

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño de una Máquina Despulpadora de Mango"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Cristhian Andrés Romero Durán

Carlos Francisco Salazar Endara

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a Dios por habernos dado la vida y la capacidad para multiplicar los talentos que nos concedió al nacer.

A nuestros padres por todo el esfuerzo que han puesto para que nos eduquemos y su apoyo incondicional para que logremos nuestras metas. A nuestros familiares y amigos por estar ahí cuando los hemos necesitado.

Al M.Sc. Efraín Terán Calle por guiarnos en todo el proyecto de Materia Integradora fortaleciendo los conocimientos de diseño mecánico, por compartirnos su experiencia dentro del campo de la Ingeniería Mecánica.

Al M.Sc.. Rodrigo Perugachi por su colaboración a lo largo del proyecto de Materia Integradora.

Al “Taller Industrial Romero” cuyo personal con amplia experiencia en la fabricación de equipos de metal mecánica nos orientó y permitió fabricar piezas para los ensayos realizados en el proyecto.

DEDICATORIA

Dedicamos este proyecto de tesis a nuestros padres y abuelos que siempre han estado apoyándonos en todas las metas que nos hemos propuesto y quienes han sido un ejemplo de perseverancia a lo largo de nuestras vidas.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

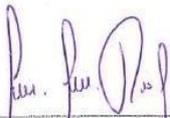
Cristhian Andrés Romero Durán

Carlos Francisco Salazar Endara

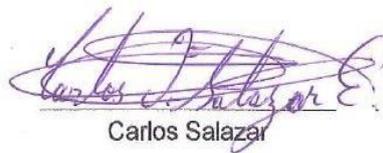
M.Sc. Efraín Andrés Terán Calle

M.Sc.. Rodrigo Perugachi Benalcázar

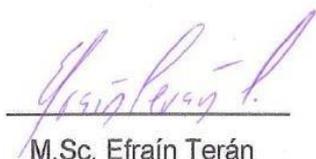
y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



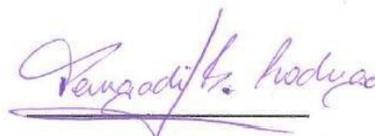
Cristhian Romero



Carlos Salazar



M.Sc. Efraín Terán



M.Sc. Rodrigo Perugachi

RESUMEN

Ecuador es un país productor y exportador de gran variedad de frutas tropicales, entre las que destaca el mango (*mangúífera indica L*), considerada fruta fresca de exportación no tradicional, la tercera más exportada después del banano y de la piña.

Entre los países exportadores de mango en Latinoamérica, México lidera su exportación, seguido por Brasil, Perú y Ecuador. De la producción total de mango ecuatoriano, un 70% está destinado a la exportación, teniendo como mercado principal a Estados Unidos, donde el producto tarda en llegar entre 8 y 11 días. Le sigue Europa, en menor proporción sobre todo por el tiempo que se toma en arribar a destino, entre 20 y 21 días. Es por esta razón que se estudió la posibilidad de producir pulpa de mango para exportación; de allí surge la necesidad de diseñar una máquina despulpadora para una capacidad de 220 kg/h de tal manera que sea eficiente y económica.

Para el desarrollo de este proyecto, se investigó si existían máquinas destinadas a la producción de pulpa de frutas. Con esta información se elaboró una matriz de decisión seleccionando la mejor alternativa de solución en base a criterios técnicos. Además, se realizó un ensayo de extrusión para obtener la potencia de la máquina. Para la selección de materiales se aplicaron Normas como la INEN 1672 que rige la seguridad e higiene de maquinaria para la industria alimenticia, así como la norma ASME B106 para el Diseño de Árboles de Transmisión.

La máquina se diseñó en base a su capacidad de producción. Cada uno de los elementos de la máquina tales como el sistema de corte, sistema de extrusión, eje de transmisión, etc., fueron simulados mediante un análisis estático-estructural usando el software "Ansys Academic 17.0". Dicho análisis permitió observar que cada uno de los elementos soporta de manera eficiente las cargas de trabajo presentando un factor de seguridad mayor a 3.

La inclinación de 4° proporcionada a la máquina fue determinante dentro del diseño del equipo porque redujo la potencia del motor y permitió aprovechar la gravedad para la

descarga de desperdicios. El ángulo de inclinación del sistema de corte y extrusión mejoraron significativamente el proceso de despulpado porque facilitó una extrusión de pulpa uniforme.

Finalmente, se pudo verificar que esta máquina presenta un diseño económico, estético y ergonómico en comparación con las máquinas que se encuentran en el mercado para esta capacidad de producción.

Palabras clave: Sistema de Extrusión, Sistema de Corte, Árbol de transmisión

ABSTRACT

*Ecuador is a country which produces and exports a great variety of tropical fruits, among them, the mango (*manguífera indica L*) stands out and is considered a non-traditional fresh fruit for export, the third most exported after bananas and pineapple.*

Among the mango exporting countries in Latin America, Mexico is the leader, followed by Brazil, Peru and Ecuador. Of the total production of Ecuadorian mango, 70% is destined for exports, having as the main market the United States, where the product takes 8 to 11 days to arrive. It is followed by Europe, in a lesser proportion mainly because of the time that it takes to arrive at its destination, which is between 20 and 21 days. It is for this reason that studies were conducted on the possibility of producing mango pulp for exporting: there surges the need for designing a machine that can produce pulp and with a capacity of 220 Kg/h in such a way that it would be efficient and economical.

An investigation was undertaken to determine if there were machines for the production of fruit pulp in order to develop this project. With this information a decision matrix was prepared selecting the best solution alternative based on technical criteria. Besides, an extrusion test was conducted to determine the power of the machine. For the selection of the materials, norms such as INEN 1672 were applied, which govern the safety and hygiene of machinery for the food industry, as well as norm ASME B106 for the Design of Transmission Shafts.

The machine was designed based on its production capacity. Each one of the elements of the machine such as the cutting system, extrusion system, transmission shaft, etc. was simulated through a static-structural analysis using the “Ansys Academic 17.0” software. This analysis allowed observing that each one of the elements supports the workloads in an efficient manner, presenting a safety factor greater than 3.

The 4° angle given to the machine was a determining factor for the design of the equipment because it lowered the power of the motor and allowed for taking advantage of gravity for the discharge of waste. The inclination angle of the system of cutting and

extrusion improved the de-pulping process significantly because it facilitated a uniform extrusion of the pulp.

Finally, it was verified that this machine represents a design which is economic, aesthetic and ergonomic compared to the machines that are on the market for this capacity of production.

Key words: *Extrusion System, Cutting System, Transmission Shaft.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	III
ÍNDICE GENERAL	V
ABREVIATURAS.....	IX
SIMBOLOGÍA.....	X
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVI
ÍNDICE DE PLANOS.....	XVI
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción	1
1.1 Descripción del problema.....	2
1.1.1 Justificación	3
1.1.2 Requerimientos del problema	3
1.2 Objetivos	3
1.2.1 Objetivo General	3
1.2.2 Objetivos Específicos.....	3
1.3 Marco teórico	4
1.3.1 Variedades de mango ecuatoriano	4
1.3.2 Pulpa.....	6
1.3.3 Proceso de despulpado de frutas:.....	7
Descripción del Proceso.....	7
1.3.4 Propiedades físicas del mango	11
1.3.5 Acero inoxidable en la industria alimenticia.....	12
1.3.6 Clasificación de los aceros inoxidables según la norma AISI.....	13
CAPÍTULO 2.....	17

2. Metodología	17
2.1 Tipos de máquinas despulpadoras de mango.....	17
2.1.1 Máquina despulpadora horizontal	17
2.1.2 Máquina despulpadora vertical.....	18
2.2 Selección de la alternativa	19
2.2.1 Facilidad de construcción.....	19
2.2.2 Costos:.....	19
2.2.3 Facilidad de montaje	19
2.2.4 Facilidad de transporte.....	20
2.2.5 Facilidad de mantenimiento	20
2.2.6 Facilidad de operación	20
2.2.7 Eficiencia.....	20
2.2.8 Seguridad.....	20
2.2.9 Peso.....	20
2.3 Matriz de Selección.....	21
2.4 Análisis y Determinación de las Fuerzas	21
2.4.1 Fuerza de Corte	21
2.4.2 Fuerza de Extrusión	22
CAPÍTULO 3.....	26
3. DETERMINACIÓN DE POTENCIA DE LA MÁQUINA, MODELADO 3D, RESULTADOS Y ANÁLISIS DE COSTOS.....	26
3.1 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DE LA MÁQUINA.....	26
3.1.1 Potencia de Corte	26
3.1.2 Potencia de Extrusión	27
3.1.3 Potencia de Arrastre	30
3.2 SELECCIÓN DE MOTOR.....	31
3.3 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	33

3.3.1	Potencia de Diseño	34
3.3.2	Sección de la banda de preferencia	35
3.3.3	Selección de Transmisión	35
3.3.4	Sección de Polea para bandas tipo A	36
3.3.5	Número de bandas requeridas	37
3.4	DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN	39
3.4.1	Torque Equivalente	39
3.4.2	Fuerza neta asociada en la polea-banda	39
3.4.3	Fuerza que flexiona el eje	40
3.4.4	Esquema del Eje de Transmisión.....	41
3.4.5	Reacciones en los cojinetes.....	41
3.4.6	Cálculos de las reacciones en los cojinetes	42
3.4.7	Ubicaciones y tipos de soportes usando inventor	43
3.4.8	Ubicaciones y magnitudes de cada uno de los pares de torsión soportados por el eje 44	
3.4.9	Cálculo de la Resistencia a la Fatiga Corregida	46
3.4.10	Cálculo de la sensibilidad a la muesca.....	49
3.4.11	Cálculo de factores de concentración de Esfuerzos Teóricos	50
3.4.12	Cálculo de los factores de concentración de Esfuerzos de Fatiga	52
3.4.13	Cálculo del Diámetro del Eje	52
3.4.14	Selección de chaveta de transmisión	55
3.4.15	Simulación del Eje de Transmisión en Ansys Academic	55
3.4.16	Distribución de Esfuerzos Equivalentes	57
3.4.17	Deformación Equivalente	57
3.4.18	Factor de Seguridad.....	58
3.4.19	Vida del eje de Transmisión	59
3.5	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	60

3.5.1	Lubricación de rodamientos Para la industria alimenticia.....	63
3.6	DISEÑO DE TOLVA DE ALIMENTACIÓN.....	63
3.6.1	Dimensionamiento	63
3.6.2	Simulación en Ansys Academic	65
3.7	DISEÑO DE LAS CUCHILLAS DE CORTE	68
3.7.1	Dimensionamiento	68
3.7.2	Simulación en Ansys Academic	72
3.8	DISEÑO DEL SISTEMA DE EXTRUSIÓN.....	76
3.8.1	Dimensionamiento	76
3.8.2	Simulación en Ansys Academic	78
	Esfuerzo Equivalente	79
3.9	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE	82
3.9.1	Dimensionamiento	82
3.9.2	Simulación en Ansys Academic:	84
3.10	MODELO 3D DE LA MÁQUINA DESPULPADORA DE MANGO.....	88
3.11	MANUAL DE MANTENIMIENTO.....	91
3.12	ANÁLISIS DE COSTOS	93
3.12.1	Costo de Materiales de Fabricación.....	93
3.12.2	Costo de la Máquina Despulpadora de Mango	98
CAPÍTULO 4.....		101
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	101
4.1	Conclusiones	101
4.2	Recomendaciones	102
BIBLIOGRAFÍA.....		103
ANEXOS.....		104
PLANOS ESQUEMÁTICOS		104

ABREVIATURAS

ESPOL Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM..... American Society for Testing and Materials
AISI American Iron and Steel Institute
ASME..... American Society of Mechanical Engineers
INEN Instituto Ecuatoriano de Normalización
NEC Norma Ecuatoriana de Construcción
NKS National Kiwikmetal Service

SIMBOLOGÍA

F_c	Fuerza de Corte	N
ω	Velocidad de Rotación	rad/seg
T_{cu}	Torque de Cuchillas de Corte	N.m
P_c	Potencia de Corte	Watts
P_{cmax}	Potencia de Corte Máxima	Watts
σ_e	Esfuerzo de Extrusión	Kpa
F	Fuerza de Extrusión	N
A	Área De Contacto Ensayo	m^2
F_e	Fuerza de Extrusión	N
A_c	Área de Contacto	mm^2
F_m	Fuerza del Motor	N
FT	Fuerza Total del Motor	N
T_e	Torque de Extrusión	N.m
P_e	Potencia de Extrusión	W
F_a	Fuerza de Arrastre	N
CD	Coefficiente de Arrastre	
μ	Viscosidad Dinámica	N.s/ m^2
ρ	Densidad de la pulpa de mango	kg/m^3
V	Velocidad Lineal de la máquina	m/s
Re	Número de Reynolds	
.....		
r_b	Distancia del Brazo de fuerza en el cilindro	m
T_a	Torque de Arrastre	N.m
P_a	Potencia de Arrastre	W
P_t	Potencia Total	W
P_m	Potencia del Motor	W
ω_m	Velocidad Angular del Motor	rad/seg
ω_c	Velocidad Angular Conducida	rad/seg
P_d	Potencia de diseño	Hp
C	Factor de servicio	

<i>Pr</i>	Potencia de banda	Hp
<i>Ir</i>	Relación de velocidad	
<i>Pb</i>	Potencia Básica de Banda	KWatts
<i>C1</i>	Factor de Corrección de Longitud de Banda	
<i>C3</i>	Factor de Corrección de Arco de Contacto	
<i>Nb</i>	Número de Bandas	
<i>Teq</i>	Torque Equivalente	N.m
<i>Fn</i>	Fuerza Neta	N
<i>Fs</i>	Fuerza de Flexión	N
<i>R1</i>	Reacción en Apoyo	1 N
<i>R2</i>	Reacción en Apoyo	2 N
<i>Sut</i>	Esfuerzo último a la Tensión	Kpsi
<i>Se'</i>	Resistencia a la fatiga	Kpsi
<i>Cca</i>	Factor de Corrección de Carga	
<i>Cta</i>	Factor de Corrección de Tamaño	
<i>Csu</i>	Factor de Corrección de Superficie	
<i>Cte</i>	Factor de Corrección de Temperatura	
<i>Cco</i>	Factor de Corrección de Confiabilidad	
<i>Se</i>	Resistencia a la fatiga corregida	Kpsi
<i>q</i>	Sensibilidad a la Muesca	
<i>a</i>	Constante de Neuber	in
<i>r</i>	Radio de la Muesca	in
<i>qf</i>	Sensibilidad a la Muesca para Flexión	
<i>qs</i>	Sensibilidad a la Muesca para Torsión	
<i>D</i>	Diámetro Sección Mayor	m
<i>d</i>	Diámetro Sección Menor	m
<i>Kt</i>	Concentrador de Esfuerzo Teórico Para Flexión	
<i>Kts</i>	Concentrador de Esfuerzo Teórico Para Torsión	
<i>Kf</i>	Concentrador de Esfuerzo de Fatiga Para Flexión	
<i>Kfs</i>	Concentrador de Esfuerzo de Fatiga Para Torsión	
<i>de</i>	Diámetro del eje	mm
<i>Nf</i>	Factor de Seguridad	

<i>Ma</i>	Momento en el Punto Crítico	N.m
<i>Tm</i>	Torque Promedio	N.m
<i>Sy</i>	Resistencia a la fluencia	Psi
<i>L10</i>	Índice Básico de Vida	
<i>n</i>	Rpm de la máquina	Rpm
<i>Cr</i>	Índice Básico de Carga Radial	KN
<i>Pr</i>	Carga Radial en el Rodamiento	KN
<i>ρm</i>	Densidad del mango	Kg/m ³
<i>m</i>	Masa del mango	Kg
<i>v</i>	Volumen del mango	m ³
<i>Mt</i>	Masa Total	kg
<i>V</i>	Tolva Volumen de Tolva	m ³
<i>M</i>	Costo de Metal de Aporte	\$/kg
<i>P</i>	Costo de Energía	\$/Kwh
<i>D</i>	Tasa de Deposición	kg/hr
<i>E</i>	Eficiencia de Deposición	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Mango Tommy Atkins	4
Figura 1.2: Mango Haden	5
Figura 1.3: Mango Kent	6
Figura 1.4: Mango de chupar.....	6
Figura 1.5: °Bx vs tiempo de cosecha	11
Figura 1.6: ° Firmeza del mango vs Tiempo de cosecha.....	12
Figura 2.1: Juego de pesas cilíndricas usados como pistón.....	23
Figura 2.2: Malla perforada de acero A36	23
Figura 2.3: Análisis experimental con una rodaja de mango	24
Figura 2.4: Extrusión de la pulpa de mango	24
Figura 2.5: Volumen de pulpa obtenido usando un recipiente PIREX	25
Figura 2.6: Masa de la pulpa obtenida con una pequeña balanza.....	25
Figura 3.1: Esquema Ideal del Ensayo de Extrusión Unidireccional.....	27
Figura 3.2: Esquema Real del Ensayo de Extrusión Unidireccional	28
Figura 3.3: Área de contacto para el ensayo Real de Extrusión del mango	29
Figura 3.4: Diagrama de Fuerzas sobre las Placas de Extrusión	29
Figura 3.5:Esquema de la cantidad de rodajas de mango en la Placa Extrusora.....	30
Figura 3.6: Placa del motor de 1HP.....	32
Figura 3.7: Carcasa de motor de 1 HP estándar de 4 polos.....	33
Figura 3.8: Diagrama de cuerpo libre de polea conducida	40
Figura 3.9: Esquema del Eje de Transmisión	41
Figura 3.10: Ubicación del rodamiento fijo.....	43
Figura 3.11: Ubicación del rodamiento libre	44
Figura 3.12: Par de Torsión ejercido por las Cuchillas de Corte.....	44
Figura 3.13: Par de Torsión ejercido por las Placas de Extrusión	45
Figura 3.14: Par de Torsión ejercido por la Fuerza de Arrastre.....	45
Figura 3.15: Par de Torsión proporcionado por el Motor	46
Figura 3.16: Factor de Concentración de Esfuerzo Teórico para Flexión.....	51
Figura 3.17: Factor de Concentración de Esfuerzo Teórico para Torsión	51
Figura 3.18: Diagrama de Fuerza Cortante para el Eje de Transmisión.....	52

Figura 3.19: Diagrama del Momento Flector Resultante para el Eje de Transmisión	53
Figura 3.20: Vista Isométrica del Eje de Transmisión.....	54
Figura 3.21: Geometría del Eje de Transmisión	54
Figura 3.22: Análisis Estructural del Eje de Transmisión.....	56
Figura 3.23: Distribución de Esfuerzos de Fatiga en el Eje de Transmisión.....	57
Figura 3.24: Deformación Total en el Eje de Transmisión	58
Figura 3.25: Factor de Seguridad por Fatiga para el Eje de Transmisión.....	59
Figura 3.26: Ciclo de Vida del Eje de Transmisión	59
Figura 3.27: Lubricante LGFP-2	63
Figura 3.28: Vista Isométrica de la Tolva de Alimentación	64
Figura 3.29: Geometría de Tolva de Alimentación.....	65
Figura 3.30: Análisis Estático - Estructural de Tolva de Alimentación	65
Figura 3.31: Distribución de Esfuerzo Equivalente en la Tolva de Alimentación.....	66
Figura 3.32: Factor de Seguridad por Fatiga de Tolva de Alimentación	67
Figura 3.33: Vista Isométrica del Sistema de Corte.....	68
Figura 3.34: Vista Isométrica de la Estructura de las Cuchillas de Corte.....	69
Figura 3.35: Geometría de la Estructura de las Cuchillas de Corte	70
Figura 3.36: Vista Isométrica de la Cuchilla de Corte	71
Figura 3.37: Geometría de las Cuchillas de Corte	71
Figura 3.38: Análisis Estructural del Sistema de Corte.....	72
Figura 3.39: Distribución de Esfuerzos en el Sistema de Corte.....	73
Figura 3.40: Ciclo de Vida a la Fatiga del Sistema de Corte	74
Figura 3.41: Factor de Seguridad a la Fatiga del Sistema de Corte	75
Figura 3.42: Distribución de Esfuerzos Equivalente del Sistema de Corte	76
Figura 3.43: Vista Isométrica del Sistema de Extrusión.....	76
Figura 3.44: Geometría del Sistema de Extrusión	77
Figura 3.45: Análisis Estructural del Sistema de Extrusión.....	78
Figura 3.46: Distribución de Esfuerzos Equivalentes del Sistema de Extrusión	79
Figura 3.47: Factor de Seguridad de Fatiga del Sistema de Extrusión	80
Figura 3.48: Ciclo de Vida a la Fatiga del Sistema de Extrusión	81
Figura 3.49: Vista Isométrica de la Estructura de Soporte.....	82
Figura 3.50: Vista Lateral de la Estructura de Soporte	83
Figura 3.51: Vista Frontal de la Estructura de Soporte	83

Figura 3.52: Análisis Estático de la Estructura de Soporte	85
Figura 3.53: Distribución de Esfuerzo Equivalente de la Estructura de Soporte	86
Figura 3.54: Deformación Total de la Estructura de Soporte	87
Figura 3.55: Factor de Seguridad de la Estructura de Soporte.....	88
Figura 3.56: Modelo 3D de la Máquina Despulpadora de Mango.....	89
Figura 3.57: Modelo 3D de la Máquina Despulpadora de Mango.....	89
Figura 3.58: Modelo 3D de la Máquina Despulpadora de Mango.....	90
Figura 3.59: Vista Explosionada de la Máquina.....	90

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Matriz de selección en base a los parámetros de diseño.....	21
Tabla 3.1: Motores estándar de 4 polos (60 Hz).....	32
Tabla 3.2: Geometría de carcasa de motores estándar de 4 polos 60 Hz.....	33
Tabla 3.3: Factores de Servicio.....	34
Tabla 3.4: Bandas convencionales.....	35
Tabla 3.5: Poleas de Transmisión.....	36
Tabla 3.6: Tolerancias de Polea A.....	37
Tabla 3.7: Factores de Corrección.....	38
Tabla 3.8: Potencia Básica de Banda sin corregir.....	39
Tabla 3.9: Propiedades Mecánicas del Acero Inoxidable 304.....	46
Tabla 3.10: Factores de Corrección de Tamaño.....	47
Tabla 3.11: Factores de corrección de Superficie.....	48
Tabla 3.12: Factores de Corrección de Confiabilidad.....	49
Tabla 3.13: Constantes de Neuber para Aceros.....	50
Tabla 3.14: Selección de las medidas de Cuñas Estándar ASME.....	55
Tabla 3.15: Factor de Vida a la Fatiga.....	61
Tabla 3.16: Chumaceras de Acero Inoxidable.....	62
Tabla 3.17: Capacidad de Carga Radial.....	62
Tabla 3.18: Manual de Mantenimiento.....	91
Tabla 3.19: Índice de Mantenimiento.....	92
Tabla 3.20: Programa de Mantenimiento.....	92
Tabla 3.21: Costo De Planchas.....	93
Tabla 3.22: Costo de Perfiles.....	94
Tabla 3.23: Parámetros de la Soldadura.....	95
Tabla 3.24: Peso del Cordón de Soldadura.....	95
Tabla 3.25: Costo de Soldadura.....	96
Tabla 3.26: Costos de Elementos de Máquina Despulpadora de Mango.....	97
Tabla 3.27: Costo de Personal.....	98
Tabla 3.28: Costo de la Máquina Despulpadora de Mango.....	98
Tabla 3.29: Jas Enterprise (INDIA).....	99
Tabla 3.30: Comparación de Máquinas en el mercado.....	100

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Tolva de Alimentación
PLANO 2	Cilindro Perforado
PLANO 3	Soporte de Cuchillas de corte
PLANO 4	Cuchillas de Corte
PLANO 5	Soporte de Placas de Extrusión
PLANO 6	Placas de Extrusión
PLANO 7	Anillos de Soporte
PLANO 8	Eje de Transmisión
PLANO 9	Tolva de Descarga de Pulpa
PLANO 10	Tapa de salida de Cilindro
PLANO 11	Salida de Desperdicios
PLANO 12	Polea Conducida
PLANO 13	Polea Motriz
PLANO 14	Chaveta de Transmisión
PLANO 15	Estructura de Soporte
PLANO 16	Protección de Poleas

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

El mango ocupa la octava posición entre las frutas más producidas en todo el mundo, con un promedio de producción (1) de 43 millones de toneladas con tendencia a incrementarse. Entre los países latinoamericanos, Ecuador ocupa el cuarto lugar detrás de México, Brasil y Perú, como país productor y exportador de mangos, y de diversas variedades de frutas tropicales como el banano, la maracuyá, la piña, el aguacate, entre otras. Si bien nuestro principal mercado es Estados Unidos, donde la fruta fresca llega en corto tiempo, Europa se convierte en un target anhelado, sin embargo el tiempo que se toma la fruta en llegar a destino es un promedio de 20 días. Por esta razón hemos desarrollado nuestro proyecto en el procesamiento de mangos como otra alternativa de hacer llegar a otros destinos el mango como fruta procesada.

En el Ecuador se producen grandes variedades de mangos donde los más relevantes son aquellos que predominan su participación en el mercado internacional. Entre ellos tenemos Tommy Atkins, Haden, Kent etc., cuyo origen nativo es de Florida. Estos mangos se cultivan en diferentes sectores del país principalmente en la provincia del Guayas en una superficie aproximada de 7700 hectáreas [1].

El mango Tommy Atkins contribuye con una participación del 57 % en las exportaciones de mango ecuatoriano, el mango Haden con el 21%, mango Kent con el 14% y el 8 % de mangos restantes, pertenecen a otras variedades de mango que son nativos de Ecuador como el mango blanco, mango de manzana y mango de chupar. Actualmente, Ecuador, tiene una producción anual de aproximadamente 50,000 toneladas de mango, cuyo 70% es seleccionado para exportaciones a diferentes países importadores de mango: Estados Unidos, España, Canadá, Chile, etc. La diferencia del 30 % se dedica al consumo local como fruta fresca y/o procesada [1].

Es importante destacar que en Ecuador, las líneas principales de producción de mango en la industria son mango fresco de exportación, mango fresco para consumo local y mango procesado. Como consecuencia, la industria ecuatoriana se ha visto obligada a darle un valor agregado al mango, ya no solo comercializándolo como fruta fresca sin

también en presentaciones diferentes; una de ellas es la pulpa de mango que consiste en la separación de la corteza y la piel de la fruta. Estos procesos permitirán presentarle al consumidor un producto de mejor calidad generando un valor agregado en el mercado mundial [2].

La pulpa de mango es utilizada fundamentalmente como ingrediente para la industria alimentaria. Se elaboran jugos, néctares, yogures, helados, caramelos, bebidas alcohólicas, mermeladas, alimentos para infantes, etc. Su sabor concentrado, su naturaleza entre otros factores, son algunos de los atributos que hacen que el mango sea una fruta tropical que genere alta demanda por los mercados mayoristas y minoristas, representando una gran oportunidad comercial en el desarrollo de la industria. [3]

1.1 Descripción del problema

Ecuador es un país productor de grandes variedades de mangos entre ellos tenemos mangos Tommy Atkins, mangos Haden, mangos blancos, mangos de manzana etc. donde los más representativos en el mercado internacional son los mangos Tommy Atkins.

Existen ciclos de cosecha con abundante producción de mango en diferentes sectores del país; dando lugar a que los pequeños productores cosechen la fruta para venderla en los mercados más cercanos de su región. A causa de este comportamiento se presentan ocasiones en las que no se logra vender toda la producción en los mercados.

Al no lograr vender toda la producción, se genera un desperdicio de la fruta y con el pasar de los días esta se degrada debido a la inexistencia de máquinas que permitan el procesamiento y almacenamiento de su pulpa generando grandes pérdidas de dinero y perdiendo la oportunidad de comercializar un producto de calidad con un valor agregado en el mercado que les permita competir en los mercados internacionales.

1.1.1 Justificación:

En Ecuador, existe gran demanda de pulpa de fruta, también hay un gran mercado que demanda la misma, ya que países como Venezuela, Canadá, Estados Unidos, e incluso el continente europeo, buscan ser consumidores de este producto; es por esta razón, que surge la idea del planteamiento del diseño de una máquina despulpadora de mango, disminuyendo de esta manera, la mano de obra y acelerando la producción.

En un mundo globalizado, competitivo y con una economía libre de mercado, el proceso de crecimiento de las micro-empresas obliga a las mismas a alcanzar resultados positivos en un corto lapso de tiempo, lo cual obliga a las mismas a la utilización de materiales e insumos de alta productividad que no alteren el medio ambiente o en su defecto, que causen el menor impacto negativo posible.

1.1.2 Requerimientos del problema:

Se requiere diseñar una máquina despulpadora de mango para una capacidad de 1600 mangos al día.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar una máquina despulpadora de mango para una capacidad de 220 kg/h.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Determinar la potencia de la máquina.
- Realizar el diseño de la tolva, eje principal, placas de extrusión, estructura de la máquina, cilindro perforado, etc.
- Selección de Rodamientos.

- Selección de un sistema de transmisión de potencia.
- Análisis de diseño estático y por fatiga de cada uno de los elementos.
- Realizar Modelo 3D

1.3 Marco teórico

1.3.1 Variedades de mango ecuatoriano

El mango es una reconocida fruta tropical exótica, se consume mayormente como fruta fresca, pero también puede ser utilizado para preparar mermeladas y confituras. Además de sus cualidades alimenticias, el mango ecuatoriano se destaca por su excelente calidad y exquisito sabor.

Las variedades que se cultivan principalmente en el Ecuador son las siguientes: [17]

TOMMY ATKINS

Es originaria de la Florida. Es una fruta de 13 cm de largo y 450 a 700 gramos de peso, con forma ovoide casi redonda, color con base morado a rojizo, bastante resistente a los daños mecánicos debido al grosor de su cáscara, carece de fibra, tiene buen sabor y posee una pulpa jugosa. [17]



Figura 1.1: Mango Tommy Atkins

Fuente: Fundación de Mango Ecuador

HADEN

Es una de las más antiguas de Florida, que se originó de la variedad “Mulgoba”. Es una fruta grande de 14 cm. de largo y 400 a 600 gramos de peso, de forma ovoide, redondeada con fondo de color amarillo, sobre color rojizo con numerosas lenticelas de color blanco. La pulpa es jugosa, casi sin fibra con sabor ligeramente ácido y de buena calidad. [17]



Figura 1.2: Mango Haden

Fuente: Fundación de Mango Ecuador

KENT

Se originó de la variedad “Brooks” que a su vez provino de la variedad “Sandersha”. Es una fruta grande que puede llegar a medir hasta 13 cm o más de longitud, con un peso promedio de 680 gramos. Tiene una forma ovoide, más bien llena y redondeada con color base verde amarillento y sobre color rojo oscuro con numerosas lenticelas pequeñas y amarillas. De pulpa jugosa, sin fibra, muy dulce. [17]

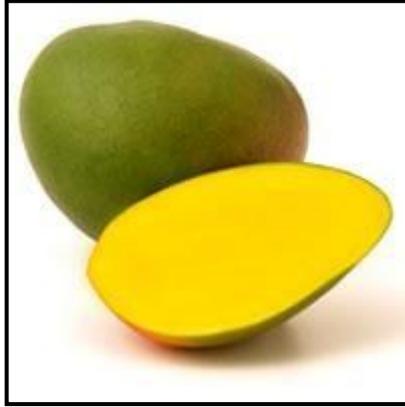


Figura 1.3: Mango Kent

Fuente: Fundación de Mango Ecuador

MANGO DE CHUPAR

Es el mango que más se produce en el país. Su consumo es únicamente interno. Su tamaño es pequeño, pero es el de sabor más exquisito razón por la que se lo utiliza en concentrados. [17]



Figura 1.4: Mango de chupar

Fuente: Diario El Universo

1.3.2 Pulpa

La pulpa es tejido interno de cualquier fruta; se refiere a la zona fibrosa la cual contribuye a dispersar las semillas. Esta incluye numerosos nutrientes necesarios para la salud de los seres vivos

Tiene una consistencia viscosa, no diluido, no concentrado, sin fermentación, y constituye la parte comestible de la fruta. Se diferencia del jugo únicamente por su consistencia.

Cabe señalar que la pulpa de fruta congelada preserva ventajas sobre la fruta seca como las nombradas a continuación:

1. Permite conservar el aroma
2. Permite conservar el color
3. Permite conservar el sabor inicial
4. No se acumulan desperdicios

1.3.3 Proceso de despulpado de frutas:

El objetivo principal consiste en separar la semilla y la cáscara de la pulpa sin alterar las propiedades de la fruta tales como:

1. Color
2. Textura
3. Sabor
4. Valor nutritivo

Descripción del Proceso:

Recepción:

En esta etapa, será recibida la fruta y además será pesada. Es importante ser cuidadoso en el manejo de la fruta para que no se maltrate. Es recomendable disponer de una balanza con capacidad de 300 kg.

Selección:

El operario de este sector, a través de la vista y el olfato, deberá ser capaz de seleccionar la fruta que se encuentre madura y sana, ya que los frutos deteriorados, o en mal estado, deberán ser descartados en su totalidad. Este procedimiento se puede realizar sobre mesas o bandas transportadoras. Las pérdidas en esta etapa, son estimadas en aproximadamente un 15%.

Clasificación:

Las frutas que pasaron la selección, son divididas en dos grupos: según su grado de madurez y las verdes las cuales deben ser almacenadas.

Lavado:

Es una parte muy importante del proceso, y tiene como objetivo eliminar toda la materia extraña y perjudicial que se encuentra adherida a la fruta. Para esta parte del proceso, es muy importante utilizar agua clorada para eliminar la mayor cantidad de bacterias.

Corte:

Una vez que se le ha dado el debido mantenimiento de higiene a la fruta, esta debe ser ingresada a la máquina despulpadora, empezando por la tolva de alimentación, de este proceso se encargará un operario, y lo hará de acuerdo a los requerimientos de diseño. Una vez que la fruta ingresa a través de la tolva, debe pasar a través de las cuchillas de corte las cuales se encargan de cortar la fruta a manera de “rodajas” sin que las mismas cuchillas afecten a la pepa del mango.

Despulpado:

En esta etapa, las “rodajas” de mango deberán ser extruidas a través de una malla perforada de acero inoxidable, de tal manera que sólo la pulpa de mango pasa a través de esta malla, mientras que la cáscara y semilla serán retenidas en el mismo contenedor. En este proceso, la fruta es sometida a la acción de golpeteo, raspado y fuerza centrífuga debido al giro que ejercen las placas de extrusión sobre los trozos de mango rebanados en el tambor interno de la máquina despulpadora.

Expulsión de desechos:

La semilla, pepa y algún otro material que no pase a través de la malla perforada, es expulsada por el otro extremo de la máquina y será considerada desecho.

Refinado:

Una vez que se ha extraído la pulpa de mango, deberá pasar a través de una serie de tamices los cuales se encargarán de eliminar completamente la semilla.

Pasteurización y Homogenización:

La pulpa ya filtrada se someterá a un tratamiento térmico hasta 60°C y a presión atmosférica por un tiempo aproximado de 30 minutos. Este proceso se conoce como Pasteurización, y tiene como objetivo eliminar toda forma vegetativa de microorganismos que deterioren el producto. Sirve también para prevenir la formación de espuma causada por la mezcla del mango con el ambiente.

Conservación de la pulpa:

Usado para tiempos prolongados de almacenamiento, se adicionará Benzoato de Sodio y ácido cítrico a la pulpa de mango. Estos aditivos servirán para que la pulpa de mango alcance un pH ácido en un rango de referencia entre 3-4.

Envasado y Sellado:

Se verterá la pulpa de mango en recipientes adecuados y compatibles con el producto de forma uniforme en las cantidades solicitadas. Posteriormente, se realizará el cerrado del envase dependiendo del tipo del mismo.

Almacenamiento y congelación:

El estado del producto terminado que le debe llegar al consumidor dependerá, en gran medida, de las condiciones y del método de conservación que se haya escogido. En el caso de la congelación, serán primordiales la estabilización de baja temperatura y las condiciones de distribución de los envases.

Control de calidad:

Si los procesos fueron aplicados adecuadamente, manteniendo la higiene en cada proceso, entonces la pulpa resultante tendrá como resultado niveles de contaminación aceptables y permitidos.

1.3.4 Propiedades físicas del mango

Índice de madurez

Los índices de madurez son los parámetros que determinan los cambios perceptibles, que definen el momento óptimo de la cosecha de los frutos de mangos.

