Correa

Para el cálculo se debe satisfacer una condición donde:

Ecuación 47: Condición de velocidad máxima.

$$V_c < V_{max}$$

Donde la velocidad máxima es 30m/s

Ecuación 48: Velocidad crítica.

$$V_c = \frac{N_1 \times \pi \times dp}{6000}$$

Donde

$N_1 =$ velocidad de giro del motor en rad/s

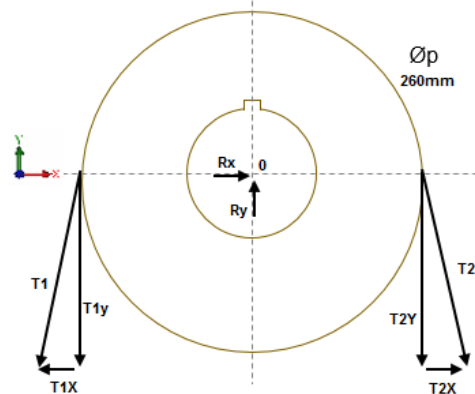
$$V_c = \frac{182.21 \times \pi \times 60}{6000}$$

$$V_c = 5.72 \frac{m}{s}$$

$$5.72 < 30$$

D). Calculo de las tensiones en la faja

Figura 82: Tensiones en la polea



Fuente:(Elaboración Propia)

Las tensiones que se ejercen en la faja están dadas por la siguiente relación:

Ecuación 49: Relación de tensiones

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\text{sen}\left(\frac{f x \theta}{y/2}\right)}$$

Donde:

T_1 y T_2 = *tensiomes*

f = *coeficiente de fricion entre faja y polea*

θ = *angulo de contacto*

y = *angulo de garganta de la correa en grados*

$$\theta = \beta = 198.03^\circ \times \frac{2\pi}{360}$$

$$\theta = 3.456$$

Remplazando en la ecuación se tiene lo siguiente:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\left(\frac{0.28 \times 3.456}{38/2}\right)}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = 19.54$$

$$T_1 = 19.54T_2 \quad \dots (1)$$

También se sabe que mediante la potencia se puede encontrar las tensiones entonces se tiene lo siguiente.

Ecuación 50: Potencia con respecto a las tensiones

$$P = \frac{(T_1 - T_2)V}{33000}$$

Como se sabe la potencia es de 2.5 hp entonces se tiene y la velocidad es de 5.72 m/s = 1125.98 ft/min.

$$2.5 = \frac{(T_1 - T_2)1125.98}{33000}$$

$$T_1 - T_2 = 73.95 \quad \dots (2)$$

Entonces reemplazando la ecuación

$$19.54T_2 - T_2 = 73.95$$

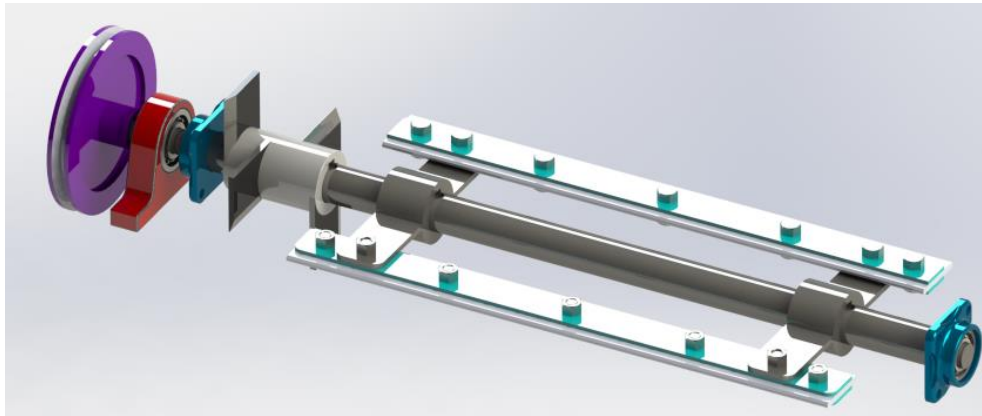
$$T_2 = 3.98 \text{ lb} \approx 17.69 \text{ N}$$

$$T_1 = 77.76 \text{ lb} \approx 345.659 \text{ N}$$

4.4.14. Cálculo y Diseño del eje principal de la despulpadora.

Este eje será el encargado de transmitir el movimiento a todas las cintas de la mezcladora por eso se considera un elemento crítico de la máquina.

Figura 83: Eje principal de la despulpadora.

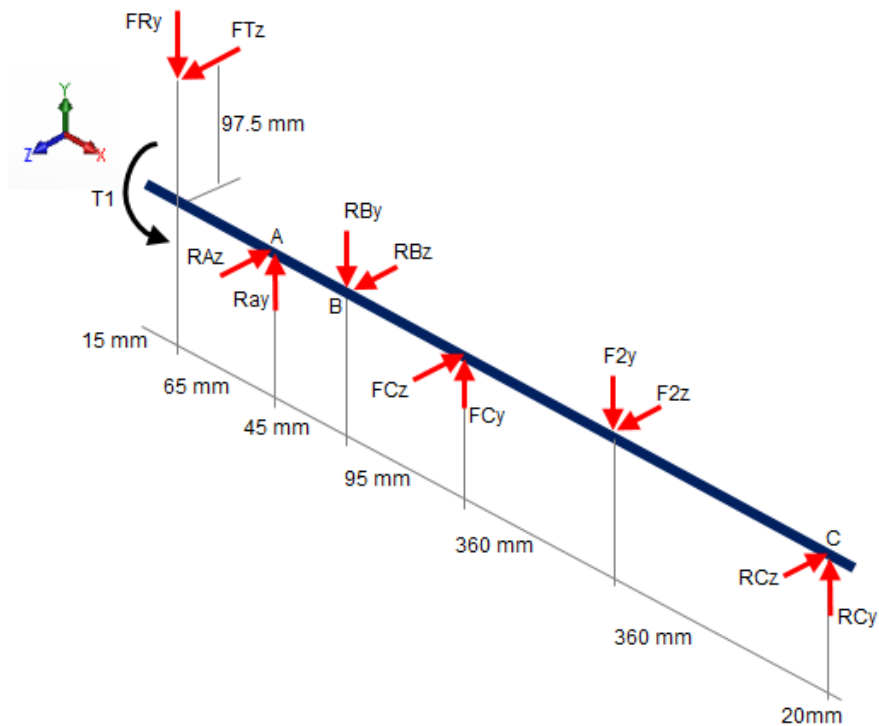


Fuente:(Elaboración Propia)

A). Calculo Teórico del eje principal.

Dlc del eje principal con las fuerzas que actúan sobre él.

Figura 84: DCL del eje principal.



Fuente:(Elaboración Propia)

Se realizara un análisis en cada uno de los planos para determinar las reacciones y poder encontrar el factor de seguridad más recomendable.

Para encontrara las fuerzas que se ejercen en la polea se tiene.

Ecuación 51: Fuerza radial en la polea

$$FRy = Ty = (T1 + T2) \cos \alpha$$

$$FRy = Ty = (345.659 + 16.69) \cos 9.015$$

$$FRy = Ty = 358.86 \text{ N}$$

Ecuación 52: Fuerza tangencial en la polea

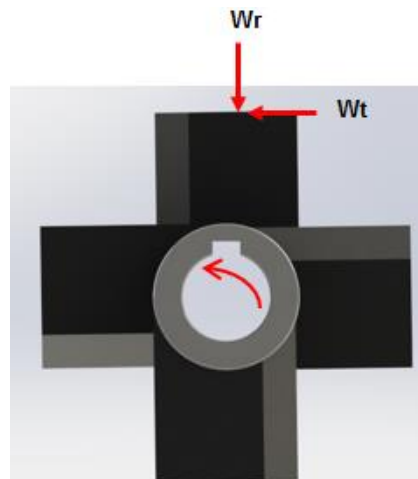
$$FTz = Tz = (T1 - T2) \text{ sen } \alpha$$

$$FTz = Tz = (345.659 - 16.69) \text{ sen } 9.015$$

$$FTz = Tz = 51.38 \text{ N}$$

Para encontrar las fuerzas que están en la cuchilla se tiene.

Figura 85: Fuerzas en la cuchilla



Fuente:(Elaboración Propia)

Ecuación 53: Fuerza radial en la cuchilla

$$FCy = Wr = m \times g$$

$$FCy = Wr = 20 \times 9.81$$

$$FCy = Wr = 196.2 \text{ N}$$

Ecuación 54: Fuerza tangencial en la cuchilla.

$$FCz = Wt = \frac{60 \times 10^3 \times P}{\pi \times d \times N}$$

$$FCz = Wt = \frac{60 \times 10^3 \times 2.5}{\pi \times 0.160 \times 560}$$

$$FCz = Wt = 532.88 \text{ N}$$

Para el cálculo de las fuerzas que se tienen en el agitador es:

Ecuación 55: Fuerza del agitador

$$F2y = Weje + Wagitador$$

$$F2y = 133.59 \text{ N}$$

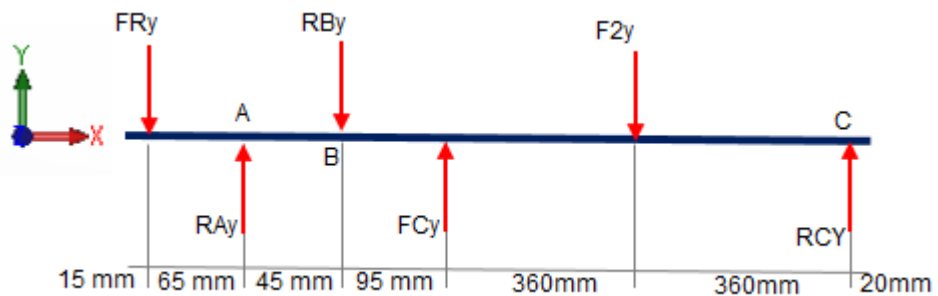
$$F2z = \frac{60 \times 10^3 \times 2.5}{\pi \times 0.260 \times 560}$$

$$F2z = 327.929 \text{ N}$$

A continuación, se realizará el análisis en cada uno de los planos.

B). Análisis en el plano X – Y

Figura 86: DCL en el plano X - Y



Fuente:(Elaboración Propia)

Aplicando sumatoria de fuerzas se tiene.

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ -FR_y + RA_y - RB_y + FC_y - F2_y + RC_y &= 0 \\ -358.86 + RA_y - RB_y + 196.2 - 133.59 + RC_y &= 0 \\ \mathbf{RA_y - RB_y + RC_y = 296.25 N} \quad (i)\end{aligned}$$

Aplicando sumatoria de momentos

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ FR_y(0.065) - RB_y(0.045) + FC_y(0.14) - F2_y(0.47) + RC_y(0.83) &= 0 \\ 358.86(0.065) - RB_y(0.045) + 196.2(0.14) - 133.59(0.47) \\ + RC_y(0.83) &= 0 \\ 23.32 - RB_y(0.045) + 27.47 - 62.79 + RC_y(0.83) &= 0 \\ \mathbf{RB_y(0.045) - RC_y(0.83) = 12} \quad (ii)\end{aligned}$$

Debido a que tenemos tres incógnitas debemos generar 3 ecuaciones entonces se tendrá

$$\begin{aligned}\sum M_B &= 0 \\ FR_y(0.11) - RA_y(0.045) + FC_y(0.095) - F2_y(0.455) + RC_y(0.815) \\ &= 0 \\ 358.86(0.11) - RA_y(0.045) + 196.2(0.095) - 133.59(0.455) \\ + RC_y(0.815) &= 0 \\ 39.47 - RA_y(0.045) + 18.64 - 60.78 + RC_y(0.815) &= 0 \\ \mathbf{RA_y(0.045) - RC_y(0.815) = 2.67}\end{aligned}$$

Resolviendo las ecuaciones se tiene lo siguiente.

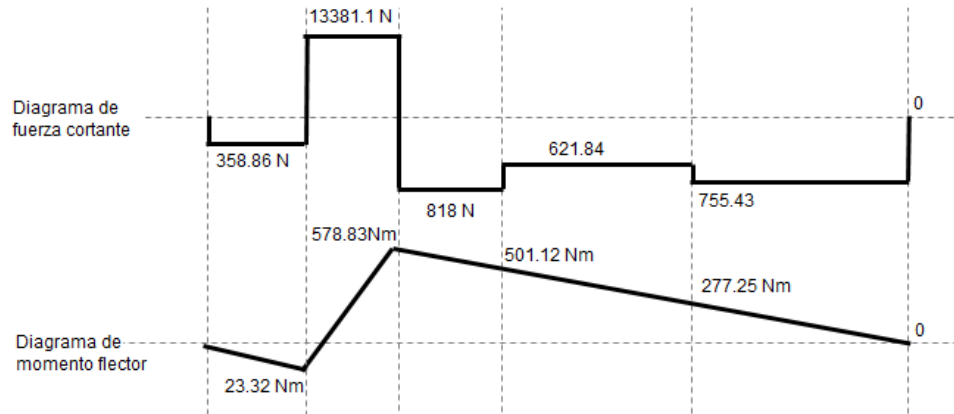
$$\mathbf{RA_y = 13740.01 N}$$

$$\mathbf{RB_y = 14199.14 N}$$

$$\mathbf{RC_y = 755.38 N}$$

A continuación, se tiene los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

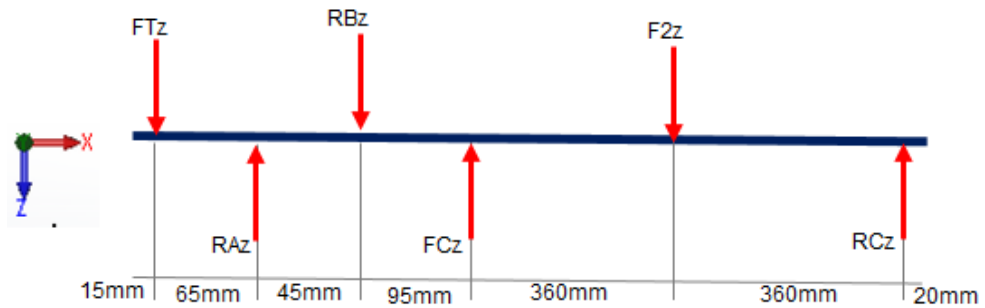
Figura 87: Diagrama de fuerza y momento del eje X - Y



Fuente:(Elaboración Propia)

C). Análisis en el plano X – Z

Figura 88: DCL en el plano X - Z



Fuente:(Elaboración Propia)

Aplicando sumatoria de fuerzas se tiene.

$$\sum F_z = 0$$

$$-FT_z + RA_z - RB_z + FC_z - F2_z + RC_z = 0$$

$$-51.38 + RA_z - RB_z + 532.88 - 327.929 + RC_z = 0$$

$$RA_z - RB_z + RC_z = -153.571 \text{ N} \quad (i)$$

Aplicando sumatoria de momentos:

$$\sum M_A = 0$$

$$\begin{aligned} FT_z(0.065) - RB_z(0.045) + FC_z(0.14) - F2_z(0.47) + RC_z(0.83) &= 0 \\ 51.38(0.065) - RB_y(0.045) + 532.88(0.14) - 327.929(0.47) \\ + RC_y(0.83) &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 3.3397 - RB_y(0.045) + 74.6 - 154.12 + RC_y(0.83) &= 0 \\ \mathbf{RB_y(0.045) - RC_y(0.83) = -76.18} \quad (ii) \end{aligned}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$\begin{aligned} FT_z(0.11) - RA_z(0.045) + FC_z(0.095) - F2_z(0.455) + RC_z(0.815) \\ = 0 \\ 51.38(0.11) - RA_z(0.045) + 532.88(0.095) - 327.93(0.455) \\ + RC_y(0.815) = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 5.65 - RA_z(0.045) + 50.62 - 149.21 + RC_z(0.815) &= 0 \\ \mathbf{RA_z(0.045) - RC_z(0.815) = -92.94} \end{aligned}$$

Resolviendo las ecuaciones se tiene lo siguiente.

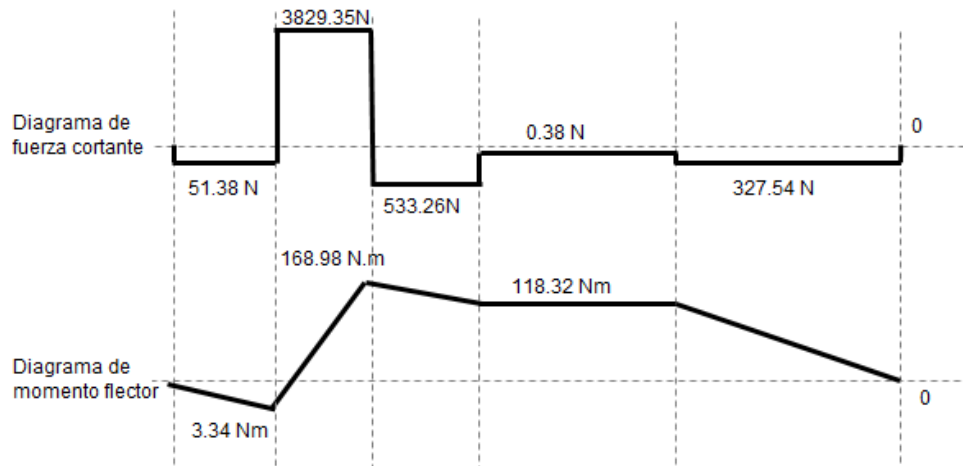
$$\mathbf{RA_z = 3880.73 N}$$

$$\mathbf{RB_z = 4362.61 N}$$

$$\mathbf{RC_z = 328.31 N}$$

A continuacion se presentan los diagramas.

Figura 89: Diagrama de fuerza y momento del eje plano X - Z



Los momentos máximos que se generan son:

$$MRA = \sqrt{23.32^2 + 3.34^2}$$

$$MRA = 23.56 \text{ N.m}$$

$$MRB = \sqrt{578.83^2 + 168.98^2}$$

$$MRB = 602.99 \text{ N.m}$$

A) Cálculo del diámetro del eje por carga estática:

Usando la Teoría De La Energía De La Distorsión (DET) también conocido como el criterio de Von Mises se predice el diámetro más pequeño donde la falla empezara a ocurrir.

Ecuación 56: Diámetro según Criterio de Von Mises

$$d = \left(\left(\frac{32 n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2} \right)^{1/3} \right)$$

Se tomó como factor de seguridad 2 (ver anexo D) y el torque es de 31.37 N.m.

Calculo del diámetro para el punto A

$$d = \left(\left(\frac{32(2)}{\pi(276)(10^6)} \sqrt{23.56^2 + \frac{3}{4} 31.37^2} \right) \right)^{1/3}$$

$$d = 0.013 \text{ m} = 5/8 \text{ Pulg}$$

Calculo del diámetro para el punto b

$$d = \left(\left(\frac{32(2)}{\pi(276)(10^6)} \sqrt{602.99^2 + \frac{3}{4} 31.37^2} \right) \right)^{1/3}$$

$$d = 0.035 \text{ m} = 1 \frac{1}{2} \text{ Pulg}$$

Con estos valores se tomará un diámetro en la sección A de 25 mm para poder evitar la concentración de esfuerzos en el cambio de sección y la sección B será de 38 mm y C será la misma dimensión de A porque esas son medidas normalizadas (Ver figura 84).

B) Cálculo del diámetro del eje por diseño a la fatiga:

El eje será diseñado teniendo en cuenta el criterio por falla por fatiga de Soderberg. Este es un criterio muy conservador que protege de la fluencia y la ecuación característica es:

Ecuación 57: Ecuación de criterio por falla de fatiga.

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

Donde:

σ'_a = tensión equivalente alterna

σ'_m = tensión equivalente media

S_e = resistencia a la fatiga para vida infinita

S_y = tensión a la fluencia del material

Empezaremos calculando

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

Donde:

K_a = factor de la condición superficial

K_b = factor de modificación de tamaño

S'_e = resistencia obtenida de la probeta

Las propiedades del material son:

$$S_y = 276 \text{ Mpa}$$

$$S_{ut} = 568 \text{ Mpa}$$

Para encontrar el valor de factor de condición superficial se tiene:

$$K_a = a S_{ut}^b$$

Donde:

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

Entonces se tendrá

$$K_a = 4.51 \times 568^{-0.265}$$

$$\mathbf{K_a = 0.839}$$

Para el factor de tamaño tenemos la siguiente condición:

$$K_b = 1.24 d^{-0.107}; \text{ si } 2.79 \text{ mm} \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

El diámetro a tomar es de 38 mm y lo analizaremos si es el adecuado con el factor de seguridad.

$$K_b = 1.24(38)^{-0.107}$$

$$\mathbf{K_b = 0.84}$$

Para el factor de temperatura debido a la flexión es:

$$\mathbf{K_c = 1}$$

Para el factor de temperatura supere los 200°

$$\mathbf{K_d = 1.020}$$

La confiabilidad será del 90% entonces se tiene:

$$K_e = 0.897$$

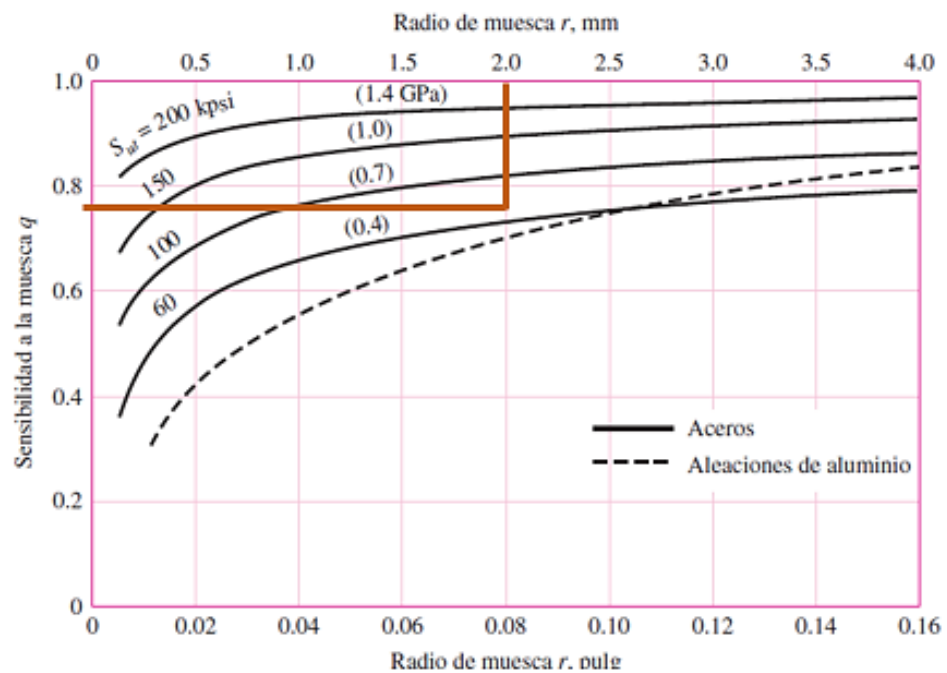
Para obtener el valor de:

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

Las dimensiones propuestas son:

$$D = 38 \text{ mm} ; d = 25 \text{ mm y } r = 2$$

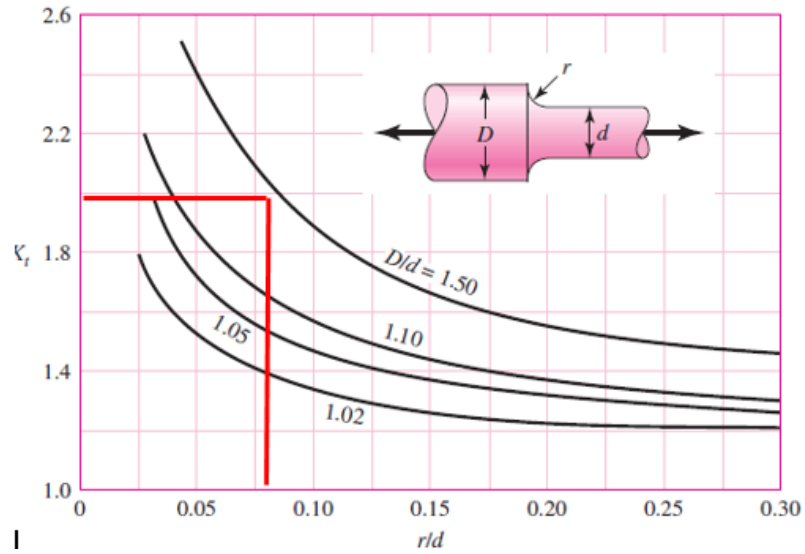
Figura 90: Grafica de sensibilidad a la muesca.



Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2008)

$$q = 0.77$$

Figura 91: Concentración de esfuerzos



Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2008)

$$K_t = 2$$

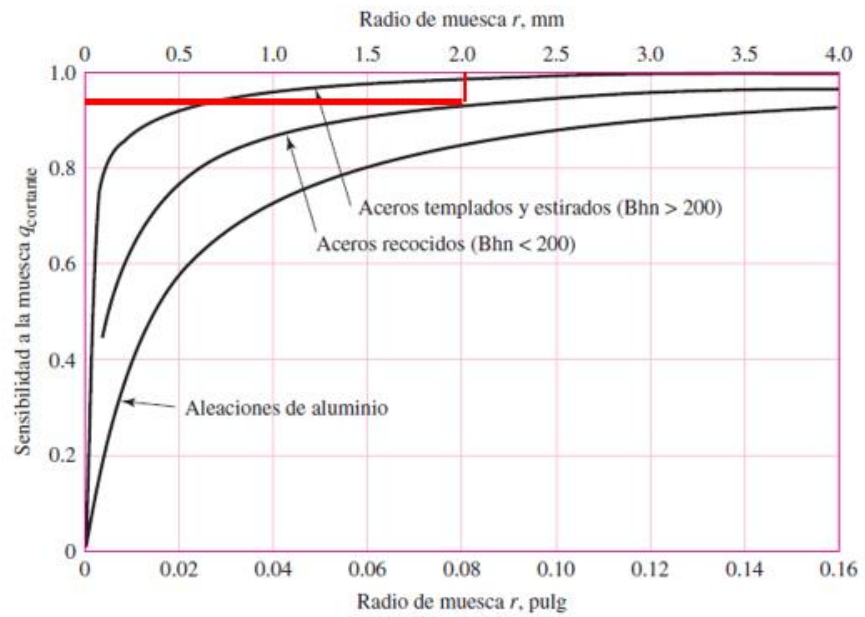
$$K_f = 1 + 0.77(2 - 1)$$

$$K_f = 1.77$$

Para el cálculo de:

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)$$

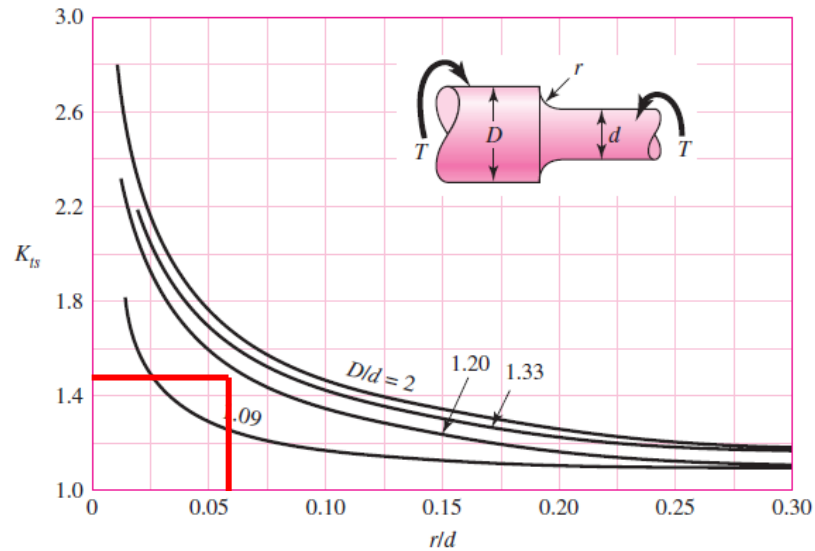
Figura 92: Sensibilidad de la muesca



Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2008)

$$q_s = 0.95$$

Figura 93: Factor de concentración de esfuerzos.



Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2008)

$$K_t = 1.55$$

$$K_{fs} = 1 + 0.95(1.55 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.523$$

Para encontrar el esfuerzo equivalente y de Von Mises debidas al esfuerzo alternante y medio se tiene de las siguientes formulas:

Ecuación 58: Esfuerzos equivalentes

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad ; \quad \sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}$$

Donde:

$$\sigma_a = \frac{M_a}{I} \quad ; \quad \sigma_m = \frac{M_m}{I}$$

$$\tau_a = \frac{T_a}{I_o} \quad ; \quad \tau_m = \frac{T_m}{I_o}$$

Donde :

σ_a ; σ_m = tensiones normales alterna y media

τ_a ; τ_m = tensiones tangenciales alterna y media

K_f ; K_{fs} = factores de concentracion de esfuerzo

K_t ; K_{ts} = factores de concentracion de esfuerzo normal

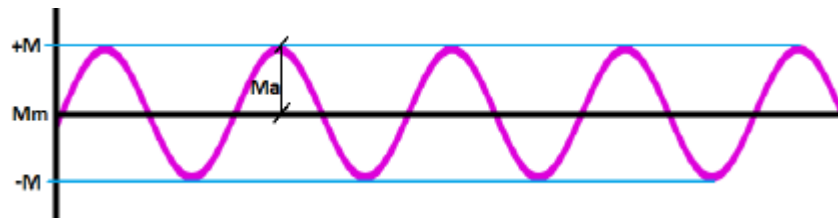
q ; q_s = factores de sensibilidad de la muesca

M_a ; T_a = valores alternos del momento flector y torsor

M_m ; T_m = valores medios del momento flector y torsor

Otras consideraciones que hay que tener en cuenta es lo que indican las siguientes graficas más conservadoras

Figura 94: Ciclos de un momento flector alternante con inversión

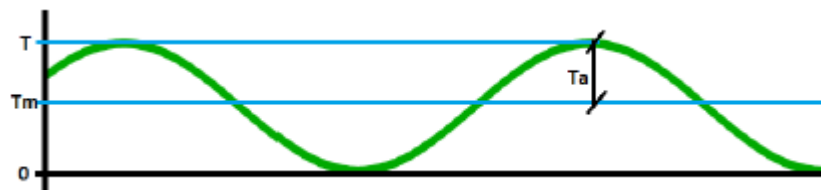


Fuente:(Elaboración Propia)

Donde:

$$M_a = M \text{ y } M_m = 0$$

Figura 95: Ciclos de un momento torsor alterno pulsátil



Fuente:(Elaboración Propia)

$$T_a = T_m = 0.5T$$

En el diagrama de cuerpo libre nuestro torque era de:

$$T = 31.37 Nm$$

$$\mathbf{MRA = 602.99 N.m = M_a}$$

$$T_m = 0.5T$$

$$T_m = 0.5(31.37)$$

$$\mathbf{T_m = 15.685 N.m}$$

$$\sigma_a = \frac{602.99}{\frac{\pi(0.038^3)}{32}} ; \sigma_m = \frac{0}{\frac{\pi(0.038^3)}{32}}$$

$$\mathbf{\sigma_a = 111.93 Mpa ; \sigma_m = 0}$$

$$\tau_a = \frac{15.685}{\frac{\pi(0.038^3)}{16}} ; \tau_m = \frac{15.685}{\frac{\pi(0.038^3)}{16}}$$

$$\mathbf{\tau_a = \tau_m = 1.46 Mpa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{111.93^2 + (3 \times 1.46)^2} ; \sigma'_m = \sqrt{0^2 + (3 \times 2.21)^2}$$

$$\mathbf{\sigma'_a = 111.96 Mpa ; \sigma'_m = 2.52 Mpa}$$

$$S_e = 0.839 \times 0.84 \times 1 \times 1.02 \times 0.897 \times 1.77 \times 1.523 \times (0.5 \times 568) \text{ Mpa}$$

$$S_e = 493.657 \text{ Mpa}$$

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

$$n = \frac{1}{\frac{198.23}{493.657} + \frac{6.63}{276}}$$

$$\mathbf{n = 4.24}$$

C) Calculo de la velocidad critica del eje:

De acuerdo a la fórmula establecida en el libro de diseño de ingeniería se tiene.

Ecuación 59: Velocidad crítica.

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}}$$

Donde:

ω_1 = Primera velocidad critica

l = longitud del eje

m = masa por unidad de longitud

I = momento de inercia

Reemplazando los datos se tiene:

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{0.810}\right)^2 \sqrt{\frac{(200 * 10^9) * \left(\frac{\pi * (38 * 10^{-3})^4}{64}\right)}{48}}$$

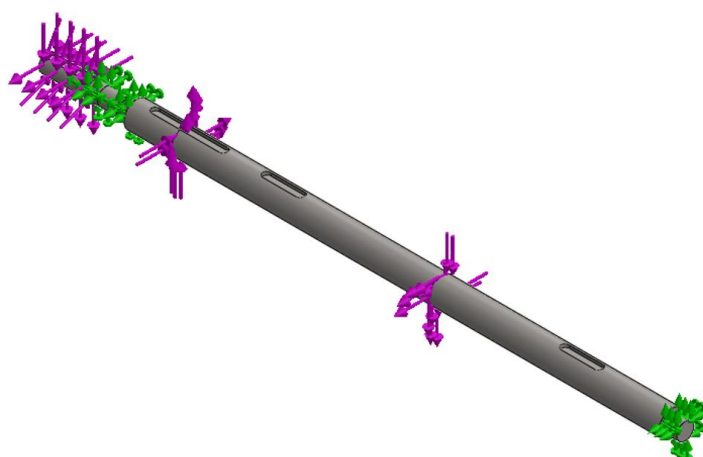
$$\omega_1 = 277.86 \frac{rad}{s} = 2653.36 rpm$$

El eje trabaja a una velocidad de 560 rpm lo cual no supera la velocidad crítica de diseño. De esta manera se asegura el buen y correcto funcionamiento del eje de forma analógica a continuación se realiza un análisis de elementos finitos con el software solidWork.

4.4.15. Análisis del eje con software FEA

Se procedió primero al diseño del eje del engranaje y posteriormente se simuló el modelo en Elementos Finitos utilizando el software SolidWorks en la figura 75 se aprecia el eje sometido a fuerzas.

Figura 96: Eje sometido a fuerzas en software FEA



Fuente:(Elaboración Propia)

En la tabla N° 14 se aprecia los resultados del análisis. Las deformaciones previstas son más que aceptables.

Tabla 14: Resultado del análisis estático del eje principal

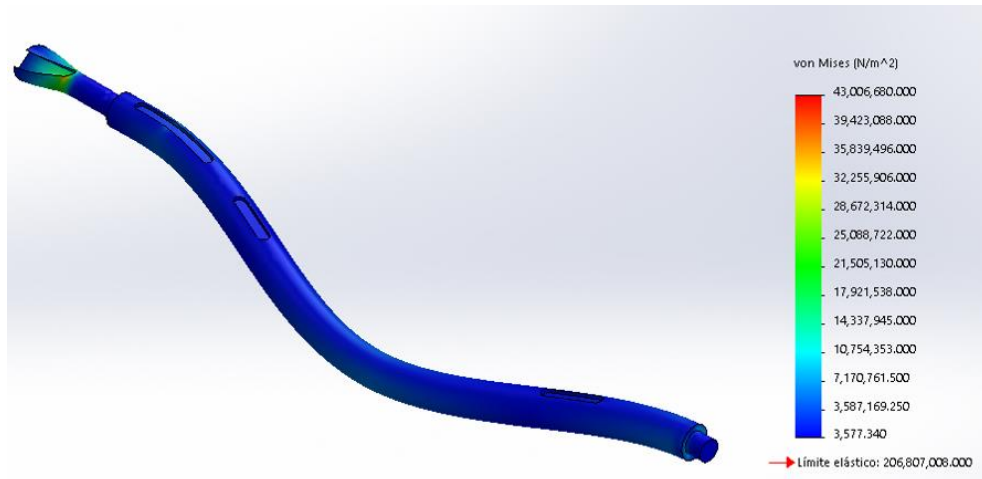
Resultados del Análisis Estático del Eje principal			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
<i>Tensiones 1</i>	VON: tensión de von mises	3577.34 N/m ²	4.3 x 10 ⁷ N/m ²
<i>Desplazamientos</i>	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	0.042 mm
<i>Factor de seguridad</i>	Automático	4.8	57810
Propiedades del Material			
<i>Nombre:</i>		Acero AISI 304	
<i>Limite elástico:</i>		5.3 x 10 ⁸ N/m ²	
<i>Límite de tracción:</i>		6.25 x 10 ⁸ N/m ²	

Fuente:(Elaboración Propia)

De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad es 4.8 y el desplazamiento

máximo es 0.04 mm. Por lo que podemos indicar que eje no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1; además el desplazamiento máximo es menor de 1 mm de este modo no afectará a nuestro elemento de máquina.

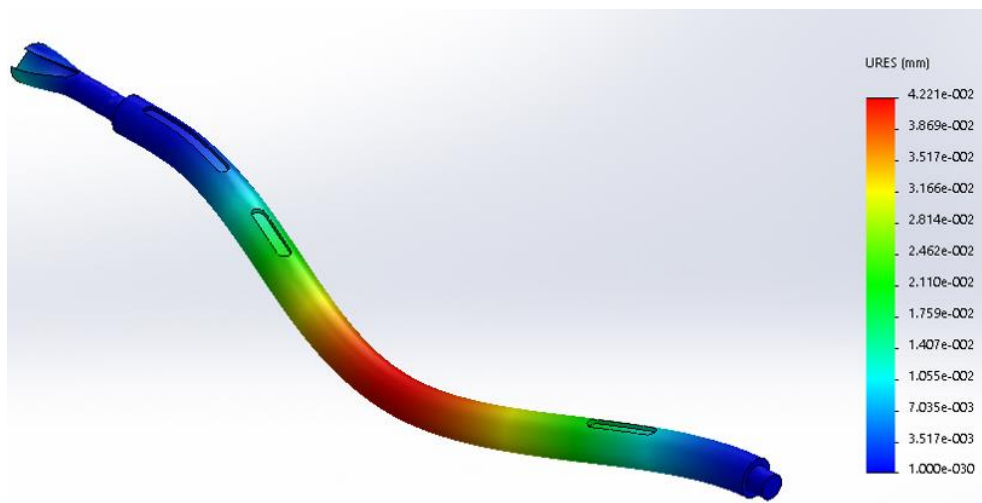
Figura 97: Análisis estático tensiones en el eje



Fuente:(Elaboración Propia)

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Misses oscila entre 3577 N/m^2 y $4.3 \times 10^7 \text{ N/m}^2$, para un límite elástico de 206 MPa, con lo cual se concluye que el diseño del eje no fallara.

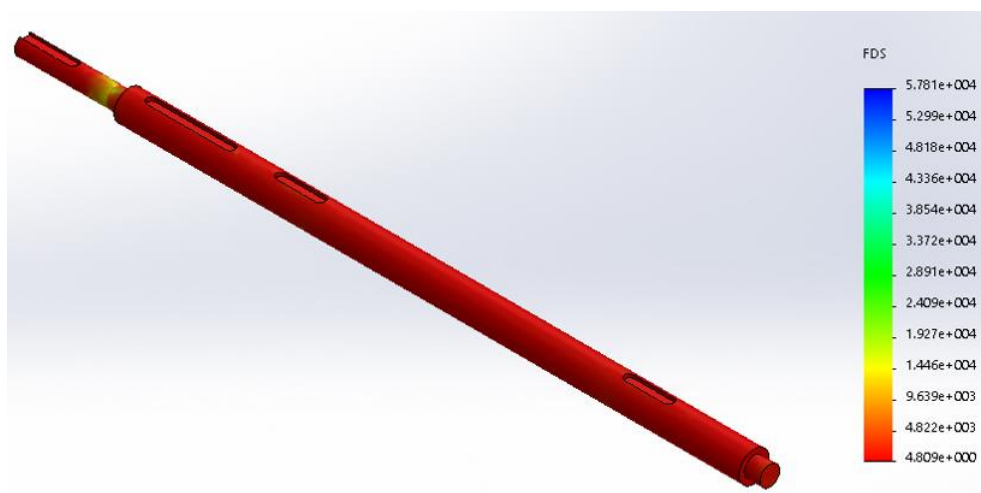
Figura 98: Análisis estático – Desplazamientos en el eje



Fuente:(Elaboración Propia)

De la figura 98 podemos observar que el desplazamiento máximo es de 0.04 mm, al momento de realizar el análisis se le aumento la escala para poder ver el comportamiento de la deformación.

Figura 99: Análisis estático – Factor de seguridad del eje



Fuente:(Elaboración Propia)

El factor de seguridad que tiene el eje de la maquina es de 4.9 con este valor garantizamos que el eje no fallara por resistencia mecánica.

4.4.16. Selección de Rodamientos del eje principal.

La utilización de los cojinetes de rodamiento es muy importante para reducir la fricción del eje que está rotando; en este caso la fricción de deslizamiento se sustituye por fricción de rodamiento.

Como las áreas de contacto son pequeñas y los esfuerzos altos, las partes de los rodamientos sobre las que actúa normalmente las fuerzas se hacen de materiales duros de alta resistencia, superiores a los materiales del eje y del elemento exterior. Los rodamientos que se seleccionarán para el eje principal son rígido de bolas.

Se realizó el cálculo para la selección del rodamiento:

Punto A:

$$R_{ay} = 13740.01 \text{ N}$$

$$R_{az} = 3380.73 \text{ N}$$

Punto B:

$$R_{ay} = 14199.14 \text{ N}$$

$$R_{az} = 4362.21 \text{ N}$$

Punto C:

$$R_{ay} = 755.38 \text{ N}$$

$$R_{az} = 328.31 \text{ N}$$

Por lo tanto la resultante total será

Ecuación 60: Carga resultante de rodamientos

$$RT_A = \sqrt{(R_{ay})^2 + (R_{az})^2}$$

$$RT_A = \sqrt{(13740.01)^2 + (3380.73)^2}$$

$$RT_A = 14149.81 \text{ N}$$

$$RT_B = \sqrt{(14199.14)^2 + (4362.21)^2}$$

$$RT_b = 14854.11 \text{ N}$$

$$RT_C = \sqrt{(755.38)^2 + (328.31)^2}$$

$$RT_C = 823.64 \text{ N}$$

Seleccionaremos el rodamiento de acuerdo a la carga del punto B porque es donde se encuentra el mayor valor.

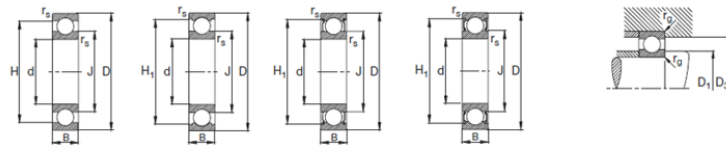
Según la tabla de rodamientos rígidos de bolas con un diámetro de 25 mm se obtuvo del catálogo de rodamientos FAG los valores de los índices de carga básica ver anexo E.

$$C = 22400 \text{ N.}$$

$$C_o = 11400 \text{ N.}$$

Figura 100: Capacidad de carga de rodamiento rígido de bolas.

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera



Eje	Dimensiones							Peso kg	Capacidad de carga	
	d mm	D	B	r _s mm	H	H ₁	J		dyn. C	stat. C ₀
25	25	47	8	0,3	39,7	41,1	32,2	0,055	7,2	4,65
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,08	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,082	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,084	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,128	14	7,8
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,128	14	7,8
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8
	25	52	16	1	43,6	45,4	33,5	0,156	14	7,8
25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,234	22,4	11,4	
25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,237	22,4	11,4	



Fuente:(Catalogo FAG)

Y a la vez para una velocidad de 560 rpm y una vida útil de 10 000 hrs tenemos los siguientes valores (ver figura 101 y 102).

$$f_n = 0.3908$$

$$f_l = 2.71$$

Figura 101: Factor de velocidad.

▼ Valores f _n para rodamientos de bolas									
n	f _n	n	f _n	n	f _n	n	f _n	n	f _n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

Fuente:(Catalogo FAG)

Figura 102: Factor de vida.

▼ Valores f_L para rodamientos de bolas

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

L_h h	f_L	L_h h	f_L	L_h h	f_L	L_h h	f_L	L_h h	f_L
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

Fuente:(Catalogo FAG)

Figura 103: Factor para el tipo de rodamiento y lubricación.

▼ Factor f_0 para rodamientos rígidos de bolas

Número característico del agujero	Factor f_0								
	Serie de rodamientos								
	618	160	161	60	62	622	63	623	64
3					12,9				
4					12,2		13,2		
5					13,2		13		
6					13				
7				13	12,4				
8				12,4	13				
9				13	12,4				
00			12,4	12,4	12,1	11,3			
01			13	13	12,3	12,2	11,1		
02		13,9		13,9	13,1	13,1	12,1	12,1	
03		14,3		14,3	13,1	13,1	12,3	12,2	12,4
04		14,9		13,9	13,1	13,1	12,4	12,1	11
05		15,4		14,5	13,8	13,8	12,4	12,4	12,1
06		15,2		14,8	13,8	13,8	13	13	12,2
07		15,6		14,8	13,8	13,8	13,1	13,1	12,1

Fuente:(Catalogo FAG)

A). Análisis dinámico

Ecuación 61: Carga dinámica.

$$P = Fr$$

Donde $P = RT_b$

Para

Ecuación 62: Capacidad de carga dinámica requerida

$$C_{req} = \frac{f_l}{f_0 f_n} * P$$

$$C_{req} = \frac{2.71}{12.4 \times 0.3908} \times 14854.11$$

$$\frac{Fa}{Fr} \leq e ; Fa = 0$$

$$C_{req} = 8306$$

Ecuación 63: Condición necesaria en rodamientos.

$$C_{req} \leq C_{dis}$$

$$7464.18 N \leq 22400 N$$

Como podemos observar se cumple con la condición necesaria.

B). Análisis estático

Ecuación 64: Capacidad de carga estática requerida.

$$C_{Oreq} = fs * P_0$$

El valor de fs : 0.7 – 1 para condiciones moderadas para ello tomamos, un valor de 0.7.

Ecuación 65: Carga estática equivalente.

$$P_o = X_o * F_r + Y_o * F_a$$

$X_o = 1$ factor radial

$F_a = 0$

Remplazando los valores en la ecuación 45:

$$C_{o_{req}} = 0.7 * 14854.11$$

$$C_{o_{req}} = 10397.8$$

$$C_{o_{req}} \leq C_{o_{dis}}$$

$$\mathbf{10397.8 \leq 11400}$$

Al comprobar que con los valores del rodamiento seleccionado anteriormente cumple con las condiciones planteadas, se define el rodamiento SERIE FAG 6305 (se realizó el cálculo con la ecuación del proveedor FAG, siendo menos tediosas de las demás marcas de rodamientos, pero con esa serie podemos seleccionar el rodamiento en SKF si fuera el caso).

Tabla 15: Características del Rodamiento FAG 6305

Denominación. - Rodamiento FAG 6305				
Ø exterior (mm)	Ø interior (mm)	Longitud (mm)	Capacidad de carga (N)	Peso (kg)
52	25	17	11400	

Fuente:(Catalogo FAG)

4.4.17. Análisis de rodamientos con Software SolidWork.

Con la denominación del rodamiento se utilizó la calculadora de rodamientos de solidWork el cual nos da la cantidad de vida en horas pero este valor varia de acuerdo a la lubricación y mantenimiento que reciba el rodamiento.

Figura 104: Calculadora de rodamientos.

Calculadora de rodamientos - Rodamiento rígido de bolas 6305

Confiabilidad: $L_{10} = 90\%$

Capacidad: Calculada Introducir capacidad

Calibre: 25 mm

Diámetro: 62 mm

Nº de bolas: 10

Diámetro de bola: 11.100000 mm

Capacidad: 26737.104006 N

Carga: 8306.91 N

Vida básica

Vida en: 33.355489 $\times 10^6$ revs.

Velocidad: 560 r/min

Vida en horas: 992.722896 hrs.

Unidades: EE.UU. SI

SKF

Rodamiento rígido de bolas

- 61905
- 6205
- 6305**
- 6405
- 61806
- 61906
- 16006
- 6006
- 6206
- 6306
- 6406

Fuente: (Software SolidWorks)

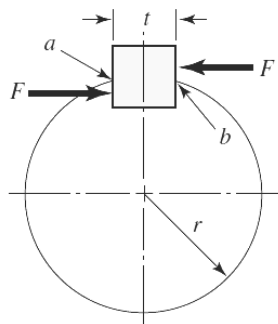
De la imagen anterior podemos observar que hemos seleccionado el rodamiento SKF 6305 a una confiabilidad del 90%, la cargas que se presentan en el rodamiento debido a las fuerzas es de **8306.91 N** a soportar y a una velocidad de 560 RPM nos da el valor de 992.72 horas de vida.

4.4.18. Cálculo y diseño de la chaveta del eje.

El propósito de usar una cuña es transmitir el par de torsión completo además cumple la función de un sistema de seguridad. La cuña fallará por cortante antes de que falle el eje o el engranaje.

Las chavetas fallan principalmente por corte o por compresión ver figura 80:

Figura 105: Fuerzas en una chaveta.



Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2008)

A). Calculo de Falla por corte en la chaveta

Ecuación 66: Falla debida al corte.

$$\tau_{diseño} < \frac{S_{sy}}{n_s}$$

Donde S_{sy} es el esfuerzo de fluencia en cortante y n_s es el factor de seguridad.

Para nuestro diseño tenemos una chaveta cuadrada hecha de acero AISI 1020 (ver anexo F), tiene un ancho de 8 mm y alto de 7 mm y una longitud de 40 mm de longitud. Estas dimensiones se seleccionaron según la tabla que se muestra a continuación. Las chavetas se analizaron solamente para el diámetro de 25 mm porque es ahí donde se generará el mayor esfuerzo.

