

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la

Producción

"Diseño de un sistema mecánico de dos etapas, desencapsulador y

descascarador de semilla *Sacha inchi*"

Trabajo final de graduación

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Tyrone Antonio Moreira Viejó

Roberto Carlos Velásquez López

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTO

A la Escuela Superior Politécnica del Litoral, en especial a la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la producción, de manera particular a MSc Diego Siguenza, a la MSc. Priscila Castillo y al PhD. Miguel Quilambaqui, por su valioso aporte en el desarrollo de este proyecto.

DEDICATORIA

A Dios y a la Virgen María, por su infinito amor y bondad.

A mis padres y a mis hermanos, por darme la vida y el apoyo incondicional en todo momento para alcanzar una nueva meta en mi vida.

A todos los compañeros, profesores y amigos que he conocido durante mi carrera universitaria y que han dejado un legado importante en mi vida.

Tyrone Moreira V.

DEDICATORIA

A mis padres, que con gran sacrificio y perseverancia hicieron lo imposible por guiarme y apoyarme incondicionalmente en cada momento.

A aquellas personas que han estado a mi lado de diferentes maneras en este largo camino y que ahora son parte fundamental de mi vida.

A mi hermano Daniel (+), que desde el día que empecé este sueño me ha guiado y cuidado desde el cielo.

Roberto Velásquez L.

DECLARACIÓN EXPRESA

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

Tyrone Moreira Viejó

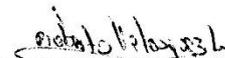
Roberto Velásquez López

MSc. Diego Siguenza Alvarado

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



Tyrone Moreira V.



Roberto Velásquez L.



MSc. Diego Siguenza A.

RESUMEN

En este proyecto se ofrece una solución que puede aplicarse en la industria de maquinarias agrícolas, donde se diseñó un sistema mecánico de dos etapas, que consisten en dos máquinas que permiten: en la primera etapa desencapsular y en la segunda etapa descascarar la semilla de *Sacha inchi*, quedando lista para su posterior procesamiento.

Basados en el problema se reunió toda la información donde se definieron requisitos y restricciones para el diseño. Se plantearon alternativas para solucionar la necesidad, luego de un proceso de análisis y utilizando diferentes criterios de selección, se eligió la alternativa más viable y la solución definitiva. Se diseñó el sistema de transmisión mediante motor y poleas para cumplir el movimiento requerido de las máquinas, considerando las fuerzas necesarias para el sistema de dos etapas. Se realizó el diseño detallado de los componentes y piezas con el uso de criterios y cálculos de ingeniería. Con la ayuda de las teorías de fallas y ecuaciones que involucran las propiedades del material con su correspondiente factor de corrección, se logró verificar que el dimensionamiento de las partes cumple de manera óptima con su ciclo de trabajo. De forma similar se analizaron las uniones empernadas y soldadura, así como los diferentes detalles que forman parte de la máquina, como el sistema de limpieza de semillas, conformado por un motor y ventilador centrífugo.

Considerando que en el diseño mencionado se obtuvo para la primera etapa con la máquina desencapsuladora y en la segunda etapa con la máquina descascaradora, se estableció como parámetro de entrada la capacidad de trabajo de 2 Ton/hora para cada máquina.

Se realizaron los planos que facilitarán la descripción de la geometría de las máquinas y el correspondiente ensamble de sus piezas; se realizó un análisis de simulación para la estructura de soporte de las máquinas y se establecieron los costos de fabricación de los prototipos de las máquinas usando materiales que se tienen en el mercado nacional.

Palabras clave: desencapsuladora, descascaradora, diseño, *sacha inchi*.

ABSTRACT

In the project presented below a solution for application in agricultural machinery industry it is offered. A mechanical system of two stages, consisting of two machines were designed: unencapsulate the first stage and the second stage shell seed Sacha Inchi, being ready for further processing.

With the identification of the problem to solve the information was gathered to define requirements and design constraints. Alternatives were proposed to solve the need, after a process of analysis using different selection criteria, the most viable alternative was chosen. After selecting the alternative a definitive solution was performed. The transmission system is designed by motor and pulleys to achieve the required movement of the machine, considering the forces necessary for the two-stage system. Next, the detailed components and parts using criteria and engineering design calculations were performed. With the help of the theories of faults and equations involving material properties with a corresponding correction factor, it was possible to verify that the design of the parts optimally fulfills its duty cycle. Similarly bolted and welded joints are discussed, and the various details that are part of the machine and the seed cleaning system, consisting of a motor and centrifugal fan.

Whereas this design was obtained for the first stage with unencapsulate machine and in the second stage with hulling machine where parameter working capacity of 2 tons / hour was considered as an input.

Plans that will facilitate the description of the geometry of the machine and the corresponding assembly parts were made; a simulation analysis was conducted to

the supporting structure of the machine and manufacturing costs of the prototype machine using materials in the local market have been established.

Keywords: *Unencapsulate, hulling seed, desing, sachá inchi*

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	IV
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XV
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	XVII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIX

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Descripción del problema.....	1
1.2 Objetivos.....	2
1.2.1 Objetivo general.....	2
1.2.2 Objetivos específicos.....	2
1.3 Marco Teórico.....	3
1.3.1 Características generales de la sachá inchi	3
1.3.1.1 Beneficios del Omega 3, 6 y 9.....	4
1.3.1.2 Aceite de Sachá inchi	5
1.3.2 Sistemas de descascarado	5
1.3.2.1 Sistema de descascarado de rodillo dentado	6
1.3.2.2 Sistema de descascarado de rodillos lisos	7
1.3.2.3 Sistema de descascarado de eje horizontal con paletas.....	7
1.3.3 Sistema de limpieza de semilla	8
1.3.3.1 Tamizado o cribado.....	8
1.3.3.2 Aventamiento	8

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO	10
2.1 Metodología de diseño	10

2.2 Alternativas de diseño	11
2.2.1 Sistemas de descascarado de semillas.....	11
2.3 Criterios de selección	12
2.4 Análisis de alternativas.....	14
2.4.1 Sistema de descascarado de semillas.....	14
2.4.1.1 Ponderación de criterios	14
2.4.1.2 Matriz de decisión	15
2.5 Diseño de forma	17
2.6 Variables de descascarado.....	17
2.6.1 Determinación de las medidas generales de las semillas de <i>Sacha inchi</i>	17
2.6.2 Determinación de la cantidad de semillas por kilo.....	19
2.6.3 Determinación de fuerza necesaria para fracturar una semilla de <i>Sacha inchi</i>	20
2.7 Diseño de ingeniería	22
2.7.1 Diseño de la tolva de alimentación para el sistema de dos etapas.....	22
2.7.3 Diseño de las paletas para el sistema de dos etapas	23
2.7.4 Diseño del cilindro de dos etapas	24
2.7.5 Dimensionamiento del motor para el sistema de dos etapas.....	25
2.7.5.1 Cantidad de materia prima	26
2.7.5.2 Velocidad de diseño del eje.....	27
2.7.5.4 Fuerza normal en las paletas de teflón	27
2.7.5.5 Fuerza de rozamiento	28
2.7.5.6 Torque en el eje	28
2.7.5.7 Potencia del eje.....	29
2.7.5.8 Torque del motor.....	29
2.7.6 Sistema de transmisión mediante poleas y correas	29
2.7.7 Diseño del eje	35
2.7.8 Determinación del factor de seguridad en el diseño del eje	40
2.8 Sistema de limpieza de semilla.....	45
2.8.1 Características aerodinámicas de la semilla.....	45
2.8.2 Sistema de succión	46
2.8.3 Selección del ventilador	48
2.8.4 Álabes del ventilador	50
2.8.5 Descanso para la extracción	50
2.9 Diseño de uniones por sujeción mecánica	51
2.10 Diseño de uniones por soldadura	54

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS	56
3.1 Cantidad de materia prima en la longitud de la paleta de teflón	56
3.2 Cantidad total de materia prima por revolución	56
3.3 Resultados para la desencapsuladora.....	57
3.3.1 Dimensionamiento del motor.....	57
3.3.2 Sistema de transmisión mediante poleas.....	58
3.3.3 Diseño del eje.....	60
3.4 Resultados para la descascaradora	66
3.4.1 Dimensionamiento del motor.....	66
3.4.2 Sistema de transmisión mediante poleas.....	68
3.4.3 Diseño del eje.....	70
3.5 Sistema de succión	76
3.6 Diseño de uniones por sujeción mecánica	77
3.7 Diseño de uniones por soldadura	79
3.8 Análisis estructural	81
3.9 Propuesta económica del diseño	84
3.9.1 Tablas de materiales, equipos y procesos	84

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIONES Y CONCLUSIONES.....	90
4.1 Conclusiones	90
4.2 Recomendaciones.....	91
BIBLIOGRAFÍA.....	92

ABREVIATURAS

AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto Americano del Hierro y del Acero)
Cant.	Cantidad
cm	Centímetros
C. unit	Costo unitario
DCL	Diagrama de cuerpo libre
\$	Dólares
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FIMCP	Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción
ft	Pies
ft/s	Pies sobre segundos
°	Grados
g	Gramos
Ha.	Hectáreas
HDL	Lipoproteína de alta densidad
HP	Horsepower (caballos de fuerza)
ISO	International Standard Organization (Organización Internacional para la Estandarización)
IAL	Ingeniería en alimentos
Kg	Kilogramos
Kg/m ³	Kilogramos sobre metros cúbicos
kPa	Kilopascales

kW	Kilowatts
LEMAT	Laboratorio de Ensayos Metrológicos y de Materiales
lbf	Libras fuerza
LDL	Lipoproteína de baja densidad
MAGAP	Ministerio de Agricultura, Ganadería y Pesca
MPa	Megapascales
m	Metros
m ²	Metros cuadrados
m ³ /s	Metros cúbicos sobre segundos
m/s	Metros sobre segundos
mm	Milímetros
mm ²	Milímetros cuadrados
mm c. a.	Milímetros de columna de agua
N	Newton
N·m	Newton por metro
%	Porcentaje
pulg	Pulgada
Psi	Pounds per square inch (libras por pulgada cuadrada)
rad	Radianes
rpm	Revoluciones por minutos
rps	Revoluciones por segundos
TIG	Tungsten Inert Gas (Gas Inerte de Tungsteno)
Ton	Tonelada
W	Watts

SIMBOLOGÍA

h	Altura de garganta para soldadura
β	Ángulo complementario
θ_{d2}	Ángulo de contacto
A_e	Área de entrada
A_s	Área de salida
ΔL	Aumento de longitud
p_1	Caída de presión total
C_c	Cantidad de cápsulas por paleta
C_s	Cantidad de semillas por paleta
\bar{X}_c	Cantidad de cápsulas
\bar{X}_s	Cantidad de semillas
x_j	Cantidad de materia prima por kilo
C_{tc}	Cantidad total de cápsulas por revolución
C_{ts}	Cantidad de total de semillas por revolución
$C - D$	Cargas distribuida en las paletas
Q_e	Caudal de entrada
Q_s	Caudal de salida
N_c	Ciclos de vida
μ_k	Coefficiente de fricción cinético
K	Coefficiente de fricción
f_f	Coefficiente de fricción efectiva

F_{1z}	Componente de la tensión 1 en Z
F_{1y}	Componente de la tensión 1 en Y
F_{2z}	Componente de la tensión 2 en Z
F_{2y}	Componente de la tensión 2 en Y
$C_1 - C_4$	Constantes
k_c	Constante de acuerdo al tipo de banda
ρ :	Densidad del aire
σ	Desviación estándar
d_2	Diámetro de la polea conducida
d_1	Diámetro de la polea conductora
d_e	Diámetro del eje
ΔF	Diferencia de tensiones
c	Distancia del centro
r_{ep}	Distancia desde las paletas hasta el centro del eje
C	Distancia entre ejes
σ_{xy}	Esfuerzo de flexión
τ_{xy}	Esfuerzo de torsión
σ_{xya}	Esfuerzo de flexión alternante
T_{xya}	Esfuerzo de torsión alternante
σ_{xym}	Esfuerzo de flexión medio
T_{xym}	Esfuerzo de torsión medio
S_a	Esfuerzo alternante
σ_a' :	Esfuerzo alternante modificado

