

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

“Diseño mecánico de una máquina para la molienda del cacao para
obtener una producción de 20 kg/hora de pasta de cacao”

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Quito Clavijo Marco Antonio

Urgiles Lucas Josue Emanuel

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2021

DEDICATORIA

El logro alcanzado le dedico primeramente a Dios gracias por la vida, por la salud y sabiduría brindada para poder cumplir una nueva etapa en mi vida estudiantil.

A mis padres por haber confiado en mí y por poner mano dura con el objetivo de verme superado profesionalmente, brindándome así nuevas oportunidades dentro de lo laboral.

A mis allegados por la confianza depositada y por el apoyo brindado.

AGRADECIMIENTO

A Dios por su providencia la cual hace posible concluir el presente escrito. A mis padres, sin su apoyo no hubiera sido posible terminar esta etapa, gracias por lo inculcado, son el mejor regalo de Dios. A mis hermanas, sepan que este logro también es vuestro. A mi tío Ramón, su ausencia se llena con su recuerdo imborrable.

Josue Urgiles Lucas

A mi padre Dios por todas las bendiciones otorgadas a lo largo de mi vida. A mis padres por su amor y enseñanzas, por brindarme el soporte para continuar en este trayecto estudiantil. A mi hermana, por apoyarme y estar a mi lado en las buenas y en las malas, por creer en mí. A mi pequeña sobrina Renata, por ser mi inspiración para seguir adelante.

A mis amigos, gracias por su amistad.

Marco Quito Clavijo

DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, me(nos) corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Quito Clavijo Marco Antonio* y *Urgiles Lucas Josue Emanuel* damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”



Marco Quito Clavijo



Josue Urgilés Lucas

EVALUADORES



Firmado electrónicamente por:
**MIGUEL ANGEL
QUILAMBAQUI JARA**

Ph. D Miguel Quilambaqui Jara

PROFESOR DE LA MATERIA



Firmado electrónicamente por:
**MIGUEL ANGEL
QUILAMBAQUI JARA**

Ph. D Miguel Quilambaqui Jara

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

El presente trabajo tuvo como finalidad diseñar un molino para la obtención de pasta de cacao, teniendo como objetivo principal el diseño a detalle que permita su fabricación, garantizando una producción de 20 kg en una hora. La importancia se enfoca en la tecnificación del proceso de molienda, facultando al agricultor, ser capaz de ofrecer al mercado un producto de calidad, mejorando su economía. Para el desarrollo del proyecto, recurrimos a normas y criterios técnicos que permitieron alcanzar los objetivos planteados y satisfacer las exigencias del cliente, se procedió al diseño de una estructura de soporte del equipo, un transportador de tornillo sin fin, una tolva de distribución de la materia prima, un eje de transmisión de movimiento y un sistema de trituración por discos planos. Mediante catálogos de distribuidores nacionales se seleccionaron elementos normalizados tales como: polea, banda, motor eléctrico, variador de frecuencia, resistencia eléctrica, chumaceras y pernos de sujeción. Se determinó como fuente de alimentación del equipo un motor trifásico de 0,5 hp y además mediante el uso de una resistencia eléctrica tubular de 1000 watts se eliminó el proceso de recirculación. Se concluye que, a pesar del alto costo del equipo al utilizar con el motor trifásico, produce un ahorro de energía del 50% con relación al uso de un motor eléctrico monofásico haciendo a nuestro equipo sea rentable a largo plazo.

Palabras Clave: molienda, potencia, eficiencia, productividad.

ABSTRACT

The purpose of the present was to design a grinder to obtain cocoa paste, the main objective was the detailed design that allows its manufacture, guaranteeing a production of 20 kg per hour. The importance is focused on the modernization of the grinding process, empowering the farmer to offer a quality product to the market, improving its economy. For the development of the project, we resorted to technical standards and criteria that allowed us to achieve the proposed objectives and satisfy the customer's demands, we proceeded to the design of a steel structure for the equipment, an endless screw conveyor, a distribution hopper for the raw material, a movement transmission shaft and a flat disc crushing system. Standardized elements such as: pulleys, belt, electric motor, frequency inverter, electric resistance, bearings and clamping bolts were selected through national distributors' catalogs. A 0.5 hp three-phase motor was determined as the power source for the equipment and, in addition, by using a 1000 watts tubular electrical resistance, the recirculation process was eliminated. Finally, it is concluded that despite the high cost of the equipment when used with the three-phase motor, it produces an energy saving of 50% in relation to the use of a single-phase electric motor, making our equipment profitable in the long term.

Keywords: *Grinding, power, efficiency, productivity*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS	VIII
SIMBOLOGÍA.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS	XII
ÍNDICE DE TABLAS	XIV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XV
CAPÍTULO 1	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Descripción del Problema	1
1.2 Justificación del proyecto.....	1
1.3 Objetivos.....	1
1.3.1 Objetivo General	1
1.3.2 Objetivos Específicos	2
1.4 Marco teórico	2
1.4.1 Ubicación geográfica del Cantón La Troncal	2
1.4.2 Clima del Cantón La Troncal	3
1.4.3 Historia del Cacao	5
1.4.4 Tipos de Cacao	5
1.4.4.1 Cacao CCN-51	5
1.4.4.2 Cacao Nacional.....	6
1.4.5 Variables Agroclimáticas para el cultivo del cacao	6
1.4.5.1 Clima.....	7
1.4.5.2 Temperatura.....	7
1.4.5.3 Agua.....	8

1.4.5.4	Viento.....	8
1.4.5.5	Sombreamiento.....	8
1.4.5.6	Suelo.....	9
1.4.6	Contenido Nutricional del cacao.....	9
1.4.7	Producción de Cacao en el Ecuador.....	9
1.4.8	Procesado del chocolate.....	10
1.4.8.1	Tostado y descascarillado.....	10
1.4.8.2	Molido del cacao.....	10
1.4.8.3	Prensado del cacao.....	11
1.4.8.4	Molido de la masa de cacao.....	11
1.4.9	Factores en el proceso de moliendo.....	11
1.4.9.1	Velocidad crítica.....	11
1.4.9.2	Relación entre los elementos variables.....	11
1.4.9.3	Volumen de carga.....	11
1.4.9.4	Potencia.....	12
1.4.9.5	Tipos de molienda.....	12
CAPÍTULO 2.....		13
2.	METODOLOGÍA.....	13
2.1	Condiciones previas al proceso de molienda.....	13
2.2	Datos preliminares de diseño.....	13
2.3	Factores de influencia para la Selección de la solución.....	13
2.4	Alternativas de diseño.....	14
2.4.1	Molino de martillos.....	15
2.4.2	Molino de discos.....	16
2.4.3	Molino de bolas.....	17
2.4.4	Molino coloidal.....	17
2.5	Selección de la solución.....	18
2.6	Velocidad crítica del molino.....	19
2.7	Torque de giro del disco motriz.....	19
2.8	Potencia del motor.....	20

2.9	Diseño de la tolva	21
2.9.1	Definición y geometría de la tolva.....	21
2.9.2	Dimensiones de la tolva	21
2.9.2.1	Área de descarga	21
2.9.2.2	Área de ingreso.....	22
2.9.2.3	Altura de la tolva.....	22
2.9.2.4	Esfuerzos ejercidos en la tolva	23
2.9.2.5	Espesor de plancha para tolvas	24
2.10	Cálculos relacionados al Sistema de calentamiento	24
2.10.1	Resistencia eléctrica	24
2.10.2	Energía calorífica	24
2.10.3	Potencia necesaria para calentamiento.....	25
2.10.4	Resistencia al cambio de temperatura.....	25
2.10.5	Resistencia del elemento	25
2.10.6	Longitud de resistencia eléctrica	25
2.11	Diseño de eje.....	26
2.11.1	Diámetro mínimo de eje	26
2.11.2	Geometría de eje.....	26
2.11.3	Diámetro dinámico del eje principal	27
2.11.4	Factor de seguridad	27
2.12	Análisis de la estructura de soporte de la máquina	28
2.12.1	Pandeo de columna	28
2.12.2	Esfuerzo crítico para columnas	29
2.13	Análisis de rodamientos	29
2.13.1	Carga dinámica mínima.....	29
2.14	Selección de perno	29
2.14.1	Fuerza cortante primaria	29
2.14.2	Fuerza cortante secundaria.....	30

2.14.3	Esfuerzo de diseño.....	30
2.14.4	Área mínima de perno.....	30
CAPÍTULO 3	31
3.	RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	31
3.1	Velocidad y torque requerido por los discos.....	31
3.1.1	Velocidad de trabajo del disco.....	31
3.1.2	Torque requerido por el disco.....	31
3.2	Selección de motor eléctrico.....	32
3.2.1	Selección del variador de frecuencia.....	33
3.3	Cálculos relacionados al diseño de la tolva.....	34
3.3.1	Diámetro de descarga.....	34
3.3.2	Diámetro de ingreso.....	35
3.3.3	Altura.....	35
3.3.4	Esfuerzos ejercidos sobre la tolva.....	35
3.3.5	Espesor de la plancha a utilizar.....	36
3.4	Cálculos relación a la selección de la resistencia eléctrica.....	37
3.4.1	Energía calorífica necesaria.....	37
3.4.2	Potencia necesaria para calentamiento.....	38
3.4.3	Resistencia al cambio de temperatura.....	38
3.4.4	Resistencia del elemento.....	38
3.4.5	Longitud de resistencia eléctrica.....	38
3.4.6	Densidad superficial de potencia.....	39
3.5	Cálculos relacionados con el diseño del eje principal.....	39
3.5.1	Análisis de carga sobre el eje.....	40
3.5.2	Diámetro mínimo del eje.....	42
3.5.3	Diámetro dinámico del eje principal.....	43
3.6	Selección chumaceras.....	45

3.6.1	Vida nominal en revoluciones.....	46
3.7	Selección de perno	46
3.7.1	Esfuerzo de diseño.....	46
3.8	Cálculos relacionados al diseño de la estructura	47
3.8.1	Carga crítica	47
3.8.2	Esfuerzo crítico.....	48
3.9	Simulación del eje principal.....	49
3.10	Diseño del Sistema Eléctrico	49
3.10.1	Descripción del Plano Eléctrico	50
3.10.2	Tabla de costos	51
3.11	Análisis del Diseño	53
CAPÍTULO 4.....		56
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	56
4.1	Conclusiones	56
4.2	Recomendaciones	57
BIBLIOGRAFÍA		
APÉNDICES		

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
NACE	National Association of Corrosion Engineer
ISO	International Organization for Standardization
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
DIN	Deutsches Institut für Normung
AISI	American Iron and Steel Institute
IEC	Comisión Electrónica Internacional
UL	Underwriters Laboratories
INEC	Instituto Ecuatoriano de Estadísticas y Censo
GAD	Gobierno autónomo descentralizado
NASTRAN	Nasa structural analysis program
FS	Factor de seguridad
DT	Desplazamientos totales

SIMBOLOGÍA

msnm	metros sobre nivel del mar
cal	Calorías
V_c	Velocidad crítica
T	Torque
μ	Viscosidad
n	Velocidad en rpm
g	Aceleración gravitacional
β	Ángulo de conicidad de discos
P_{req}	Potencia requerida motor
η	Eficiencia del mecanismo
\dot{m}	Flujo másico
ρ	Densidad de cacao
k	Constante de descarga
d_p	Diámetro de almendra de cacao
V_{tolva}	Volumen de tolva
\dot{m}	Masa de cacao
h	Altura de tolva
P_w	Presión en la pared tolva
P_v	Presión en el fondo tolva
b	Diámetro hidráulico
t	Espesor plancha tolva
σ_f	Esfuerzo admisible
mm	Milímetro
$A_{relleno}$	Área de relleno
D_c	Diámetro de carcasa
λ	Coeficiente de relleno
V_d	Velocidad de desplazamiento
P	Paso tornillo
n_t	Velocidad de giro tornillo
Q_{cacao}	Flujo de almendras de cacao
i	Coeficiente de disminución de flujo
P	Potencia de accionamiento

P_N	Potencia de accionamiento en vacío
P_H	Potencia de desplazamiento en horizontal
L	Longitud tornillo
C_o	Coefficiente de resistencia de almendras de cacao
Q_{liquido}	Energía calorífica
c_p	Calor específico
T_{final}	Temperatura final
T_{inicial}	Temperatura inicial
R_c	Resistencia cambio de temperatura
R	Resistencia del elemento
F	Factor de resistencia
L_R	Longitud de resistencia
n_v	Velocidad de sincronismo
f_m	Frecuencia de arreglo del variador
n_{pp}	Número de polos motor
T_m	Torque motriz
P_m	Potencia motriz
d	Diámetro polea conducida
D	Diámetro polea conductora
P_d	Potencia de diseño
C_2	Factor de servicio
I_r	Relación de velocidad
w_m	Velocidad angular motor
w_c	Velocidad angular eje
L_d	Longitud de banda
CC_p	Distancia entre centros
P_r	Potencia nominal de la banda
P_b	Potencia básica nominal
C_1	Factor de corrección de la longitud de la banda
C_3	Factor de corrección de arco de contacto
d_{min}	Diámetro mínimo de eje
FS	Factor de seguridad
S_y	Esfuerzo de fluencia
M	Momento

K_a	Factor de superficie
K_b	Factor de tamaño
K_c	Factor de confiabilidad
K_d	Factor de temperatura
K_e	Factor de cambio por concentración de esfuerzos
K_f	Factor de efectos varios
S_e'	Límite de resistencia
S_{ut}	Esfuerzo último
σ_{max}'	Esfuerzo máximo
P_{cr}	Carga crítica
I	Inercia
E	Módulo de Young
C_{min}	Carga dinámica mínima
C_o	Carga de diseño
L_d	Vida nominal en revoluciones
F'	Cortante primario
F_i''	Cortante Secundario
m	metros
kW	kilo watts
ohm	ohmios
Nm	Newtons metros
Pa	Pascales
MPa	Mega pascales
N	Newtons
Kgm^2	Kilogramos metros cuadrados
s	segundos
hz	Hertz
rpm	revoluciones por minutos
mm	milímetros

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Ubicación de la provincia del Cañar en Ecuador	2
Figura 1.2 Temperatura máxima y mínima del cantón La Troncal	4
Figura 1.3 Probabilidad de precipitación a diferentes meses	4
Figura 1.4 Mazorcas de cacao Recinto San José.....	7
Figura 1.5 Estructura de la Industria (Agro Ecuador, 2021)	12
Figura 2.1 Diseño de forma de la máquina para molienda de cacao	15
Figura 2.2 Sistema de Trituración de martillos.....	16
Figura 2.3 Sistema de trituración de discos	16
Figura 2.4 Sistema de trituración de bolas	17
Figura 2.5 Sistema de trituración coloidal.....	18
Figura 2.6 Tronco de pirámide	21
Figura 2.7 Geometría del eje principal.....	26
Figura 3.1 Discos de trituración	31
Figura 3.2 Motor eléctrico trifásico Serie W21 (Weg ®, 2021)	32
Figura 3.3 Principales dimensiones de motor (Weg ®, 2021)	33
Figura 3.4 Variador de frecuencia monofásica a 220V (Weg ®, 2021)	33
Figura 3.5 Diseño de tolva.....	34
Figura 3.6 Resistencia Eléctrica RW80 0,5 mm.....	37
Figura 3.7 Eje principal.....	39
Figura 3.8 Diagrama de cuerpo libre del eje	41
Figura 3.9 Diagrama de Fuerza cortante	41
Figura 3.10 Diagrama de Momento Flector	42
Figura 3.11 Soporte de pie con rodamientos de bola SY12.....	45
Figura 3.12 Selección de perno Grado 8.8	46
Figura 3.13 Estructura	48
Figura 3.14 Simulación del eje en NASTRAN para FS	49
Figura 3.15 Simulación del eje NASTRAN para DT	49
Figura 3.16 Configuración del panel eléctrico.....	50
Figura 3.17 Plano sistema eléctrico.....	51
Figura B. 1 Despiece de un sistema transportador de tornillo sin fin	69
Figura B. 2 Hélice de paso variable.....	69
Figura C. 1 Dimensiones del tornillo sin fin.....	76

Figura C. 2 Buje cónico PHF TB1108X24 (SKF ®, 2019)80
Figura C. 3 Buje cónico PHF TB1610X20 (SKF ®, 2019)81

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Ubicación, límites y población de la provincia del Cañar.....	3
Tabla 1.2 Informe nutricional en la dieta de adulto medio.....	9
Tabla 2.1 Factores de influencia con sus respectivas ponderaciones	14
Tabla 2.2 Matriz de selección de la solución	19
Tabla 3.1 Cotización de materia prima y elementos normalizados	52
Tabla 3.2 Costo por mano de obra	52
Tabla 3.3 Costo final de la máquina	53
Tabla A. 1 Especificaciones motor eléctrico WEG W21.....	61
Tabla A. 2 Especificaciones VFD CFW100	61
Tabla A. 3 Espesores de planchas AISI 316	61
Tabla A. 4 Tipos de hélices según el material a transportar	62
Tabla A. 5 Tipo de material al que pertenece las almendras de cacao.....	62
Tabla A. 6 Relación velocidad de giro, diámetro y clase.....	63
Tabla A. 7 Coeficiente de relleno según el tipo de carga	63
Tabla A. 8 Coeficiente de disminución de flujo	63
Tabla A. 9 Coeficiente de resistencia del material triturado	63
Tabla A. 10 Factor de temperatura resistencia.....	64
Tabla A. 11 Factor de servicio para sistema de.....	64
Tabla A. 12 Selección de tipo de banda	64
Tabla A. 13 Tabla de selección de diámetro de polea	65
Tabla A. 14 Casquillos cónicos	65
Tabla A. 15 Correas trapezoidales	66
Tabla A. 16 Factor de superficie.....	66
Tabla A. 17 Factor de confiabilidad	66
Tabla A. 18 Factor de temperatura.....	67
Tabla A. 19 Factor de cambio por concentración de esfuerzos	67
Tabla A. 20 Tabla de rodamientos rígido de bolas de acero inoxidable.....	67
Tabla A. 21 Tubería estructural cuadrada	68

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Árbol de transmisión
PLANO 2	Tornillo sin fin
PLANO 3	Disco fijo de trituración
PLANO 4	Disco móvil de trituración
PLANO 5	Buje
PLANO 6	Resistencia eléctrica
PLANO 7	Tolva
PLANO 8	Estructura
PLANO 9	Carcasa de transportador de tornillo sin fin
PLANO 10	Bandeja recolectora
PLANO 11	Tapa lateral
PLANO 12	Tapa superior
PLANO 13	Tapa frontal
PLANO 14	Sistema de transmisión
PLANO 15	Partes externas del equipo
PLANO 16	Partes internas del equipo
PLANO 17	Partes funcionales del equipo
PLANO 18	Vista en explosión

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del Problema

El Ecuador es un país con alta producción de cacao teniendo dos calidades el fino de Aroma y CCN-51, una de las provincias con alta demanda es el Cañar, especialmente el cantón La Troncal, dado que posee las condiciones agroclimáticas óptimas para el cultivo de este producto. La problemática que se plantea es que los productores no disponen de máquinas que les permitan la tecnificación del proceso de molienda lo que les obliga a realizar este proceso de forma tradicional o en el último de los casos a vender las almendras de cacao en su estado natural ya sea en baba, fermentado o seco. Actualmente el precio del quintal de cacao seco está en 80 dólares, pero con el adecuado procesamiento el productor podrá obtener por cada tableta de chocolate con un peso correspondiente de 1 libra la cantidad de 4 dólares lo que implicaría mayores ingresos.

1.2 Justificación del proyecto

Actualmente, los productores de cacao realizan el proceso de molienda de forma tradicional ya que no cuentan con máquinas tecnificadas y además no tienen los conocimientos técnicos que les permitan mejorar el proceso. Con el desarrollo de este proyecto se pretende diseñar una máquina que permita tecnificar el proceso de molienda de las almendras de cacao para incrementar la producción de tabletas de chocolate y sus ganancias salvaguardando el bienestar físico del operario y ofreciendo al consumidor un producto de calidad.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar a detalle una máquina para la molienda de cacao que sea capaz de producir 20 Kg/h de pasta de cacao, destinada a los pequeños productores del Cantón La Troncal.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Determinar las variables que influyen en el proceso de molienda de cacao.
- Cotizar materiales y elementos normalizados existentes en el mercado nacional los cuales hagan posible su fabricación
- Realizar los planos de la máquina a detalle.
- Realizar la simulación en carácter de prevención y corrección del eje principal de la máquina.

1.4 Marco teórico

1.4.1 Ubicación geográfica del Cantón La Troncal

La Troncal se sitúa en las intermediciones de la región Sierra y Costa perteneciente a la provincia del Cañar, en la Zona Occidental en las llanuras de la Cordillera de los Andes. Posee una altitud de 200 msnm, marcando así el inicio del callejón interandino ecuatoriano. En cuanto a su hidrología, por su territorio atraviesan las microcuencas de los ríos Cañar y Bulubulu abarcando una extensión correspondiente de 11'900 y 4'600 hectáreas aproximadamente (Gobierno Provincial del Cañar, 2021).

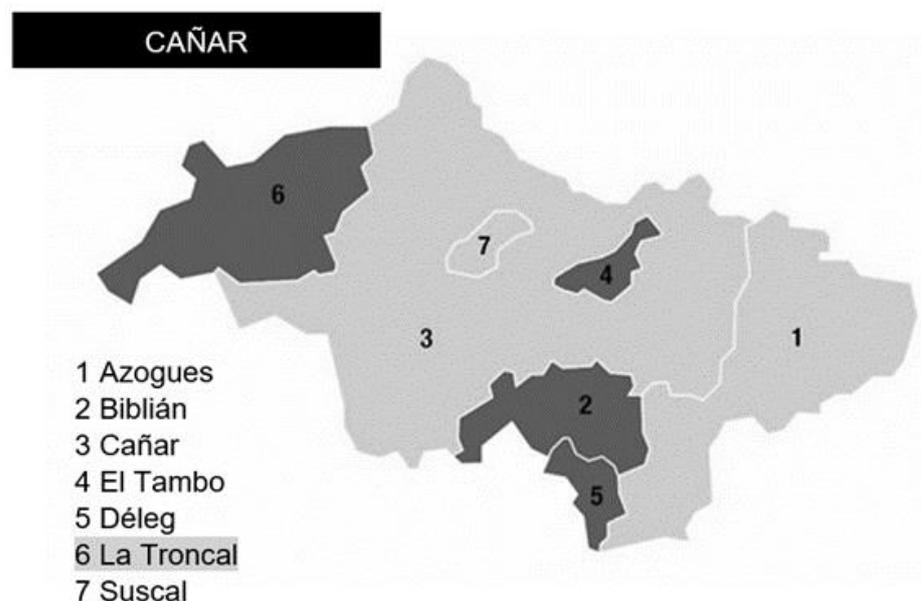


Figura 1.1 Ubicación de la provincia del Cañar en Ecuador

Tabla 1.1 Ubicación, límites y población de la provincia del Cañar (INEC,2014)

Límites	
Norte	El Triunfo
Sur	Parroq. San Antonio (Cañar), San Carlos
Este	Parroq. Chontamarca (Cañar)
Oeste	El Triunfo, Taura y Naranjal
UBICACIÓN	
Latitud Sur	2°28'22" y 2°30'05"
Longitud Oeste	79°14'14" y 79°31'45"
POBLACIÓN	
Población	54'384
Hombres	27'320
Mujeres	27'069

1.4.2 Clima del Cantón La Troncal

En La Troncal podemos encontrar dos estaciones climáticas, gracias a su ubicación geográfica se conjugan los climas de las regiones costa y sierra, aquí se encuentran temperaturas promedio que fluctúan entre 18 y 24°C; la temporada lluviosa abarca diciembre y mayo, y la temporada seca de junio a noviembre. En cuanto a la precipitación, en la temporada de invierno fluctúan entre 65% a 34% aprox. (de enero a abril) y en verano se reduce hasta menos del 3%. La pluviosidad o temporada de lluvia en La Troncal ocurre entre los meses de octubre a julio, siendo las temporadas con mayor actividad de enero a abril (Cedar Lake Ventures Inc, n.d.). Por lo consiguiente, el periodo de cultivo y cosecha se dan en todo el año ya que gracias a sus condiciones agroclimáticas hacen posible el desarrollo de cultivos especialmente de cacao y maíz.

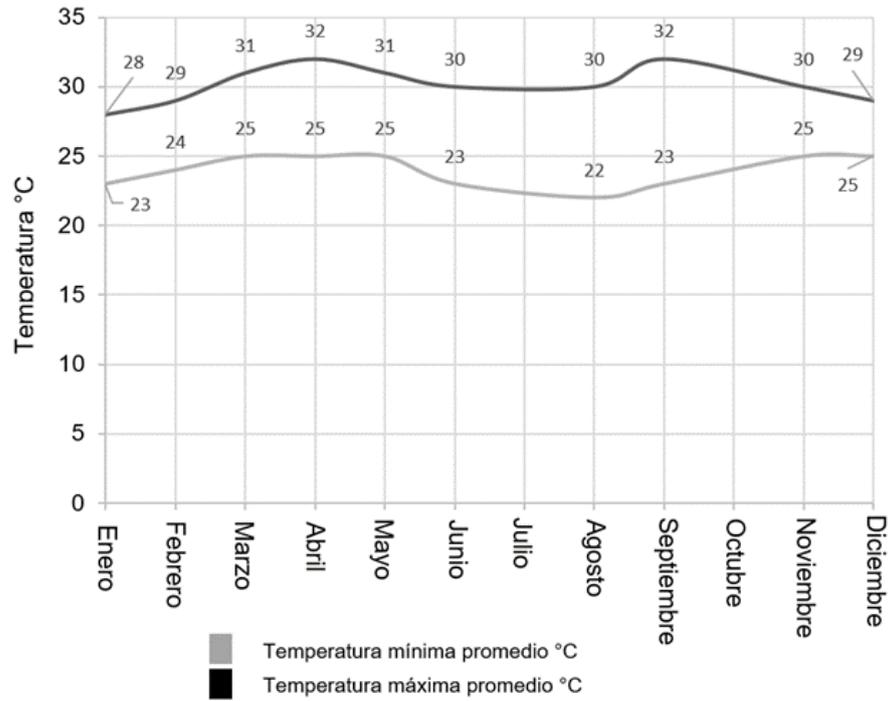


Figura 1.2 Temperatura máxima y mínima del cantón La Troncal (Cedar Lake Ventures Inc, n.d.)

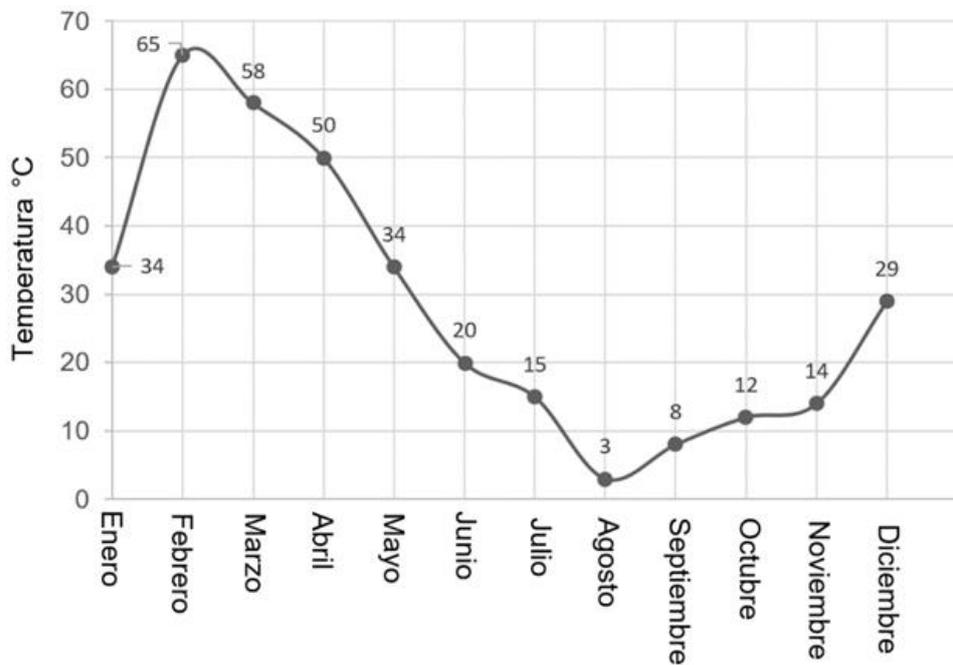


Figura 1.3 Probabilidad de precipitación a diferentes meses (Cedar Lake Ventures Inc, n.d.)

1.4.3 Historia del Cacao

Etimológicamente la palabra cacao emerge del lenguaje azteca "cacahuatl" que significa chocolate o jugo amargo. En cuanto a la historia, se sabe que la primera variedad de cacao tuvo su origen en América Latina correspondiente a las regiones amazónicas hace unos 5000 o 4000 años aproximadamente, antes de la conquista de América, el cultivo crecía de manera natural y espontánea. Sin embargo, desde hace 2500 años los Mayas y Aztecas, empezaron a darle uso y a consumir las almendras dado a que se le atribuía bondades esotéricas como la sabiduría universal y la cura de enfermedades, atributos energéticos como el aumento del vigor físico, vitalidad, mitigar la sed y hambre (Anecacao, 2021).

Los mayas crearon una bebida llamada "chocolha", hecha a partir de las almendras de cacao y poseían muchas maneras de perfumarla, cambiar su consistencia más líquida o menos espesa, con la adición de maíz, miel o de ají, reservada para la nobleza y reyes. Con la Conquista Española se difundió por toda Europa, los monjes españoles la apodaron "chocolha", se dice que Cristóbal Colón fue la primera persona europea que descubrió los granos de cacao, pero fue Hernán Cortés quien exportó hacia España en 1524. Este importante paso conllevó a que incorporen a su preparación miel, azúcar, y leche de los cuales podría resultar una bebida dulce de la cual la llamamos chocolate. En 1627 se venden las primeras tabletas sólidas de chocolate para la elaboración de la bebida. A mediados del siglo XIX dos empresarios Daniel Peter y Henry Nestlé idearon la fórmula de la cual añadiendo leche condensada azucarada con cacao a la cual llamaron chocolate suizo (Anecacao, 2021).

Para finales del siglo XIX Rodolphe Lindt, decide agregar la manteca de cacao a la mezcla proveniente del proceso de prensado, obteniendo una textura sólida y cremosa a la vez (Anecacao, 2021).