Tabla 16: Selección de chavetas

Árbol	Cuñas			Chavetas	Altura de la cabeza	Cuñas planas		Aplana- miento del árbol			Cuñas cóncavas	
	<i>d</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>t</i> ₁	<i>t</i> ₂	<i>h</i> ₂	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>t</i> ₁	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>t</i> ₂
10...12	4	4	2,5	1,2	1,8	7						
12...17	5	5	3,0	1,7	2,3	8						
17...22	6	6	3,5	2,1	2,8	10						
22...30	8	7	4,0	2,4	3,3	11	8	5	1,3	8	3,5	3,2
30...38	10	8	5,0	2,4	3,3	12	10	6	1,8	10	4	3,7
38...44	12	8	5,0	2,4	3,3	12	12	6	1,8	12	4	3,7

Fuente: <http://www.amoticos.org/t4731-chaveta-encendido-derbi-rd-ciguenal>

Ecuación 67: Esfuerzo cortante en la chaveta.

$$\tau_{diseño} = \frac{2T}{Dbh}$$

$$\tau_{diseño} = \frac{2(31.37)}{(0.025)(0.008)(0.007)}$$

$$\tau_{diseño} = \mathbf{44.81 \text{ MPa}}$$

$$\tau_{perm} = S_{ys} = 0.4S_y$$

$$S_{ys} = 0.4(210)$$

$$S_{ys} = \mathbf{84 \text{ Mpa}}$$

Remplazando los datos en la ecuación 67 se tiene:

$$n_s = \frac{84}{44.81}$$

$$n_s = \mathbf{1.87}$$

En el resultado de la condición se garantiza que la chaveta no fallará.

por corte teniendo un factor de seguridad de 1.87.

B). Calculo de Falla debida al esfuerzo de compresión en la chaveta:

Ecuación 68: Falla debido a la compresión

$$\sigma_{diseño} \leq \frac{0.90 S_y}{n_s}$$

Se procede a garantizar la falla debido al esfuerzo por compresión.

Ecuación 69: Esfuerzo normal en la chaveta.

$$\sigma_{diseño} = \frac{4 T}{Dlh}$$
$$\sigma_{diseño} = \frac{4 (31.37)}{(0.025)(0.04)(0.007)}$$
$$\sigma_{diseño} = 17.92 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{perm} = S_{ys} = 0.9S_y$$

$$S_{ys} = 0.9(210)$$

$$S_{ys} = 189 \text{ Mpa}$$

Remplazando los datos en la ecuación 69 se tiene que el factor de seguridad es:

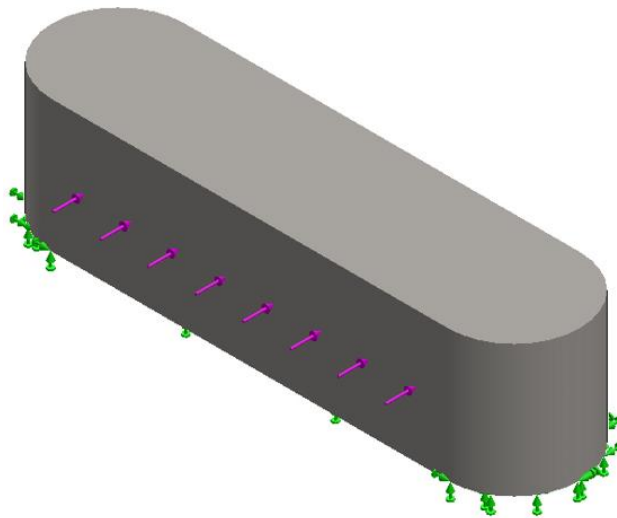
$$n_s \leq \frac{S_{ys}}{\sigma_{diseño}}$$
$$n_s = \frac{189 \text{ MPa}}{17.92 \text{ MPa}}$$
$$n_s = 6.6$$

Como se puede apreciar los valores están dentro de lo permisible. Y solo se realizó el cálculo para el análisis del diámetro de menor dimensión debido a que los diámetros de mayor dimensión necesitan a la vez chaveta de mayor dimensión, pero el torque no varía lo cual se deduce que el factor de seguridad será mayor a los calculados.

4.4.19. Análisis de la chaveta del eje con software FEA

Se procedió primero al diseño de la chaveta y posteriormente se simuló el modelo en Elementos Finitos utilizando el software SolidWork en la figura 81 se aprecia el eje sometido a fuerzas.

Figura 106: Chaveta sometido a fuerzas en software FEA



Fuente:(Elaboración Propia)

En la tabla N° 216 se aprecia los resultados del análisis. Las deformaciones previstas son más que aceptables.

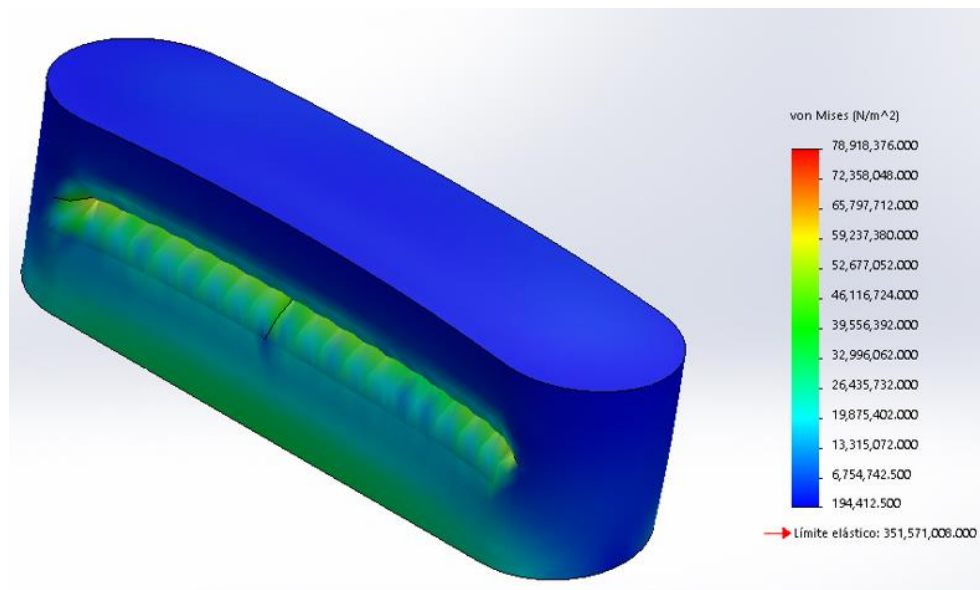
Tabla 17: Resultados del análisis estático de la chaveta

Resultados del Análisis Estático de la chaveta			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
<i>Tensiones 1</i>	VON: tensión de von mises	1944413N/m ²	7.89 x 10 ⁷ N/m ²
<i>Desplazamientos</i>	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	0.0016 mm
<i>Factor de seguridad</i>	Automático	4.5	3454
Propiedades del Material			
<i>Nombre:</i>		Acero AISI 1020	
<i>Límite elástico:</i>		3.51 x 10 ⁸ N/m ²	
<i>Límite de tracción:</i>		4.2 x 10 ⁸ N/m ²	

Fuente:(Elaboración Propia)

De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad es 4.5 y el desplazamiento máximo es 0.0016 mm. Por lo que podemos indicar que la chaveta central no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1; además el desplazamiento máximo es menor de 1 mm de este modo no afectará a nuestro elemento de máquina.

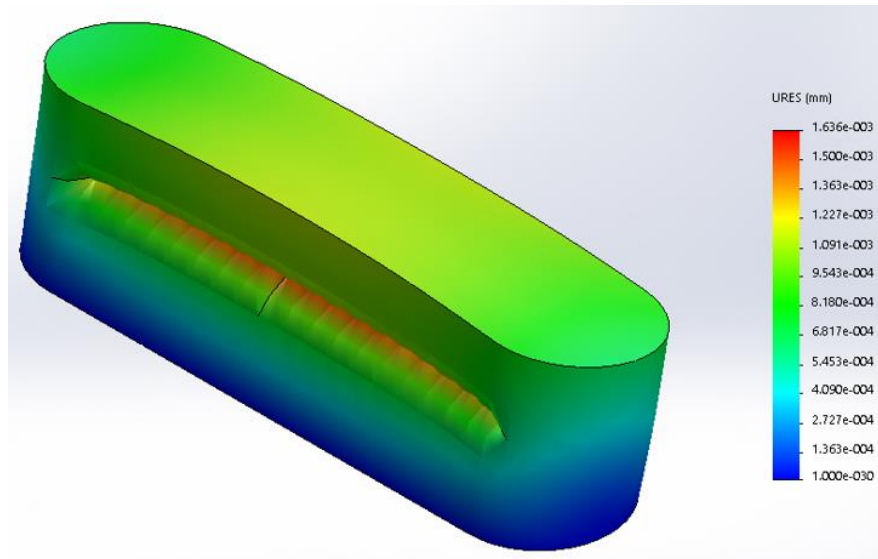
Figura 107: Análisis estático – tensiones en la chaveta



Fuente: (Elaboración Propia)

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Misses para una oscila entre $0.19 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ y $7.89 \times 10^7 \text{ N/m}^2$, para un límite elástico de 351 MPa, con lo cual se concluye que el diseño de la chaveta no fallará.

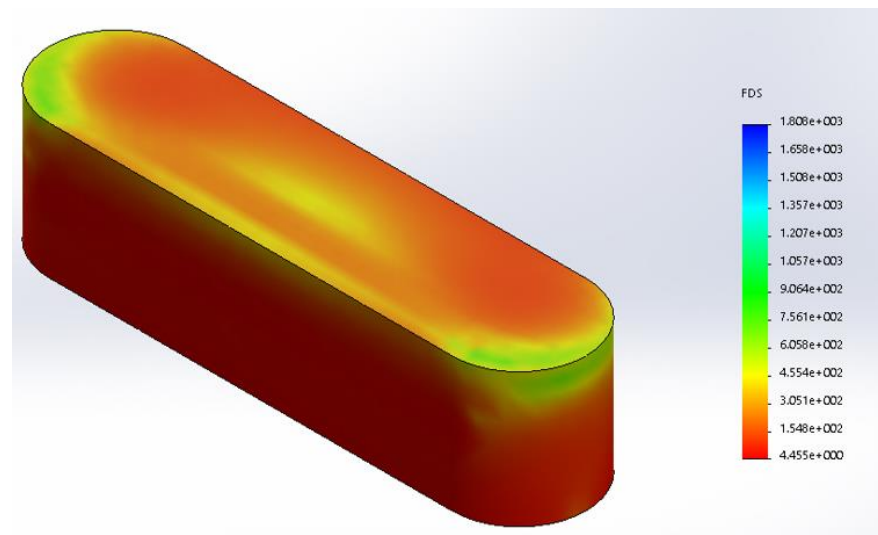
Figura 108: Análisis estático – desplazamientos en la chaveta



Fuente:(Elaboración Propia)

De la figura108 podemos observar que el desplazamiento máximo es de 0.0016 mm, al momento de realizar el análisis se le aumento la escala para poder ver el comportamiento de la deformación.

Figura 109: Análisis estático - Factor de seguridad en la chaveta



Fuente:(Elaboración Propia)

El factor de seguridad que tiene el eje de la maquina es de 4.5 con este valor garantizamos que la chaveta no fallara por resistencia mecánica.

4.4.20. Selección del motor.

Entonces transformamos este valor en KW para ingresar al catálogo de motores WEG.

$$P_m = 2.5 \times 736$$

$$P_m = 1.840 \text{ Kw}$$

Figura 110: Selección de motor.

Potencia KW	Carcasa	In (A) 400V	I/In	Cp/Cn	Cm/Cn	Inercia (kgm ²)	Nivel sonoro dB(A)	Peso (kg)	% de plena carga					
									Eficiencia			Factor de potencia		
									50	75	100	50	75	100
Carcasa de aluminio- Alta Eficiencia - IE2- 4 polos														
0,12	63	0,38	3,9	180%	200%	0,00039	44	5,2	55	58	59	0,54	0,67	0,77
0,18	63	0,55	4,3	220%	220%	0,00055	44	6,5	59	61	61	0,55	0,68	0,77
0,25	71	0,72	4	210%	220%	0,00055	43	8,9	63	66	66	0,54	0,67	0,76
0,37	71	1,08	4,2	250%	250%	0,00066	43	9,5	65	68	68	0,5	0,64	0,73
0,55	80	1,27	5,8	240%	280%	0,00221	44	12,5	75	76,5	76,5	0,61	0,74	0,82
0,75	80	1,63	6	260%	290%	0,00289	44	15	79	79,6	79,6	0,63	0,76	0,83
1,1	90S/L	2,40	6,5	210%	260%	0,00494	49	19,5	81	81,8	81,8	0,62	0,75	0,81
1,5	90S/L	3,26	6,3	200%	280%	0,00546	49	21,5	81,5	83	83	0,57	0,72	0,8
2,2	100L	4,64	6,6	310%	320%	0,00822	53	28,5	84	84,5	84,5	0,63	0,75	0,81
3	100L	6,17	6,5	320%	330%	0,00972	53	33,5	85	85,6	85,6	0,64	0,76	0,82
4	112M	8,12	6,6	200%	260%	0,01588	56	42	86	86,7	86,7	0,64	0,76	0,82
5,5	132S	10,50	7,3	190%	300%	0,04163	56	48,5	88	88,1	88,1	0,69	0,81	0,86
7,5	132M	14,10	7,2	200%	300%	0,05284	56	55,5	88,7	89	89	0,71	0,81	0,86
9,2	132M	17,30	7,7	200%	320%	0,06039	56	63,5	89,2	89,5	89,5	0,7	0,81	0,86

Fuente:(Motores WEG)

Debido a que las potencias de los motores están normalizadas se escoge la potencia superior teniendo un motor de 2.2 Kw o también se puede pedir al proveedor un motor de 2.5 Hp las especificaciones de este motor se encuentran en el anexo G.

4.4.21. Diseño y análisis de la estructura base.

Mediante el análisis de elementos finitos se realizó el cálculo del factor de seguridad de la estructura base de la máquina mezcladora, este factor nos determinó que el diseño funciona correctamente cuando esté sometido a las cargas de los componentes mecánicos y del producto a mezclar.

Figura 111: Estructura base

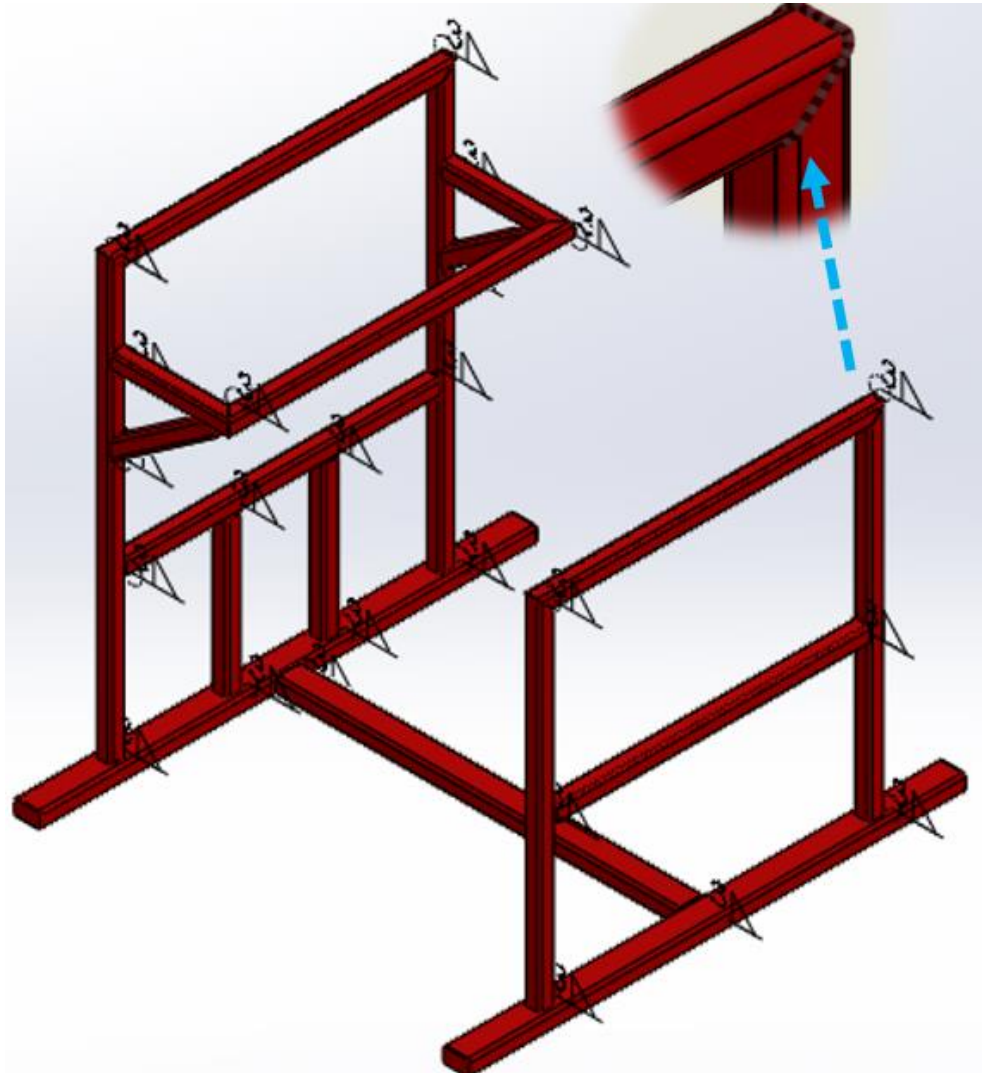


Fuente: (Elaboración Propia)

Para el modelamiento de la base se utilizó perfil estructural cuadrado de 30 x 30 x 2. mm.

En la figura 112 podemos observar las zonas que están soldadas.

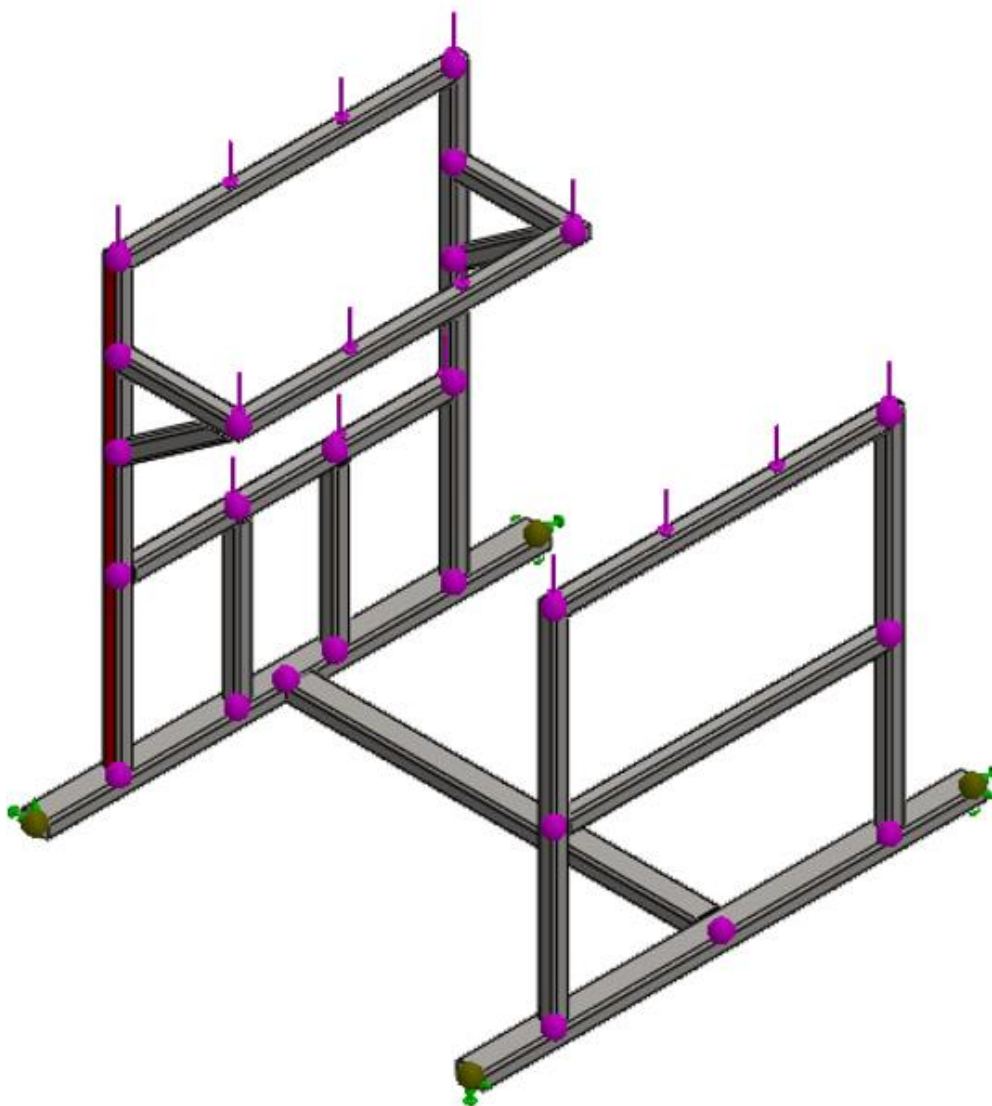
Figura 112: Juntas soldadas



Fuente: (Elaboración Propia)

A continuación, se mostrará las cargas que se presentan en la estructura base de la máquina mezcladora.

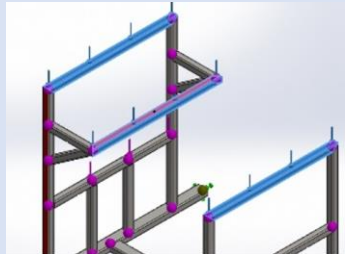
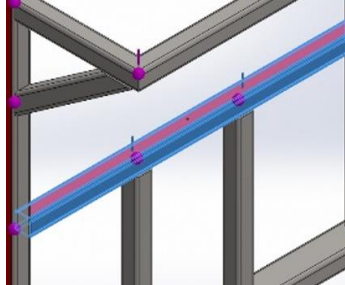
Figura 113: Estructura base.



Fuente:(Elaboración Propia)

En la figura 113 se aprecia las cargas que ejercen sobre la estructura, estas cargas se obtuvieron con el software SOLIWORKS. Como se puede apreciar en la tabla 19.

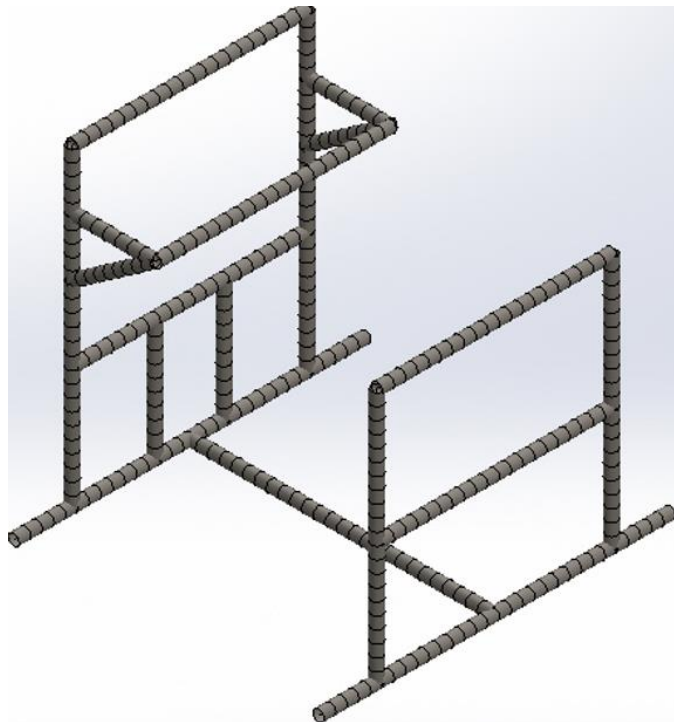
Tabla 18: Cargas que soporta la estructura base.

Nombre de carga	Ubicación de la carga	Detalles de la carga
<p>Fuerza-1 (Sistema de mezclado con carga de 500 kg)</p>		<p>Entidades: 3 Viga(s) Referencia: Planta Tipo: Fuerza Valores: 980 N</p>
<p>Fuerza-2 (Sistema de transmisión)</p>		<p>Entidades: 1 VIGA Viga(s) Referencia: Planta Tipo: Fuerza Valores: 100 N</p>

Fuente:(Elaboración Propia)

En la figura 114 se aprecia el enmallado de la estructura.

Figura 114: Enmallado de la estructura base.



Fuente:(Elaboración Propia)

En la figura 115, 117 y 118 se aprecian los resultados del análisis de la estructura, se aprecia la tensión axial y flexión en el límite, el desplazamiento de 4.3 mm y el factor de seguridad de 3.4.