σ_m'	Esfuerzo medio modificado
S_m	Esfuerzo medio
S_{su}	Esfuerzo último a la tensión modificada
S_{ut}	Esfuerzo último a la tensión modificada
k_s	Factor de servicio
k_1	Factor de diseño
k_s	Factor de corrección para longitudes
k_A	Factor de relación de velocidades
k_f	Factor de corrección debido a la torsión
k_a	Factor de superficie
k_b	Factor de tamaño
k'_c	Factor de carga
k_d	Factor de confiabilidad
k'_f	Factor de efectos varios
k_t	Factor teórico de concentración de esfuerzos
η	Factor de seguridad
F_{NS}	Fuerza normal en las paletas del descascarador
F_{NC}	Fuerza normal en las paletas del desencapsulador
F_{ds}	Fuerza necesaria para quebrar la cáscara
F_{dc}	Fuerza necesaria para quebrar la cápsula
F_r	Fuerza de rozamiento
F_{ap}	Fuerza aplicada en el eje
I	Inercia del eje

e	Límite aceptable de error muestral
S_e'	Límite de resistencia a la fatiga
S_e	Límite de resistencia a la fatiga en la condición de uso
L_p	Longitud de paso
l_p	Longitud de paleta
\bar{l}_c	Longitud promedio de cápsula
\bar{l}_s	Longitud promedio de semilla
\bar{X}	Media aritmética
x_i	Medidas de semilla
m_1	Masa del crisol
m_2	Masa del crisol y la muestra
m_3	Masa del crisol y la muestra luego del proceso de secado
$a - f$	Medidas del eje
MRO'	Momento flector máximo equivalente
M_{XY}	Momento flector máximo en el plano XY
M_{XZ}	Momento flector máximo en el plano XZ
M	Momento flector
M_{max}	Momento máximo
M_{min}	Momento mínimo
n_p	Número de paletas
N_s	Número de semillas por kilo
N_c	Número de cápsulas por kilo
N_b	Número de bandas

$Perd$	Pérdidas totales
L	Perímetro interior
W_e	Peso del eje
P_r	Potencia nominal
P_{dis}	Potencia de diseño
P_{eje}	Potencia del eje
P_c	Potencia del motor del desencapsulador
P_s	Potencia del motor del descascarador
P_r'	Potencia nominal corregida
$R_{Bxy} R_{Exy}$	Reacciones en la chumacera en el plano XY
$R_{Bxz} R_{Exz}$	Reacciones en la chumacera en el plano XZ
i	Relación de transmisión
S_e	Resistencia a la fatiga
S_{ut}	Resistencia última a la tensión
ω	Rpm del eje de alta velocidad
J	Segundo momento polar de inercia
q	Sensibilidad de la muesca
n	Tamaño de la muestra
N	Tamaño de la población
F_c	Tensión centrífuga
$F1$	Tensión 1
$F2$	Tensión 2
T_a	Torque alternante

T_m	Torque medio
T_{max}	Torque máximo
T_{min}	Torque mínimo
T_{eje}	Torque del eje
τ_c	Torque del motor del desencapsulador
τ_s	Torque del motor del descascarador
N_2	Valor de velocidad base
N_1	Valor de velocidad pico
Z	Valor obtenido de niveles de confianza
ω_c	Velocidad del eje desencapsulador
ω_s	Velocidad del eje descascarador
V_t	Velocidad tangencial de la polea
v_s	Velocidad de salida
v_e	Velocidad de entrada

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Sistema de pelado de rodillo dentado.....	6
Figura 2. Sistema de pelado de rodillos lisos.....	7
Figura 3. Esquema de la metodología de diseño.....	10
Figura 4. Diseño de forma del sistema de pelado de semilla de sachá inchi y sus componentes principales.....	17
Figura 5. Forma proyectada de la sachá inchi.	18
Figura 6. Diseño de la tolva de alimentación.....	23
Figura 7. Diseño de las paletas y arreglo en el eje para el sistema desencapsulador.....	24
Figura 8. Diseño del cilindro desencapsulador.	25
Figura 9. Diseño del cilindro descascarador.....	25
Figura 10. Sistema de transmisión por poleas y correa.....	30
Figura 11. Análisis de reacciones en el plano X-Y-Z.....	35
Figura 12. Análisis del ángulo β , en plano Y-Z.	37
Figura 13. Análisis de reacciones en el plano X-Y.	38
Figura 14. Análisis de reacciones en el plano X-Z.....	39
Figura 15. DCL de la semilla de sachá inchi en un flujo de aire horizontal.	46
Figura 16. Esquema del rodete con distribución radial de álabes.....	50
Figura 17. Elemento para el descanso de las semillas en la extracción.	51
Figura 18. Elemento empernado a analizar.....	51
Figura 19. Ubicación de pernos en el elemento.....	52
Figura 20. Vista del extremo seleccionado con la carga resultante.	52
Figura 21. Elemento soldador a analizar.	54
Figura 22. Elemento con la carga resultante.....	55
Figura 23. Diagrama del eje desencapsulador en el plano XY.	62
Figura 24. Diagrama del esfuerzo cortante y momento flector del eje desencapsulador..	63
Figura 25. Diagrama del eje desencapsulador en el plano XZ.	64
Figura 26. Diagrama del esfuerzo cortante y momento flector del eje desencapsulador..	64
Figura 27. Diagrama del eje descascarador en el plano XY.	72
Figura 28. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del eje descascarador.....	72
Figura 29. Diagrama del eje descascarador en el plano XZ.	73
Figura 30. Diagrama del esfuerzo cortante y momento flector.	74

Figura 31. Cargas aplicadas en la estructura de la mesa soporte.	81
Figura 32. Resultado de deformación en carga estática.	82
Figura 33. Resultado de fuerzas en la dirección del eje X.	82
Figura 34. Resultado de fuerzas en la dirección Y.	83
Figura 35. Resultado de fuerzas en la dirección Z.	83
Figura 36. Resultado de esfuerzo normal máximo.	84

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1. Selección del perfil de correa.	31
Gráfico 2. Sensibilidad de la muesca en aceros y aleaciones de aluminio.....	44
Gráfico 3. Factor teórico de concentrador de esfuerzos.....	44
Gráfico 4. Relación de áreas y el coeficiente de fricción para un ducto de contracción. ..	48
Gráfico 5. Velocidad pico vs velocidad de rotación para varios diámetros de ventilador..	49
Gráfico 6. Presión del ventilador vs Xby KDL en condiciones específicas.	49

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Producción nacional de sachá inchi.....	1
Tabla 2. Productos que se venden en el mercado nacional con omega 3.	2
Tabla 3. Características generales de la sachá inchi.	4
Tabla 4. Valores de acuerdo a la importancia de criterios.	14
Tabla 5. Ponderación de criterios de selección para el sistema de dos etapas.	15
Tabla 6. Valoración de las alternativas seleccionadas.	16
Tabla 7. Selección de la alternativa con mayor puntuación.....	16
Tabla 8. Resultados de medidas de cápsula.	19
Tabla 9. Ensayo de compresión - Cápsula de sachá inchi hasta 1 mm de su altura.	20
Tabla 10. Ensayo de compresión - Cáscara de Sachá inchi hasta 1 mm de su altura.	21
Tabla 11. Ensayo de humedad- Semilla Sachá inchi	22
Tabla 12. Designaciones normales para bandas trapeciales o en V.....	31
Tabla 13. Aumento de longitud de bandas en V comunes de servicio pesado – serie en pulgadas.	33
Tabla 14. Constantes para emplear en la ecuación de la potencia nominal de transmisiones de banda.	34
Tabla 15. Factor de relación de velocidades para emplear en la ecuación de la potencia nominal de transmisiones de banda.	34
Tabla 16. Longitudes normales L y factores de corrección de longitud k_s para bandas V de tipo común para servicio pesado.	34
Tabla 17. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.....	43
Tabla 18. Prueba de porcentaje de cáscara y cápsula.....	46
Tabla 19. Propiedades mecánicas perno clase ISO 8.8	53
Tabla 20. Costo de materiales para el sistema de dos etapas.....	85
Tabla 21. Costo de mano de obra para el sistema de dos etapas.....	85
Tabla 22. Costo de equipos y componentes para la desencapsuladora.	86
Tabla 23. Costo de equipos y componentes para la descascaradora.....	87
Tabla 24. Costo total de la máquina desencapsuladora.	88
Tabla 25. Costo total de la máquina descascaradora.....	88

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Máquina desencapsuladora
PLANO 2	Máquina descascaradora
PLANO 3	Despiece máquina descascaradora
PLANO 4	Tolva de entrada
PLANO 5	Carcasa
PLANO 6	Tapa circular
PLANO 7	Cilindro desencapsulador
PLANO 8	Cilindro descascarador
PLANO 9	Eje
PLANO 10	Soporte de paletas
PLANO 11	Paletas
PLANO 12	Tolva de flujo
PLANO 13	Descansos para extracción
PLANO 14	Tolva de extracción
PLANO 15	Carcasa de extracción
PLANO 16	Ducto de ventilación
PLANO 17	Mesa soporte

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

La industria agrícola ecuatoriana desde hace algunos años ha empezado a incursionar en la cosecha de *Sacha inchi*, siendo el principal objetivo la exportación de la semilla a Perú para su posterior procesamiento¹; sin embargo, el gobierno nacional, ha visto la necesidad de realizar dicho procesamiento de forma local, pero, debido a la falta de información acerca de las propiedades, beneficios y rentabilidad de la semilla, esta necesidad no se ha solucionado completamente, es por esto que el Ministerio de Agricultura, Ganadería y Pesca, MAGAP, a través del proyecto 2KR², busca aumentar la producción de la semilla, más uno de los problemas es que a nivel local, no se cuenta con la tecnología ni maquinaria adecuada para la preparación previa de la semilla y para su posterior proceso de extracción de aceite.

Según fuentes obtenidas por el MAGAP (2014), se identificó un aproximado de 813 hectáreas en diferentes provincias del país, en la tabla 1 se muestra la distribución de la producción.

Tabla 1. Producción nacional de sachá inchi.

Provincias	Producción (ha.)
Manabí	250
Pichincha	150
El Oro	100
Esmeraldas	200
Morona Santiago	113

Fuente: MAGAP 2014

¹ Diario El Universo, Publicación Año 2012.

² Segundo Ronda de Kennedy, proyecto ejecutado por el MAGAP.

En el Ecuador se obtiene un promedio de 3.5 toneladas anuales por hectárea y considerando la producción total se obtiene un aproximado de 2845.5 toneladas anuales³.

Con estos indicadores de producción, el MAGAP plantea una posible implementación de una planta extractora de aceite, de esta manera evitar la exportación de la semilla y procesarla con recursos nacionales para el consumo local.

En el mercado ecuatoriano existen productos que contienen Omega 3, 6 y 9, los cuales en una etapa de su proceso de elaboración se les adiciona este componente; en la tabla 2 se mencionan productos que se encuentran en el comercio local.

Tabla 2. Productos que se venden en el mercado nacional con omega 3.

Producto	Marca
Leche Omega 3	Toni
Leche Omega	NutriLeche
Aceite puro de canola Omega	La Favorita
Margarina reducida en grasa	Dorina
Pan multicereales	Braun

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

- Diseñar un sistema mecánico de dos etapas, desencapsulador y descascarador de semilla *Sacha inchi*.

1.2.2 Objetivos específicos

- Diseñar los subsistemas para el proceso de desencapsulado para la obtención de la semilla de *Sacha inchi*.

³ Ministerio de Agricultura, Ganadería y Pesca. 2014.

- Diseñar los subsistemas para el proceso de descascarado para la obtención de la semilla de *Sacha inchi*.
- Diseñar y seleccionar los componentes para el sistema de limpieza.
- Seleccionar componentes mecánicos para los sistemas de transmisión.
- Elaborar la propuesta económica del diseño en base a insumos nacionales.

1.3 Marco Teórico

1.3.1 Características generales de la sachá inchi

Planta originaria de la amazonía peruana descrita por primera vez, como especie, en el año 1753 por el naturalista Linneo; en su país de origen es conocida hace siglos atrás bajo diferentes denominaciones, entre ellas *Sacha inchi*, término quechua que significa maní del monte o silvestre.

Sacha inchi es una planta perenne, semileñosa con abundantes hojas opuestas y simples, de crecimiento voluble; con una altura de la planta no mayor a los dos metros; flores pequeñas, blanquecinas; fructificación capsular de tres a cinco centímetros de diámetro.⁴

Valles (1994), señala que sus frutos están formados por cuatro cápsulas dehiscentes, es decir, que se abren naturalmente.

Dentro de las cápsulas se encuentran las semillas de color marrón oscuro, ovaladas, con un diámetro de 1.5 a 2 centímetros, ligeramente abultadas en el centro y aplastadas en los bordes. La semilla está compuesta en 33 a 35% de cáscara y 65 a 67% de almendra.⁵

4 <http://www.solomedicinanatural.com/2013/08/plantas-medicinales-sacha-inchi.html>

5 Manual de capacitación de cultivo de sachá inchi, Municipalidad Distrital de Pichanaki, 2007, Perú

En la tabla 3 se detallan ciertas características de la sachá inchi.

Tabla 3. Características generales de la sachá inchi.

Nombre Científico	<i>Plukenetia volubilis</i> Linneo
Nombre Vulgar	Sachá Maní, Inca Inchi, Maní de los Incas
Perenne	5 años de vida útil
Precoz	Planta vigorosa, primera cosecha 6-8 meses
Rústica	No es exigente en suelos, muy poco susceptible al daño de plagas y enfermedades
Trepadora	Siendo enredadera y exigente en luz, requiere de tutores y de tendales con alambres

Fuente: Manual de capacitación de cultivo de *Sachá inchi*, 2008.

1.3.1.1 Beneficios del Omega 3, 6 y 9

Los ácidos grasos omega 3, 6 y 9 son los suplementos más populares que se encuentran en el mercado, generalmente obtenidos de aceite de pescado y vegetal.