Un buen índice de madurez debe ser sensible, práctico, rápido y reproducible; capaz de poner de manifiesto diferencias pequeñas. [3]

Grados Brix (°Bx)

Los grados Brix miden el cociente total de sacarosa disuelta en un líquido. Una solución de 25 °Bx tiene 25 g de azúcar (sacarosa) por 100 g de líquido o, dicho de otro modo, hay 25 g de sacarosa y 75 g de agua en los 100 g de la solución. Los grados Brix se miden con un refractómetro.

El contenido de azúcar del fruto, a medida que madura, aumenta debido a la degradación del almidón. En la figura 1.5 se puede observar como varían los grados °Bx con respecto al tiempo de cosecha [3].

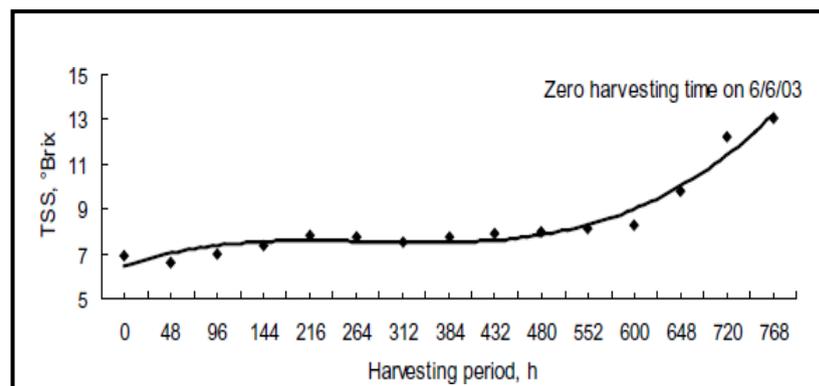


Figura 1.5: °Bx vs tiempo de cosecha

Fuente: Physical and mechanical properties of mango during growth
And storage for determination of maturity, 2004

Firmeza

La firmeza es la fuerza requerida para atravesar la textura interna del mango. Esta depende principalmente del grado de madurez que tenga la futa [4]. En la figura 1.6 se puede observar los cambios en la firmeza de la fruta con respecto al tiempo de cosecha.

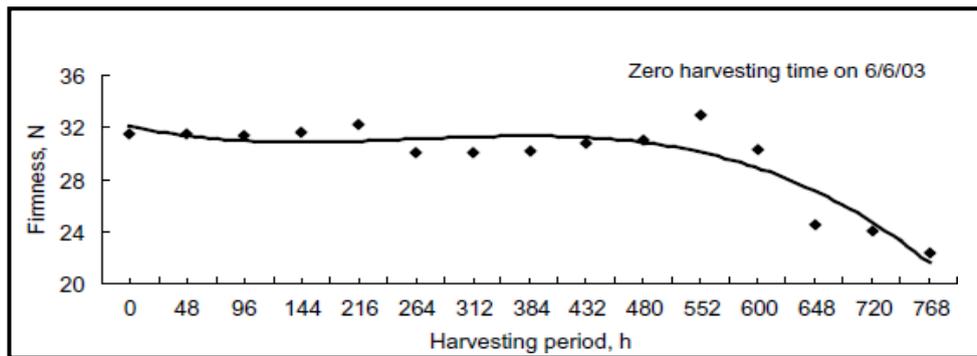


Figura 1.6: ° Firmeza del mango vs Tiempo de cosecha

Fuente: Physical and mechanical properties of mango during growth
And storage for determination of maturity, 2004

1.3.5 Acero inoxidable en la industria alimenticia

El acero inoxidable está presente en una de las industrias de mayor importancia, como la alimentaria. Los beneficios que este brinda en todo el proceso son muy importantes para la producción de comestibles.

Este material se utiliza en la industria alimentaria porque es higiénico al presentar las siguientes características:

- Elevada resistencia a la corrosión.
- Superficie totalmente compactada.
- Elevada resistencia a choques y tensiones mecánicas.
- Elevada resistencia a variaciones térmicas.
- Ausencia de recubrimientos de fácil deterioro.
- No aporta partículas por desprendimiento.
- Óptima capacidad de limpieza y en consecuencia, elevado grado de eliminación de bacterias.

1.3.6 Clasificación de los aceros inoxidable según la norma AISI

Los aceros inoxidable según su estructura cristalina se clasifican en:

- Aceros Martensíticos
- Aceros Ferríticos
- Aceros Austeníticos
- Aceros Austenoferríticos [18]

AUSTENÍTICOS:

SERIE 200: AISI 201 / J4

Es conocido como sustituto del acero 304, pero con niveles más bajos de níquel. Normalmente utilizado en los aparatos domésticos, ornamentales, escaleras, muebles, estructura automotriz, o en otras aplicaciones de uso estructural (por su dureza) con exposición limitada a la corrosión. El porcentaje de níquel es 1.00 – 4.00 Su bajo porcentaje de níquel esta compensado por la contribución mejorada de los cuatro elementos que lo componen: Carbono, Manganeso, Cobre y Nitrógeno. [18]

AISI 202 /JSL AUS

También es conocido como sustituto del acero 304, con un mayor porcentaje de níquel que el 201. Utilizado en los aparatos domésticos, ornamentales, escaleras, ganchos, productos para embutidos extra profundos, o en otras aplicaciones con exposición limitada a la corrosión. El porcentaje de níquel es 4,00 - 6,00. Por su idéntica respuesta mecánica al clásico AISI 304 es el mejor candidato para suplirlo en diversas aplicaciones. [18]

AUSTENITICOS SERIE 300:

AISI 301

Posee finalidad estructural, correas transportadoras, aparatos domésticos, herraje, diafragmas, ornamentos de automóviles, equipos de transporte, aeronaves, herrajes para postes, fijadores (horquillas, cierres, estuches), conjuntos estructurales de alta resistencia que se requiere en los aviones, automóviles, camiones y carrocerías, vagones de ferrocarril. [18]

AISI 304

Electrodomésticos, finalidad estructural, equipos para la industria química y naval, industria farmacéutica, industria de tejidos y papel, refinería de petróleo, permutadores de calor, válvulas y piezas de tuberías, industria frigorífica, instalaciones criogénicas, almacenes de cerveza, tanques de almacenamiento de cerveza, equipos para perfeccionamiento de harina de maíz, equipos para lácteos, cúpula del reactor de usina atómica, tuberías de vapor, equipos y contenedores de fábricas nucleares, partes para almacenes de algunas bebidas carbonatadas, conductores descendientes del agua pluvial, coches de ferrocarril, canalones. [18]

AISI 304L

Recubrimiento para tolvas de carbón, tanques de pulverización de fertilizantes líquidos, tanques de almacenamiento de pasta de tomate. Se utiliza también cuando es necesaria una menor proporción de carbono que el tipo 301 con la finalidad de restringir la precipitación de carburos que resultan de la soldadura, especialmente cuando las partes no pueden recibir tratamiento térmico después de soldar, vagones de ferrocarril (cuando existe la necesidad de restringir la precipitación de carburos como resultado de la soldadura, sin tratamiento térmico posterior). [18]

AISI 310

Acero refractario para aplicaciones de alta temperatura, como los calentadores de aire, cajas de recocimiento, estufa de secamiento, escudos para caldera de vapor, hornos de fundición, recubrimientos, transportistas y soportes de hornos, intercambiadores de calor, compuertas de hornos, cilindros de rollos de transportistas, componentes de turbinas, etc., cajas de cementación, equipos para fábrica de tinta, el apoyo de la bóveda de horno, componentes de turbinas de gas, intercambiadores de calor, las incineradoras, los componentes de quemadores de óleo, equipos de las refinerías de petróleo, recuperadores, tubería de sopladores de hollín, placas de horno, chimeneas y compuertas de chimeneas de hornos, conjuntos de diafragma de los bocales para motores turbojet, cubas para cristalización de nitrato, equipos para fábrica de papel. [18]

AISI 316

Piezas que demandan alta resistencia a la corrosión localizada, equipo para las industrias: química, farmacéutica, textil y petrolera, papel, celulosa, caucho, nylon y tintas, diversas piezas y componentes utilizados en construcción naval, equipos criogénicos, equipos de procesamiento de película fotográfica, cubas de fermentación, instrumentos quirúrgicos. [18]

AISI 316L

Piezas que demandan alta resistencia a la corrosión localizada, equipo para las industrias: química, farmacéutica, textil, petrolera, papel, celulosa, caucho, nylon y tintas. Para cubas de fermentación, piezas de válvulas, tanques, agitadores y evaporadores, condensadores, piezas expuestas al ambiente marítimo etc., piezas de válvulas, bombas. Para cuando se necesita una menor proporción de carbono que el tipo 30, para

restringir la precipitación de carburos que resultan de la soldadura, especialmente cuando las partes no pueden recibir tratamiento térmico después de soldar, adornos, tanques soldados de almacenamiento de productos químicos y productos orgánicos, bandejas, recubrimiento para hornos de calcinación. [18]

AISI 316Ti

Mejor resistencia a la temperatura y la mecánica que el 316L - equipos para industrias químicas y petroquímicas. [18]

MARTENSITICOS SERIE 400:

AISI 420

Válvulas, bombas, tornillos y cerraduras, tubería de control de la calefacción, placa para muelles, mesa de plancha, cubiertos (cuchillos, cortaplumas etc.), instrumentos de medición, tamices, ejes de funcionamiento, máquinas de la minería, herramientas manuales, llaves. [18]

FERRITICOS SERIE 400:

AISI 430

Utensilios domésticos, fabricación de moneda, canalones, máquinas de lavar, placas de identificación, equipos de fabricación de ácido nítrico, fijación, calentadores, reflectores, pilas, cubiertos (tenedor y cuchara); adornos para automóviles; recubrimiento de la cámara de combustión de los motores diésel, puertas de cajas fuertes, pilas [18].

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

2.1 Tipos de máquinas despulpadoras de mango

En el mercado ya sea nacional o internacional, a nivel general, existen dos clases de máquinas despulpadoras de frutas:

- 1) Horizontal
- 2) Vertical

2.1.1 Máquina despulpadora horizontal

Generalmente constan de un eje al cual se encuentran fijos unas placas extrusoras que se encargará de extruir la pulpa de mango, y, un tornillo sin fin para el transporte de los trozos de mango.

Este tipo de despulpadoras se utilizan con la finalidad de eliminar partículas como semillas, cáscaras, pepas, entre otros desechos no deseados. En nuestro caso todos provenientes de la fruta del mango.

La fruta es depositada en la tolva de alimentación, que puede tener diferentes formas de acuerdo al diseño que se le haya dado inicialmente. Posteriormente, la fruta pasa al eje; en la primera parte del eje se encuentran las cuchillas de corte, las mismas que son empleadas para rebanar el mango sin dañar la pepa interna.

A continuación, la transportación se hará a través de un tornillo sin fin. El mango, ya rebanado, llega a unas paletas extrusoras las cuales se encargan de presionar lo contra una malla perforada para que a través de la misma pase la pulpa, mientras que el resto de desperdicios son expulsados a través del extremo opuesto al tambor interno.

Tambor interno: Corresponde a la carcasa interna en forma cilíndrica o en su defecto, de forma cónica.

Mallas perforadas: Son las mallas cilíndricas ubicadas en el interior del tambor interno. Están perforadas y son de acero inoxidable; se encargan de permitir a manera de filtro el paso de la pulpa de mango ya extruida

Paletas extrusoras: Se encargan de ejercer la fuerza de extrusión sobre el mango contra la malla perforada y permitir filtrar la pulpa de mango.

Cuchillas de corte: Son las encargadas de realizar los diferentes cortes al mango que ingresa a través de la tolva.

Estructura mecánica: Es la encargada de sostener todo el peso del motor y todo el cuerpo de la máquina completa.

Tolva de alimentación: Es la parte de la máquina que se encarga de recibir la fruta (mango) en un estado previamente lavado y desinfectado.

Motor eléctrico: La máquina debe funcionar a través de este dispositivo que se encarga de hacer girar el eje principal.

Chumaceras: Están encargadas de proporcionar apoyo a la rotación del eje principal. Se les debe proporcionar lubricación constante.

Eje principal: Como su nombre lo indica, es una de las partes principales de la máquina ; tiene acoplados todos los elementos de la máquina, y, está destinado a guiar el movimiento de rotación de las piezas gracias a la potencia suministrada por un motor.

2.1.2 Máquina despulpadora vertical

Generalmente es utilizada para la elaboración y producción de la industria del café. Este tipo de máquina utiliza el mismo sistema de la despulpadora horizontal, con la diferencia de que el cuerpo de la misma presenta una posición vertical. La fruta troceada es depositada en la tolva superior y

cae en un tamiz vertical. Dentro del tamiz se realiza todo el proceso de extrusión y depulpado de la fruta gracias a las paletas de extrusión que se encargan de comprimir la fruta contra el tamiz haciendo pasar el jugo por la salida inferior de la máquina por donde será expulsado; mientras tanto, todos los desechos, son expulsados y rechazados por la salida superior.

2.2 Selección de la alternativa

Para tomar una decisión acertada se va a utilizar una matriz de decisión en base a los siguientes criterios:

2.2.1 Facilidad de construcción:

Esta máquina debe usar piezas y partes de rápida y sencilla construcción que pueden ser elaboradas en un taller mecánico así como el ensamblaje de la misma; este no requiere mano de obra altamente calificada ni herramientas especiales.

2.2.2 Costos:

Estos involucran dos tipos de costos principales a saber:

- 1) El costo de construcción
- 2) El costo de mantenimiento

Adicionalmente se aplicará un factor que permite que la máquina sea competitiva con otras de características muy parecidas en el mercado nacional e incluso internacional.

2.2.3 Facilidad de montaje:

Esto hace referencia a la facilidad de poder ensamblar cada componente de la máquina.

2.2.4 Facilidad de transporte:

Es muy importante esta facilidad, ya que seguramente la máquina necesitará ser transportada a otras partes del país, o incluso ser exportada al extranjero.

2.2.5 Facilidad de mantenimiento:

Sin el uso de personal técnico especializado en el área de mantenimiento, se debe estar en la capacidad de realizar una evaluación técnica al operador de la máquina para que pueda desempeñar su propio mantenimiento.

2.2.6 Facilidad de operación:

Cualquier operador, ya sea hombre o mujer de estatura promedio, no debería de tener ningún inconveniente al momento de manipular la máquina siguiendo una serie de instrucciones básicas para el manejo de la misma.

2.2.7 Eficiencia:

Relacionado con la capacidad de cada máquina de poder desempeñar adecuadamente cada función asignada.

2.2.8 Seguridad:

Imprescindible para garantizar el manejo de la máquina mientras se encuentre trabajando. Es recomendable contar con la presencia de un operador que sepa el funcionamiento básico de la máquina.

2.2.9 Peso:

La máquina debe ser tan ligera como sea posible para facilitar su movilización.

2.3 Matriz de Selección

Tabla 2.1: Matriz de selección en base a los parámetros de diseño

PARÁMETROS DE DISEÑO	FACTORES DE CALIFICACIÓN ALTERNATIVAS			
	IDEAL	ALTERNATIVA #1 (DESPULPADORA DE MANGO HORIZONTAL)	ALTERNATIVA #2 (DESPULPADORA DE MANGO VERTICAL)	ALTERNATIVA #3 (DESPULPADORA DE MANGO INCLINADA)
Facilidad de construcción	10	10	10	10
Costos	10	8	9	9
Facilidad de montaje	10	9	8	10
Facilidad de transporte	10	9	10	9
Facilidad de mantenimiento	10	10	9	10
Facilidad de operación	10	10	8	10
Capacidad	10	9	7	10
Eficiencia	10	8	7	9
Seguridad	10	10	10	10
Peso	10	9	10	9
TOTAL	100	92	88	96
ALTERNATIVA SELECCIONADA				

Fuente: Elaboración propia

El resultado de la matriz de selección, es que la alternativa #3 correspondiente a la Despulpadora de Mango Inclínada presenta la más alta puntuación, por lo tanto, esta es la máquina que presenta la mejor solución en diseño y construcción.

2.4 Análisis y Determinación de las Fuerzas

En nuestro análisis físico del diseño de la máquina despulpadora de mango intervinieron dos fuerzas principales en el desarrollo del mismo: la Fuerza de Corte y la Fuerza de Extrusión.

2.4.1 Fuerza de Corte

El valor de la Fuerza de Corte (Fuerza que las Cuchillas de corte ejercen sobre el mango) se lo obtuvo a través de un “paper” obtenido por medio

de la web. El "paper" habla acerca de las propiedades físicas y mecánicas del mango durante el crecimiento y almacenamiento del mismo para la determinación de la madurez.

De esta información, la parte más relevante obtenida es que la madurez del mango se correlaciona con propiedades físicas como: tamaño, esfericidad, color e incluso firmeza. La etapa de madurez óptima del mango corresponde a 8° Brix, lo cual es equivalente a aproximadamente 552 horas una vez iniciada la primera cosecha del mango. De acuerdo a la figura 1.6 del "paper", este análisis corresponde a una firmeza aproximada de 30 N para el mango; este es el valor óptimo para la fuerza de corte que deben ejercer las cuchillas de corte sobre el mango.

2.4.2 Fuerza de Extrusión

Para nuestro análisis de la Fuerza de Extrusión (Fuerza que las paletas de extrusión ejercen sobre el mango ya "rebanado"), este dato no se lo pudo obtener tan fácilmente con relación al dato obtenido de la Fuerza de Corte. Para obtener este dato tuvimos que realizar 1 experimento:

Para obtener la Fuerza de Extrusión, realizamos un ensayo de Fuerza de Compresión Unidireccional para que la pulpa de mango pueda atravesar una malla perforada cilíndrica (a manera de filtro) que fue construido y hecho por nosotros mismos. Usamos un juego de pesas cilíndricas de acero estructural A36 que sirvieron como pistón para que los mismos ejerzan la carga necesaria para extruir la pulpa de mango.



Figura 2.1: Juego de pesas cilíndricas usados como pistón

Fuente: Elaboración propia



Figura 2.2: Malla perforada de acero A36

Fuente: Elaboración propia

Para calcular el peso de esta carga, usamos la densidad del acero estructural A36 y el volumen de la misma, tomando las dimensiones necesarias, ya que con estos datos pudimos calcular la masa ejercida como carga. Una vez que se pudo obtener la masa ejercida se pudo obtener el peso multiplicando el valor de la masa por la gravedad. Este valor de peso corresponde al valor de extrusión del ensayo que dio como resultado aproximadamente 60 N.



Figura 2.3: Análisis experimental con una rodaja de mango

Fuente: Elaboración propia



Figura 2.4: Extrusión de la pulpa de mango

Fuente: Elaboración propia

Otra de las propiedades de la pulpa de mango necesaria fue la densidad de la misma. Se hizo mediante un análisis experimental con determinada cantidad de masa y volumen de la misma:



Figura 2.5: Volumen de pulpa obtenido usando un recipiente PIREX

Fuente: Elaboración propia



Figura 2.6: Masa de la pulpa obtenida con una pequeña balanza

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 3

3. DETERMINACIÓN DE POTENCIA DE LA MÁQUINA, MODELADO 3D, RESULTADOS Y ANÁLISIS DE COSTOS

3.1 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DE LA MÁQUINA

3.1.1 Potencia de Corte

Para determinar la potencia de corte es necesario conocer la fuerza de corte requerida para atravesar la fruta. Este valor se obtuvo mediante un método investigativo, un "papel" (Physical and mechanical properties of mango, 2006) donde se analizaron las propiedades mecánicas de la fruta para diferentes grados Brix de madurez tal como se puede observar en la figura 1.6.

$$F_c = 30 \text{ N}$$

La máquina trabajara a una velocidad angular de:

$$\omega = 430 \text{ rpm} = 45 \text{ rad/seg}$$

El cálculo de Torque:

$$T_{cu} = F_c \cdot distancia$$

$$T_{cu} = (30 \text{ N})(0.07 \text{ m})$$

$$T_{cu} = 2.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Por lo tanto, el cálculo de la Potencia de Corte queda expresado así:

$$P_c = T_{cu} \cdot \omega$$

$$P_c = (2.1 \text{ N} \cdot \text{m})(45 \text{ rad/seg})$$

$$P_c = 94.5 \text{ W}$$

Se considera que 2 cuchillas están trabajando sobre el mango instantáneamente, entonces, la Potencia de Corte máxima es:

$$P_{c \text{ máx}} = (2)(94.5 \text{ W})$$

$$P_{c \text{ máx}} = 189$$

3.1.2 Potencia de Extrusión

Para determinar la carga necesaria para extruir la pulpa de mango por los agujeros del cilindro perforado, se necesita determinar la fuerza en dirección de los orificios que extruyen la pulpa; para conseguirlo se realizó un experimento para determinar el esfuerzo de extrusión del mango.

Ensayo:

Como se puede observar desde la figura 2.2 hasta la figura 2.4, se utilizaron diferentes pesas cilíndricas. E el mango logró ser extruido a una carga de 60 N en una sección circular de 3 in de diametro.

Del ensayo de extrusión unidireccional se obtiene el esfuerzo necesario para extruir el mango

$$\sigma_{ex} = F/A = 60\text{N} / 0.0044 \text{ m}^2 = 13,5 \text{ KPA}$$

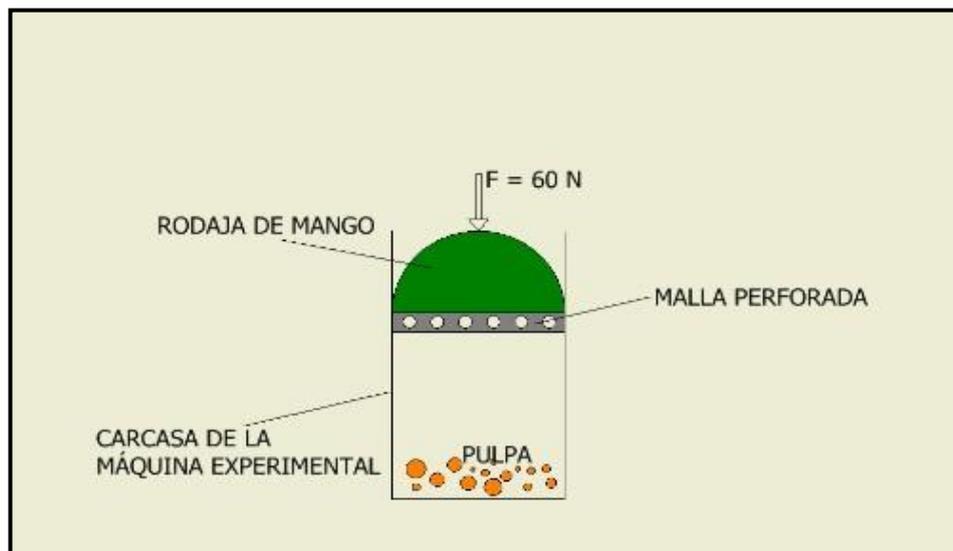


Figura 3.1: Esquema Ideal del Ensayo de Extrusión Unidireccional

Fuente: Elaboración propia

Trabajo real:

Ahora realizamos el Analisis de Fuerza dentro de la máquina asumiendo un corte de mango como se muestra en la figura 3.2:

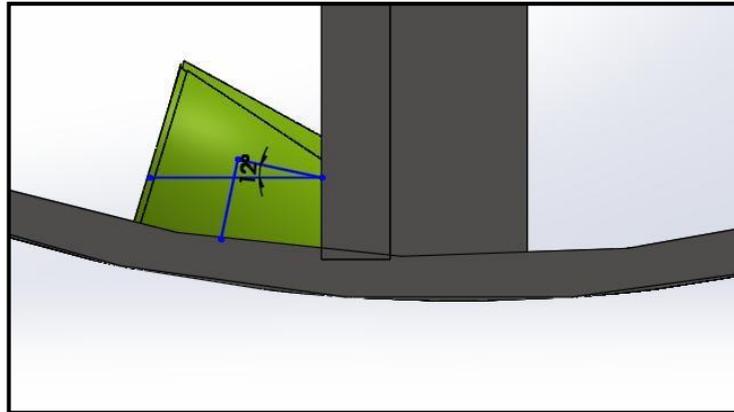


Figura 3.2: Esquema Real del Ensayo de Extrusión Unidireccional

Fuente: Elaboración propia

Para extruir el mango en la máquina debemos encontrar la fuerza en dirección de los agujeros de extrusión, es decir, asemejarnos al ensayo realizado.

El esfuerzo de extrusión del mango es 13,5 KPA (obtenido del ensayo) y el área de contacto del pedazo de mango asumido, sobre el cilindro perforado es 298 mm².

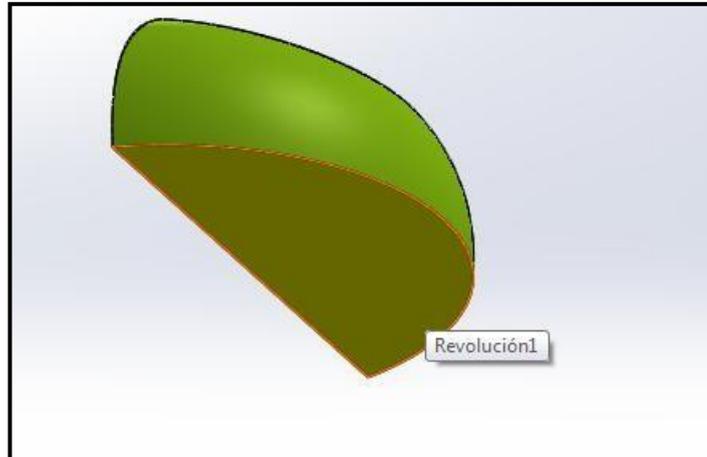


Figura 3.3: Área de contacto para el ensayo Real de Extrusión del mango

Fuente: Elaboración propia

Ahora, encontramos la componente $F_e = (\sigma_{ex}) \cdot (A_c) = 13,5 \text{ KPA} \times 298 \text{ mm}^2 = 4 \text{ N}$ que es la que realiza la extrusión en la máquina, entonces, realizando un analisis de fuerzas en el mango, obtenemos la fuerza que debe aplicar el motor en la placa de extrusión (figura 3.4).



Figura 3.4: Diagrama de Fuerzas sobre las Placas de Extrusión

Fuente: Elaboración propia

Con esta F_e encontramos la fuerza que debe aplicar el motor

$\text{Sin } 12^\circ = F_e/F_m$ donde $F_m = 19 \text{ N}$ (Fuerza que debe aplicar el motor sobre cada corte de mango)

Se estima que a lo largo de la placa entrarán 3 cortes de mango (figura 3.5).

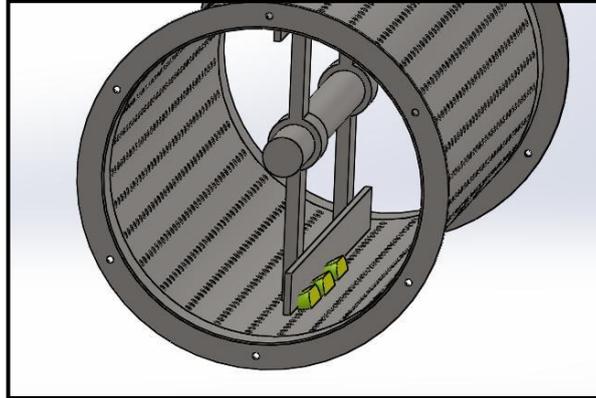


Figura 3.5: Esquema de la cantidad de rodajas de mango en la Placa Extrusora

Fuente: Elaboración propia

$$F_t = 3 \cdot (19) = 57 \text{ N}$$

$$T_e = F \cdot r_b = (57 \text{ N}) \cdot (0.116 \text{ m}) = 6.61 \text{ N.m}$$

$$P_e = T \cdot W = 6.27 \text{ N.m} \times 45 \text{ rad/seg} = 298 \text{ W}$$

3.1.3 Potencia de Arrastre

Para el cálculo de la Potencia de Arrastre se consideró la Fuerza de Arrastre generada por el movimiento de las placas de extrusión en la pulpa de mango [6]:

$$F_a = CD \left(\frac{1}{2}\right) \rho V^2 A$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

De donde:

$$\mu = 0.8 \times 10^{-3} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}$$

$$CD = 1.3 \text{ (Para placa plana) Con } Re > 10^4$$

$$\rho = 1053 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$V = (45 \text{ rad/seg})(0.116 \text{ m})$$

$$V = 5.22 \text{ m/seg}$$

$$Re = \frac{1053 \times 5.22 \times 0.232}{0.8 \times 10^{-3}}$$

$$Re = 1.7 \times 10^6$$

Con estos datos, se puede calcular la Fuerza de Arrastre, reemplazando en la ecuación de la misma:

$$F_a = (1.3)(0.5)(1053 \frac{kg}{m^3})(5.22 \frac{m}{seg})^2[(0.16 m)(0.01 m)]$$

Nota: Se consideraron que la Fuerza de Arrastre se produce en el 40% de la longitud de la placa.

$$F_a = 29.84 N$$

Posteriormente, con este valor, se calcula el Torque de Arrastre:

$$T_a = F_a \cdot rb$$

Reemplazando:

$$T_a = (29.84 N)(0.116 m)$$

$$T_a = 3.46 N \cdot m$$

Por lo tanto, la Potencia de Arrastre es:

$$P_a = T_a \cdot \omega = (3.46 N \cdot m)(45 \text{ rad}/\text{seg})$$

$$P_a = 156 W$$

$$Potencia Total = P_{corte} + P_{extrusión} + P_{arrastre}$$

$$Potencia Total = 189 W + 298 W + 156 W$$

$$**Potencia Total = 643 W**$$

3.2 SELECCIÓN DE MOTOR

Para la operación de la máquina despulpadora de mango de capacidad de 220 kg/hr se requiere de un motor que proporcione una potencia mayor a la potencia total requerida como lo es un motor de 1 Hp (746 W) de potencia.

El motor seleccionado es marca WEG un motor que se encuentra disponible en la gran mayoría de las ferreterías del país [7].

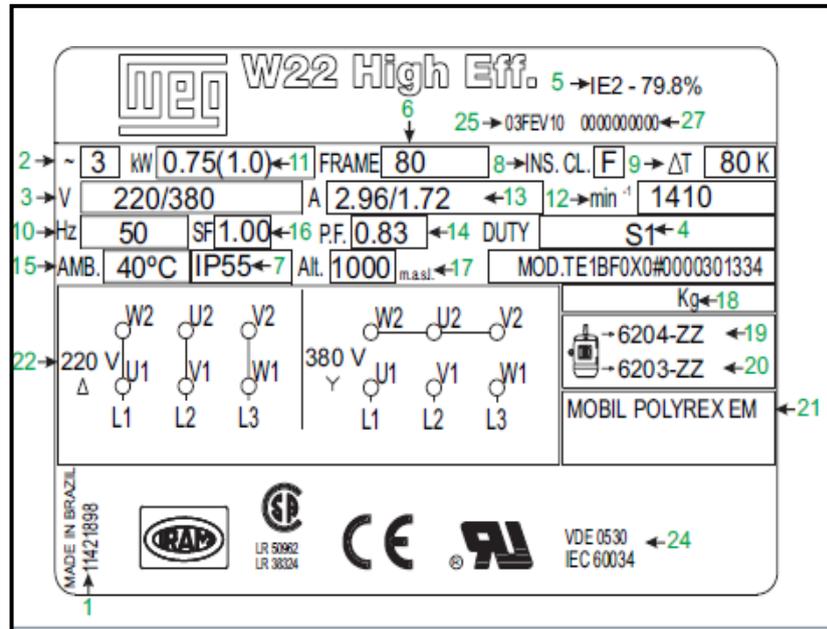


Figura 3.6: Placa del motor de 1HP

Fuente: Catálogo WEG

Tabla 3.1: Motores estándar de 4 polos (60 Hz)

Potencia		Carcasa	Par nominal (kgfm)	Corriente con rotor trabado I _L /I _n	Par con rotor trabado T _b /T _n	Par máximo T _b /T _n	Momento de Inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido d _B (A)	220 V						Corriente nominal I _n (A)	
								RPM	% de la potencia nominal			Factor de potencia							
									Rendimiento			Factor de potencia							
KW	HP						Caliente	Frio				50	75	100	50	75	100		
N Polos																			
0,09	0,12	63	0,051	5,2	3,2	3,4	0,0003	22	48	7,0	48	1725	45,0	53,0	55,0	0,44	0,52	0,61	0,704
0,12	0,16	63	0,068	4,5	2,1	2,4	0,0004	25	55	8,0	48	1730	53,0	60,0	62,0	0,43	0,55	0,64	0,794
0,18	0,25	63	0,103	4,9	2,9	2,9	0,0004	26	57	8,0	48	1710	56,0	63,0	66,0	0,40	0,54	0,65	1,10
0,25	0,33	63	0,145	4,5	2,3	2,3	0,0006	20	44	8,0	48	1680	64,0	66,0	68,0	0,50	0,64	0,73	1,32
0,37	0,5	71	0,212	4,6	2,4	2,7	0,0007	12	26	10,5	47	1700	63,0	69,0	70,0	0,44	0,56	0,67	2,07
0,55	0,75	71	0,323	5,3	2,5	2,5	0,0008	12	26	11,5	47	1660	73,0	73,5	74,0	0,50	0,63	0,72	2,71
0,75	1	80	0,422	6,8	2,4	2,7	0,0032	9	20	12,5	48	1730	75,0	78,0	78,2	0,63	0,76	0,82	3,07
1,1	1,5	80	0,627	6,4	2,5	2,8	0,0030	9	20	14,0	48	1710	76,0	79,0	79,2	0,61	0,74	0,81	4,50
1,5	2	90S	0,845	6,4	2,1	2,6	0,0049	10	22	18,5	51	1730	80,5	81,5	82,0	0,59	0,71	0,79	6,08
2,2	3	90L	1,25	5,7	2,1	2,4	0,0060	9	20	22,0	51	1720	82,0	83,0	83,1	0,62	0,74	0,81	8,58
3	4	100L	1,70	6,8	2,4	2,7	0,0097	7	15	30,0	54	1720	83,5	84,0	84,1	0,63	0,77	0,83	11,3
3,7	5	100L	2,11	6,4	2,7	2,9	0,0097	11	24	33,0	54	1710	85,0	85,5	85,5	0,63	0,75	0,81	14,0
4,5	6	112M	2,50	7,2	2,1	2,8	0,0182	8	18	42,0	58	1750	84,5	86,0	86,2	0,61	0,73	0,79	16,6
5,5	7,5	112M	3,08	6,0	2	2,7	0,0167	11	24	43,0	58	1740	86,0	87,0	87,0	0,61	0,74	0,80	20,6
7,5	10	132S	4,15	7,2	2	2,8	0,0528	8	18	63,0	61	1760	86,5	88,0	87,5	0,67	0,78	0,83	27,2
9,2	12,5	132M	5,11	6,4	1,9	2,5	0,0642	8	18	70,0	61	1755	88,0	88,5	88,0	0,69	0,79	0,84	33,0
11	15	132M	6,10	8,3	2,3	2,8	0,0563	6	13	73,0	61	1755	87,0	88,5	88,6	0,68	0,80	0,83	39,2
15	20	160M	8,28	6,2	2,1	2,6	0,1046	9	20	105	69	1765	89,0	90,2	90,2	0,69	0,79	0,84	52,0

Fuente: Catálogo WEG

Potencia del motor = 1 hp

Velocidad Angular Unidad motriz = 1730 RPM

Velocidad Angular Unidad conducida = 430 RPM

Procedimiento para Selección de Transmisión de Potencia

3.3.1 Potencia de Diseño

Para obtener la potencia de diseño primero se obtiene el factor de servicio al que estará sujeta la transmisión (intermitente, normal o continuo) y en la columna de la izquierda buscar un equipo similar al de la aplicación [8].