1.4.4 Tipos de Cacao

1.4.4.1 Cacao CCN-51

Es un cacao de origen ecuatoriano clonado por el especialista ecuatoriano en cacao Homero Castro en junio de 1965, se trata de un

cacao proveniente de los tipos ICS 95 conocido como trinitario, IMC 67 y forastero, esta clonación dio inicio a la nueva ola del cacao en Ecuador la cual había sufrido las debacles de los hongos Monilla (*Moniliophthora roreri*) o llamada "Mal de Quevedo" en 1915, y la "Escoba de bruja" (*Moniliophthora perniciosa*) en 1916 la cual trajo la destrucción del 70% de la producción del cacao en el Ecuador. Se trata de un cacao con alto rendimiento por hectárea, la cual reemplazó a las variedades de cacao más susceptibles a las enfermedades, y presentan mayor tolerancia a la plaga "Escoba de bruja". Posee una semilla con un peso de 1.4 a 1.5 g, con un peso en mazorca grande equivalente de 8 mazorcas igual a 1lb de cacao seco. Actualmente, este tipo de cacao posee una amplia participación en el mercado de las exportaciones ecuatorianas aproximadamente el 72%, frente al cacao nacional con un 28% (Agro Ecuador, 2021).

1.4.4.2 Cacao Nacional

Conocido también como cacao fino de aroma es una variedad de grano que se sitúa en las zonas de Ecuador y Perú. Es considerado como la variedad más apetecida en el mundo, su aroma y sabor la distinguen del resto. Actualmente, en escala mundial representa el 5% de la producción, teniendo como principal productor al Ecuador. Debido a sus riquezas y recursos biológicos es el exponente principal con su aporte del 63% de la producción mundial. Su almendra es utilizada para la obtención del chocolate refinado distinguiéndose su sabor, pureza y fragancia (Agro Ecuador, 2021).

1.4.5 Variables Agroclimáticas para el cultivo del cacao

Los requerimientos para el cultivo de cacao son los factores climáticos, se dice que el rendimiento óptimo para una hectárea debe ser aproximada de 1000 kg en grano seco (al quinto o sexto año), por esa razón satisfacer estas condiciones son importantes ya que al agricultor le permite establecer los calendarios agroclimáticos los mismos que le facilitarán organizar las etapas del cultivo como: floración, brotes y la cosecha.

Además, se definen otros aspectos a consideración tales como:

- Precosecha: trabajos de poda, retiro de malezas, fertilización, control de plagas y combate de enfermedades.
- Post Cosecha: Selección de mazorcas, cosecha oportuna, secado de las almendras (Anecacao, 2021).



Figura 1.4 Mazorcas de cacao Recinto San José

1.4.5.1 Clima

Según estudios, el clima cumple un papel importante, la presencia de lluvia y una adecuada temperatura influirán en el crecimiento y floración del cultivo, la precipitación óptima en la zona deberá oscilar entre los 1500 a 2500 mm distribuido anualmente. En su mayoría, los cultivos de cacao se ubican entre las zonas subtropicales con temperaturas de 21°C a 25°C.

1.4.5.2 Temperatura

Dado su relación con los procesos de floración, desarrollo y crecimiento del cacao, la temperatura influye con mucha importancia al cultivo. El cacao es un cultivo tropical, por lo tanto, no se puede cultivar a temperaturas por debajo de los 20°C ya que afecta su desarrollo y crecimiento de las raíces, así mismo las altas temperaturas afectan la capacidad de absorción. Una temperatura adecuada permite la descomposición de la materia orgánica (hojarasca) junto con la apropiada humedad, además determinan el

volumen de la floración, cuando es menor a 20°C la floración disminuye (Cedar Lake Ventures Inc, n.d.).

1.4.5.3 Agua

Dado las condiciones climáticas donde se ubican los cultivos, el cacao necesita de este recurso ya que la falta de agua no le permitirá desarrollarse satisfactoriamente a esto se suma un adecuado drenaje la cual retenga la cantidad suficiente de humedad ya que cuando existe anegamiento alrededor del cultivo puede provocar la "asfixia" del cultivo. La precipitación o presencia de lluvia mensual deberá ser al menos de 100mm con un aproximado mensual de 1500 a 2500 mm (Cedar Lake Ventures Inc).

1.4.5.4 Viento

Determina la evapotranspiración en la superficie del suelo y del cultivo, los fuertes vientos alcanzan los 14 km/hora causa la defoliación, por lo que se deben usar cortavientos, por eso se recomienda que los cultivos se acentúen en zonas donde los vientos no superen los 7km/h.

1.4.5.5 Sombreamiento

Teniendo en cuenta que este cultivo es umbrófilo, se necesita regular la radiación o luminosidad sin alterar el proceso metabólico de la fotosíntesis, protegerla del viento excesivo y de temporadas de sequías. Durante la primera etapa conocida como establecimiento se presenta una Sombra Temporal la cual protege a las plantaciones más jóvenes con la siembra de plantas como el plátano y banano, obteniendo así una actividad lumínica alrededor del 30% durante los primeros 4 o 5 meses.

Sombra permanente la podemos encontrar en cultivos ya establecidos (mayor a 1 año) aquí la planta admite más del 50% de luz, por lo general se trasplantan especies de maderas como el nogal, madero o de frutales como guabas y coco (Anecacao, 2021).

1.4.5.6 Suelo

Los suelos más aptos son los suelos arcillosos, francos arenosos, excluyéndose los suelos arenosos ya que estos no retienen la humedad mínima para satisfacer la necesidad de agua. Además, se necesitan que el subsuelo sea penetrable para el crecimiento de la raíz principal y obtener una adecuada profundidad (Agro Ecuador, 2021).

1.4.6 Contenido Nutricional del cacao

A continuación, se muestra la composición nutricional considerando una cantidad de 100 gramos de cacao en polvo sin azúcar, el porcentaje de consumo diario para una dieta de una persona adulta medio.

Tabla 1.2 Informe nutricional en la dieta de adulto medio (Rosero, 2012)

Tabla Nutricional			
Tamaño de porción 100g			
Nutrientes	Valor Diario	Nutrientes	Valor diario
Energía	228 cal	Sodio	21 mg
Carbohidratos	57,9	Proteína	19,6 mg
Azúcar	1,75	Grasa total	13,7 mg
Minerales destacados			
Calcio	128 mg	Fósforo	734 mg
Hierro	13,86 mg	Sodio	21 mg
Potasio	1,52 mg	Zinc	6,81 mg
Vitaminas			
Vitamina K		2,5 µg diarios	
Vitamina B-3		2,2 µg diarios	
Vitamina B-9		32 µg diarios	

1.4.7 Producción de Cacao en el Ecuador

Según Organización Internacional del Cacao, Ecuador es el principal productor de cacao fino ya que satisface el 60% de la demanda mundial. Las cifras revelan que se cultivaron 260 mil toneladas métricas de cacao

equivalente a 800 millones de dólares (INEC, 2021). Se estima que a nivel mundial 14 millones de personas están vinculadas a la industria agraria de manera directa, en Ecuador se tiene alrededor de 90000 productores de pequeñas haciendas cacaoteras con un rendimiento bajo de lo cual hace evidente tecnificar procesos. Según estadísticas del PEA de Ecuador la producción de cacao fue de 141,777 para 1997 lo cual aporta al PEA agrícola con el 12% y al PEA total con un 3.6%. Entonces, podemos decir que Ecuador a pesar de no tener en porcentaje mayor aporte a la producción mundial de cacao, su ventaja competitiva es sin duda la calidad de su producto pues se conoce que Ecuador es el principal productor con más del 50% de la producción mundial (INEC, 2014).

1.4.8 Procesado del chocolate

1.4.8.1 Tostado y descascarillado

En este proceso las almendras de cacao son tostadas, aquí los atributos como el aroma y sabor son desprendidos al mismo tiempo que los descontamina de posibles ataques bacterianos. En las industrias los controles HACCP permiten monitorear posibles contaminaciones. Debe realizarse a temperaturas entre 110°C y 140°C aproximadamente durante 45 minutos a 1 hora, esto dependerá de la manera artesanal o tecnificada que se emplee. Se obtiene granos amargos y astringentes, aquí ocurre una reacción muy importante llamada Maillard la cual da lugar a la unión entre el azúcar y la proteína del cacao y le otorga el sabor característico del cacao (Agro Ecuador, 2021).

1.4.8.2 Molido del cacao

Este proceso tiene como finalidad separar la masa de cacao de la manteca, hasta obtener masa consistente y manipulable, este proceso iterativo se da hasta obtener partículas menores de 30 micrones. Se puede realizar con los siguientes molinos.

- Molino de impactos: las almendras de cacao son proyectadas hacia

paletas que giran a altas revoluciones.

- Molino de discos: mediante presión ejercida entre los discos se permite que ocurra la disgregación en pequeñas partículas (Agro Ecuador, 2021).

1.4.8.3 Prensado del cacao

Mediante prensas hidráulicas se extrae el contenido de la manteca presente en la masa de cacao (Anecacao, 2021).

1.4.8.4 Molido de la masa de cacao

La masa de cacao obtenida en el proceso anterior se mezcla con otros ingredientes para formar chocolate (Anecacao, 2021).

1.4.9 Factores en el proceso de moliendo

1.4.9.1 Velocidad crítica

Es la velocidad que permite el equilibrio de los elementos moledores mediante la actuación de la fuerza centrífuga. El proceso de molienda se debe llevar a cabo a velocidades inferiores a la crítica para evitar que las partículas de cacao se adhieran a las paredes internas del molino lo que ocasionaría deficiencia en la fuerza de rozamiento necesaria.

1.4.9.2 Relación entre los elementos variables

Los elementos variables en el proceso de molienda son: diámetro del molino, la velocidad de trituración y el diámetro de los cotiledones. En todos los casos de molienda a mayor diámetro del molino o mayor velocidad de trituración se requiere menor abertura entre los elementos trituradores.

1.4.9.3 Volumen de carga

Es el volumen que ocupa las almendras de cacao dentro del sistema

de trituración. Si se excede el volumen de carga se podría ocasionar obstrucción de las partículas en los elementos moledores.

1.4.9.4 Potencia

La potencia máxima de trituración se da cuando el volumen de carga es de aproximadamente el 50%; sin embargo, es recomendable trabajar entre 30% y 40% dado a que la potencia entregada es similar en todos los casos.

1.4.9.5 Tipos de molienda

Se puede usar granos secos o húmedos, para nuestro caso se recomienda realizar la molienda a una temperatura mayor a los 60°C.

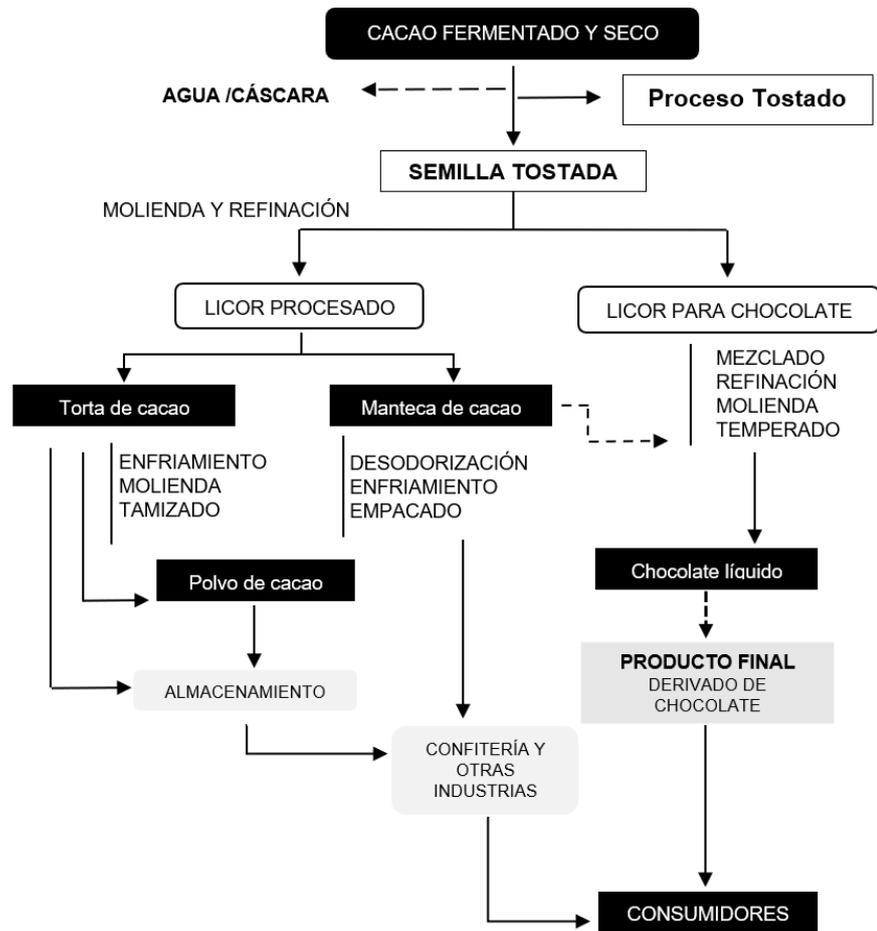


Figura 1.5 Estructura de la Industria (Agro Ecuador, 2021)

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

2.1 Condiciones previas al proceso de molienda

Previo a la molienda es necesario tostar y descascarillar las almendras de cacao. En el proceso de tostado las almendras de cacao son expuestas a una temperatura entre los 110°C y los 140°C para desprender lo que es la manteca y además para obtener un mejor aroma y calidad (Rosero, 2012). La alta temperatura permite acelerar el proceso de molienda impidiendo que las partículas de cacao se incrusten en las paredes del molino. El proceso se debe realizar hasta lograr partículas menores de 30 micrones.

2.2 Datos preliminares de diseño

La producción esperada por la máquina es de 20Kg de pasta de chocolate en aproximadamente 1 hora. Se debe de realizar el diseño de la tolva para abastecimiento de las almendras de cacao y el diseño del tornillo sin fin para su transporte. La temperatura de las almendras de cacao en la etapa de trituración debe superar los 60°C dado a que a esta temperatura la manteca de cacao pasa a su fase cristalina y permite que el chocolate sea líquido.

2.3 Factores de influencia para la Selección de la solución

Para la selección de la mejor solución se consideró los siguientes factores:

- Costo del equipo.
- Rendimiento de la máquina.
- Facilidad de mantenimiento y operación.
- Contaminación por ruido.
- Seguridad y estabilidad.

A continuación, se presenta los factores de influencia con sus respectivas ponderaciones.

Tabla 2.1 Factores de influencia con sus respectivas ponderaciones

Factor	Ponderación	Descripción
Costo del Equipo	10%	Precio del equipo en el mercado accesible.
Rendimiento de la máquina	25%	El diseño permite o no obtener la producción deseada.
Facilidad de mantenimiento y operación	25%	Facilidad en cuanto a reemplazo de partes y manejo del equipo.
Contaminación por ruido	15%	Menor generación de ruido durante el proceso de trituración.
Seguridad y estabilidad	25%	Coberturas en partes móviles y eléctricas. Vibración mínima durante el funcionamiento del equipo.

2.4 Alternativas de diseño

Para selección de la solución se presentan las siguientes alternativas en donde el diseño es similar en todos los casos a diferencia del sistema de trituración. Las características con mayor significancia para el diseño fueron:

- Una estructura metálica.
- Un sistema de trituración.
- Una tolva para ingreso de las almendras de cacao.
- Un sistema de calentamiento mediante el uso de resistencia eléctrica.
- Una llave de paso para salida del producto.
- El sistema de trituración impulsado por un motor eléctrico.
- Un transportador por tornillo sin fin.
- Un sistema de transmisión mediante polea y banda.
- Un sistema eléctrico.

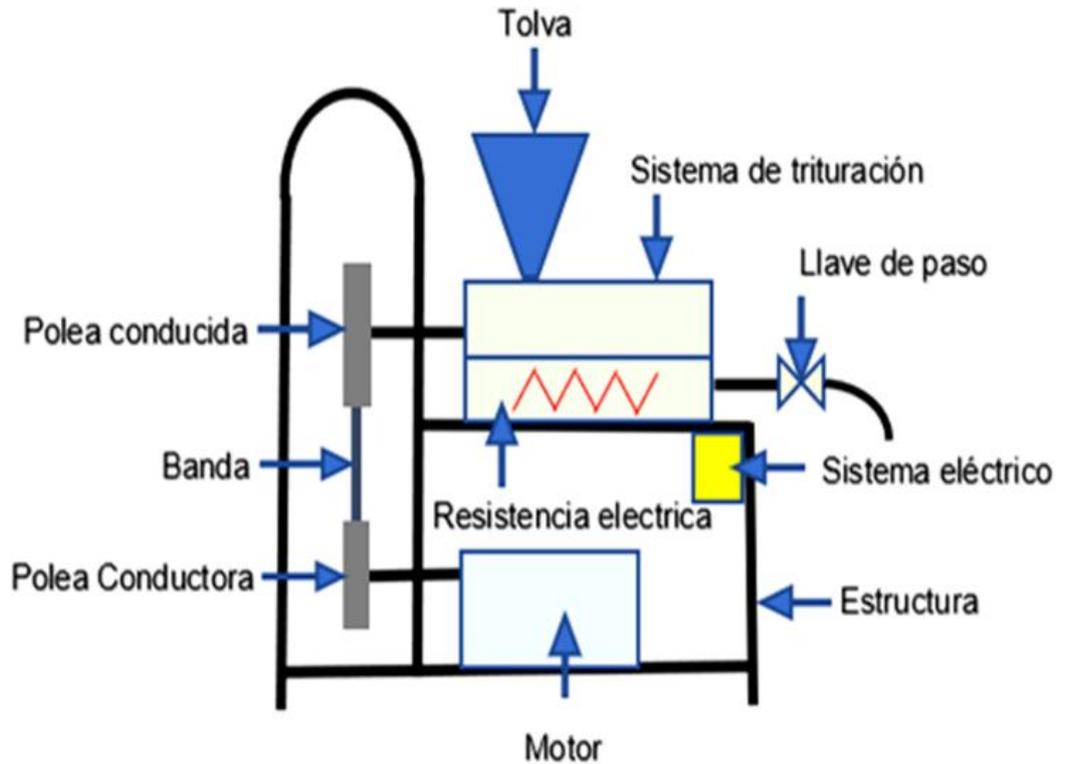


Figura 2.1 Diseño de forma de la máquina para molienda de cacao

Para el sistema de trituración se presentaron las siguientes alternativas:

2.4.1 Molino de martillos

El molino de martillos consta de un juego de martillos unidos al eje principal de rotación los mismos que mediante acción de la fuerza centrífuga golpean las almendras de cacao hasta triturarlos obteniendo una molienda semi fina.

Ventajas

- Versátil (Excelente combinación entre la abertura del tamiz y velocidad de giro del rotor).
- Facilidad de mantenimiento.
- Alta capacidad de producción.

Desventajas

- Incremento de temperatura por impacto.
- Pérdida de energía ocasionada por ruido y vibraciones.
- Granularidad gruesa en la molienda.

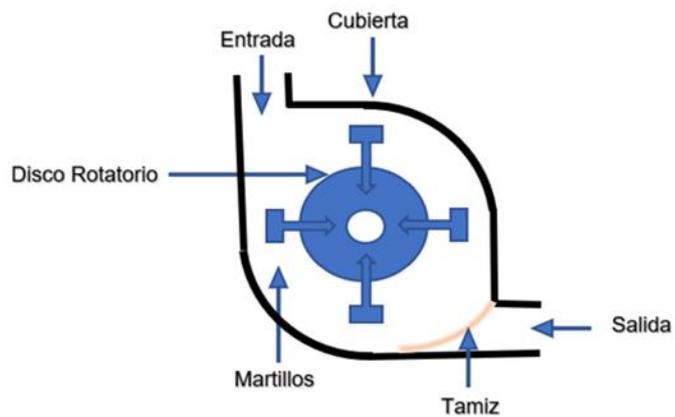


Figura 2.2 Sistema de Trituración de martillos

2.4.2 Molino de discos

El molino de discos consta de dos discos paralelos de los cuales uno es fijo y dado a su dentado interno grueso permite triturar las almendras de cacao mediante presión y cizallamiento obteniendo una molienda rápida y fina.

Ventajas

- Facilidad de manipulación y mantenimiento.
- Se puede regular el tamaño de las partículas secas o húmedas.
- Bajo costo de producción.

Desventajas

- Granularidad poco uniforme en la molienda.

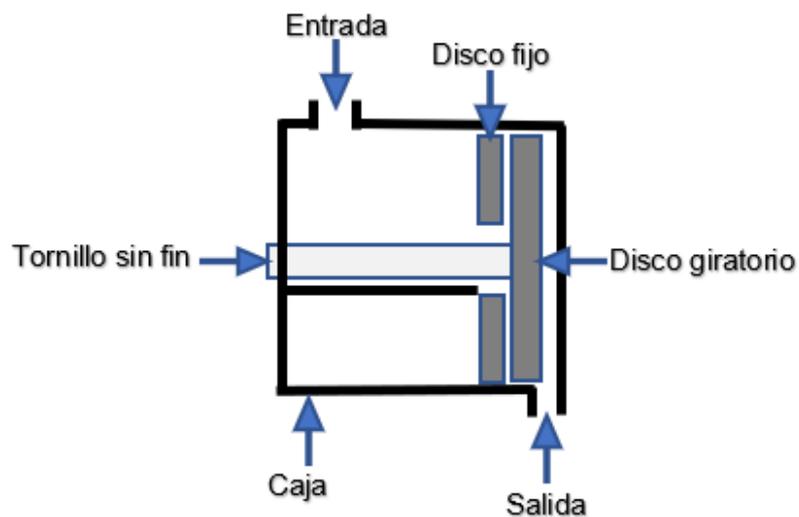


Figura 2.3 Sistema de trituración de discos

2.4.3 Molino de bolas

El molino de bolas consta de un cilindro rotatorio en cuyo interior se encuentran esferas de acero en cantidad que cubran el 50% del volumen del cilindro las mismas que trituran los cotiledones de cacao mediante impactos por la caída libre obteniendo una molienda semi fina.

Ventajas

- Ideal para moler productos secos y húmedos.
- Granularidad uniforme en la molienda.
- Facilidad de operación.

Desventaja

- Genera pérdida de energía ocasionada por calor, ruido y vibraciones.
- Su velocidad de funcionamiento es muy baja.
- Alto costo del producto.

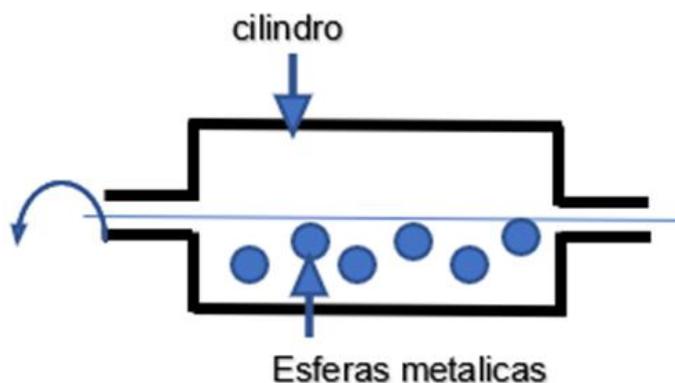


Figura 2.4 Sistema de trituración de bolas

2.4.4 Molino coloidal

El molino coloidal consta de un rotor y un estator para la trituración de los cotiledones de cacao cuya distancia se controla mediante un volante que permite incrementar o disminuir la separación del rotor y el estator lo que permite obtener una molienda fina y homogénea.

Ventajas

- Homogeneidad de las partículas trituradas.
- Menor tiempo de trituración.

Desventajas

- Alto costo de adquisición y mantenimiento.
- Dificultad de adquisición de partes.

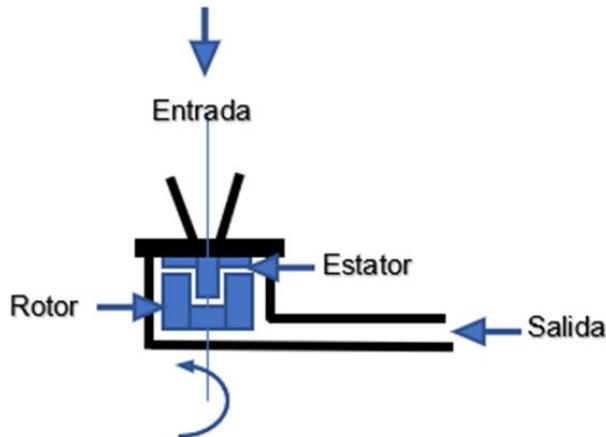


Figura 2.5 Sistema de trituración coloidal

2.5 Selección de la solución

Mediante una matriz de selección se analizaron las alternativas planteadas anteriormente. Cada una de las alternativas fueron evaluadas según los factores de influencia con un valor de 1 a 5, donde 1 indica deficiencia y 5 indica que se cumple mejor con el requisito. Después, se multiplicaron las calificaciones por el peso respectivo de cada factor, y la suma total correspondió a la calificación de la alternativa ganadora.

La alternativa de solución seleccionada tiene las siguientes características:

- Una estructura metálica.
- Un sistema de trituración de discos paralelos.
- Un transportador por tornillo sin fin.
- Una tolva para ingreso de las almendras de cacao.
- Un sistema de calentamiento mediante el uso de resistencia eléctrica.
- Una llave de paso para salida del producto.
- El sistema de trituración será impulsado por un motor eléctrico.
- El sistema de transmisión será realizado mediante polea y banda.
- Un sistema eléctrico seguro ante cualquier siniestro.

Tabla 2.2 Matriz de selección de la solución

Alternativas de Molino		Martillo	Discos	Bolas	Coloidal
Factores de influencia	Ponderación (%)	(1 – 5)	(1 – 5)	(1 – 5)	(1 – 5)
Costo de equipo	0,1	3	4	3	3
Tiempo de trituración	0,25	4	5	3	5
Facilidad de mantenimiento	0,25	5	5	4	4
Poca contaminación por ruido	0,15	2	4	3	4
Seguridad	0,25	4	4	4	4
TOTAL	1	3,85	4,5	3,5	4,15

2.6 Velocidad crítica del molino

La velocidad crítica es la velocidad de rotación del molino que centrifugaría una partícula infinitesimal ubicada en la periferia interna del molino. El valor de la velocidad crítica V_c o ω_c está definida por la siguiente expresión:

$$\omega_c = \frac{4,43}{\sqrt{D}} \quad (2.1)$$

V_c es la velocidad crítica en r.p.m.

ω_c es la velocidad crítica en rad/s.

D es el diámetro interno del molino en m.

La velocidad de giro V_g o ω_g es la velocidad nominal a la cual trabaja el molino y se suele fijar en un porcentaje de la velocidad crítica variable entre el 60% y el 80%.

2.7 Torque de giro del disco motriz

El torque que se requiere para hacer girar el disco motriz es aquel que permita vencer el esfuerzo cortante ejercido por la capa de chocolate entre los discos

y además permitirá conocer la potencia necesaria del motor. El valor del torque de giro del disco motriz T está definido por la siguiente expresión:

$$T = \frac{\mu \pi^2 n R^4 g}{60 e \sin \beta} \quad (2.2)$$

T es el torque de giro del disco motriz en Nm.

μ es la viscosidad de la pasta de chocolate 0.574 kg/ms.

n es la velocidad crítica en r.p.m.

R es el radio del disco en metros.

g es la aceleración de gravedad 9.81 m/s².

e es el espacio entre los discos en metros.

β es el ángulo de conicidad de los discos en grados.

2.8 Potencia del motor

La velocidad angular de trabajo del molino determinada por la velocidad crítica y el torque necesario para girar el disco motriz nos permiten calcular la potencia requerida para el motor. La potencia requerida P_{req} está definida por la siguiente expresión:

$$P_{req} = T \omega_g \quad (2.3)$$

P_{req} es la potencia requerida en Watts.

T es el torque necesario para girar el disco motriz en Nm.

ω_g es la velocidad angular de trabajo en rad/s.

La potencia real del motor se determina tomando en cuenta una eficiencia del mecanismo de transmisión del 80%.

La potencia real del motor P está definida por la siguiente expresión:

$$P = \frac{P_{req}}{\eta} \quad (2.4)$$

P es la potencia real del motor en Watts.

η es la eficiencia del mecanismo de transmisión 80%.

2.9 Diseño de la tolva

2.9.1 Definición y geometría de la tolva

La tolva es un dispositivo destinado al depósito y distribución de materiales granulares. Para el diseño de la tolva la geometría a considerar fue la de un tronco de pirámide la cual se indica a continuación:

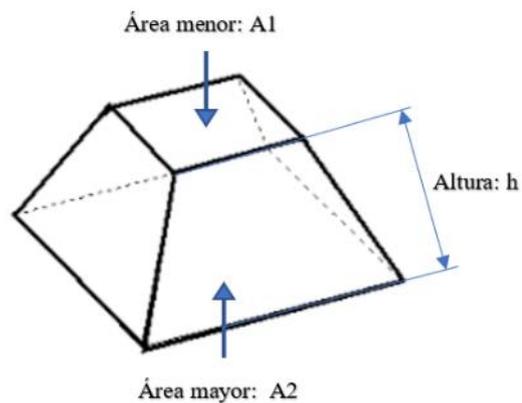


Figura 2.6 Tronco de pirámide

2.9.2 Dimensiones de la tolva

2.9.2.1 Área de descarga

El área de descarga corresponde al área de un cuadrado y depende del flujo másico o flujo de descarga el cual se lo aproximó al flujo másico de producción correspondiente a 20kg/h. Según la ecuación de Beverloo el flujo másico de descarga para tolvas m está definido por la siguiente expresión:

$$\dot{m} = 0.58\rho_{cacao\ seco}g^{0.5}(D - kd_p)^{2.5} \quad (2.5)$$

\dot{m} es el flujo másico 20kg/h.

$\rho_{cacao\ seco}$ es la densidad de cacao seco en grano 635 kg/m³.

g es la aceleración de gravedad 9.81m/s^2 .

D es el diámetro hidráulico de descarga en m.

k es la constante de descarga 1,4.

d_p es el diámetro de la almendra de cacao $0,024\text{m}$.

De la ecuación 2.5 despejamos D lo cual nos permitió determinar el área de descarga de la tolva A_1 definida por la siguiente expresión.

$$A_1 = D^2 \quad (2.6)$$

A_1 es el área de descarga en m^2 .

2.9.2.2 Área de ingreso

Teniendo en consideración que el área de ingreso de las almendras de cacao A_2 tiene la misma geometría que el área de descarga se consideró la siguiente relación de áreas:

$$A_2 = 10A_1 \quad (2.7)$$

A_2 es el área de ingreso en m^2 .