Un reciente estudio demuestra que el 10% de todos los suplementos consumidos corresponde al omega 3 obtenido de aceite de pescado, superado únicamente por multivitamínicos y minerales, 32%, y suplementos de calcio, 12%, que son los más populares⁶.

Los ácidos grasos desempeñan roles importantes en el cuerpo humano. Son los componentes primarios de la grasa almacenada, importantes reconstructores de membranas celulares y reguladores de procesos inflamatorios.⁷

6 Bailey RL, Gahche JJ, Miller PE, Thomas PR, Dwyer JT. Why US Adults Use Dietary Supplements. JAMA Intern Med. 2013;173(5):355-361

7 Major Roles of Biological Lipids. The medical biochemistry page.org, LLC. 2013

1.3.1.2 Aceite de *Sacha inchi*

Por su naturaleza, por la tecnología aplicada para los cultivos ecológicos y su proceso industrial de extracción, el aceite de *Sacha inchi* es un aceite de alta calidad para la alimentación y la salud.

El aceite tiene muchos usos, como: reductor del colesterol, aceite de mesa, en la industria alimentaria para enriquecer con omega 3 los alimentos producidos industrialmente, en la producción de cosméticos y en medicina⁸.

- El aceite tiene alto contenido en ácidos grasos omega 3 (más de 48%), omega 6 (36%) y omega 9 (8%)
- Su digestibilidad es muy alta (más de 96%)
- Más del 60% de la almendra desgrasada es proteína completa de alta calidad (99% digestible)
- Muy rica en aminoácidos esenciales y no esenciales, en cantidades suficientes para la salud.
- Disminuye el nivel de colesterol malo, LDL, y eleva el nivel de colesterol bueno, HDL.
- Altos niveles de serotonina, gracias al triptófano; aminoácido esencial en la nutrición humana. La serotonina es una hormona del buen-humor y neurotransmisor que nos ayuda a combatir el estrés y sentir calma.
- Ayuda al incremento de la circulación sanguínea cuando se tiene una baja presión, colesterol o inflamación en el cuerpo.
- Las vitaminas A y E en la *sacha inchi* ayudan a mejorar la visión y mantener saludable el órgano de la vista mientras se envejece.

1.3.2 Sistemas de descascarado

Valles (1994), comenta que los frutos de la *Sacha inchi* están formados por cuatro cápsulas dehiscentes, es decir, que se abren naturalmente.

⁸ <http://proyectosachainchi.galeon.com/>

Dentro de las cápsulas se encuentran las semillas ovaladas de color marrón oscuro, con un diámetro de 1.5 a 2 centímetros, por lo que se busca una forma de separar la cáscara de las semillas.

Los sistemas de descascarado de uso más común y de los cuales se tiene mayor información bibliográfica son los que se mencionan a continuación.

1.3.2.1 Sistema de descascarado de rodillo dentado

El proceso de descascarado inicia con el ingreso de la semilla por la tolva principal, luego la semilla es trasladada hacia la cámara de pelado debido a la fuerza de gravedad y fuerza de arrastre generada por el giro del rodillo dentado. (Villacis, 2011)

La cámara de descascarado está compuesta por una placa de aplastamiento y el rodillo antes mencionado, la semilla es presionada por los dientes del rodillo y la placa permitiendo el descascarado de la misma, el rodillo dentado es accionado por medio de un eje motriz, ambos se encuentran acoplados por medio de remaches permitiendo un giro asociado.

El movimiento rotatorio está suministrado por medio de un juego de poleas y bandas, y un motor eléctrico, los cuales se acoplan y transmiten el movimiento al eje motriz. En la figura 1 se muestra un esquema del sistema de descascarado de rodillo dentado.

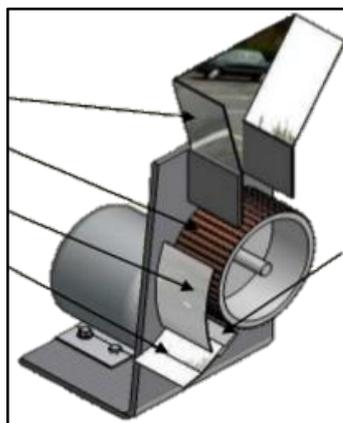


Figura 1. Sistema de pelado de rodillo dentado.

Fuente: Diseño de una máquina descascaradora de soya. Darwin Villacis A. Quito, 2011

1.3.2.2 Sistema de descascarado de rodillos lisos

El proceso de descascarado inicia mediante el ingreso a la tolva de alimentación de la semilla, los cuales caen directamente en un tren de rodillos los cuales se encargan del pelado de las semillas.

La descascaradora es accionada por un motor eléctrico, la cual se conecta a un motor-reductor y transmite el movimiento al eje motriz por medio de una correa, siendo la principal responsable de la transmisión para funcionamiento del sistema, el eje motriz transmite el movimiento a los demás rodillos mediante la acción catalina-cadena.

En la figura 2 se muestra un esquema del sistema de descascarado de rodillos lisos.

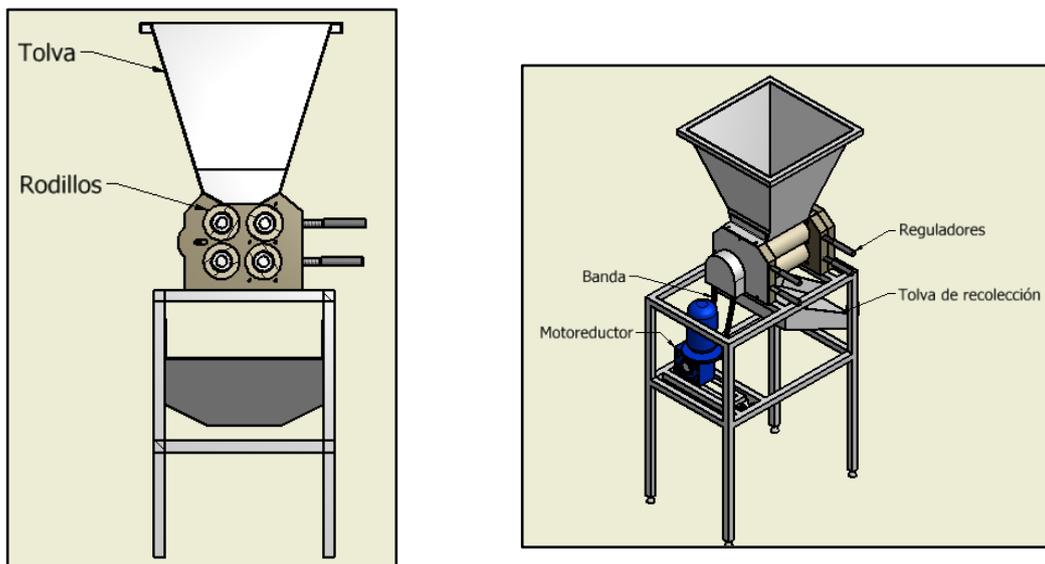


Figura 2. Sistema de descascarado de rodillos lisos.

Fuente: Diseño de una máquina descascaradora de soya. Darwin Villacis A. Quito, 2011

1.3.2.3 Sistema de descascarado de eje horizontal con paletas

El proceso inicia cuando la semilla ingresa a la cámara de descascarado mediante la tolva de alimentación; la cámara está provista de un eje horizontal con

acoples de paletas regulables las cuales, mediante el efecto de fricción, arrastran las semillas contra el cilindro descascarador, garantizando el pelado de la semilla.

El efecto del movimiento helicoidal de las paletas es suministrado por un motor eléctrico, el cual está conectado a un sistema de poleas, bandas y chumaceras que permiten el movimiento del eje central, dejándola lista para el proceso de venteado.

1.3.3 Sistema de limpieza de semilla

El proceso de venteado está compuesto por un motor eléctrico y un ventilador el cual extrae los desechos del descascarado y los envía por el ducto de salida hacia el exterior de la máquina.

Las semillas pasan por un sistema de placas las cuales permiten eliminar pequeños residuos con ayuda del proceso de venteado, luego de esto las semillas salen por la tolva de descarga.

1.3.3.1 Tamizado o cribado

La utilización de diversas medidas en el paso de las cribas o malla, para que de esta manera se separen gradualmente, la semilla de su cáscara. Además del tamaño de la criba existen otros factores importantes que determinan la cantidad y la calidad de la semilla como lo son la precisión de la malla, el ángulo de operación de las cribas y el correcto mantenimiento del equipo.

Estructuralmente las cribas pueden ser de tele metálica o de chapa perforada plana y en forma de embudo, si las muestras son pequeñas es usual el uso de tamices sacudidores para lograr un limpieza más eficiente.

1.3.3.2 Aventamiento

El proceso de limpieza por aventamiento es un método ampliamente utilizado y de gran importancia, el cual está fundamentado en el principio, que un objeto puede flotar en un flujo de aire, si la velocidad de operación es la adecuada.

La separación en una corriente de aire puede ocurrir por: caída, flotación y elevación. De la manera como se comporte la semilla dependerá de su peso o

densidad, su resistencia a la corriente de aire y a la velocidad con la que se desplaza en el aire.

El principio de aventamiento se fundamenta en una muestra de semillas, que esta sobre una corriente ascendente de aire a una velocidad específica, produciendo que se divida en una porción liviana y una porción pesada, haciendo que se produzca un ascenso y un descenso respectivamente.

En casos particulares de diseño se utilizan en conjunto los criterios de aventado y cribado. La primera criba ayuda en la extracción de la cáscara más gruesa seguida de una criba más fina que elimina las pequeñas cáscaras sobrantes que finalmente serán extraídas por una corriente de aire transversal, producidas por las aspas de un extractor de aire que termina por eliminar los restos de cáscaras de las semillas, la cual puede constar de más niveles de cribas e inclusive una segunda etapa de corriente de aire si los requerimientos de diseño así lo dictan.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO

2.1 Metodología de diseño

El primer paso para el proceso de diseño es identificar el problema y establecer los objetivos, luego se investiga los requerimientos y se identifica el principio de funcionamiento, se plantean y se evalúan las alternativas que cumplan con los requerimientos; se selecciona la alternativa que cumpla con lo solicitado y se presenta un diseño de forma general, se aplica normativas de diseño y selección de materiales, como último paso se realiza un análisis de estructura y factibilidad del diseño, la metodología de diseño se presenta en la figura 3.

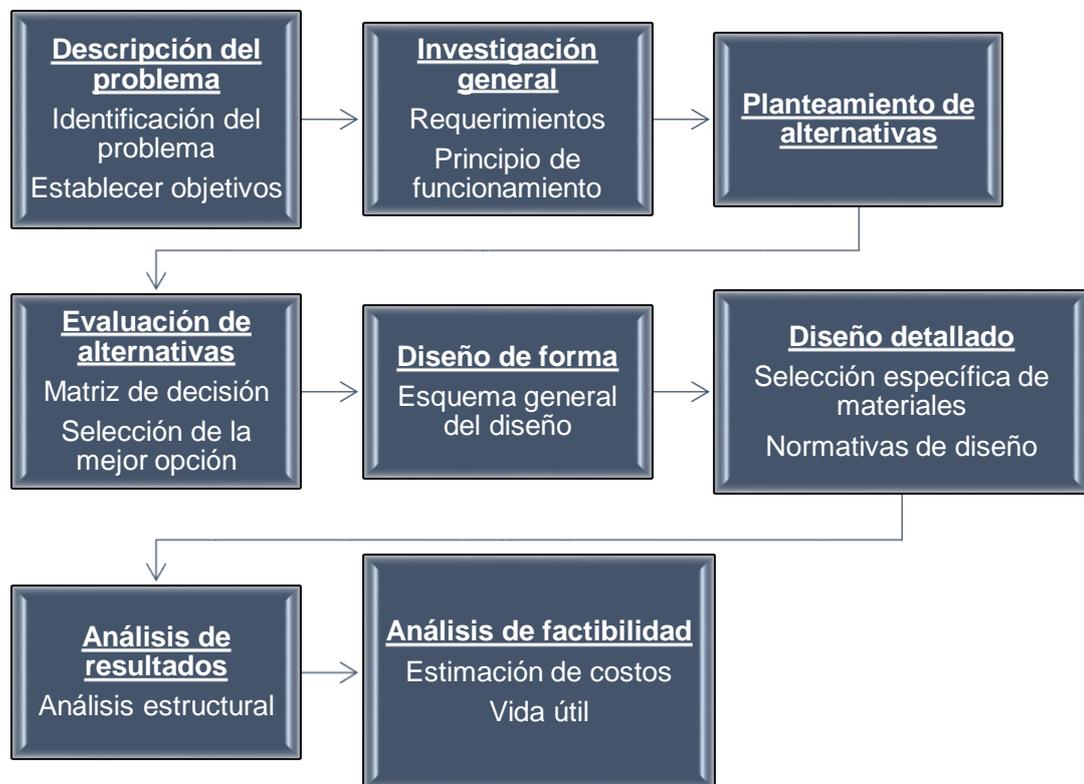


Figura 3. Esquema de la metodología de diseño.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

2.2 Alternativas de diseño

En esta sección se presentan las ventajas y desventajas de los sistemas de descascarado que se analizaron en este proyecto.