Tabla 3.3: Factores de Servicio

Types of driven machinery		Soft starts Duty time h/day			Heavy starts Duty time h/day		
		10 and under	Over 10 to 16	Over 16	10 and under	Over 10 to 16	Over 16
Class 1 Light duty	Blowers, exhausters and fans (up to 7,5 kW), centrifugal compressors and pumps. Belt conveyors (uniformly loaded).	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Class 2 Medium duty	Agitators (uniform density), blowers, exhausters and fans (over 7,5 kW). Rotary compressors and pumps (other than centrifugal). Belt conveyors (not uniformly loaded), generators and excitors, laundry machinery, lineshafts, machine tools, printing machinery, sawmill and woodworking machinery, screens (rotary).	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4

Fuente: Catálogo SKF

Como la máquina es de trabajo ligero con potencia de 1 HP Y bajo las 10 horas de trabajo por día el Factor de servicio es igual a $C= 1$.

$$Pd = C \cdot Pr$$

$Pd =$ Potencia de diseño

$C =$ Factor de Servicio

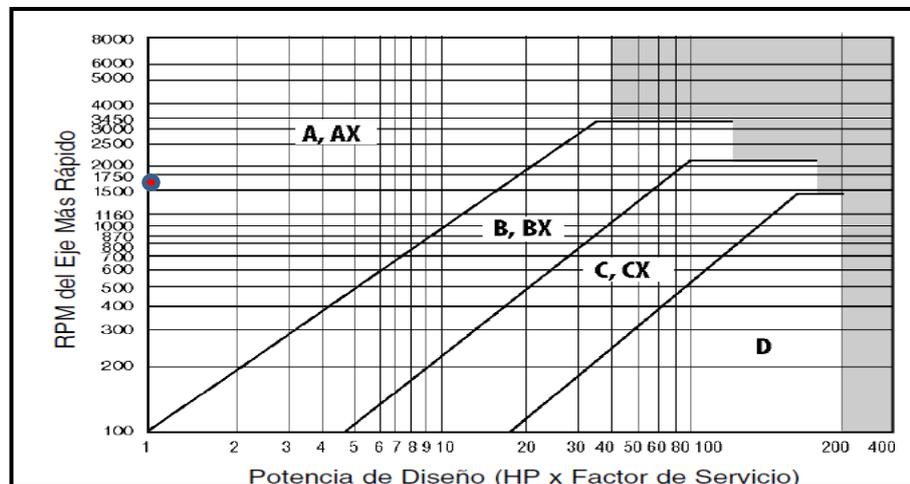
$Pr =$ Potencia del eje mas rapido

$$Pd = (1.0)(1hp) = 1 hp$$

3.3.2 Sección de la banda de preferencia

La selección de la banda se lo realizó según Tabla 3.4 (bandas convencionales) donde primero se encontró la Potencia de Diseño calculada y luego se subió hasta encontrar la velocidad en RPM del eje más rápido. El punto donde se intersectan indica la sección de la banda recomendada para la aplicación.

Tabla 3.4: Bandas convencionales



Fuente: Catálogo Martin

Para una potencia de diseño de 1 HP y una velocidad angular de 1730 Rpm se obtiene una banda de sección tipo A [8].

3.3.3 Selección de Transmisión

Para la selección de las poleas primero se encontró la relación de velocidad "Ir".

$$Ir = \frac{W_{motor}}{W_{maquina}}$$
$$Ir = \frac{1730 \text{ Rpm}}{430 \text{ Rpm}} = 4$$

Para esta relación de velocidad escogemos las poleas de diámetro 80 mm y 315 mm (Tabla 3.5) las cuales corresponden a una relación de velocidad de 3.94 aproximadamente 4. Se escoge estas poleas por su tamaño de la polea conducida ya que se tiene limitaciones en el diseño para mantener la estética del equipo.

Tabla 3.5: Poleas de Transmisión

Speed ratio	Datum diameter of pulleys		Belt length																
	Driven	mm	800	900	1 000	1 120	1 250	1 400	1 600	1 800	2 000	2 240	2 500	2 800	3 150	3 550	4 000	4 500	
2,25	*80	180	189	241	292	352	418	493	594	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2,25	140	315	-	-	-	-	-	252	331	434	535	637	758	888	1 039	1 214	1 415	1 640	1 891
2,35	*85	200	166	219	270	331	397	473	573	646	747	867	997	1 148	1 323	1 523	1 748	1 998	-
2,36	95	224	-	188	241	303	369	445	546	646	747	867	997	1 148	1 323	1 523	1 748	1 998	-
2,36	106	250	-	-	208	271	338	414	515	616	717	837	968	1 118	1 293	1 494	1 719	1 969	-
2,37	118	280	-	-	-	233	302	379	481	582	683	803	934	1 084	1 260	1 460	1 685	1 936	-
2,39	132	315	-	-	-	-	258	336	439	541	642	763	894	1 045	1 220	1 421	1 646	1 897	-
2,49	90	224	-	192	244	306	372	448	549	650	750	871	1 001	1 151	1 327	1 527	1 752	2 002	-
2,50	*80	200	169	222	274	335	401	476	577	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2,50	100	250	-	-	212	275	342	418	520	621	721	842	972	1 123	1 298	1 498	1 723	1 974	-
2,50	112	280	-	-	-	237	306	383	485	586	687	808	938	1 089	1 264	1 465	1 690	1 940	-
2,50	160	400	-	-	-	-	-	-	339	444	547	669	801	953	1 129	1 330	1 556	1 806	-
2,50	200	500	-	-	-	-	-	-	-	424	550	684	837	1 014	1 216	1 442	1 694	-	-
2,52	125	315	-	-	-	262	341	444	546	647	769	899	1 050	1 226	1 426	1 652	1 902	-	-
2,63	95	250	-	-	215	278	345	422	523	624	725	845	976	1 126	1 302	1 502	1 727	1 978	-
2,64	*85	224	-	195	248	310	376	452	553	654	755	875	1 005	1 155	1 330	1 530	1 755	1 980	-
2,64	106	280	-	-	241	310	387	489	590	691	812	943	1 093	1 269	1 469	1 695	1 945	-	-
2,67	150	400	-	-	-	-	-	-	345	451	554	676	808	960	1 136	1 337	1 563	1 814	-
2,67	118	315	-	-	-	267	346	449	551	652	774	905	1 055	1 231	1 432	1 657	1 907	-	-
2,78	90	250	-	-	218	282	349	425	527	628	729	849	980	1 130	1 306	1 506	1 731	1 981	-
2,78	180	500	-	-	-	-	-	-	-	437	563	698	851	1 028	1 231	1 451	1 697	1 958	-
2,80	*80	224	-	198	251	313	379	456	557	658	759	879	1 009	1 159	1 334	1 534	1 759	1 984	-
2,80	100	280	-	-	245	314	391	493	595	696	817	947	1 098	1 273	1 474	1 699	1 949	-	-
2,81	112	315	-	-	-	271	350	453	555	657	778	909	1 060	1 235	1 436	1 662	1 912	-	-
2,86	140	400	-	-	-	-	-	-	352	457	561	684	816	967	1 143	1 345	1 571	1 821	-
2,94	*85	250	-	-	222	285	352	429	530	631	732	852	982	1 132	1 307	1 507	1 732	1 982	-
2,95	95	280	-	-	248	317	395	497	598	699	820	951	1 102	1 277	1 478	1 703	1 953	-	-
2,97	106	315	-	-	-	274	354	457	560	661	782	913	1 064	1 240	1 441	1 666	1 916	-	-
3,03	132	400	-	-	-	-	-	-	357	463	566	689	821	973	1 149	1 351	1 576	1 827	-
3,11	90	280	-	-	251	320	398	500	602	703	824	955	1 105	1 281	1 481	1 707	1 957	-	-
3,13	*80	250	-	-	225	288	356	432	534	635	736	856	986	1 136	1 311	1 511	1 736	1 986	-
3,13	140	500	-	-	-	-	-	-	-	449	577	711	865	1 043	1 245	1 472	1 723	-	-
3,15	100	315	-	-	-	278	358	462	564	665	787	918	1 069	1 244	1 445	1 671	1 921	-	-
3,15	200	630	-	-	-	-	-	-	-	557	716	897	1 102	1 331	1 584	-	-	-	-
3,20	125	400	-	-	-	-	-	-	362	467	571	694	826	978	1 154	1 356	1 582	1 833	-
3,29	*85	280	-	-	255	324	401	504	605	706	826	956	1 086	1 236	1 411	1 601	1 806	1 986	-
3,32	95	315	-	-	-	281	361	465	567	669	790	921	1 072	1 248	1 449	1 674	1 925	-	-
3,33	150	500	-	-	-	-	-	-	345	456	583	718	872	1 050	1 252	1 479	1 731	-	-
3,39	118	400	-	-	-	-	-	-	366	472	576	699	831	983	1 160	1 361	1 587	1 838	-
3,50	*80	280	-	-	258	327	405	507	608	709	829	959	1 089	1 239	1 414	1 604	1 809	1 989	-
3,50	90	315	-	-	-	285	365	468	571	673	794	925	1 076	1 252	1 453	1 678	1 929	-	-
3,50	180	630	-	-	-	-	-	-	-	569	729	911	1 116	1 345	1 598	-	-	-	-
3,57	112	400	-	-	-	-	-	-	370	476	580	703	835	987	1 164	1 365	1 591	1 842	-
3,57	140	500	-	-	-	-	-	-	351	462	590	725	879	1 057	1 259	1 486	1 738	-	-
3,71	*85	315	-	-	-	288	368	472	574	675	795	925	1 075	1 250	1 450	1 675	1 925	-	-
3,77	106	400	-	-	-	-	-	-	374	480	584	707	840	992	1 168	1 370	1 596	1 847	-
3,79	112	500	-	-	-	-	-	-	356	467	595	730	884	1 063	1 265	1 492	1 744	-	-
3,94	*80	315	-	-	218	291	371	475	577	678	798	928	1 078	1 253	1 453	1 678	1 929	-	-
4,00	100	400	-	-	-	-	-	-	377	484	588	711	844	996	1 173	1 374	1 600	1 851	-

Fuente: Catálogo SKF

Para estas poleas, la distancia entre centros es de 475 mm y la longitud de banda es de 1600 mm.

Por lo tanto, la banda a utilizarse es una banda A-63.

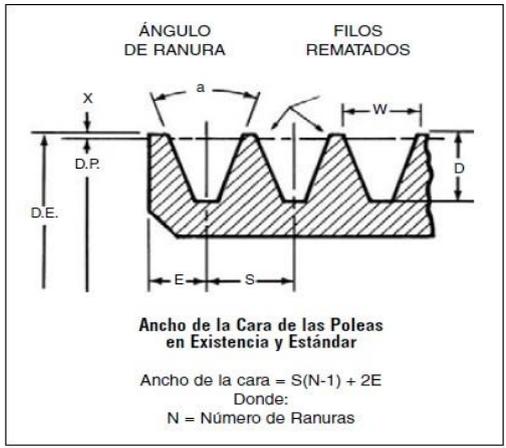
3.3.4 Sección de Polea para bandas tipo A

Para la Polea estándar Tipo A se muestran las siguientes dimensiones (Tabla 3.6).

Tabla 3.6: Tolerancias de Polea A

TOLERANCIAS DE POLEAS CONVENCIONALES	
Diámetro Exterior	
Menor de 12.00"	± .020"
12.00" a 23.99"	± .040"
24.00" a 57.99"	± .060"
58.00" a 71.99"	± .120"
Mayor de 72.00"	± .250"
Excentricidad del Diámetro Exterior	
Menor de 10.00" D.P.	.010"
10.01" a 60.00" D.P.	.010" más .0005" por pulgada de D.P.
Mayor de 60.00" D.P.	Añada .001" por cada pulgada de D.P.
Oscilación y Carrera Lateral	
20.00" D.P. y Menor	no exceder .001 por pulgada de D.P.
20.00" a 60.00" D.P.	Añada .0005" por cada pulgada de D.P. hasta las 60.00"
Mayor a 60.00" D.P.	Añada .001" por cada pulgada de D.P. arriba de las 60.00"

Poleas Estándar								
Banda	Diámetro de Paso Mínimo Recomendado	Rango D.P.	a Ángulo de la Ranura	Dimensiones de las Ranuras				
				W	D ± .031	X	S* ± .031	E
A	3.0	2.6 - 5.4 Mayor de 5.4	34° 38°	.494 .504 ± .005	.490	.250	.625	.375 + .070 - .000



Fuente: Catálogo Martin

3.3.5 Número de bandas requeridas

El número de Bandas requeridas para impulsar la máquina depende de la potencia de la banda. Para determinar este valor se lo realizó mediante la siguiente ecuación:

$$Pr = Pb \cdot C1 \cdot C3$$

Los factores de corrección C1 y C3 [9] se lo obtuvo de la Tabla 3.7.

Tabla 3.7: Factores de Corrección

Arc of contact power correction factor C_3			Belt length correction factor C_1											
$\frac{D-d}{CC}$	Arc of contact on small pulley	Arc of contact correction factor C_3	Belt length	Correction factor						A	B	C	D	
mm	deg.	-	mm	SPZ	SFA	SPB	SPC	8V	Z	ZX	AX	BK	CK	D
0,00	180	1,00	400	0,50					0,87		0,68			
0,05	177	0,99	475	0,65					0,90		0,74	0,64		
0,10	174	0,99	530	0,74					0,93		0,78	0,70		
0,15	171	0,98	630	0,82	0,77				0,96		0,81	0,76		
0,20	169	0,97	710	0,84	0,79				0,99		0,83	0,78		
0,25	166	0,97	900	0,88	0,83	0,76			1,05		0,87	0,82	0,73	
0,30	163	0,96	1000	0,90	0,85	0,78			1,06		0,89	0,84	0,76	
0,35	160	0,95	1120	0,93	0,87	0,80			1,08		0,91	0,86	0,78	
0,40	157	0,94	1250	0,95	0,89	0,82			1,11		0,93	0,88	0,80	
0,45	154	0,93	1400	0,96	0,91	0,84	0,70		1,14		0,96	0,90	0,82	
0,50	151	0,93	1600	1,00	0,93	0,86	0,74		1,17		0,99	0,93	0,84	
0,55	148	0,92	1800	1,01	0,95	0,88	0,77		1,22		1,01	0,95	0,86	
0,60	145	0,91	2000	1,02	0,96	0,90	0,80	0,78	1,25		1,03	0,98	0,88	0,78
0,65	142	0,90												
0,70	139	0,89												
0,75	136	0,88												
0,80	133	0,87												
0,85	130	0,86												

Fuente: Catálogo SKF

Para una longitud de banda de 1600 mm $\rightarrow C1 = 0.99$

$$\text{Para } \frac{D-d}{CC} = \frac{315 \text{ mm} - 80 \text{ mm}}{475 \text{ mm}} = 0.5 \rightarrow C3 = 0.93$$

Para obtener la Potencia Básica de banda nos vamos a la Tabla 3.8, donde encontramos que para un valor de 1730 Rpm y un diámetro de pulea motriz de 80 mm tenemos $P_b = 1.76 \text{ Kw} + 0.4 \text{ Kw} = 2.16 \text{ Kw}$

Por lo tanto, la Potencia de Diseño Corregida es:

$$Pr = (2.16 \text{ Kw})(0.99)(0.93) = 1.98 \text{ Kw}$$

$$Pr = \frac{1.98}{0.746} \text{ Hp}$$

$$Pr = 2.6 \text{ Hp/banda}$$

$$Nb = \frac{\text{Potencia de Diseño}}{Pr}$$

$$Nb = \frac{1 \text{ Hp}}{2.6 \text{ Hp/banda}} = 0.4 \text{ bandas}$$

Tabla 3.8: Potencia Básica de Banda sin corregir

Faster shaft speed r/min	Rated power per belt for small pulley datum diameter [mm]											Additional power per belt for speed ratio			
	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	1,00 to 1,05	1,06 to 1,24	1,25 to 1,59	> 1,59
	kW											kW			
100	0,19	0,21	0,23	0,25	0,27	0,29	0,32	0,34	0,37	0,40	0,43	0,00	0,01	0,02	0,02
200	0,33	0,37	0,41	0,45	0,49	0,53	0,58	0,62	0,67	0,73	0,78	0,00	0,02	0,04	0,05
300	0,47	0,52	0,58	0,63	0,69	0,75	0,82	0,88	0,96	1,03	1,11	0,01	0,03	0,05	0,07
400	0,59	0,66	0,73	0,80	0,87	0,96	1,04	1,12	1,22	1,32	1,43	0,01	0,04	0,07	0,09
500	0,70	0,79	0,88	0,96	1,05	1,15	1,26	1,36	1,48	1,59	1,73	0,01	0,05	0,09	0,11
600	0,81	0,91	1,02	1,12	1,22	1,34	1,46	1,58	1,72	1,86	2,02	0,01	0,06	0,11	0,14
700	0,91	1,03	1,15	1,27	1,38	1,52	1,66	1,80	1,96	2,11	2,29	0,02	0,07	0,13	0,16
720	0,93	1,05	1,17	1,29	1,41	1,56	1,70	1,84	2,00	2,16	2,35	0,02	0,08	0,13	0,16
800	1,01	1,14	1,28	1,41	1,54	1,70	1,85	2,01	2,18	2,36	2,56	0,02	0,08	0,15	0,18
900	1,10	1,25	1,40	1,54	1,69	1,86	2,04	2,21	2,41	2,60	2,82	0,02	0,09	0,16	0,20
960	1,16	1,31	1,47	1,63	1,78	1,96	2,14	2,33	2,53	2,74	2,98	0,02	0,10	0,18	0,22
1000	1,19	1,36	1,52	1,68	1,84	2,03	2,22	2,40	2,62	2,83	3,08	0,02	0,10	0,18	0,23
1100	1,28	1,46	1,63	1,81	1,98	2,19	2,39	2,59	2,83	3,06	3,32	0,03	0,11	0,20	0,25
1200	1,36	1,55	1,74	1,93	2,12	2,34	2,56	2,78	3,03	3,28	3,56	0,03	0,13	0,22	0,27
1300	1,44	1,65	1,85	2,05	2,25	2,49	2,72	2,96	3,23	3,49	3,80	0,03	0,14	0,24	0,29
1400	1,52	1,74	1,95	2,17	2,38	2,63	2,88	3,13	3,42	3,70	4,02	0,03	0,15	0,26	0,32
1440	1,55	1,77	1,99	2,21	2,43	2,69	2,95	3,20	3,49	3,78	4,11	0,03	0,15	0,26	0,33
1500	1,59	1,83	2,05	2,28	2,51	2,77	3,04	3,30	3,60	3,90	4,24	0,03	0,16	0,27	0,34
1600	1,67	1,91	2,15	2,39	2,63	2,91	3,19	3,46	3,78	4,09	4,45	0,04	0,17	0,29	0,36
1700	1,74	1,99	2,25	2,50	2,75	3,04	3,33	3,62	3,95	4,28	4,65	0,04	0,18	0,31	0,39
1800	1,80	2,07	2,34	2,60	2,86	3,17	3,47	3,78	4,12	4,46	4,85	0,04	0,19	0,33	0,41
1900	1,87	2,15	2,42	2,70	2,97	3,29	3,61	3,92	4,29	4,64	5,04	0,04	0,20	0,35	0,43
2000	1,93	2,22	2,51	2,80	3,08	3,41	3,74	4,07	4,44	4,81	5,22	0,05	0,21	0,37	0,45
2100	1,99	2,29	2,59	2,89	3,18	3,53	3,87	4,21	4,59	4,97	5,39	0,05	0,22	0,38	0,48
2200	2,04	2,36	2,67	2,98	3,28	3,64	3,99	4,34	4,74	5,13	5,56	0,05	0,23	0,40	0,50
2300	2,10	2,42	2,75	3,06	3,38	3,75	4,11	4,47	4,88	5,28	5,72	0,05	0,24	0,42	0,52
2400	2,15	2,49	2,82	3,15	3,47	3,85	4,22	4,59	5,01	5,42	5,87	0,05	0,25	0,44	0,54
2500	2,20	2,55	2,89	3,22	3,56	3,95	4,33	4,71	5,14	5,55	6,02	0,06	0,26	0,46	0,57
2600	2,24	2,60	2,95	3,30	3,64	4,04	4,44	4,82	5,26	5,68	6,15	0,06	0,27	0,48	0,59

Fuente: Catálogo SKF

El número de bandas obtenido para nuestro sistema de transmisión de potencia es de una sola banda.

3.4 DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN

3.4.1 Torque Equivalente

Para el diseño del eje de transmisión de potencia primero se establecen las cargas que actúan sobre el eje como es el:

$$Torque\ Equivalente = T\ extrusion + t\ arrastre + tcorte$$

$$T_{eq.} = 6612 + 3461.44 + 4200 = 14273.44\ N \cdot mm = 14.27\ N \cdot m$$

3.4.2 Fuerza neta asociada en la polea-banda

La fuerza neta corresponde a la fuerza resultante que genera la torsión en la polea conducida como se observa en la figura 3.8.

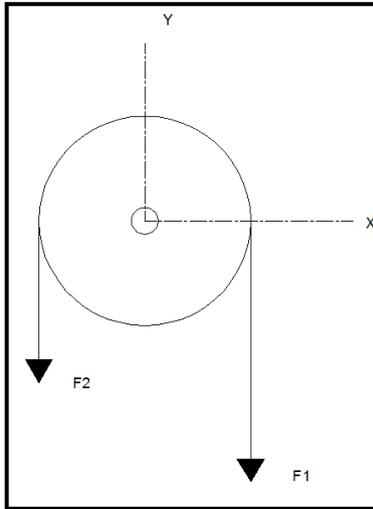


Figura 3.8: Diagrama de cuerpo libre de polea conducida

Fuente Elaboración propia

$$Fuerza\ neta = F1 - F2$$

$$Fuerza\ neta = \frac{T_{eq.}}{Radio\ polea\ conducida}$$

$$F_n = \frac{T_{eq.}}{R_{polea\ conducida}} = \frac{14273.44}{157.5} = 90.63\ N$$

3.4.3 Fuerza que flexiona el eje

La fuerza F_s corresponde a la suma de las fuerzas $F1$ y $F2$ que se muestran en la figura 3.8. Esta fuerza genera esfuerzos de flexión en el eje de transmisión.

$$F_s = F1 + F2$$

$$F1 = 5F2$$

$$F_s = 1.5 \cdot F_n$$

$$F_s = (1.5)(90.63) = 135.95\ N$$

3.4.4 Esquema del Eje de Transmisión

En la figura 3.9 se muestran las cargas que actúan en el eje de transmisión

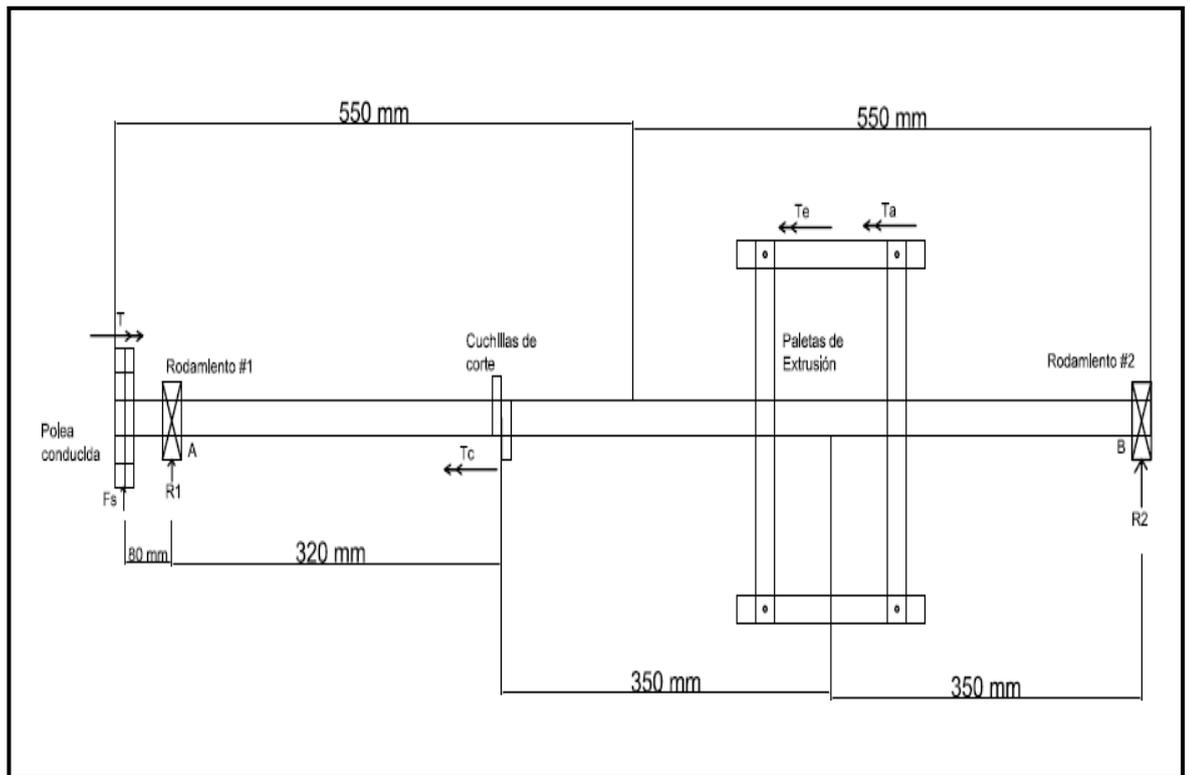


Figura 3.9: Esquema del Eje de Transmisión

Fuente: Elaboración propia

3.4.5 Reacciones en los cojinetes

Assumiendo que las fuerzas en la polea conducida, se aplican en sus respectivos centros de rotación, se pueden obtener las ecuaciones para obtener las fuerzas en los cojinetes.

$$\sum F_y = -F_s + R_1 + R_2 = 0$$

$$R_1 = F_s - R_2 \quad \Rightarrow \quad \text{(Cojinete \#1)}$$

$$\sum M_A = 50F_s + 1050R_2 = 0$$

$$R_2 = -\frac{50 F_s}{1050} = -0.0476 F_s \quad \Rightarrow \quad (\text{Cojinete \#2})$$

Reemplazando R_2 en R_1 :

$$R_1 = F_s + 0.0476 F_s = 1.0476 F_s \quad \Rightarrow \quad (\text{Cojinete \#1})$$

3.4.6 Cálculos de las reacciones en los cojinetes

Siguiendo con el análisis estático y usando las componentes adecuadas de las cargas aplicadas en la polea, se obtienen las componentes de fuerza sobre los cojinetes:

Cojinete #1:

$$R_{1x} = 1.0476 F_{sx} = -(1.0476)(0)$$

$$R_{1x} = 0 \text{ N}$$

$$R_{1y} = 1.0476 F_{sy} = (1.0476)(135.95)$$

$$R_{1y} = 142.42 \text{ N}$$

Cojinete #2:

$$R_{2x} = -0.0476 F_{sx} = -(0.0476)(0)$$

$$R_{2x} = 0 \text{ N}$$

$$R_{2y} = -0.0476 F_{sy} = -(0.0476)(135.95)$$

$$R_{2y} = -6.47 \text{ N}$$

Una vez que se tienen calculadas todas las fuerzas, se procederá a usar el **software de Autodesk Inventor** como **ayuda extra** para continuar con la ubicación de las cargas en el eje y los gráficos de fuerzas cortantes y momento flector.

3.4.7 Ubicaciones y tipos de soportes usando inventor

Se asumió que el eje iba a estar soportado por dos soportes:

- 1) Un soporte fijo
- 2) Un soporte libre

Las **posiciones de los soportes correspondían a las ubicaciones de los cojinetes.**

La ubicación del soporte fijo, se encuentra a 80 mm desde el inicio de la longitud del eje, (medido de izquierda a derecha):

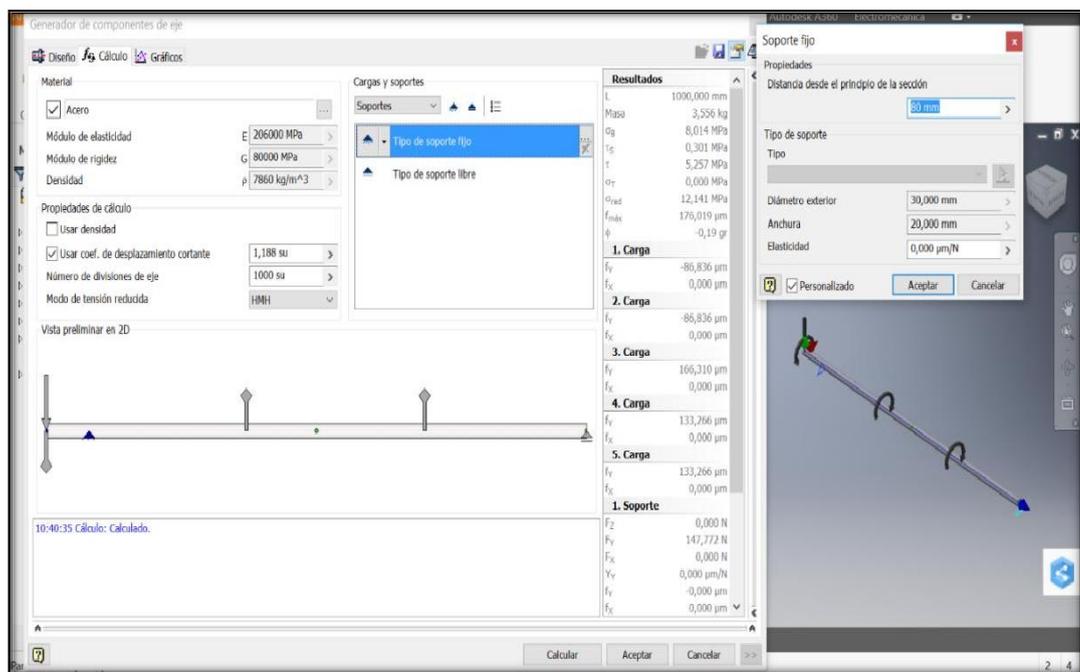


Figura 3.10: Ubicación del rodamiento fijo

Fuente: Autodesk Inventor Professional 2017

La ubicación del soporte libre se encuentra al final del eje de transmisión

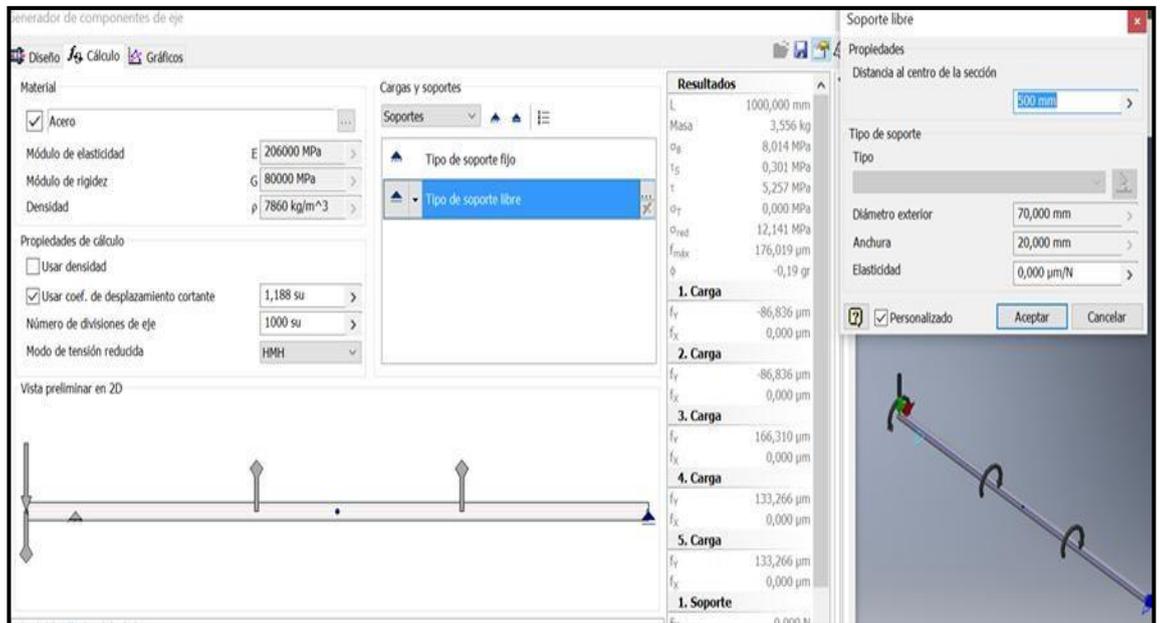


Figura 3.11: Ubicación del rodamiento libre

Fuente: Autodesk Inventor Professional 2017

3.4.8 Ubicaciones y magnitudes de cada uno de los pares de torsión soportados por el eje

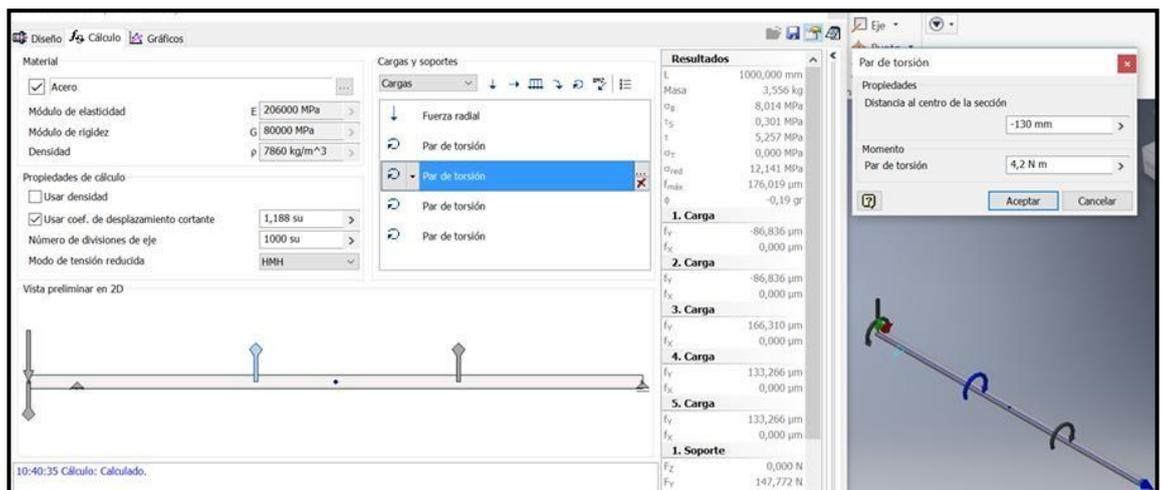


Figura 3.12: Par de Torsión ejercido por las Cuchillas de Corte

Fuente: Autodesk Inventor Professional 2017

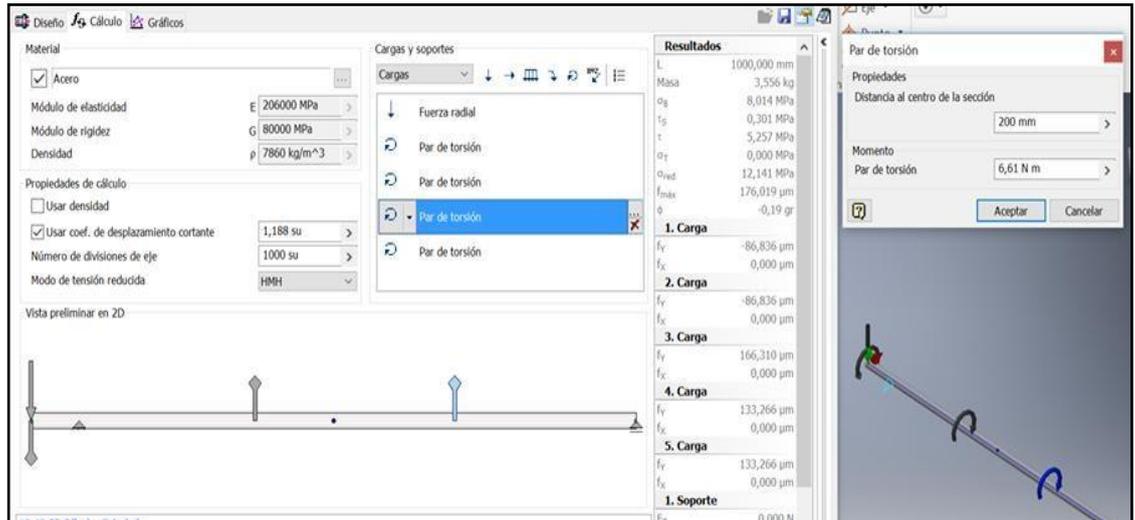


Figura 3.13: Par de Torsión ejercido por las Placas de Extrusión

Fuente: Autodesk Inventor Professional 2017

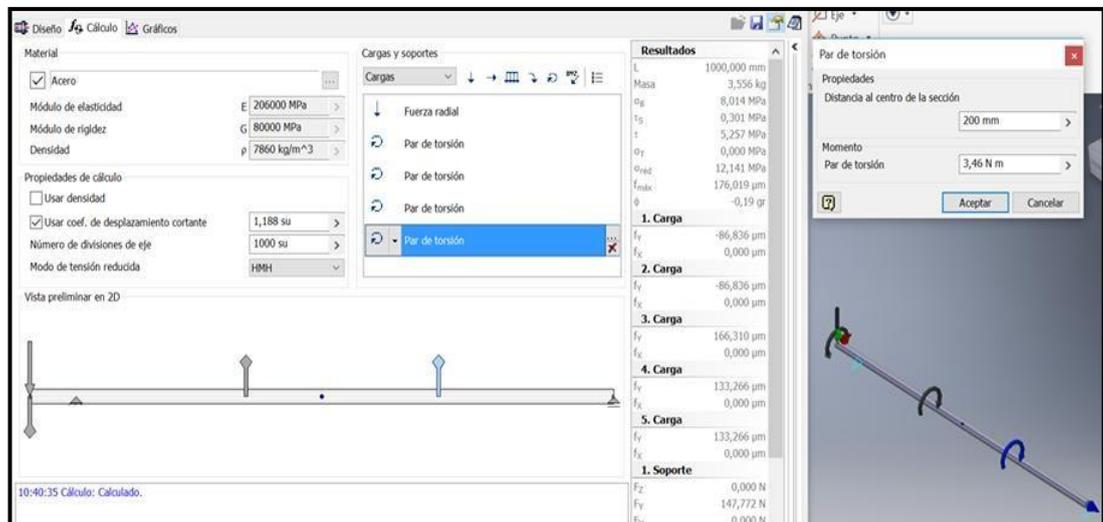


Figura 3.14: Par de Torsión ejercido por la Fuerza de Arrastre

Fuente: Autodesk Inventor Professional 2017

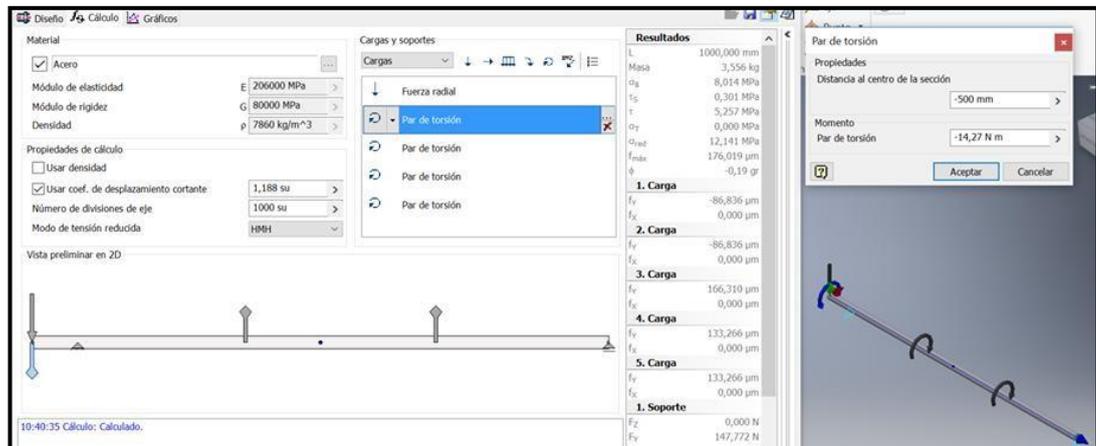


Figura 3.15: Par de Torsión proporcionado por el Motor

Fuente: Autodesk Inventor Professional 2017

3.4.9 Cálculo de la Resistencia a la Fatiga Corregida

Para determinar la resistencia a la fatiga corregida se usó como material para el eje: Acero Inoxidable AISI 304. Sin embargo, el software Autodesk Inventor no especifica algunas de las propiedades necesarias para cálculos posteriores, ni tampoco el tipo de acero, por lo que fue necesario a partir del esfuerzo de fluencia que el software proporcionaba encontrar la resistencia ultima a la tensión, para esto, se lo hizo a través del Catálogo de Aceros NKS [10] que cumple con las Normas ASTM (Tabla 3.9)

Tabla 3.9: Propiedades Mecánicas del Acero Inoxidable 304

Tipo	Límite elástico 0,2 % compensación (KSI)	Resistencia a la tracción (KSI)	% de elongación (longitud de calibre de 2")	Dureza Rockwell
Recocido 304	30 mín.	75 mín.	40 mín.	HRB 92 máx.
Dureza 304 ¼	75 mín.	125 mín.	12 mín.	HRC 25 a 32 (típico)
Dureza 304 ½	110 mín.	150 mín.	7 mín.	HRC 32 a 37 (típico)
Recocido 304L	25 mín.	70 mín.	40 mín.	HRB 92 máx.