2.9.2.3 Altura de la tolva

El volumen de la tolva V_{tolva} según las características de las almendras de cacao está definido por la siguiente expresión:

$$V_{tolva} = \frac{m}{\rho_{cacao\ seco}} \quad (2.8)$$

V_{tolva} es el volumen de la tolva en m^3 .

m es la masa de cacao a moler.

$\rho_{cacao\ seco}$ es la densidad de cacao seco en grano 635 kg/m^3 .

Según la geometría correspondiente a un tronco el volumen de la tolva

V_{tolva} está definido por la siguiente expresión:

$$V_{tolva} = \frac{h}{3}(A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 A_2}) \quad (2.9)$$

h es la altura de la tolva en m.

A_1 es el área de salida de la tolva en m^2 .

A_2 es el área de entrada de la tolva en m^2 .

De la ecuación 2.9 despejamos h correspondiente a la altura de la tolva definida por la siguiente expresión:

$$h = \frac{3V_{tolva}}{A_1^2 + A_2^2 + \sqrt{A_1 A_2}} \quad (2.10)$$

2.9.2.4 Esfuerzos ejercidos en la tolva

La presión ejercida en el fondo de la tolva está definida por la siguiente expresión (Ravenet, 1975):

$$P_v = \frac{\rho_{cacao\ seco} g b}{4\mu K g_c} \left[1 - \exp\left(-\frac{4h\mu K}{b}\right) \right] \quad (2.11)$$

P_v es la presión en el fondo de la tolva en Pa.

b es el diámetro hidráulico de la entrada de la tolva en m.

g es la aceleración gravitacional.

μ es el coeficiente de fricción 0,35.

K es una constante 0,5.

g_c es una constante $1\text{kgm}/\text{Ns}^2$.

La presión ejercida en la pared de la tolva está definida por la siguiente expresión:

$$P_w = K P_v \quad (2.12)$$

P_w es la presión en la pared de la tolva en Pa.

K es constante.

2.9.2.5 Espesor de plancha para tolvas

La dimensión del espesor de la plancha está definida por la siguiente expresión:

$$t = \frac{P_w r}{\sigma_f} \quad (2.13)$$

t es el espesor de la plancha en m.

r es el radio hidráulico en m.

σ_f es el esfuerzo admisible del acero inoxidable de grado AISI 316.

2.10 Cálculos relacionados al Sistema de calentamiento

2.10.1 Resistencia eléctrica

La resistencia eléctrica es un elemento térmico que permite regular la cantidad de calor con un control de temperatura utilizando una termocupla Tipo J evitando que la temperatura exceda los 50°C necesarios para mantener la pasta de chocolate en estado líquido.

2.10.2 Energía calorífica

La energía calorífica necesaria Q_L para mantener la pasta de cacao en estado líquido está definido por la siguiente expresión:

$$Q_{liquido} = c_p m (T_{final} - T_{inicial}) \quad (2.14)$$

$Q_{liquido}$ es la energía calorífica necesaria para la fase líquida en J.

c_p es el calor específico 1670 J/kg °C.

m es la masa de cacao 20kg.

T_{final} es la temperatura en la fase líquida 50°C.

$T_{inicial}$ es la temperatura del ambiente 24°C.

2.10.3 Potencia necesaria para calentamiento

La potencia P está definido por la siguiente expresión:

$$P = \frac{Q_{\text{liquido}}}{t} \quad (2.15)$$

P es la potencia requerida en Watts.

t es el tiempo de calentamiento ideal 1200 s.

2.10.4 Resistencia al cambio de temperatura

La resistencia al cambio de temperatura R_c está definido por la siguiente expresión:

$$R_c = \frac{V_o^2}{P} \quad (2.16)$$

R_c es la resistencia al cambio de temperatura en ohm.

V_o es el voltaje de la fuente.

2.10.5 Resistencia del elemento

La resistencia del elemento R está definido por la siguiente expresión:

$$R = \frac{R_c}{F} \quad (2.17)$$

R_c es la resistencia del elemento en ohm.

F es el factor de resistencia.

2.10.6 Longitud de resistencia eléctrica

La longitud de la resistencia eléctrica L_R está definido por la siguiente expresión:

$$L_R = \frac{R}{\rho_L} \quad (2.18)$$

L_R es la longitud de resistencia en m.

ρ_L es la densidad lineal en ohm/m.

2.11 Diseño de eje

2.11.1 Diámetro mínimo de eje

Para el diámetro mínimo de eje se aplicó la teoría de la energía de distorsión. El diámetro mínimo de eje d_{min} está definido por la siguiente expresión (Shigley Edward, 1985):

$$d_{min} = \left[\frac{32FS}{\pi S_y} \left(M^2 + \frac{3T^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.19)$$

d_{min} es el diámetro mínimo de eje en m

FS es el factor de seguridad

S_y es el esfuerzo de fluencia del material

M es el momento máximo en Nm

T es la torsión ejercida sobre el eje en Nm

2.11.2 Geometría de eje

Para el diseño del eje se consideró la siguiente geometría (Figura 2.9). En la sección 3 se colocó la polea para la transmisión de potencia, en las secciones 2 y 4 se colocaron chumaceras como soportes del eje, en la sección 5 del eje se acopló el transportador de tornillo sin fin.

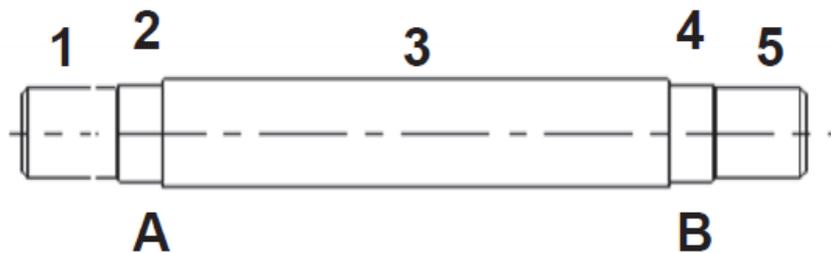


Figura 2.7 Geometría del eje principal

2.11.3 Diámetro dinámico del eje principal

Para el diseño dinámico del eje se consideró la teoría de la energía de distorsión para vida infinita.

El diámetro de eje d por fatiga está determinado por la siguiente expresión:

$$d = \left\{ \frac{48FS}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.20)$$

d es el diámetro de eje en m.

S_e es el límite de resistencia a la fatiga corregido en Pa.

El límite de resistencia a la fatiga corregido S_e está definido por la siguiente expresión:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e' \quad (2.21)$$

K_a es el factor de superficie.

K_b es el factor de tamaño.

K_c es el factor de confiabilidad.

K_d es el factor de temperatura.

K_e es el factor de cambio por concentración de esfuerzos.

K_f es el factor de efectos varios.

S_e' es el límite de resistencia.

El límite de resistencia S_e' está definido por la siguiente expresión:

$$S_e' = 0,5S_{ut} \quad (2.22)$$

S_{ut} es el esfuerzo último del material.

2.11.4 Factor de seguridad

El factor de seguridad real n está definido por la siguiente expresión:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{max}'} \quad (2.23)$$

S_y es la Resistencia mecánica del acero.

σ_{max}' es el esfuerzo máximo del eje.

El esfuerzo máximo σ_{max}' está definido por la siguiente expresión:

$$\sigma_{max}' = \left[\left(\frac{32K_f M}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.24)$$

M es el momento de flexión máximo.

T es el momento torsor máximo.

d es el diámetro del eje.

2.12 Análisis de la estructura de soporte de la máquina

2.12.1 Pandeo de columna

Para el análisis de pandeo de columnas se procedió a determinar la carga crítica. La carga crítica P_{cr} está definido por la siguiente expresión: (Budynas, 2008)

$$P_{cr} = n_d P \quad (2.25)$$

P_{cr} es la carga crítica en N.

P es la carga admisible en N.

n_d es el factor de diseño.

Considerando que el material puede fallar debido a la teoría generalizada de Euler la carga crítica P_{cr} está definido por la siguiente expresión:

$$P_{cr} = \frac{C \pi^2 EI}{L^2} \quad (2.26)$$

C es la condición de extremos.

E es el módulo de Young del material en Pa.

I es el momento de inercia en kg m^2 .

L es la longitud de la columna en m.

2.12.2 Esfuerzo crítico para columnas

El esfuerzo crítico de columnas σ_{cr} está definido por la siguiente expresión:

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} \quad (2.27)$$

σ_{cr} es el esfuerzo crítico en N/m^2 .

A es el área de la sección transversal del perfil en m^2 .

2.13 Análisis de rodamientos

2.13.1 Carga dinámica mínima

La carga dinámica mínima C_{min} para rodamientos está definido por la siguiente expresión: (Mott & Vavrek,2018)

$$C_{min} = C_o \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.28)$$

C_{min} es la carga dinámica mínima.

C_o es la carga de diseño en m.

L_d es la vida nominal en revoluciones.

k es la relación entre carga y vida útil.

2.14 Selección de perno

2.14.1 Fuerza cortante primaria

En el análisis de pernos el cortante primario debido a cargas F' está definido por la siguiente expresión: (Budynas,2008)

$$F' = \frac{V}{N} \quad (2.29)$$

F' es el cortante primario debido a cargas en N

V es la carga aplicada en N
 N es el número de pernos

2.14.2 Fuerza cortante secundaria

El cortante secundario debido a torques o momentos F_i'' está definido por la siguiente expresión:

$$F_i'' = \frac{Mr_i}{\sum_{i=1}^n r_i^2} \quad (2.30)$$

F_i'' es el cortante secundario debido a torques en N.

M es el momento aplicado a los pernos en Nm.

r_i es la distancia desde el centroide hasta el perno de estudio en m.

2.14.3 Esfuerzo de diseño

El esfuerzo de diseño σ_d está definido por la siguiente expresión:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_b}{n_d} \quad (2.31)$$

σ_d es el esfuerzo de diseño en Pa.

σ_b es la resistencia del material en Pa.

n_d es el factor de diseño.

2.14.4 Área mínima de perno

El área mínima de los pernos A_s está definido por la siguiente expresión:

$$A_s = \frac{F}{\sigma_d} \quad (2.32)$$

A_s es el área mínima del perno en m².

F es la fuerza cortante aplicada al perno en N.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1 Velocidad y torque requerido por los discos

3.1.1 Velocidad de trabajo del disco

Para determinar la velocidad de giro del disco móvil se consideró un 60% de la velocidad crítica. Reemplazando valores en ecuación 2.1, se determinó la velocidad de giro del disco.

$$\omega_c = \frac{4,43}{\sqrt{D}} = \frac{4,43}{\sqrt{0,11[m]}}$$
$$\omega_c = 13,40 \left[\frac{rad}{s} \right] \text{ o } 128 [rpm]$$

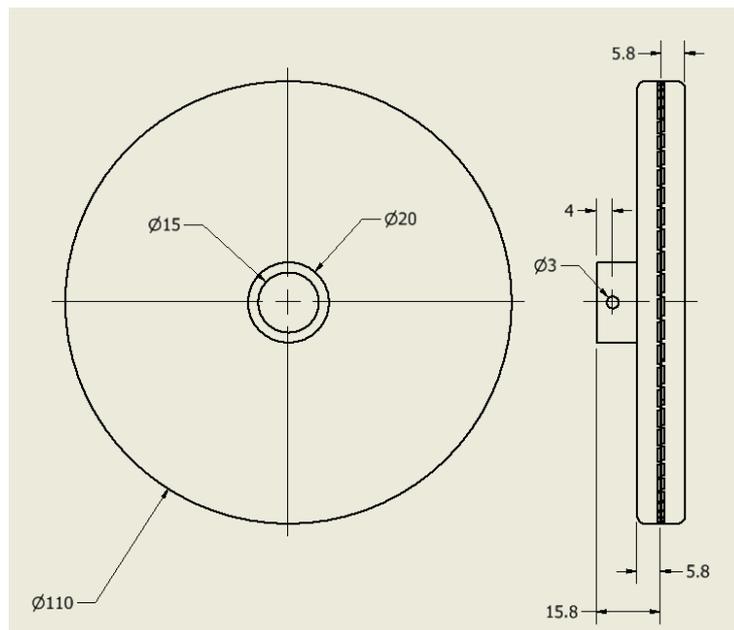


Figura 3.1 Discos de trituración

3.1.2 Torque requerido por el disco

Reemplazando valores en ecuación 2.2 se determinó el torque requerido por el disco para la trituración de las almendras.

$$\mu = 0,574 \text{ kg/ms}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$e = 0,0005 \text{ m}$$

$$\beta = 90^\circ$$

$$n = 128 \text{ rpm}$$

$$T = \frac{\mu \pi^2 n R^4 g}{60 e \sin \beta} = \frac{0,574 \left[\frac{\text{kg}}{\text{ms}} \right] \times \pi^2 \times 128 [\text{rpm}] \times 0,055^4 [\text{m}^4] \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{60 \times 0,0005 [\text{m}] \times \sin(90^\circ)}$$

$$T = 2,17 \text{ [Nm]}$$

$$T = 0,22 \text{ [Kgf·m]}$$

3.2 Selección de motor eléctrico

Conociendo el torque requerido por el disco, la velocidad angular de giro y la eficiencia del mecanismo de transmisión del 80% se reemplazaron los valores en la ecuación 2.4 para determinar la potencia real del motor eléctrico a utilizar.

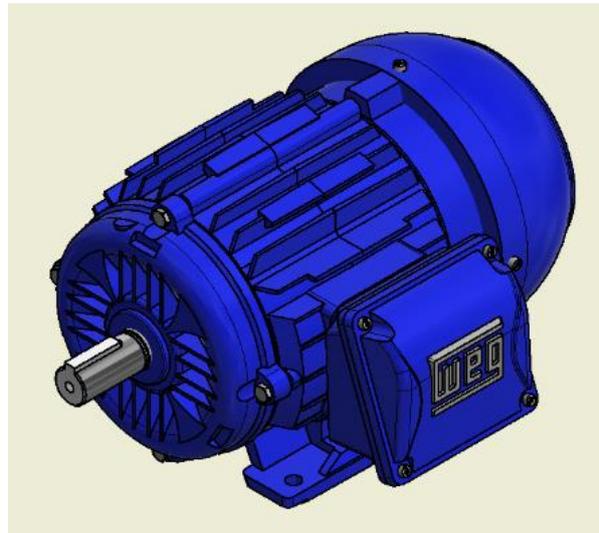


Figura 3.2 Motor eléctrico trifásico Serie W21 (Weg ®, 2021)

$$P = \frac{T \omega_g}{716 \eta} = \frac{1.6 \text{ [lb. ft]} \times 127,55 \text{ [rpm]}}{716 \times 0,8}$$

$$P = 0,28 \text{ [hp]}$$

Se seleccionó un motor trifásico WEG Serie W21 de 0,5 hp a 840 rpm (Ver Tabla A.1).

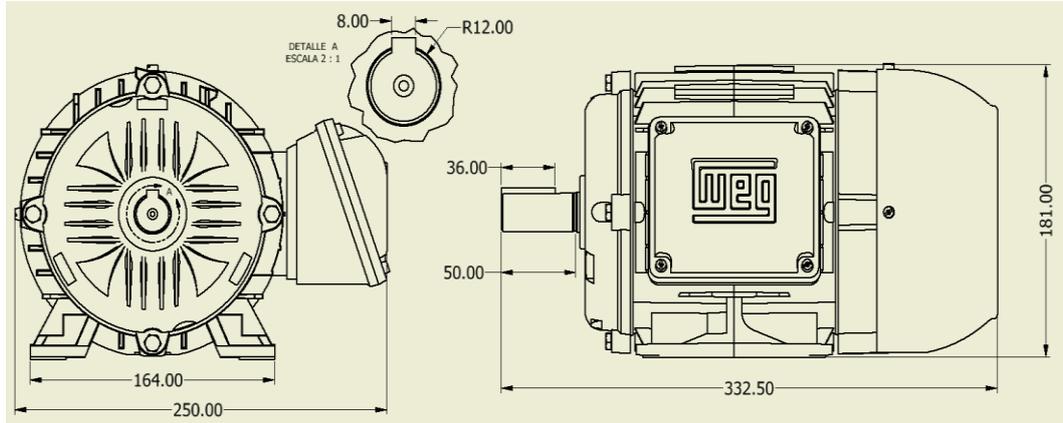


Figura 3.3 Principales dimensiones de motor (Weg ®, 2021)

3.2.1 Selección del variador de frecuencia

Como se seleccionó un motor con alimentación trifásica a 220V, fue necesario incorporar un variador de frecuencia el cual cumple dos importantes funciones para nuestra aplicación, reduce la velocidad del motor a partir de su frecuencia haciendo que el diámetro de la polea conductora sea menor, y permitió que la alimentación sea monofásica a 220V ya que el sector involucrado no cuenta con instalaciones trifásicas. Se elige un variador de frecuencia monofásica a 220V de la marca WEG (Ver Tabla A.2).

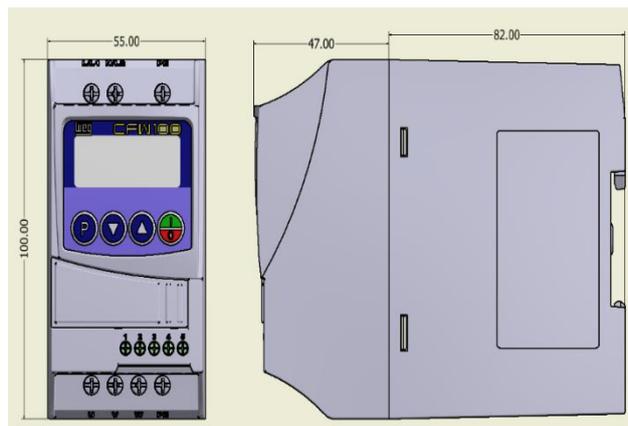


Figura 3.4 Variador de frecuencia monofásica a 220V (Weg ®, 2021)

3.3 Cálculos relacionados al diseño de la tolva

Para el diseño de la tolva se requirió determinar parámetros importantes como el área de ingreso de las almendras de cacao, el área de descarga hacia el transportador de tornillo sin fin, la altura, los esfuerzos ejercidos tanto en el fondo como en las paredes y el espesor de la plancha a utilizar.

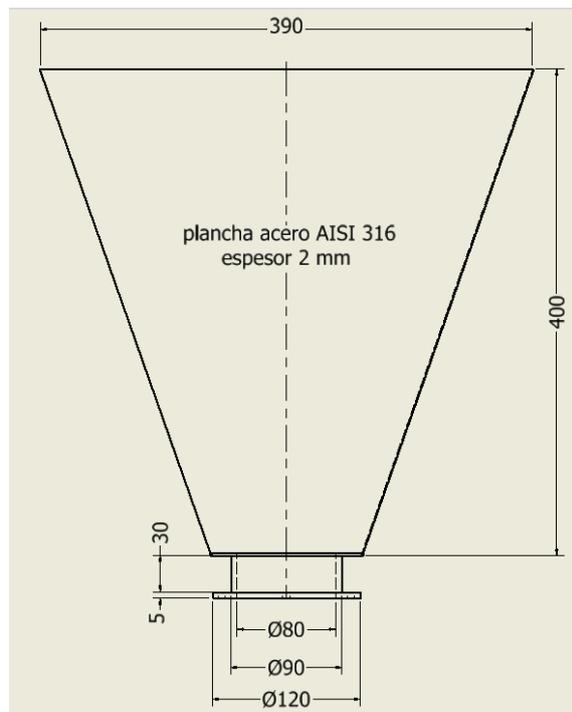


Figura 3.5 Diseño de tolva

3.3.1 Diámetro de descarga

Reemplazando valores en la ecuación 2.5 se determinó el diámetro hidráulico de descarga de la tolva cuya geometría es de una circunferencia.

$$\dot{m} = 0,0055 \frac{kg}{s}$$

$$\rho_{cacao\ seco} = 635 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$k = 1,4$$

$$d_p = 0,024 \text{ [mm]}$$

$$\dot{m} = 0.58 \rho_{cacao\ seco} g^{0.5} (D - kd_p)^{2.5}$$

$$0,0055 \left[\frac{kg}{s} \right] = 0,58 \times 635 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times \sqrt{9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]} \times \sqrt{(D - 1,4 \times 0,024[m])^5}$$

$$D = 124 [mm]$$

3.3.2 Diámetro de ingreso

Para el diámetro de ingreso se consideró que el área de ingreso sea 10 veces el área de descarga según indica la ecuación 2.7.

Teniendo en cuenta que la geometría de la parte de ingreso es la de un cuadrado se determinó el lado L.

$$L = \sqrt{10 \times D^2} = \sqrt{10 \times (124 [mm])^2}$$

$$L = 390 [mm]$$

3.3.3 Altura

Para el cálculo de la altura de la tolva se determinó el volumen que ocupa la cantidad de cacao a triturar indicado en la ecuación 2.8 y finalmente teniendo en cuenta que la geometría es la de un tronco de pirámide reemplazando valores en la ecuación 2.10 se determinó la altura h.

$$V_{tolva} = \frac{m}{\rho_{cacao\ seco}} = \frac{20[kg]}{635 \left[\frac{kg}{m^3} \right]} = 0,0315[m^3]$$

$$h = \frac{3V_{tolva}}{A_1^2 + A_2^2 + \sqrt{A_1 A_2}}$$

$$h = \frac{3 \times 0,0315[m^3]}{0,124^2[m^2] + 0,39^2[m^2] + \sqrt{0,124^2[m^2] \times 0,39^2[m^2]}}$$

$$h = 440 [mm]$$

3.3.4 Esfuerzos ejercidos sobre la tolva

Para determinar el esfuerzo en el fondo de la tolva se empleó la ecuación 2.11.

$$b = L = 0,39 m$$

$$\mu = 0,35$$

$$K = 0,5$$

$$g_c = 1 \text{kgm}/\text{Ns}^2$$

$$P_v = \frac{\rho_{cacao\ seco} g b}{4\mu K g_c} \left[1 - \exp\left(-\frac{4h\mu K}{b}\right) \right]$$

$$P_v = \frac{635 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right] \times 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right] \times 0,39[\text{m}]}{4 \times 0,35 \times 0,5 \times 1 \left[\frac{\text{kgm}}{\text{Ns}^2}\right]} \left[1 - \exp\left(-\frac{4 \times 0,44[\text{m}] \times 0,35 \times 0,5}{0,39[\text{m}]}\right) \right]$$

$$P_v = 1893,23 [\text{Pa}]$$

Despejando el esfuerzo en el fondo de la tolva en la ecuación 2.12 se determinó el esfuerzo en las paredes de la tolva.

$$P_w = K P_v$$

$$P_w = 0,5 \times 1893,23 [\text{Pa}]$$

$$P_w = 946,62 [\text{Pa}]$$

3.3.5 Espesor de la plancha a utilizar

Se seleccionó una plancha de acero inoxidable de grado AISI 316 y reemplazando valores en la ecuación 2.13 se determinó el espesor mínimo de la plancha a utilizar.

$$r = 194,8 \text{ m}$$

$$\sigma_f = 580 \text{MPa}$$

$$t = \frac{P_w r}{\sigma_f} = \frac{946,62 [\text{Pa}] \times 194,8 [\text{m}]}{580 \times 10^6 [\text{Pa}]}$$

$$t = 0,32 [\text{mm}]$$

Para el diseño de la tolva se seleccionó una plancha de acero inoxidable de grado AISI 316 de 2 mm de espesor (Ver Tabla A.3)

3.4 Cálculos relación a la selección de la resistencia eléctrica

3.4.1 Energía calorífica necesaria

Reemplazando valores en la ecuación 2.14 se determinó la energía calorífica necesaria para incrementar la temperatura de 20 kg de almendras de cacao trituradas desde los 24°C hasta los 50°C.

$$m = 20 \text{ kg}$$

$$c_p = 1670 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$T_{inicial} = 24^\circ\text{C}$$

$$T_{final} = 50^\circ\text{C}$$

$$Q_{liquido} = c_p m (T_{final} - T_{inicial})$$

$$Q_{liquido} = 1670 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right] \times 20[\text{kg}](50[^\circ\text{C}] - 24[^\circ\text{C}])$$

$$Q_{liquido} = 868400 \text{ [J]}$$

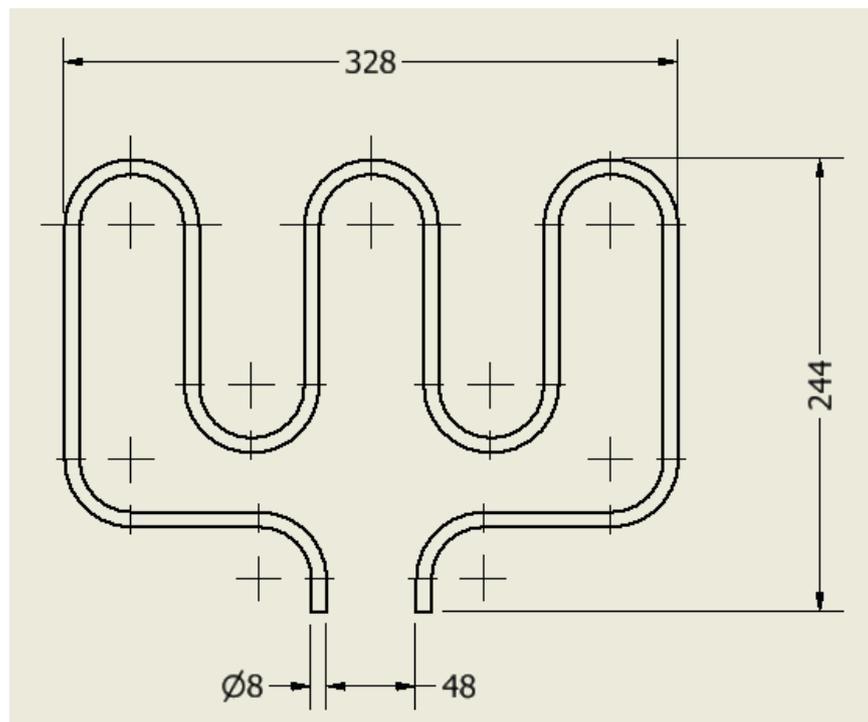


Figura 3.6 Resistencia Eléctrica RW80 0,5 mm

3.4.2 Potencia necesaria para calentamiento

Reemplazando valores en la ecuación 2.15 se determinó la potencia necesaria para el calentamiento. El tiempo ideal para el calentamiento de las almendras trituradas es de 1200 segundos.

$$t = 1200 \text{ s}$$
$$P = \frac{Q_{\text{liquido}}}{t} = \frac{868400 \text{ [J]}}{1200 \text{ [s]}}$$
$$P = 723,6 \text{ [W]}$$

3.4.3 Resistencia al cambio de temperatura

La resistencia al cambio de temperatura se determinó reemplazando valores en la ecuación 2.16. El sistema se alimentará con una fuente de 110 voltios.

$$V_o = 110 \text{ V}$$
$$R_c = \frac{V_o^2}{P} = 16,72 \text{ [ohm]}$$

3.4.4 Resistencia del elemento

La resistencia del elemento se determinó reemplazando valores en la ecuación 2.17 Para un rango de temperatura entre los 20°C y 100°C el factor de resistencia F es de 1,006. (Ver Tabla A.10)

$$F = 1,006$$
$$R = \frac{R_c}{F} = \frac{16,72 \text{ [ohm]}}{1,006}$$
$$R = 16,62 \text{ [ohm]}$$

3.4.5 Longitud de resistencia eléctrica

Para determinar la longitud de la resistencia eléctrica se seleccionó alambre

RW80 #27. Reemplazando valores en la ecuación 2.24 se determinó la longitud de la resistencia.

$$\rho_L = 7,924 \left[\frac{\text{ohm}}{\text{m}} \right]$$

$$L_R = \frac{R}{\rho_L} = \frac{16,62 [\text{ohm}]}{7,924 \left[\frac{\text{ohm}}{\text{m}} \right]}$$

$$L_R = 2,1 [\text{m}]$$

3.4.6 Densidad superficial de potencia

Conociendo el tipo de alambre a utilizar para la resistencia eléctrica se determinó la densidad superficial de potencia.

$$\Phi_{\text{alambre}} = 0,42 \text{ mm}$$

$$S = \frac{P}{L_R \Phi_{\text{alambre}} 31,416} = \frac{723,6 [\text{W}]}{2,1 [\text{m}] \times 0,42 [\text{mm}] \times 31,416}$$

$$S = 26,15 \left[\frac{\text{W}}{\text{cm}^2} \right]$$

Se seleccionó una resistencia tubular de 3/8 pulgadas de diámetro en acero Inoxidable AISI304, longitud de 2,1 m, potencia de 1000 Watts a 110 voltios.

3.5 Cálculos relacionados con el diseño del eje principal

Para el diseño del árbol principal se consideró como material predominante Acero 1045 ($S_y = 235 \text{ MPa}$, $S_{ut} = 410 \text{ MPa}$) y un factor de seguridad 2.