2.2.1 Sistemas de descascarado de semillas

a) Sistema de descascarado de rodillo dentado

Las ventajas son:

- Facilidad de mantenimiento
- Medio costo de fabricación
- Facilidad de manejo para el operador
- Alta seguridad para el operador

Las desventajas son:

- Dificultad de transporte
- Complejo montaje y desmontaje
- Complejo método de construcción debido a configuración de elementos
- Mediana eficiencia debido a configuración de los dientes

b) Sistema de descascarado de rodillos lisos

Las ventajas son:

- Facilidad de montaje y desmontaje
- Alta seguridad para el operador
- Sistema de regulación de rodillos
- Facilidad de manejo para el operador

Las desventajas son:

- Facilidad de construcción
- Personal calificado para actividades de mantenimiento
- Peso de la estructura
- Dificultad de transporte

c) Sistema de descascarado de eje horizontal con paletas

Las ventajas son:

- Facilidad de montaje y desmontaje
- Facilidad de manejo para el operador
- Facilidad de mantenimiento y limpieza
- Alto rendimiento
- Económicamente rentable
- Facilidad de construcción

Las desventajas son:

- Ruido
- Mantenimiento de las paletas

2.3 Criterios de selección

Se detallan los criterios que se usarán para la evaluación de alternativas y proceso de selección de diseño, los criterios fueron seleccionados de acuerdo a parámetros en común que se usan para diseño de maquinaria agrícola, entre estos se encuentran:

a) Nivel de complejidad de fabricación

Se basa en la facilidad de construcción del equipo, dependiendo del diseño de forma y los materiales a ser usados.

b) Costo de fabricación

Parámetro muy importante debido que se requiere usar materiales y elementos que se encuentren en el mercado local, evitando el costo de las importaciones.

c) Mantenibilidad

Parámetro que se basa en la facilidad que el equipo otorga para las actividades de mantenimiento, montaje y desmontaje de piezas según la geometría y diseño del mismo; así mismo, la facilidad de implementar una plan de mantenimiento preventivo.

d) Ergonomía

El equipo debe adaptarse fácilmente a las habilidades del operador, evitando dificultados al momento de su operación, problemas de salud o excesivos esfuerzos para su manejo.

e) Tamaño y peso

Parámetro que representa la cantidad de masa relacionada con el área de trabajo que ocupa. Es importante al momento del montaje y desmontaje del equipo, transporte y mantenimiento.

Una mayor valoración indica que el equipo tiene menor peso y tamaño.

2.4 Análisis de alternativas

Para seleccionar la alternativa de diseño más viable se evalúa por medio del método ordinal corregido de criterios ponderados⁹.

En este método se usan tablas de comparación en donde cada criterio de selección se compara entre si y se les asigna los valores que se detallan en la tabla 4.

Tabla 4. Valores de acuerdo a la importancia de criterios.

Valor = 1	Criterio a > Criterio b
Valor = 0.5	Criterio a = Criterio b
Valor = 0	Criterio a < Criterio b

Fuente: Diseño concurrente, Carles Riba, 2002

2.4.1 Sistema de descascarado de semillas

2.4.1.1 Ponderación de criterios

En esta sección se analiza los criterios para la selección del sistema de pelado de semillas y se obtiene la ponderación para establecer el nivel de importancia de cada criterio.

⁹ Riba i Romeva, Carles. Diseño Concurrente. ETSEIB, España 2002; página 59.

Tabla 5. Ponderación de criterios de selección para el sistema de dos etapas.

Criterio a \ Criterio b	Nivel de complejidad de fabricación	Costo de fabricación	Mantenibilidad	Ergonomía	Tamaño y peso	$\sum +1$	Ponderación
Nivel de complejidad de fabricación		1	0	0	0	2	0.13
Costo de fabricación	0		0.5	0.5	0	2	0.13
Mantenibilidad	1	0.5		1	0	3.5	0.24
Ergonomía	1	0.5	0		0.5	3	0.20
Tamaño y peso	1	1	1	0.5		4.5	0.30
Totales						15	1.00

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Luego de analizar la ponderación de los criterios de selección en la tabla 5 se procede a valorizar la alternativa de diseño para cada uno de los equipos, considerando cinco para el criterio de mayor valor y uno para el de menor valor, a continuación se presenta la matriz de decisión.

2.4.1.2 Matriz de decisión

Para la selección del mejor diseño se ordenan los criterios de acuerdo a la ponderación obtenida en la tabla 5 y se evalúa cada alternativa de acuerdo a la información bibliográfica consultada, en la tabla 6 se observa la calificación de las alternativas sobre un valor de cinco, en la tabla 7 se observa la ponderación y selección de la alternativa con mayor puntuación.

Tabla 6. Valoración de las alternativas seleccionadas.

Criterios de selección	% de Ponderación	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C
Tamaño y peso	30%	3	2	4
Mantenibilidad	24%	2	4	4
Ergonomía	20%	4	5	5
Nivel de complejidad de fabricación	13%	2	4	4
Costo de fabricación	13%	2	3	4

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

En la tabla 7 se observa la puntuación total sobre 5 de cada alternativa de diseño, obteniendo un mayor puntaje para la alternativa C (4.07/5). Por lo tanto, se concluye que el sistema de descascarado de eje horizontal con paletas de teflón es la alternativa de diseño más viable.

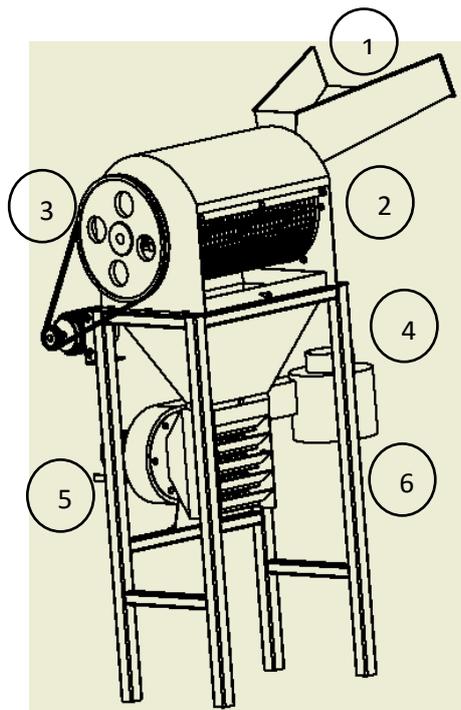
Tabla 7. Selección de la alternativa con mayor puntuación.

Criterios de selección	% de Ponderación	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C
Tamaño y peso	30%	0.90	0.60	1.2
Mantenibilidad	24%	0.48	0.96	0.96
Ergonomía	20%	0.80	1.00	1.00
Nivel de complejidad de fabricación	13%	0.26	0.52	0.52
Costo de fabricación	13%	0.26	0.39	0.39
Puntuación sobre 5		2.70	3.47	4.07

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

2.5 Diseño de forma

El sistema de descascarado de dos etapas consiste en la tolva de ingreso de la semilla, el cilindro de descascarado, el cual aloja el eje con las paletas y la malla de paso, la tolva de extracción con el sistema de limpieza de semilla y la salida de la misma, en la figura 4 se observa el detalle del mismo. La principal diferencia entre el sistema descapsulador y el sistema de descascarado es el tamaño de la criba del cilindro descascarador y el motor que impulsa el eje con las paletas.



Componentes
1.- Tolva de entrada
2.- Cámara de descascarado
3.- Sistema de transmisión
4.- Tolva de paso
5.- Sistema de extracción
6.- Ducto de salida

Figura 4. Diseño de forma del sistema de pelado de semilla de *Sacha inchi* y sus componentes principales.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

2.6 Variables de descascarado

2.6.1 Determinación de las medidas generales de las semillas de *Sacha inchi*

Para determinar las medidas de las cápsulas, de la semilla con cáscara y de la cantidad de semillas por kilo de *Sacha inchi*, se realiza un análisis muestral con el uso de la ecuación 1.

$$n = \frac{N\sigma^2Z^2}{(N-1)e^2 + \sigma^2Z^2} \quad \text{Ec. 1}$$

Para nuestro caso se utiliza una población de $N = 100$, debido a la cantidad limitada de materia prima que se tiene, y se asume un límite aceptable de error muestra de $e = 9\%$, las cuales se reemplazan en la ecuación 1, dando como resultado $n = 55$

La toma de medidas de las cápsulas y las semillas, largo, ancho y espesor, se las realiza con un calibrador Mitutoyo, se encuentra el tamaño de la muestra con la ayuda de la ecuación 1, los valores serán expresados en mm.



Figura 5. Forma proyectada de la *Sacha inchi*.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

El resultado de la medición de la cápsula y la semilla serán expresados como un promedio de la muestra.

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad \text{Ec. 2}$$

Al tener el tamaño de la muestra igual a 55, se procede a la toma de medidas de 55 semillas y se utiliza la ecuación 2 para encontrar las medidas generales de la semilla, en la tabla 8 se muestran los resultados.

Tabla 8. Resultados de medidas de cápsula.

Medidas de cápsula (mm)	Medidas de la semilla con cáscara (mm)	Medidas de la semilla sin cáscara (mm)
$\bar{X}_{Largo} = \frac{1347.5}{55}$ $= 24.5$	$\bar{X}_{largo} = \frac{1072.5}{55} = 19.5$	$\bar{X}_{largo} = \frac{990}{55} = 18$
$\bar{X}_{ancho} = \frac{1168.75}{55}$ $= 21.25$	$\bar{X}_{ancho} = \frac{561}{55} = 10.2$	$\bar{X}_{ancho} = \frac{467.5}{55} = 8.7$
$\bar{X}_{espesor} = \frac{682}{55}$ $= 12.4$	$\bar{X}_{espesor} = \frac{412.5}{55} = 7.5$	$\bar{X}_{espesor} = \frac{401.5}{55} = 7.3$

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

2.6.2 Determinación de la cantidad de semillas por kilo

Para la determinación de la cantidad de semillas por kilo de la cápsula y de la semilla con cáscara se la determina mediante un análisis estadístico, se encuentra el tamaño de la muestra con la ayuda de la ecuación 1, y los resultados serán expresados como un promedio de la muestra.

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n x_j}{n} \quad \text{Ec.3}$$

Se utiliza el tamaño de la muestra encontrando ecuación 1 de 55, para el cálculo de cantidad de cápsulas y de semillas con cáscara por kilo se aplica la ecuación 3.

$$\bar{X}_c = \frac{32450}{55} = 590 \left[\frac{\text{unidades}}{\text{kg}} \right]$$

$$\bar{X}_s = \frac{45375}{55} = 825 \left[\frac{\text{unidades}}{\text{kg}} \right]$$

Lo que nos permite decir que por cada kilogramo existe un aproximado de 590 cápsulas y 825 semillas con cáscara.

2.6.3 Determinación de fuerza necesaria para fracturar una semilla de *Sacha inchi*

Para la obtención de la fuerza que se requiere para fracturar la cápsula y la cáscara se realizaron pruebas de compresión en el Laboratorio de Ensayos Metrológicos y de Materiales, LEMAT, de esta universidad.

Las pruebas consistieron en ensayos de compresión de diez muestras, debido al costo de las pruebas, de semillas de *Sacha inchi*, donde se analizó la cápsula y la semilla con cáscara. El procedimiento del ensayo es propio del laboratorio LEMAT. Los resultados se presentan a continuación.

Tabla 9. Ensayo de compresión - Cápsula de *sacha inchi* hasta 1 mm de su altura.

Ensayo	Max. Carga (N)	Alargamiento (mm)
1	191.25	9.88
2	166.13	8.45
3	133.88	10.82
4	125.25	9.97
5	168.75	9.14
6	190.13	9.18
7	135.00	10.12
8	157.88	8.55
9	182.25	9.44
10	156.75	10.11
Media	160.72	9.44
Desviación Estándar	22.40	0.748

Fuente: Laboratorio de Ensayos Metrológicos y de Materiales (LEMAT), 2016.

Tabla 10. Ensayo de compresión - Cáscara de *Sacha inchi* hasta 1 mm de su altura.

Ensayo	Max. Carga (N)	Alargamiento (mm)
1	89.3	1.22200
2	82.5	0.85300
3	83.4	0.71200
4	81.9	1.18100
5	85.3	1.00300
6	82.9	1.04300
7	83.9	1.13700
8	86.2	1.02900
9	84.1	1.50800
10	82.5	0.8800
Media	85.2	1.05680
Desviación Estándar	4.472	0.22318

Fuente: Laboratorio de Ensayos Metrológicos y de Materiales (LEMAT), 2016.

2.6.4 Determinación del porcentaje de humedad en las semillas

Para el diseño del proceso de descascarado, se considera un parámetro importante como es el porcentaje de humedad de la semilla, el ensayo de porcentaje de humedad se lo realizó en el Laboratorio Bromatología-IAL, de la FIMCP.