Fuente: Catálogo NKS

Acero Inoxidable 304

Condición = **Recocido**

Resistencia Última a la Tensión = **75 kpsi**

Con estos datos se puede obtener la Resistencia a la Fatiga:

$S_e' = 0.5 S_{ut}$ para $S_{ut} < 200 \text{Kpsi}$ (**Ec. 4.5 a**) (**R. Norton, 2011**)

$S_e' = (0.5)(185) = \underline{\underline{37.5 \text{ Kpsi}}}$

Una vez obtenido S_e' , se puede calcular la resistencia a la fatiga corregida usando la siguiente fórmula:

$S_e = C_{carga} \cdot C_{tamaño} \cdot C_{sup} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot S_e'$ (**Ec. 4.6**) (**R. Norton, 2011**)

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga corregida y los factores de corrección se lo realizó utilizando las ecuaciones del Libro de diseño de máquinas de Robert L. Norton 4ta edición [11].

Factor de corrección de carga

$C_{carga} = \underline{1}$ (Flexión y Torsión) (**Ec. 4.7 a**) (**R.L Norton, 2011**)

Factor de corrección de tamaño

Para el Factor de corrección de Tamaño, se asumió un valor de diámetro de 1 pulgada, por lo tanto, se utilizó la ecuación de la Tabla 3.10.

Tabla 3.10: Factores de Corrección de Tamaño

para $d \leq 0.3 \text{ in (8 mm)}$:	$C_{tamaño} = 1$
para $0.3 \text{ in} < d \leq 10 \text{ in}$:	$C_{tamaño} = 0.869d^{-0.097}$
para $8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm}$:	$C_{tamaño} = 1.189d^{-0.097}$

Fuente: Diseño de Máquinas, Robert L. Norton, 4ta edición

$C_{tamaño} = 0.869d^{-0.097}$ (**Ec. 4.7 b**) (**R.L Norton, 2011**)

$C_{tamaño} = 0.869$

Factor de corrección de superficie

Para el factor de corrección de superficie se consideró que el eje se maquina para su fabricación

$$C_{sup} = A(S_{ut})^b \text{ (Ec. 4.7 e) (R.L Norton, 2011)}$$

Según Tabla 3.11::

Tabla 3.11: Factores de corrección de Superficie

Acabado superficial	Para S_{ut} en MPa se usa		Para S_{ut} en kpsi (no psi) se usa	
	A	b	A	b
Esmerilado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o rolado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

Fuente: Diseño de máquinas, Robert L. Norton, 4ta edición

Asumiendo un acabado superficial por maquinado o rolado en frío, se obtienen los siguientes coeficientes:

$$A = 2.7, b = -0.265$$

Reemplazando los coeficientes en la ecuación anterior:

$$C_{sup} = 2.7 (75)^{-0.265}$$

$$C_{sup} = \mathbf{0.86}$$

Factor de corrección de Temperatura

$$C_{temp} = \mathbf{1} \text{ (para } T < 450^\circ\text{C) (Ec. 4.7 f) (R.L Norton, 2011)}$$

Factor de corrección de Confiabilidad

Para el diseño del eje de transmisión se trabajará con una confiabilidad del 99.99 % (Tabla 3.12), esto garantizará la certeza de los resultados.

Tabla 3.12: Factores de Corrección de Confiabilidad

% de confiabilidad	C _{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Fuente: Diseño de Máquinas, Robert L. Norton, 4ta edición

C_{conf} = **0.702** (Asumiendo un 99.99% de confiabilidad)

Resistencia a la fatiga corregida

Reemplazando todos estos factores en la (**Ec. 4.6**) (R.L Norton, 2011)

Se obtiene:

$$S_e = 1 \times 0.869 \times 0.86 \times 1 \times 0.702 \times 37.5 = 20 \text{ Ksi}$$

$$S_e = 20 \text{ Kpsi}$$

3.4.10 Cálculo de la sensibilidad a la muesca:

Por muesca se entiende cualquier contorno geométrico que supone un obstáculo al flujo de la fuerza a través de la pieza. La presencia de una discontinuidad, cambio brusco de sección, etc. hace que se altere la distribución de esfuerzos en las proximidades de la misma. Este valor de q permitirá obtener los concentradores de esfuerzos a la fatiga.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Existen cargas por Flexión y cargas por Torsión, por lo tanto, existirán dos diferentes factores de sensibilidad a la muesca:

De la Tabla 3.13 se obtiene la constante de Neuber para los aceros.

Tabla 3.13: Constantes de Neuber para Aceros

S_{ut} (kspi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0.130
55	0.118
60	0.108
70	0.093
80	0.080
90	0.070
100	0.062
110	0.055
120	0.049
130	0.044
140	0.039
160	0.031
180	0.024
200	0.018
220	0.013
240	0.009

Fuente: Diseño de Máquinas, Robert L. Norton, 4ta edición

Para Flexión:

$$S_{ut} = 75 \text{ kpsi} \Rightarrow \sqrt{a} = 0.0865 \text{ in}^{1/2} \text{ (Para Flexión).}$$

En el caso de torsión, se debe considerar un S_{ut} 20 veces mayor que el S_{ut} del material, por tanto:

$$S_{ut} = 95 \text{ Kpsi} \Rightarrow \sqrt{a} = 0.066 \text{ in}^{1/2} \text{ (para torsión)}$$

Con estos dos valores de constantes y con un radio de la muesca r igual a 0.01 in (obtenido del catálogo de rodamientos NSK)

Se reemplazan los valores

$$q_f = \frac{1}{\frac{1}{\sqrt{a_f}} \left(1 + \frac{0.0865}{\sqrt{0.01}} \right)} = \frac{1}{2.18} = \mathbf{0.54 \text{ (Para Flexión)}}$$

$$q_{fs} = \frac{1}{\frac{1}{\sqrt{a_t}} \left(1 + \frac{0.066}{\sqrt{0.01}} \right)} = \frac{1}{1.93} = \mathbf{0.6 \text{ (Para Torsión)}}$$

3.4.11 Cálculo de factores de concentración de Esfuerzos Teóricos

Para obtener el factor de concentración de esfuerzo teórico por flexión se deben asumir los diámetros mayor y menor del eje. Con estos valores encontramos el punto de intersección de las relaciones que se muestran en la Figura 3.16.

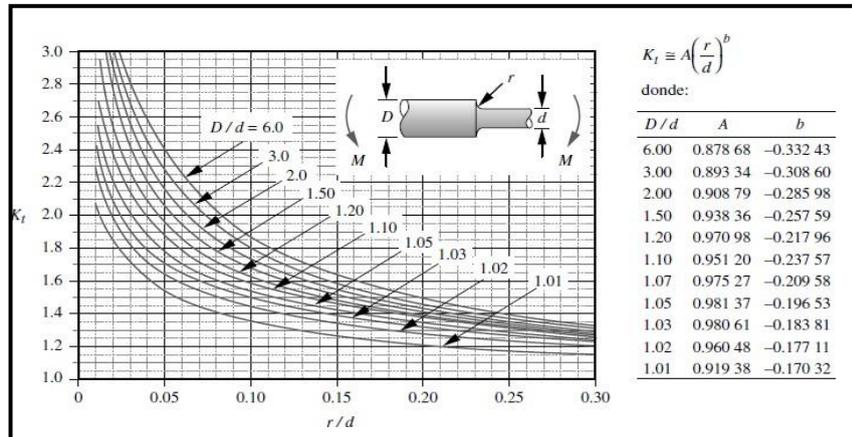


Figura 3.16: Factor de Concentración de Esfuerzo Teórico para Flexión

Fuente: Diseño de Máquinas, Robert L. Norton, 4ta edición

Como se asumió inicialmente un eje de 25.4 mm se asumirá también una chumacera de aproximadamente 20 mm de diámetro, el radio r se asumirá de 0.01 in proporcionado por el catálogo de rodamientos NSK. Con $D/d = 1.2$, $r/d = 0.15$ de acuerdo a estas relaciones calculadas se obtiene un $K_t = 1.5$ (*Para Flexión*).

Para Torsión:

Se utiliza las mismas relaciones que para flexión, pero el punto de intersección se lo determina en la Figura 3.17.

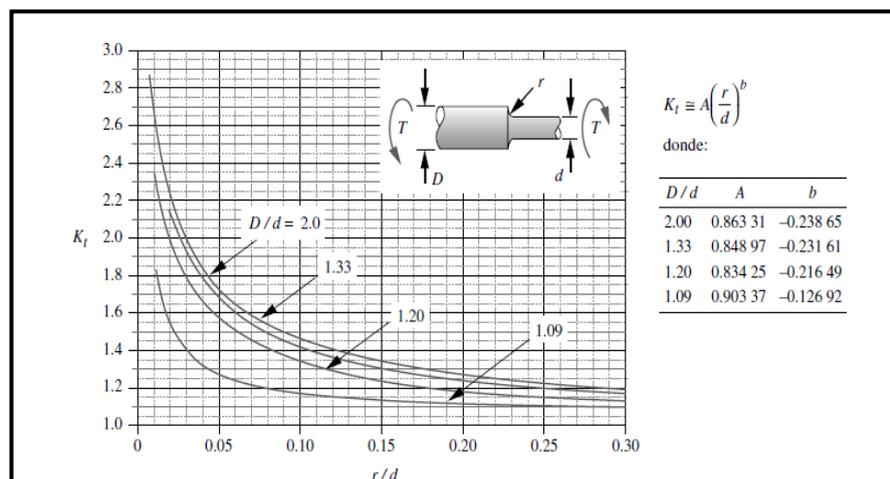


Figura 3.17: Factor de Concentración de Esfuerzo Teórico para Torsión

Fuente: Diseño de Máquinas, Robert L. Norton, 4ta edición

Con $D/d = 1.2$, $r/d = 0.15$, se obtiene

$K_{ts} = 1.25$ (*Para Torsión*)

3.4.12 Cálculo de los factores de concentración de Esfuerzos de Fatiga:

Usando los valores calculados anteriormente y usando la siguiente ecuación:

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

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0.54 (0.5) = 1.27 \text{ (Para flexión)}$$

$$K_{fs} = 1 + q_t (K_{tt} - 1) = 1 + 0.6 (1.25 - 1) = 1.15 \text{ (Para torsión)}$$

3.4.13 Cálculo del Diámetro del Eje

De la siguiente gráfica de Momento Flector obtenida de Inventor, se debe seleccionar el valor crítico, el mismo donde se producirá el máximo esfuerzo de flexión.

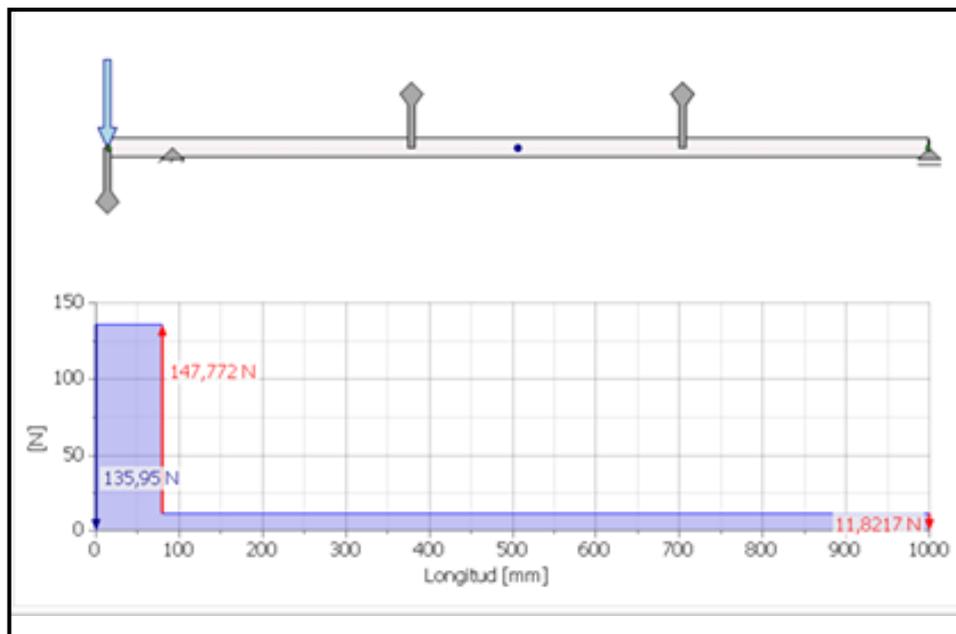


Figura 3.18: Diagrama de Fuerza Cortante para el Eje de Transmisión

Fuente: Autodesk Inventor Professional 2017

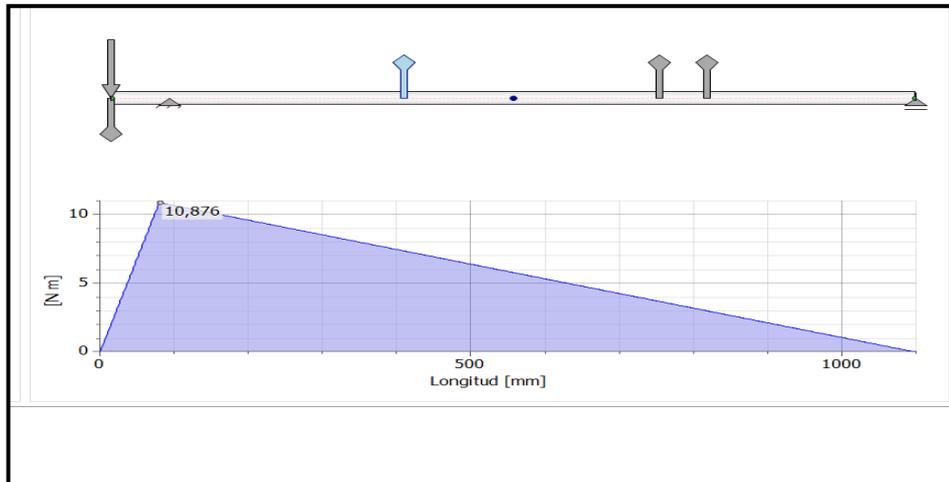


Figura 3.19: Diagrama del Momento Flector Resultante para el Eje de Transmisión

Fuente: Autodesk Inventor Professional 2017

Para calcular el diámetro del eje se lo realizó mediante Norma ASME B106:

Dónde:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K \frac{M_a}{f S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K \frac{T_m}{f_s S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Reemplazando todos los valores obtenidos anteriormente se obtiene:

$$d = \left\{ \frac{32(2.5)}{\pi} \left[\left(\frac{1.27(96)}{20000} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1.15(123)}{30000} \right)^2 \right] \right\}^{1/3}$$

$$\mathbf{d = 0.57 \text{ pulgadas} = 14.5 \text{ mm}}$$

En la figura 3.19 se muestra el diseño final del eje de transmisión de potencia

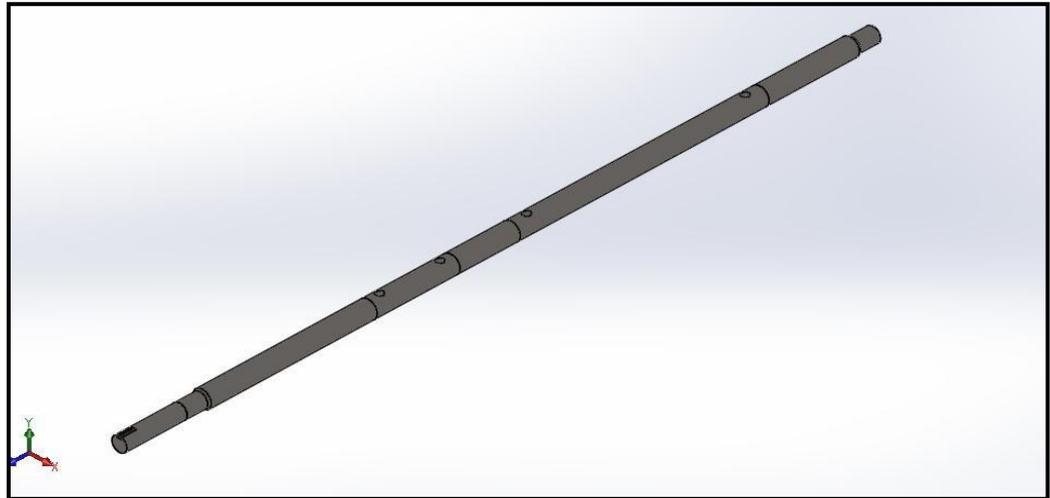


Figura 3.20: Vista Isométrica del Eje de Transmisión

Fuente: Elaboración propia

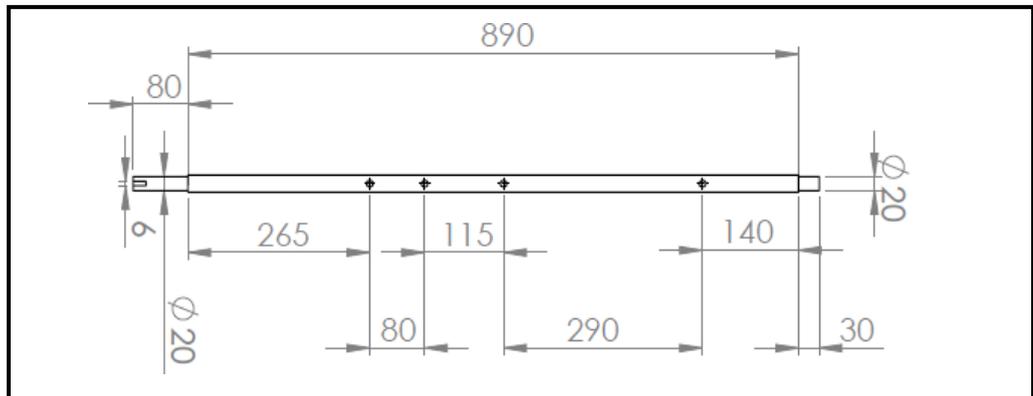


Figura 3.21: Geometría del Eje de Transmisión

Fuente: Elaboración propia

Debido a que se obtuvo un valor de 14.5 mm de diámetro para el eje de transmisión, se seleccionará un eje con diámetro de 1 pulgada ya que esta dimensión es la que se encuentra disponible en el mercado. El eje se mecanizará hasta obtener una dimensión de 24 mm y por último se realizarán las reducciones para las chumaceras de 20 mm, la chaveta de la patea conducida se encuentra ubicada en el extremo del eje.

3.4.14 Selección de chaveta de transmisión

La chaveta de la polea conducida, se la selecciona de acuerdo a la Norma Asme como la polea se encuentra en el extremo donde el diámetro es de 20 mm su correspondiente chaveta se muestra en la Tabla 3.14

Tabla 3.14: Selección de las medidas de Cuñas Estándar ASME

Diámetro del eje (In)	Ancho nominal de la cuña (In)	Diámetro del tornillo prisionero (In)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)
$0.312 < d \leq 0.437$	0.093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0.437 < d \leq 0.562$	0.125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0.562 < d \leq 0.875$	0.187	0.250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0.875 < d \leq 1.250$	0.250	0.312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1.250 < d \leq 1.375$	0.312	0.375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1.375 < d \leq 1.750$	0.375	0.375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1.750 < d \leq 2.250$	0.500	0.500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2.250 < d \leq 2.750$	0.625	0.500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2.750 < d \leq 3.250$	0.750	0.625	$50 < d \leq 58$	16 x 10

Fuente: Diseño de Máquinas, Robert L. Norton, 4ta edición

Ancho x Alto = 6 mm x 6 mm

3.4.15 Simulación del Eje de Transmisión en Ansys Academic

Una vez que se estableció la dimensión final del eje de transmisión con sus respectivas reducciones y redondeos se procedió a la simulación en ANSYS Academic R17.0 . El análisis a realizarse es un análisis de fatiga. En la siguiente figura, se pueden observar las cargas que actúan sobre el sistema como son la fuerza Fs, Torque del motor y los torques de Corte, Extrusión y Arrastre Figura 3.22.

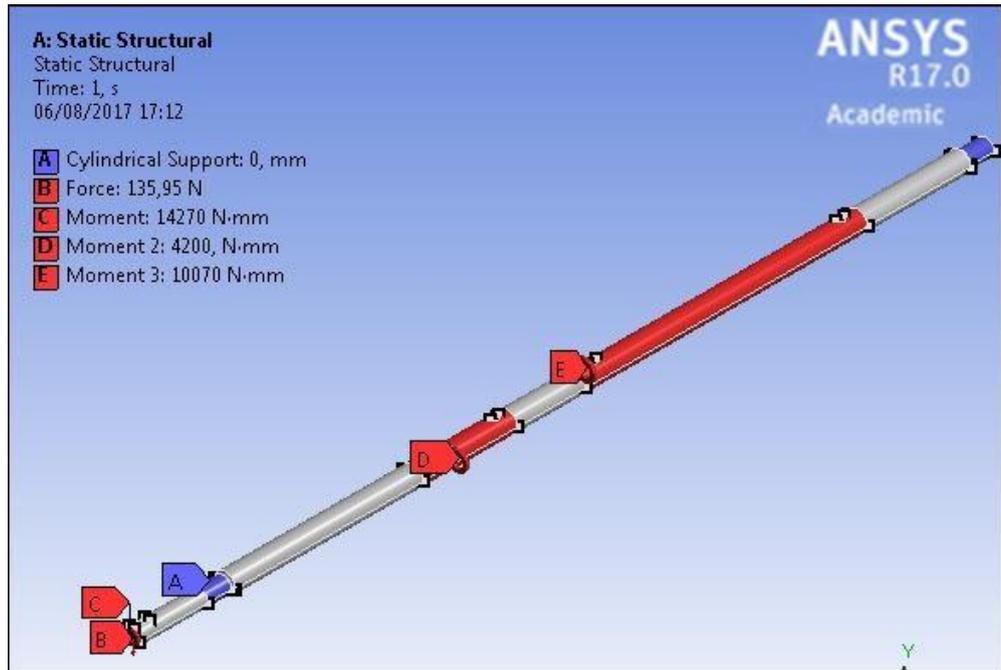


Figura 3.22: Análisis Estructural del Eje de Transmisión

Fuente: Ansys R17.0 Academic

Una vez ingresados los parámetros de Cargas Estructurales y de Fatiga se procede a resolver el modelo estructural. En la figura 3.23 se puede apreciar el resultado de distribución de esfuerzos comprobando que, efectivamente, el punto crítico se da en el primer apoyo que es el de mayor esfuerzo de flexión. El esfuerzo máximo equivalente que actúa en este punto es de 23 Mpa.

3.4.16 Distribución de Esfuerzos Equivalentes

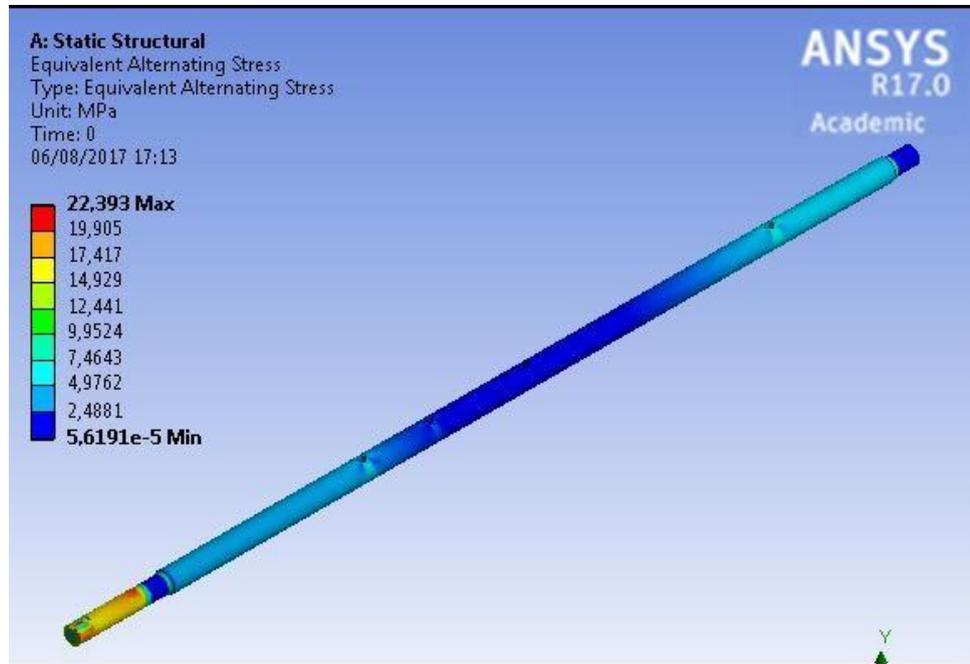


Figura 3.23: Distribución de Esfuerzos de Fatiga en el Eje de Transmisión

Fuente: Ansys R17.0 Academic

3.4.17 Deformación Equivalente

La deformación equivalente máxima que se produce en el eje es de 0.025 mm; ésta se genera al inicio del eje donde actúa la fuerza F_s producida por el sistema de Polea – Banda Figura 3.24.

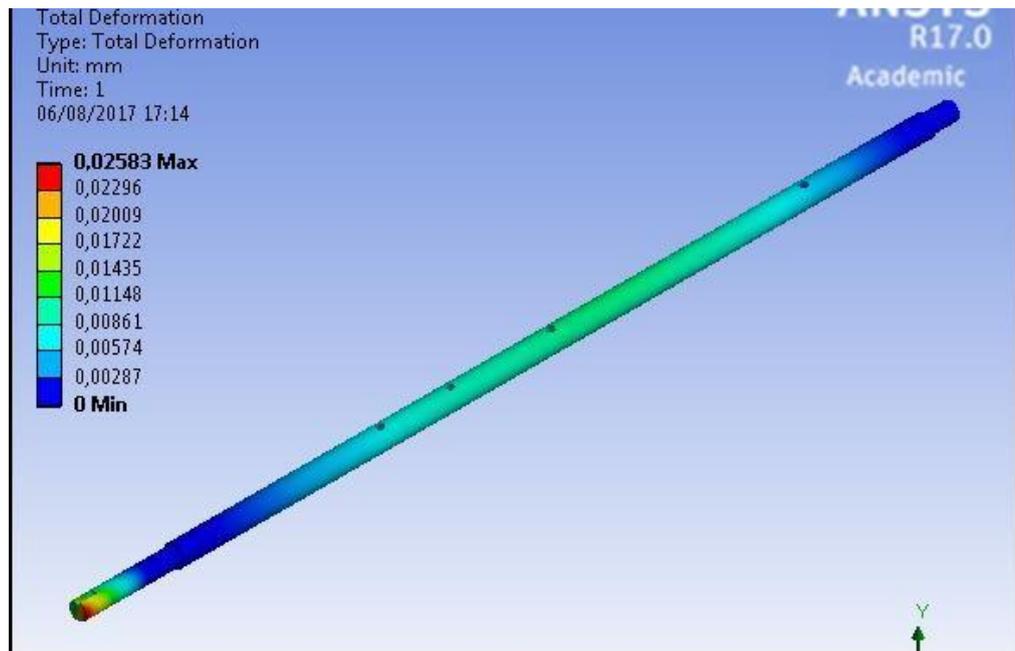


Figura 3.24: Deformación Total en el Eje de Transmisión

Fuente: Ansys R17.0 Academic

3.4.18 Factor de Seguridad

En la figura 3.25 se puede observar el factor de seguridad para este diseño de eje, comprobando que trabaja de manera segura con un factor de seguridad de 3.84. Analíticamente se trabajó con un factor de seguridad de 2.5 donde se obtuvo un diámetro de 14.5 mm pero debido a la disponibilidad de medidas estándar en el mercado se dimensionó el eje para una chumacera de 20 mm.

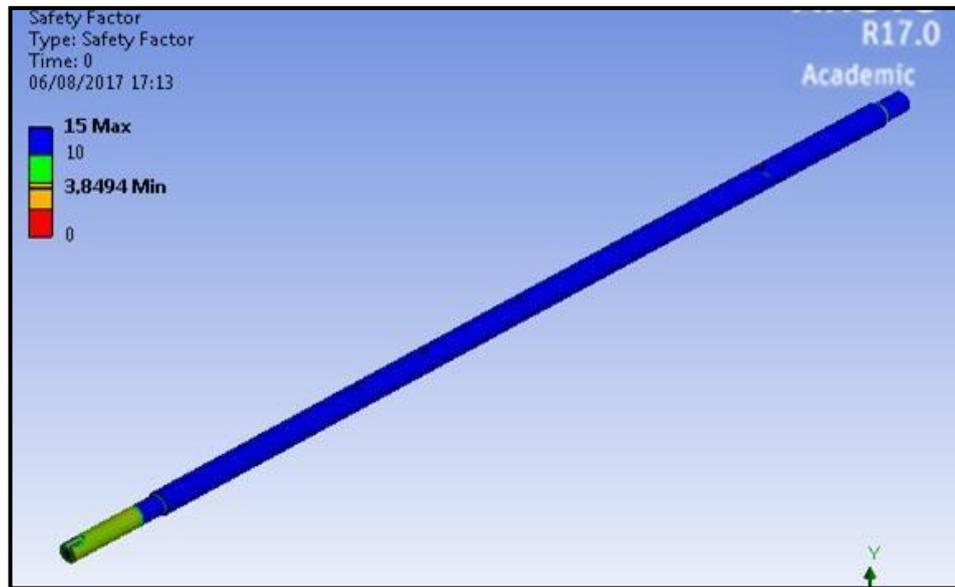


Figura 3.25: Factor de Seguridad por Fatiga para el Eje de Transmisión

Fuente: Ansys R17.0 Academic

3.4.19 Vida del eje de Transmisión

En el análisis de vida se puede verificar que el eje tiene una vida de 1000000 ciclos por lo tanto el eje está diseñado para vida infinita (Fig 3.26).

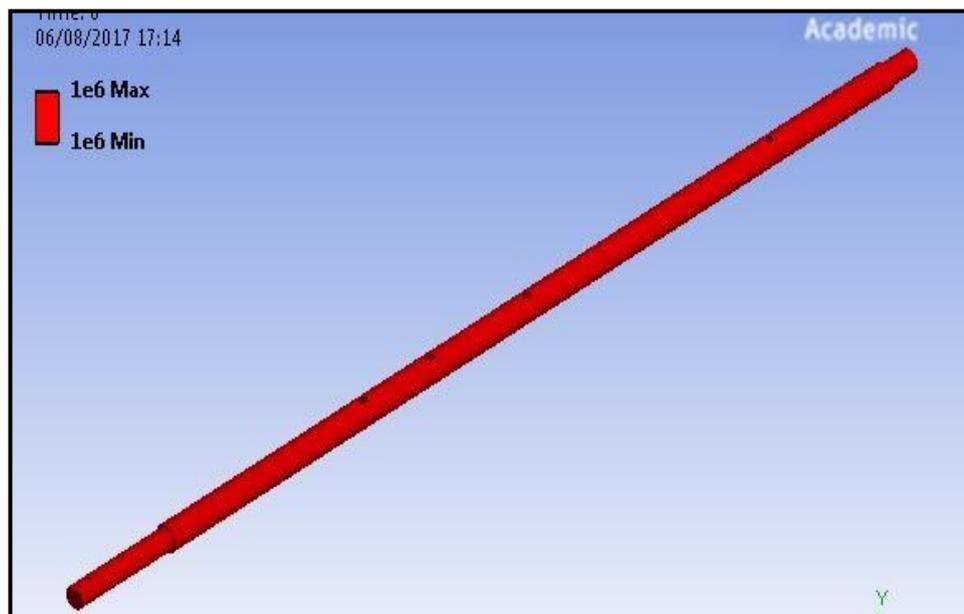


Figura 3.26: Ciclo de Vida del Eje de Transmisión

Fuente: Ansys R17.0 Academic

3.5 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Para la selección de rodamientos se lo realizó mediante el catalogo NTN [12] usando la ecuación de capacidad de carga del rodamiento; como se obtuvo anteriormente, las reacciones en cada rodamiento son:

$$R_{1y} = 142.42 \text{ N} \quad R_{2y} = -6.47 \text{ N}$$

Trabajaremos con la carga radial más alta, la cual corresponde a R1. Para calcular la capacidad de carga, utilizaremos las siguientes ecuaciones:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3$$
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3$$
$$L_{10h} = 500fh^3$$
$$500fh^3 = \frac{10^6}{60n} \times \left(\frac{Cr^3}{Pr^3}\right)$$

Para obtener el Índice Básico de carga C_r , debemos encontrar el factor de vida de la fatiga fh , este se encuentra en la (Tabla 3.15) y depende del tipo de máquina y su Periodo de funcionamiento.