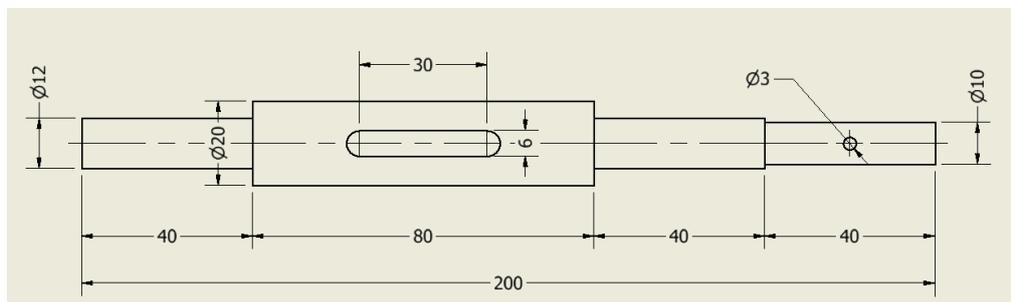


Figura 3.7 Eje principal

3.5.1 Análisis de carga sobre el eje

Peso de la polea conducida

$$P_{polea} = m_{polea}g = 2,1 [kg] \times 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$P_{polea} = 20,6 [N]$$

Peso del tornillo

$$P_{tornillo} = m_{tornillo}g = 1,5 [kg] \times 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$P_{tornillo} = 14,71 [N]$$

Momento producido por la traslación de fuerza al punto de unión con el eje

$$M_{tornillo} = P_{tornillo}d = 14,71 [N] \times 0,145 [m] = 2,13 [Nm]$$

$$M_{tornillo} = 2,13 [Nm]$$

Diámetro polea conductora

$$D_m = 0,063 [m]$$

Torque en la polea conductora

$$T_m = 2,50 [Nm]$$

Fuerza ejercida en la Banda

$$F = 1,5 \frac{2 T_m}{D_m} = \frac{2 \times 2,50 [Nm]}{0,063 [m]} = 119,20 [N]$$

Diámetro polea conducida

$$D_c = 0,18 [m]$$

Torsión en la polea conducida

$$T_c = F \frac{D_c}{2} = 119,20 \text{ [N]} \frac{0,18 \text{ [m]}}{2} = 10,80 \text{ [Nm]}$$

Torsión en el tornillo sin fin

$$T_{TSF} = \frac{P_{accionamiento}}{\omega_T} = \frac{14 \text{ [W]}}{123 \text{ [rpm]}} = 0,11 \text{ [Nm]}$$

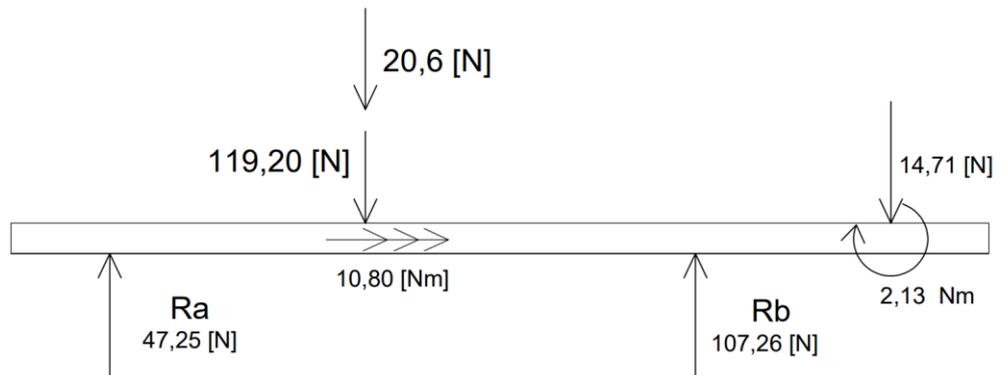


Figura 3.8 Diagrama de cuerpo libre del eje

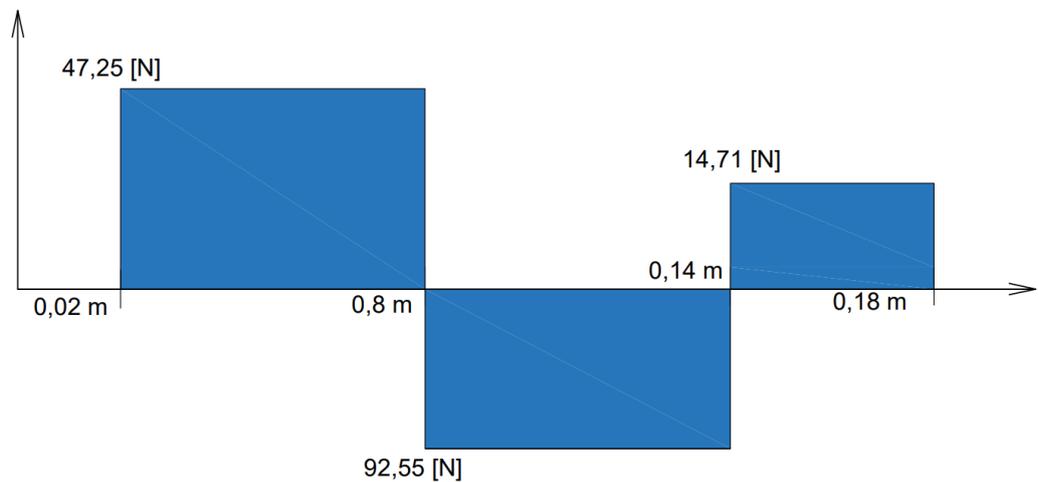


Figura 3.9 Diagrama de Fuerza cortante

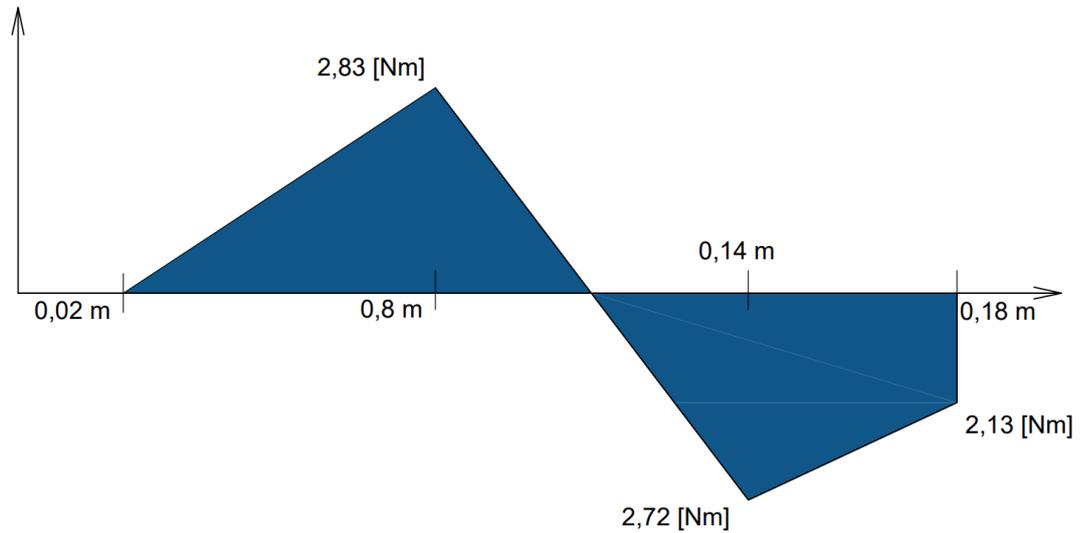


Figura 3.10 Diagrama de Momento Flector

El momento máximo es 2,83 Nm y Fuerza cortante máxima de 92,55 N.

3.5.2 Diámetro mínimo del eje

Reemplazando valores en la ecuación 2.19 se determinó el diámetro mínimo para el árbol principal.

$$FS = 4$$

$$S_y = 235 \text{ MPa}$$

$$M = 3,42 \text{ Nm}$$

$$T = 6,192 \text{ Nm}$$

$$d_{min} = \left[\frac{32FS}{\pi S_y} \left(M^2 + \frac{3T^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{min} = \left[\frac{32 \times 4}{\pi \times 220 \times 10^6 [\text{Pa}]} \left(2,83^2 [\text{N}^2\text{m}^2] + \frac{3 \times 10,80^2 [\text{N}^2\text{m}^2]}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{min} = 0.012 \text{ [m]}$$

$$d_{min} = 12 \text{ [mm]}$$

3.5.3 Diámetro dinámico del eje principal

El límite de resistencia a la fatiga corregido S_e se determinó reemplazando valores en la ecuación 2.22.

$$S_e' = 0,5S_{ut} = 0,5 \times 410 \times 10^6 [Pa]$$

$$S_e' = 205 \times 10^6 [Pa]$$

- Factor de superficie

Para los valores de a y b (Ver Tabla A.16 en Anexos)

$$K_a = aS_{ut}^b = 1,58 \times (410 \times 10^6 [Pa])^{-0,085}$$

$$K_a = 0,29$$

- Factor de tamaño

Para diámetros dentro del rango $0,3' < d < 10'$.

$$K_b = 0,869d^{0,097} = 0,869(0,012 [m])^{0,097}$$

$$K_b = 0,57$$

- Factor de confiabilidad

El factor de confiabilidad se determinó mediante tabla (Ver Tabla A.17).

$$K_c = 1$$

- Factor de temperatura

El factor de temperatura se determinó para una temperatura de trabajo de 50°C (Ver Tabla A.18).

$$K_d = 1,01$$

- Factor de cambio por concentración de esfuerzos

El factor de sensibilidad se determinó mediante tabla (Ver Tabla A.19).

$$q = 0,7$$

$$K_e = \frac{1}{1 + q(k_{ts} - 1)} = \frac{1}{1 + 0,7(1,01 - 1)}$$

$$K_e = 0,93$$

- Factor de efectos varios|

$$k_f = 1$$

El límite de resistencia a la fatiga corregido se determinó reemplazando valores en la ecuación 2.21.

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

$$S_e = 0,29 \times 0,57 \times 1 \times 1,01 \times 0,93 \times 1 \times 205 \times 10^6 [Pa]$$

$$S_e = 31,83 \times 10^6 [Pa]$$

$$d = \left\{ \frac{48FS}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Análisis en los puntos de donde se ubica los rodamientos, haciendo uso de la ecuación 2.20.

$$d_{1y3} = \left\{ \frac{48 \times 4}{\pi} \left[\left(\frac{0 [Nm]}{220 \times 10^6 [Pa]} \right)^2 + \left(\frac{2,72 [Nm]}{31,83 \times 10^6 [Pa]} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{1y3} = 0.016 [m]$$

$$d_{1y3} = 16 [mm]$$

Análisis en el punto de la polea.

$$d_2 = \left\{ \frac{48 \times 4}{\pi} \left[\left(\frac{10,80 [Nm]}{235 \times 10^6 [Pa]} \right)^2 + \left(\frac{3,42 [Nm]}{31,83 \times 10^6 [Pa]} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_2 = 0,019 [m]$$

$$d_2 = 19 [mm]$$

Análisis en el punto del tornillo.

$$d_2 = \left\{ \frac{48 \times 4}{\pi} \left[\left(\frac{0 [Nm]}{235 \times 10^6 [Pa]} \right)^2 + \left(\frac{2,13 [Nm]}{31,83 \times 10^6 [Pa]} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_2 = 0,010 [m]$$

$$d_2 = 10 [mm]$$

3.6 Selección chumaceras

Para el análisis de los rodamientos se consideró lo siguiente:

Carga radial $F_R = 107,26 N$

Carga axial $F_A = 0 N$

Diámetro de eje $D = 16 mm$

Velocidad $n = 250 rpm$

Para la selección del rodamiento se consideró el rodamiento rígido de una hilera de bolas. Se seleccionó soportes de pie con rodamientos de bola SY 12 TF (Ver Tabla A.20).

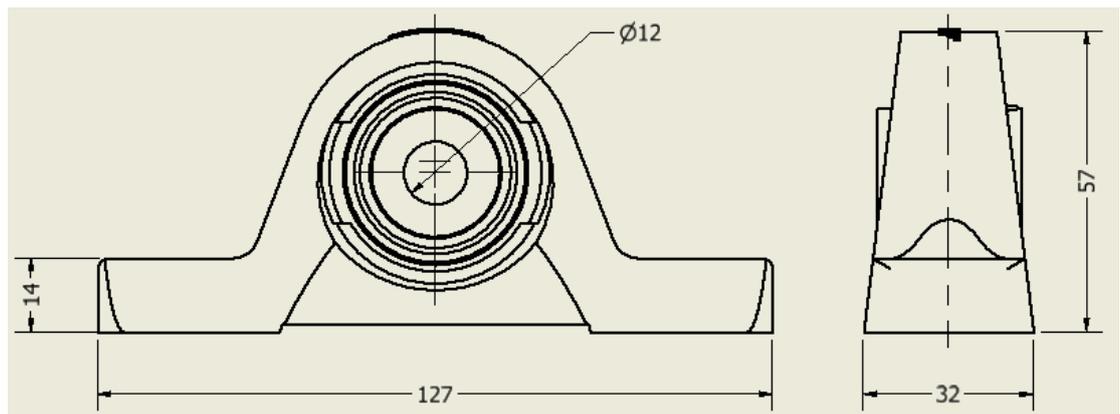


Figura 3.11 Soporte de pie con rodamientos de bola SY12

3.6.1 Vida nominal en revoluciones

Reemplazando valores en la ecuación se determinó la vida nominal del rodamiento.

$$C = 9560 \text{ N}$$

$$C_o = 4750 \text{ N}$$

$$F_R = 81,51 \text{ N}$$

Para rodamientos de bolas, usando ecuación 2.28.

$$k = 3$$

$$L_{10} = \left(\frac{10^6}{60 n} \right) \left(\frac{C}{F_R} \right)^k = \left(\frac{10^6}{60 \times 250 [\text{rpm}]} \right) \left(\frac{9560 [\text{N}]}{81,51 [\text{N}]} \right)^3$$

$$L_{10} = 108 \times 10^6 [\text{horas}]$$

3.7 Selección de perno

3.7.1 Esfuerzo de diseño

Se utilizó pernos grado 8.8 de cabeza hexagonal con las siguientes características, utilizando ecuación 2.31.

$$\sigma_d = \frac{\sigma_b}{n_d} = \frac{600 [\text{MPa}]}{4}$$

$$\sigma_d = 150 [\text{MPa}]$$

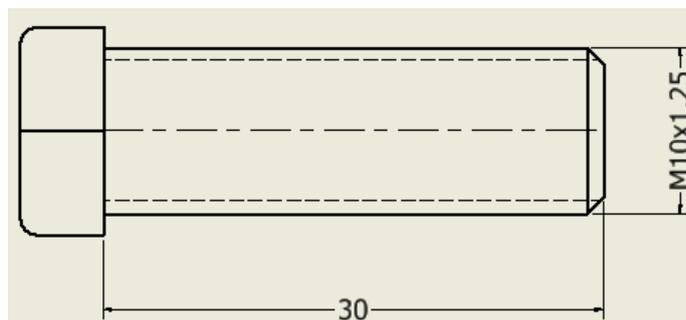


Figura 3.12 Selección de perno Grado 8.8

3.8 Cálculos relacionados al diseño de la estructura

3.8.1 Carga crítica

Reemplazando valores en la ecuación 2.31 se determinó la carga crítica sobre la estructura. La carga admisible debido a los componentes es de:

$$P = 1000N$$

Se consideró un factor de diseño de 3.

$$n_d = 3$$

$$P_{cr} = n_d P = 3 \times 1000[N]$$

$$P_{cr} = 3000[N]$$

Para la estructura se consideró tubería estructural ASTM A500 grado A de geometría cuadrada. Reemplazando valores en la ecuación 2.44 se determinó el momento de inercia para selección de las dimensiones del perfil a utilizar. El factor de condición de extremos se consideró para el caso de columnas con empotramiento libre.

$$C = 0,25$$

Para el acero

$$E = 200 \times 10^9 Pa$$

La dimensión de la columna mas larga es de:

$$L = 0,75 m$$

Obtenemos la carga crítica con ecuación 2.26.

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EI}{L^2} = \frac{0,25 \times \pi^2 \times 200 \times 10^9 [Pa] \times I}{0,75^2 [m^2]} = 3000[N]$$

$$I = 0,34 [cm^4]$$

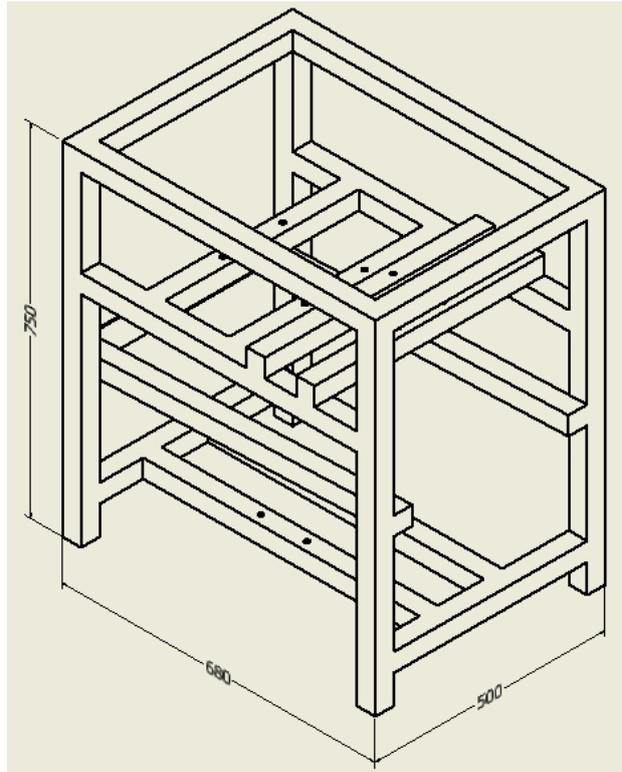


Figura 3.13 Estructura

Del catálogo IPAC (Ver Tabla A.21) se seleccionó un perfil de tubería estructural ASTM A500 grado A cuadrada de 30x30x2mm.

3.8.2 Esfuerzo crítico

Reemplazando valores en la ecuación 2.27 se determinó el esfuerzo crítico de la columna.

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{3000 [N]}{2,14 \times 10^{-4} [m^2]}$$

$$\sigma_{cr} = 14,02 [MPa]$$

$$\sigma_{cr} < S_y$$

$$14,02 [MPa] < 270 [MPa]$$

El esfuerzo crítico soportado por el perfil seleccionado es menor que el esfuerzo de fluencia del material; por la tanto, el perfil seleccionado cumple con los requerimientos de diseño.

3.9 Simulación del eje principal

Se adjunta el resultado de la simulación realizado en NASTRAN 2019, se comprueba los desplazamientos totales xyz considerando todas las fuerzas involucradas y el factor de diseño aplicados al eje.

Desplazamiento máximo y mínimo de 1.05 y 3.14 E⁻³ mm respectivamente.
Factor de seguridad mínimo 2,09.

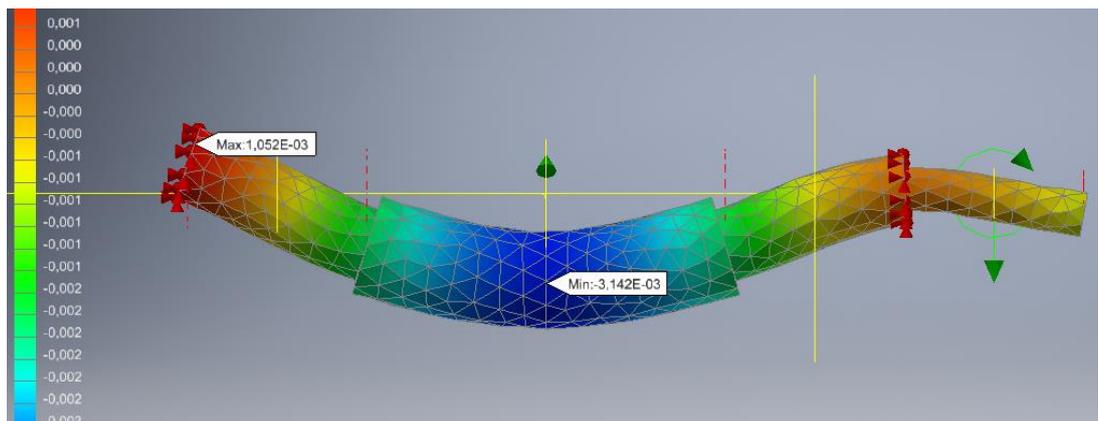


Figura 3.14 Simulación del eje en NASTRAN para FS

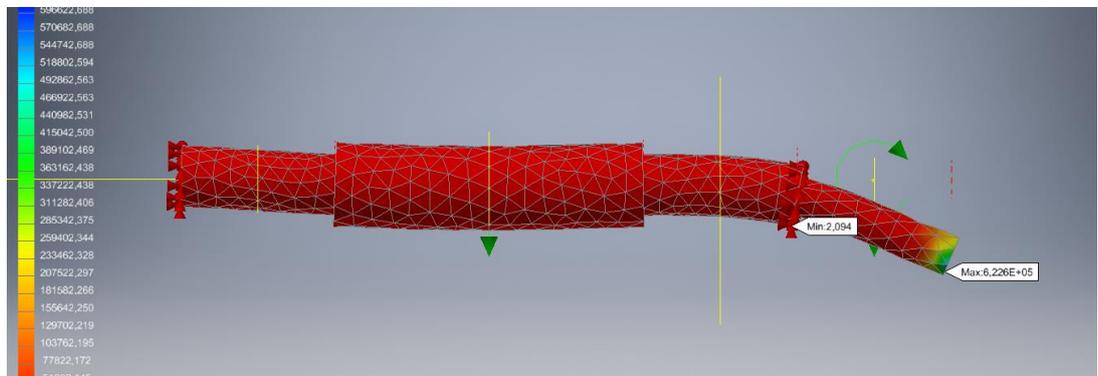


Figura 3.15 Simulación del eje NASTRAN para DT

3.10 Diseño del Sistema Eléctrico

Se realiza la selección de los elementos eléctricos para esto se necesitan, un Interruptor termomagnético bipolo (fase y neutro), dos pulsadores tipo

marcha/parada, un contactor a 220V/60Hz incluido 2 contactos auxiliares NC y NO, cables calibre 8, riel IEC y canaletas 18 x 20 milímetros. Acorde a las especificaciones del motor WEG y variador de frecuencia seleccionado.

Tabla 3. 1: Elementos eléctricos

Cantidad	Descripción
1	Int. Termomagnético 4 (A) a 220 (V)
1	Contador 220V/60Hz, NC&NO
1	Kit marcha/parada
1	Cable Cal.#8 café
1	Cable Cal.#8 verde
1	Cable Cal.#8 plomo
1	Cable Cal.#8 celeste
1	Riel IEC
1	Canaleta 18x20mm

3.10.1 Descripción del Plano Eléctrico

Se plantea el diseño eléctrico con las exigencias del cliente una de ellas que el sistema sea seguro en caso de un siniestro, entonces la aplicación del efecto de retención o auto enclavamiento será necesario para satisfacer este requerimiento.

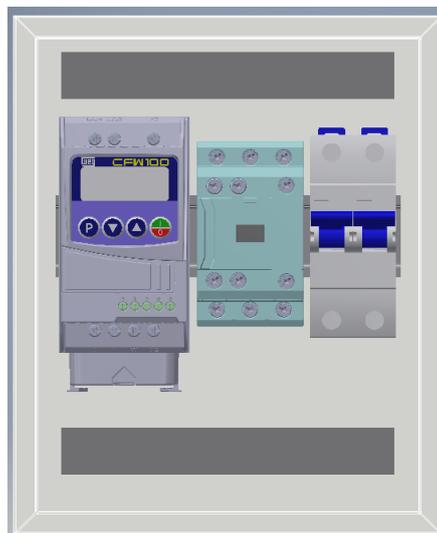


Figura 3.16 Configuración del panel eléctrico

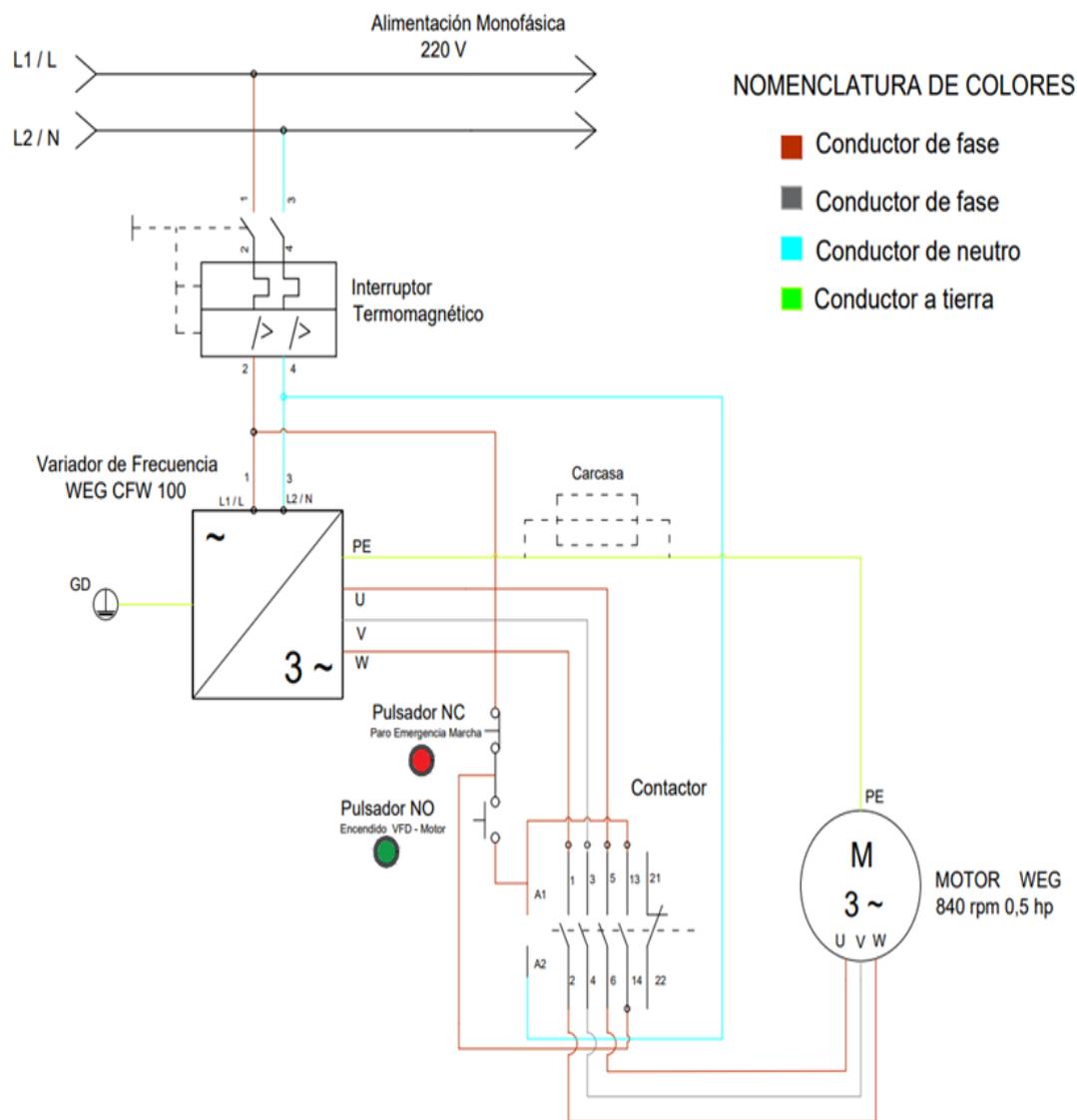


Figura 3.17 Plano sistema eléctrico

3.10.2 Tabla de costos

Una vez concluido el diseño, selección de materiales y elementos normalizados se procedió al análisis de costos necesarios para el proyecto. Se realizó la cotización de la materia prima y los elementos normalizados, tal como se indica en la tabla 3.1.

Luego, la cotización referente a mano de obra requerida para la fabricación de la máquina Tabla 3.2 y el costo aproximado del equipo Tabla 3.3.

Tabla 3.1 Cotización de materia prima y elementos normalizados

N°	Tabla de Costos			
	Elemento	Cantidad	Valor unitario	Total
1	Motor WEG I360 3F	1	235,32	235,32
2	Variador CFW 100	1	262,38	262,38
3	Polea / correa trapezoidal	1	27,17	27,17
4	Polea / correa trapezoidal	1	21,49	21,49
5	Bushing cónico	1	7,39	7,39
6	Bushing cónico	1	9,27	9,27
7	Correa Trapezoidal SPZ	1	3,18	3,18
8	Soporte de pie	2	19,92	39,84
9	perno M10 x 60	12	0,25	3
10	Tuerca M10 x 60	12	0,08	0,96
11	Plancha inoxidable	3	149,37	448,11
12	Eje AISI 304	1	40	40
13	Acero Estructural cuadrado	3	27,57	82,71
SUBTOTAL				1180,82
IVA				141,70
TOTAL				1322,52

Tabla 3.2 Costo por mano de obra

N°	Actividad	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Total
1	Torneado	hora	4	\$14,00	\$ 56,00
2	Taladrado	hora	2	\$4,00	\$ 8,00
3	Fresado	hora	3	\$20,00	\$ 60,00
4	Soldadura	hora	3	\$10,00	\$ 30,00
5	Montaje	hora	12	\$15,00	\$ 180,00
6	Diseño	hora	20	\$7,00	\$ 140,00
SUBTOTAL					\$ 474,00
IVA					\$ 56,88
TOTAL					\$ 530,88

Finalmente se pudo determinar el costo del equipo, tal como se indica en Tabla 3.3.

Tabla 3.3 Costo final de la máquina

Costo final del equipo	Total
Costo materia prima y elementos normalizados	1322,51
Costo mano de obra	530,88
Total	1853,39

3.11 Análisis del Diseño

En este proyecto se diseñó a detalle una máquina para producción de pasta de cacao conformado por un mecanismo de transmisión banda y polea alimentados por un motor eléctrico, unidad de calentamiento de almendras trituradas mediante el uso de resistencia eléctrica tubular, elementos de trituración de almendras de cacao transportados por un tornillo sin fin hacia los discos dentados, una tolva de alimentación, una estructura metálica de soporte y un sistema eléctrico. La finalidad de este proyecto es reducir la tracción humana mediante la tecnificación de los procesos de molienda, incentivar el emprendimiento en los pequeños productores para que puedan incrementar sus ganancias ofreciendo al consumidor un producto de calidad. Uno de los requisitos en el diseño de la máquina fue que la producción sea de 20 kg de pasta de cacao en 1 hora, con el menor uso de actividad humana. Para lograr esto se tuvo que reemplazar el proceso de realimentación del sistema por un sistema de calentamiento mediante el uso de resistencia eléctrica tubular. La primera parte del proceso consistió en el sistema de transmisión para lo que se procedió a seleccionar para alimentación de la máquina un motor eléctrico trifásico de 4 polos con una potencia de 0.5 hp a 840 rpm. Debido a que la máquina se diseñó para uso en el campo y dado a que en estos sectores la red eléctrica es monofásica se procedió a seleccionar un variador de frecuencia CFW100B02P6S220 lo cual permite transformar la tensión de alimentación de monofásica a trifásica.

El sistema de transmisión seleccionado fue de polea-banda, teniendo en cuenta que la velocidad de salida en la polea conductora es de 750 rpm y la velocidad requerida fue de 250 rpm se determinó que la relación de transmisión necesaria fue de 3, lo cual permitió seleccionar las poleas PHP

1SPZ63TB de 63 mm de diámetro y PHP 1SPZ180TB de 180 mm de diámetro con una sola garganta. Dado a que los diámetros internos de las poleas fueron superior a los diámetros de eje en los cuales fueron insertados se seleccionaron los bujes cónicos PHF TB1108X24 y PHF TB1610X20 para las poleas conductora y conducida respectivamente. Para la selección de la banda se consideró una distancia entre centros de 400 mm con lo cual se determinó que la longitud necesaria de la banda fue de 993 mm y mediante catálogo SKF se seleccionó una banda PHG SPZ1000.