El ensayo consistió en la preparación de dos muestras, la primera parte se basó en el pesado de los crisoles (m_1), después se adicionó la muestra en los crisoles para ser pesado en conjunto (m_2). Las muestras se introdujeron en un horno precalentado a 300°C durante un período de cuatro horas. Se retiraron las muestras y se dejó enfriar durante 20 minutos para pesar cada uno de ellos (m_3).

La ecuación utilizada para el porcentaje de humedad es la siguiente:

$$\%h = \frac{m_2 - m_3}{m_2 - m_1} \quad \text{Ec.4}$$

A continuación se presenta la tabla de resultados obtenida para el ensayo de porcentaje de humedad.

Tabla 11. Ensayo de humedad- Semilla *Sacha inchi*

	Muestra 1 (g)	Muestra 2 (g)
<i>m1</i>	91.982	90.2969
<i>m2</i>	93.9822	92.2971
<i>m3</i>	93.7854	92.1070
% <i>h</i>	9.84	9.50

Fuente: Laboratorio de Bromatología-IAL, 2016.

2.7 Diseño de ingeniería

En esta sección se detallarán la metodología a usar para el desarrollo del diseño, ecuaciones, normativas y parámetros de entrada.

2.7.1 Diseño de la tolva de alimentación para el sistema de dos etapas

La materia prima ingresa al cilindro principal y luego pasa por la tolva de descarga. La tolva es de tipo trapezoidal con una boca de entrada de $137\text{ mm} \times 580\text{ mm}$ y una salida de $120\text{ mm} \times 60\text{ mm}$, se diseña en estas medidas debido a factores como el caudal de trabajo, 2 ton/hr, y el tamaño del cilindro descascarador; cuenta con una compuerta manual para regular o impedir el paso de las semilla.

Está diseñada con un ángulo de deslizamiento encontrado experimentalmente que corresponde a 20° , que se refiere al ángulo natural de deslizamiento de las semillas.

A continuación se presenta la tolva de alimentación con sus medidas en milímetros.

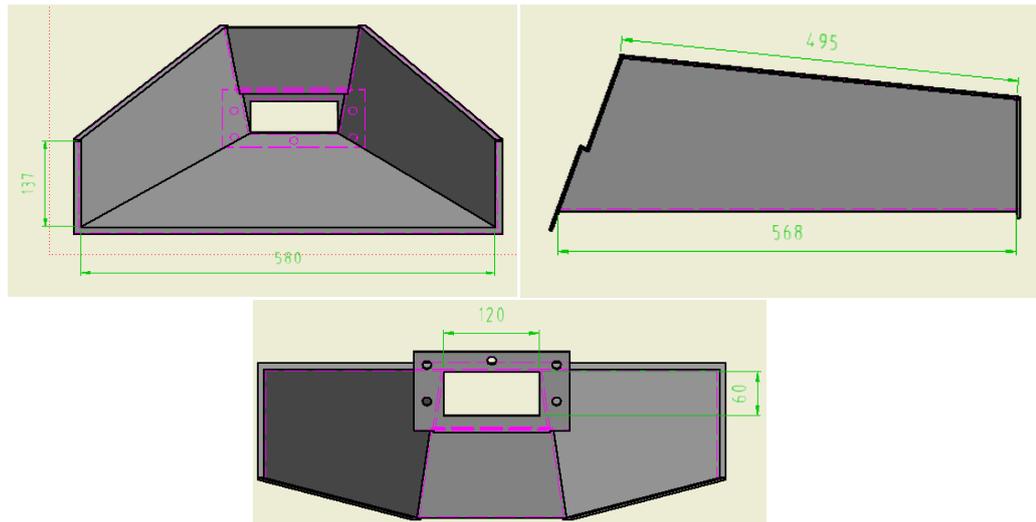


Figura 6. Diseño de la tolva de alimentación.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

2.7.3 Diseño de las paletas para el sistema de dos etapas

La diferencia fundamental que existe en el diseño de las dos etapas es el espaciado de las paletas con respecto al cilindro las cuales se describen a continuación.

Diseño de las paletas para el sistema desencapsulador

El diseño consta de cuatro paletas ubicadas paralelas al eje de rotación, las paletas ejercen la función de quitar las cápsulas de las semillas, debido que al girar las paletas arrastran las semillas contra el cilindro desencapsulador produciendo la fricción necesaria para fracturar la cápsula y mantener la semilla con cáscara en buen estado para su posterior proceso de descascarado. Para el diseño principal se consideró usar paletas de madera, pero, por motivo de trabajo con producto alimenticio se optó por usar teflón como material para las paletas, las medidas de las mismas son de $590\text{mm} \times 70\text{mm} \times 25\text{mm}$.

Diseño de las paletas para el sistema descascarador

Al igual que lo mencionado anteriormente el diseño consta de cuatro paletas ubicadas paralelas al eje de rotación, las paletas tienen la función de descascarar las semillas, debido que al girar las paletas arrastran las semillas contra el cilindro

descascarador produciendo la fricción necesaria para fracturar la cáscara y mantener la semilla en buen estado para su posterior extracción de aceite.

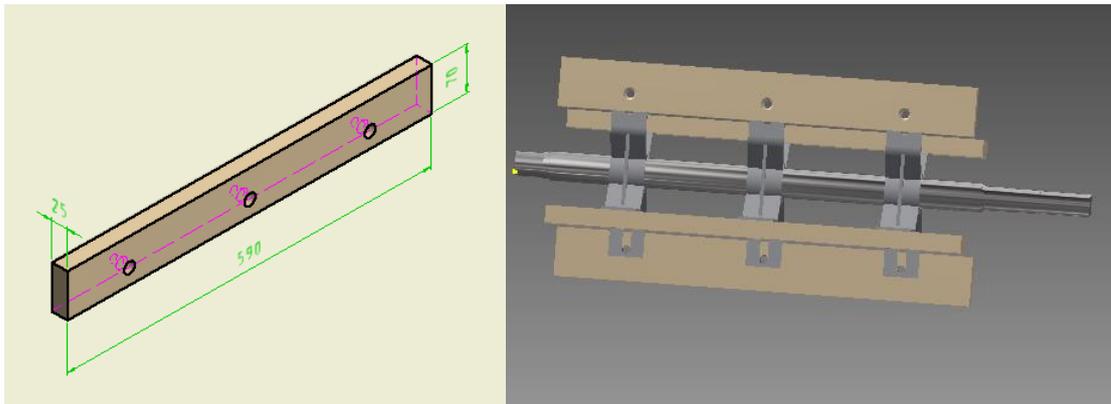


Figura 7. Diseño de las paletas y arreglo en el eje para el sistema desencapsulador.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

La separación de las paletas y el cilindro desencapsulador es de 12.4 mm , mientras que la separación de las paletas y el cilindro descascarador es de 7.5 mm , ya que en la tabla 8 se determinó el espesor de las cápsulas y de las semillas con cáscara respectivamente.

2.7.4 Diseño del cilindro de dos etapas

Diseño del cilindro desencapsulador

La medidas generales del cilindro son radio exterior de 182.5 mm y un espesor de la malla de 3 mm , la longitud del cilindro es de 608 mm , dichas medidas se justifican con el caudal de trabajo que se tiene como parámetro de diseño.

El tamaño de las perforaciones de la malla es de $19.5\text{ mm} \times 19.5\text{ mm}$, dichas medidas fueron tomadas del resultado de las medidas generales de las cápsulas de *Sacha inchi*, considerando el largo y ancho, siendo la más significativa el largo de $\bar{X}_{Largo} = 19,5\text{ mm}$, con esta medida a la malla nos aseguramos que las cápsulas después de la primera etapa pasarán por el cilindro desencapsulador.

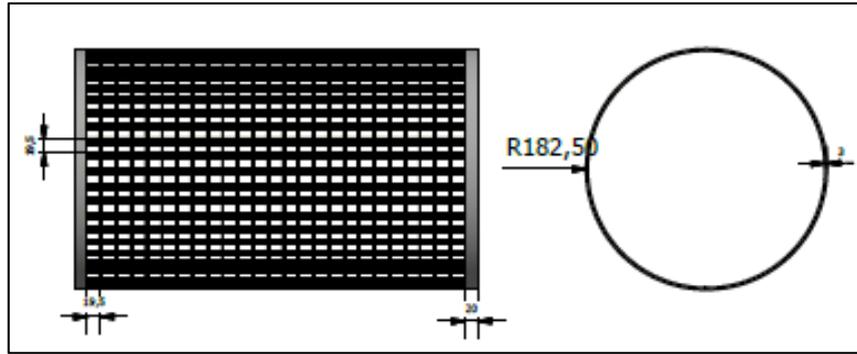


Figura 8. Diseño del cilindro desencapsulador.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Diseño del cilindro descascarador

El tamaño de las perforaciones de la malla son de $18\text{ mm} \times 18\text{ mm}$, dichos parámetros fueron tomados del resultado de las medidas generales de la semilla sin cáscara, considerando el largo y ancho, siendo la más significativa el largo de $X_{Largo} = 18\text{ mm}$.

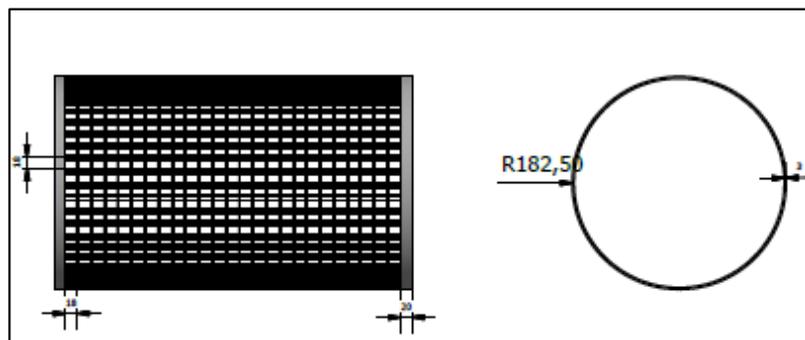


Figura 9. Diseño del cilindro descascarador.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

2.7.5 Dimensionamiento del motor para el sistema de dos etapas

Para lograr el dimensionamiento de la potencia de motor se necesita de parámetros de entrada como el torque necesario en el eje y la velocidad de trabajo, considerando que todos los cálculos que se presentan serán válidos para el desencapsulador y para el descascarador.

2.7.5.1 Cantidad de materia prima

Cantidad de cápsulas en la longitud de la paleta

Para hallar la cantidad de cápsulas que se alojan en una paleta se encuentra la relación entre la longitud de la paleta (l_p) y la longitud del lado representativo de la cápsula (\bar{l}_c) que contiene la *sacha inchi*, asumiendo un arreglo longitudinal de las mismas a lo largo de la paleta.

$$C_c = \frac{l_p}{\bar{l}_c} \quad \text{Ec. 5}$$

Cantidad de semillas en la longitud de la paleta

Con el fin de calcular la cantidad de semillas (C_s) que se alojan en una paleta se encuentra la relación entre la longitud de la paleta y la longitud del lado representativo de la *sacha inchi* (\bar{l}_s) asumiendo un arreglo longitudinal de las mismas a lo largo de la paleta.

$$C_s = \frac{l_p}{\bar{l}_s} \quad \text{Ec. 6}$$

Cantidad total de cápsulas por revolución

Con el fin de calcular la cantidad total de cápsulas por ciclo (C_{tc}) se multiplica el número de cápsulas que caben en la longitud de la paleta (C_c) por el número de paletas que se tiene en el diseño.

$$C_{tc} = C_c * n_p \quad \text{Ec.7}$$

Cantidad total de semillas por revolución

Con el fin de calcular la cantidad total de semillas por ciclo (C_{ts}) se multiplica el número de semillas que caben en la longitud de la paleta por el número de paletas que se tiene en el diseño.

$$C_{ts} = C_s * n_p \quad \text{Ec.8}$$

2.7.5.2 Velocidad de diseño del eje

Para analizar la velocidad de diseño del eje se asume un caudal de diseño (Q_d) de 2 toneladas por hora, 1200 rpm como velocidad del motor (ω_m), por criterio de selección de los diseñadores y 3 pulg. como diámetro de la polea de alta velocidad o motriz porque es la medida mínima para poleas que trabajan a dichas velocidades.

Velocidad de diseño del eje desencapsulador

Con el fin de hallar la velocidad de diseño del eje desencapsulador se relaciona el caudal de diseño (Q_d), el número de cápsulas (N_c) y la cantidad total de cápsulas (C_{tc}).

Ec.9

$$\omega_c = Q_d * N_c * \frac{1hr}{60 min} * C_{tc}$$

Velocidad de diseño del eje descascarador

Con el fin de hallar la velocidad de diseño del eje desencapsulador se relaciona el caudal de diseño (Q_d), el número de semillas (N_s) y la cantidad total de semillas (C_{ts}).

Ec. 10

$$\omega_s = Q_d * N_s * \frac{1hr}{60 min} * C_{ts}$$

2.7.5.4 Fuerza normal en las paletas de teflón

A continuación se presentan las ecuaciones para hallar la fuerza normal que se ejerce sobre las paletas.