Tabla 3.15: Factor de Vida a la Fatiga

Periodos de funcionamiento	Factor de vida de fatiga f_h				
	~3	2-4	3-5	4-7	6~
Utilizados con poca frecuencia o durante periodos cortos	<ul style="list-style-type: none"> Motores pequeños para electrodomésticos, como aspiradoras y lavadoras. Herramientas eléctricas manuales 	<ul style="list-style-type: none"> Maquinaria agrícola 			
Utilizados ocasionalmente pero cuya fiabilidad es importante		<ul style="list-style-type: none"> Motores para calefactores domésticos y aires acondicionados Maquinaria para la construcción 	<ul style="list-style-type: none"> Transportadoras Roldanas para cables elevadores 		
Utilizados intermitentemente durante periodos relativamente largos	<ul style="list-style-type: none"> Cuellos de cilindros para laminación 	<ul style="list-style-type: none"> Motores pequeños Grúas de cubierta Grúas de carga en general Soportes de piñón Coches de pasajeros 	<ul style="list-style-type: none"> Motores de fábricas Máquina Herramienta Transmisiones Cribas Trituradoras 	<ul style="list-style-type: none"> Roldanas para grúas Compresores Transmisiones especializadas 	
Utilizados intermitentemente durante más de ocho horas diarias		<ul style="list-style-type: none"> Escaleras mecánicas 	<ul style="list-style-type: none"> Separadores centrifugos Equipos de aire acondicionado Compresores Máquinas para trabajar madera Motores grandes Cajas de ejes para ejes ferroviarios 	<ul style="list-style-type: none"> Elevadores para minas Volantes de prensas Motores de tracción para ferrocarriles Cajas de ejes para locomotoras 	<ul style="list-style-type: none"> Máquinas para fabricación de papel

Fuente: Catálogo NSK

Debido a que nuestra máquina utiliza un motor pequeño y su periodo de funcionamiento es intermitentemente se utiliza un f_h entre 2-4 escogiendo la media de $f_h = 3$ (18500 horas), por lo tanto

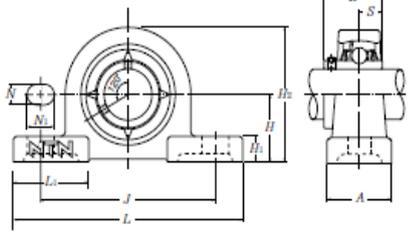
$$500(3)^3 = \frac{10^6}{60(430 \text{ Rpm})} \times \frac{Cr^3}{(142.42)^3}$$

$$Cr = 1.002 \text{ KN}$$

Con $Cr = 1.002 \text{ KN}$ nos vamos al catálogo de chumaceras de acero inoxidable (Tabla 3.16). Como nuestro eje obtenido en el diseño es de 1 in de diámetro y sus reducciones son de 20 mm de diámetro, se escogerá una chumacera de 20 mm de diámetro.

Tabla 3.16: Chumaceras de Acero Inoxidable

Pillow blocks (Stainless series)
Set screw type



Shaft dia. mm	Unit number	Nominal dimensions											Bolt size mm
		H	L	J	A	N	N _i	H _i	H ₂	L _i	B	S	
20	F-UCPM204/LP03	33.3	120	95	30	12	14	11	64	42	31	12.7	M10
25	F-UCPM205/LP03	36.5	130	105	30	12	14	12	70	42	34.1	14.3	M10
30	F-UCPM206/LP03	42.9	155	121	36	17	20	13	82	54	38.1	15.9	M14
35	F-UCPM207/LP03	47.6	161	127	38	17	20	14	92	54	42.9	17.5	M14

Fuente: Catálogo NTN

Tabla 3.17: Capacidad de Carga Radial

Bearing number mm	Basic load ratings		Housing number mm	Mass of unit kg
	dynamic	static		
	C_r	C_{or}		
F-UC204D1/LP03	9.9	6.65	PM204	0.6
F-UC205D1/LP03	10.8	7.85	PM205	0.7
F-UC206D1/LP03	15.0	11.3	PM206	1.1
F-UC207D1/LP03	19.7	15.3	PM207	1.3

Fuente: Catálogo NTN

Como se puede observar en la Tabla 3.17, $C_r = 1.002 \text{ KN} < C_r = 9.9 \text{ KN}$ por lo tanto, es seleccionada dentro del diseño de la máquina.

3.5.1 Lubricación de rodamientos Para la industria alimenticia

Para la lubricación de las chumaceras de acero inoxidable se utilizará lubricante LGFP 2 [13], ya que esta grasa es para rodamientos de máquinas que operan en la industria alimenticia figura Figura 3.27.



Figura 3.27: Lubricante LGFP-2

Fuente: Catálogo SKF

3.6 DISEÑO DE TOLVA DE ALIMENTACIÓN

3.6.1 Dimensionamiento

Se diseñará una Tolva de Alimentación para una capacidad de aproximadamente 54 mangos.

El volumen de cada mango se lo consiguió experimentalmente aplicando el Principio de Arquímedes, donde se obtuvo un volumen aproximado de 0.00045 m^3 . Por otra parte, la masa de cada mango, se calculó colocando la fruta en una balanza, teniendo como resultado una masa de aproximadamente de 411 g.

$$\rho_m = \frac{m}{v}$$

$$\rho_m = \frac{0.411 \text{ Kg}}{0.00045 \text{ m}^3} = 913.33 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$Masa\ Total = 54\ mangos \times 0.411\ Kg$$

$$Masa\ Total = 22\ Kg$$

$$Volumen = \frac{m}{\rho_m}$$

$$Volumen = \frac{22\ Kg}{913.33\ Kg/m^3} = 0.024\ m^3$$

Considerando un 20 % de espacios vacios obtenemos un volumen de Tolva

$$V_{tolva} = 1.2(0.024\ m^3) = 0.03\ m^3$$

El espesor de la plancha utilizado para el diseño de la tolva es de 2 mm

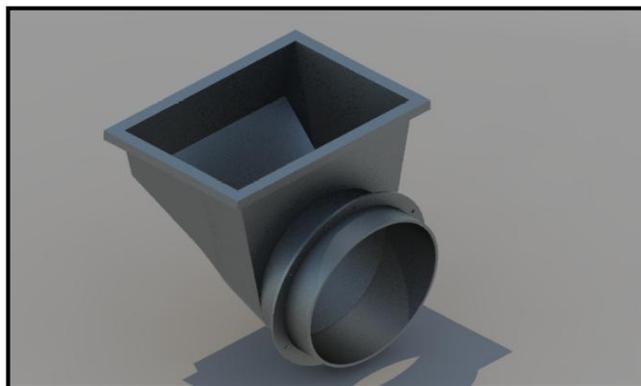


Figura 3.28: Vista Isométrica de la Tolva de Alimentación

Fuente: Elaboración propia

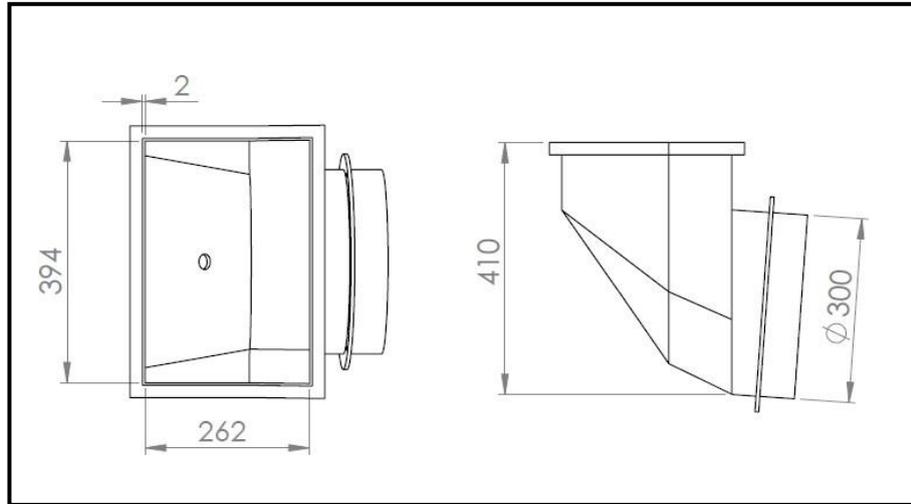


Figura 3.29: Geometría de Tolva de Alimentación

Fuente: Elaboración propia

3.6.2 Simulación en Ansys Academic

Parámetros de Simulación:

Para la simulación se consideró una tolva que se encuentra llena de mango, donde las cargas laterales dentro de la tolva actúan como una presión variable de manera proporcional con la altura. La densidad del mango es de $913.33 \text{ Kg}/\text{m}^3$

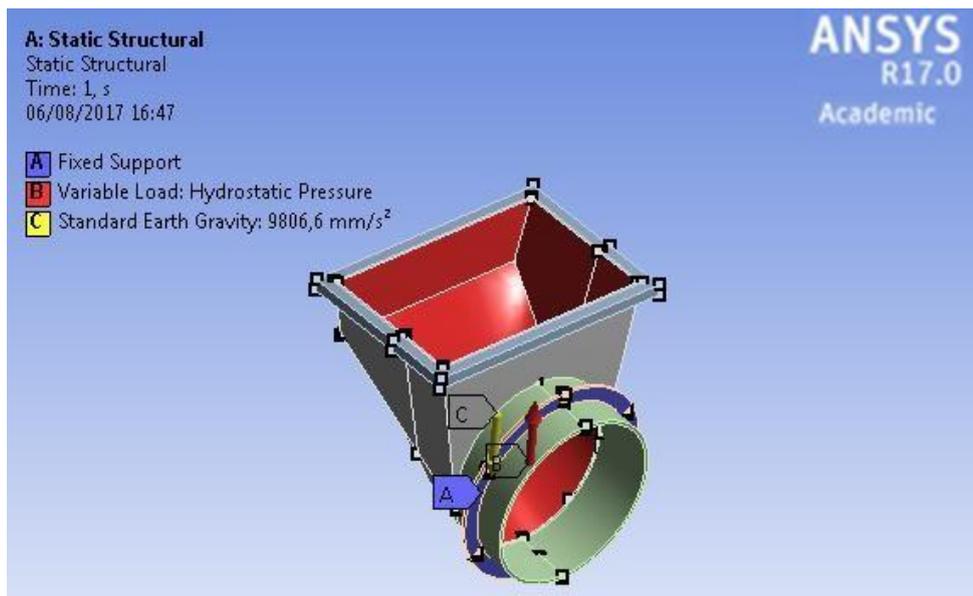


Figura 3.30: Análisis Estático - Estructural de Tolva de Alimentación

Fuente: Ansys R17.0 Academic

En la Figura 3.30, se pueden observar todos los parámetros modelados para el diseño de la Tolva de Alimentación, como se puede observar, la carga del mango, se la modeló como una carga variable de Presión Hidrostática, ya que la presión varía en base a la altura del número de mangos adicionales.

Esfuerzo Equivalente de Von Mises:

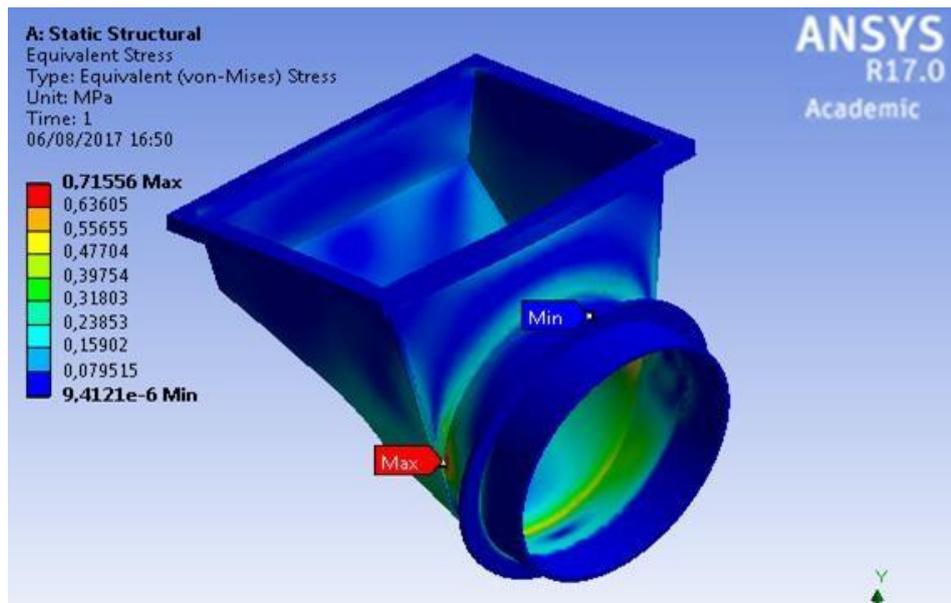


Figura 3.31: Distribución de Esfuerzo Equivalente en la Tolva de Alimentación

Fuente: Ansys R17.0 Academic

En la figura 3.31, se puede observar que el máximo esfuerzo combinado, se produce en la parte más baja de la Tolva y en la unión de la Tolva con la parte cilíndrica debido a los concentradores de esfuerzo. El esfuerzo máximo es de aproximadamente 720 Pa. El material utilizado es Acero Inoxidable AISI 304.

Factor de Seguridad:

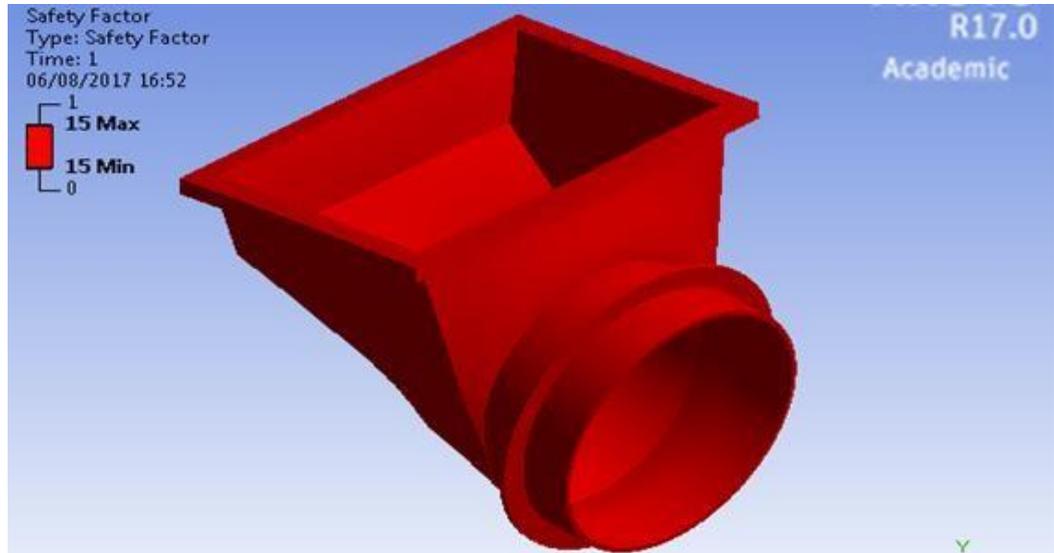


Figura 3.32: Factor de Seguridad por Fatiga de Tolva de Alimentación

Fuente: Ansys R17.0 Academic

Según la Figura 3.32, se puede observar que el Factor de Seguridad por Fatiga para esta relación de Presión Hidrostática es un factor muy elevado, ya que el esfuerzo aplicado por el mango es prácticamente despreciable en comparación a la resistencia del material de la Tolva de Alimentación.

3.7 DISEÑO DE LAS CUCHILLAS DE CORTE

3.7.1 Dimensionamiento

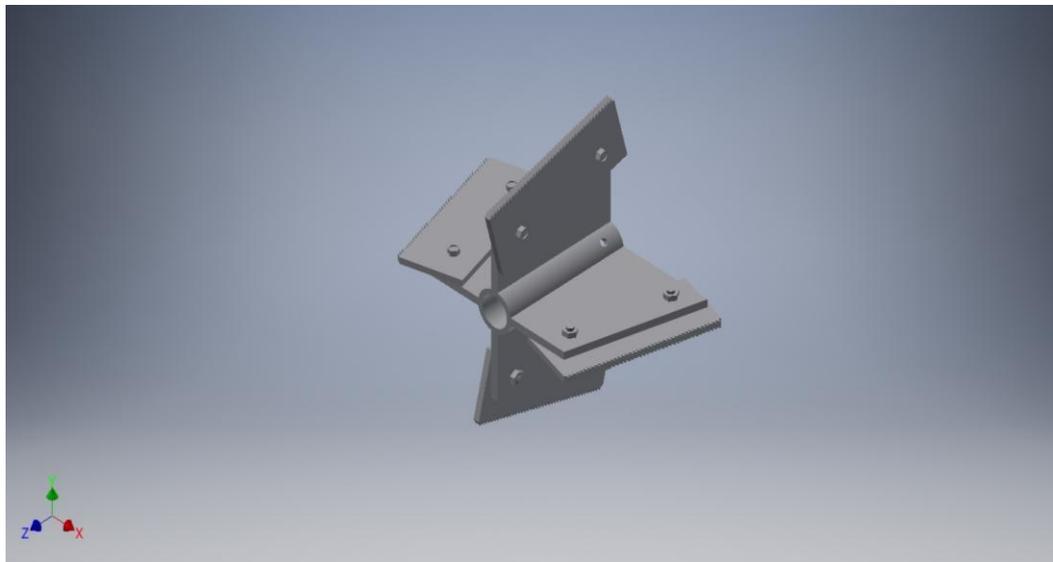


Figura 3.33: Vista Isométrica del Sistema de Corte

Fuente: Elaboración propia

La Figura 3.33 muestra el Sistema Ensamblado de Cuchillas de Corte que se diseñó; fue un sistema constituido por una estructura compuesta por 4 láminas de soporte con un ángulo de inclinación de aproximadamente 15° con respecto a la horizontal, soldadas a un bocín.

Cada lámina de soporte estaba ensamblada a las cuchillas de corte mediante 2 uniones apernadas ubicadas en posiciones estratégicas. Las uniones apernadas eran de 6 mm de diámetro. El bocín por su parte, también estaba compuesto por dos agujeros de 6mm cada uno para que a través de estos, los prisioneros ensamblen con el eje de transmisión.

Por otra parte, este sistema de ensamble estaba acoplado a 4 cuchillas de corte en cada una de las láminas de soporte. Cada cuchilla de corte estaba formada por dientes aserrados de 3 mm de altura, los cuales formaban un ángulo de aproximadamente 45°. El espesor del bocín fue diseñado de 4 mm; el espesor de las láminas de soporte fue diseñado de 6 mm mientras que el espesor de cada una de las cuchillas de 5 mm.

El material del que estuvo hecho todo este sistema de ensamble en su totalidad fue de Acero Inoxidable AISI 304.

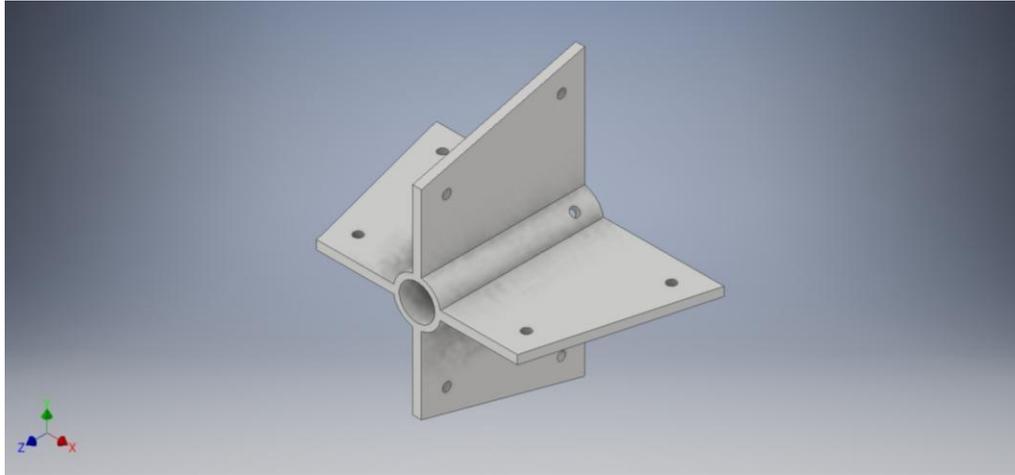


Figura 3.34: Vista Isométrica de la Estructura de las Cuchillas de Corte

Fuente: Elaboración propia

La Figura 3.34 muestra a una de las piezas de las que está formado el ensamblaje; representa la estructura del ensamble de las cuchillas de corte:

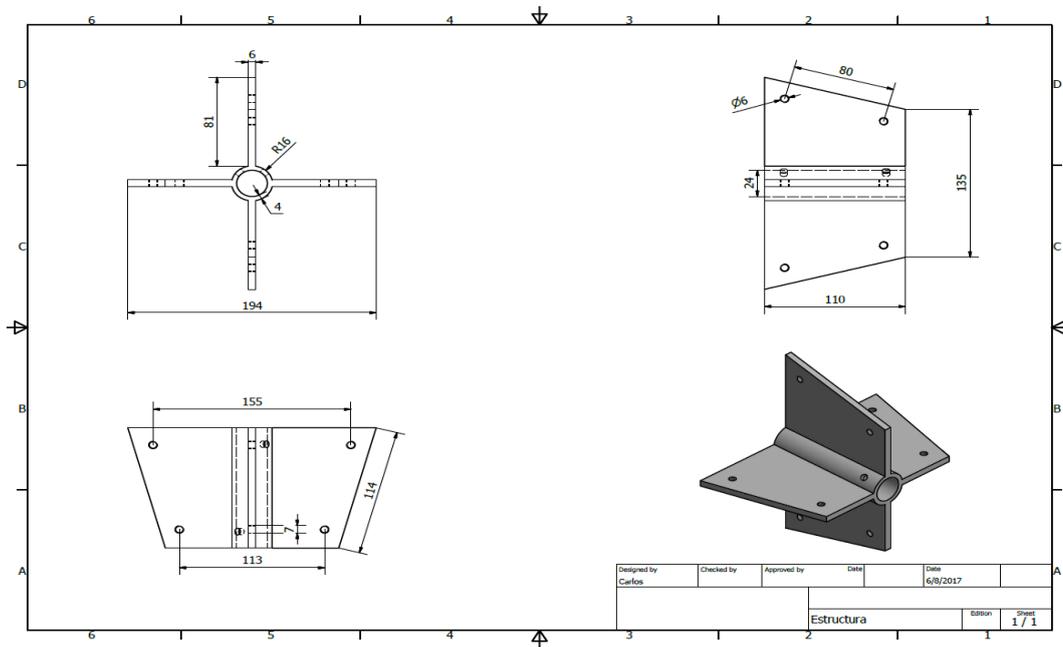


Figura 3.35: Geometría de la Estructura de las Cuchillas de Corte

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.35 se muestran las medidas de las diferentes vistas de la estructura del ensamble de las cuchillas. Como se puede apreciar, está formada por 4 láminas de soporte simétricas, con una orientación de 90° entre ellas, además de un ángulo de inclinación. Cabe recalcar, que en el bocín de la estructura se encuentran unos agujeros inclinados de 6mm de diámetro que sirven como pasadores para el eje principal de la máquina.

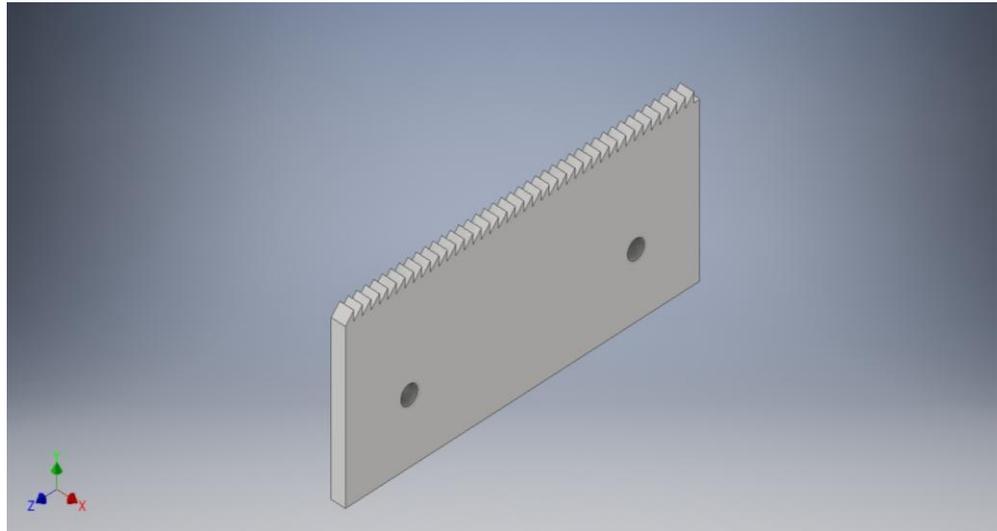


Figura 3.36: Vista Isométrica de la Cuchilla de Corte

Fuente: Elaboración propia

La Figura 3.36 muestra una de las 4 cuchillas de corte, la cual va ensamblada mediante uniones apernadas a la estructura del ensamble de las cuchillas de corte. Son 4 cuchillas de corte idénticas.

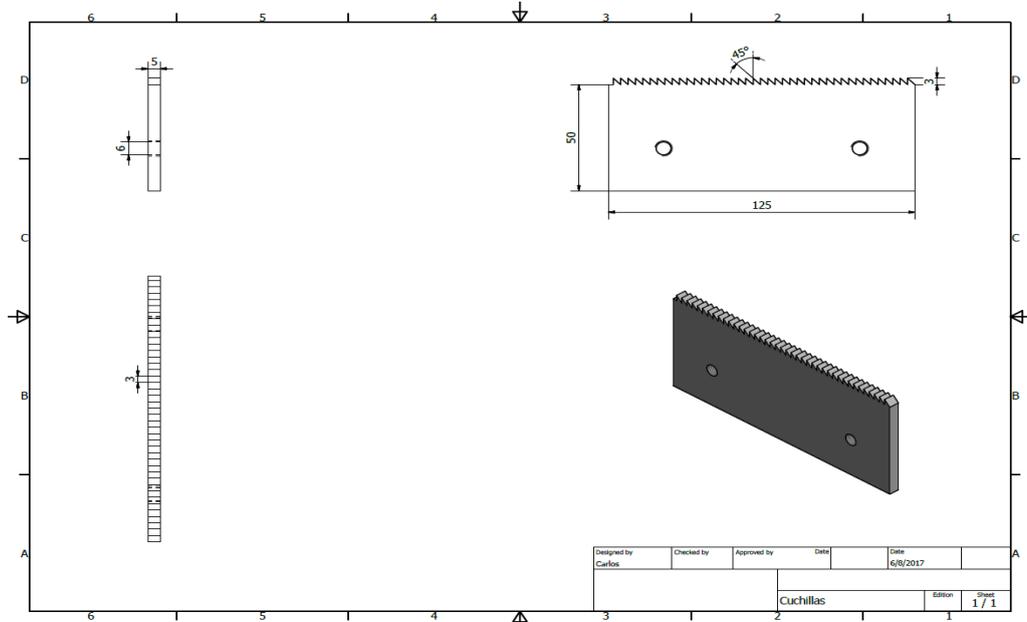


Figura 3.37: Geometría de las Cuchillas de Corte

Fuente: Elaboración propia

La Figura 3.37 muestra las medidas de las cuchillas de corte, lo más importante para esta pieza, son los dientes aserrados de aproximadamente 3 mm de altura con un ángulo de corte de 45° de inclinación.

A continuación, se muestran las capturas de los resultados obtenidos usando el software Workbench Ansys 17.0:

3.7.2 Simulación en Ansys Academic

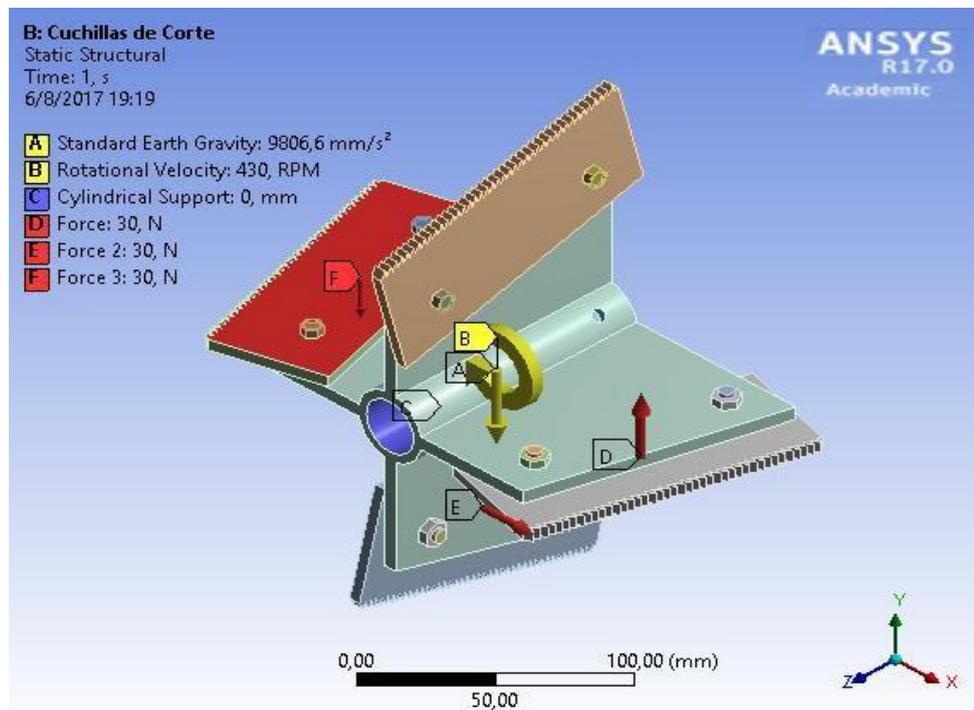


Figura 3.38: Análisis Estructural del Sistema de Corte

Fuente: Ansys R17.0 Academic

La Figura 3.38 representa el Análisis Estático - Estructural del ensamble de las Cuchillas de Corte. En este análisis, se asumieron las siguientes condiciones:

- El material de la estructura fue el acero AISI 304 para la industria alimenticia.
- El peso del ensamble con una aceleración gravitacional de 9.81 m/s^2

- La velocidad rotacional igual a 430 RPM ubicada en el centro de rotación del eje de transmisión.
- Un soporte cilíndrico ubicado en la cara interna del bocín.
- Tres fuerzas de igual magnitud equivalentes a la fuerza de reacción que el mango ejerce sobre las cuchillas de corte y de magnitud igual a 30 N. Estas fuerzas se encuentran ubicadas en las dos cuchillas laterales y en la cuchilla inferior del ensamble.

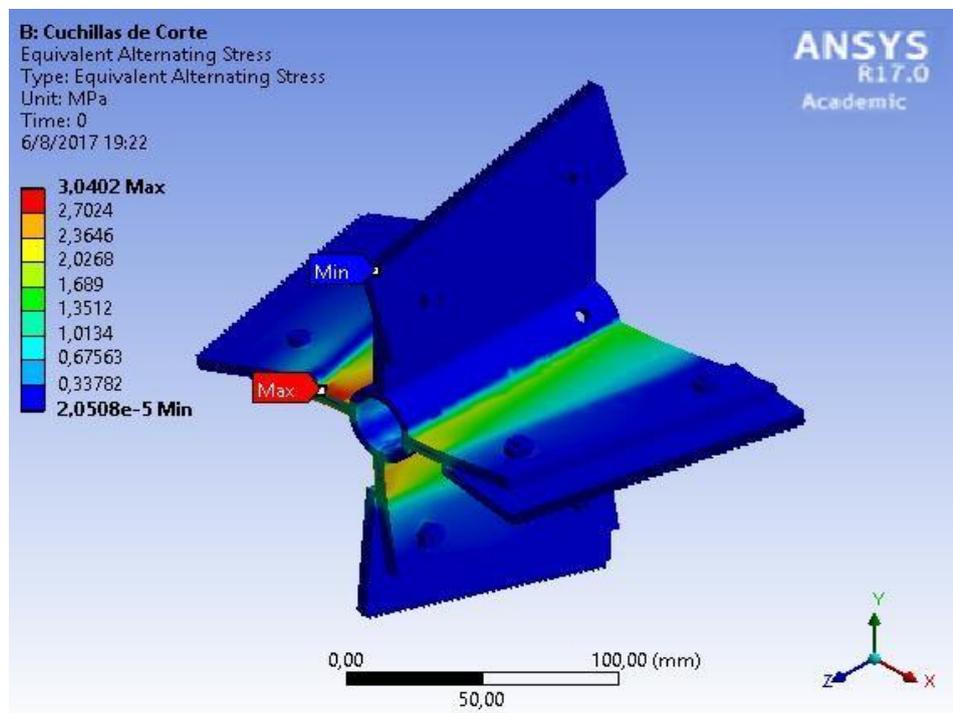


Figura 3.39: Distribución de Esfuerzos en el Sistema de Corte

Fuente: Ansys R17.0 Academic

La Figura 3.39 representa la distribución de la concentración de los esfuerzos combinados en el ensamble de las Cuchillas de Corte. Como se puede observar, también se muestran los puntos máximos y mínimos donde el ensamble presenta mayor y menor concentración de esfuerzos respectivamente. En rojo se muestran los máximos esfuerzos, mientras que en azul, se muestran los mínimos esfuerzos.

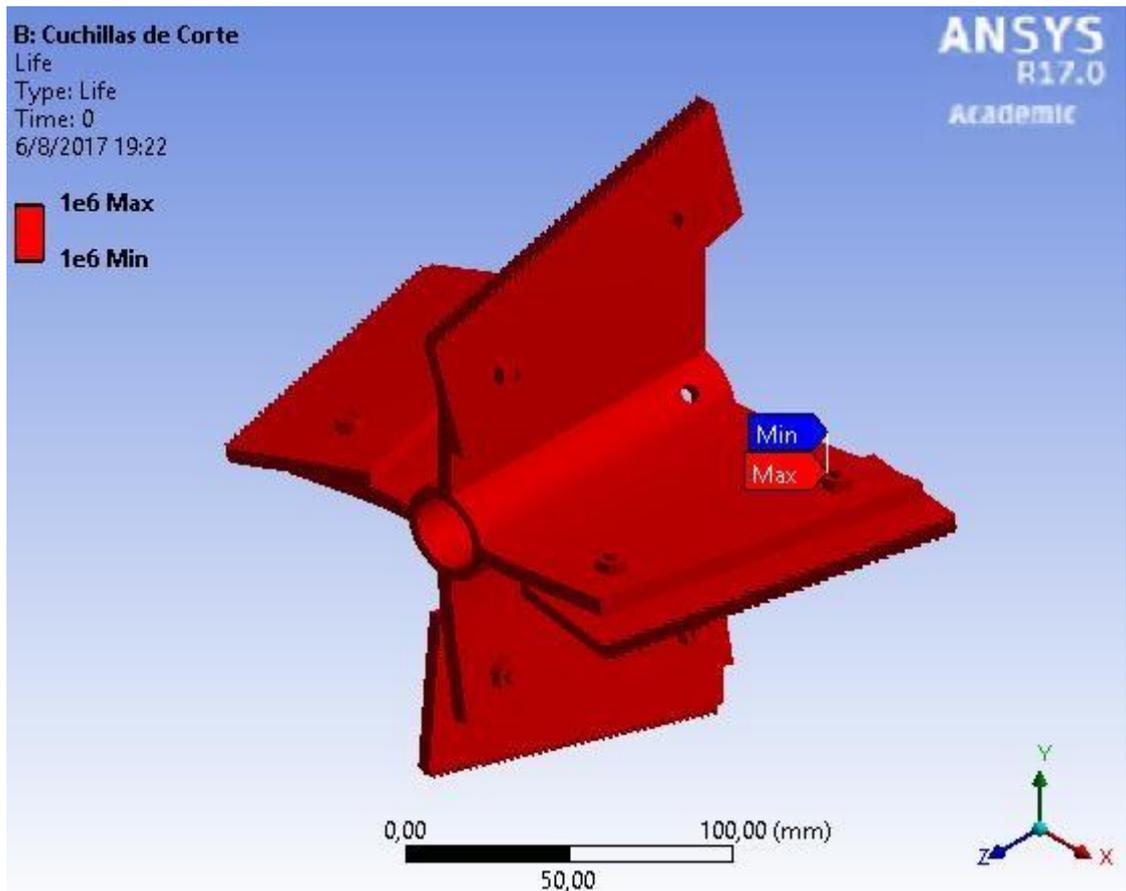


Figura 3.40: Ciclo de Vida a la Fatiga del Sistema de Corte

Fuente: Ansys R17.0 Academic

La Figura 3.40, representa el número de ciclos de vida por fatiga a los que puede estar sometida la Estructura de Corte, antes de que falle por ruptura. Como se puede ver, todo el ensamble se encuentra del mismo color, y mostrando un ciclo de vida máximo y mínimo de 1 millón de ciclos, lo cual equivale a “vida infinita”, esto quiere decir, que el material fallará por fatiga después de muchos años.