Para el diseño del eje se consideró como material el acero 1045. Teniendo en cuenta las cargas y torques ejercidos sobre el eje se realizó el análisis en 4 secciones determinando así que el diámetro de eje para la polea conducida fue de 20 mm, el diámetro de eje para las chumaceras fue de 12 mm mientras que el diámetro de eje para acople del tornillo sin fin fue de 10mm. Para la selección de las chumaceras se consideró una velocidad de giro del eje de 250 rpm, un diámetro interno de 12 mm y una carga radial de 81.51 N lo cual nos llevó a seleccionar los soportes de pie con rodamiento de bolas SY 12 TF. La segunda parte del proceso consistió en el sistema de producción para lo cual se comenzó por diseñar una tolva con una geometría de tronco de pirámide teniendo como diámetro de descarga 124 mm, el diámetro de entrada fue de 390 mm y la altura de 440 mm. Para selección de la plancha a utilizar se consideró la presión ejercida por las almendras de cacao sobre las paredes y el fondo determinándose que el material idóneo seleccionado sería una plancha de acero inoxidable de grado AISI 316 de 2 mm de espesor. Para el diseño del transportador por tornillo sin fin se consideró un tornillo sin fin de paso variable para contrarrestar el impacto de las almendras de cacao hacia los discos de trituración. El tornillo sin fin a utilizar fue de 70 mm de diámetro con un paso de 100 mm con reducción de 50% y una longitud de 200 mm. La carcasa a utilizar fue de un diámetro de 90 mm construido con chapa de acero al carbono de 3 mm de espesor. Para el diseño de los discos de trituración se consideró planchas de acero al carbono de 6 mm de espesor y un diámetro de 110 mm. Dado a que se pretendió optimizar el proceso de molienda, se reemplazó el proceso de recirculación por un proceso de calentamiento para lo cual se seleccionó una resistencia tubular tipo serpentín se 3/8 de pulgada

en acero inoxidable AISI304 de 2.1 m de longitud con una potencia de 1000 watts a 110 voltios.

Finalmente, para sujeción de los componentes diseñados y seleccionados se diseñó una estructura metálica para una carga crítica de 3000 newtons. Se seleccionó del catálogo IPAC un perfil de tubería estructural ASTM A500 grado A cuadrada de 30 mm de lado y 2 mm de espesor. Por otra parte, con el diseño realizado y teniendo en conocimiento los elementos normalizados a utilizar y la materia prima requerida se realizó la cotización del equipo considerando además la mano de obra requerida obteniéndose un total de 1854 dólares. Se realizó una investigación de mercado y se determinó que existen equipos similares a un precio de 700 dólares. La diferencia de precios radica en que el sistema de trituración utilizado en estos equipos comerciales es un molino tradicional acoplado a un sistema de transmisión impulsado por motor eléctrico. Además, en los equipos presentes en el mercado no se utiliza un sistema de calentamiento por resistencia eléctrica, más bien realizan el proceso de recirculación de forma manual lo que implica pérdida de tiempo y uso extra de mano de obra.

Con los resultados obtenidos se puede concluir que la fabricación de este equipo permitiría tecnificar el proceso de molienda incurriendo en una nueva fuente de ingresos, así como nuevas oportunidades laborales.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Se pudo diseñar el equipo seleccionando materia prima y elementos normalizados existentes en el mercado nacional y además se realizaron los respectivos planos para facilitar su construcción.
- Es económicamente viable a largo plazo dado a que su consumo eléctrico al utilizar un motor trifásico es de 0,42 KW-hora mientras que los equipos existentes en el mercado al utilizar un motor monofásico con la misma potencia tienen un consumo eléctrico de 1 KW-hora. Este análisis energético nos permitiría un ahorro del 50% en cuanto a consumo eléctrico.
- Tiene factibilidad operativa considerando que su diseño es semejante a un molino tradicional y es de fácil operación.
- Es técnicamente factible dado a que los materiales y elementos seleccionados están disponibles en el mercado nacional.
- No es comercialmente factible dado a que es tres veces más costoso comparado con uno existente en el mercado, pero cabe recalcar que mediante su adquisición se podrá realizar el proceso de molienda en un solo ciclo a diferencia de un equipo tradicional en donde es requerido el proceso de recirculación, esto nos permitirá incrementar la producción en un 100%.
- La fabricación de este proyecto tiene un alto impacto social y cultural dado a que se conserva el proceso de molienda tradicional, pero de una forma tecnificada lo que conlleva a posicionarse al agricultor como un emprendedor capaz de ofrecer un producto procesado al consumidor.

4.2 Recomendaciones

- Incentivar el análisis de productividad de nuestro equipo diseñado en comparación con un equipo comercial.
- A futuro se podría implementar una línea de producción en donde se añadiría un proceso de precalentamiento de las almendras de cacao previo al depósito en la tolva y además se podría añadir a la salida del sistema un proceso de depósito de la pasta de cacao sobre moldes.

BIBLIOGRAFÍA

AgroEcuador. (31 de mayo de 2021). Cámara de Agricultura. Obtenido de Cámara de Agricultura: <http://www.agroecuador.org/index.php/blog-noticias/item/317-el-cultivo-del-cacao-clima-y-suelo>.

Anecacao. (2 de junio de 2021). Anecacao. Obtenido de Anecacao: <http://www.anecacao.com/index.php/es/quienes-somos/cacaoccn51.html>

Arosemena, A. (2020). Anecacao "Tradición e Innovación".

Autodesk Inc. (2020). Autodesk Inventor Nastran 2020 User' s Manual.

Cedar Lake Ventures Inc. (n.d.). Weather Spark - Average weather. <https://weatherspark.com/>

Dipac® Manta S.A. (21 de marzo de 2020). Dipac. Obtenido de Dipac: <https://www.dipacmanta.com/perfiles>

Gob Ecuador. (4 de junio de 2021). Servicio de Acreditación Ecuatoriano. Obtenido de Servicio de Acreditación Ecuatoriano: <https://www.acreditacion.gob.ec/cacao-en-ecuador-mejora-su-calidad/>

Gobierno Provincial del Cañar. (5 de junio de 2021). Prefectura Cañar. Obtenido de Prefectura Cañar: http://www.gobiernodelcanar.gob.ec/public_html/paginas/la-troncal.20

INEC. (2014). Encuesta de superficie y producción agropecuaria continua. Instituto Nacional de Estadísticas y Censos, 23.

Rosero, J. (2012). Apuntes de economía ecológica. Ventaja Comparativa Del Cacao Ecuatoriano,2767,69–75.

<http://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=500649&orden=1&info=link>

Shigley, J. E., & Mischke, C. R. (2001). Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley - 8va.

SKF ®. (12 de septiembre de 2019). SKF Power Transmissions ®. Obtenido de SKF Power Transmissions: <https://www.skf.com/us/products/power-transmission>

Tremblay, T. (2009). Autodesk Inventor 2010.

Universidad Jaume Castellón. (2000). DISEÑO DE SILOS Y TOLVAS PARA ALMACENAMIENTO DE MATERIALES PULVURENTOS. PROBLEMAS ASOCIADOS A LA OPERACIÓN DE DESCARGA. Madrid: Qualicer.

Weg ®. (25 de Julio de 2021). WEG MOTOR. Obtenido de WEG: <https://www.weg.net/institutional/ES/es/>

APÉNDICES

APÉNDICE A

Tabla A. 1 Especificaciones motor eléctrico WEG W21 (Weg®, 2021)

Potencia	0,5 (hp)
Modelo estructural	90S/L
Torque	0,429 (Kgfm)
Velocidad	840 (rpm)
Voltaje alimentación	220 (V) 3φ
Corriente de carga	2,24 (A)

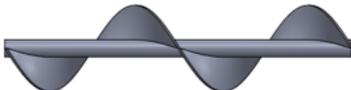
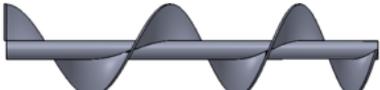
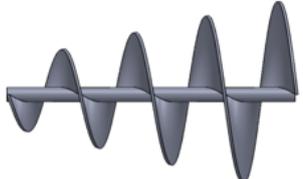
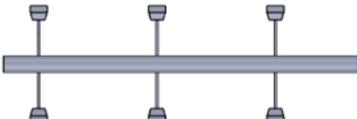
Tabla A. 2 Especificaciones VFD CFW100 (Weg®, 2021)

Entrada			
Modelo	Tensión	Tamaño	Corriente (A)
CFW100A01P6S220	Monofásica 220/240	A	1,6
CFW100B02P6S220		B	2,6
CFW100C04P2S220		C	4,2
Salida			
Modelo	Motor aplicable		
	IEC Tensión	Potencia (hp)	UL Tensión
CFW100A01P6S220	220 V a 60 hz	0,33	220 V a 60 hz
CFW100B02P6S220		0,75	
CFW100C04P2S220		1,5	

Tabla A. 3 Espesores de planchas AISI 316 (Dipac® Manta S.A., 2020)

Calidad	AISI 304 / 316		
Dimensiones	1220 x 2440 mm		
Acabados	2B / N°- 1 / N°- 4		
ESPESOR	DIMENSIONES (mm)		PESO
(mm)	Ancho	Largo	(kg)
1,00	1220	2440	23,78
1,50	1220	2440	35,67
2,00	1220	2440	47,56
3,00	1220	2440	71,34
4,00	1220	2440	95,12

**Tabla A. 4 Tipos de hélices según el material a transportar
(Universidad Jaime Castellón, 2000)**

Tipo de hélice	Tipo de material /aplicación	Ilustración
Hélice continua, de paso igual al diámetro	Tipo de hélice normal para el transporte de sólidos	
Hélice de gran paso, de 1,5 a 2 veces el diámetro	Se utiliza para productos que fluyen muy bien	
Hélice de pequeño paso, la mitad del diámetro	Se utiliza en tornillos sinfín inclinados hasta unos 20° a 25°, o cuando se requiere un prolongado tiempo del producto, con el objetivo de enfriarlo, secarlo, etc.	
Hélice de paso variable	Utilizado para compresión de productos, como prensas de tornillo.	
Hélice de diámetro variable	Se utiliza como extractor dosificador de sólidos empleado en tolvas.	
Hélice de cinta	Tipo de hélice adecuada para productos que producen atascamiento	
Hélice mezcladora, con dos hélices tipo cinta, uno a derecha y otro a izquierda	Se utiliza como equipo mezclador	
Hélice mezcladora, con eje provisto de paletas	Se utiliza como equipo mezclador	

**Tabla A. 5 Tipo de material al que pertenece las almendras de cacao
(Universidad Jaime Castellón, 2000)**

5.2- Materiales de Clase II

Los *materiales de Clase II* son materiales que se presentan en granos o pequeños tamaños, mezclados en polvo, son de naturaleza no abrasiva, que fluyen fácilmente. Su peso específico se sitúa entre 0,6 - 0,8 t/m³.

Entre los materiales pertenecientes a esta clase están:

- Alumbre en polvo.
- Haba de soja.
- Granos de café, cacao y maíz.
- Carbón de hulla en finos y menudos.
- Cal hidratada.

Tabla A. 6 Relación velocidad de giro, diámetro y clase para tornillo sin fin (Universidad Jaime Castellón, 2000)

Diámetro del tornillo (mm.)	Velocidad máxima (r.p.m.) según la clase de material (*)				
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV	Clase V
100	180	120	90	70	30
200	160	110	80	65	30
300	140	100	70	60	25
400	120	90	60	55	25
500	100	80	50	50	25
600	90	75	45	45	25

Tabla A. 7 Coeficiente de relleno según el tipo de carga (Universidad Jaime Castellón, 2000)

Tipo de carga	Coeficiente de relleno, λ
Pesada y abrasiva	0,125
Pesada y poco abrasiva	0,25
Ligera y poco abrasiva	0,32
Ligera y no abrasiva	0,4

Tabla A. 8 Coeficiente de disminución de flujo (Universidad Jaime Castellón, 2000)

Inclinación del canalón	0°	5°	10°	15°	20°
<i>i</i>	1	0,9	0,8	0,7	0,6

Tabla A. 9 Coeficiente de resistencia del material triturado (Universidad Jaime Castellón, 2000)

Tipo de material	Valor C_0
Harina serrín, productos granulosos	1,2
Turba, sosa, polvo de carbón	1,6
Antracita, carbón, sal de roca	2,5
Yeso, arcilla seca, tierra fina, cemento, cal	4

Tabla A. 10 Factor de temperatura resistencia

Alloy	Factor de temperatura-resistencia (F) de la aleación a:												
	20°C	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C	600°C	700°C	800°C	900°C	1000°C	1100°C	1200°C
RW80	1.00	1.006	1.015	1.028	1.045	1.065	1.068	1.057	1.051	1.052	1.062	1.071	1.080

Tabla A. 11 Factor de servicio para sistema de transmisión de polea-banda (SKF®, 2019)

		Duty time h/day			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 exciters, 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
"Class 3 Heavy duty"	Agitators and mixers (variable density), brick machinery, bucket elevators, compressors and pumps (reciprocating), conveyors (heavy duty). Hoists, mills (hammer), pulverisers, punches, presses, shears, quarry plant, rubber machinery, screens (vibrating), textile machinery.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
"Class 4 Extra heavy duty"	Crushers (gyratory-jaw roll), mills (ball-rod-tube).	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Tabla A. 12 Selección de tipo de banda (SKF®, 2019)

Table 4

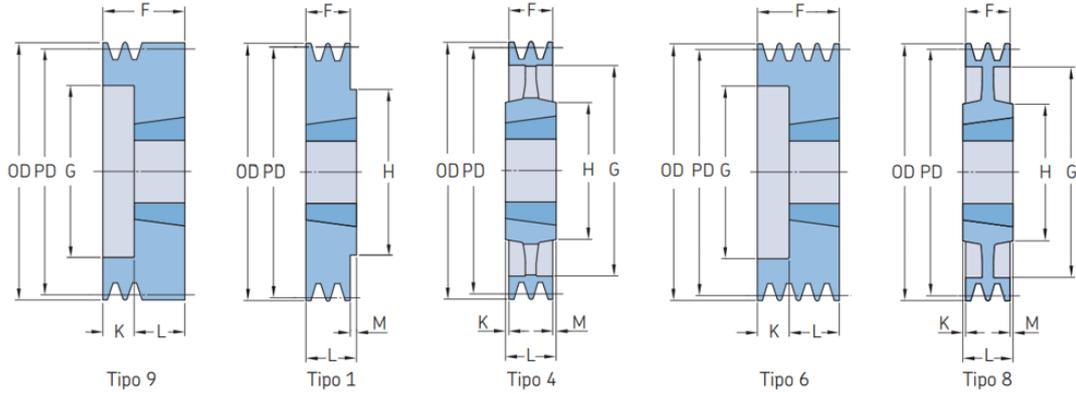
Arc of contact power correction factor C ₃		
$\frac{D-d}{CC}^*$	Arc of contact on small pulley	Arc of contact correction factor C ₃
mm	°	-
0.00	180	1.00
0.05	177	0.99
0.10	174	0.99
0.15	171	0.98
0.20	169	0.97
0.25	166	0.97
0.30	163	0.96
0.35	160	0.95
0.40	157	0.94
0.45	154	0.93
0.50	151	0.93
0.55	148	0.92

Table 5

Belt length correction factor C ₁					
Belt length	Correction factor (ISO, DIN)				
	SPZ-XP2 3V-XP2	SPA-XP2	SPB-XP2 5V-XP2	SPC-XP2	8V-XP2
mm	-				
400	0.50				
475	0.65				
530	0.74				
630	0.82	0.77			
710	0.84	0.79			
900	0.88	0.83	0.76		
1 000	0.90	0.85	0.78		
1 120	0.93	0.87	0.80		
1 250	0.95	0.89	0.82		

Tabla A. 13 Tabla de selección de diámetro de polea (SKF ®, 2019)

Poleas para correas trapeciales
SPZ para casquillo cónico



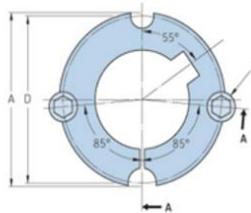
Sección	Número de gargantas	Diámetro primitivo PD	Tipo de polea	Número de casquillo	Dimensiones Diámetro exterior OD		B. Min.	Máx.	F	G	K	L	M	H	Peso*	Designación
					mm	mm										
SPZ	1	50	9	1008	54,0	9	25	37	28	12,0	22	-	-	0,3	PHP 1SPZ50TB	
		56	9	1008	60,0	9	25	37	23	12,0	22	-	-	0,5	PHP 1SPZ56TB	
		60	1	1008	64,0	9	25	22	-	-	22	-	-	0,3	PHP 1SPZ60TB	
		63	1	1108	67,0	9	28	16	-	-	22	6,0	62	0,3	PHP 1SPZ63TB	
		67	1	1108	71,0	9	28	16	-	-	22	6,0	62	0,3	PHP 1SPZ67TB	
		170	1	1610	174,0	14	42	16	-	-	25	9,0	80	2,2	PHP 1SPZ170TB	
		180	4	1610	184,0	14	42	16	152	-	25	9,0	92	2,1	PHP 1SPZ180TB	
		190	4	1610	194,0	14	42	16	161	-	25	9,0	92	2,7	PHP 1SPZ190TB	
		200	4	2012	204,0	14	50	16	172	-	32	16,0	100	3,4	PHP 1SPZ200TB	
		224	4	2012	228,0	14	50	16	196	-	32	16,0	100	3,6	PHP 1SPZ224TB	

Tabla A. 14 Casquillos cónicos (SKF ®, 2019)



Bushings and Hubs
Metric bushings
PHF TB1108X24MM

Bushing no.	TB1108
d = Bore diameter (mm)	24
Bore diameter (in)	0.94
Keyway width (mm)	8
Keyway width (in)	0.31
Keyway depth (mm)	3.3
Keyway depth (in)	0.13
A (mm)	38.4
A (in)	1.51
B (mm)	22.2
B (in)	0.87
D (mm)	36.9
D (in)	1.45



Bushings and Hubs
Metric bushings
PHF TB1610X20MM

Bushing no.	TB1610
d = Bore diameter (mm)	20
Bore diameter (in)	0.79
Keyway width (mm)	6
Keyway width (in)	0.24
Keyway depth (mm)	2.8
Keyway depth (in)	0.11
A (mm)	57.2
A (in)	2.25
B (mm)	25.4
B (in)	1
D (mm)	54
D (in)	2.13

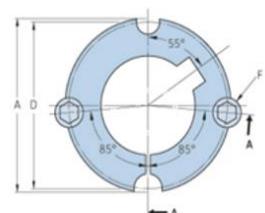
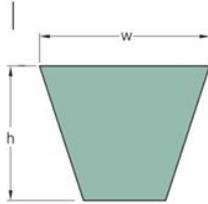


Tabla A. 15 Correas trapecoidales (SKF ®, 2019)

Correas trapeciales
SPZ | SPA



Sección	Dimensiones		Designación	
	Diámetro primitivo			
	w	h		
–	mm		–	
SPZ	512	9,7	8	PHG SPZ512
	560	9,7	8	PHG SPZ560
	562	9,7	8	PHG SPZ562
	587	9,7	8	PHG SPZ587
	612	9,7	8	PHG SPZ612
	950	9,7	8	PHG SPZ950
	962	9,7	8	PHG SPZ962
	987	9,7	8	PHG SPZ987
	1 000	9,7	8	PHG SPZ1000
	1 010	9,7	8	PHG SPZ1010

Tabla A. 16 Factor de superficie (Shigley & Mischke, 2001)

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

Tabla A. 17 Factor de confiabilidad (Shigley & Mischke, 2001)

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Tabla A. 18 Factor de temperatura (Shigley & Mischke, 2001)

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Tabla A. 19 Factor de cambio por concentración de esfuerzos (Shigley & Mischke, 2001)

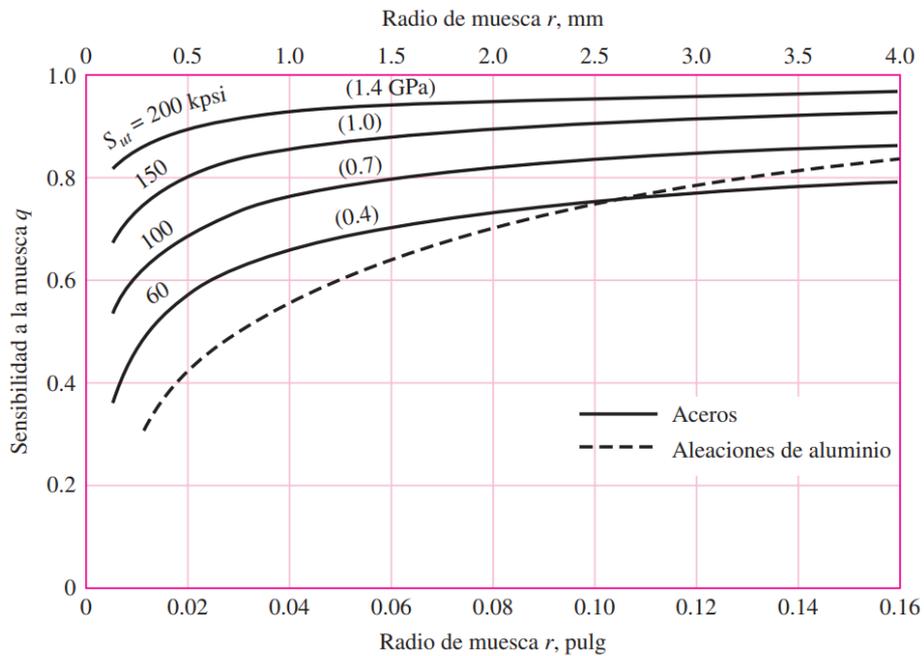
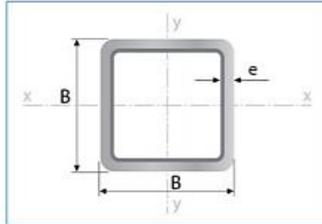


Tabla A. 20 Tabla de rodamientos rígido de bolas de acero inoxidable (SKF®, 2019)

Designation	Dimensiones						
	d [mm]	t_1	A [mm]	H [mm]	H_2 [mm]	J [mm]	L [mm]
P 12 TF	12		26	22.1	43.5	68	85.5
P 47 R-12 TF	12		32	25.3	50.5	76	98.5
SY 12 TF	12		32	30.2	57	97	127

Tabla A. 21 Tubería estructural cuadrada (Dipac® Manta S.A., 2020)



Largo Normal:
6 metros
Recubrimiento:
Negro o Galvanizado
Calidad de Acero:
JIS G 3132, ASTM A 36 y ASTM
A572 Gr 50
Norma de Fabricación:
ASTM A 500/ NTE INEN 2415
Espesores:
Desde 1,40 a 6,00 mm
Observaciones:
Otras dimensiones y largos,
previa consulta

Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas		
				Eje x-x = y-y		
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
38	1,40	2,00	1,57	4,41	2,32	1,48
	1,50	2,13	1,67	4,67	2,46	1,48
	1,80	2,52	1,98	5,42	2,85	1,47
	2,00	2,78	2,18	5,89	3,10	1,46
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
50	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	3,74	2,93	14,15	5,66	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,96	6,78	1,92
60	3,00	5,41	4,25	19,50	7,80	1,90
	4,00	6,95	5,45	23,84	9,54	1,85
	1,50	3,45	2,71	19,52	6,51	2,38
	1,80	4,11	3,22	22,95	7,65	2,36
	2,00	4,54	3,56	25,15	8,38	2,35
	2,50	5,59	4,39	30,36	10,12	2,33
70	3,00	6,61	5,19	35,17	11,72	2,31
	4,00	8,55	6,71	43,65	14,55	2,26
	1,50	4,05	3,18	31,46	8,99	2,79
	1,80	4,83	3,79	37,09	10,60	2,77
	2,00	5,34	4,19	40,73	11,64	2,76
	2,50	6,59	5,17	49,43	14,12	2,74

APÉNDICE B

B.1 Diseño del transportador de tornillo sin fin

B.1.1 Transportador de tornillo sin fin

Entre los sistemas de manipulación y traslado de materiales el más empleado en la industria es el transportador de tornillo sin fin.

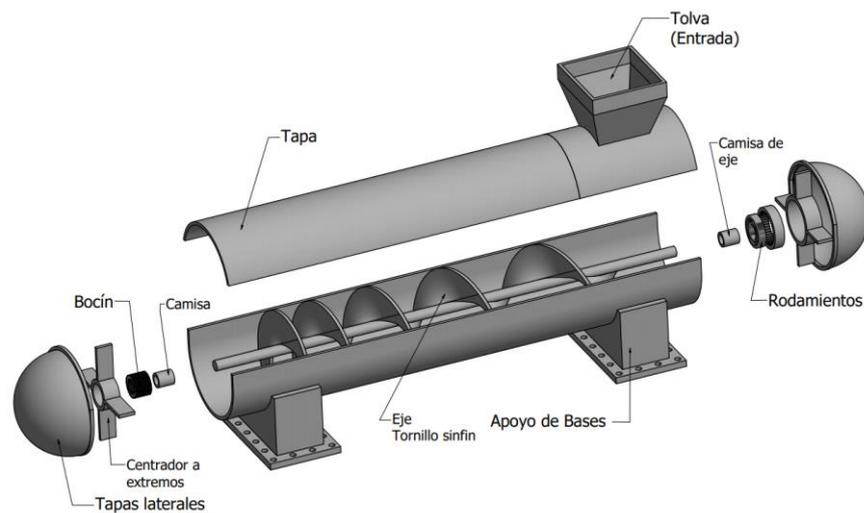


Figura B. 1 Despiece de un sistema transportador de tornillo sin fin

B.1.2 Hélice del tornillo sin fin

La hélice para transportador de tornillo sin fin generalmente tiene las siguientes características:

- Material: Chapa de acero al carbono.
- Espesor: 3 a 4 mm.
- Diámetro y paso: diámetro a considerar de 70 mm y paso variable

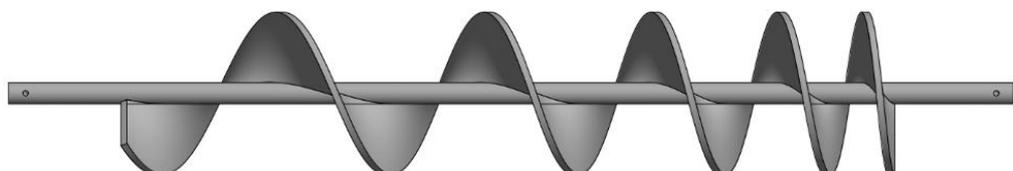


Figura B. 2 Hélice de paso variable

B.1.3 Carcasa

La carcasa permite contener el material a transportar impidiendo el contacto con el medio exterior, generalmente tiene las siguientes características:

- Material: Chapa de acero al carbono.
- Espesor: 3 a 6 mm.
- Diámetro de la carcasa: para evitar roce con el tornillo el diámetro de la carcasa debe ser 20 mm mayor al diámetro de la hélice.

B.1.4 Velocidad de giro del tornillo

La velocidad de giro n_t del tornillo sin fin depende del tipo de material a transportar y es inversamente proporcional a:

- Peso del material transportado.
- Diámetro del tornillo.
- Abrasividad del material transportado.

B.1.5 Paso y longitud del tornillo

Para los transportadores de tornillo sin fin el paso suele estar comprendido entre 0,5 y 1 veces el diámetro de hélice.

Para el diseño del tornillo sin fin se consideró lo siguiente:

- Longitud del tornillo sin fin: 200 mm.
- Paso del tornillo: 90 mm.
- Reducción de paso: 50 %

B.2 Dimensiones del transportador de tornillo sin fin

B.2.1 Área de relleno de la carcasa

El área de relleno $A_{relleno}$ que ocupa las almendras de cacao está definido por la siguiente expresión:

$$A_{relleno} = \lambda \frac{\pi D_c^2}{4} \quad (b.1)$$

D_c es el diámetro de la carcasa en m.

λ es el coeficiente de relleno de la sección.

B.2.2 Velocidad de desplazamiento del tornillo

La velocidad de desplazamiento del tornillo V_d está definida por la siguiente expresión:

$$V_d = \frac{P n_t}{60} \quad (\text{b.2})$$

P es el paso del tornillo en m.

n_t es la velocidad de giro del tornillo en r.p.m.

B.2.3 Flujo de almendras de cacao

El flujo de almendras de cacao Q_{cacao} está definida por la siguiente expresión:

$$Q_{cacao} = A_{relleno} V_d \rho_{cacao\ seco} i \quad (\text{b.3})$$

Q_{cacao} es el flujo de almendras de cacao en kg/s.

V_d es la velocidad de desplazamiento del tornillo

$A_{relleno}$ es el área de relleno de la almendra de cacao

i es el coeficiente de disminución de flujo.

B.2.4 Potencia de accionamiento

La potencia de accionamiento P para el transportador de tornillo sin fin está definido por la siguiente expresión:

$$P = P_N + P_H \quad (\text{b.4})$$

P es la potencia de accionamiento en kW.

P_N es la potencia de accionamiento en vacío en kW.

P_H es la potencia de desplazamiento horizontal de las almendras en kW.

La potencia necesaria para el desplazamiento horizontal P_H está definido por la siguiente expresión:

$$P_H = C_o \frac{3.6 Q_{cacao} L}{367} \quad (b.5)$$

Q_{cacao} es el flujo de almendras de cacao en kg/s.

L es la longitud del tornillo en m.

C_o es el coeficiente de resistencia de las almendras de cacao.

La potencia de accionamiento del tornillo en vacío P_N está definido por la siguiente expresión:

$$P_N = \frac{D_c L}{20} \quad (b.6)$$

D_c es el diámetro de la carcasa en m.

B.3 Sistema de transmisión banda polea

B.3.1 Velocidad de sincronismo

Es la velocidad del campo magnético y relaciona el número de polos de un motor CA con la frecuencia, coincide con la velocidad a la que gira el rotor.

$$n_v = \frac{60 f_m}{n_{pp}} \quad (b.7)$$

n_v es la velocidad de sincronismo rpm.

f_m es la frecuencia de arreglo en el variador hz.

n_{pp} es el número par de polos.

B.3.2 Relación entre torque y potencia

Podemos obtener los valores de torque y de potencia respectivamente a través de las siguientes expresiones.

$$T_m = \frac{5252P_m}{n_v} \quad (\text{b.8})$$

$$\frac{T_c}{D} = \frac{T_m}{d} \quad (\text{b.9})$$

T_m es el Torque motriz en Nm.

P_m es la Potencia motriz en kW.

n_v es la velocidad de sincronismo en rpm.

d es el diámetro de la polea conducida en mm.