Fuerza normal en las paletas de desencapsulador

El resultado obtenido de manera experimental, nos permite calcular la fuerza necesaria para partir una cápsula, a continuación se encuentra la fuerza normal en las paletas considerando todas cápsulas que se pueden procesar en un ciclo, se

usa la ecuación 5 para relacionar la fuerza de descapsulado (F_{dc}) y la cantidad de cápsulas (C_c).

$$F_{NC} = F_{dc} * C_c \quad Ec.11$$

Fuerza normal en las paletas de descascarador

El resultado obtenido de manera experimental, nos permite saber la fuerza necesaria para partir una sola semilla, a continuación se encuentra la fuerza normal en las paletas considerando el número total de semillas que se pueden procesar en un ciclo, se usa la ecuación 6 para relacionar la fuerza de descascarado (F_{ds}) y la cantidad de semillas (C_s).

$$F_{NS} = F_{ds} * C_s \quad Ec.12$$

2.7.5.5 Fuerza de rozamiento

Cuando la materia prima ingresa al cilindro desencapsulador y al cilindro descascarador son sometidas a fuerzas de rozamiento (F_r) provocadas por la fricción entre las paletas y los cilindros dando como resultado la separación de la cápsula y de la cáscara, la cual se calcula con ecuación 13, en donde se relaciona la fuerza normal (F_N) que se ejerce sobre la paleta y el coeficiente de fricción (μk) que es de 0,04 de acuerdo a las propiedades del material.

$$F_r = \mu k * F_N \quad Ec.13$$

Como las paletas se deslizan a una velocidad constante, la fuerza aplicada es igual a la fuerza de rozamiento.

$$F_{ap} = F_r \quad Ec.14$$

2.7.5.6 Torque en el eje

Con la fuerza aplicada en las paletas debido al rozamiento, se encuentra el torque del eje (T_{eje}), considerando la distancia desde donde se ejerce la fuerza hasta el centro del eje (r_{ep}), se usa la ecuación 15.

$$T_{eje} = F_{ap} * r_{ep} \quad Ec.15$$

2.7.5.7 Potencia del eje

Se calcula la potencia del eje que es la potencia necesaria del motor, con la ecuación 16, donde se relaciona el torque del eje (T_{eje}) y la velocidad del motor (ω_m).

$$P_{eje} = T_{eje} * \omega_m \quad Ec.16$$

2.7.5.8 Torque del motor

Torque del motor del desencapsulador

Para hallar el torque que se requiere en el motor se relaciona la potencia del motor (P_c) y la velocidad de trabajo del eje desencapsulador (ω_c), se obtiene mediante la ecuación 17.

$$\tau_c = \frac{P_c}{\omega_c * \frac{2\pi}{60}} \quad Ec.17$$

Torque del motor del descascarador

Para hallar el torque que se requiere en el motor se relaciona la potencia del motor (P_s) y la velocidad de trabajo del eje descascarador (ω_s), se obtiene mediante la ecuación 18.

$$\tau_s = \frac{P_s}{\omega_s * \frac{2\pi}{60}} \quad Ec.18$$

2.7.6 Sistema de transmisión mediante poleas y correas

Es un conjunto de dos o más poleas acopladas por medio de una correa con el fin de transmitir fuerzas y velocidades angulares entre árboles paralelos que se encuentran separados cierta distancia.

En un sistema de transmisión de potencia mediante poleas al menos dos de ellas son necesarias:

- Polea motriz o conductora que va solidaria a un eje movido por un motor.
- Polea arrastrada o conducida conectada a un eje en el cual encontraremos la resistencia a vencer.

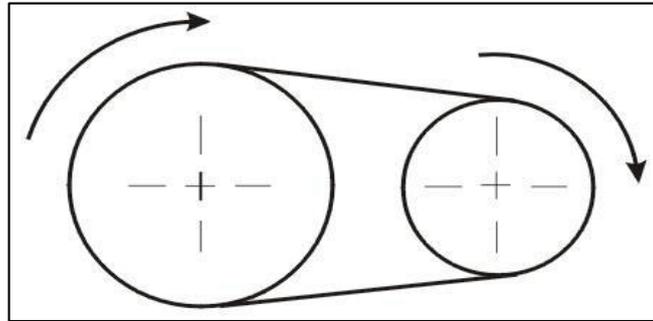


Figura 10. Sistema de transmisión por poleas y correa.

Fuente: Focus educational. Copyright 2008.

El proceso de transmisión de movimiento con correa es un proceso de elevado rendimiento (95-98%) y precio reducido.

Selección de poleas y correa

La máquina de dos etapas de *sacha inchi*, utilizará bandas trapeciales en V, ya que es menos propensa al patinaje que la banda plana. En estas transmisiones la flexión en la correa es normal y depende fundamentalmente del diámetro de la polea menor.

Determinación de la sección de la correa

Para determinar la sección de la correa se usa la ecuación 19, donde se multiplica la potencia del eje (P_{eje}) y el factor de servicio (k_s).

$$P_{dis} = k_s * P_{eje} \quad Ec.19$$

Con la potencia de diseño y la velocidad del árbol más rápido, motor, se consulta el gráfico de selección de perfil, gráfico 1, donde se observan los cinco perfiles más comunes de las correas.

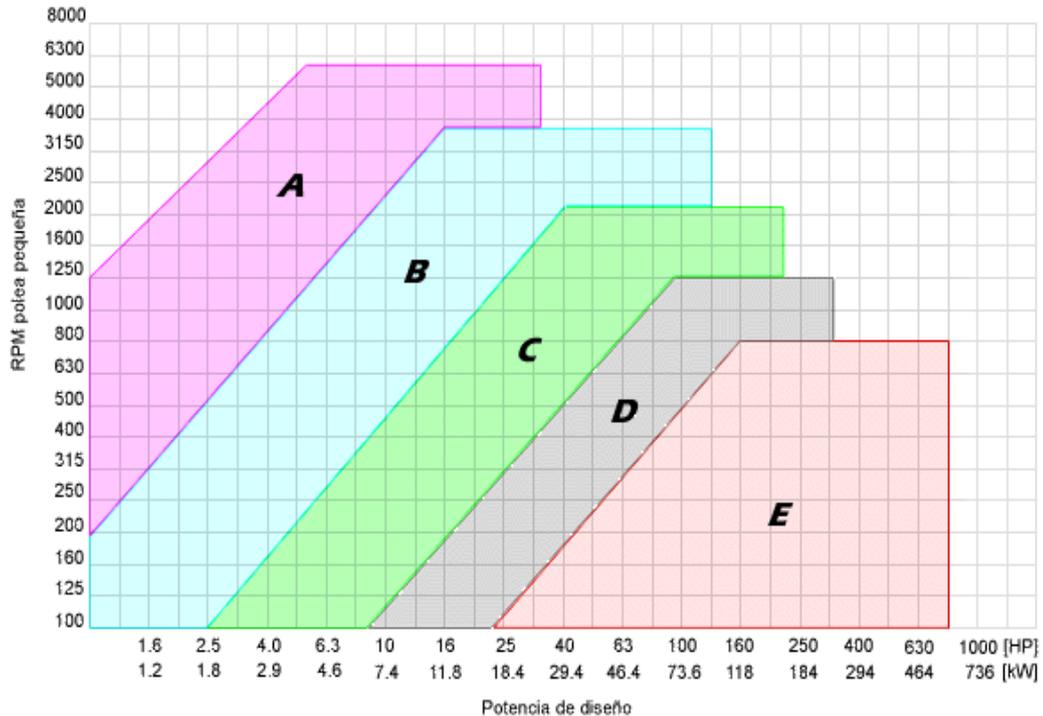


Gráfico 1. Selección del perfil de correa.

Fuente: http://www.rafaela.edu.ar/apuntes/transmisi3n_por_poleas, 2015

Con el valor obtenido de potencia de diseño y la selecci3n de la polea peque1a se determina el perfil de la correa 3ptimo que se necesita para el dise1o, en la tabla 12 se muestran las designaciones para bandas en V.

Tabla 12. Designaciones normales para bandas trapeciales o en V.

Tipo	Secci3n Transversal	Diámetro m3nimo de polea (pulg)	Norma
Com3n para servicio pesado.	A	3,0	ANSI/RMA-1P-20-1997
	B	5,4	
	C	9,0	
	D	13,0	
	E	21,0	

Fuente: SHIGLEY, J: Manual de Dise1o Mecánico: Editorial McGraw-Hill, Octava Edici3n 2008, M3xico

Determinación del diámetro de la polea conducida

Para determinar el diámetro de la polea conducida se relaciona la velocidad del motor y la velocidad de trabajo del eje, la ecuación 20 se aplica para la polea del desencapsulador y la ecuación 21 para la polea del descascarador.

$$\omega_c * d_{lc} = \omega_m * d_{rc} \quad Ec.20$$

$$\omega_s * d_{ls} = \omega_m * d_{rs} \quad Ec.21$$

Determinación de la relación de transmisión

La relación de transmisión entre ejes “i” se define como la razón entre la velocidad de la polea conducida y la velocidad de la polea conductora.

Para un sistema de transmisión por correas la relación de transmisión no debe exceder de 6:1.

$$i = \frac{d_2}{d_1} \quad Ec.22$$

Determinación del ángulo de contacto

Por medio de la siguiente relación podemos comprobar que el ángulo de contacto no sea inferior a los 120 [°] , cumpliendo este parámetro se evita que la banda resbale en la polea, se relaciona el diámetro de las poleas (d_2, d_1) y el radio del eje (C).

Ec.23

$$\theta_{d2} = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{d_2 - d_1}{2 * C} \right)$$

A continuación se describe la fórmula para encontrar el ángulo complementario β .

$$2\beta = 180 - \theta_{d2} \quad Ec.24$$

Determinación de la longitud de la banda

La longitud de la banda se determina mediante la siguiente ecuación:

$$L_p = 2 * C + 1.57(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 * C} \quad \text{Ec.25}$$

Determinación del perímetro interior

El perímetro interior se calcula mediante la ecuación 26, donde se relaciona la longitud de la banda (L_p) y el aumento de longitud (ΔL).

Ec.26

$$L = L_p - \Delta L$$

Tabla 13. Aumento de longitud de bandas en V comunes de servicio pesado – serie en pulgadas.

Sección transversal	Intervalos de tamaño (plg)	Aumentos de longitud (plg)
A	26 a 128	1.3
B	35 a 240	1.8
B	240 o mayor	2.1
C	51 a 210	2.9
C	210 o mayor	3.8
D	120 a 210	3.3
D	210 o mayor	4.1
E	180 a 240	4.5
E	240 o mayor	5.5

Fuente: SHIGLEY, J: Manual de Diseño Mecánico: Editorial McGraw-Hill, Octava Edición 2008, México.

Determinar la potencia que la banda transmite

Es la potencia que la banda transmite en hipotéticas condiciones de trabajo, se lo realiza con la siguiente ecuación:

$$P_r = \left[C_1 - \frac{C_2}{d} - C_3(\omega d_1)^2 - C_4 \log(\omega d_1) \right] (\omega d_1) + C_2 \omega \left(1 - \frac{1}{k_A} \right) \quad \text{Ec.27}$$

Las constantes C_1, C_2, C_3, C_4 dependen de la sección transversal de la correa y se las encuentra en tabla 14.

Tabla 14. Constantes para emplear en la ecuación de la potencia nominal de transmisiones de banda.

Sección Transversal	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄
A	0,8542	1,3420	2,436E-04	0,1703
B	1,5060	3,5200	4,193E-04	0,2931
C	2,7860	9,7880	7,460E-04	0,5214
D	5,9220	34,7200	1,522E-04	1,0640
E	8,6420	66,3200	2,19E-03	1,5320

Fuente: SHIGLEY, J: Manual de Diseño Mecánico: Editorial McGraw-Hill, Octava Edición 2008, México.

Tabla 15. Factor de relación de velocidades para emplear en la ecuación de la potencia nominal de transmisiones de banda.

Intervalo D/d	k _A
1.00 a 1.01	1.0000
1.02 a 1.04	1.0112
1.05 a 1.07	1.0226
1.08 a 1.10	1.0344
1.11 a 1.14	1.0463
1.15 a 1.20	1.0586
1.21 a 1.27	1.0711
1.28 a 1.39	1.0840
1.40 a 1.64	1.0972
Mayor que 1.64	1.1106

Fuente: SHIGLEY, J: Manual de Diseño Mecánico: Editorial McGraw-Hill, Octava Edición 2008, México.

Por lo tanto, la potencia corregida es aquella que puede transmitir la banda en condiciones reales, se determina por la siguiente expresión:

$$P_r' = k_1 * k_s * P_r \quad \text{Ec.28}$$

Para determinar el factor de corrección de longitud k_s , se selecciona el tamaño normal más próximo de la siguiente tabla:

Tabla 16. Longitudes normales L y factores de corrección de longitud k_s para bandas V de tipo común para servicio pesado.