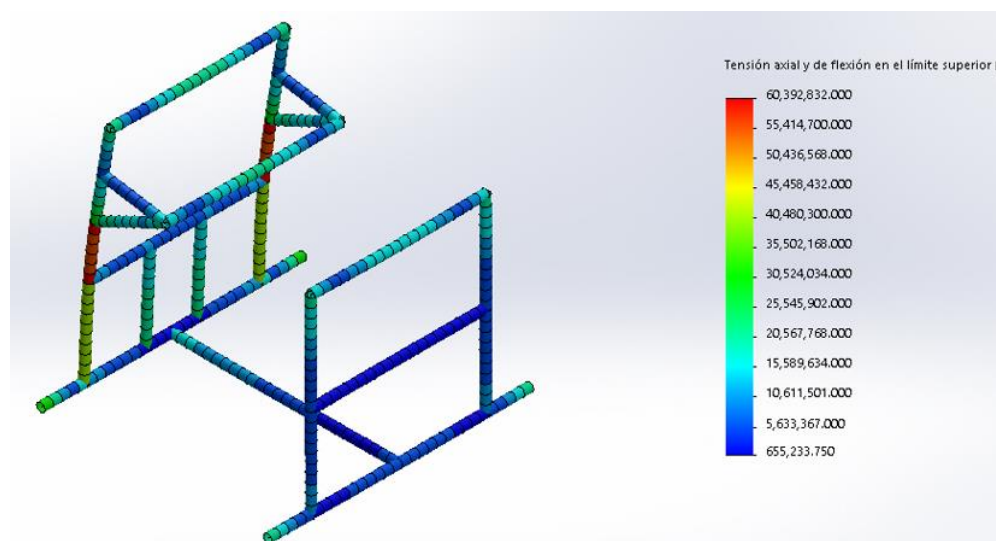
Tabla 19: Resultados del análisis de la estructura base.

Resultados del Análisis de la estructura base			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones 1	tensión de flexión	655234 N/m ²	6.03 x 10 ⁷ N/m ²
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	4.3 mm
Factor de seguridad	Automático	3.4	212

Propiedades del Material	
Nombre:	Acero AISI 304
Límite elástico:	2.5 x 10⁸ N/m²
Límite de tracción:	4 x 10⁸ N/m²

Fuente:(Elaboración Propia)

Figura 115: Tensión axial y de flexión en la base.

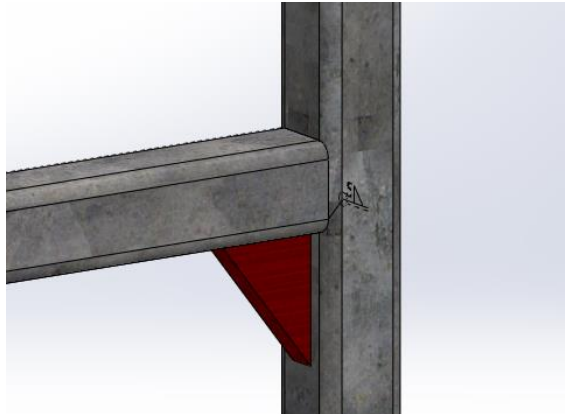


Fuente:(Elaboración Propia)

Como podemos observar en la imagen 115 el análisis ubica las zonas donde se encuentra la mayor tensión axial y de flexión como se puede apreciar que la tensión máxima axial y de flexión es 6.03 x10⁷ N/m².

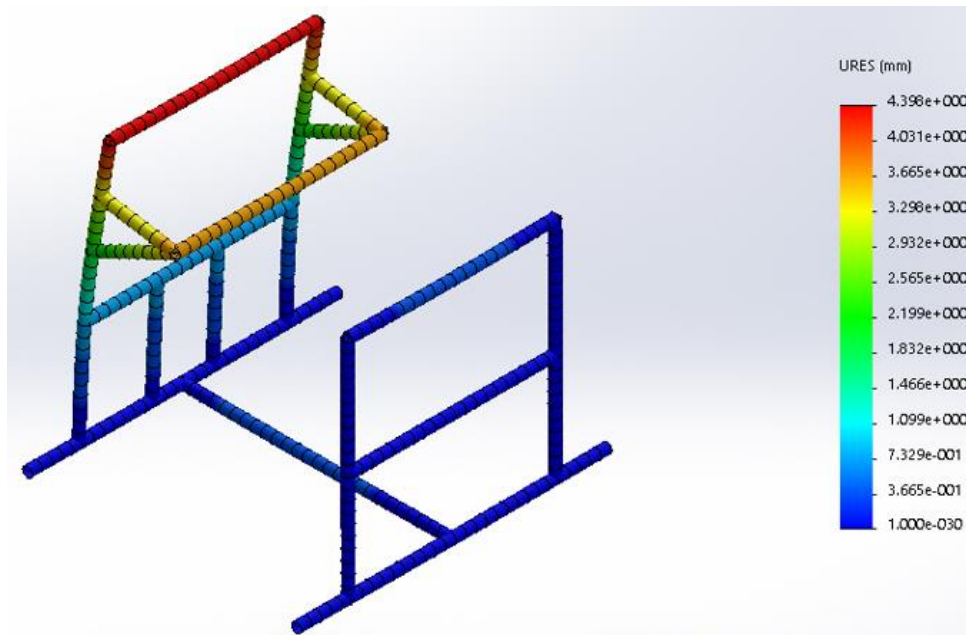
Esto nos ayuda a mejorar el diseño colocándole cartelas (ver figura 116). Para disminuir el esfuerzo, pero para el presente proyecto no se tomó en consideración agregarles.

Figura 116: Cartela.



Fuente: (Elaboración Propia)

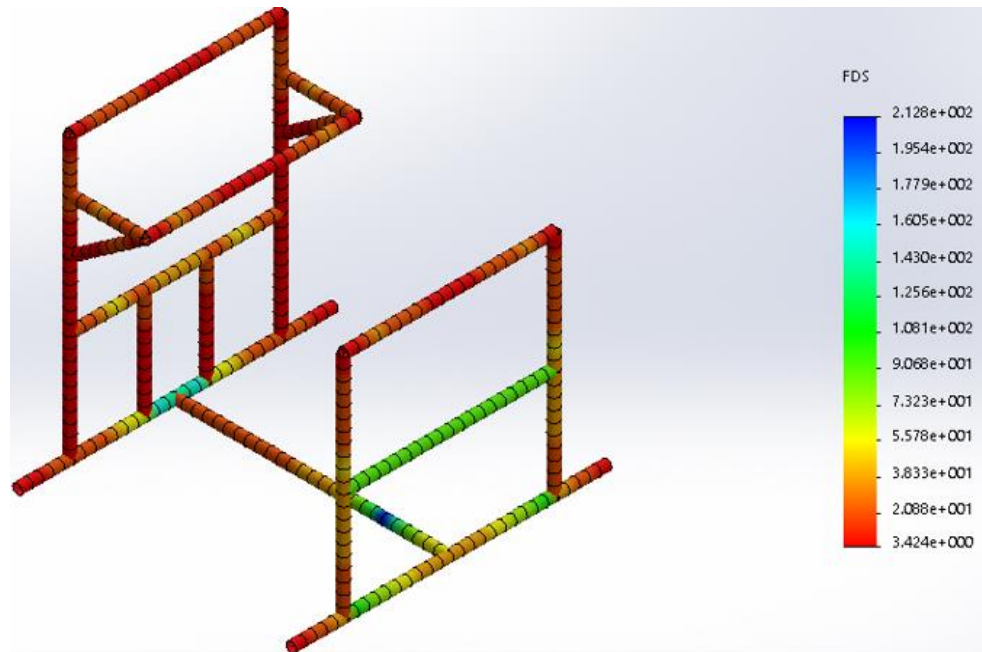
Figura 117: Análisis estático – desplazamientos en la estructura base.



Fuente: (Elaboración Propia)

El desplazamiento máximo generado para las cargas es de 0.13 mm y se encuentra justo por el lado donde está ubicado el motor.

Figura 118: Análisis estático – factor de seguridad de la estructura base.



Fuente:(Elaboración Propia)

Para garantizar que el diseño de la estructura base soporte las cargas a la que está sometida se realizó el análisis para determinar el factor de seguridad de la base; este nos dio como resultado el valor de 3.4 lo que hace que el diseño sea óptimo y adecuado para la máquina. De esta manera se garantiza el buen funcionamiento de la estructura base.

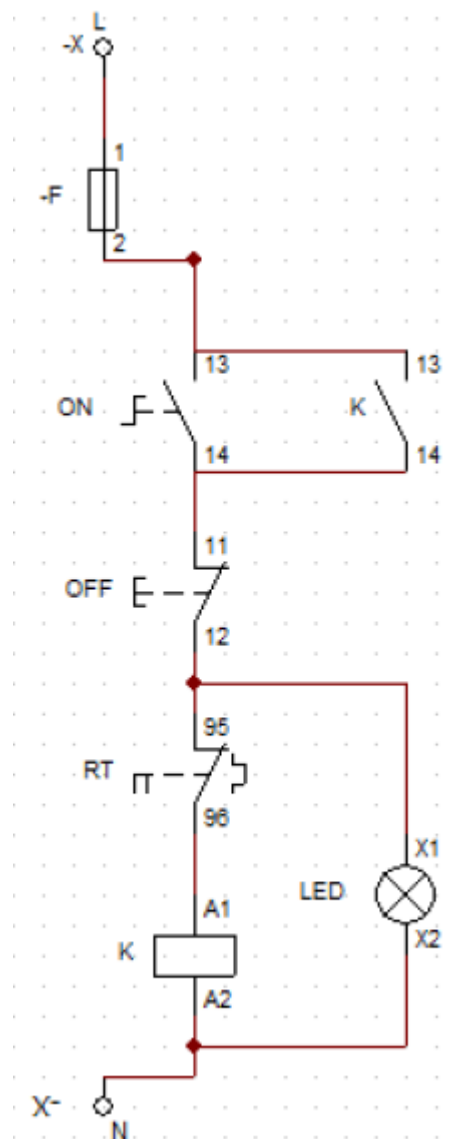
4.5. Diseño del Sistema Eléctrico.

La máquina despulpadora consta de 2 circuitos: circuito de potencia o de mando y el circuito de control o mando.

A). Circuito de mando o control:

Es el encargado de accionar el motor por medio de pulsadores de encendido y apagado.

Figura 119: Circuito de control.

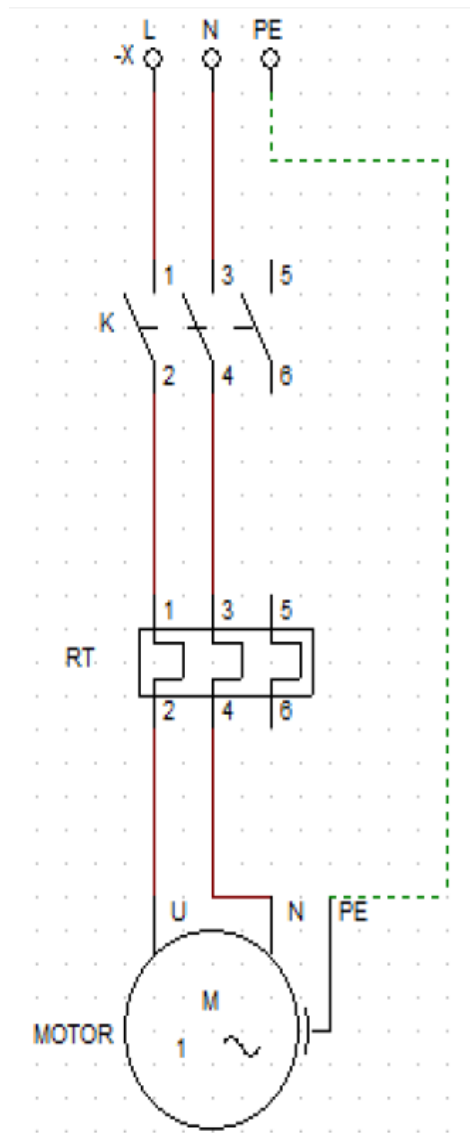


Fuente: (Elaboración Propia)

B). Circuito de fuerza o potencia:

Permite el paso de la corriente para el encendido del motor

Figura 120: Circuito de potencia.



Fuente:(Elaboración Propia)

CAPITULO V. PROPUESTA DE INVESTIGACIÓN

5.1. Costos.

En el siguiente análisis económico se pretende dar una descripción general de todos los gastos realizados para obtener el valor de la inversión realizada en el diseño y futura construcción de la máquina.

5.1.1. Costos Directos.

- A). Costos de materiales y componentes mecánicos**
- B). Costos de materiales y accesorios para el sistema de control eléctrico.**
- C). Costos por mano de obra**
- D). Costos por maquinaria y equipos utilizados**

Cuadro de costos A						
N°	DENOMINACION	Cantid ad	DIMENSIONES	OBSERVACIONES	MATERIAL	IMPORTE
COSTOS DE MATERIALES Y COMPONENTES MECÁNICOS						
01	Motor monofásico de 2.5 HP	1				\$ 205.00
02	Polea motriz	1	Diámetro primitivo 63 mm		Fundición AISI 1010	\$ 8.20
03	Polea conducida	1	Diámetro primitivo de 159 mm		AISI 1010	\$ 22.50
04	Banda tipo A 51, Gates					\$ 7.50
05	Plancha de acero inoxidable AISI 304 (1220 x 2440 x 3 mm)	1/2				
06	Plancha de acero inoxidable AISI 304 (1220 x 2440 x 6 mm)	1/8			AISI 304	\$ 183.85
07	Eje de acero inoxidable AISI 304	1	800 mm		AISI304	\$ 50.0
08	Eje hueco para bocinas de	1	300 mm			\$ 30.0
09	Chumaceras de pared	2	Diámetro exterior de 62 mm			\$ 8.0
10	Chumacera	1				\$ 17.0
11	Pernos de acero inoxidable	16				\$ 9.0
12	Varilla de material de aporte	20				\$ 19.2
13	Argón industrial	3 m ³				\$ 11.7
14	Discos para pulir	3				\$ 20.0
15	Tubo cuadro do de 30x30x2.0 mm	2				\$ 11.0
		12				\$ 70.5
SUB TOTAL						
TOTAL I \$ 670.56						
RESPONSABLE: Erick Vilchez Córdova						
PZA	CANT	MAQUINA DESPULPADORA DE MANGO				TIEMPO: -- Sem
UCV						

Cuadro de costos B

N°	DENOMINACION	Cantidad	DIMENSIONES	OBSERVACIONES	MATERIAL	IMPORTE
COSTOS DE MATERIALES Y COMPONENTES ELÉCTRICOS						
01	Caja modular	1				\$ 5.0
02	Pulsador monobloq verde	1				\$ 1.5
03	Pulsador monobloq rojo	1				\$ 1.6
04	Pulsador NC rojo	1				\$ 1.3
05	Luz piloto verde	1				\$ 1.3
06	Llave termo magnética	1				\$ 20.0
07	Contacto	1				\$ 11.0
08	Conductor flexible # 12	4 mts				\$ 2.7
09	Bornera para cable 12	6				\$ 0.5
10	Riel de montaje	1				\$ 0.4
SUB TOTAL						
RESPONSABLE: Erick Vilchez Córdoba						TOTAL 2: \$ 50.3
PZA	CANT	MAQUINA DESPULPADORA DE MANGO				TIEMPO: -- Sem
UCV						

Cuadro de costos C						
N°	Trabajador	Salario	Descripción	OBSERVACIONES	Horas	IMPORTE
COSTOS DE MANO DE OBRA						
01	Bachiller de ingeniería	2.5			80	\$200.00
02	Técnico mecánico	1.5			80	\$120.00
03	Técnico electricista	1.5			80	\$120.00
SUB TOTAL						
RESPONSABLE: Erick Vilchez Córdoba						TOTAL 3 \$ 440.00
PZA	MAQUINA DESPULPADORA DE MANGO					TIEMPO: -- Sem
CANT						
UCV						

Cuadro de costos D						
N°	DENOMINACION	Costo/ hora	DIMENSIONES	OBSERVACIONES	Hora Empleada	IMPORTE
COSTOS DE MAQUINARIAS Y EQUIPOS UTILIZADOS						
01	Torno	10			4	\$ 40.0
02	Guillotina	2			5	\$ 10.0
03	Plegadora	2			5	\$ 10.0
04	Sierra de cinta	3			4	\$ 20.0
05	Taladro	2			3	\$ 6.0
06	Soldadora TIG	4			8	\$ 32.0
07	Amoladora/Pulidora	3			8	\$ 24.0
08	Herramienta Manual	5% mano de obra				\$ 22.0
					SUB TOTAL	\$ 164.0
1RESPONSABLE: Erick Vilchez Córdoba						TOTAL \$ 1324.3
PZA	MAQUINA DESPULPADORA DE MANGO					TIEMPO: -- Sem
UCV						

5.1.2. Costos Indirectos.

Costos de mano de obra indirecta y de gastos de fabricación que no pueden cargarse directamente a unidades específicas. Tales como mano de obra indirecta (fuera del maquinado) tal como:

Costos de ingeniería.

Son todos aquellos que intervienen en el diseño pues para cada uno de los elementos maquinados y seleccionados se tuvo que hacer cálculo que nos permitiera saber que cada elemento funcionara correctamente, aun bajo condiciones críticas.

5.1.3. Costos Totales.

Costo total
El costo total del diseño de la maquina es aproximadamente:
\$ 1324.5

5.2. Planos.

Los planos de la máquina se presentan en el anexo H, en ellos se encontrará toda la información necesaria para la construcción y montaje de la máquina.

5.3. Plan de mantenimiento de la máquina despulpadora

A continuación, se detallan las pautas necesarias para mantener la máquina en aptas condiciones y con un correcto funcionamiento.

Rutina Diaria	Apariencia	A fin de conservar la máquina y mantener un buen aspecto físico de la misma, es necesario realizar una sencilla limpieza externa en los alrededores de la mesa, área de trabajo y las demás partes, antes de iniciar la primera fase de trabajo.
	Personal Autoriz.	Operario.
	Equipos de protección	- Uniforme y Zapatos de seguridad. - Lentes transparentes. - Protector auditivo. - Guantes de nitrilo Ansell 35-175.
	Materiales	- Escoba. - Paño de limpieza, limpio y seco. - Jabón líquido
Procedimiento:		
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Quitar los objetos que NO correspondan con el uso de la máquina. ➤ Limpiar con un paño limpio y seco la zona frontal de la máquina (matriz, etc.) a fin de eliminar los desechos restantes de trabajos anteriores y las partículas emitidas por el medio ambiente. ➤ Barrer el área de trabajo. 		
Rutina Diaria	Sistema Eléctrico:	Se debe verificar el funcionamiento las señales de encendido y apagado lámparas pilotos del armario eléctrico.
	Personal Autoriz.	Operario.
	Equipos de protección	- Uniforme y botas con casquillo. - Lentes transparentes. - Protector auditivo.
	Materiales	-Herramientas q se requieran para dicha operación
Procedimiento:		
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Encender la máquina. (Ver procedimiento de Encendido - Apagado). ➤ Observar que la lámpara 1 este energizada en el momento que se encendió la máquina. 		

Rutina Semanal	Sistema de transmisión	Verificar la tensión en las faja para evitar el desgaste y deterioro de la faja
	Personal Autoriz.	Operario.
	Equipos de protección	- Uniforme y Zapatos de seguridad. - Lentes transparentes. - Protector auditivo. - Guantes de nitrilo Ansell 35-175.
	Materiales	- Escoba. - Paño de limpieza, limpio y seco. - Jabón líquido
Procedimiento:		
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Desconectar la máquina. (Ver manual de procedimiento de encendido y apagado). ➤ Retirar la guarda de protección de la máquina. ➤ Verificar que la tensión de la faja sea la adecuada ➤ Observar el estado de la faja. 		
Rutina Mensual	Revisión completa de los elementos de máquina	Verificar el estado de la cuchilla Verificar el estado del rascador de Nylon Verificar el estado del tamiz Verificar el ajuste correcto de los tornillos de ajuste Verificar el funcionamiento del motor
	Personal Autoriz.	Operario.
	Equipos de protección	- Uniforme y botas de seguridad con casco. - Lentes transparentes. - Protector auditivo. - Guantes de tela con punta de PVC.
	Materiales	- Aceite lubricante - Herramientas de desmontaje
Procedimiento:		
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Desconectar la maquina (Ver procedimiento de Encendido - Apagado). ➤ Retira los pernos para desacoplar la tolva y la tapa lateral del despulpador. ➤ Desmontar el tamiz para el estado actual de los componentes en su interior. ➤ Desmontar la cuchilla y verificar el estado, si es necesario afilarla para un correcto funcionamiento. 		

5.4. Manual de Operación.

Para evitar futuros accidentes laborales de debe tener en consideración algunas precauciones con respecto al manejo de la máquina.

- a. Conectar la máquina a una toma de corriente eléctrica.
- b. Verificar que la luz piloto este encendida. El cual indica que la máquina esta energizada.
- c. Agregar la fruta por la tolva de ingreso, esta alimentación se realiza de forma continua.
- d. Colocar los recipientes en la salida de pulpa y desechos de la fruta.
- e. Dar inicio a la máquina presionando el pulsador de arranque.
- f. Verificar el correcto funcionamiento de la máquina despulpadora.

5.4.1. Advertencias.

- a) No manipular componentes de la máquina en marcha.
- b) No utilizar la máquina para propósitos no descritos en el manual.
- c) Utilizar guantes para la manipulación de componentes de la máquina y durante los procesos del despulpado.
- d) Utilizar gafas y botas de protección.
- e) No trabajar sin la protección que equipan la máquina.
- f) Mantener una distancia de seguridad entre la máquina y el operario durante el tiempo que la máquina este en marcha.
- g) Tener sumamente cuidado al ingresar la fruta por la tolva debido a que la cuchilla se encuentra en funcionamiento.
- h) Recordar la obligación a los operarios que trabajen con la máquina deben llevar gafas, guantes y calzado de seguridad.

Figura 121: Equipos de Protección Personal



Fuente:(Elaboración Propia)

CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

1. Se seleccionó y diseñó el sistema mecánico del proceso de despulpado de fruta por medio de una matriz morfológica para evaluar tanto técnica como económicamente varias propuestas del diseño de la máquina.
2. Se determinó que las características del fruto: tamaño, peso y fuerza de corte son las variables independientes de esta investigación por que producen un cambio en las variables dependientes que para este caso son el diseño, potencia y velocidad de la máquina.
3. Se determinó mediante la gráfica de la tabla 8 que la velocidad de rotación adecuada es de 560 RPM para generar la fuerza centrífuga necesaria para un correcto despulpado del fruto y la fuerza que se tiene en el agitador es de 132.86 *N*.
4. Se realizó el cálculo teórico tomando en cuenta según la Norma ASME un factor de seguridad de 2. El eje principal, y sus componentes como chavetas rodamientos además de la cuchilla de corte y del agitador son algunos de los elementos principales de la máquina, se tuvo gran consideración para su diseño que se realizó el análisis de carga estática y el análisis para falla por fatiga para asegurar el correcto funcionamiento de la máquina.
5. Mediante la ayuda del software SOLIDWORKS nos ayuda a tomar decisiones al momento de diseñar y modelaron los elementos de la máquina despulpadora.
6. Del análisis de elementos finitos que se realizó a cada uno de los elementos de máquina se obtuvo factores de seguridad mayor a 2 y desplazamientos menores a 1 mm y las tensiones generadas están dentro del límite elástico del material utilizado.

7. Se elaboró los planos de acuerdo a las normas técnicas peruanas NTP: ICS 01.100.01 y las normas UNE1032 de dibujo técnico.
8. La máquina despulpadora tiene un costo total de \$ 1324.5 dólares
9. Se elaboró un plan de mantenimiento clasificando las rutinas en: diarias, semanales y mensuales; para ayudar a facilitar una mejor operación y del mismo modo asegurar la vida útil de la máquina.

5.2. Recomendaciones

1. La máquina fue diseñada para despulpar mango, sin embargo se puede realizar un cálculo sobre la velocidad que necesita otro tipo de frutas y el tipo de tamiz necesario según la semilla. Para que la máquina se pueda adecuar a otro tipo de fruta.
2. La cuchilla de corte puede ser remplazada por un tornillo sin fin según las características de la fruta.
3. La máquina puede ser adecuada para que trabaje en serie con un alimentador de fruta evitando que el operario este ingresando el fruto de forma manual.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- AVNER, S. H. (1988). *Introducción a la metalurgia física*. Mexico: McGRAW-Hill.
- CARBAJAL CARDONA, L. M. (s.f.). Oportunidades de Mercado para los Países Andinos de Jugos y Pulpas de Frutas. *Pulpas de Frutas Tropicales*. (U. d. Antioquia, Ed.) Medellín, Colombia. Obtenido de http://huitoto.udea.edu.co/FrutasTropicales/oportunidades_demercado.html
- Cosechas por temporada de Frutas*. (s.f.). Obtenido de <http://www.agroforum.pe>
- DEFAZ PALLASCO, E. M., & TUZA CUZCO, F. P. (2011). *Diseño y construcción de una despulpadora de frutas horizontal con una capacidad de producción de 250 kg/h*. UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA, ECUADOR. Obtenido de <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/4824>
- DESPULPADORA. (2010). *Despulpadora de frutas, verduras y horatalizas*. Recuperado el 14 de Septiembre de 2016, de <http://despulfruc-tpa.blogspot.com/>
- Despulpadora de Frutas*. (s.f.). Obtenido de (<http://www.scribd.com/doc/17631055/proyecto-fabricacion-del-nectar>)
- ELABORACION PROPIA . (s.f.). Recuperado el 3 de Diciembre de 2012
- Extracción de Jugo de Frutas Clasificados Grippo*. (s.f.). Obtenido de <http://www.grippo.com>
- INDUSTRIAS CARDIN, Y. C. (s.f.). *Despulpadora para frutas*. Obtenido de <http://www.inducardin.com/frutas.html>
- LIVIA ALEJANDRO, M. C. (1999). Estudio de Pre-Factibilidad para la Instalación de una Pequeña Empresa Procesadora de Nectares. *INDUSTRIAL DATA*, 2, 27-31. doi:<http://dx.doi.org/10.15381/idata.v2i2.6520>
- Maquinas Extraxtoras de Pulpa de Frutas*. (s.f.). Obtenido de <http://www.nta.es/prensas.htm>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas* (Cuarta ed.). (V. González y Pozo, Trad.) México, México: Pearson Educación. Recuperado el 2016 de Mayo de 10
- RODRIGUEZ, M. (2012). Planilla de Proyectos Redes de Innovación productiva. Tachira, Venezuela. Obtenido de <http://www.gestiopolis.com/redes-de-innovacion-productiva-en-venezuela/>
- Sumaya Martínez, T. (2012). *Red de valor del mango y sus desechos con base en las propiedades nutricionales y funcionales*. Artículo, Mexico.