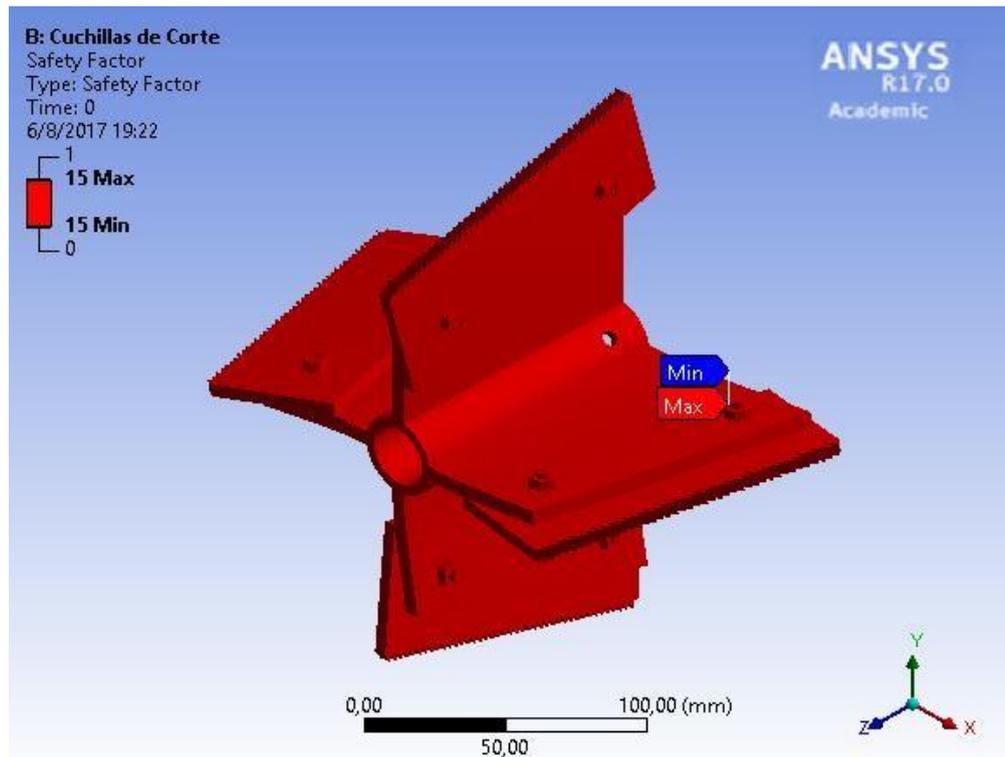


Figura 3.41: Factor de Seguridad a la Fatiga del Sistema de Corte

Fuente: Ansys R17.0 Academic

La Figura 3.41 proporciona información del Factor de Seguridad por Fatiga para el ensamble; como se puede observar, el valor máximo y mínimo es el mismo e igual a 15. Este es un valor de Factor de Seguridad sumamente alto, de tal manera que garantiza que la resistencia del material va a soportar el esfuerzo al que está sometido el mismo.

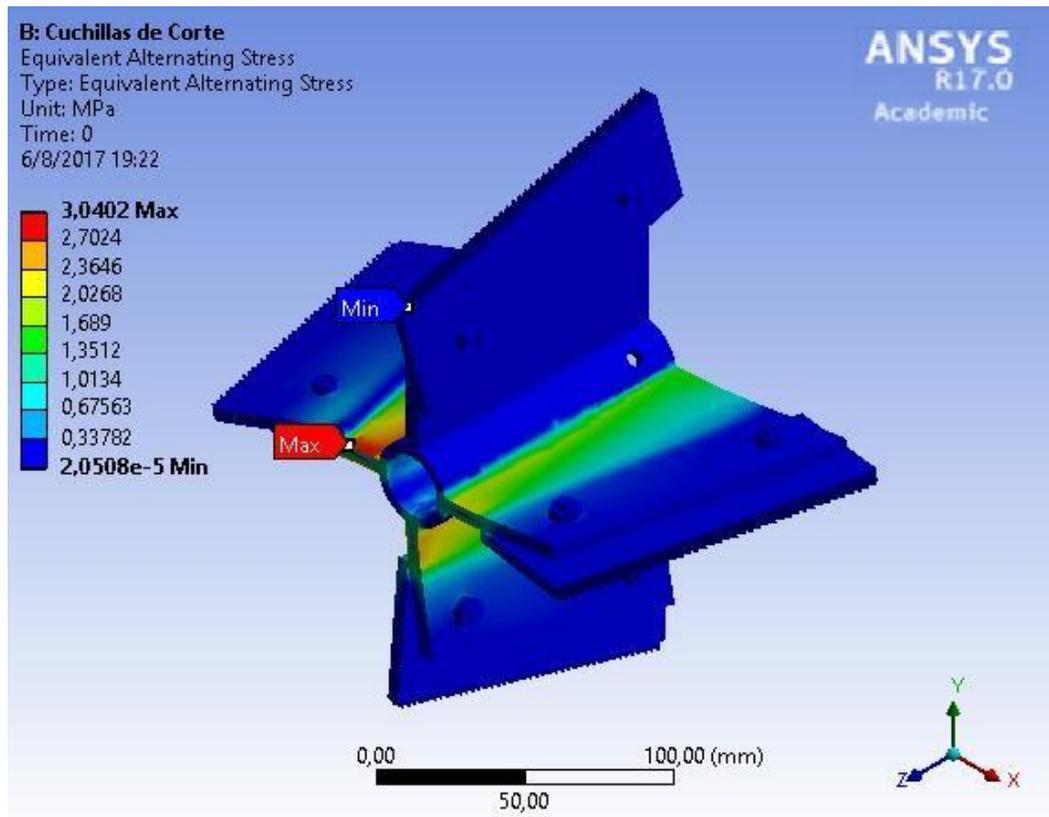


Figura 3.42: Distribución de Esfuerzos Equivalente del Sistema de Corte

Fuente: Ansys R17.0 Academic

3.8 DISEÑO DEL SISTEMA DE EXTRUSIÓN

3.8.1 Dimensionamiento

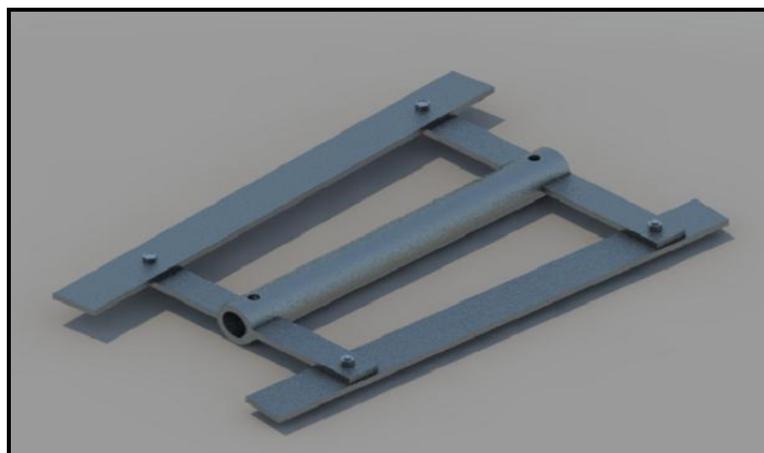


Figura 3.43: Vista Isométrica del Sistema de Extrusión

Fuente: Elaboración propia

La Figura 3.43 muestra el Sistema de Extrusión, el cual se diseñará en platina de acero inoxidable de 6.35 mm de espesor. El bocín que permite el acoplamiento al eje se diseñara con espesor de 6 mm. Este sistema consta de dos agujeros para acoplar el sistema de extrusión al eje de transmisión, los agujeros se realizarán de 6 mm de diámetro.

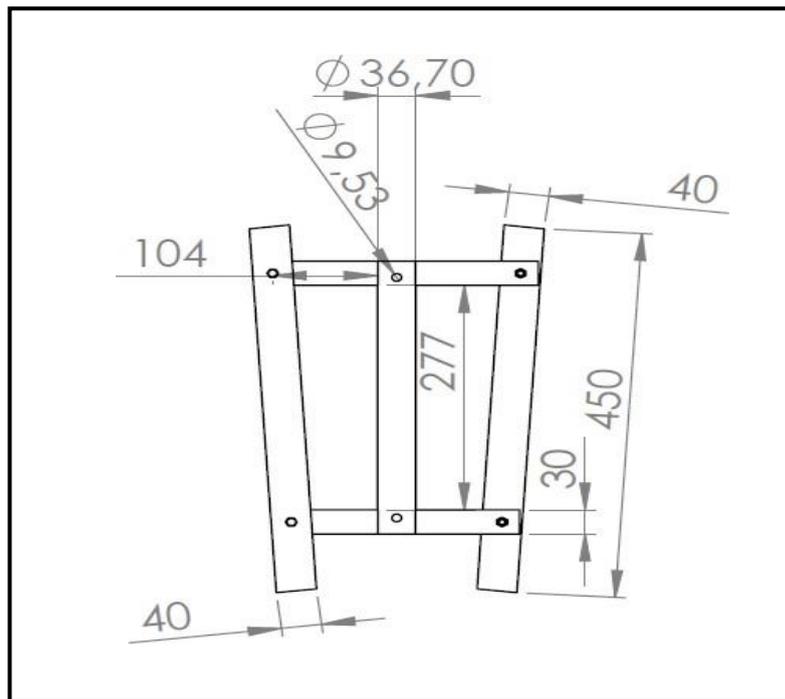


Figura 3.44: Geometría del Sistema de Extrusión

Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.44 se pueden observar las medidas del sistema de extrusión

3.8.2 Simulación en Ansys Academic

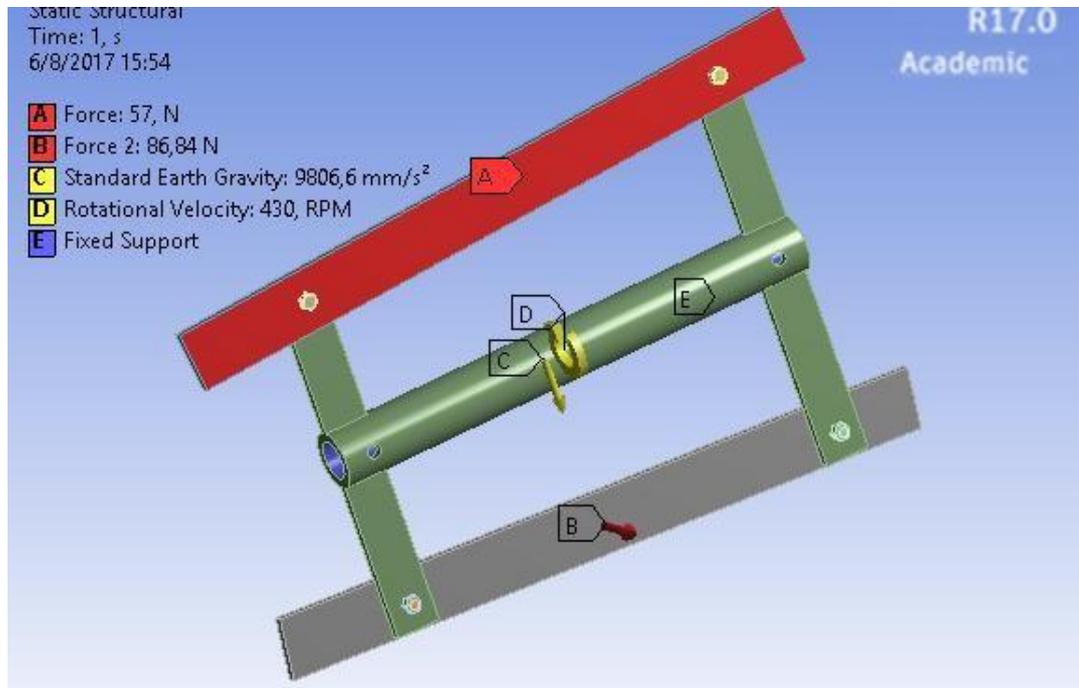


Figura 3.45: Análisis Estructural del Sistema de Extrusión

Fuente: Ansys R17.0 Academic

La Figura 3.45 muestra el análisis estructural del sistema de extrusión, primero se aplicaron las fuerzas que actúan en el sistema, corresponden a la fuerza de extrusión y a la fuerza de arrastre.

La fuerza A corresponde a la fuerza de extrusión, y la fuerza B a la fuerza de extrusión más la fuerza de arrastre ya que cuando la placa de extrusión está en el punto inferior, se producen el arrastre y la extrusión.

Esfuerzo Equivalente:

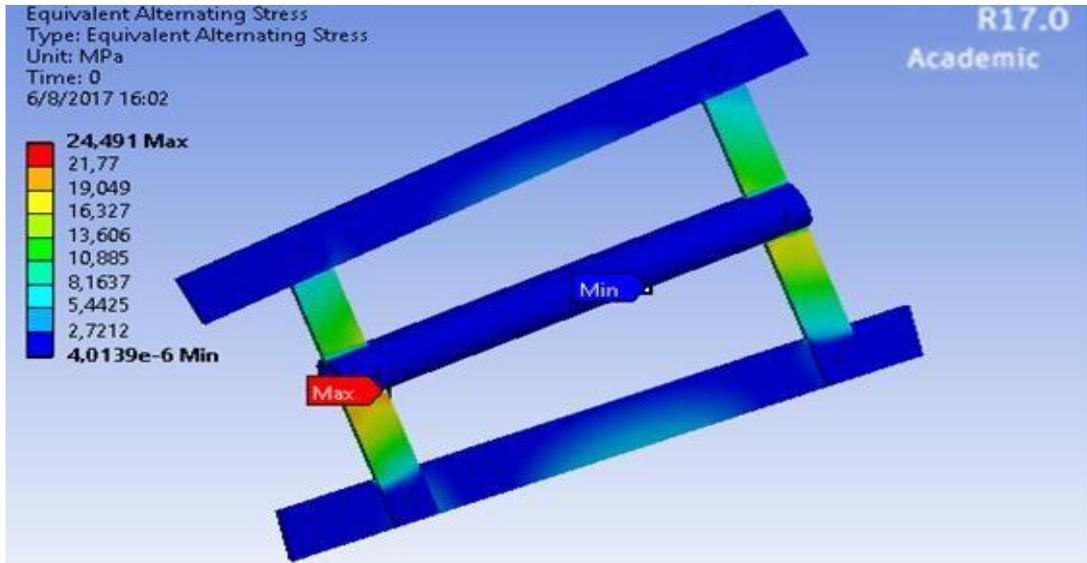


Figura 3.46: Distribución de Esfuerzos Equivalentes del Sistema de Extrusión

Fuente: Ansys R17.0 Academic

En la Figura 3.46 se pueden observar los resultados de los esfuerzos combinados obtenidos. El Esfuerzo Máximo equivalente es de 25 Mpa y se produce entre el soporte de extrusión y el bocín.

Factor de seguridad

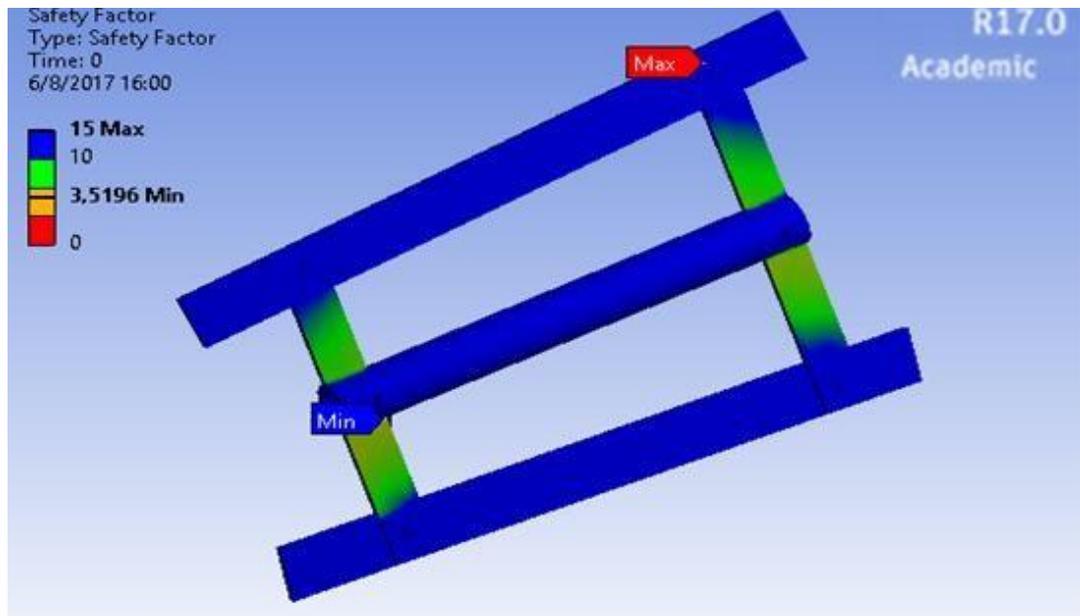


Figura 3.47: Factor de Seguridad de Fatiga del Sistema de Extrusión

Fuente: Ansys R17.0 Academic

La Figura 3.47 muestra los resultados del Factor de Seguridad a la fatiga para el sistema de extrusión. El valor es de 3.5.

Vida del Sistema de Extrusión

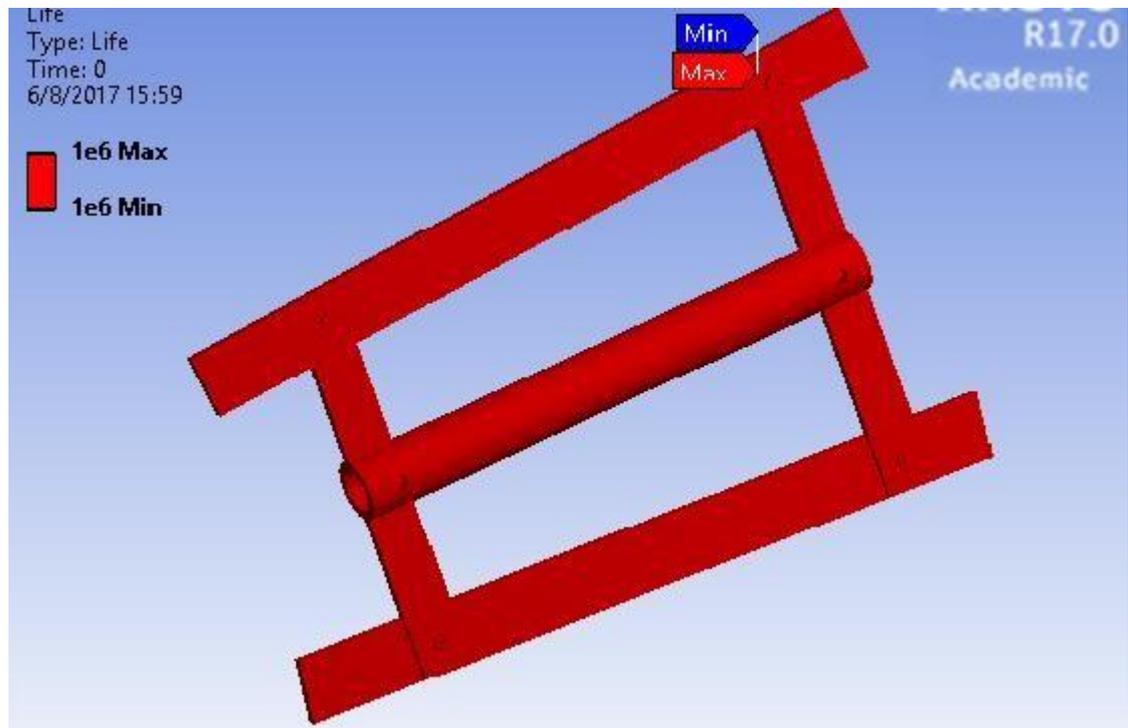


Figura 3.48: Ciclo de Vida a la Fatiga del Sistema de Extrusión

Fuente: Ansys R17.0 Academic

En la Figura 3.48 se muestra el análisis del Ciclo de Vida que se obtuvo del sistema de extrusión. Este sistema está diseñado para vida infinita ya que el ciclo de vida es de 1000000 de ciclos.

3.9 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE

3.9.1 Dimensionamiento

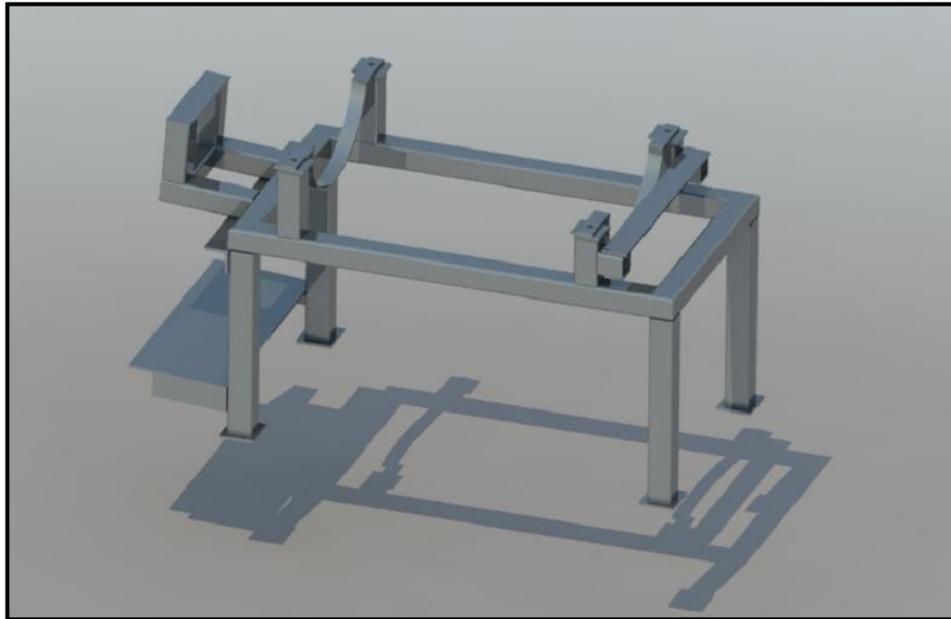


Figura 3.49: Vista Isométrica de la Estructura de Soporte

Fuente: Elaboración propia

La Figura 3.49 muestra cómo será construida la Estructura de Soporte de la Maquinaria, esta será construida en tubo cuadrado de acero estructural de 2 pulgadas con 2 mm de espesor.

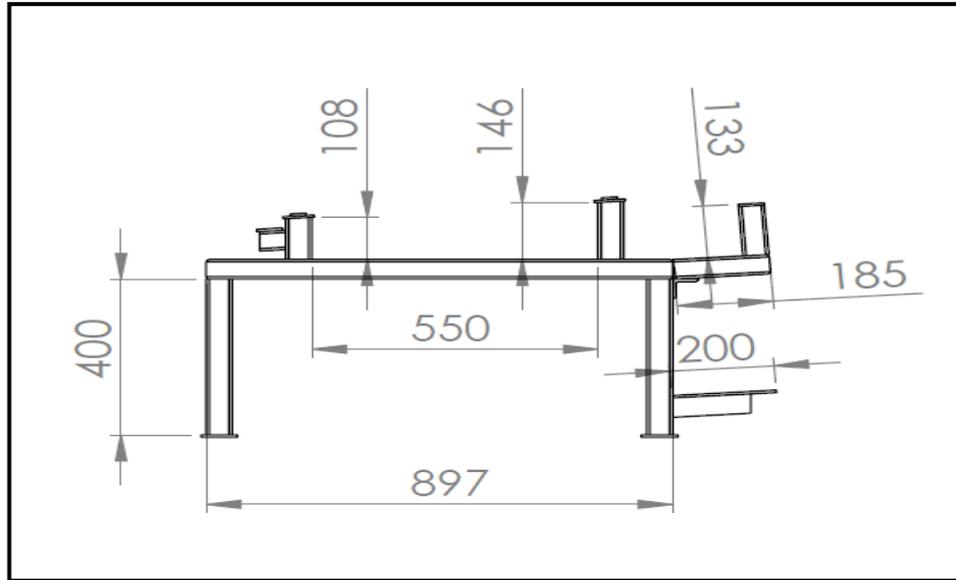


Figura 3.50: Vista Lateral de la Estructura de Soporte

Fuente: Elaboración propia

La Figura 3.50 muestra las dimensiones de la Vista Lateral de la Estructura de Soporte.

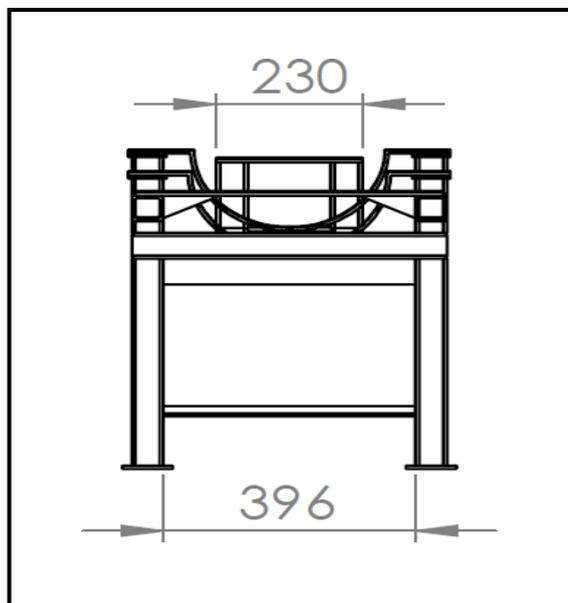


Figura 3.51: Vista Frontal de la Estructura de Soporte

Fuente: Elaboración propia

La Figura 3.51 muestra las dimensiones de la vista frontal de la estructura de soporte.

3.9.2 Simulación en Ansys Academic:

Para realizar el análisis estructural de la base se deben considerar 3 cargas de acuerdo a la Norma Ecuatoriana de Construcción NEC:

- Carga Muerta
- Carga Viva
- Carga de Impacto

La Carga Muerta corresponde al peso de la máquina sin considerar la estructura de soporte esta es igual a 40 Kg.

La Carga de Impacto es equivalente a la 1.3 veces la cantidad de mango que se encuentra girando dentro del cilindro perforado. Por lo tanto, la carga de impacto es 11.57 Kg.

La Carga Viva corresponde al peso de la polea y la fuerza de flexión F_s ejercida por la banda para transmitir torque en la polea; esta carga es igual a 22 Kg.

Las cargas se distribuyen sobre los 6 nodos de la estructura. La carga muerta y la carga de impacto se reparten en los nodos B, D, E Y F, mientras que la carga viva se transmite en los nodos H y G ya que es ahí donde se ejerce la fuerza F_s y el peso de la polea conducida.

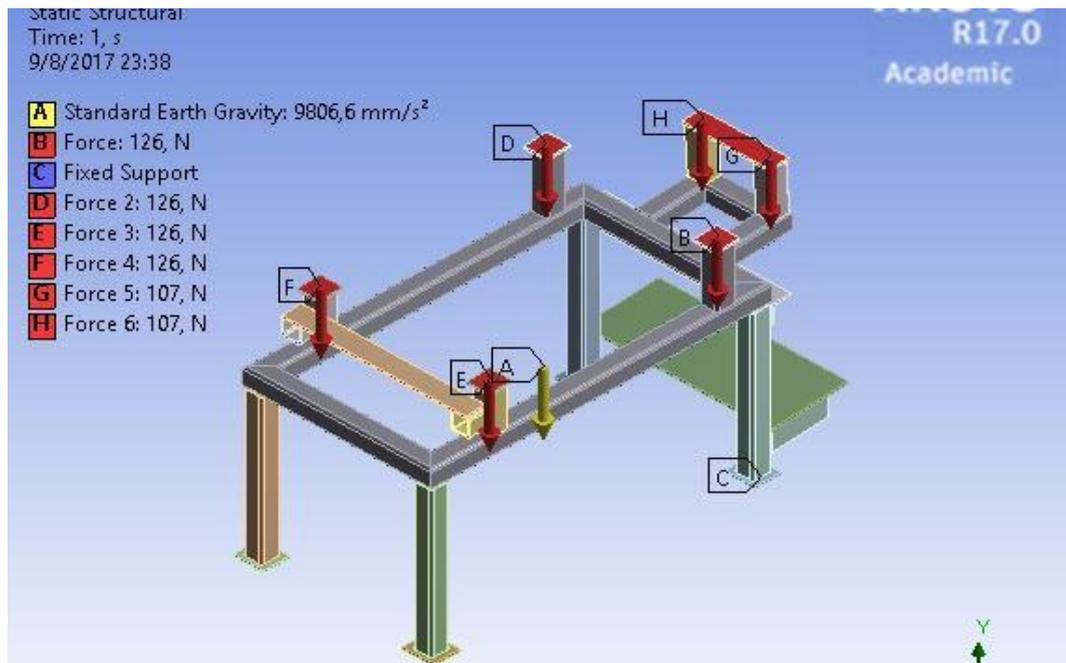


Figura 3.52: Análisis Estático de la Estructura de Soporte

Fuente: Ansys R17.0 Academic

La Figura 3.52 muestra el Análisis Estático de la Estructura de Soporte con todas las fuerzas aplicadas en cada uno de los nodos.

Esfuerzo Equivalente de Von Misses

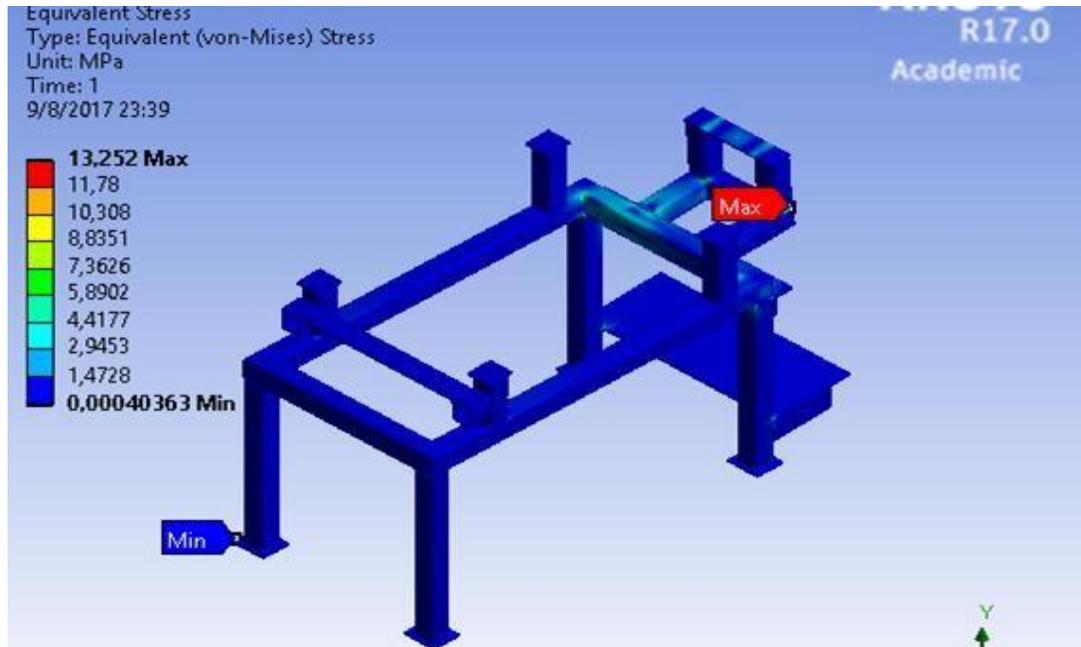


Figura 3.53: Distribución de Esfuerzo Equivalente de la Estructura de Soporte

Fuente: Ansys R17.0 Academic

La Figura 3.53 muestra los resultados de los Esfuerzos Combinados de todas las fuerzas aplicadas en cada uno de los nodos de la Estructura de Soporte.

Deformación Total

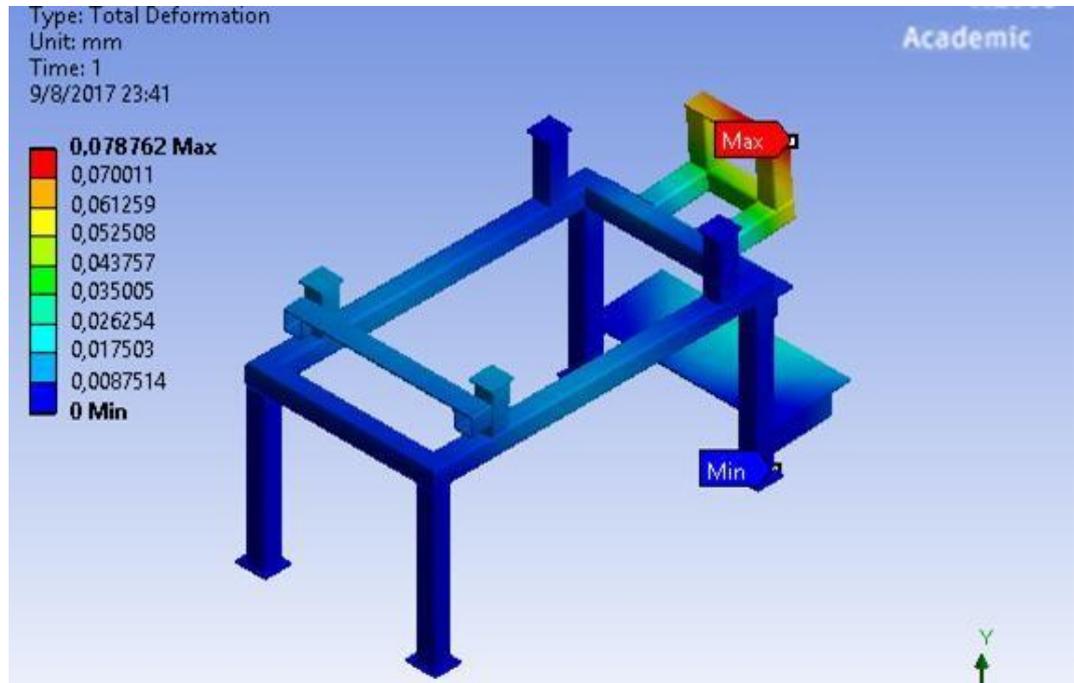


Figura 3.54: Deformación Total de la Estructura de Soporte

Fuente: Ansys R17.0 Academic

La Figura 3.54 muestra los resultados de la Deformación Total de la Estructura de Soporte debido a las fuerzas aplicadas en cada uno de los nodos.

Factor de Seguridad

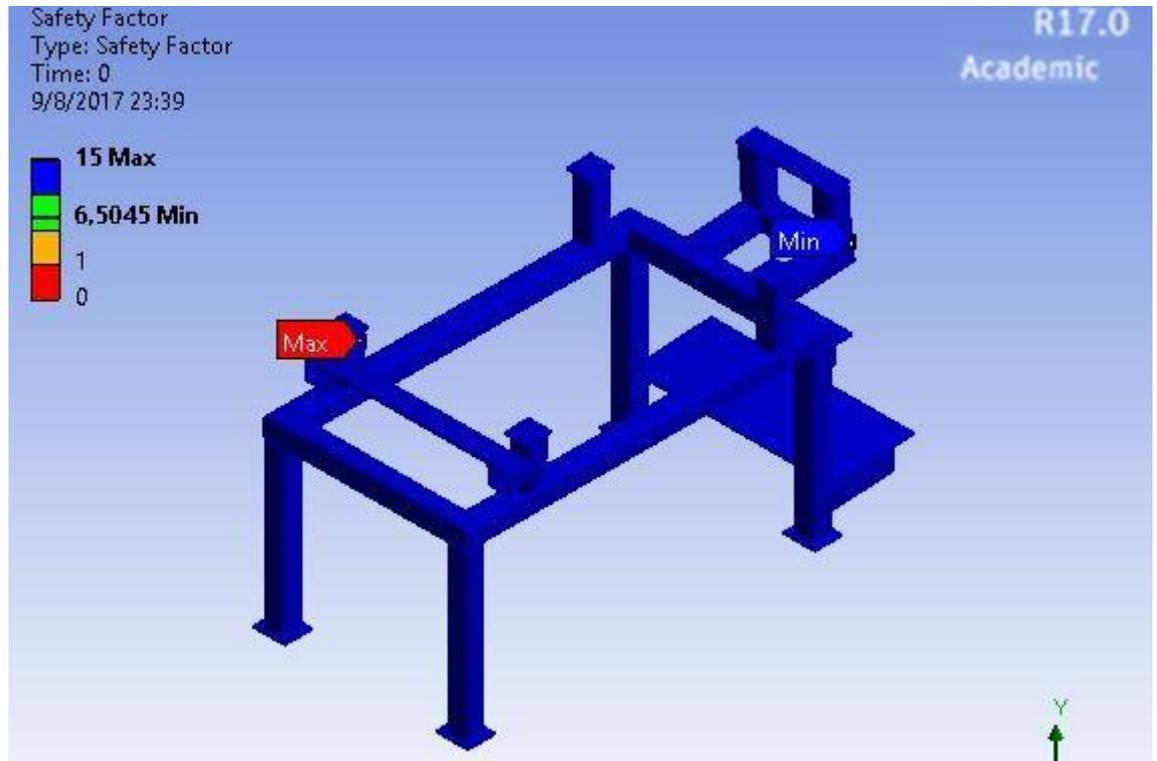


Figura 3.55: Factor de Seguridad de la Estructura de Soporte

Fuente: Ansys R17.0 Academic

La Figura 3.55 muestra los resultados del Factor de Seguridad Estático de la Estructura de Soporte.