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg			
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128
0.90	38 – 46	48 – 60	81 – 96	144 – 162

0.95	48 – 55	62 – 75	105 – 120	173 – 210
1.00	60 – 75	78 – 97	128 – 158	240
1.05	78 – 90	105 – 120	162 – 195	270 – 330

Fuente: SHIGLEY, J: Manual de Diseño Mecánico: Editorial McGraw-Hill, Octava Edición 2008, México.

Determinación del número de correas por polea

Para determinar el número de correas por poleas se aplica la ecuación 29 donde se relaciona la potencia de diseño (P_{dis}) y la potencia corregida (P_r').

Ec.29

$$N_b = \frac{P_{dis}}{P_r'}$$

2.7.7 Diseño del eje

A continuación, en la figura 11, se presenta un esquema de las fuerzas presentes en el diseño del eje producidas por las tensiones en las bandas y las fuerzas normales que se aplican en la misma.

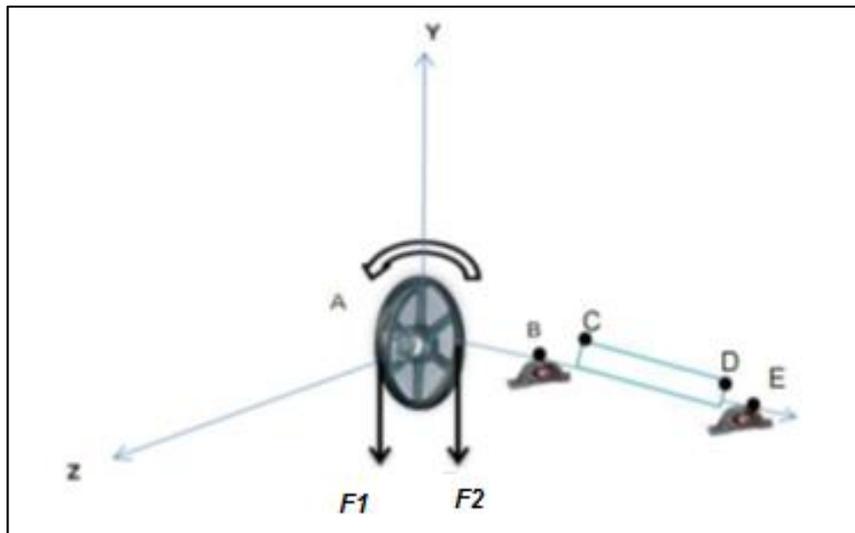


Figura 11. Análisis de reacciones en el plano X-Y-Z.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Determinación de las tensiones en el eje

Usando la ecuación 30 se encuentra la tensión centrífuga (F_c) con la cual se determinan las tensiones F_1 y F_2 , considerando que con las ecuaciones a usar se

obtienen resultados en el sistema inglés luego se realiza la conversión para obtener los resultados en el sistema internacional.

$$F_c = k_c \left(\frac{V_t}{1000} \right)^2 \quad \text{Ec.30}$$

La potencia que se transmite se basa en una diferencia de las tensiones en las bandas $\Delta F = F1 - F2$, y se lo calcula con la siguiente ecuación:

$$\Delta F = \frac{63025 P_d / N_b}{\omega_m (d_1 / 2)} \quad \text{Ec.31}$$

Con la diferencia de tensiones se calcula las tensiones $F1$ y $F2$, con las siguientes ecuaciones:

$$F1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f_f \theta_{d2})}{\exp(f_f \theta_{d2}) - 1} \quad \text{Ec.32}$$

$$F2 = F1 - \Delta F \quad \text{Ec.33}$$

Determinación de las tensiones de la banda tomando en cuenta el ángulo complementario β

En la figura 12 se muestra un esquema con las tensiones que se ejercen sobre la banda.

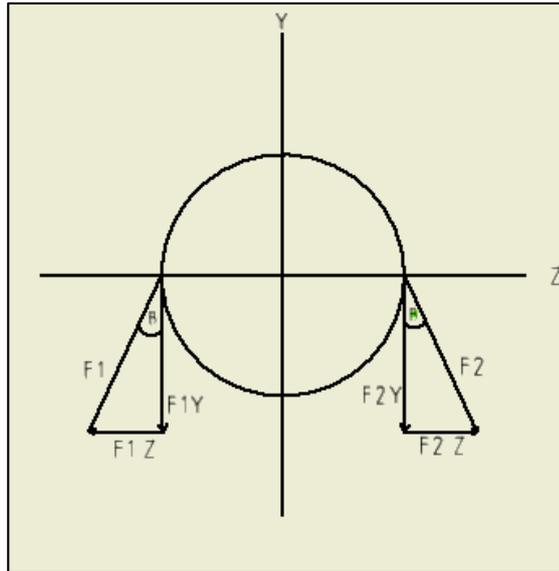


Figura 12. Análisis del ángulo β , en plano Y-Z.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Se aplican las relaciones trigonométricas seno y coseno para obtener las componentes de las fuerzas $F1$ y $F2$, dando como resultado las siguientes ecuaciones:

$$F1_z = F1 * \text{Sen} \quad \text{Ec.34}$$

$$F1_y = F1 * \text{Cos}\beta$$

$$F2_z = F2 * \text{Sen}\beta$$

$$F2_y = F2 * \text{Cos}\beta$$

Determinación de momentos flectores máximos

Al determinar los momentos flectores máximos se realizan dos análisis, en el plano X-Y y en el plano X-Z, se calculan las reacciones en las dos chumaceras necesarias para realizar los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.

Momento flector en el plano XY

En la figura 13 se muestra el análisis en el plano XY se hace uso del siguiente esquema.

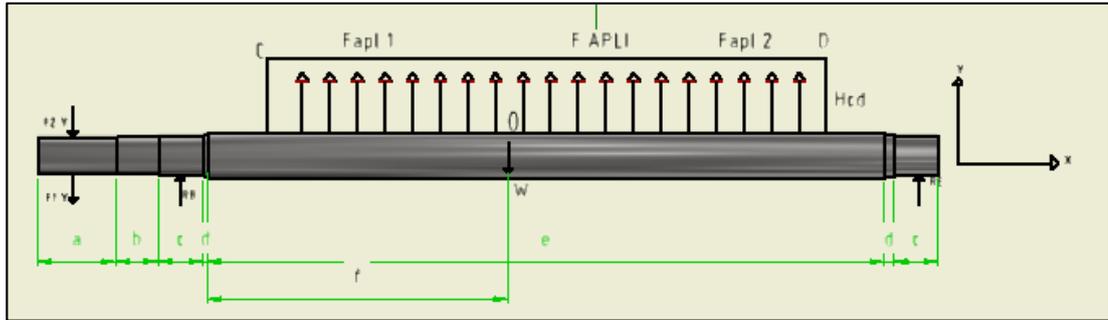


Figura 13. Análisis de reacciones en el plano X-Y.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Como método para estimar las reacciones $R_{B_{xy}}$ y $R_{E_{xy}}$, se hace una sumatoria de momentos en el punto B, asumiendo que los momentos producidos a favor de las manecillas del reloj son positivos, obteniendo la siguiente ecuación:

Ec.35

$$R_{E_{xy}} = \frac{-F2_Y \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2} \right) - F1_Y \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2} \right) + W_e \left(f + \frac{c}{2} \right) - F_{ap} \left(\frac{e}{2} + d + \frac{c}{2} \right)}{(c + 2d + e)}$$

Luego de estimar el valor de la reacción $R_{E_{xy}}$, se realiza un sumatorio de fuerzas en el eje y asumiendo positivo las fuerzas que se apliquen hacia arriba, se encuentra $R_{B_{xy}}$ con la siguiente ecuación:

$$R_{B_{xy}} = F1_Y + F2_Y + W_e - F_{ap} - R_{E_{xy}} \quad \text{Ec.36}$$

Una vez encontrada las reacciones en el plano XY se procede a graficar el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector las cuales se muestran en el capítulo 3.

Momento flector en el plano XZ

En la figura 14 se muestra el análisis en el plano XZ, se hace uso del siguiente esquema.

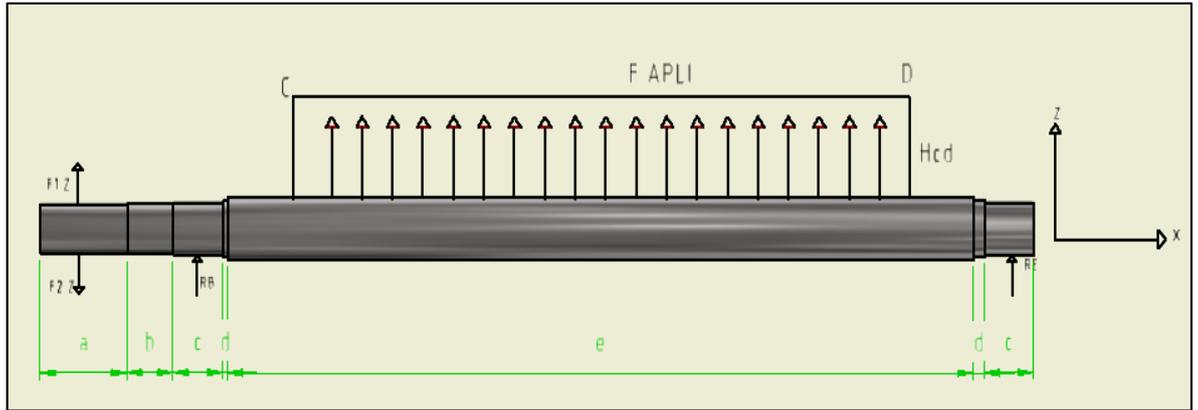


Figura 14. Análisis de reacciones en el plano X-Z.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Como método para estimar las reacciones $R_{B_{xz}}$ y $R_{E_{xz}}$ se hace una sumatoria de momentos en el punto B, asumiendo que los momentos producidos a favor de las manecillas del reloj son positivos, quedándonos la siguiente ecuación:

$$R_{E_{xz}} = \frac{F1_z \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2} \right) - F2_z \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2} \right) - F_{ap} \left(\frac{e}{2} + d + \frac{c}{2} \right)}{(c + 2d + e)} \quad Ec.37$$

Luego de estimar el valor de la reacción $R_{E_{xz}}$, se realiza un sumatorio de fuerzas en el eje y asumiendo positivo las fuerzas que se apliquen hacia arriba, se encuentra $R_{B_{xz}}$ con la siguiente ecuación:

$$R_{B_{xz}} = F2_z - F1_z - F_{ap} - R_{E_{xz}} \quad Ec.38$$

Una vez encontrada las reacciones en el plano XZ se procede a graficar el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector las cuales se muestran en el Capítulo 3.

Superposición de momentos flectores máximos

Una vez graficado el diagrama de momento flector para los planos XY y XZ, se calcula un valor equivalente que servirá para el diseño del eje, utilizando la siguiente ecuación:

$$MRO' = \sqrt{M_{XY} + M_{XZ}} \quad \text{Ec.39}$$

2.7.8 Determinación del factor de seguridad en el diseño del eje

Luego de hallar las reacciones y los valores del momento flector máximo que se aplican en el eje, se procede al análisis del factor de seguridad asumiendo una carga variable, el análisis se basa en seleccionar el material del eje, Acero AISI 1018, y considerando que se realiza el diseño en el eje XY, donde las fuerzas presentes son más significativas, se aplican las ecuaciones que se presentan a continuación para obtener un valor favorable de factor de seguridad.

Determinación del momento de inercia y momento polar del eje

Se requiere calcular la inercia y el momento polar del eje para determinar los esfuerzos en el eje, con ayuda de las ecuaciones 40 y 41 en donde se relaciona el diámetro del eje (d_e).

$$I = \frac{\pi}{64} d_e^4 \quad \text{Ec.40}$$

$$J = \frac{\pi}{32} d_e^4 \quad \text{Ec.41}$$

Determinación de esfuerzo por flexión y esfuerzo de torsión

Aplicando la ecuación 42 se determina el esfuerzo por flexión (σ_{xy}) y los esfuerzos por torsión (τ_{xy}).

$$\sigma_{xy} = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec.42}$$

$$\tau_{xy} = \frac{T_{eje}c}{J} \quad \text{Ec.43}$$

Determinación de momentos alternantes y medios

Los momentos alternantes y medios son resultado de cuando se aplica un momento máximo y un momento mínimo y se lo expresa con la siguiente ecuación:

$$M_a = \left(\frac{M_{max} - M_{min}}{2} \right) \quad \text{Ec.44}$$

$$M_m = \left(\frac{M_{max} + M_{min}}{2} \right) \quad \text{Ec.45}$$

Determinación de torque alternantes y medios

Cuando se aplica un torque máximo y un torque mínimo en un diseño se obtiene torques alternantes y medios, los cuales se calculan mediante la siguiente ecuación:

$$T_a = \left(\frac{T_{max} - T_{min}}{2} \right) \quad \text{Ec.46}$$

$$T_m = \left(\frac{T_{max} + T_{min}}{2} \right) \quad \text{Ec.47}$$

Determinación de esfuerzos alternantes y medios

Los esfuerzos alternantes y medios se los encuentra relacionando su correspondiente momento flector, alternante y medio, y el torque, alternante y medio, como se describe a continuación:

$$\sigma_a' = k_f \sqrt{\sigma_{xya}^2 + 3T_{xya}^2} \quad \text{Ec.48}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_{xym}^2 + 3T_{xym}^2} \quad \text{Ec.49}$$

Determinación de esfuerzos últimos a la tensión modificada

El esfuerzo último a la tensión es modificado cuando el análisis involucra esfuerzos alternantes y momentos de torsión, se lo calcula con la ecuación 50, en donde se usa el valor del esfuerzo último a la tensión (S_{ut}).

$$S_{su} = 0,67 S_{ut} \quad \text{Ec.50}$$

Determinación del límite de resistencia a la fatiga

El límite de resistencia a la fatiga se calcula con la ecuación 51, en donde se usa el valor del esfuerzo último a la tensión modificada (S_{su}).

$$S_e' = 0,67 S_{su} \quad \text{Ec.51}$$

Determinación del límite de resistencia a la fatiga en la condición de uso

Para los cálculos del límite de resistencia a la fatiga se consideran diversos factores de corrección, los cuales se describen más adelante, se usa la siguiente ecuación para determinar el valor de la resistencia:

$$S_e = k_a k_b k_c' k_d k_f' S_e' \quad \text{Ec.52}$$

Determinación del factor de superficie

Para encontrar el factor de superficie se hace uso de la siguiente ecuación:

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ec.53}$$

Los valores de a y b se los encuentra en la tabla 17.