TIRIRA SUÁREZ , L. M., & CASTRO MACAS , D. O. (2014). *Diseño y Construcción De Una MAquina despulpadora De Frutas*. Tesis, Escuela Superior Politecnica de Chimborazo, Ecuador. Obtenido de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/3715/1/15T00586.pdf>

UGARTE NICOLINI, D. A., PALOMINO MONTALVAN, C. E., & CHOTA RENGIFO, E. H. (2014). *Diseño, Construcción e Instalación de una pulperadora de Frutas Regionales Para su uso en la Industria Alimentaria en la Ciudad de Iquitos*. Tesis, Universidad Nacional de la Amazonia Peruana, Iquitos. Obtenido de <http://dspace.unapiquitos.edu.pe/bitstream/unapiquitos/511/1/TESIS%20FINAL.pdf>

ANEXOS

ANEXO A: Acero AISI 304

Tabla A-22

Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales* Fuente: J. Datsko, "Solid Materials", capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (editores en jefe). *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004, pp. 32.49-32.52.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)					Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura e_f
			Fluencia S_y MPa (kpsi)	Última S_u MPa (kpsi)	A la fractura, σ_B MPa (kpsi)	Coefficiente $\sigma_{0.2}$ MPa (kpsi)			
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05	
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49	
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85	
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) [†]	0.041	0.81	
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) [†]	0.048	0.43	
303	Acero Inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) [†]	1 410 (205)	0.51	1.16	
304	Acero Inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) [†]	1 270 (185)	0.45	1.67	
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10	
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18	
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18	

*Los valores se tomaron de uno o dos coladas y se considera que pueden obtenerse usando especificaciones de compra. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.

[†]Valor derivado.

Tipo de Producto	Norma	Aplicación según la norma	Acabado	Grado	Espesor (mm)	Formato						
						1219 mm X 2438 mm (4' x 8')	1500 mm X 3000 mm	1524 mm X 3048 mm (5' x 10')	1500 mm X 6000 mm	1524 mm X 6096 mm (5' x 20')	1800 mm X 6000 mm	
Planchas	A-240	Industria Petroquímica, tanques, etc.	NO. 1	304/304 L	3.0 – 50.0	*	*	*	*	*		
				316/316 L	4.5 – 50.0	*	*	*	*	*		
				310 S	3.0 – 25.0	*	*	*	*	*		
				253MA	6.0 – 20.0	*	*	*	*	*		
				DUPLEX 2304S	6.0 – 32.0						*	
				41003 (CROMGARD®)	3.0 – 12.0				*	*		
				2B	201	0.4 – 3.0	*					
					304/304 L	0.4 – 0.5	*					
						0.6	*	*	*			
						0.7	*					
						0.8-2.5	*	*	*			
						3.0 – 6.0	*	*	*	*	*	
			0.4-0.9			*						
			316/316 L		1.0	*	*	*				
					1.2	*						
					1.5 – 2.5	*	*	*				
					3.0 – 6.0	*	*	*	*	*		
					430	0.4 – 3.0	*					
				430	0.4 – 2.0	*						
			BA-PVC	430	0.4 – 0.6	*						
					0.8	*						
				N4-PVC	201	0.5-1.5	*					
					304/304 L	0.4 – 0.7	*					
						0.8-2.0	*	*	*			
430	0.4 – 0.9	*										
	1.0 – 1.2	*	*	*								
1.5 – 2.0	*											

ANEXO B: Características de los Motores WEG

Carcasa de aluminio- Alta Eficiencia - IE2- 4 polos

0,12	63	0,38	3,9	180%	200%	0,00039	44	5,2	55	58	59	0,54	0,67	0,77
0,18	63	0,55	4,3	220%	220%	0,00055	44	6,5	59	61	61	0,55	0,68	0,77
0,25	71	0,72	4	210%	220%	0,00055	43	8,9	63	66	66	0,54	0,67	0,76
0,37	71	1,08	4,2	250%	250%	0,00066	43	9,5	65	68	68	0,5	0,64	0,73
0,55	80	1,27	5,8	240%	280%	0,00221	44	12,5	75	76,5	76,5	0,61	0,74	0,82
0,75	80	1,63	6	260%	290%	0,00289	44	15	79	79,6	79,6	0,63	0,76	0,83
1,1	90S/L	2,40	6,5	210%	260%	0,00494	49	19,5	81	81,8	81,8	0,62	0,75	0,81
1,5	90S/L	3,26	6,3	200%	280%	0,00546	49	21,5	81,5	83	83	0,57	0,72	0,8
2,2	100L	4,64	6,6	310%	320%	0,00822	53	28,5	84	84,5	84,5	0,63	0,75	0,81
3	100L	6,17	6,5	320%	330%	0,00972	53	33,5	85	85,6	85,6	0,64	0,76	0,82
4	112M	8,12	6,6	200%	260%	0,01588	56	42	86	86,7	86,7	0,64	0,76	0,82
5,5	132S	10,50	7,3	190%	300%	0,04163	56	48,5	88	88,1	88,1	0,69	0,81	0,86
7,5	132M	14,10	7,2	200%	300%	0,05284	56	55,5	88,7	89	89	0,71	0,81	0,86
9,2	132M	17,30	7,7	200%	320%	0,06039	56	63,5	89,2	89,5	89,5	0,7	0,81	0,86

ANEXO C: Factor de servicio

Factor de servicio	<p>Motores eléctricos:</p> <ul style="list-style-type: none"> • De corriente alterna monofásicos • Asíncronas • Jaula de ardilla de par normal • De corriente continua bobinado shunt <p>Motores a gas</p> <p>Motores de combustión interna policilíndricas</p>	<p>Motores eléctricos:</p> <ul style="list-style-type: none"> • De corriente alterna con par de gran potencia • De rotor bobinado y anillos rozantes • De corriente continua bobinado compound <p>Motores monocilíndricos</p> <p>Ejes de transmisión</p> <p>Tomas de fuerza con embrague</p>
<p>Agitadores de líquidos</p> <p>Ventiladores pequeños y medianos</p> <p>Bombas centrífugas.</p>	<p>1,0 a 1,2</p>	<p>1,1 a 1,3</p>
<p>Punzonadoras</p> <p>Mezcladoras pequeñas y medianas</p> <p>Generadores</p> <p>Compresores de tornillo</p> <p>Cizallas</p> <p>Prensas</p> <p>Máquinas de imprenta</p> <p>Cribas vibratorias</p>	<p>1,1 a 1,3</p>	<p>1,2 a 1,4</p>

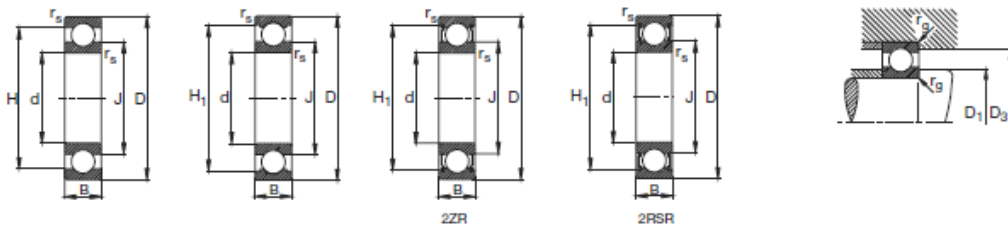
ANEXO D: Factor de Seguridad

Tabla 2.3.- Factor de seguridad F.S para el diseño de flechas según Normas ANSI-ASME

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

ANEXO E

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera



Eje	Dimensiones							Peso <i>m</i> kg	Capacidad de carga	
	d	D	B	<i>r_s</i> min	H <i>m</i>	H ₁ <i>m</i>	J <i>m</i>		dyn. C	stat. C ₀
	mm								kN	
20	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,108	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,108	12,7	6,55
	20	47	18	1	38,4	41	28,8	0,139	12,7	6,55
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,151	16	7,8
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,153	16	7,8
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8
	20	52	21	1,1	42,1	44,4	30,3	0,209	16	7,8
	20	72	19	1,1	55		37	0,415	30,5	15
	25	25	47	8	0,3	39,7	41,1	32,2	0,055	7,2
25		47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,08	10	5,85
25		47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,082	10	5,85
25		47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85
25		47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,084	10	5,85
25		47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85
25		52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,128	14	7,8
25		52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,128	14	7,8
25		52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8
25		52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8
25		52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8
25		52	18	1	43,6	45,4	33,5	0,156	14	7,8
25		62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,234	22,4	11,4
25		62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,237	22,4	11,4
25		62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,24	22,4	11,4
25		62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,242	22,4	11,4
25		62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0,245	22,4	11,4
25		62	24	1,1	50,2	52,5	36,4	0,272	22,4	11,4
25		80	21	1,5	63,1		45,4	0,56	36	19,3

ANEXO F: Acero AISI 1020

ACERO ASI-SAE 1020 (UNS G10200)

1. Descripción: acero de mayor fortaleza que el 1018 y menos fácil de conformar. Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. La soldabilidad es adecuada. Por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A108

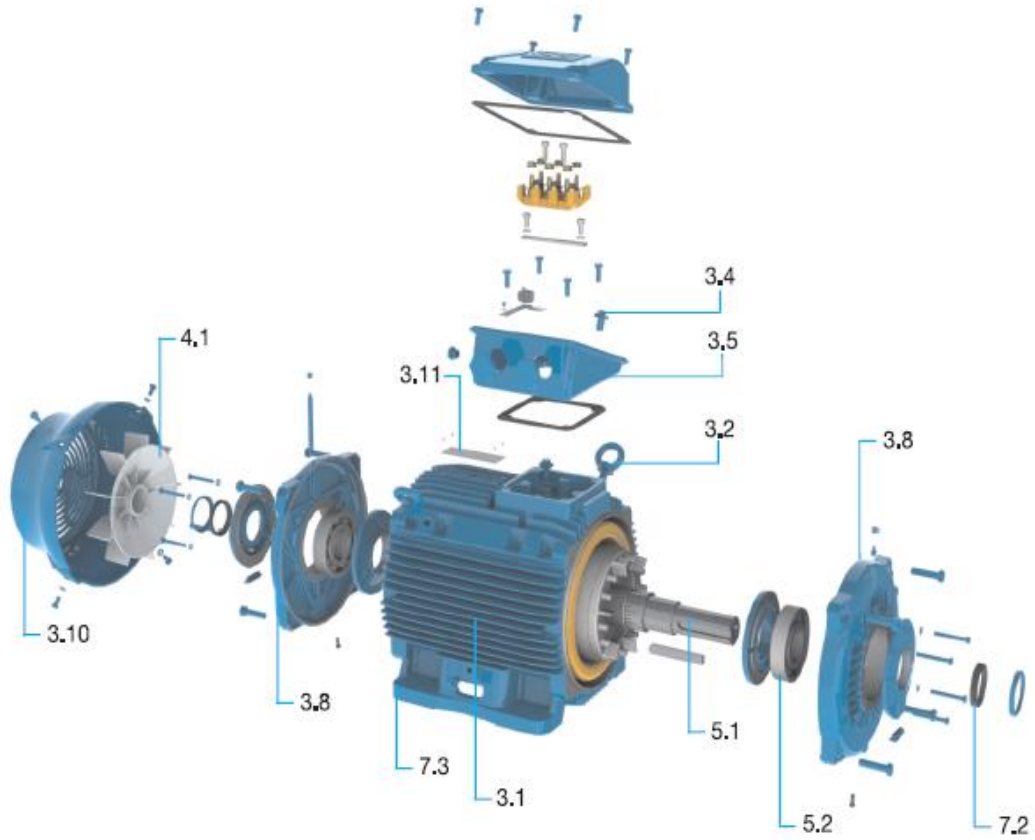
3. Propiedades mecánicas: Dureza 111 HB
Esfuerzo de fluencia 205 MPa (29700 PSI)
Esfuerzo máximo 380 MPa (55100 PSI)
Elongación 25%
Reducción de área 50%
Módulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)
Maquinabilidad 72% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.18 – 0.23 % C
0.30 – 0.60 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

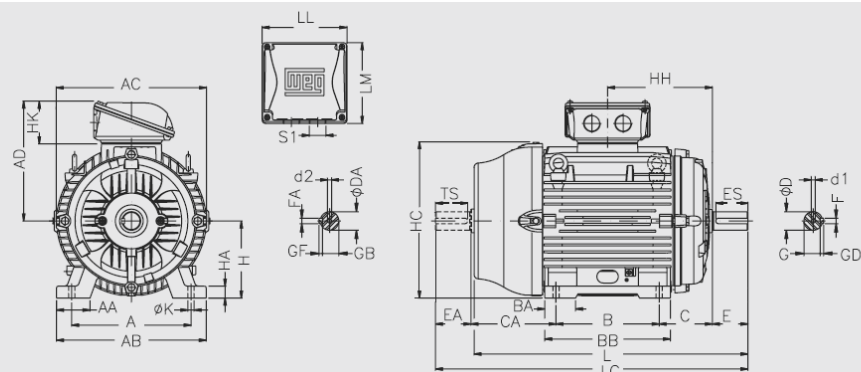
6. Usos: se utiliza mucho en la condición de cementado donde la resistencia al desgaste y el tener un núcleo tenaz es importante. Se puede utilizar completamente endurecido mientras se trate de secciones muy delgadas. Se puede utilizar para ejes de secciones grandes y que no estén muy esforzados. Otros usos incluyen engranes ligeramente esforzados con endurecimiento superficial, pines endurecidos superficialmente, piñones, cadenas, tornillos, componentes de maquinaria, prensas y levas.

ANEXO G: Características técnicas del motor

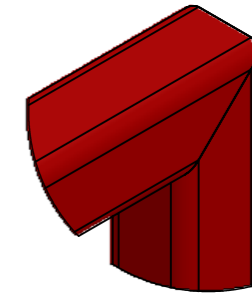
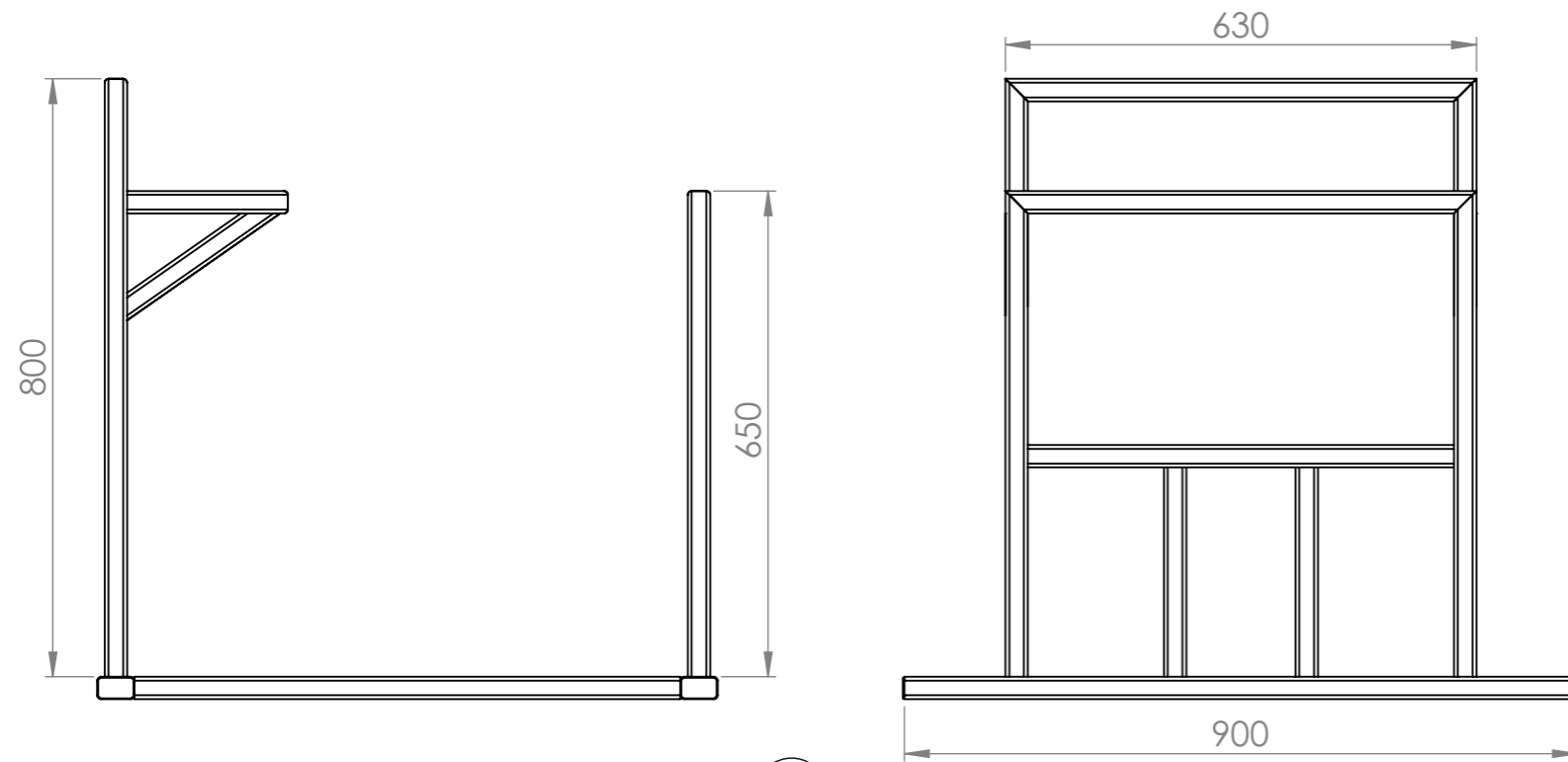


3.1	Carcasa
3.2	Cáncamos de elevación
3.4	Conectores de tierra
3.5	Caja de bornes
3.8	Escudo
3.10	Directriz de aire
3.11	Placa de características
4.1	Ventilador
5.1	Eje
5.2	Rodamientos
7.2	Sistema de sellado
7.3	Plan de pintura