3.10 MODELO 3D DE LA MÁQUINA DESPULPADORA DE MANGO

Aquí se muestra el Diseño Final de la Máquina Despulpadora de Mango ya ensamblada con todos sus componentes. Estas son imágenes renderizadas en alta calidad obtenidas del software de Autodesk Inventor Professional 2017.

La Figura 3.56 muestra el Diseño en 3D (Vista Isométrica Frontal) de la Máquina Despulpadora de Mango

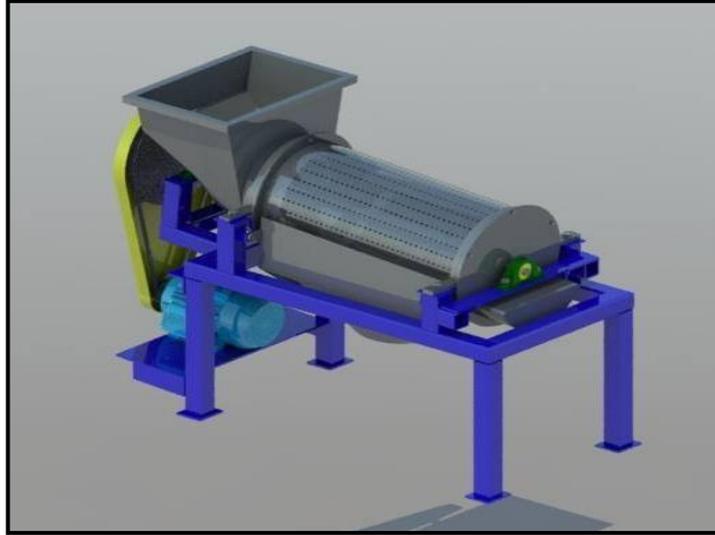


Figura 3.56: Modelo 3D de la Máquina Despulpadora de Mango

Fuente: Elaboración Propia

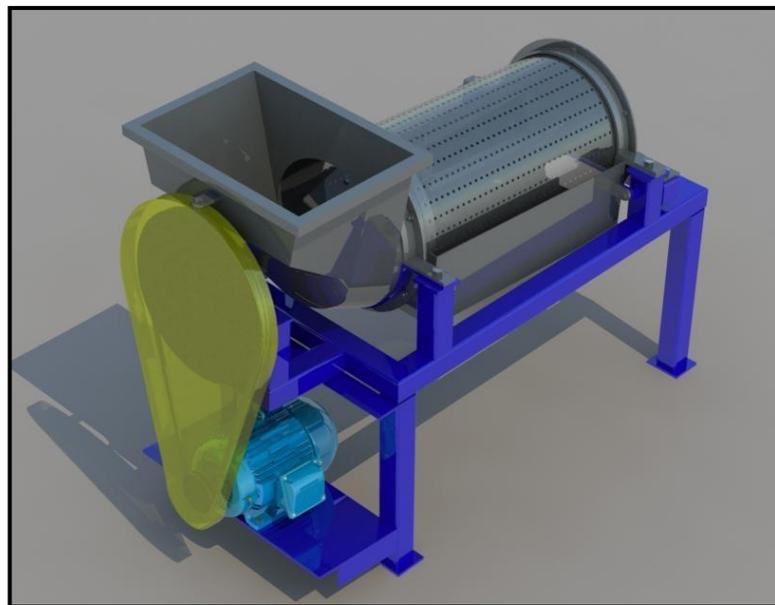


Figura 3.57: Modelo 3D de la Máquina Despulpadora de Mango

Fuente: Elaboración Propia

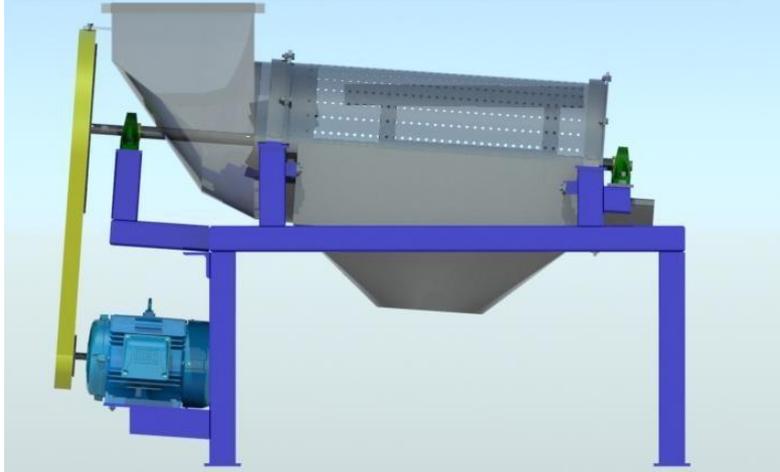


Figura 3.58: Modelo 3D de la Máquina Despulpadora de Mango

Fuente: Elaboración Propia

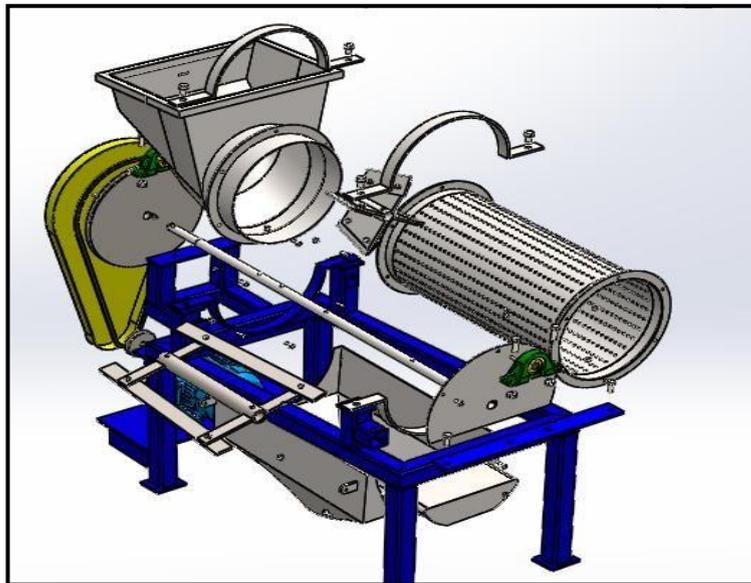


Figura 3.59: Vista Explosionada de la Máquina

Fuente: Elaboración propia

3.11 MANUAL DE MANTENIMIENTO

Tabla 3.18: Manual de Mantenimiento

EQUIPO: MÁQUINA DESPULPADORA DE MANGO					
No. ID: PMM- 001	MARCA: PULP MACHINE	SERIE: 1 S	CANTIDAD: 1	FECHA:	
No.	Componentes	Tarea	Frecuencia	Hombre Hora	Tiempo (h)
1	Tolva de Alimentación	-Verificación de Ajuste de pernos de sujeción -Limpieza	-Trimestral -Diario	Asistente Técnico	0,25 0,1
2	Cilindro Perforado	-Limpieza - Verificación de Ajuste de pernos de sujeción	-Diario -Trimestral	Asistente Técnico	0,1 0,25
3	Cuchillas de Corte	-Verificación del ajuste de pernos -Limpieza de cuchillas de corte -Rectificación de la sierra de las cuchillas de corte	-Mensual -Diario -Mensual	Asistente Técnico	0,1 0,1 0,5
4	Sistema de extrusión	-Verificación del Ajuste de pernos. -Limpieza de placas de extrusión.	-Mensual -Diario	Asistente Técnico	0,15 0,15
5	Eje de transmisión	-Control de Alineamiento del eje. (*) -Verificar ajuste de tornillos prisioneros	-Trimestral -Mensual	Tornero Asistente técnico	1 0,25
6	Motor	-Verificar la potencia suministrada a la Maquina	-Anual	Electricista	0,5
7	Bandas	-Verificar Tensión de banda de transmisión	-Trimestral	Asistente Técnico	0,2 1
8	Chumaceras	-Lubricación -Cambio de Chumaceras -Control de ruidos inusuales, vibración	- Trimestral - Anual -Diario	Asistente Técnico	0,25 0,5 0,1

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.19: Índice de Mantenimiento

D	Diario
W	Semanal
M	Mensual
Q	Trimestral
S	Semestral
A	Anual

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.20: Programa de Mantenimiento

MAQUINA DESPULPadora DE MANGO					
PMM-001					
N.o	Mantenimiento preventivo	Freq.	Nivel Técnico	H/H	Mantenimiento Relacionado
1	1.Limpieza de Tolva de Alimentación 2. Limpieza de Cilindro Perforado 3. Limpieza de Cuchillas de Corte 4. Limpiezas de Placas de Extrusión 5. Control de ruidos inusuales y vibración	D-1	A.T A.T A.T A.T A.T	0,1 0,1 0,1 0,15 0,1	
2	1. Ajuste de pernos de Cuchillas de Corte. 2. Rectificado de Filo de Cuchillas de Corte 3. Ajuste de pernos de Placas de extrusión. 4. Ajuste de Tornillos prisioneros	M-1	A.T A.T A.T A.T	0,1 0,5 0,15 0,25	
3	1. Ajuste de pernos de sujeción de Tolva de Alimentación. 2. Ajuste de pernos de sujeción de Cilindro perforado 3. Control de alineamiento del Eje de transmisión 4. Tensión de Banda de transmisión 5. Lubricación de Chumaceras.	Q-1	A.T A.T A.T A.T A.T	0,25 0,25 1 0,2 0,25	
4	1. Verificar la potencia suministrada a la Maquina 2. Cambio de Chumaceras	A-1	A.T A.T	0,5 0,5	

Fuente: Elaboración propia

3.12 ANÁLISIS DE COSTOS

3.12.1 Costo de Materiales de Fabricación

El costo de materiales de fabricación corresponde al costo de los materiales que se requiere para la fabricación de la máquina como son las planchas, perfiles, insumos como discos de corte etc.

En las siguientes tablas se detalla el costo de cada uno de los materiales, con la ayuda del modelo 3D se pudo obtener la cantidad de material exacta que se necesita para la fabricación del equipo.

Tabla 3.21: Costo De Planchas

PLANCHA ESTÁNDAR 4FEET X 8FEET COSTOS INCLUYEN IVA					
PLANCHA	Área req. (m2)	Área de plancha (m2)	Cantidad (Porcentual)	Precio/U	Precio Total (\$)
Plancha de Acero Inox 1 mm	0,65	2,98	0,22	100,57	21,94
Plancha de Acero Inox 2 mm	1,16	2,98	0,39	185,38	72,16
Plancha de Acero Inox 4 mm	0,06	2,98	0,02	319,42	6,43
Plancha de Acero A36 2 mm	0,25	2,98	0,08	36	3,02
Plancha de Acero A36 1/4 pulg	0,16	2,98	0,05	89	4,78
TOTAL					108,33

Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en la Tabla 3.21, se encuentran los precios unitarios (de acuerdo a la venta en el mercado) de cada uno de los diferentes tipos de plancha de acero que se venden en el mercado. La columna de Área de Plancha representa el área estándar que se vende en el mercado; mientras que la columna de Área Requerida representa el área que es necesaria para el Diseño de la Maquinaria. La columna de Cantidad Porcentual representa la cantidad en porcentaje requerida para el diseño de la maquinaria, y la última columna representa el precio total

de cada una de las planchas de acero. Como se puede observar, el precio total de todas las planchas de acero es aproximadamente \$110.

Tabla 3.22: Costo de Perfiles

PERFILES ESTÁNDAR DE 6 m COSTOS INCLUYEN IVA					
PLANCHA	Long. requerida (m)	Long Estándar (m)	Cantidad (%)	Precio/ U \$	Precio Total \$
Tubo Circular de Acero Inox 1 1/2 pulg	0,45	6	0,08	150,06	11,25
Eje de Acero Inox de 1 pulg	1	6	0,17	144	24,00
Platina de 1 1/4 pulg de Acero Inox	4,5	6	0,75	36,17	27,13
Tubo Cuadrado de 2 pulg x 3 mm	8	6	1,33	30,72	40,96
Angulo de 2 pulg x 1/4 pulg	0,3	6	0,05	15,68	0,78
Chaveta de 6 mm x 6 mm	0,15	6	0,03	50	1,25
TOTAL					105,38

Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en la Tabla 3.22, se encuentran los precios unitarios de cada uno de los perfiles de tubo que se usaron en el diseño de la maquinaria, junto con otros elementos adicionales. De igual manera que en la tabla anterior, se encuentra la longitud requerida, la longitud estándar (como se vende en el mercado), la cantidad porcentual que es solicitada, el precio unitario de la longitud estándar de cada perfil, y el precio total de cada uno de los perfiles. Como se puede observar en esta tabla, el precio total es de aproximadamente \$105.

Tabla 3.23: Parámetros de la Soldadura

CALCULO DE COSTO DE SOLDADURA				
PROCESO	ELECTRODO	PARAMETROS	LONGITUD DE SOLDADURA	TIPO DE UNIÓN
SMAW	E308	130 A	9 m	Simple bisel
		25 V		

COSTO METAL DE APORTE \$/Kg (M)	22	TASA DE DEPOSICIÓN (D) Kg/hr	1,18
COSTO DE ENERGIA \$/KWh (P)	0,2	EFICIENCIA DE DEPOSICIÓN (E)	0,65

Fuente: Elaboración propia

En la Tabla 3.23 se encuentran los parámetros principales para obtener el Costo de la Soldadura. El parámetro más importante en este caso, es la longitud del cordón de soldadura usado, que fue aproximadamente 9 metros, además, se usó como unión de soldadura, uniones tipo Simple Bisel.

Tabla 3.24: Peso del Cordón de Soldadura

PESO DEL CORDÓN DE SOLDADURA (SxN)	
SECCIÓN DE SOLDADURA S (gr/m)	89
LONGITUD DE SOLDADURA N (m)	9
PESO DEL CORDÓN DE SOLDADURA(Kg)	0,801

Fuente: Elaboración propia

Según la Tabla 3.24 se usó un Peso de Cordón de Soldadura de casi 1 Kg, este valor fue muy relevante al momento de calcular el costo total por Soldadura.

Tabla 3.25: Costo de Soldadura

COSTO DE ENERGIA, MANO DE OBRA Y CONSUMIBLES		
ENERGIA \$/Kg	0,55	$P \cdot V \cdot A / 100 \cdot D$
CONSUMIBLES \$/Kg	33,85	M/E
COSTO TOTAL \$/Kg	34,40	
COSTO TOTAL \$	27,55	

Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en la Tabla 3.25, el Costo Total por Kg de soldadura es más de \$30 de Soldadura; mientras que el Costo Total por Soldadura es de aproximadamente \$30. En este precio, están incluidos los costos consumibles del peso de electrodos usados y el Costo de Energía por Kg[15].

Tabla 3.26: Costos de Elementos de Máquina Despulpadora de Mango

ELEMENTOS DE MAQUINA DESPULPADORA DE MANGO COSTOS INCLUYEN IVA			
ELEMENTOS	Cantidad	Precio unitario	Total
		\$	
Motor Monofásico 1 Hp 1730 Rpm	1	108,00	\$ 108,00
		\$	
Polea Canal A 80 mm (Motriz)	1	40,00	\$ 40,00
		\$	
Polea Canal A 315 mm (Conducida)	1	70,00	\$ 70,00
		\$	
Disco de Corte de 14 pulg	1	7,00	\$ 7,00
		\$	
Banda A-63	1	4,25	\$ 4,25
		\$	
Chumacera de piso de 1" AINOX	2	51,70	\$ 103,40
		\$	
Perno 1/4" x 3/4"	9	0,48	\$ 4,32
		\$	
Perno 1/4" x 3/8"	4	0,36	\$ 1,44
		\$	
Perno 1/4" x 5/8"	8	0,40	\$ 3,20
		\$	
Perno 1/2" x 1 1/2"	8	1,80	\$ 14,40
		\$	
Perno 1/4' x 1"	4	0,40	\$ 1,60
TOTAL			\$ 357,61

Fuente: Reiproacero S:A:

Los precios unitarios obtenidos de la Tabla 3.26 son valores obtenidos según la cotización de la Empresa Reiproacero SA [15].

Tabla 3.27: Costo de Personal

COSTOS DE PERSONAL			
PERSONAL	Costo \$/h	Horas De Trabajo	Costo Total (\$)
Tornero	6	8	48
Soldador-Armador	5	16	80
Ingeniero Mecánico	9	16	144
Total			272

Fuente: Elaboración propia

Según la Tabla 3.27, el Costo Total por Personal, es de aproximadamente \$270, de los cuales aproximadamente \$145 son destinados a personal encargado de la supervisión del diseño de la maquinaria, los cuales son los Ingenieros Mecánicos.

3.12.2 Costo de la Máquina Despulpadora de Mango

Para establecer el costo de la máquina despulpadora de mango se considera una utilidad del 40%, dentro de este porcentaje se contempla un 10% por la ocupación de los equipos como tornos, Plasma, cortadoras, soldadoras y machuelos.

Tabla 3.28: Costo de la Máquina Despulpadora de Mango

COSTO DE FABRICACIÓN	\$ 883,81
UTILIDAD 40 % DEL COSTO DE FABRICACIÓN	\$ 353,53
COSTO DE LA MAQUINA	\$ 1.237,34

Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en la Tabla 3.28, la máquina tendrá un costo aproximado de \$1237 para el consumidor.

Comparación con máquinas existentes en el Mercado

Referencia de Modelos disponibles de Máquinas despulpadoras de Mango Jas Enterprise (INDIA)

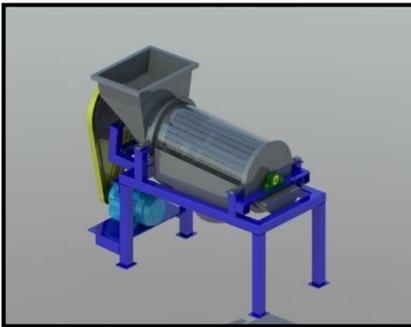
Tabla 3.29: Jas Enterprise (INDIA)

Model No	Hp(Kw)	Production Capacity Per Hour
Jas-MPM-50	1 (0,75)	150-175 kg/hr
Jas-MPM-400	2 (1,5)	300-400 kg/hr
Jas-MPM-1000	3 (2,25)	800-1000 kg/hr

Fuente: Elaboración propia

Referencia Ecuador

Tabla 3.30: Comparación de Máquinas en el mercado

Máquina	Características	Costo (\$)
	<p>Fabricada por ECOSERV Capacidad 150 kg/hr Construida en acero inoxidable Aisi 304</p>	<p>2490</p>
	<p>Quito – Pichincha OLX Capacidad 50 Kg/hr Construida en Acero Inoxidable.</p>	<p>1490</p>
	<p>Capacidad 220 Kg/ horas Guayas – Guayaquil Diseñada en Acero Inoxidable AISI 304</p>	<p>1237</p>

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

La máquina despulpadora de mango cumple con el objetivo general de este proyecto el cual corresponde a una capacidad de procesamiento de 220 kg de mango por hora: Esta máquina presenta un diseño estético y ergonómico, de tal manera que el consumidor se sienta a gusto y cómodo al momento de operar la máquina.

Se espera que posea gran eficiencia mecánica en comparación de las máquinas semi-industriales que existen en los mercados. Es decir, para la misma potencia consumida genera mayor producción, las máquinas semi-industriales que se encuentran en el mercado tienen una capacidad de producción de 180 Kg/h para una potencia del motor de 1 Hp.

La máquina trabaja con una inclinación de 4° con respecto a la estructura base; inclinación que permite aprovechar la gravedad para descargar los desechos que se obtienen del procesamiento de la fruta. Paralelamente, tiene como consecuencia un ahorro de potencia de la máquina y requiere del impulso de un sistema de transporte que permita el movimiento de las rodajas de mango y la expulsión de los desperdicios.

Las cuchillas de corte y las placas de extrusión se han dispuesto de forma inclinada de modo que, en el desarrollo del corte y extrusión, el tajo de cada mango se hace de forma eficiente puesto que, a medida que va evolucionando el proceso, el espacio entre la placa y el cilindro va disminuyendo.

La capacidad de la máquina depende de varios factores como son: velocidad angular, número de cuchillas de corte, números de placas de extrusión y madurez de la fruta. Estos parámetros son determinantes ya que si se tienen más placas de extrusión a una misma velocidad de giro, por consiguiente, aumentará la

capacidad de producción de la máquina. Cada placa tiene una capacidad productiva de 110 kg/h.

Se pudo realizar un análisis estructural de cada uno de los elementos de la máquina donde se pudo verificar los esfuerzos que se producen en dicho cuerpo, también se pudo visualizar los puntos críticos donde se presenta el máximo esfuerzo equivalente de Von Mises, paralelo a esto, se obtuvo el análisis de Deformación Total, Factor de seguridad y Ciclos de vida para el análisis de fatiga, concluyendo así que todos los elementos fueron diseñados para soportar de manera eficiente las cargas tanto estáticas como de fatiga trabajando con un factor de seguridad muy confiable.

La máquina presenta un costo bajo comparado a las máquinas existentes en el mercado debido a que se dimensionaron de manera adecuada los elementos de la máquina, de tal manera que los materiales seleccionados soporten las cargas, presenten un costo económico aceptable y cumplan con las normas que rigen el procesamiento de alimentos.

Se logró realizar un modelo 3D en Autodesk Inventor con sus respectivos planos de fabricación y su respectivo estudio de movimiento.

4.2 Recomendaciones

Construir un prototipo para verificar que la potencia del motor es la necesaria para lograr la capacidad de producción deseada de la máquina.

En caso de fabricación de la máquina, se debe construir una chapa de acero inoxidable que recubra el cilindro perforado para evitar la oxidación de la pulpa de mango.

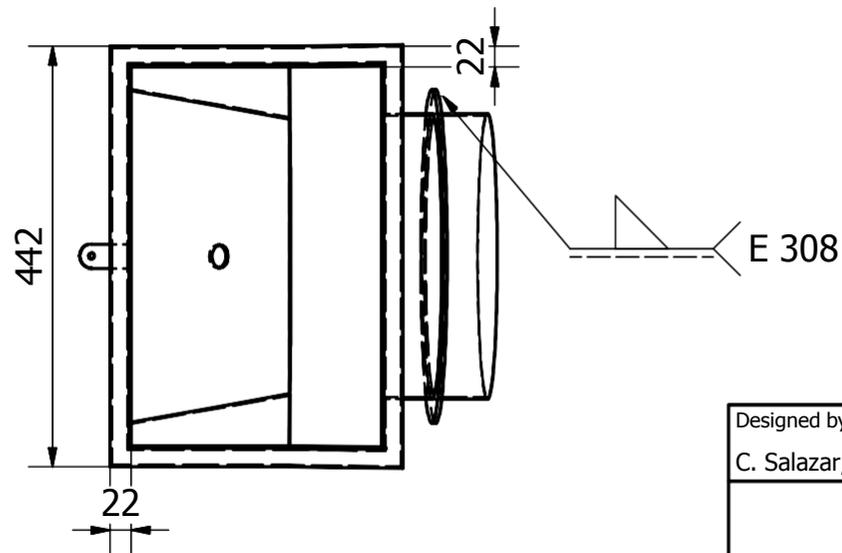
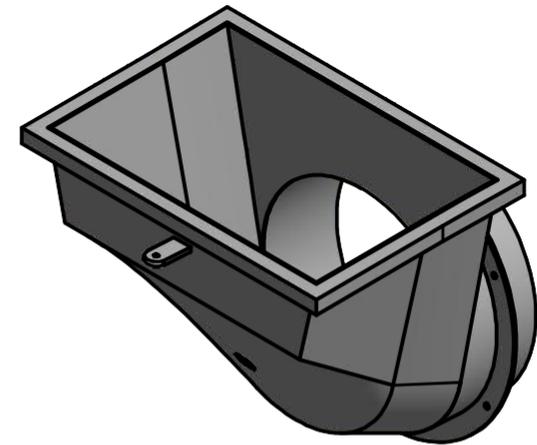
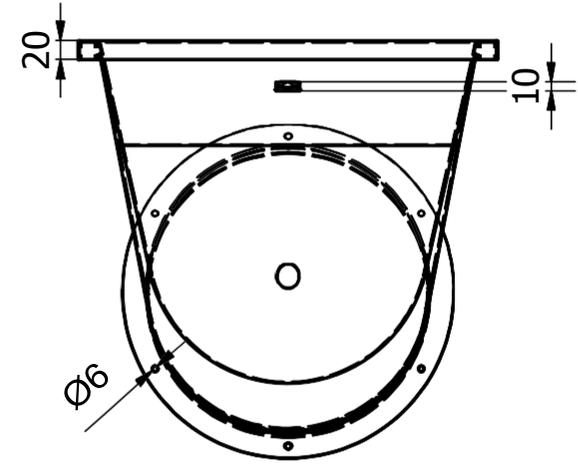
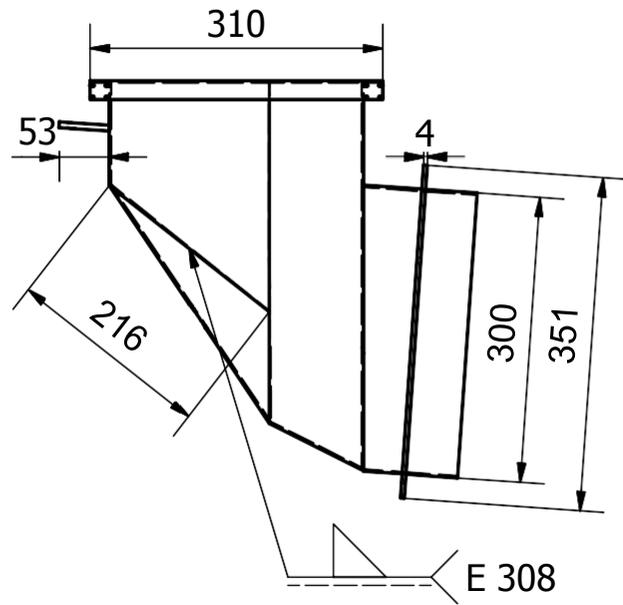
Seguir el Manual de Mantenimiento elaborado.

BIBLIOGRAFÍA

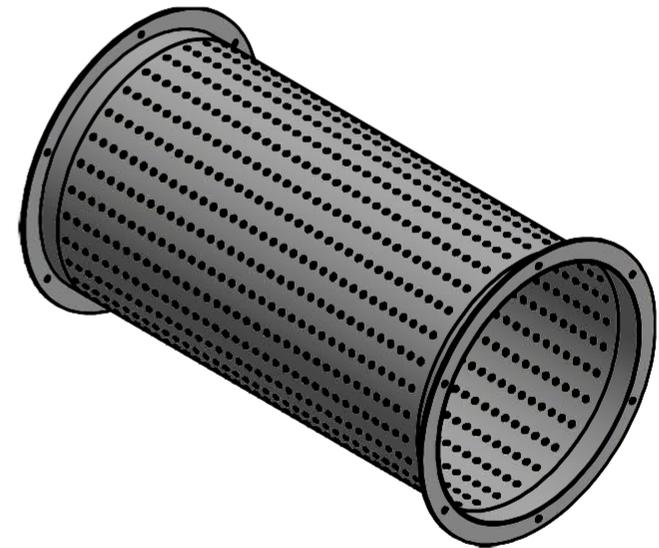
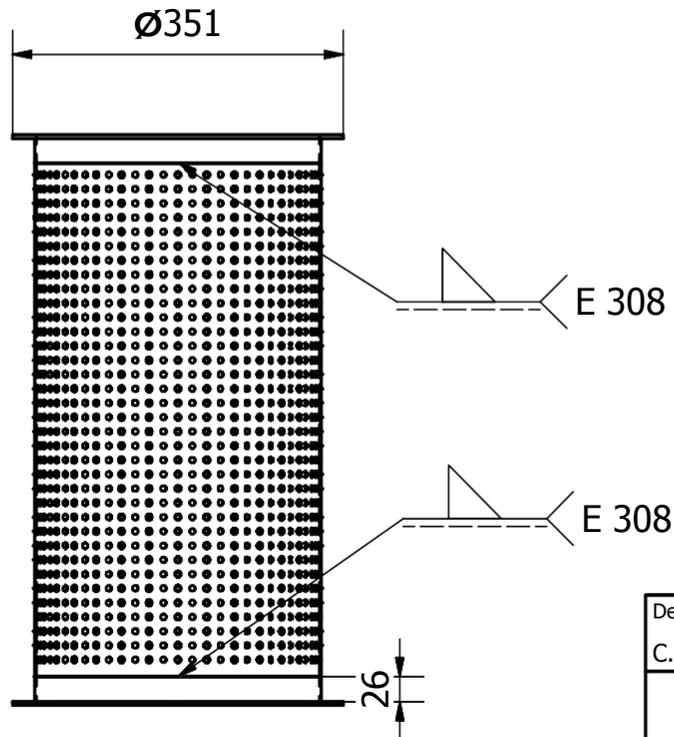
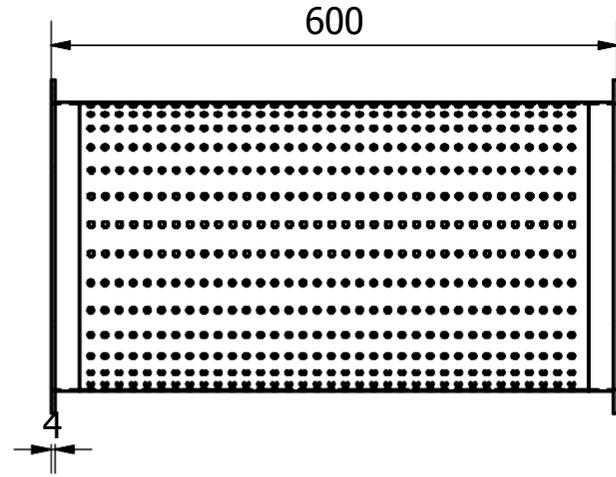
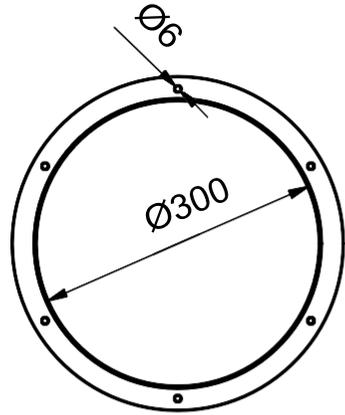
- [1] Fundación de Mango Ecuador. 2010. Reporte de Exportación de Mango Ecuatoriano. <http://www.mangoecuador.org/reporte-exportaciones-historico-mango-ecuador.php>.
- [2] FALQUEZ SABRINA., UBILLA JORGE. 2010. Proyecto de Factibilidad de Empresa Comercializadora de Pulpa de Mango. Guayaquil Ecuador
- [3] Rafael H. Landazábal López. Índice de Madurez en Mango. 2010. Índices de Madurez. Octubre 2010. <http://rlandazabal.blogspot.com/2010/10>.
- [4] S.N, Jha. A.R.P, Kingsly. & Sangeeta. Chopra. (2006). Physical and mechanical properties of mango during growth and storage for determination of maturity. 15 March 2004, de JOURNAL OF FOOD ENGINEERING.
- [5] JN Aceros. 2017. El Acero Inoxidable en la Industria Alimenticia. <http://www.jnaceros.com.pe/blog/acero-inoxidable-introduccion/industria-alimentaria/>.
- [6] WHITE, FRANK M. (2008). MÉCANICA DE FLUIDOS. ESPAÑA: Mc Graw Hill.
- [7] Catálogo de Motores Eléctricos Trifásicos WEG, Estandar efficiency 60 Hz. Brasil: 2017
- [8] Catálogo Martin, SPROCKET & GEAR INC. México: 2017
- [9] Catálogo SKF, Power Transmission Belts. Suecia: 2016
- [10] Catálogo de Aceros NKS, Productos de Acero. México: 2017
- [11] NORTON, ROBERT L. (2011). DISEÑO DE MÁQUINAS. México: Pearson.
- [11] SHIGLEY, Joseph y MITCHELL Larry. Diseño en Ingeniería Mecánica: McGraw-Hill.
- [12] Catálogo NTN, BEARING UNITS. Suecia: 2013
- [13] Catálogo SKF, Productos de Mantenimiento y Lubricación. Suecia: 2017.
- [14] SERRANO. OMAR. (2007). Soldadura. Guayaquil, Ecuador: ESPOL.
- [15] Catálogo de Aceros REIPROACERO, Perfiles de Acero. Machala, Ecuador 2017.
- [16] SAPAG. NASSIR. (2008). Preparación y Evaluación de Proyectos. Colombia: Mc Graw Hill.
- [17] Angel Alarcón Cedeño, Jewston Bravo Trujillo, Informe Proyecto de Graduación, "Rediseño en el Desarrollo y Aplicación de un envase corrugado parafinado para uso en exportación de mango", ESPOL, 2010
- [18] Juan Ortega, Clasificación de los Aceros Inoxidables según norma AISI, 2016. <https://es.slideshare.net/juanortega80/clasificacion-aceros-inox>

ANEXOS

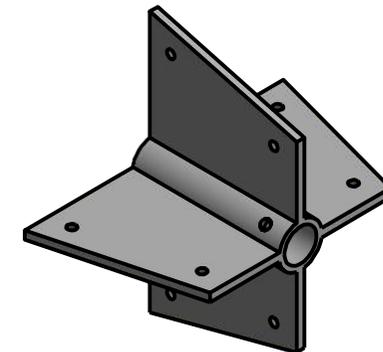
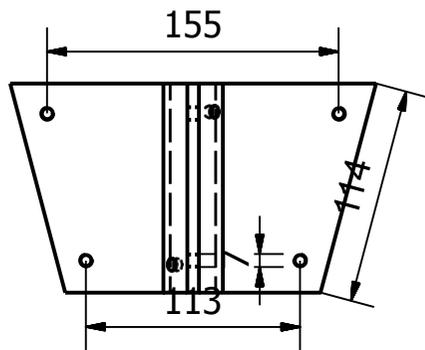
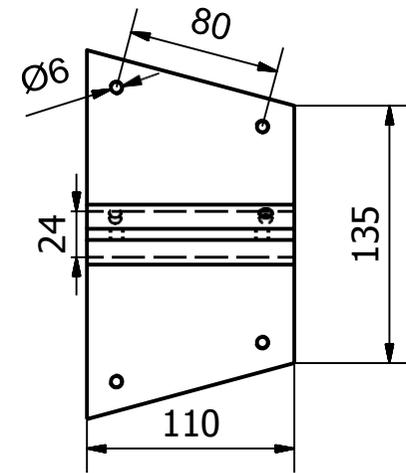
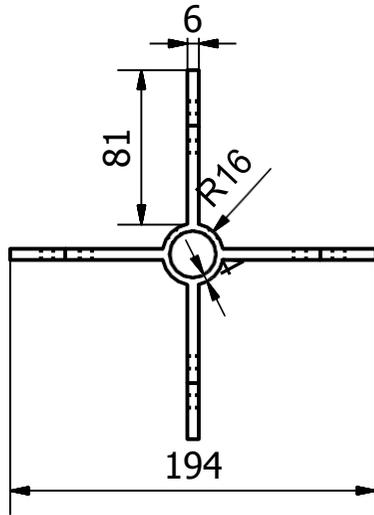
PLANOS ESQUEMÁTICOS