D es el diámetro de la polea conductora en mm

B.3.3 Potencia de diseño

La potencia de diseño está determinada por la siguiente expresión.

$$P_d = PC_2 \quad (\text{b.10})$$

P_d es la Potencia de diseño.

P es la Tasa de potencia del motor.

C_2 es el Factor de servicio.

B.3.4 Relación de velocidad requerida

Es la relación entre las velocidades motriz y conductora la cual nos cuantifica la velocidad de nuestro eje.

$$I_r = \frac{w_m}{w_c} \quad (\text{b.11})$$

I_r es la relación de velocidad.

w_m es la velocidad angular del motor en rpm.

w_c es la velocidad angular del eje en rpm.

B.3.5 Distancia entre centros

Con las ecuaciones obtendremos los rangos en la cual podemos establecer la

distancia entre centros de nuestro sistema de transmisión.

$$CC_p \text{min} = 0,7(D + d) \quad (\text{b.12})$$

$$CC_p \text{máx} = 2(D + d) \quad (\text{b.13})$$

$CC_p \text{min}$ es la distancia mínima entre centros en mm.

$CC_p \text{máx}$ es la distancia máxima entre centros en mm.

B.3.6 Longitud de banda

La longitud de banda está determinada por la siguiente expresión.

$$L_d = 2CC_p + 1,57(D + d) + \frac{(D-d)}{4CC_p} \quad (\text{b.14})$$

L_d es la Longitud de la banda en mm.

CC_p es la Distancia preliminar elegida entre centros dado el rango en mm.

B.3.7 Distancia entre centros con la longitud L_d definida en catálogo

Se define como la distancia entre centro CC, una vez definido la longitud de la Banda, será la distancia a la cual se ubicarán las poleas.

$$CC = \frac{a + \sqrt{a^2 - 8(D-d)^2}}{8} \quad (\text{b.15})$$

$$a = 2L_d - \pi(D - d) \quad (\text{b.16})$$

CC es la distancia entre centros con L_d seleccionada en mm.

L_d es la Longitud de banda acorde al catálogo en mm.

B.3.8 Potencia nominal de la correa

Es la multiplicación de varios factores con la potencia básica nominal, esta última se define como la suma de la potencia básica y la potencia relacionada en la relación de velocidad I_r .

$$P_r = P_b C_1 C_3 \quad (\text{b.17})$$

$$P_b = f_1 + f_2 \quad (\text{b.18})$$

P_r es la Potencia nominal de la banda en kW.

P_b es la Potencia básica nominal en kW.

C_1 es el factor de corrección de la longitud de la banda.

C_3 es el factor de corrección de arco de contacto.

f_1 y f_2 son factores de potencia básica y relacionada a la velocidad en kW.

B.3.9 Número de bandas

Es la relación entre la potencia de diseño y la potencia nominal de la banda

$$N = \frac{P_d}{P_r} \quad (\text{b.19})$$

P_r es la Potencia nominal de la banda en kW.

P_d es la Potencia de diseño en kW.

APÉNDICE C

C.1 Cálculos relacionados al diseño del tornillo sin fin

Para el diseño del transportador por tornillo sin fin se consideró lo siguiente:

Hélice

Material: Chapa de acero al carbono

Espesor: 3 mm

Diámetro de la hélice: 70 mm

Tipo de hélice: Hélice de paso variable

El tipo de hélice se seleccionó teniendo en cuenta el material a transportar (ver tabla A.4).

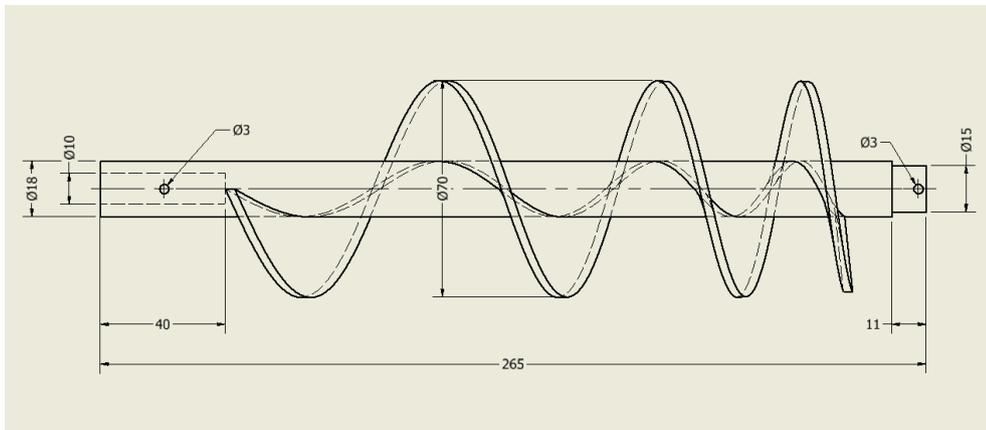


Figura C. 1 Dimensiones del tornillo sin fin

Carcasa

Material: Chapa de acero al carbono

Espesor: 5 mm

Diámetro de la carcasa: 90 mm

Paso y longitud del tornillo

- Longitud del tornillo sin fin: 200 mm.
- Paso del tornillo: 100 mm.
- Reducción de paso: 50 %.

C.1.1 Velocidad de giro en el tornillo

Para determinar la velocidad de giro del tornillo se procedió a determinar a que

tipo de material pertenecen las almendras de cacao (ver Tabla A.5). Mediante uso de la tabla de relación entre diámetro, velocidad y tipo de material (Ver Tabla A.6) por extrapolación se determinó la velocidad de giro del tornillo sin fin.

$$\frac{200 \text{ mm} - 100 \text{ mm}}{110 \text{ rpm} - 120 \text{ rpm}} = \frac{200 \text{ mm} - 70 \text{ mm}}{110 \text{ rpm} - X \text{ rpm}}$$

$$V_{\text{tornillo}} = 123 [\text{rpm}]$$

La velocidad a la que deberá girar el tornillo sin fin es de 123 r.p.m.

C.1.2 Área de relleno

Reemplazando valores en la ecuación b.1 se determinó el área de relleno de la carcasa. Teniendo en cuenta que las almendras de cacao tostadas son livianas y poco abrasivas se determinó el coeficiente de relleno de la sección λ (ver Tabla A.7).

$$\lambda = 0,32$$

$$D_c = 0,09 \text{ m}$$

$$A_{\text{relleno}} = \lambda \frac{\pi D_c^2}{4} = 0,32 \frac{\pi \times 0,09^2 [\text{m}^2]}{4}$$

$$A_{\text{relleno}} = 0,002036 [\text{m}^2]$$

C.1.3 Velocidad de desplazamiento del tornillo

Reemplazando valores en la ecuación b.2 se determinó la velocidad de desplazamiento del tornillo.

$$P = 0,1 \text{ m}$$

$$V_d = \frac{P V_{\text{tornillo}}}{60} = \frac{0,1 [\text{m}] \times 123 [\text{rpm}]}{60}$$

$$V_d = 0,205 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$V_d = 205 \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$$

C.1.4 Flujo de almendras de cacao

Conociendo el área de relleno de la carcasa y la velocidad de desplazamiento del tornillo, reemplazando valores en la ecuación b.3 se determinó el flujo de almendras de cacao. Considerando que el transportador de tornillo sin fin está a nivel (0° de inclinación) se seleccionó el coeficiente de disminución de flujo i (ver Tabla A.8 en Anexos).

$$i = 1$$

$$Q_{cacao} = A_{relleno} V_d \rho_{cacao\ seco} i$$

$$Q_{cacao} = 0,002036[m^2] \times 0,205 \left[\frac{m}{s} \right] \times 635 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times 1$$

$$Q_{cacao} = 0,265 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

C.1.5 Potencia de accionamiento

La potencia necesaria para el desplazamiento horizontal se determinó reemplazando valores en la ecuación b.5.

El coeficiente de resistencia de las almendras de cacao C_o se seleccionó teniendo en cuenta que la almendra de cacao es un material granuloso (ver Tabla A.9).

$$C_o = 1,2$$

$$P_H = C_o \frac{3,6 Q_{cacao} L}{367} = 1,2 \frac{3,6 \times 0,265 \left[\frac{kg}{s} \right] \times 0,20[m]}{367}$$

$$P_H = 0,000624 [kW]$$

La potencia de accionamiento del tornillo en vacío se determinó reemplazando valores en la ecuación b.6.

$$P_N = \frac{D_c L}{20} = \frac{0,09[m] \times 0,20[m]}{20}$$

$$P_N = 0,001748 [kW]$$

C.2 Cálculos relacionados al sistema de transmisión banda polea

C.2.1 Selección de la polea

Del catálogo se conoce que el motor entrega una potencia de 0,5 hp a 840 rpm a una frecuencia de 60HZ, el VFD cambia el valor de frecuencia para que el motor pueda revolucionar a 750 rpm y así obtener un adecuado valor de transmisión, usamos la ecuación b.7.

$$f_m = 50$$

$$n_{pp} = 4$$

$$n_v = \frac{60 * f_m}{n_{pp}}$$

$$n_v = \frac{60 * 50[hz]}{4} = 750 \text{ rpm}$$

$$n_v = 750 \text{ rpm}$$

Luego, con la ecuación b.8 y b.9 podemos encontrar la potencia y torque respectivamente para la velocidad calculada.

$$P_i = 0,5[hp] = 0,37 [kW]$$

$$n_f = 250 [rpm]$$

$$n_i = 750 [rpm]$$

$$P_f = P_i \left(\frac{n_f}{n_i} \right)^3$$

$$P_f = 0,5[hp] \left(\frac{750 [rpm]}{840 [rpm]} \right)^3$$

$$P_f = 0,36[hp]$$

$$T_f = 7162 \frac{P_f}{n_f}$$

$$T_f = 7162 \frac{0,36[hp]}{750 [rpm]}$$

$$T_f = 3,37 [Nm]$$

C.2.2 Selección polea y buje cónico (conductora y conducida)

Usamos la ecuación b.11 para conocer la relación de transmisión y así poder dimensionar los diámetros de las poleas.

$$w_m = 750 [rpm]$$

$$w_c = 250 [rpm]$$

$$I_r = \frac{w_m}{w_c}$$

$$I_r = 3$$

Entonces, la polea conducida será de un valor 3 veces más grande que la motriz, se seleccionó dos poleas las cuales fueron PHP 1SPZ63TB y PHP 1SPZ180TB de 63 y 180 mm respectivamente (ver Tabla A.13). Además, se seleccionó el buje o casquillo cónico PHF TB1108X24 y PHF TB1016X20 para la sujeción del eje a la polea del catálogo SKF (Ver Tabla A.14). El casquillo cónico se incluye la chaveta respectiva.

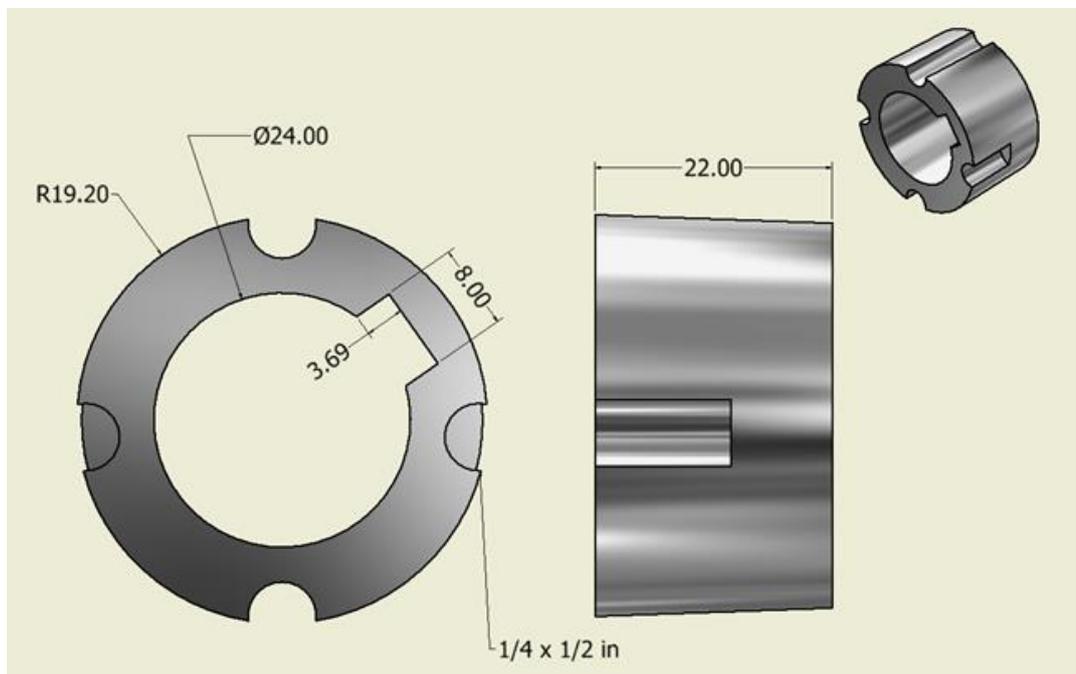


Figura C. 2 Buje cónico PHF TB1108X24 (SKF ®, 2019)

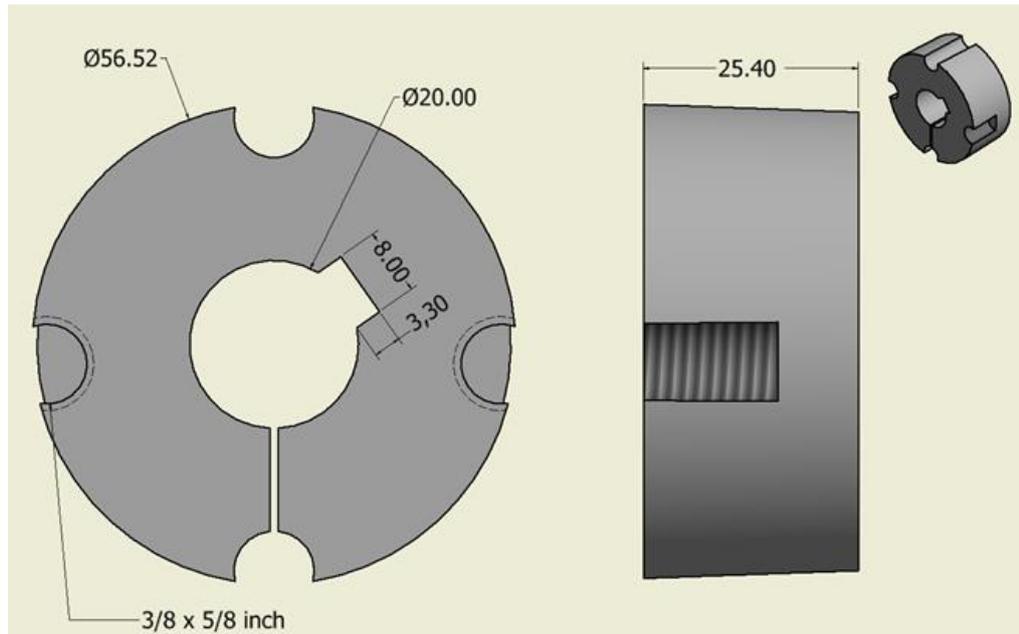


Figura C. 3 Buje cónico PHF TB1610X20 (SKF ®, 2019)

C.2.3 Selección de la Banda SPZ

Se elige una banda tipo V trapezoidal ya que el juego de poleas sólo permite esta configuración y siguiendo el procedimiento del proveedor SKF que lo detallamos a continuación. Hacemos uso de la ecuación b.10 para calcular la potencia de diseño, el factor C_2 se lo encuentra en Anexos Tabla 1.16 se considera la dificultad de trabajo como medio a periodos de 10h/día.

$$P_d = PC_2$$

$$C_2 = 1,3$$

$$P_d = 0,36(1,3)$$

$$P_d = 0.468 [hp] = 0,34 [kW]$$

Calculamos la distancia entre centros preliminar máximo y mínimo, elegimos un valor dentro del intervalo con la ecuación b.12 y b.13.

$$CC_p min = 0,7(D + d)$$

$$CC_p min = 0,7(180 + 63)$$

$$CC_p min = 170 mm$$

$$CC_p máx = 2(D + d)$$

$$CC_p máx = 2(180 + 63)$$

$$CC_p máx = 486 \text{ mm}$$

Elegimos una distancia entre centros que se encuentre dentro de los valores calculados, entonces:

$$CC_p = 300 \text{ [mm]}$$

Luego, se determina la longitud de la banda con ecuación b.14 y con ayuda del catálogo seleccionamos un valor aproximado.

$$L_d = 2CC_p + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)}{4CC_p}$$

$$L_d = 2(400 \text{ [mm]}) + 1,57(180 \text{ [mm]} + 63 \text{ [mm]}) + \frac{(180 \text{ [mm]} - 63 \text{ [mm]})}{4(400 \text{ [mm]})}$$

$$L_d = 993 \text{ [mm]}$$

Dentro del catálogo SKF se determina un diámetro primitivo L_d de 1000 mm, después calculamos la distancia entre centros CC con la selección de la correa (ecuación b.15 y b.16).

$$a = 2L_d - \pi(D - d)$$

$$a = 2(1000) - \pi(180 - 63)$$

$$a = 1632,44 \text{ [mm]}$$

$$CC = \frac{a + \sqrt{a^2 - 8(D - d)^2}}{8}$$

$$CC = \frac{1632,44 + \sqrt{1632,44^2 - 8(180 - 63)^2}}{8}$$

$$CC = 403,87 \text{ [mm]}$$

Para la potencia nominal de la banda, se establece los valores C_1 y C_3 . (ver Tabla A.12).

$$C_1 = 0,9$$

$$C_3 = 0,96$$

Se estima la potencia básica nominal encontrando los factores f_1 y f_2 para luego encontrar la Potencia nominal de la banda (ecuación b.17 y b.18).

$$f_1 = 0,79 [kW]$$

$$f_2 = 0,11 [kW]$$

$$P_b = f_1 + f_2$$

$$P_b = 0,79 + 0,11 = 0,90 [kW]$$

$$P_b = 0,90 [kW]$$

$$P_r = P_b C_1 C_3$$

$$P_r = 0,90(0,9)(0,96) [kW] = 0,776 kW$$

$$P_r = 0,776 kW$$

Finalmente, estimado el número de bandas que tendrá nuestro diseño con la ecuación b.19.

$$P_d = 0,35 [kW]$$

$$P_r = 0,776 kW$$

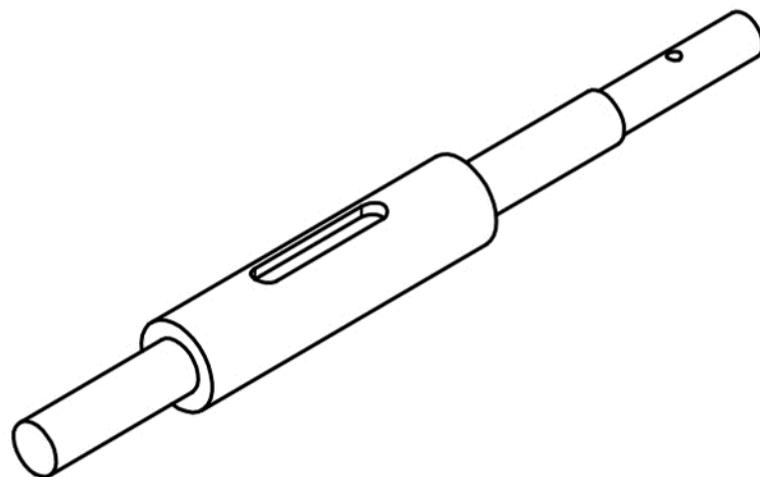
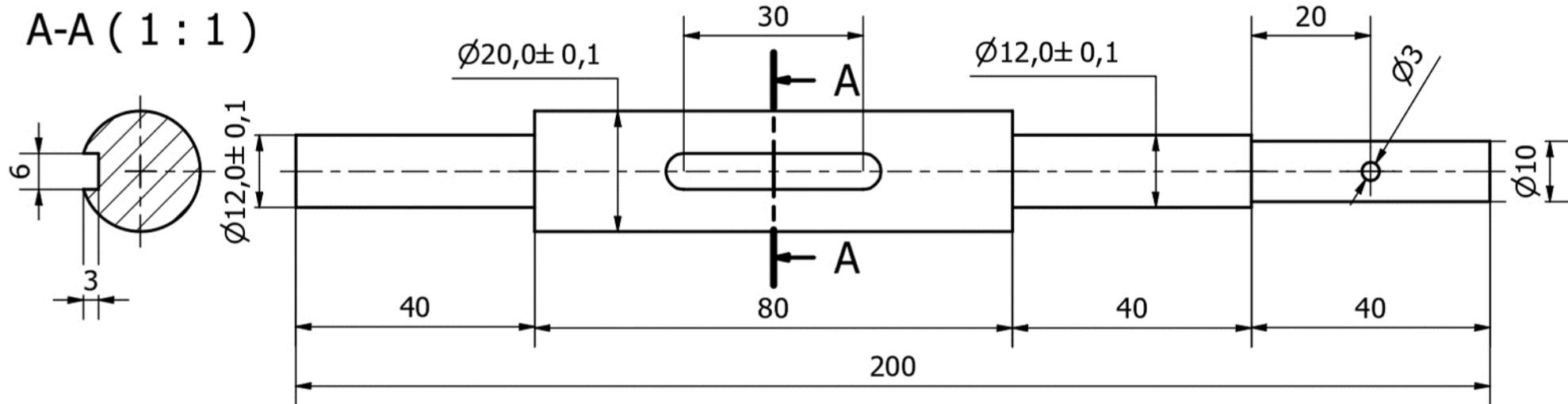
$$N = \frac{P_d}{P_r}$$

$$N = \frac{0,35}{0,776} = 0,50 \text{ bandas}$$

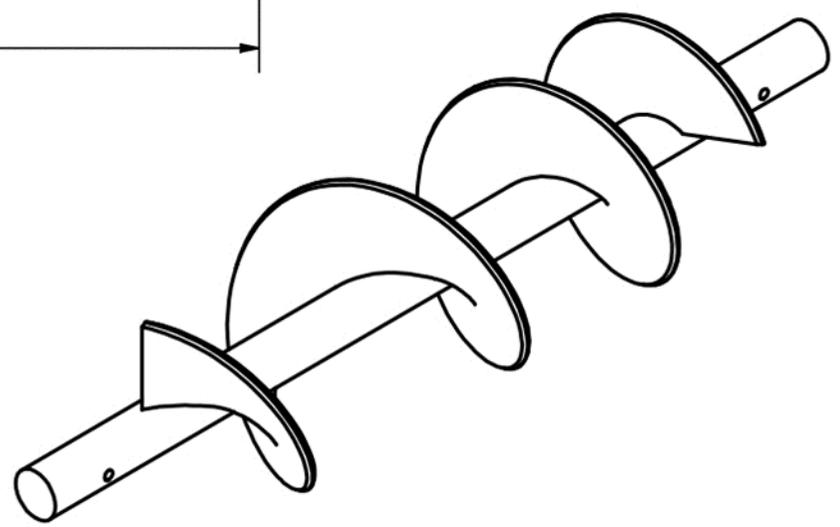
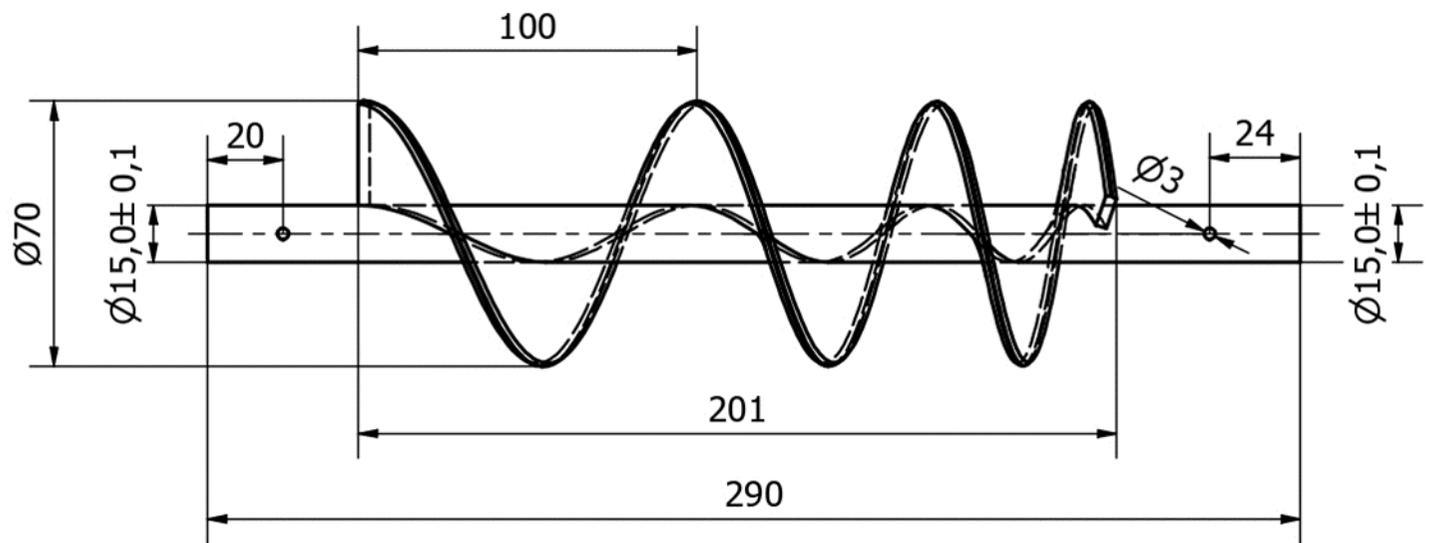
$$N = 1 \text{ banda}$$

Por tanto, se justifica la selección de una polea con 1 garganta, la denominación de la Banda según el catálogo es PHG SPZ1000 (ver en Anexos Tabla A.13).

APÉNDICE D

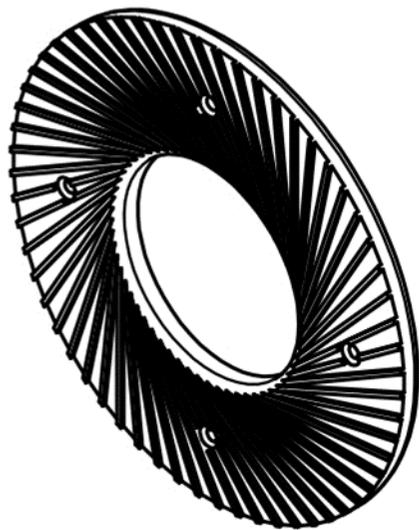
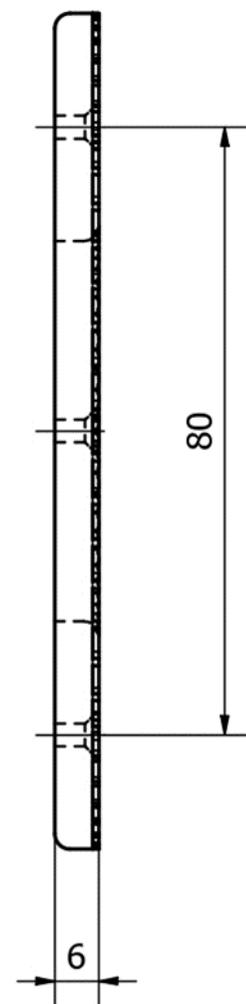
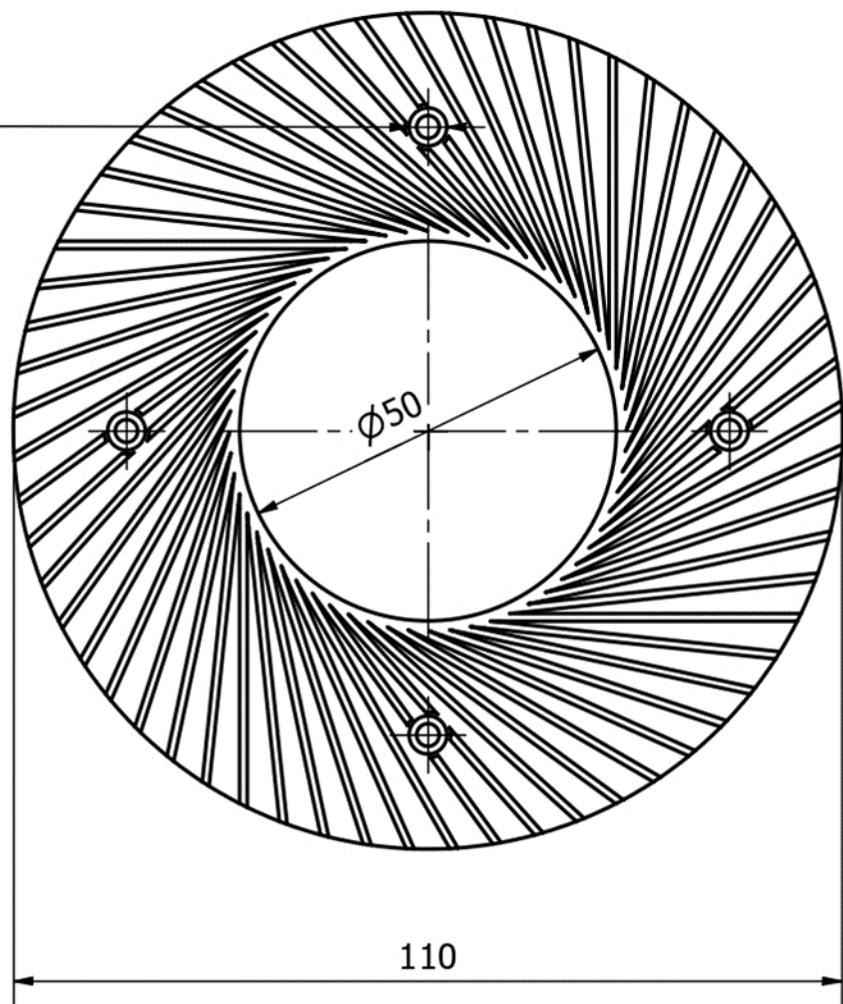


Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021	
ESPOL		Árbol de transmisión		
		Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 1:1	Lámina 1