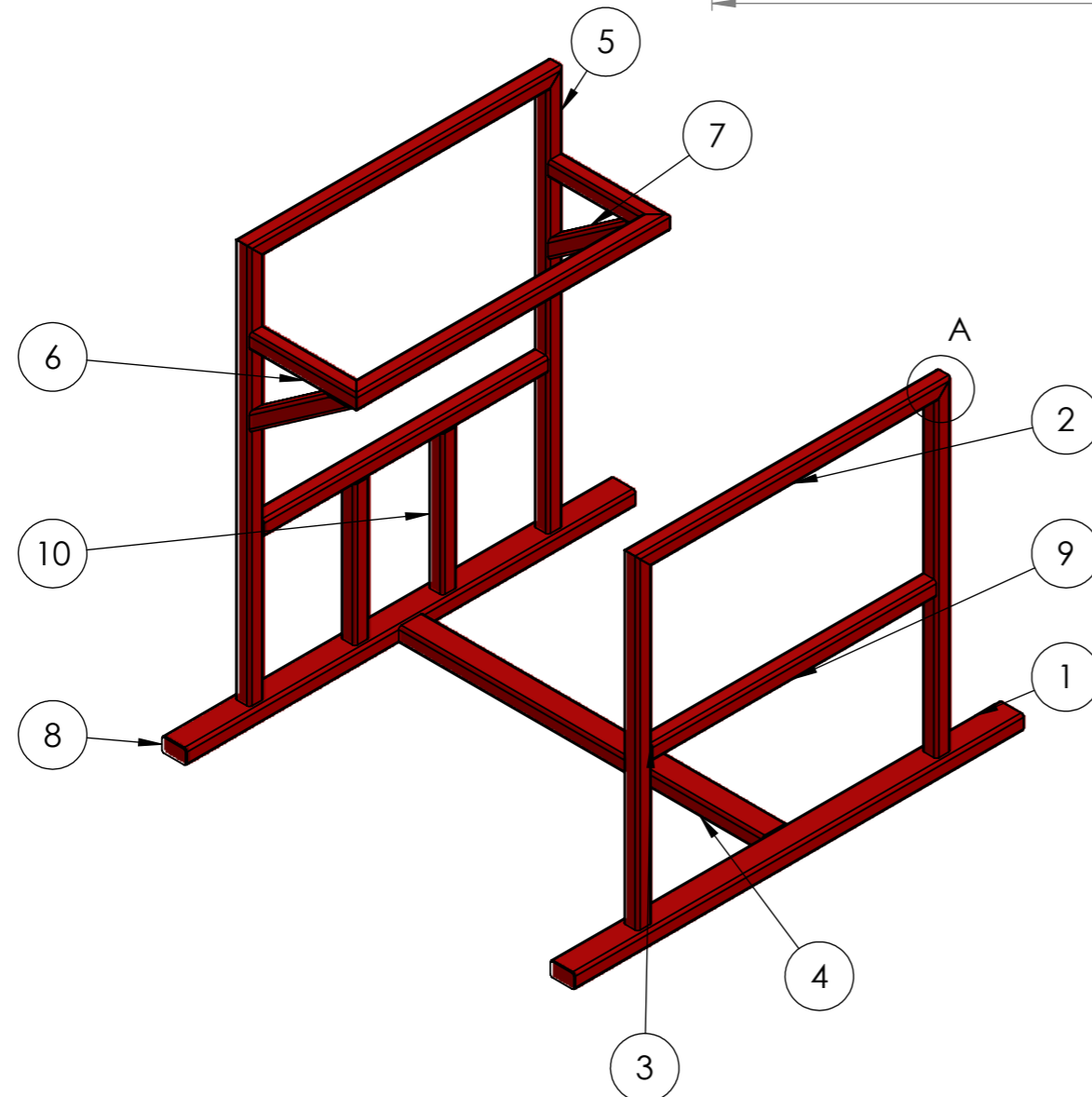
Carcasas 63 a 112



ANEXO H: Planos



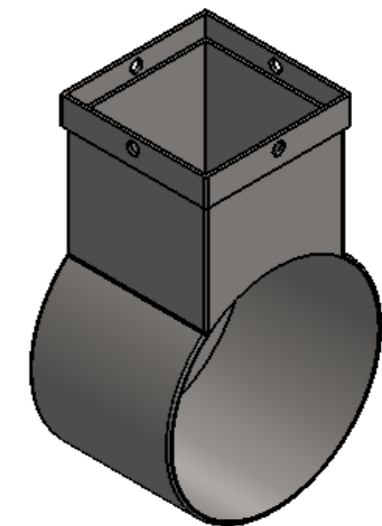
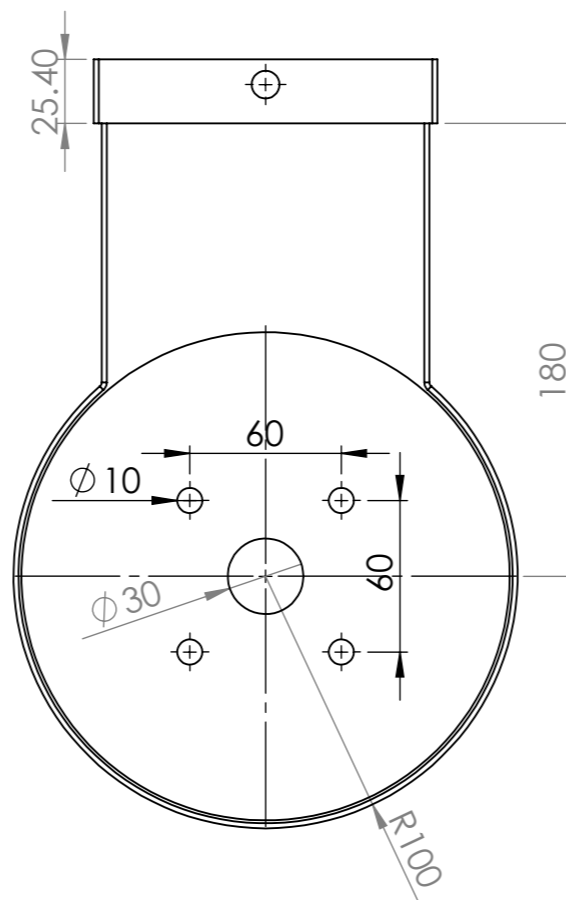
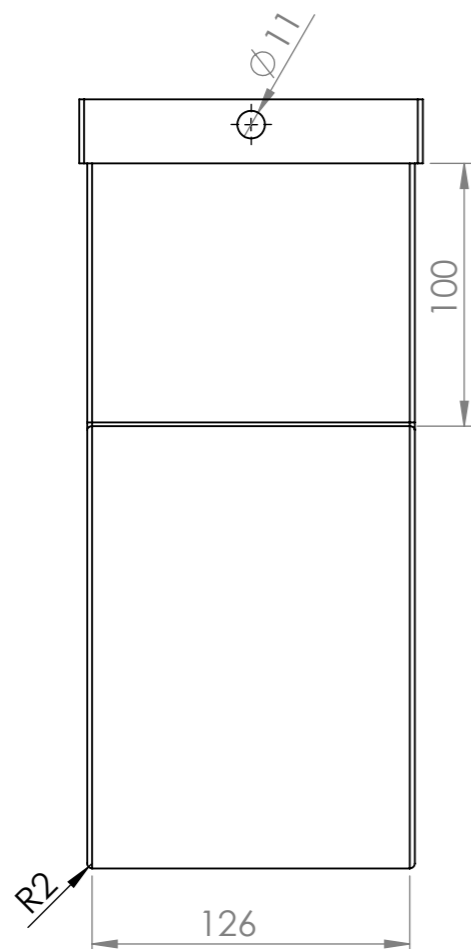
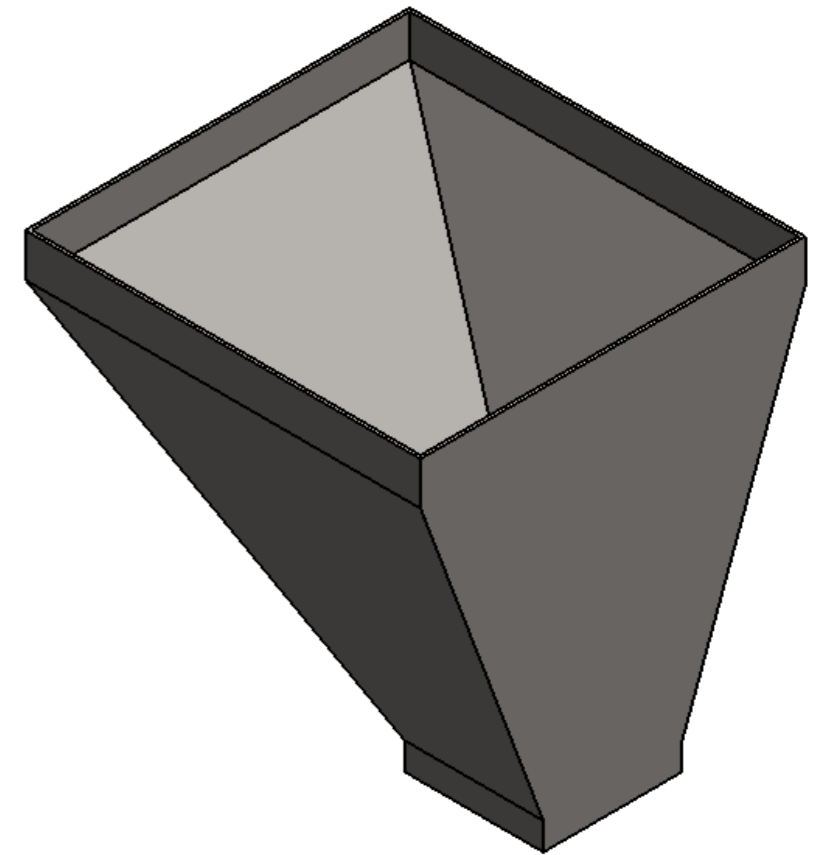
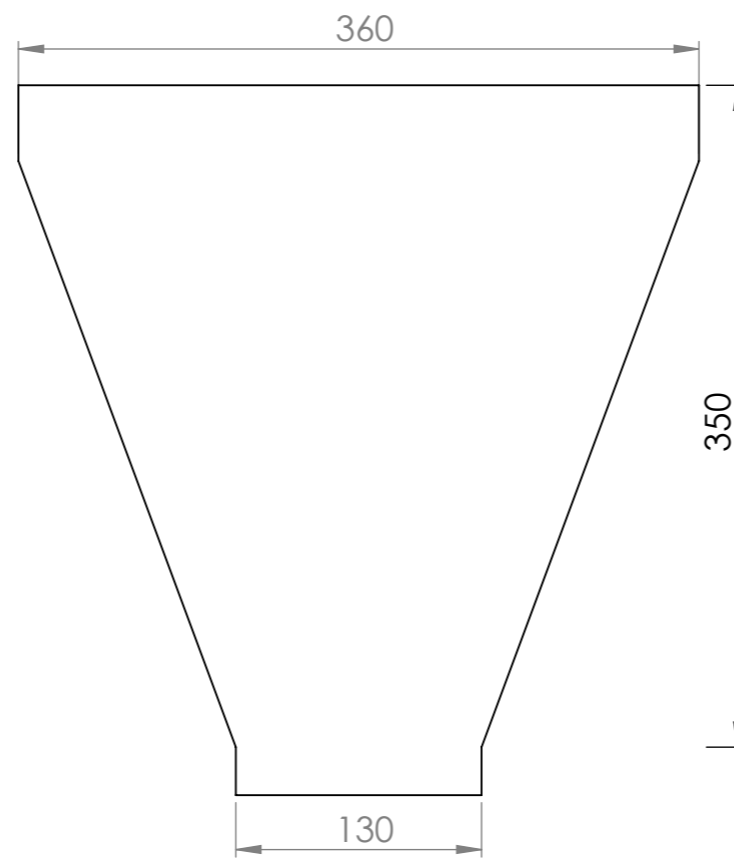
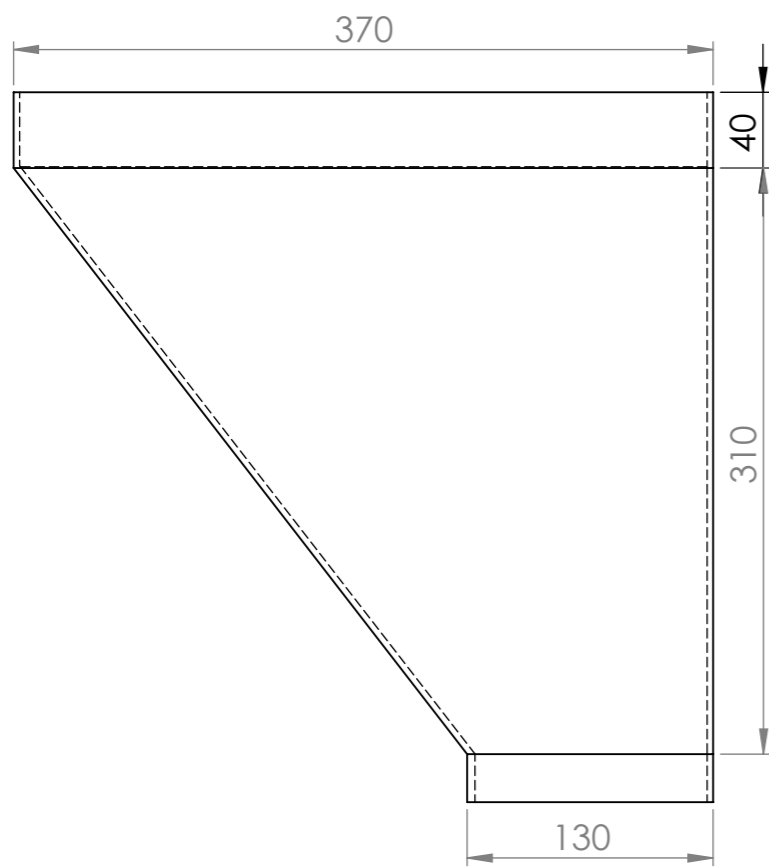
DETALLE A
Cordon de soldadura



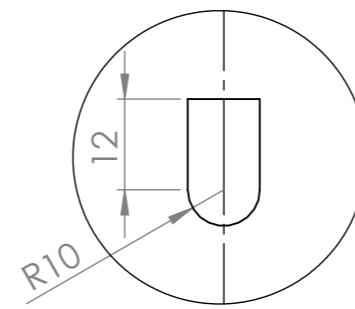
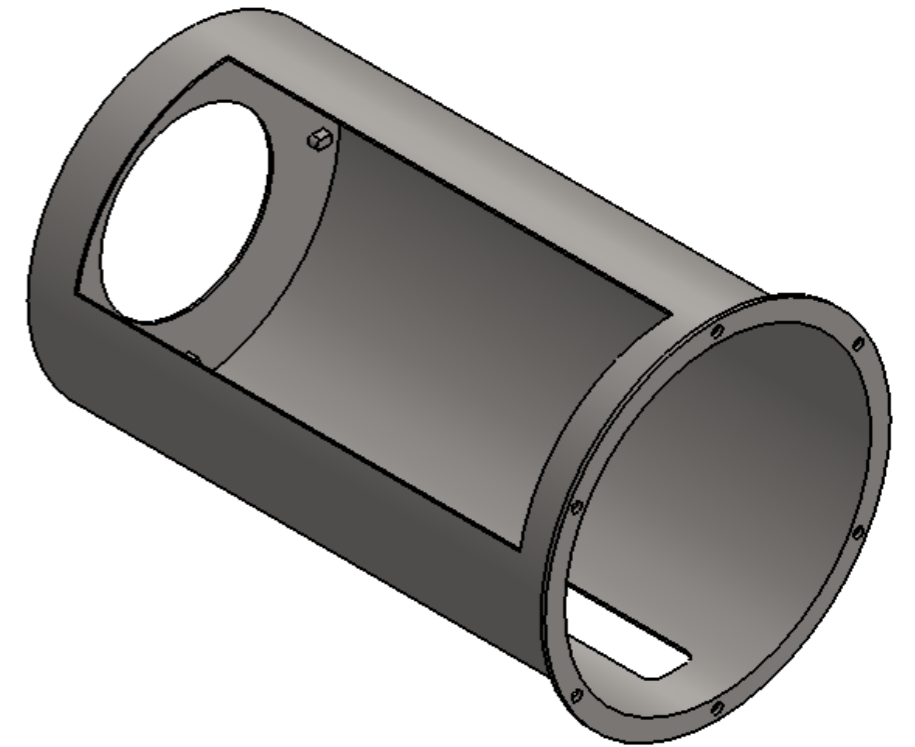
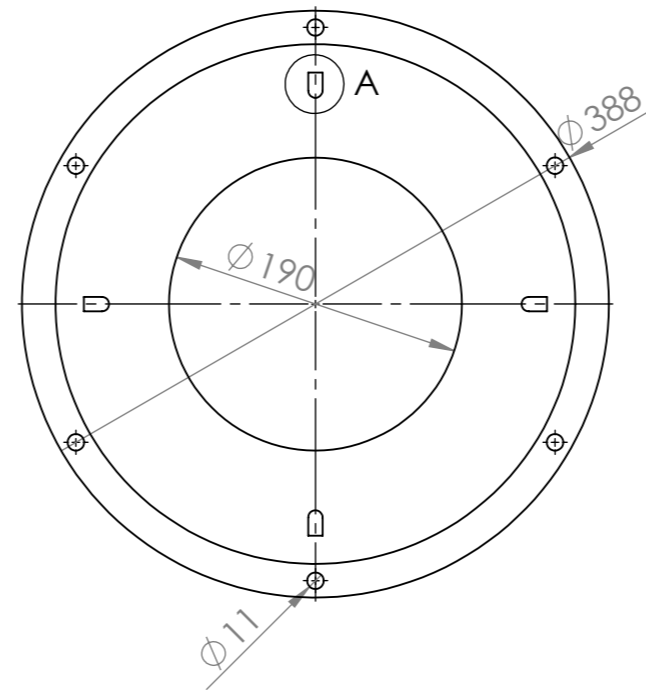
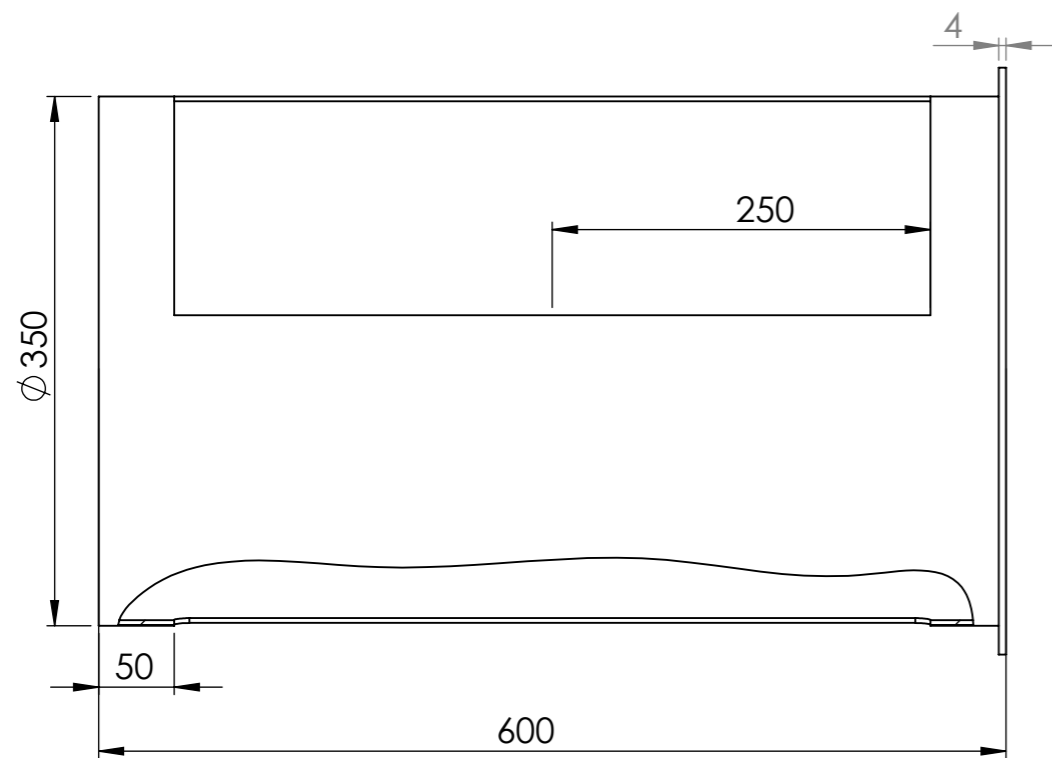
N.º	TAMAÑO DE SOLDADURA	SÍMBOLO	LONGITUD DE SOLDADURA	TIPO DE SOLDADURA	CANTIDAD
1	3	△	111.07	GTAW	6
2	3	△	109.44	GTAW	7
3	3	△	134.37	GTAW	6
4	3	△	149.44	GTAW	2
5	3	△	121.87	GTAW	2
6	3	△	19.6	GTAW	1

N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONGITUD
1	2	Tubo de 30x30x2.0	900
2	3	Tubo de 30x30x2.0	630
3	2	Tubo de 30x30x2.0	650
4	1	Tubo de 30x30x2.0	730
5	2	Tubo de 30x30x2.0	800
6	2	Tubo de 30x30x2.0	215
7	2	Tubo de 30x30x2.0	249.65
8	4	Pletina de 30x30	
9	2	Tubo de 30x30x2.0	570
10	2	Tubo de 30x30x2.0	280

DIBUJ.	NOMBRE Bach. Erick Vilchez	FECHA Sep- 2016	MATERIAL: -	NOMBRE DE LA PIEZA ESTRUCTURA BASE
VERIF.	NOMBRE	FECHA Sep 2016	TRATAMIENTO TERMICO	PARTE DEL ENSAMBLAJE BASE
UNIDADES mm	PESO 23 Kg	FORMATO A3	TRATAMIENTO SUPERFICIAL	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
ESCALA 1:10	TÍTULO: MAQUINA DESPULPADORA DE MANGO			Nº DE PLANO 01 TOLERANCIAS GENERALES UNE 22678 m

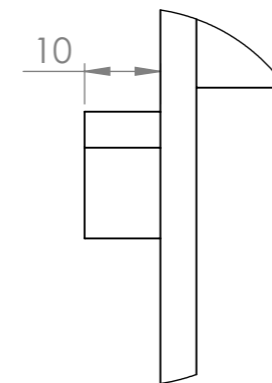
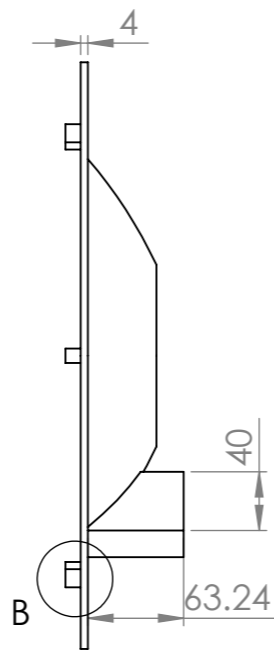
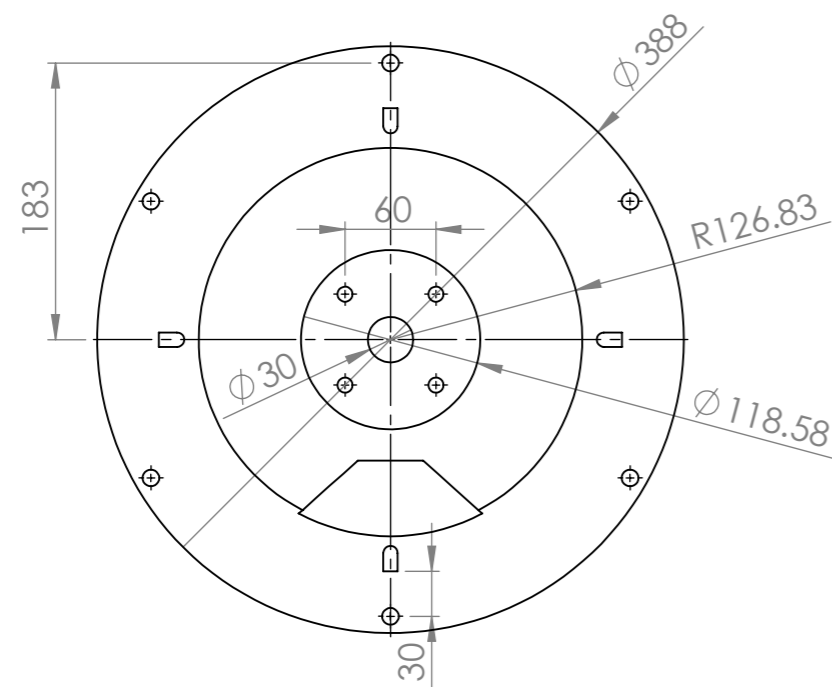
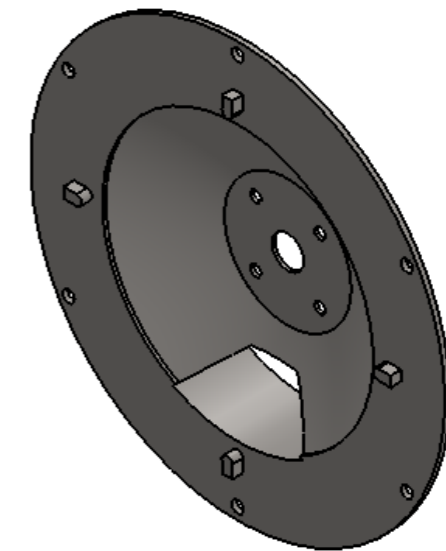


DIBUJ.	NOMBRE Bach. Erick Vilchez	FECHA Sep - 2016	MATERIAL: AISI 304	NOMBRE DE LA PIEZA Tolva - Contenedor de cuchilla
VERIF.	NOMBRE	FECHA Sep 2016	TRATAMIENTO TERMICO	PARTE DEL ENSAMBLAJE Contenedor
UNIDADES mm	PESO -kg	FORMATO A3	TRATAMIENTO SUPERFICIAL	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
ESCALA 1:5	TÍTULO: MAQUINA DESPULPADORA DE MANGO			Nº DE PLANO 02 TOLERANCIAS GENERALES UNE 22678 m