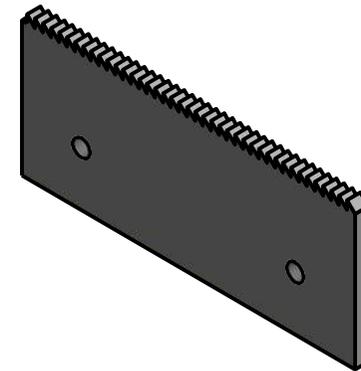
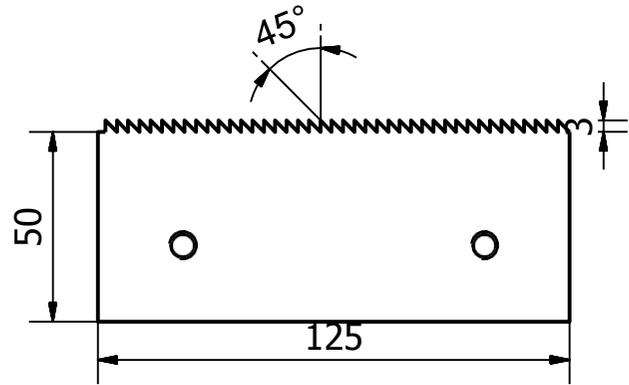
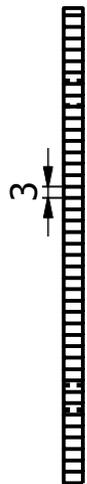
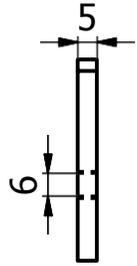
Designed by C. Salazar, C. Romero	Checked by	Approved by	Date	Date 13/8/2017	
			Tolva de Alimentación		Edition Sheet 1 / 16



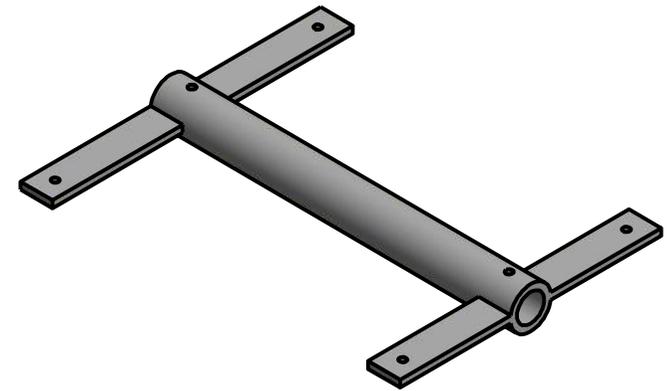
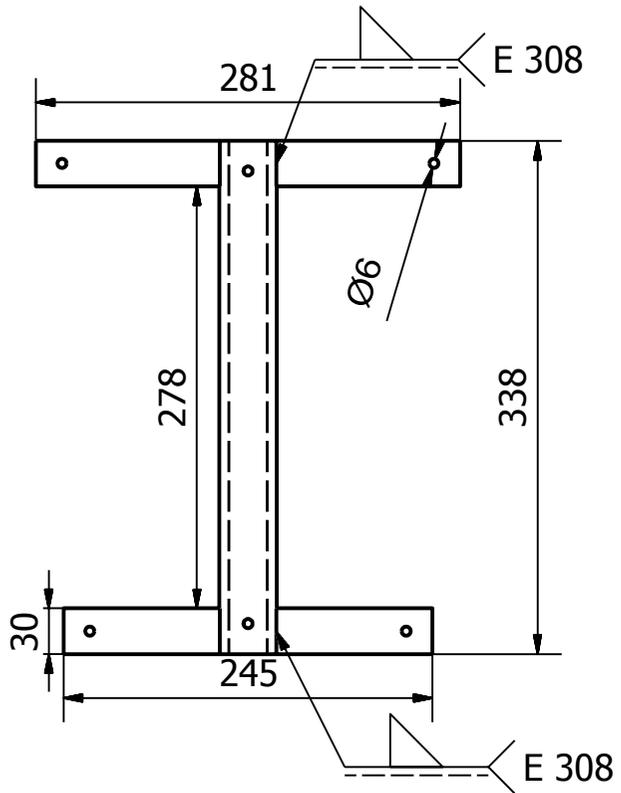
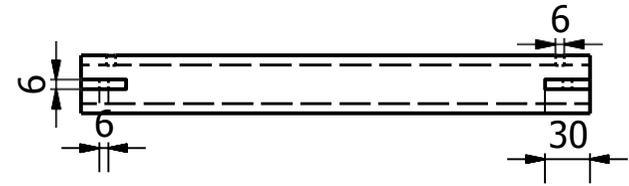
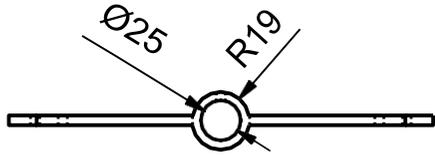
Designed by C. Salazar, C. Romero	Checked by	Approved by	Date	Date 13/8/2017	
			Cilindro Perforado		Edition Sheet 2 / 16



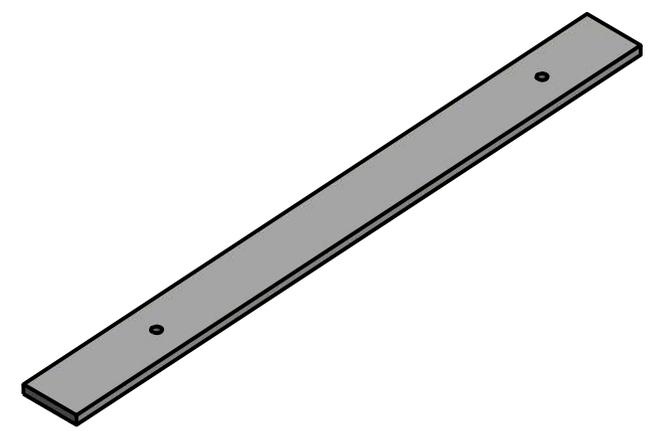
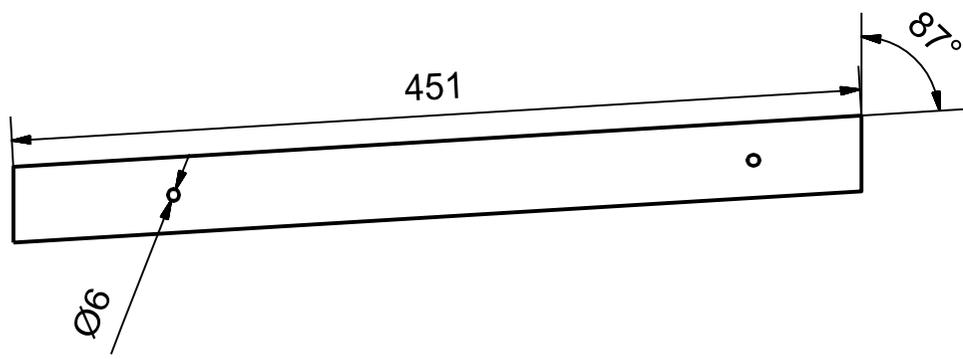
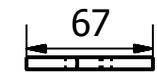
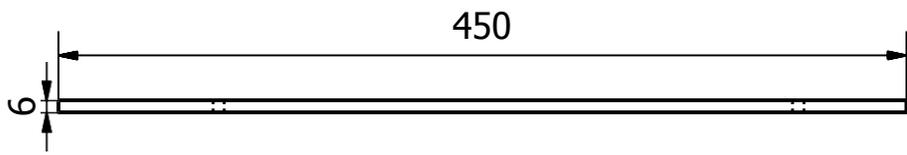
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date	
C. Salazar, C. Romero				6/8/2017	
			Soporte Cuchillas de Corte		Edition
					Sheet
					3 / 16



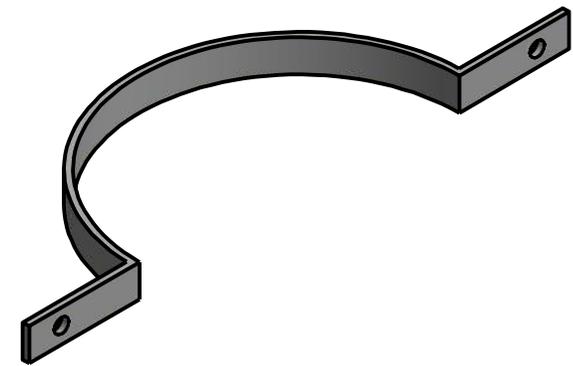
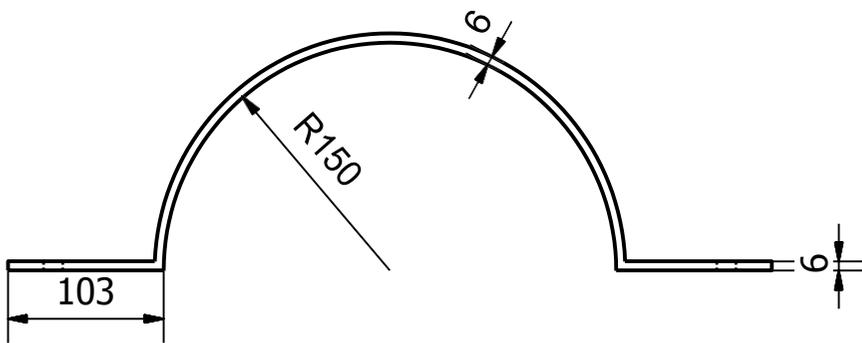
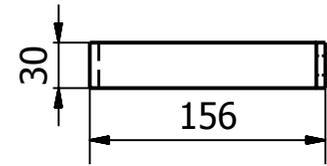
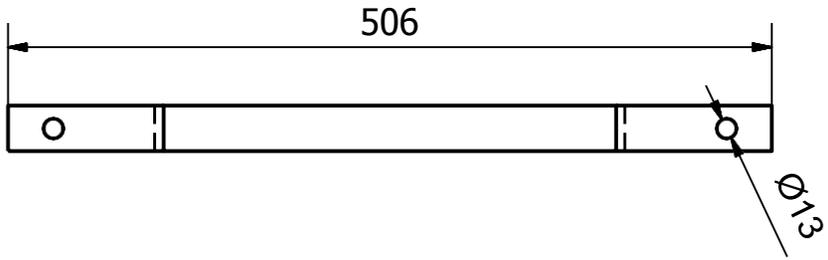
Designed by C. Salazar, C. Romero	Checked by	Approved by	Date	Date 6/8/2017	
			Cuchillas de Corte	Edition	Sheet 4 / 16



Designed by C. Salazar, C. Romero	Checked by	Approved by	Date	Date 13/8/2017	
			Soporte de Extrusión		Edition
					Sheet 5 / 16

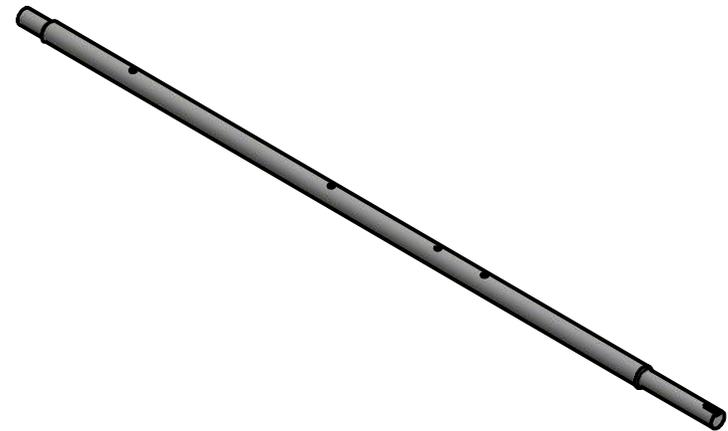
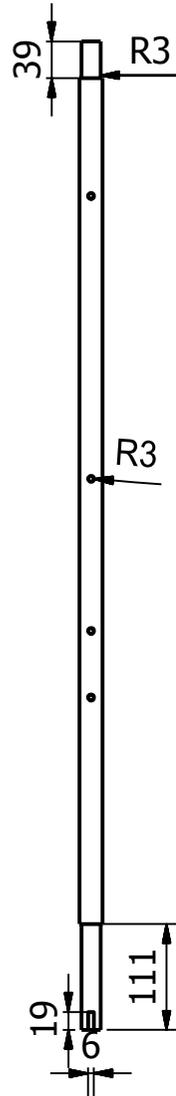
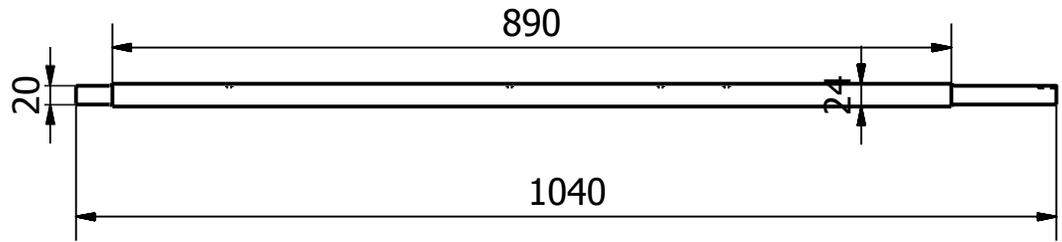


Designed by C. Salazar, C. Romero	Checked by	Approved by	Date	Date 13/8/2017	
			Placas de Extrusión	Edition	Sheet 6 / 16

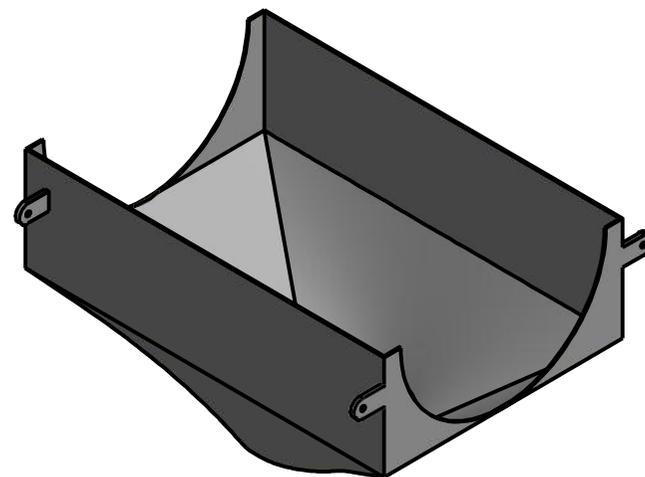
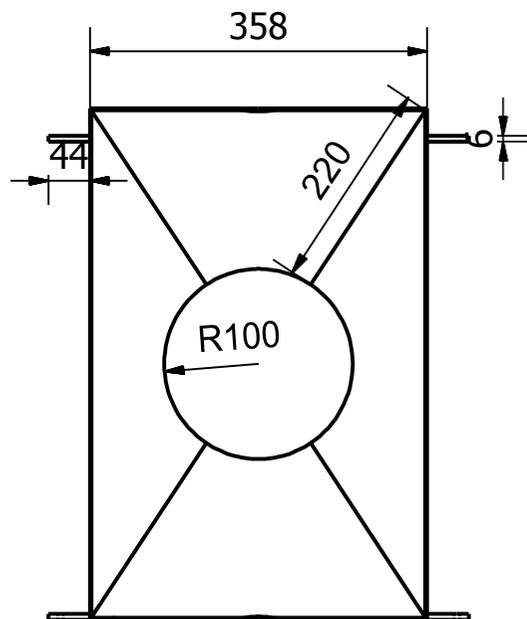
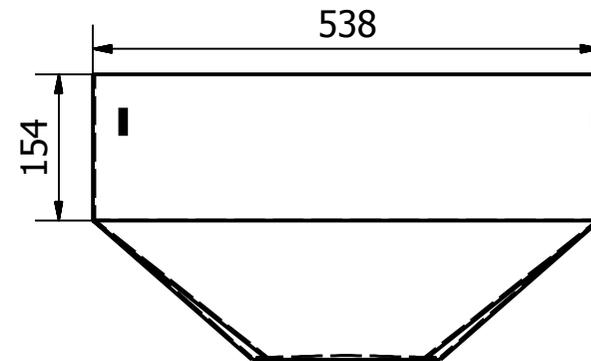
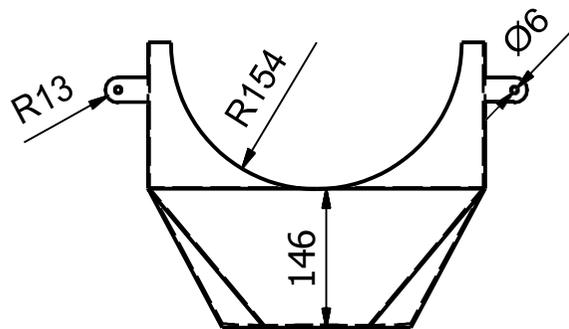


Designed by C. Salazar, C. Romero	Checked by	Approved by	Date	Date 13/8/2017	
			Anillos de Soporte		Edition Sheet 7 / 16

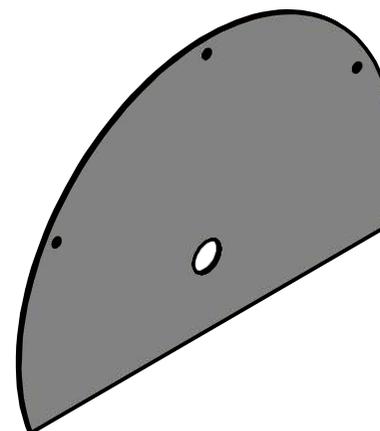
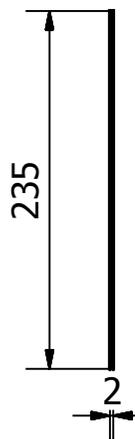
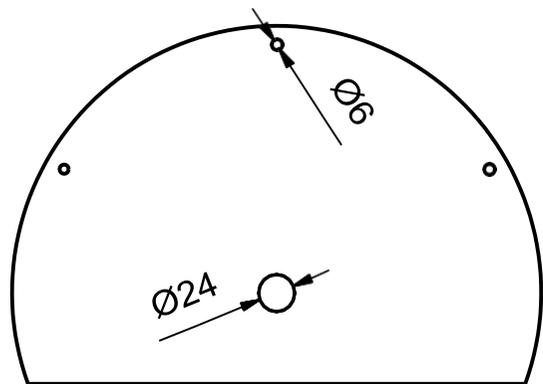
R10 Ø24



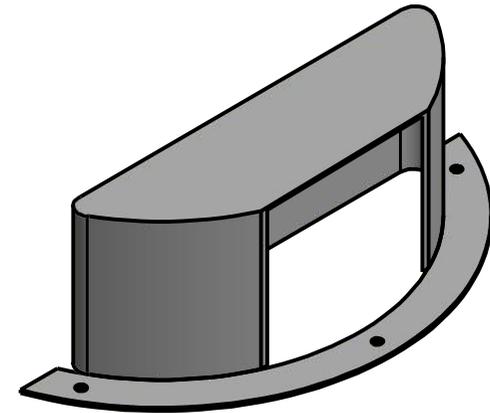
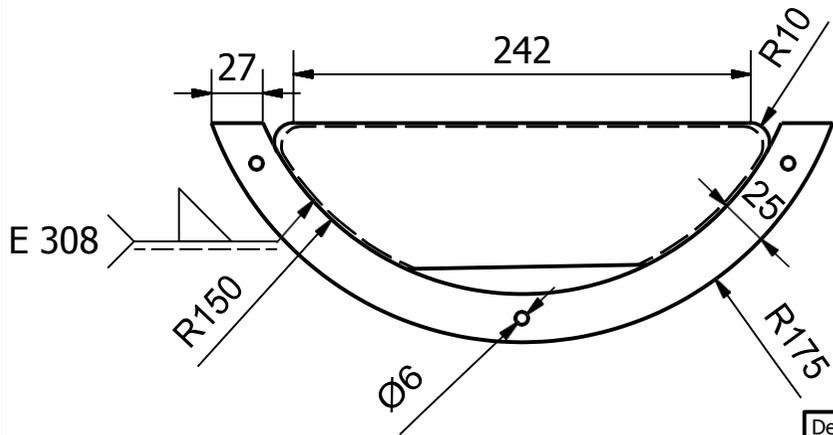
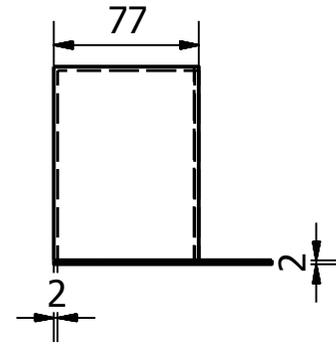
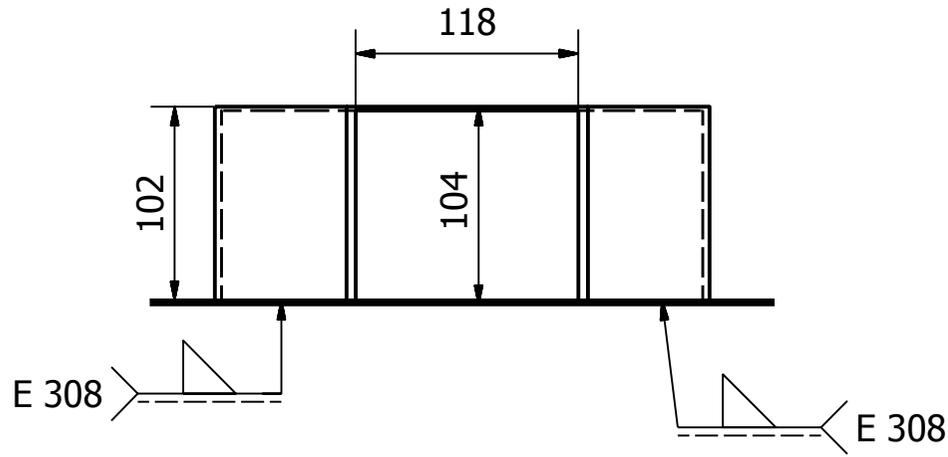
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date	
C. Salazar, C. Romero				13/8/2017	
			Eje de Transmisión	Edition	Sheet
					8 / 16



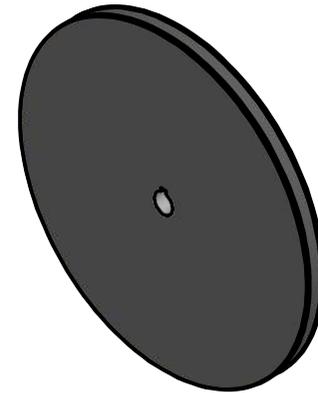
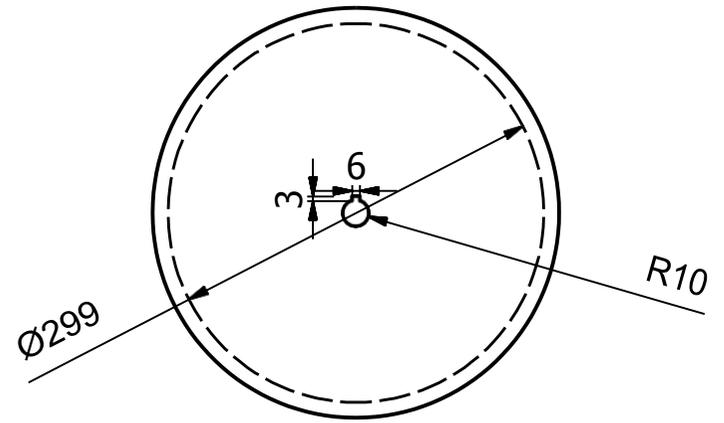
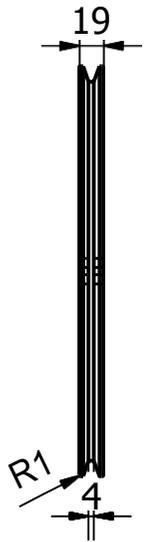
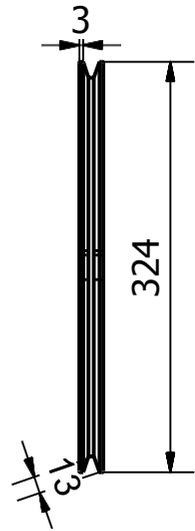
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date	
C. Salazar, C. Romero				13/8/2017	
			Tolva de descarga de pulpa		Edition
					Sheet
					9 / 16



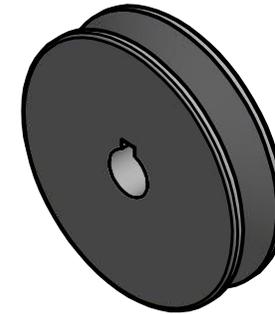
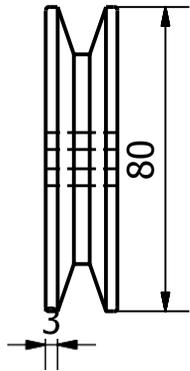
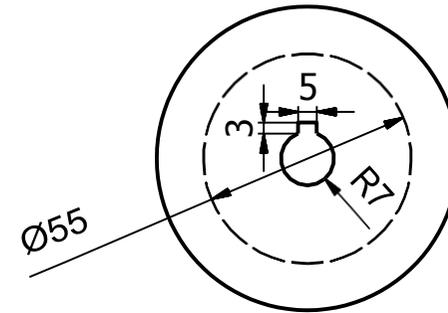
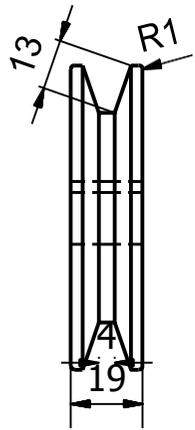
Designed by C. Salazar, C. Romero	Checked by	Approved by	Date	Date 13/8/2017	
			Tapa Metálica	Edition	Sheet 10 / 16



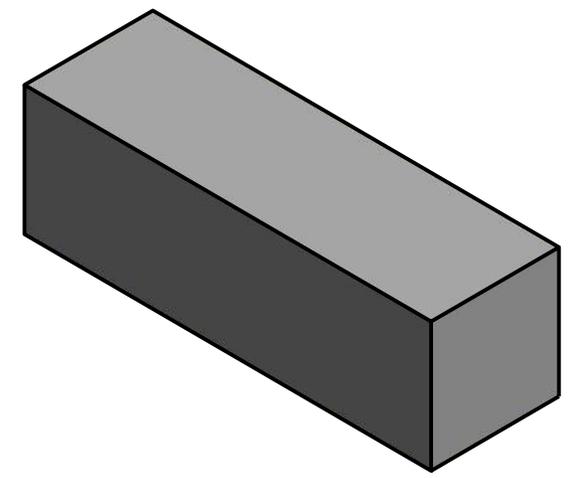
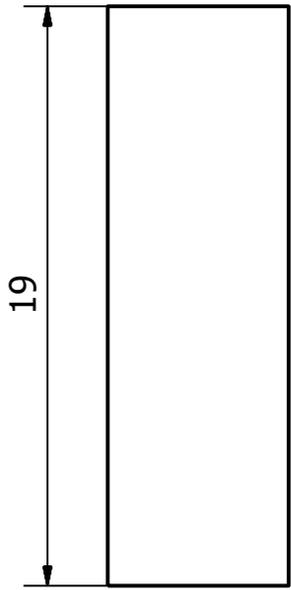
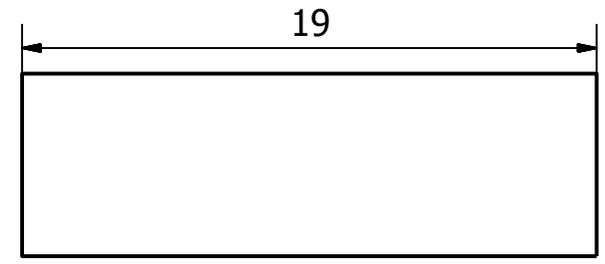
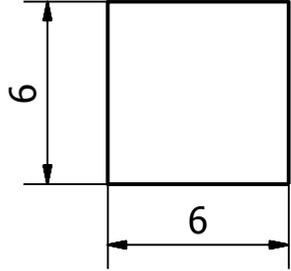
Designed by C. Salazar, C. Romero	Checked by	Approved by	Date	Date 13/8/2017	
			Tolva de Descarga		Edition Sheet 11/ 16



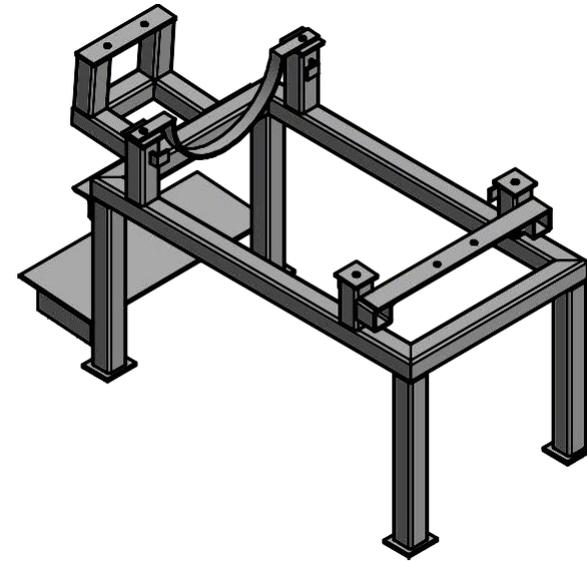
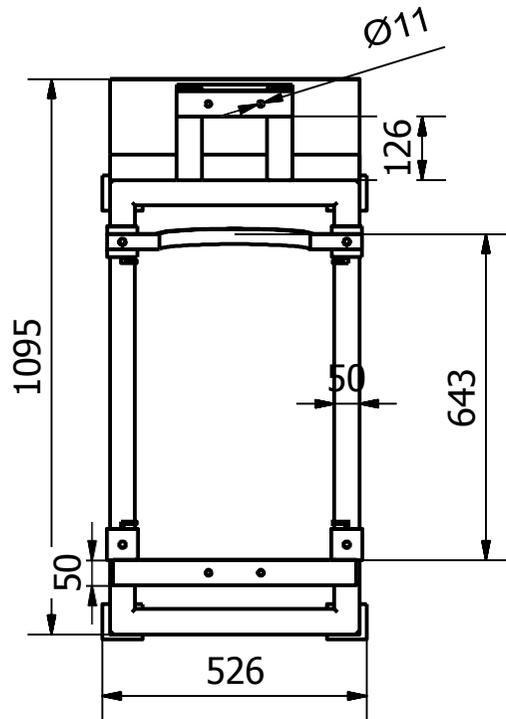
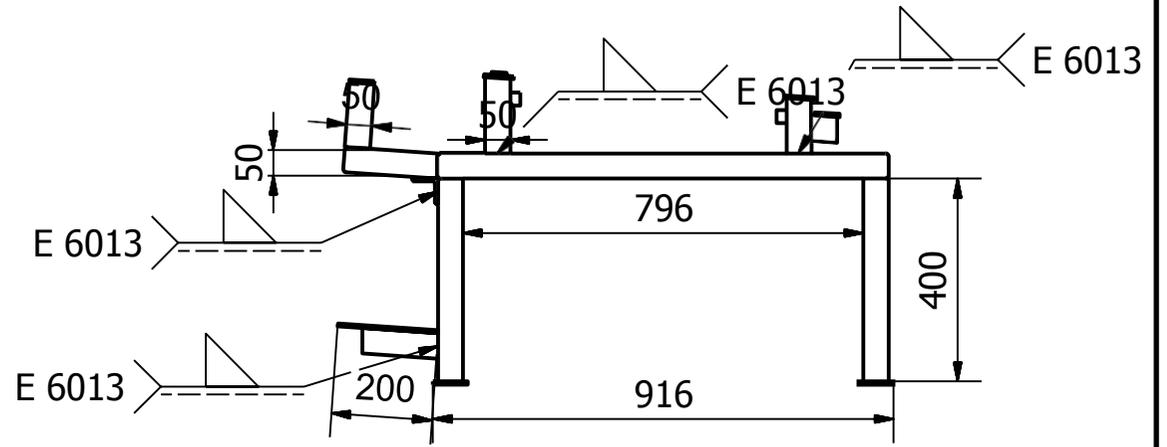
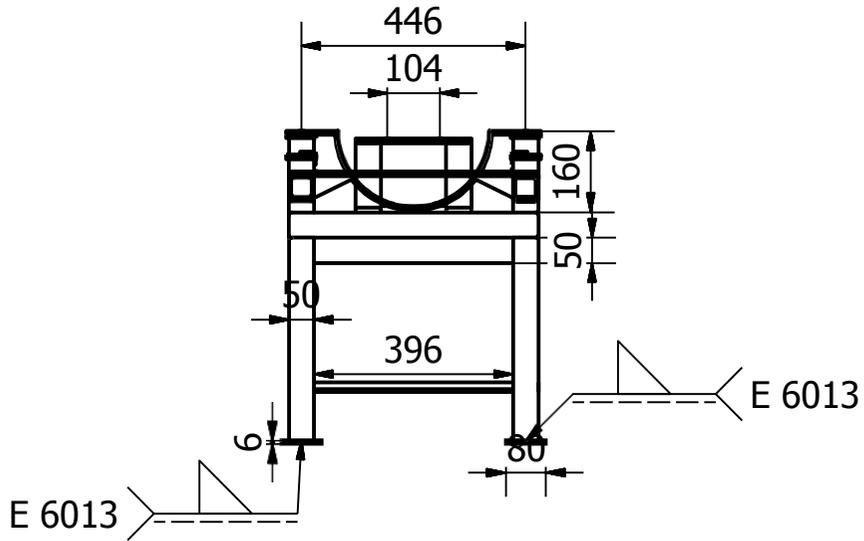
Designed by C. Salazar, C. Romero	Checked by	Approved by	Date	Date 13/8/2017	
			Polea Conducida	Edition	Sheet 12 / 16



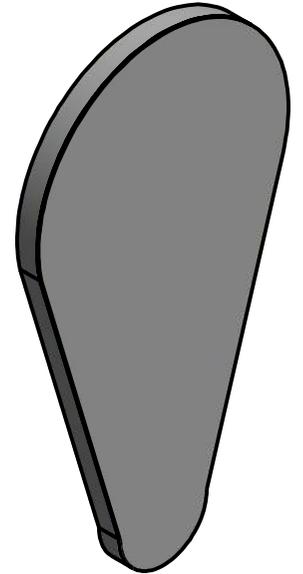
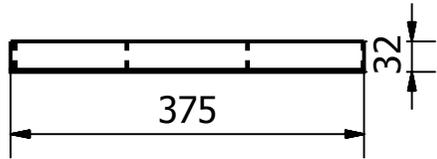
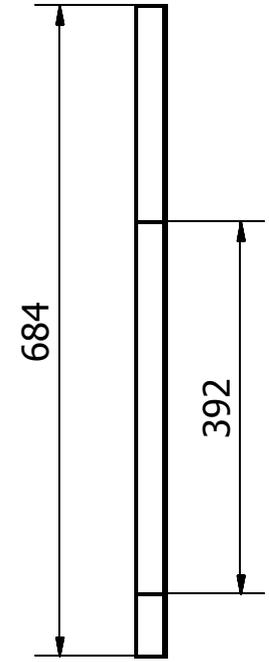
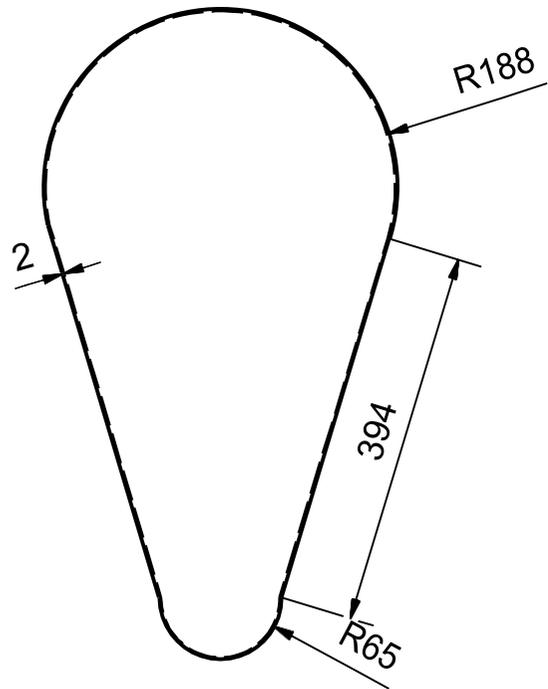
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date	
C. Salazar, C. Romero				13/8/2017	
			Polea Motriz	Edition	Sheet
					13 / 16



Designed by C. Salazar, C. Romero	Checked by	Approved by	Date	Date 13/8/2017	
			Chaveta de Transmisión	Edition	Sheet 14 / 16



Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date	
C. Salazar, C. Romero				13/8/2017	
			Estructura de la Base	Edition	Sheet
					15 / 16



Designed by C. Salazar, C. Romero	Checked by	Approved by	Date	Date 13/8/2017	
			Protección de Transmisión	Edition	Sheet 16 / 16