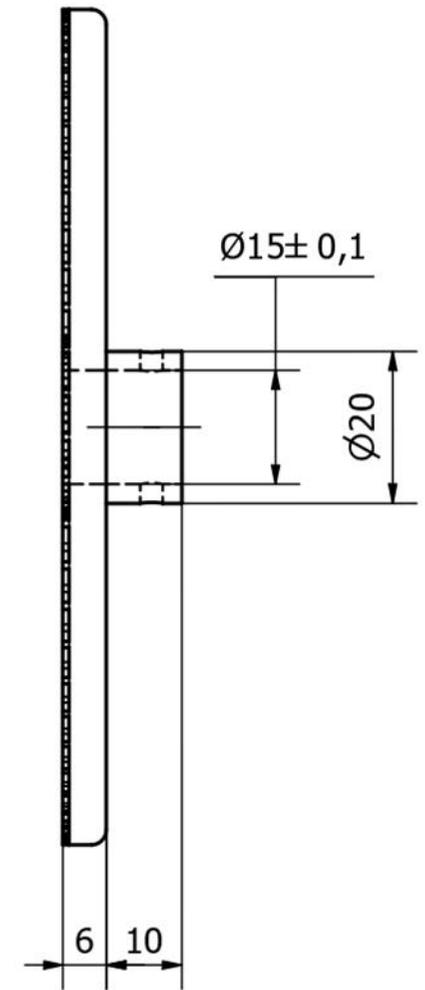
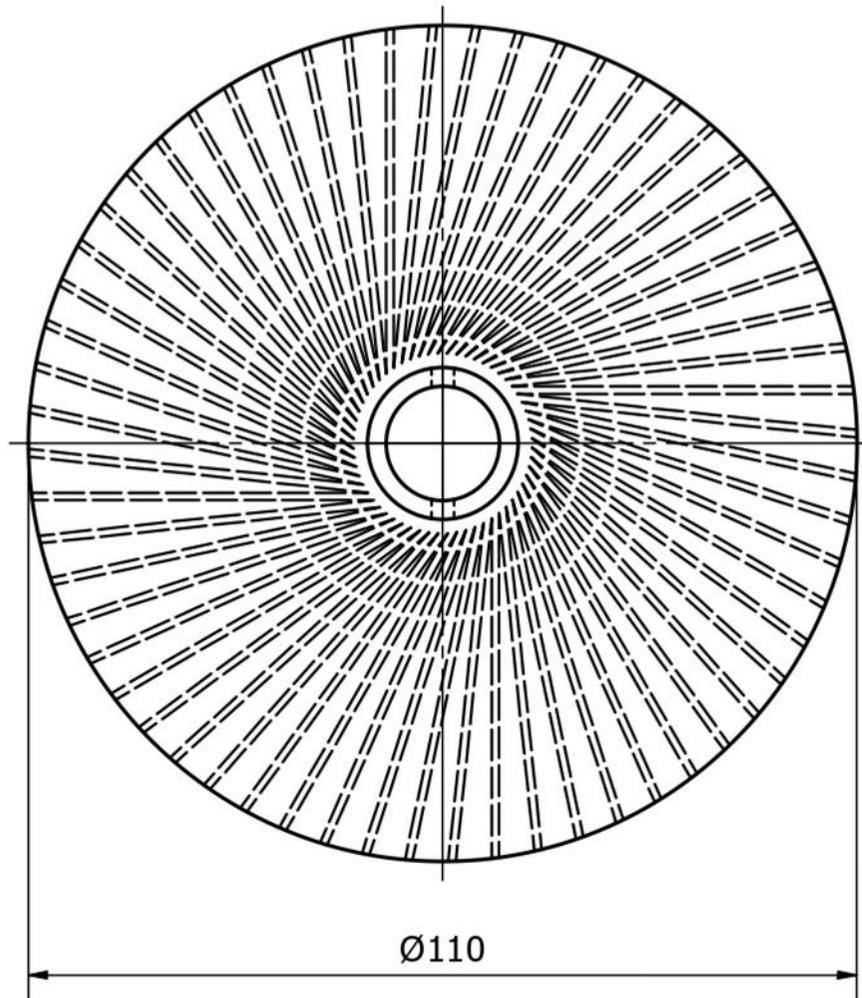
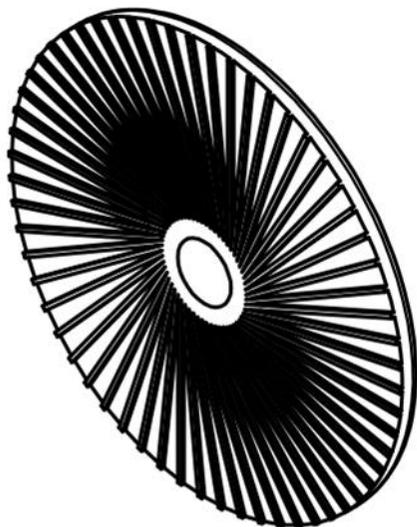


Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021	
ESPOL		Tornillo sin fin		
		Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 1:2	Lámina 2

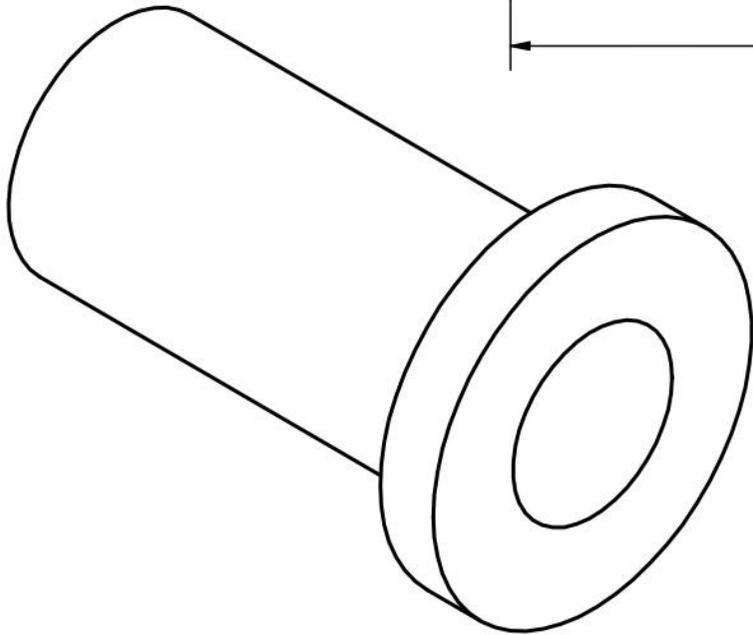
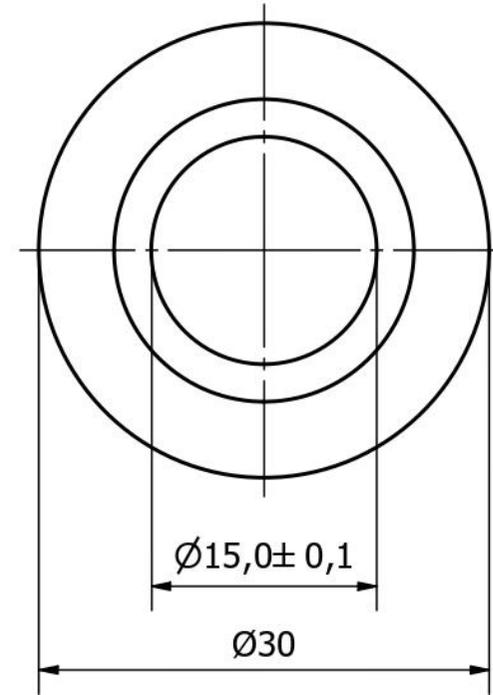
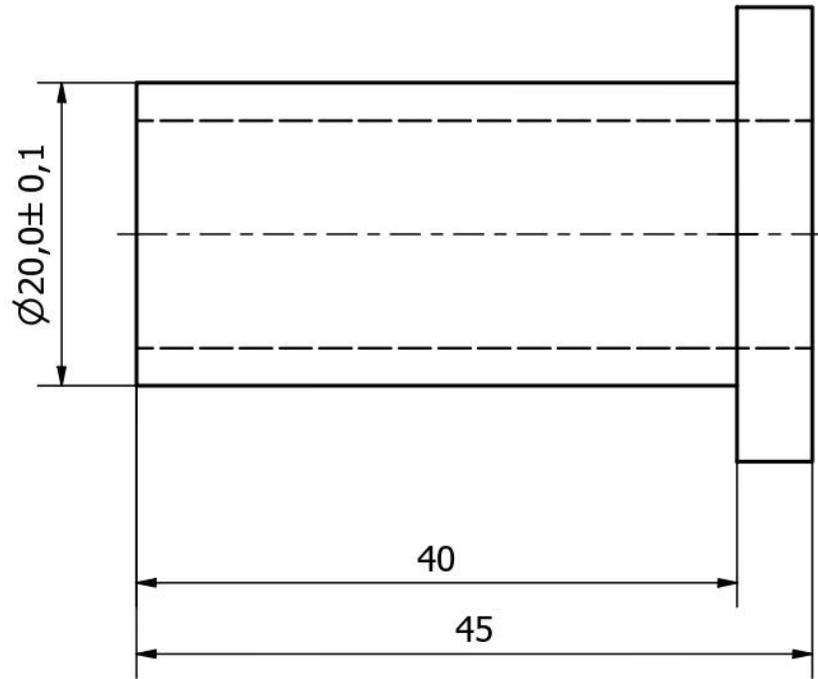
Ø5 (4 agujeros)



Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021	
ESPOL		Disco fijo molino		
		Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 1:1	Lámina 3

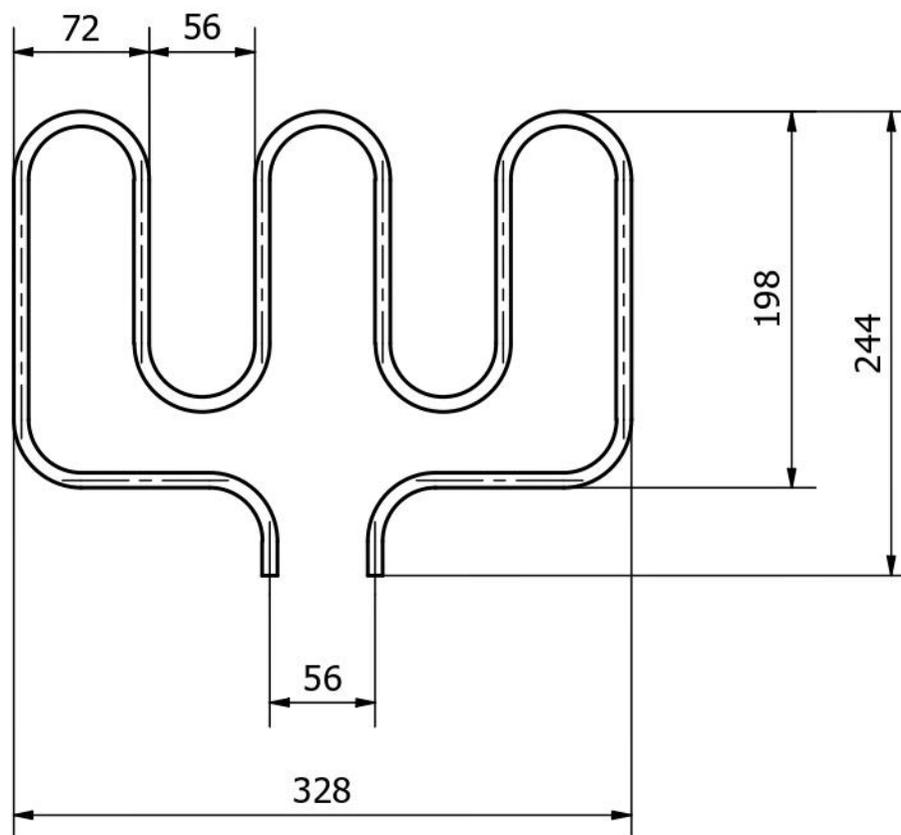
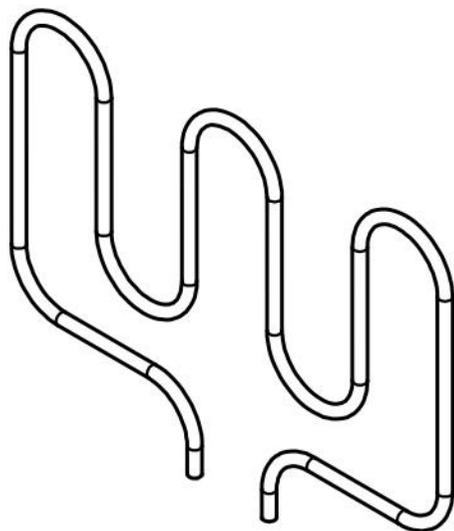


Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021		
ESPOL			Disco móvil de trituración		
Máquina para molienda mediante discos de trituración			Escala 1:1	Lámina 4	

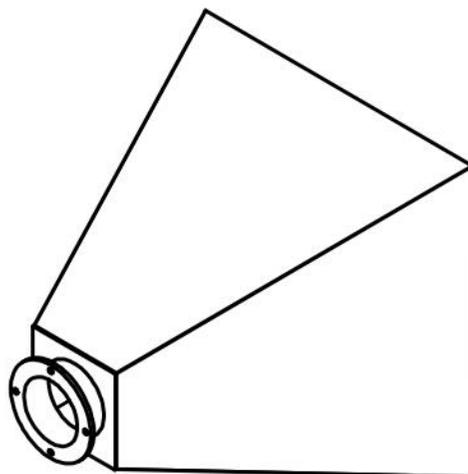
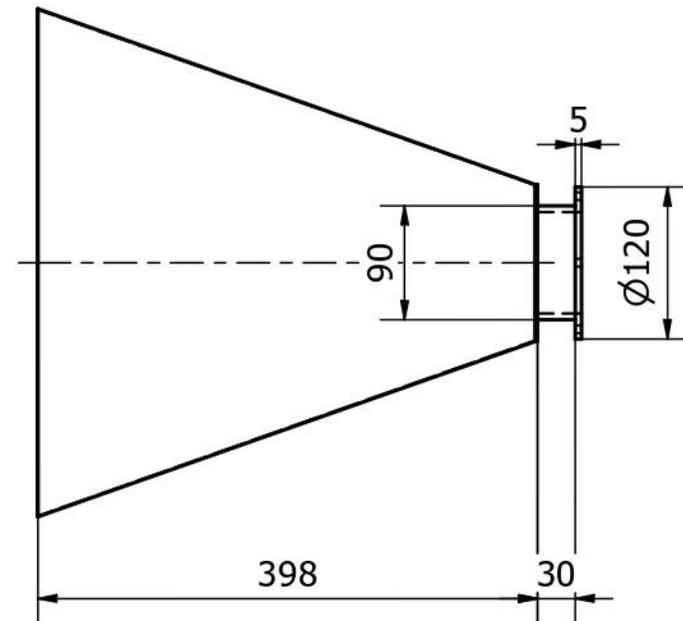
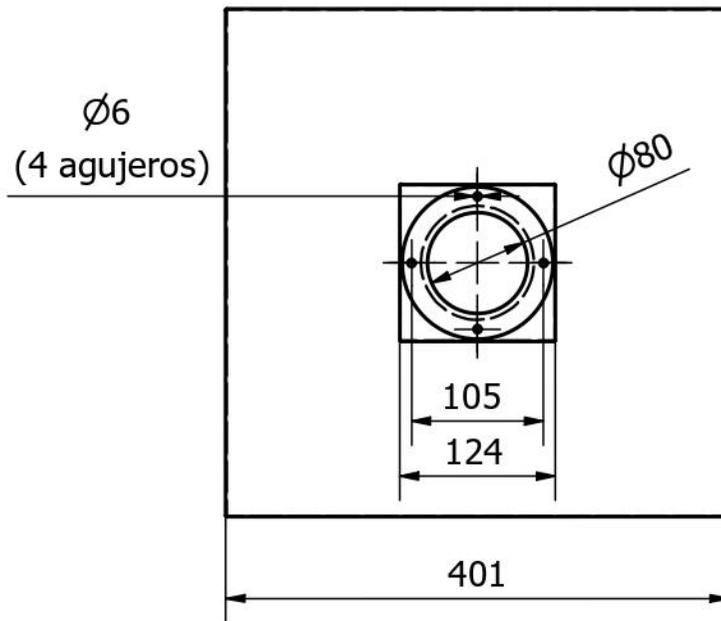


Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021	
ESPOL		Buje		
		Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 2:1	Lámina 5

Tubo Acero inoxidable
Ø 8 mm

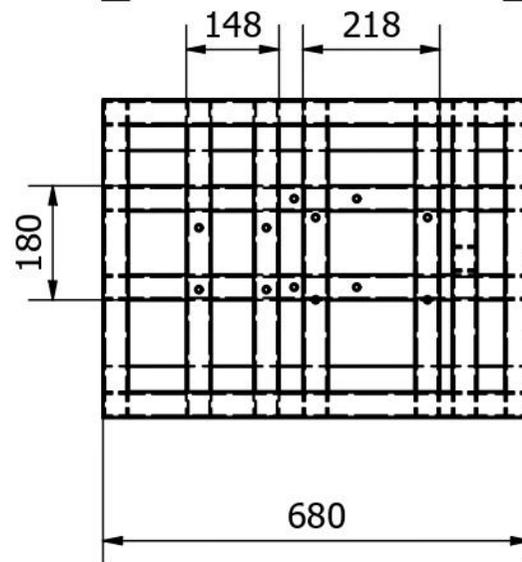
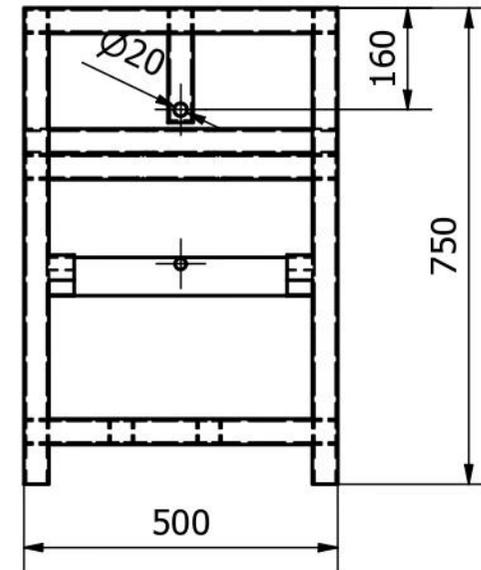
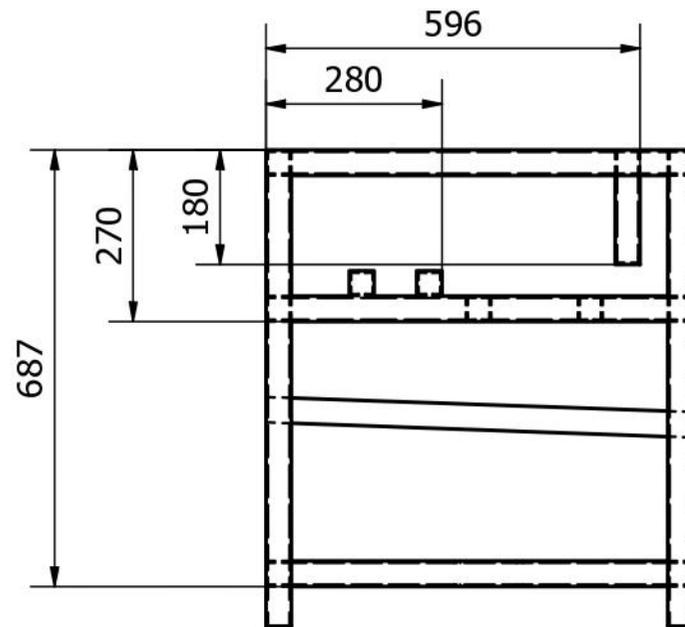
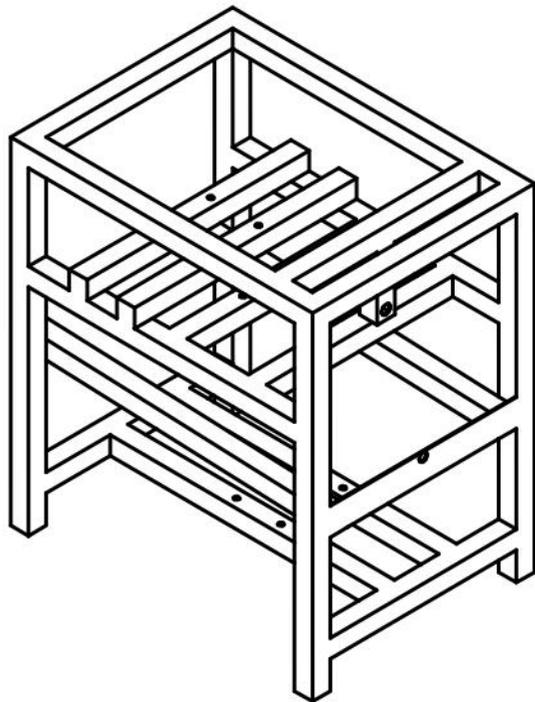


Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021	
ESPOL		Resistencia eléctrica		
		Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 1:4	Lámina 6

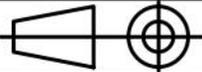


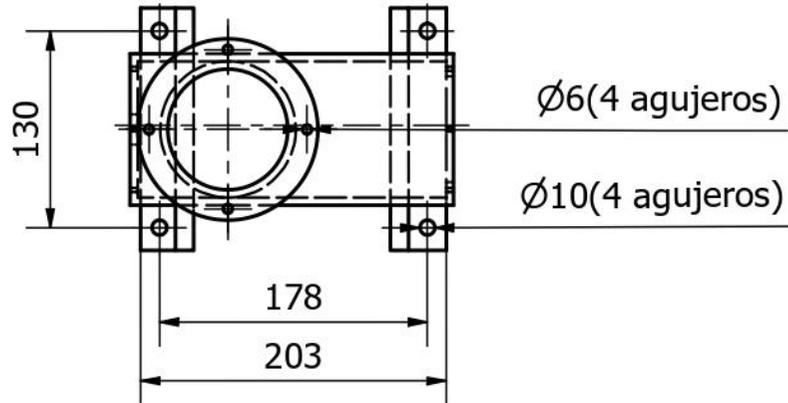
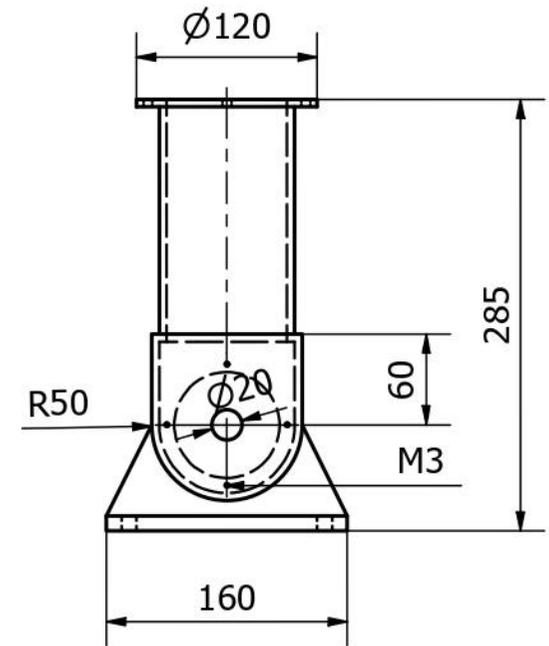
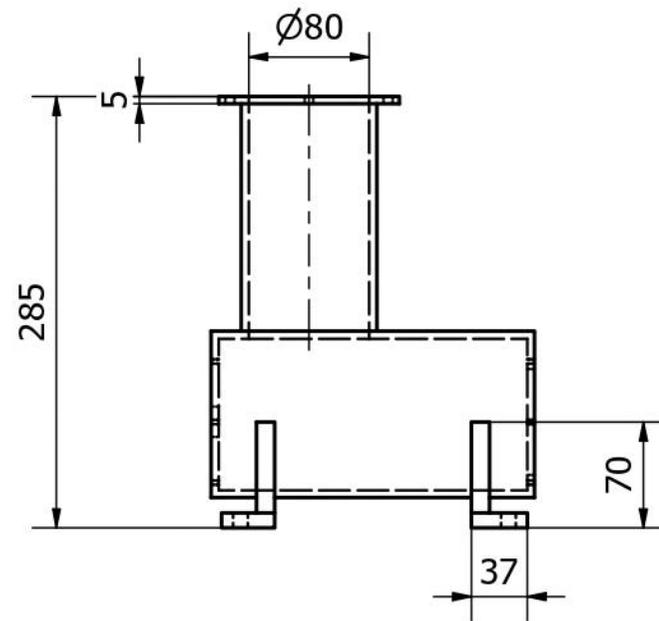
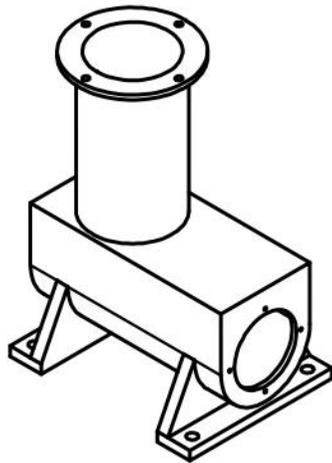
Plancha Acero inoxidable
 Grado AISI 316
 Espesor 2 mm

Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021		
ESPOL			Tolva		
			Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 1:6	Lámina 7

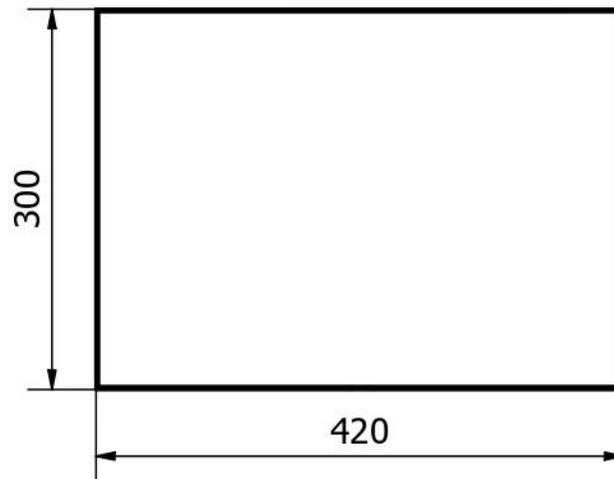
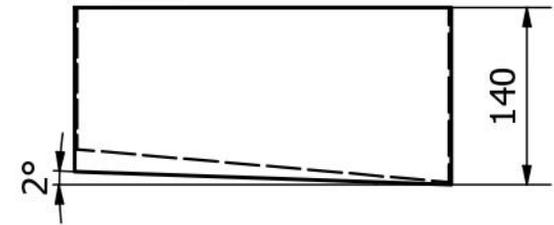
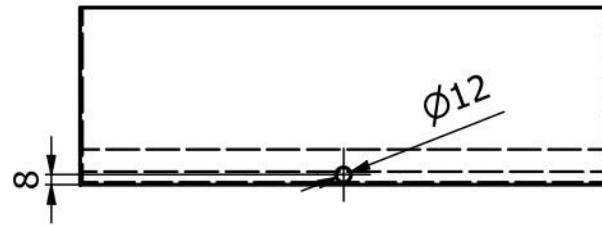
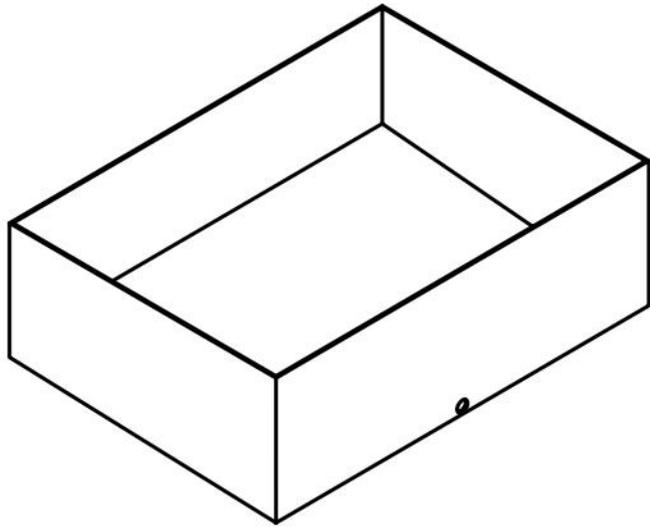


Perfil de tubería estructural
ASTM A500 grado A cuadrada
30x30x2mm

Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021	
<h1>ESPOL</h1>		<h2>Estructura</h2>		
		Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 1:12	Lámina 8

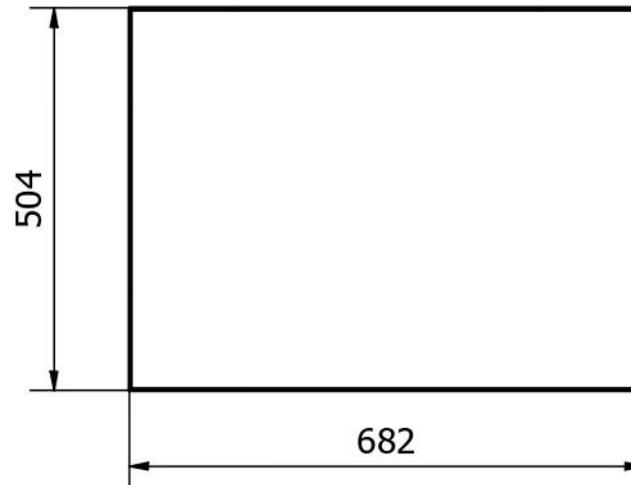
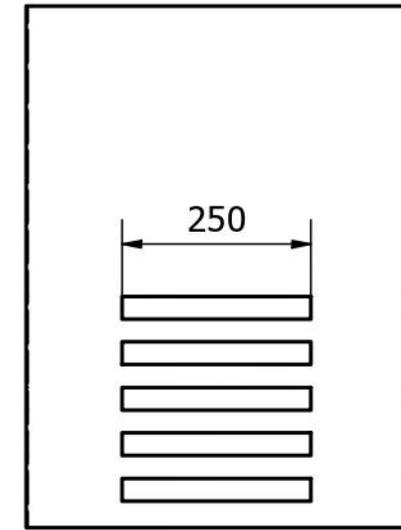
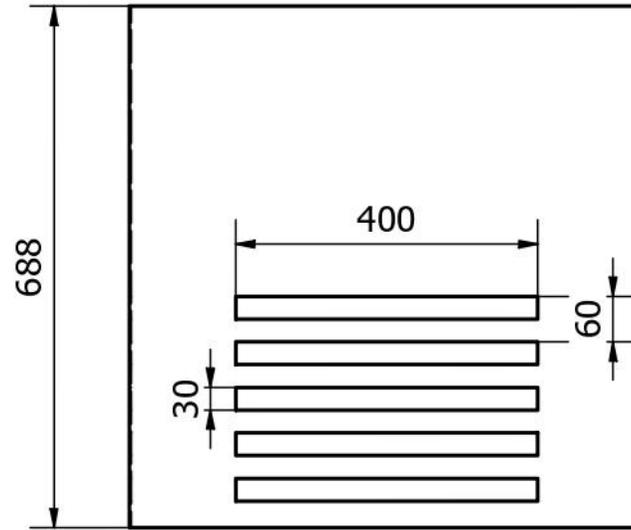
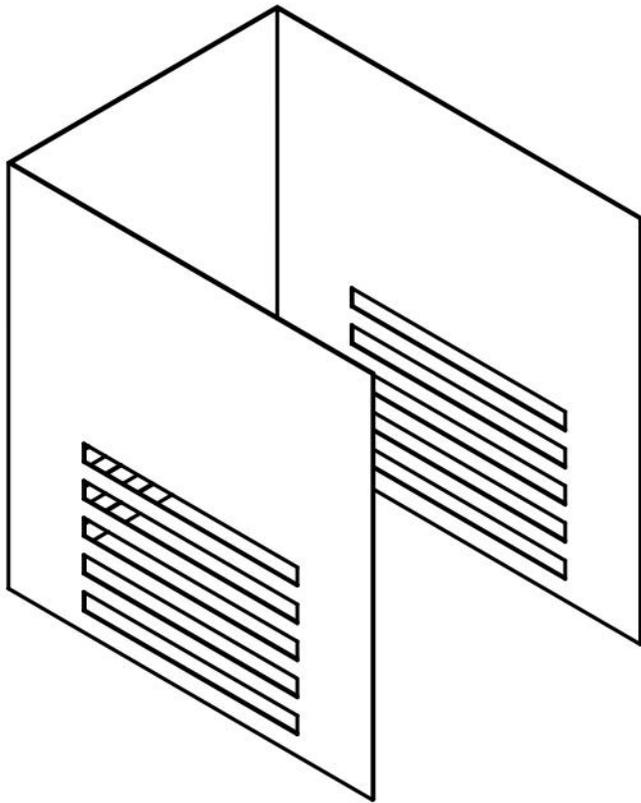


Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021	
<h1>ESPOL</h1>			Carcasa transportador por tornillo sin fin	
			Máquina para molienda mediante discos de trituración	<table border="1"> <tr> <td>Escala 1:5</td> <td>Lámina 9</td> </tr> </table>
Escala 1:5	Lámina 9			



Plancha de acero inoxidable
Espesor 2 mm

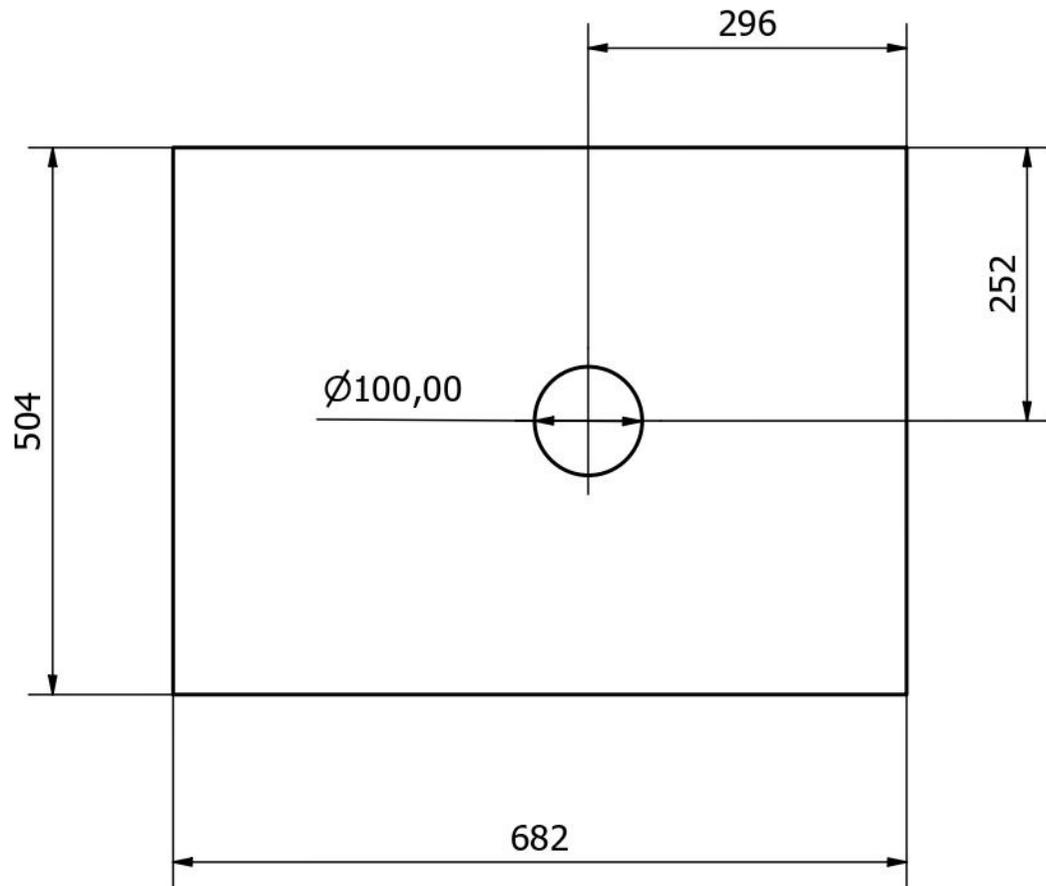
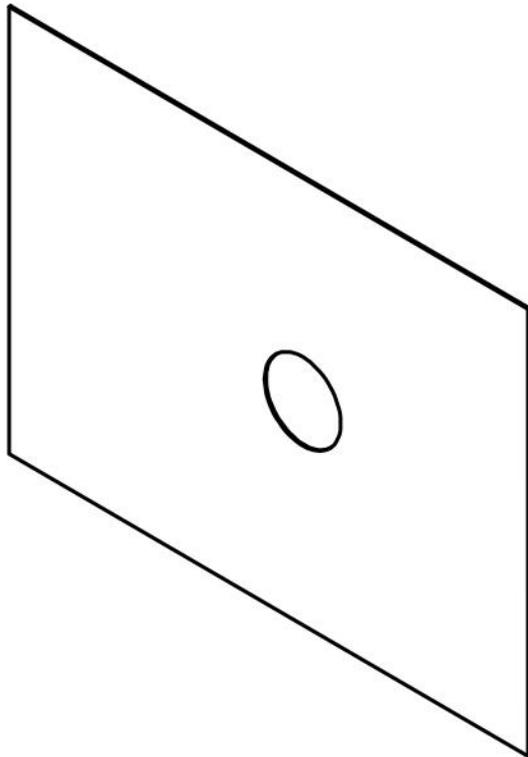
Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021		
ESPOL			Bandeja recolectora		
			Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 1:6	Lámina 10



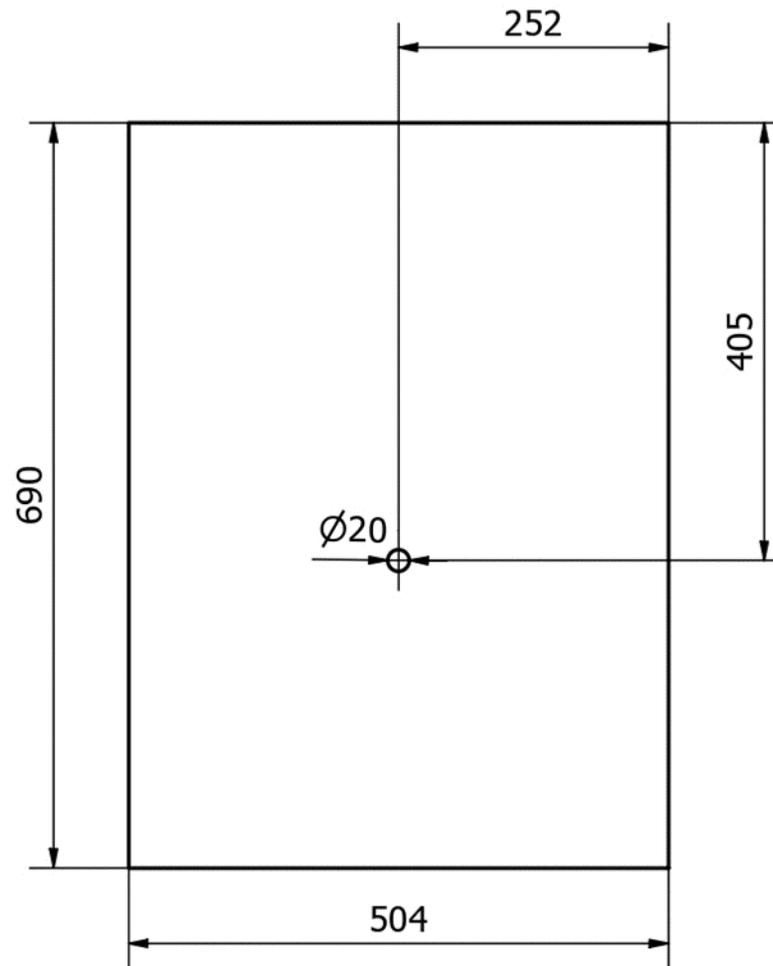
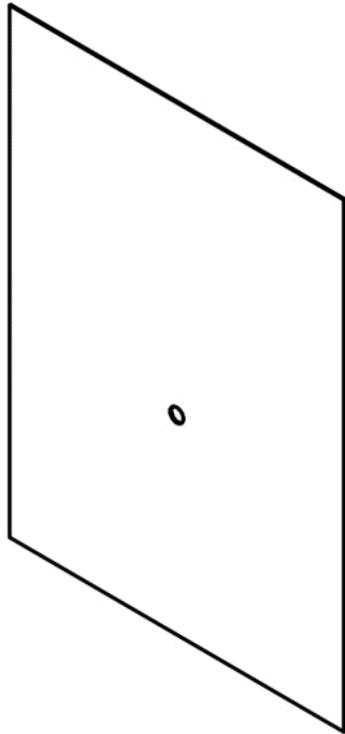
Plancha de acero
Espesor 2 mm

Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021		
ESPOL			Tapa Lateral		
			Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 1:6	Lámina 11

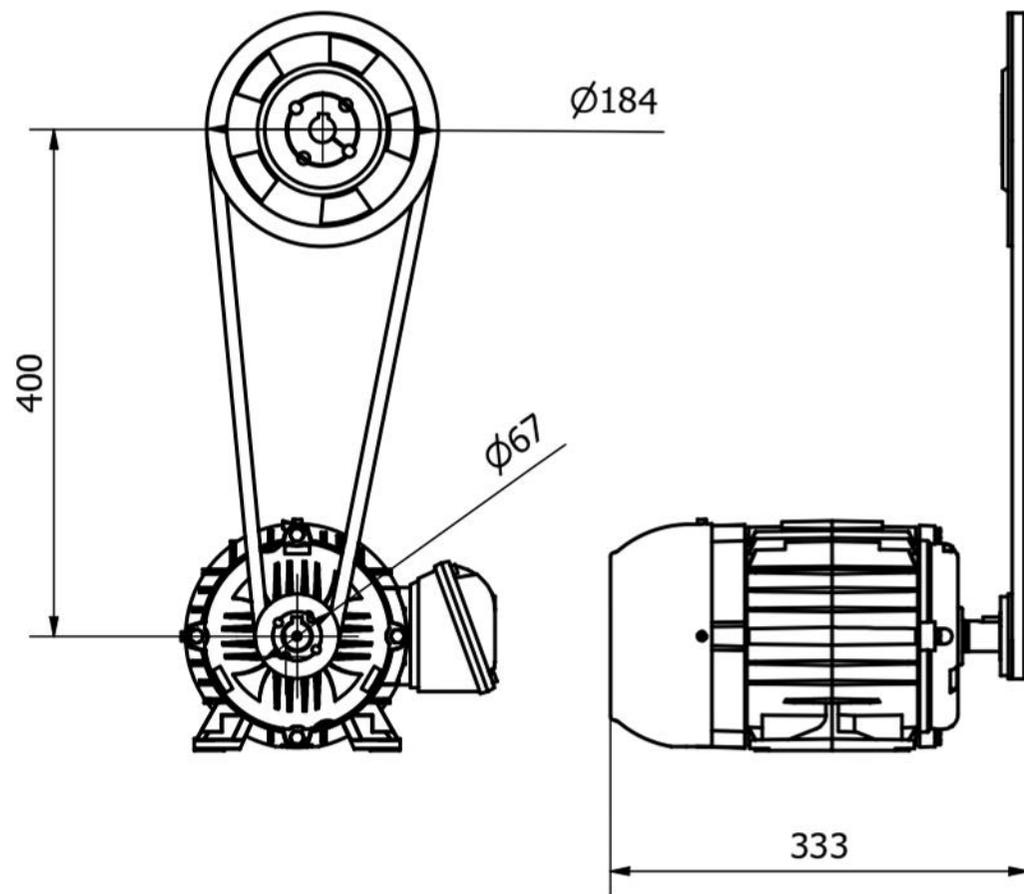
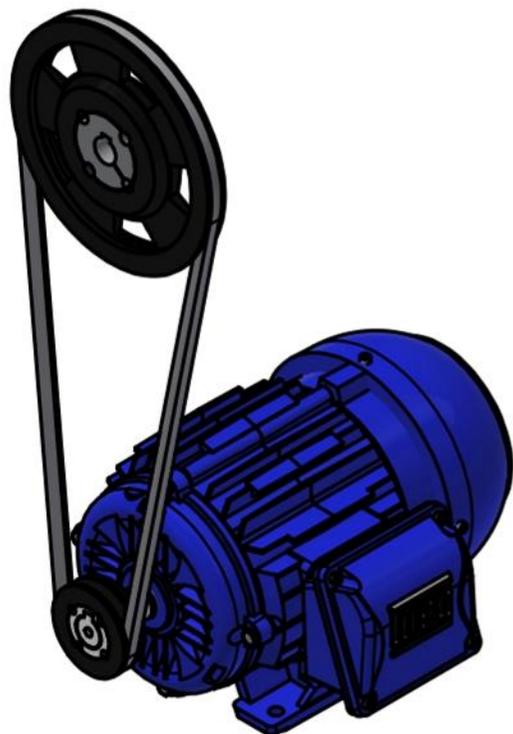
Plancha acero
Espesor 2 mm



Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021	
ESPOL		Tapa superior		
		Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 1:7	Lámina 12



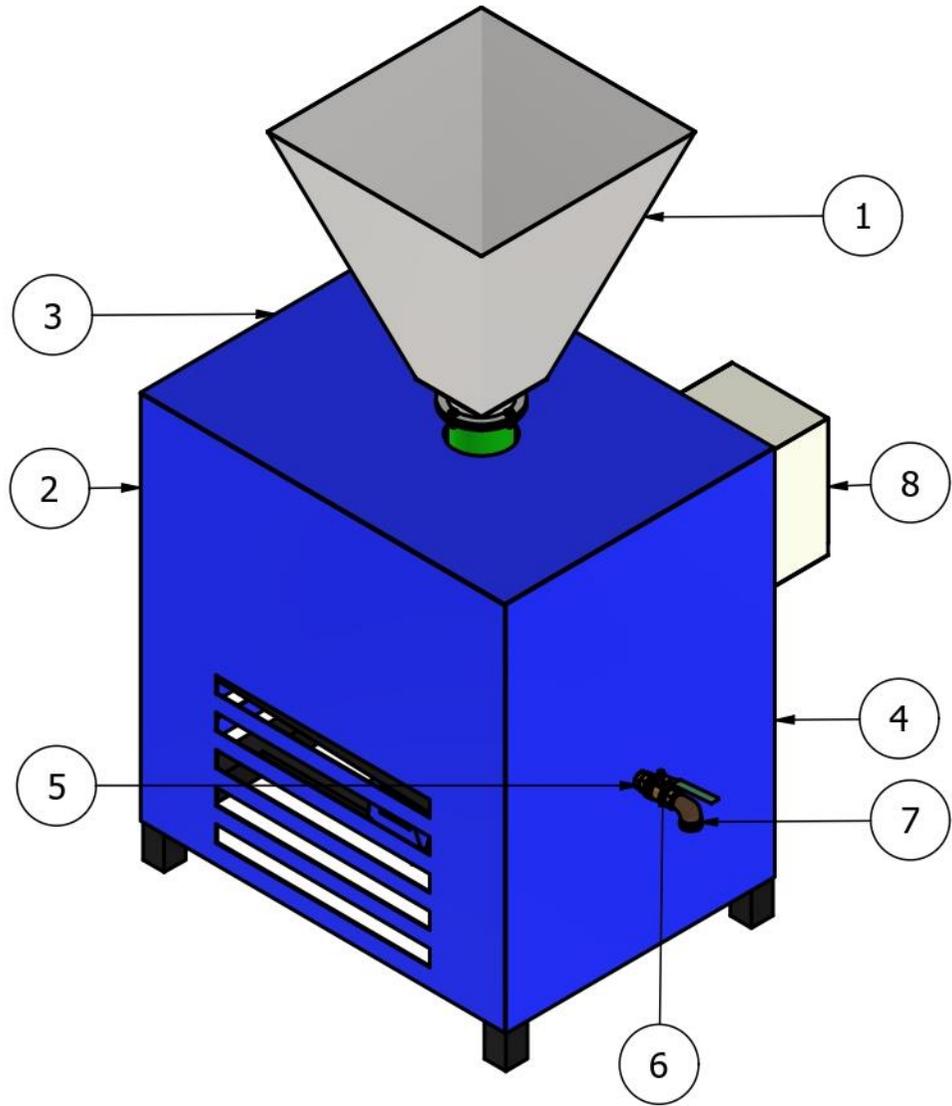
Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021	
ESPOL		Tapa frontal		
		Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 1:7	Lámina 13



Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021		
<h1>ESPOL</h1>			Sistema de transmisión		
			Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 1:7	Lámina 14

LISTA DE PIEZAS

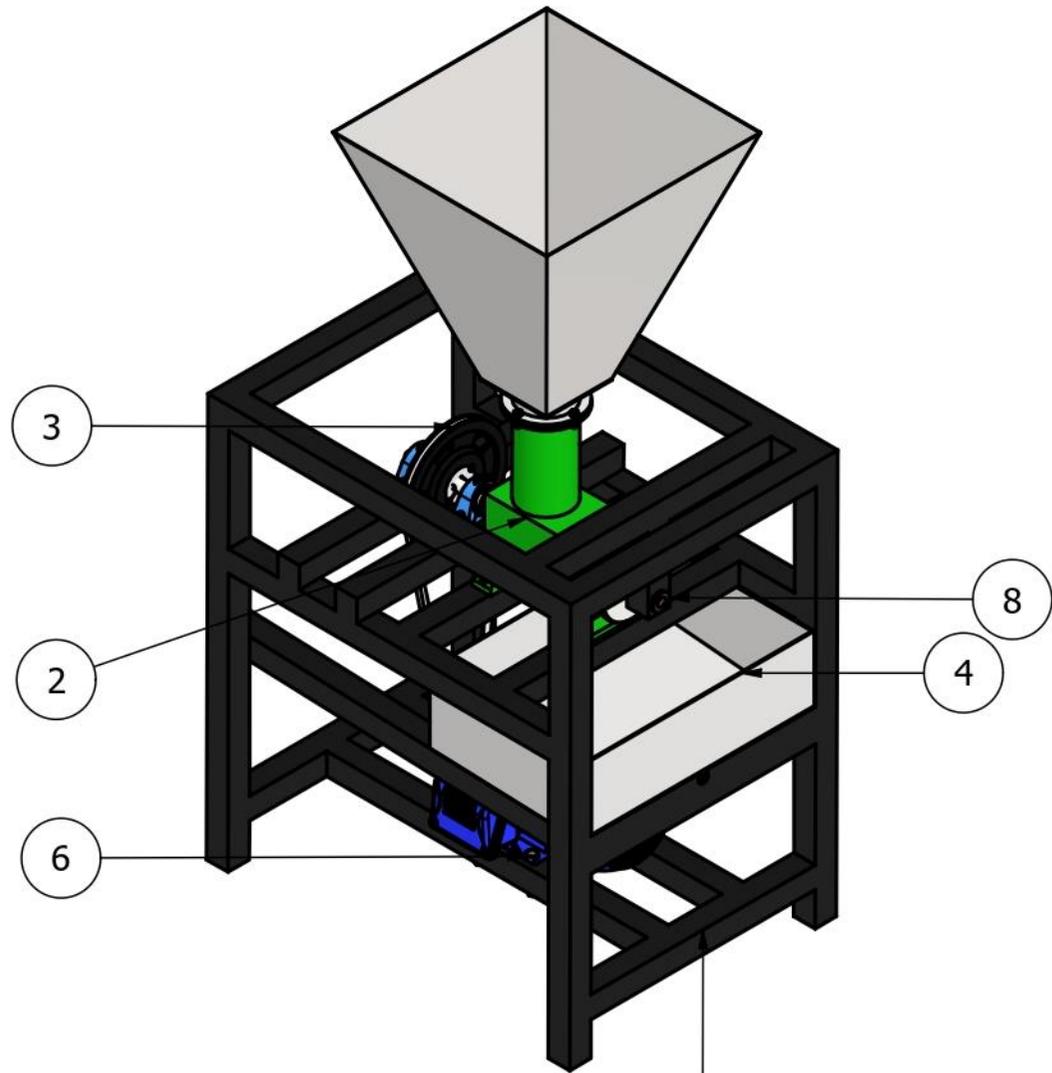
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	tolva	
2	1	tapa lateral	
3	1	tapa superior	
4	1	tapa frontal	
5	1	Boquilla hexagonal 216P de Parker 216P-8	Boquilla hexagonal
6	1	Válvula de bola de latón XV520P de Parker XV520P-8	Válvula de bola de latón
7	1	ANSI/ASME B16.15 Codo de rosca de bronce fundido de 90° - Clase 125	Codo de rosca de bronce fundido de 90° - Clase 125
8	1	Panel Eléctrico	



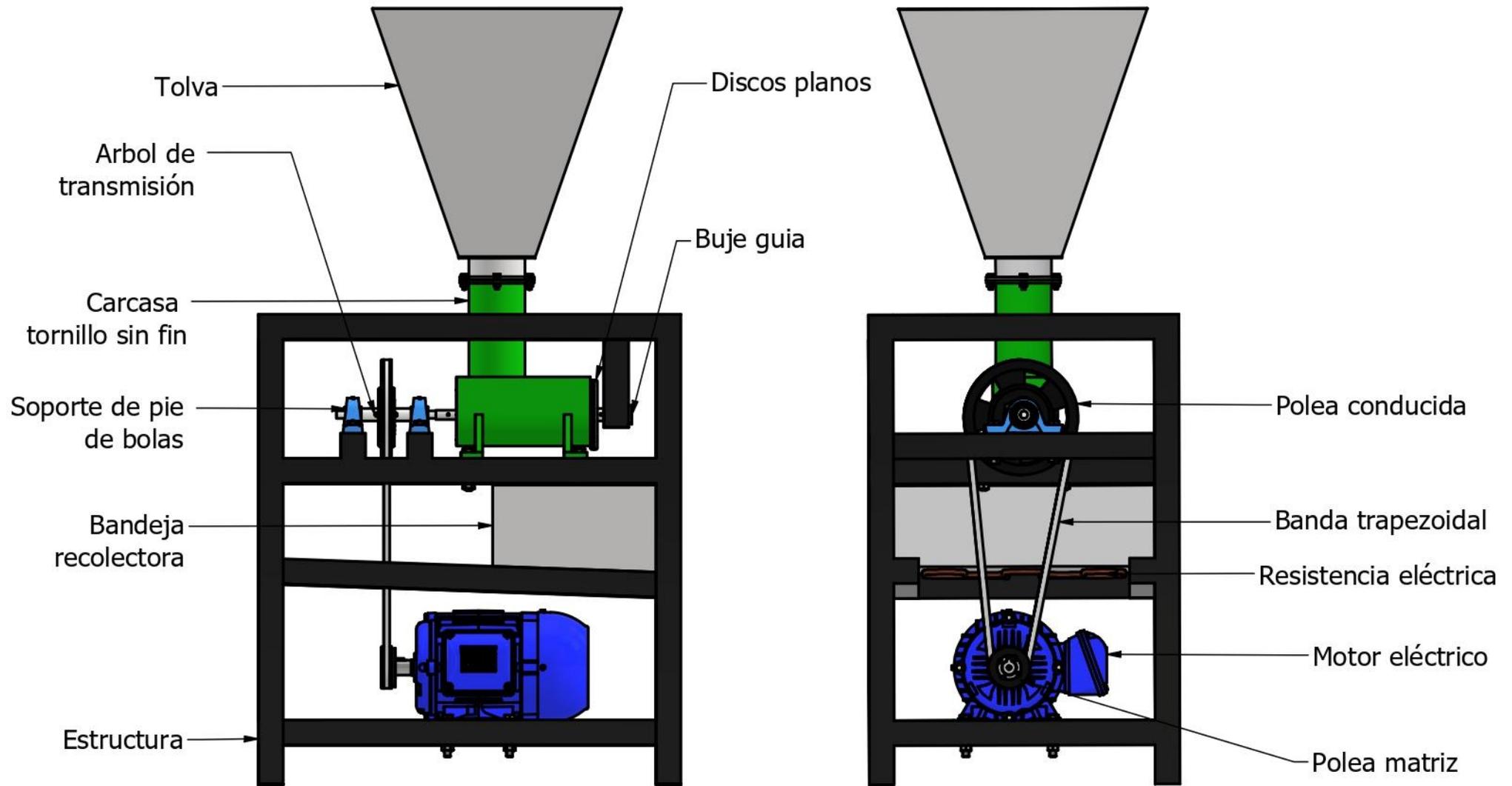
Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021	
<h1>ESPOL</h1>		Partes externas del equipo		
		Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 1:10	Lámina 15

LISTA DE PIEZAS

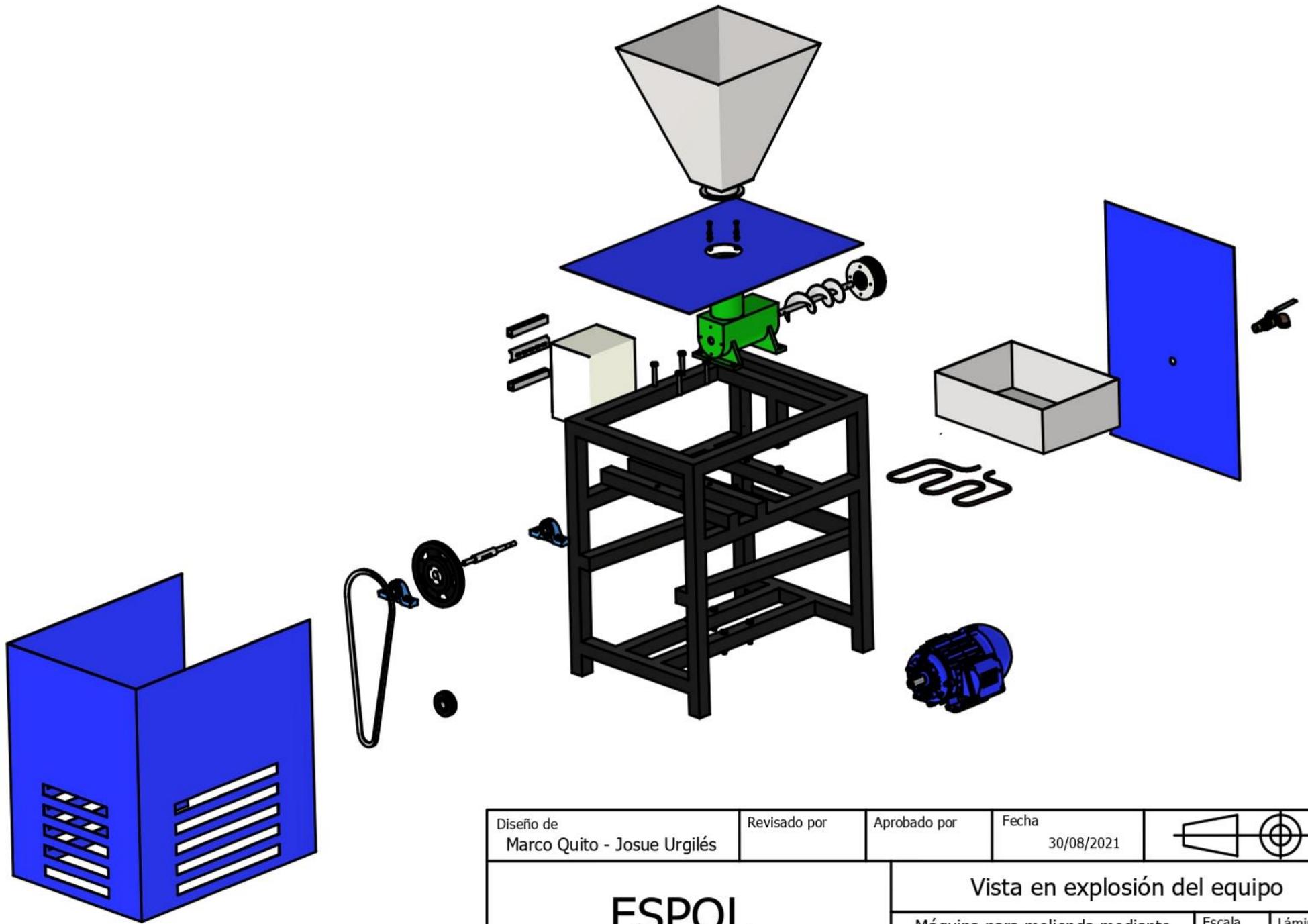
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Estructura	
2	1	Ensamble molino	
3	1	Ensamblaje1	
4	1	Bandeja	
5	1	Resistencia	
6	12	AS 1110 - M10 x 60	Pernos y tornillos métricos ISO de precisión de cabeza hexagonal
7	12	AS 1112 - M10 Tipo 5	Tuercas hexagonales ISO métricas, incluidas tuercas delgadas, tuercas ranuradas y tuercas entalladas
8	1	buje	



Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021	
<h1>ESPOL</h1>		Partes internas del equipo		
		Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 1:12	Lámina 16



Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021		
<h1>ESPOL</h1>			Partes funcionales del equipo		
			Máquina para molinda mediante discos de trituración	Escala 1:9	Lámina 17



Diseño de Marco Quito - Josue Urgilés	Revisado por	Aprobado por	Fecha 30/08/2021	
<h1>ESPOL</h1>		Vista en explosión del equipo		
		Máquina para molienda mediante discos de trituración	Escala 1:14	Lámina 18