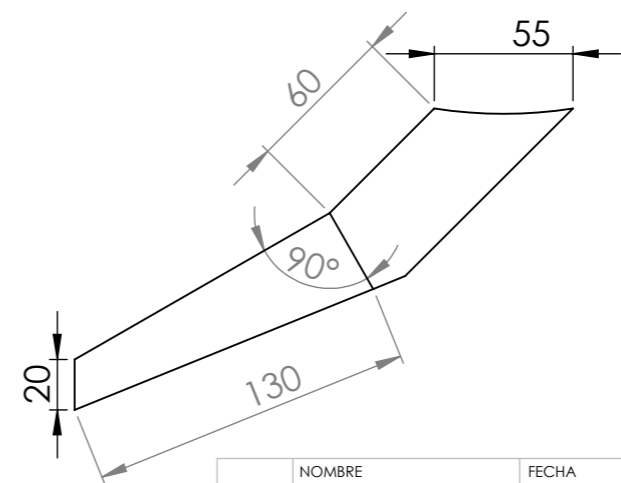
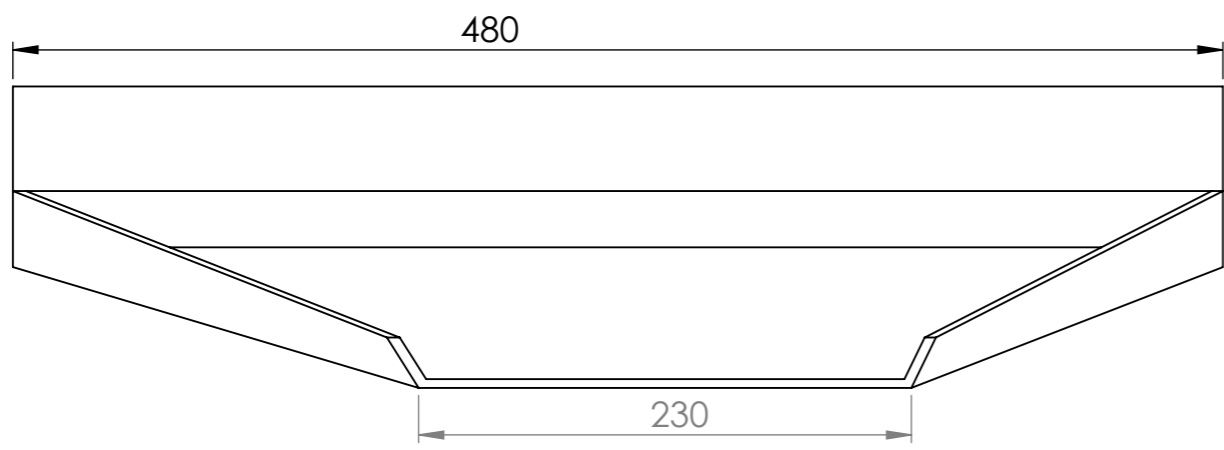
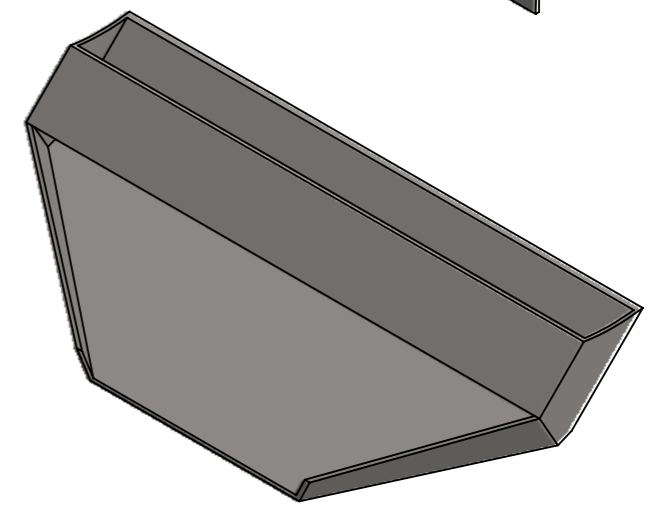
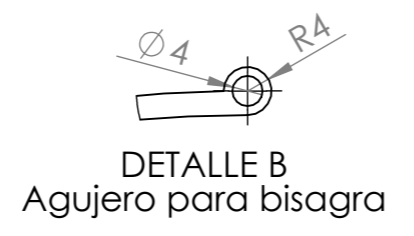
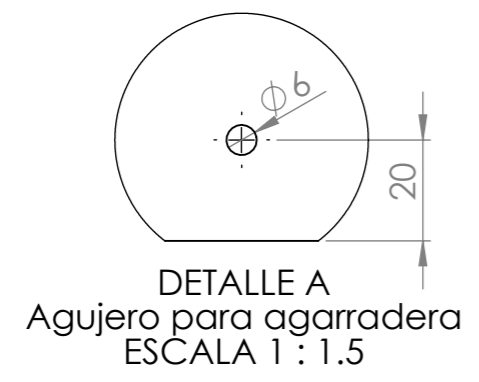
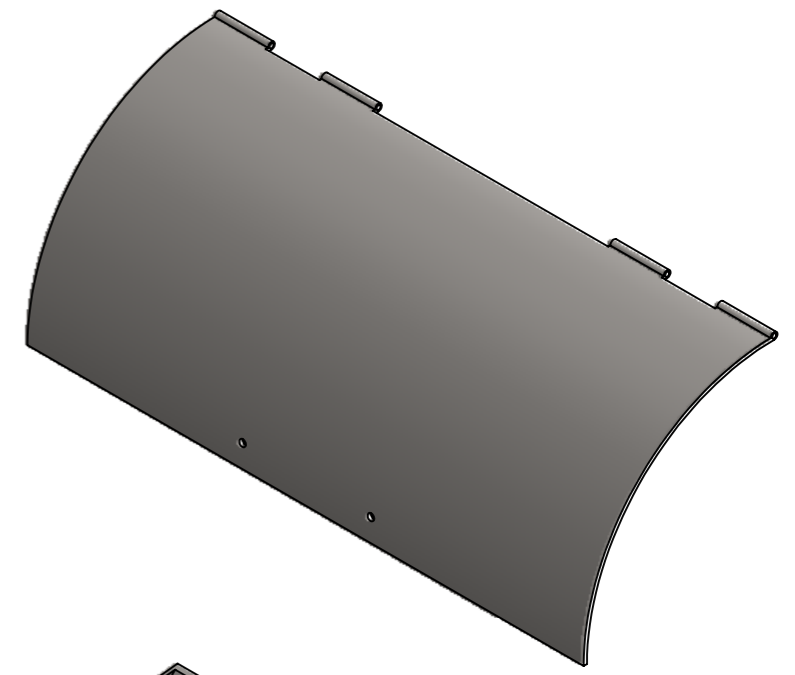
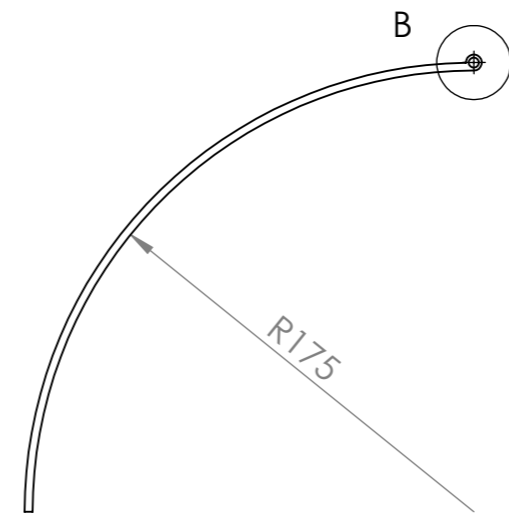
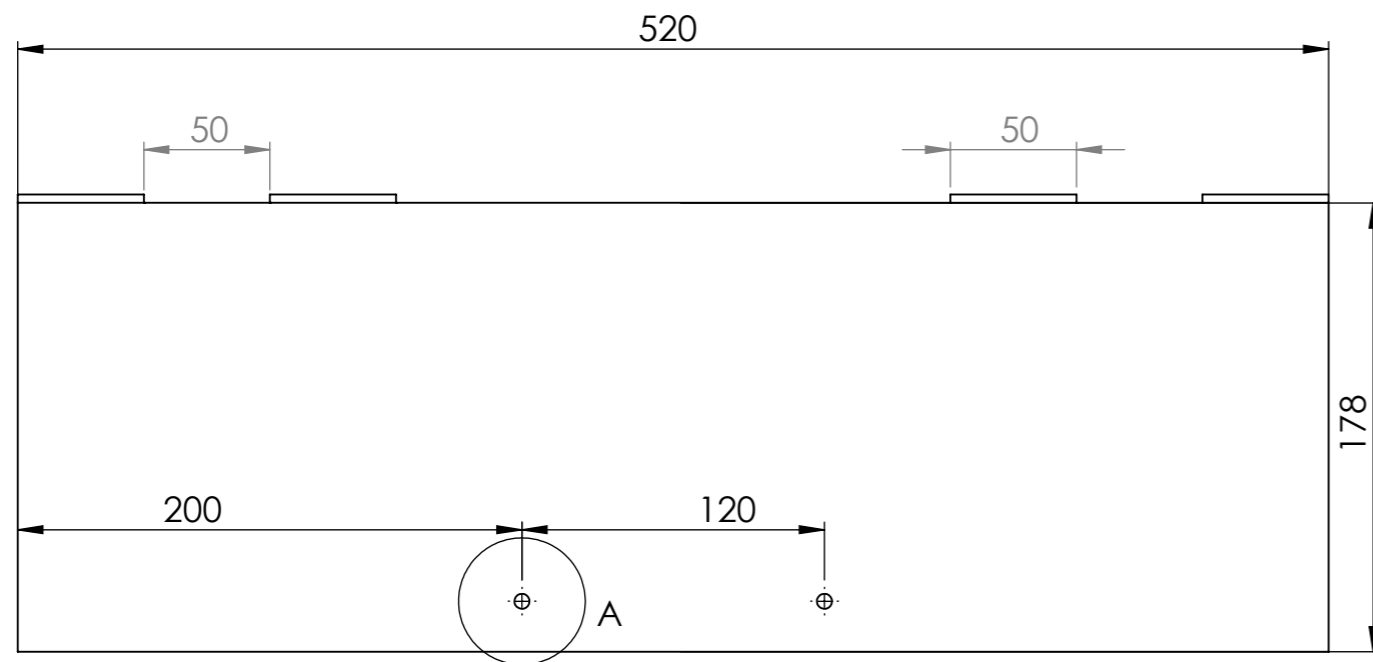
DETALLE A

ESCALA 1 : 6

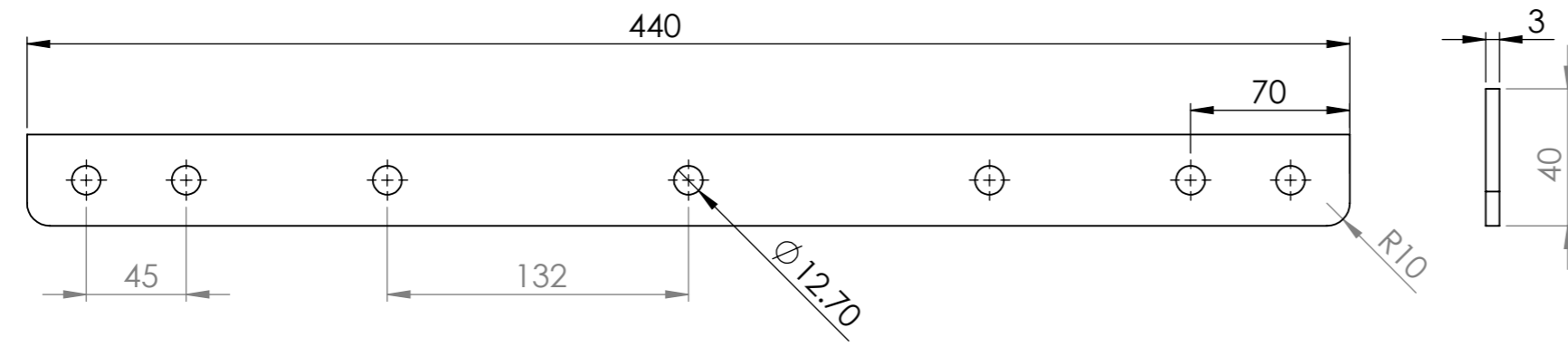
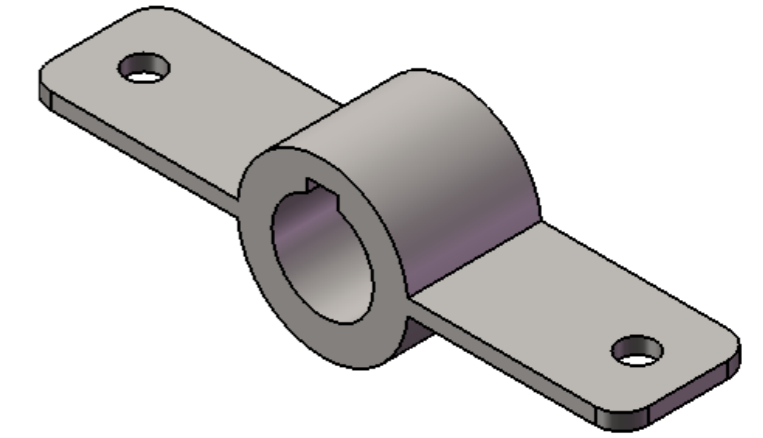
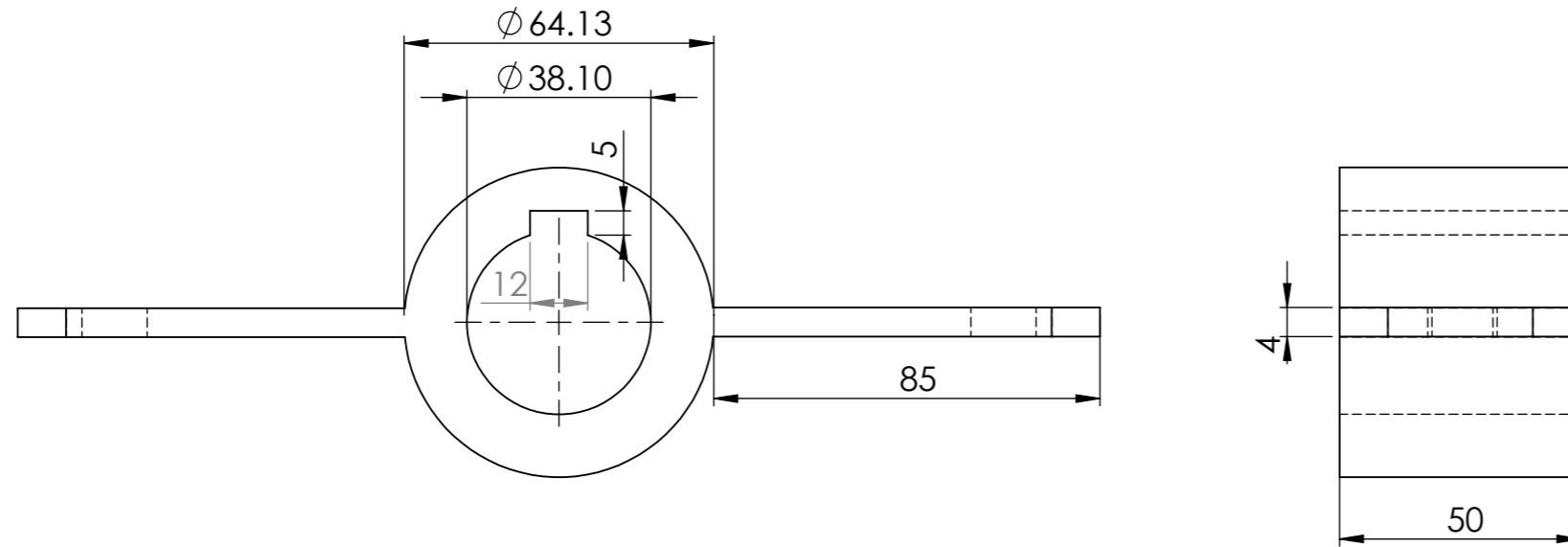


DETALLE B

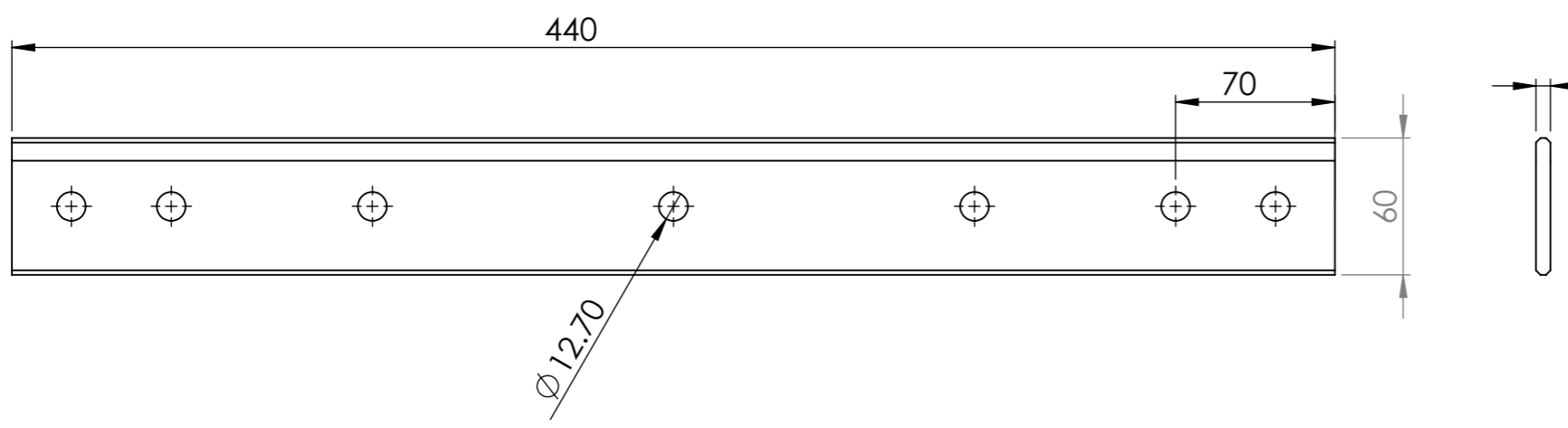
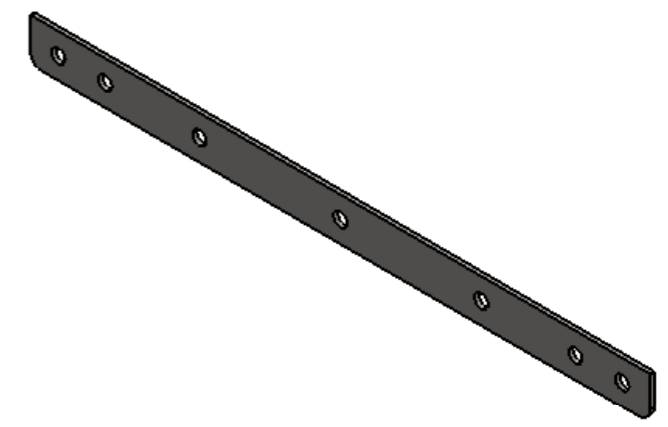
DIBUJ.	NOMBRE Bach. Erick Vilchez	FECHA Sep - 2016	MATERIAL: AISI 304	NOMBRE DE LA PIEZA Tolva - Contenedor de cuchilla
VERIF.	NOMBRE	FECHA Sep 2016	TRATAMIENTO TERMICO	PARTE DEL ENSAMBLAJE Contenedor
UNIDADES mm	PESO -kg	FORMATO A3	TRATAMIENTO SUPERFICIAL	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
ESCALA 1:5	TÍTULO: MAQUINA DESPULPADORA DE MANGO			Nº DE PLANO 03 TOLERANCIAS GENERALES UNE 22678 m



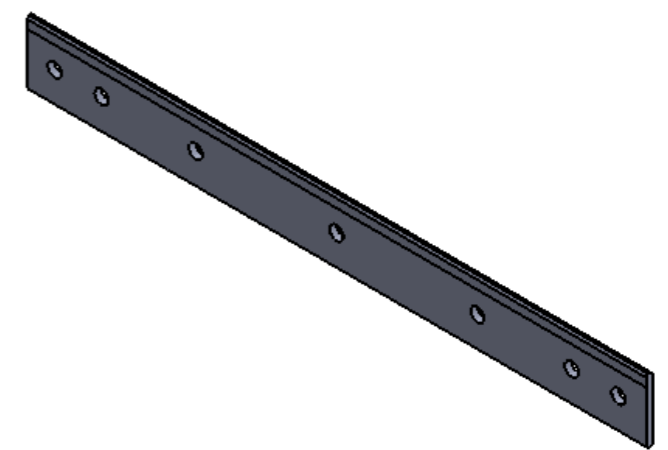
DIBUJ.	NOMBRE Bach. Erick Vilchez	FECHA Sep - 2016	MATERIAL: AISI 304	NOMBRE DE LA PIEZA Tapa - Ducto de salida
VERIF.	NOMBRE	FECHA Sep 2016	TRATAMIENTO TERMICO	PARTE DEL ENSAMBLAJE Contenedor
UNIDADES mm	PESO -kg	FORMATO A3	TRATAMIENTO SUPERFICIAL	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
ESCALA 1:2	TITULO: MAQUINA DESPULPADORA DE MANGO			Nº DE PLANO 04 TOLERANCIAS GENERALES UNE 22678 m



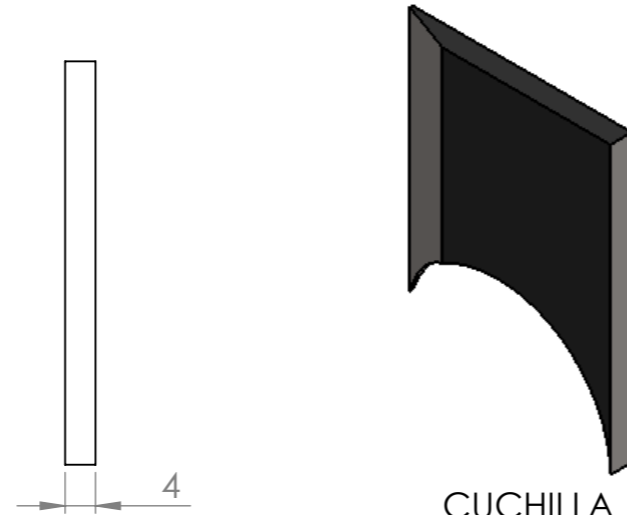
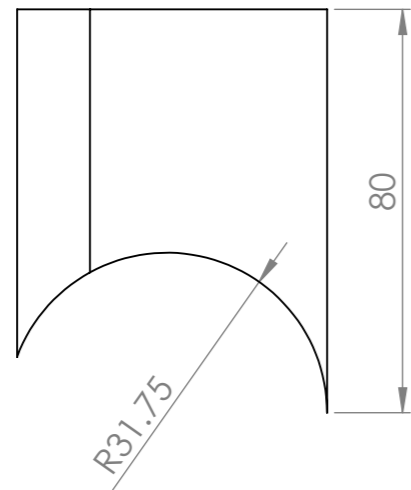
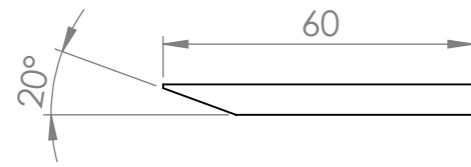
PLATINA SE SUJECCION DEL RASCADOR



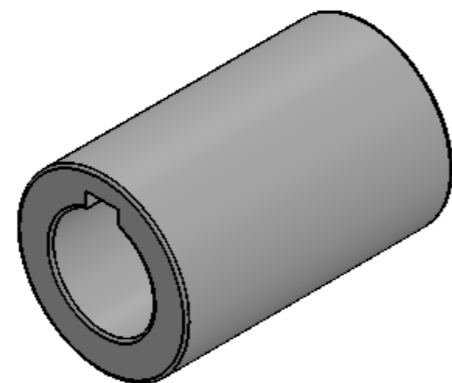
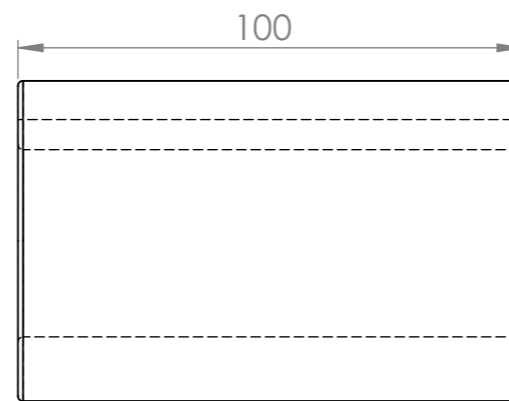
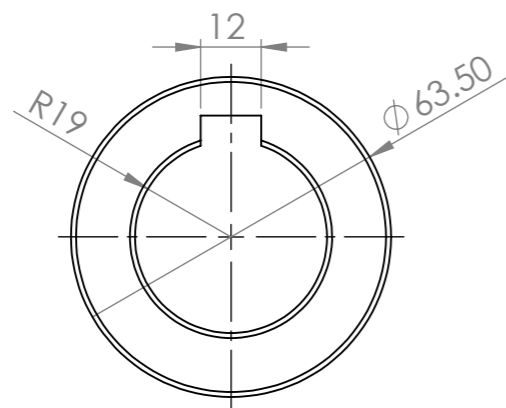
RASCADOR DE NYLON



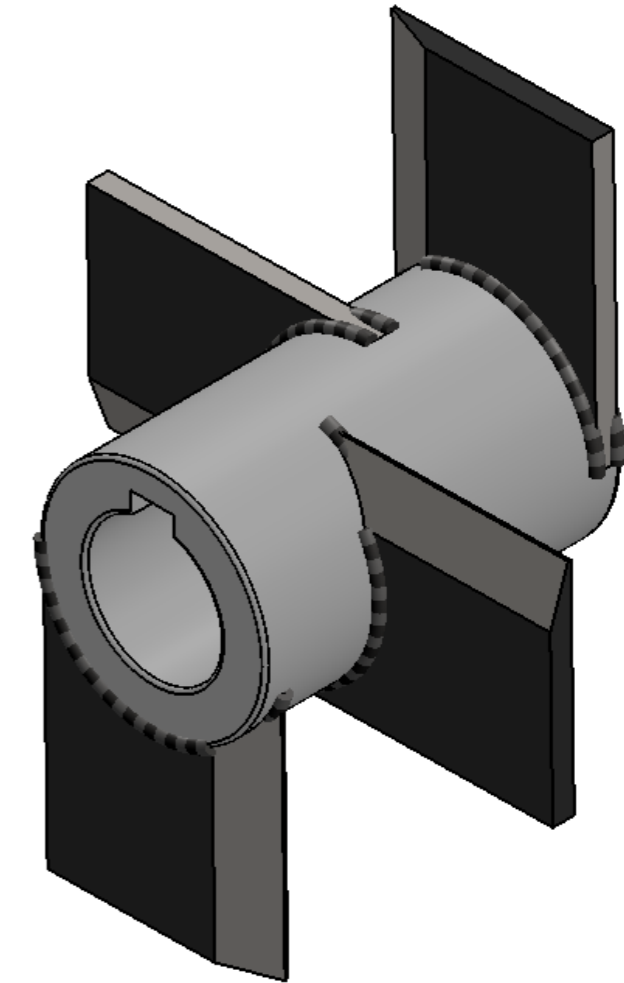
DIBUJ.	NOMBRE Bach. Erick Vilchez	FECHA Sep - 2016	MATERIAL: AISI 304	NOMBRE DE LA PIEZA SOPORTE -PLETINA -RASCADOR
VERIF.	NOMBRE	FECHA Sep 2016	TRATAMIENTO TERMICO	PARTE DEL ENSAMBLAJE AGITADOR
UNIDADES mm	PESO -kg	FORMATO A3	TRATAMIENTO SUPERFICIAL	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
ESCALA 1:2	TITULO: MAQUINA DESPULPadora DE MANGO			Nº DE PLANO 05 TOLERANCIAS GENERALES UNE 22678 m



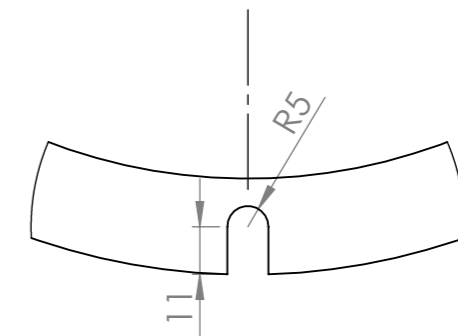
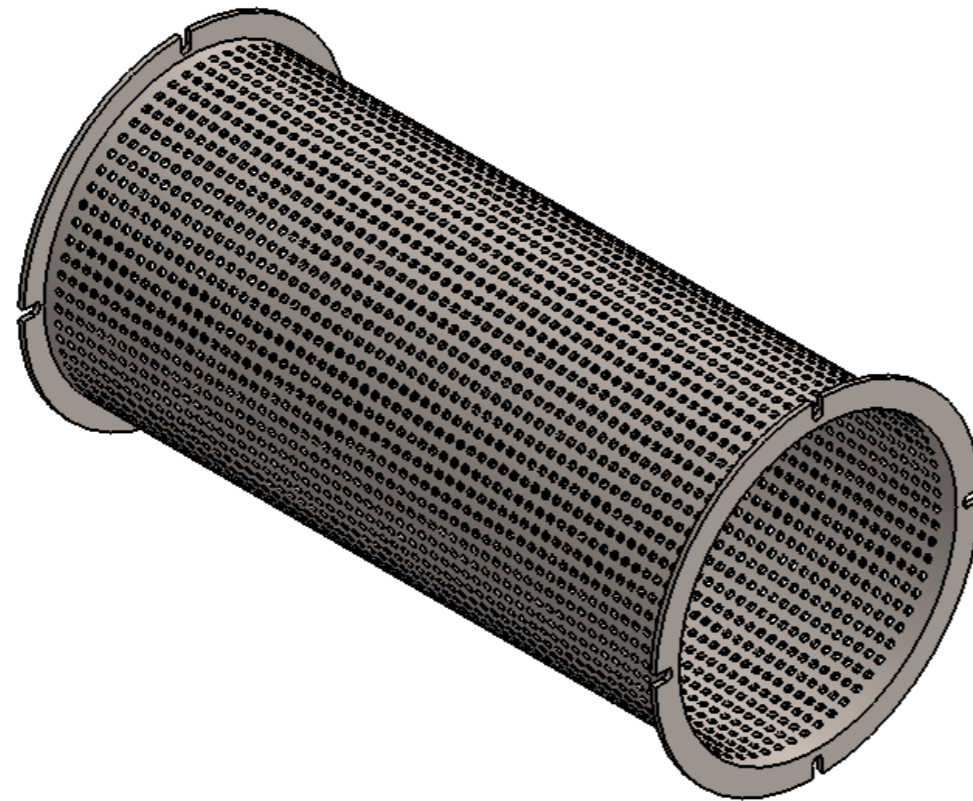
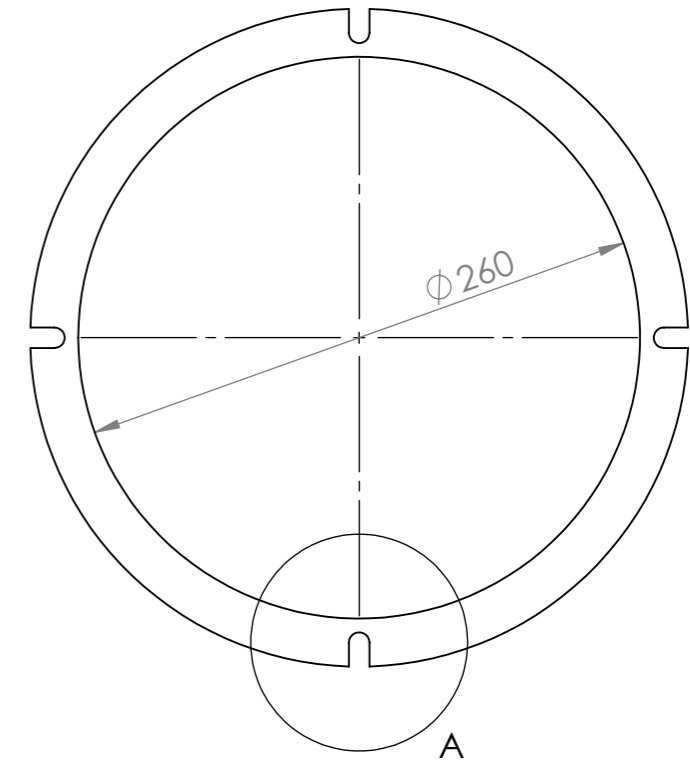
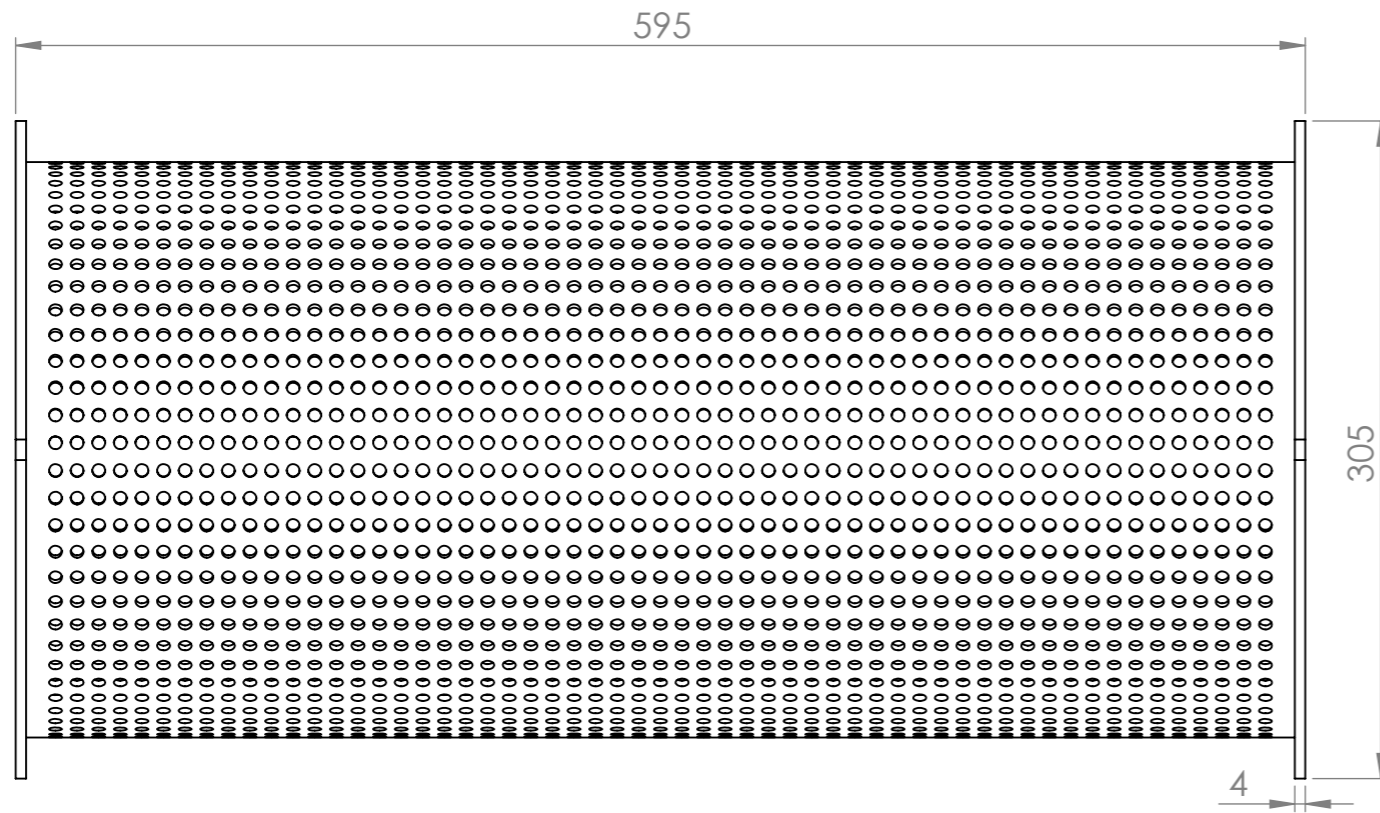
CUCHILLA



BOCINA DE LA CUCHILLA

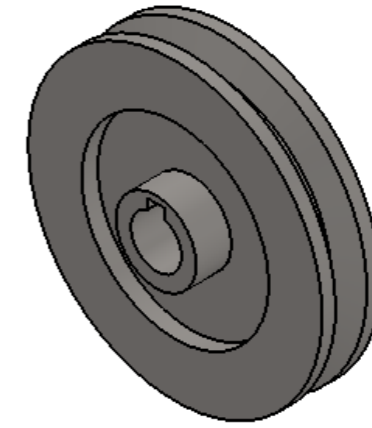
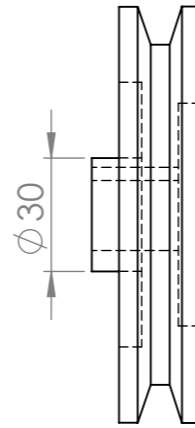
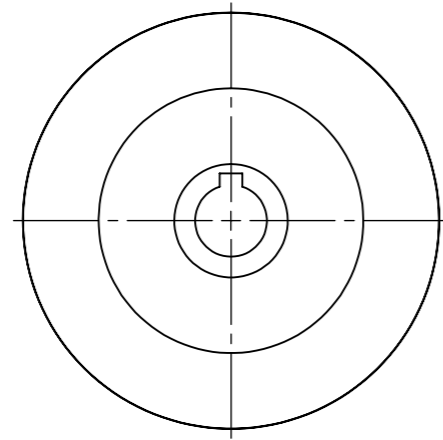


TAMAÑO DE SOLDADURA	SÍMBOLO	LONGITUD DE SOLDADURA	TIPO DE SOLDADURA	CANTIDAD
3		65.8	GTAW	4
3		88.42	GTAW	4
DIBUJ.	NOMBRE Bach. Erick Vilchez	FECHA Sep - 2016	MATERIAL: AISI 304	NOMBRE DE LA PIEZA CUCHILLA-BOCINA DE LA CUCHILLA
VERIF.	NOMBRE	FECHA Sep 2016	TRATAMIENTO TERMICO	PARTE DEL ENSAMBLAJE CUCHILLA
UNIDADES	PESO mm	FORMATO -kg	TRATAMIENTO SUPERFICIAL A3	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
ESCALA	TÍTULO: MAQUINA DESPULPADORA DE MANGO			Nº DE PLANO 06
				TOLERANCIAS GENERALES UNE 22678 m

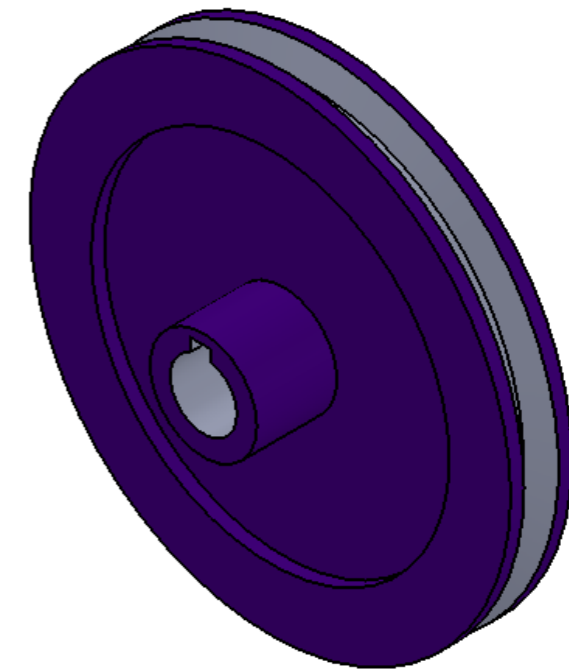
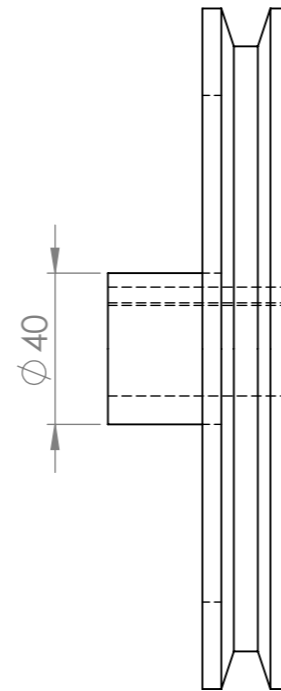
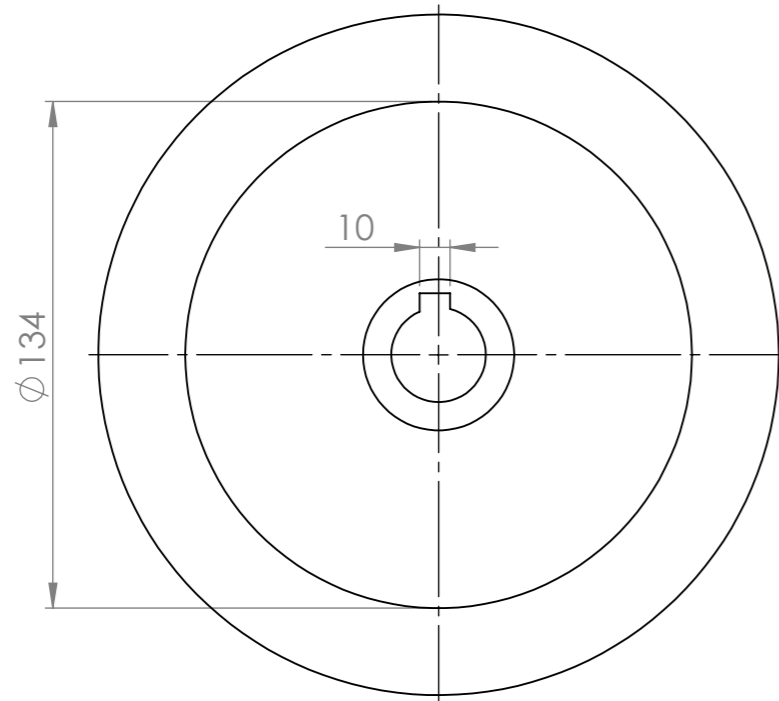


DETALLE A

DIBUJ.	NOMBRE Bach. Erick Vilchez	FECHA Sep - 2016	MATERIAL: AISI 304	NOMBRE DE LA PIEZA CRIBA	
VERIF.	NOMBRE	FECHA Sep 2016	TRATAMIENTO TERMICO	PARTE DEL ENSAMBLAJE DESPULPADOR	
UNIDADES mm	PESO - kg	FORMATO A3	TRATAMIENTO SUPERFICIAL	UNIVERSIDAD CESAR VALEJO	
ESCALA 1:2	TÍTULO: MAQUINA DESPULPORA DE MANGO			Nº DE PLANO 07	TOLERANCIAS GENERALES UNE 22678 m

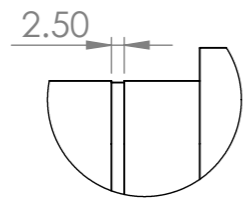
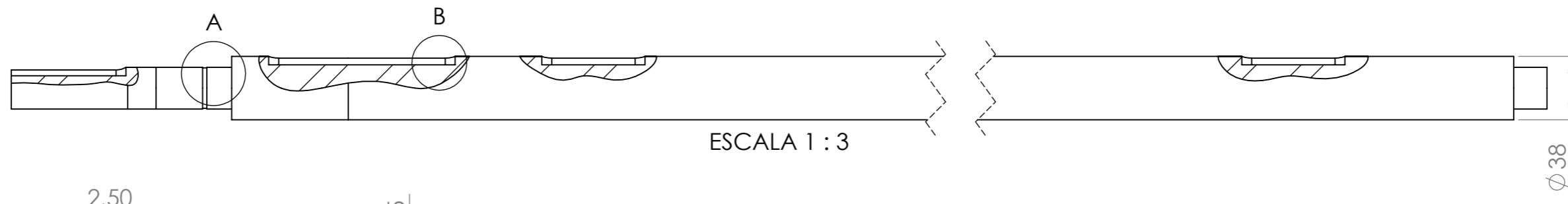


POLEA MOTRIZ
DIAMETRO PRIMITIVO DE 63 mm

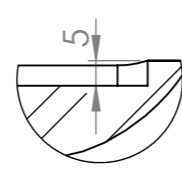


POLEA CONDUcida
DIAMETRO PRIMITIVO 195 mm

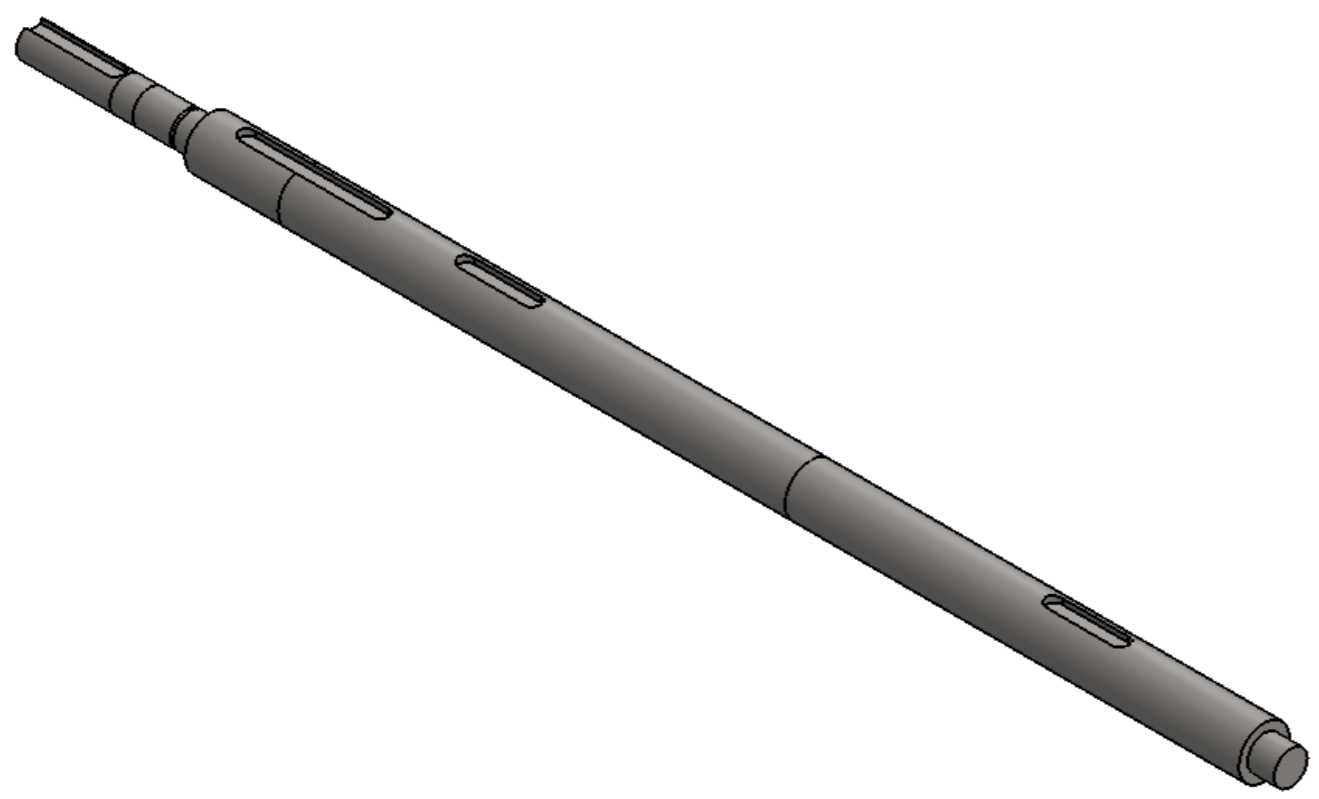
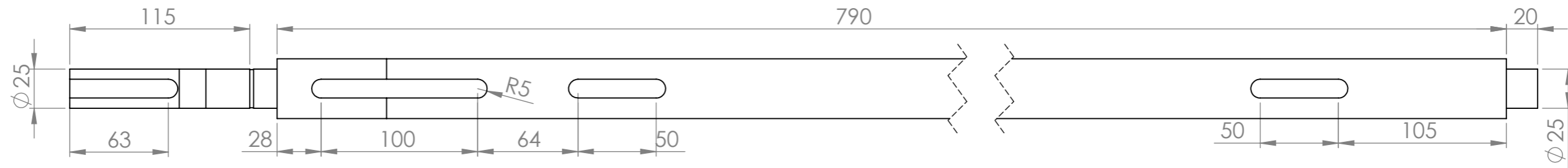
DIBUJ.	NOMBRE Bach. Erick Vilchez	FECHA Sep - 2016	MATERIAL: AISI 1010	NOMBRE DE LA PIEZA POLEAS
VERIF.	NOMBRE	FECHA Sep 2016	TRATAMIENTO TERMICO	PARTE DEL ENSAMBLAJE SISTEMA MECANICO
UNIDADES mm	PESO - Kg	FORMATO A3	TRATAMIENTO SUPERFICIAL	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
ESCALA 1:2	TITULO: MAQUINA DESPULPADORA DE MANGO			Nº DE PLANO 08 TOLERANCIAS GENERALES UNE 22678 m



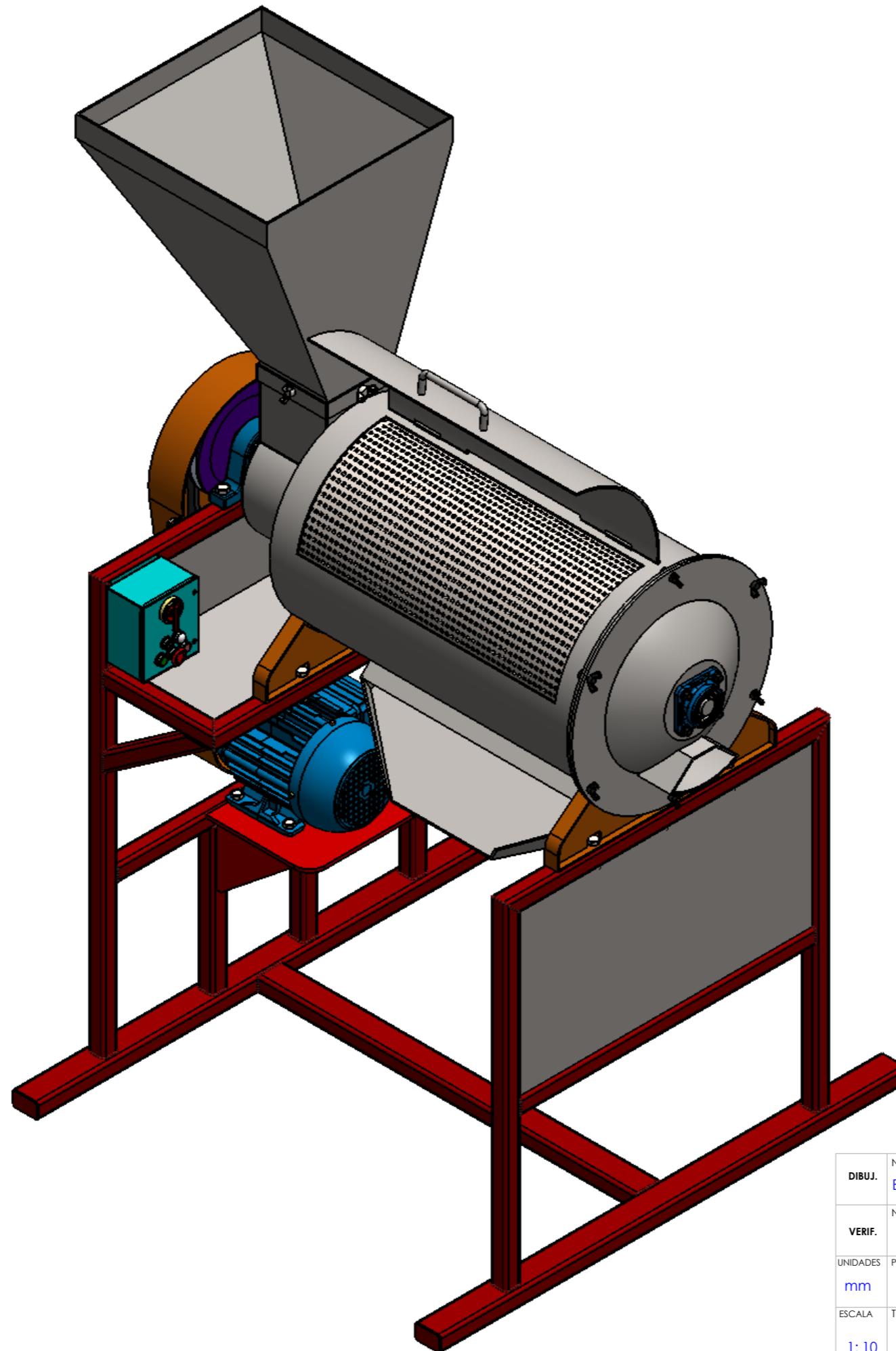
DETALLE A



DETALLE B



DIBUJ.	NOMBRE Bach. Erick Vilchez	FECHA Sep - 2016	MATERIAL: AISI 1010	NOMBRE DE LA PIEZA EJE PRINCIPAL
VERIF.	NOMBRE	FECHA Sep 2016	TRATAMIENTO TERMICO	PARTE DEL ENSAMBLAJE SISTEMA MECANICO
UNIDADES	PESO mm	FORMATO A3	TRATAMIENTO SUPERFICIAL	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
ESCALA	TÍTULO: MAQUINA DESPULPADORA DE MANGO			Nº DE PLANO 09
				TOLERANCIAS GENERALES UNE 22678 m



DIBUJ.	NOMBRE Bach. Erick Vilchez	FECHA Sep - 2016	MATERIAL: AISI 1010	NOMBRE DE LA PIEZA	
VERIF.	NOMBRE	FECHA Sep 2016	TRATAMIENTO TERMICO	PARTE DEL ENSAMBLAJE EMSAMBLAJE	
UNIDADES	PESO mm	FORMATO - Kg	TRATAMIENTO SUPERFICIAL A3	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO	
ESCALA	TÍTULO: MAQUINA DESPULPADORA DE MANGO			N° DE PLANO 10	TOLERANCIAS GENERALES UNE 22678 m