Tabla 17. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	<i>Sut</i> , Kpsi	<i>Sut</i> , MPA	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	757.7	-0.718
Como sale de la forja	39,9	272	-0.995

Fuente: Metals Engineering Design ASME Handbook, McGraw-Hill, Nueva York, 1953.

Determinación del factor de tamaño

Para evaluar el factor de tamaño los resultados por flexión y torsión pueden expresarse como:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ pulg} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ pulg} \end{cases} \quad \text{Ec.54}$$

Determinación del factor de carga

Para evaluar el factor de carga se utiliza los siguientes parámetros

$$k_b = \begin{cases} 1 \text{ flexión} \\ 0.85 \text{ axial} \\ 0.59 \text{ torsion} \end{cases}$$

Determinación del factor de temperatura

El diseño no se encuentra sometido a un cambio de temperatura mayor que se produce por el trabajo realizó, por lo tanto, el factor de temperatura se asume como $k_c = 1$.

Determinación del factor de efectos varios

El efecto más relevante en el caso del diseño del eje es la de concentración de esfuerzos, este factor se lo determina con la siguiente ecuación:

$$k'_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ec.55}$$

A continuación se presenta el gráfico 2, por medio del cual se calcula la sensibilidad de la muesca, se necesita el valor de S_{ut} del material y el radio r , de la muesca.

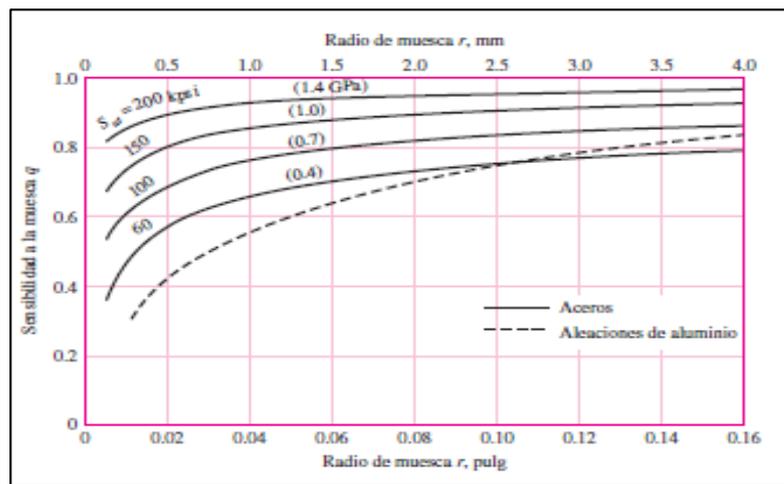


Gráfico 2. Sensibilidad de la muesca en aceros y aleaciones de aluminio.

Fuente: Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York 1969

Para el cálculo del factor teórico de concentrador de esfuerzos se usará el gráfico 3, para la cual se necesita la relación r/d y la relación D/d , de las medidas del eje de acero.

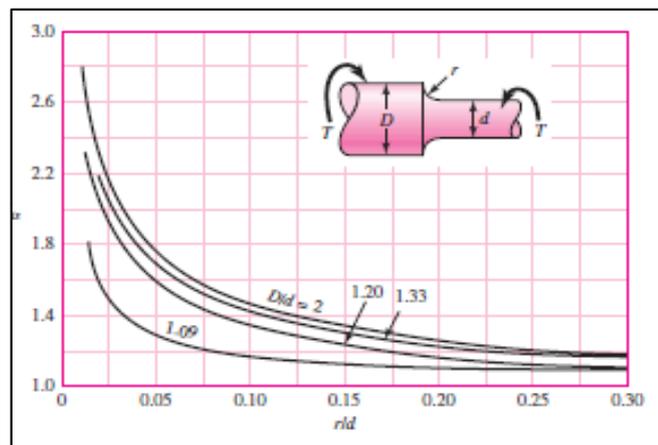


Gráfico 3. Factor teórico de concentrador de esfuerzos.

Fuente: Design Factors for Stress Concentration, Machine Design, Marzo 1951.

Determinación del factor de seguridad en fatiga

Para el diseño se usa la ecuación de Goodman modificada para esfuerzos alternantes como se describe a continuación:

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{su}} = \frac{1}{\eta} \quad \text{Ec.56}$$

Determinación de los ciclos de vida

Para la determinación de los ciclos de vida del eje se utiliza la siguiente ecuación:

$$N_c = \left(\frac{\sigma_a'}{a} \right)^{1/b} \quad \text{Ec.57}$$

Los valores de a y b se los encuentra con las siguientes ecuaciones:

$$a = \frac{(0.9S_{ut})^2}{S_e'} \quad \text{Ec.58}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.9S_{ut}}{S_e'} \right) \quad \text{Ec.59}$$

2.8 Sistema de limpieza de semilla

Consiste en limpiar las semillas utilizando una corriente de aire, para el diseño propuesto se usará un ventilador de succión, el cual suministrará una corriente de aire horizontal creando una presión de vacío y realizando la separación de los componentes por diferencia de densidades.

2.8.1 Características aerodinámicas de la semilla

El comportamiento de las partículas en un flujo de aire está determinado por sus características aerodinámicas, en la figura 15 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la semilla.

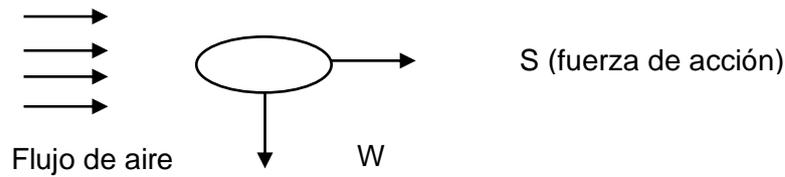


Figura 15. DCL de la semilla de *sachu inchi* en un flujo de aire horizontal.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

En la tabla 18, se detalla el peso de la cápsula y cáscara de acuerdo a una prueba que se realizó para comprobar el porcentaje de desecho que se requiere extraer, obteniendo un porcentaje de 30 – 36 % de desecho que representa, este valor representa un parámetro para el diseño del sistema.

Tabla 18. Prueba de porcentaje de cáscara y cápsula.

Prueba	Peso con cápsula (g)	Peso con cáscara (g)	Peso sin cáscara (g)
1	9.56	8.93	8.40
2	9.66	8.88	8.48
3	9.41	8.80	8.46
4	9.58	8.89	8.44
5	9.42	8.74	8.36
6	9.47	8.82	8.40
7	9.59	8.85	8.45
8	9.44	8.72	8.40
9	9.25	8.72	8.30
10	9.42	8.84	8.41

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

2.8.2 Sistema de succión

En los sistemas convencionales de limpieza de semillas, los ajustes del vacío que se generan por la succión son manualmente ajustados por inspección visual y por prueba y error. Supervisión frecuente y ajustes por el operador son necesarios para mantener la calidad con la menor pérdida de semillas¹⁰.

Ducto de succión

La principal función del ducto de succión es conducir y dirigir el flujo de aire, al igual que servir como medio de descarga para los desechos que se desean separar del producto final.

¹⁰ Automation of an air-screen seed cleaner. Patent US 4991721 A Feb 12, 1991. MIsra Manjit/Yuh-Yuan Shyy

El tramo del ducto de succión está conformado por la zona de entrada de semillas, que provienen de la cámara de descascarado, y la zona de salida donde se ubicará el ventilador y en la cual ocurrirá la succión de impurezas.

Existen distintas configuraciones de ductos; sin embargo se busca la que genera pérdidas de presión moderadas y que sean sencillas de fabricar. En este caso la entrada de campana es la opción más recomendada.

Para esta configuración, el coeficiente que denota la pérdida de velocidad al ingreso tiene un valor usual de $K_v = 0,4$, el valor del ángulo de la campana es recomendable que sea $\theta_v = 30^\circ$ para tener bajas pérdidas.¹¹

Cálculo de pérdidas en la campana de succión

Para hallar las pérdidas en la campana de succión se necesita el valor del caudal a la salida y entrada del sistema.

El caudal será:

$$Q_s = v_s * A_s \quad \text{Ec.60}$$

Con el valor del caudal se determina el valor de la velocidad de entrada al ducto de campana:

$$Q_e = v_e * A_e \quad \text{Ec.61}$$

Para el cálculo de pérdidas se considera el caso menos favorable, es decir, las pérdidas en función de la velocidad del flujo.

$$Perd = \frac{1}{2} \rho K (v_s^2 - v_e^2) \quad \text{Ec.62}$$

En el diseño de ductos de campana todos los ángulos de inclinación respecto al eje no deben ser superiores a 10° para evitar zonas de turbulencias, por lo tanto, este será uno de los parámetros de diseño y con ayuda del gráfico 4 se hallará el valor del coeficiente de fricción K .

¹¹ WALLIS ALLAN, Flow fans and ducts, Jhon Wiley and Sons, Inc., Florida, 1983

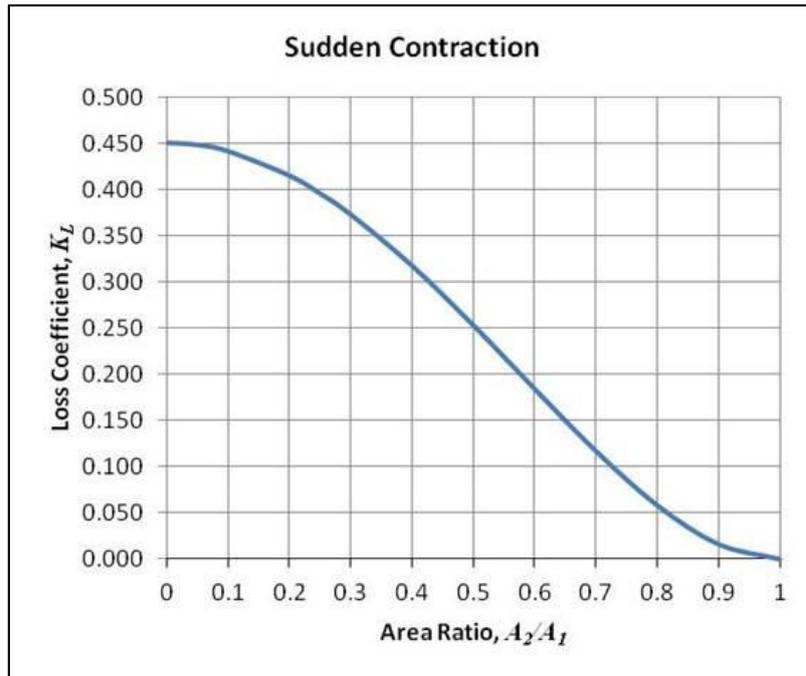


Gráfico 4. Relación de áreas y el coeficiente de fricción para un ducto de contracción.

Fuente: Auworkshop, Autodesk University, 2014.

2.8.3 Selección del ventilador

Para la selección del ventilador nos basaremos en el caudal de trabajo y en el valor de la caída de presión, el cual se espera sea menor de 20 mm c. a. ya que la mayoría de los ventiladores pueden manejar sin problemas esta caída de presión.

En las máquinas agrícolas usualmente se usan dos tipos de ventiladores: centrífugo y axial. El ventilador centrífugo se caracteriza por producir grandes presiones, hasta 20 mm c. a. , a bajas velocidades 700 rpm ; un ventilador axial trabaja a altas velocidades, superior a 1000 rpm ocasionando desventaja debido a que provoca un leve incremento de la presión el cual genera una reducción importante de caudal.

Para nuestro diseño se usará un motor de 1 HP , el cual suministrará al ventilador una velocidad de 1800 rpm (30 rps) y se asume un diámetro de 200 mm , esto para que pueda acoplarse en el ducto previamente diseñado.

Con estos datos se halla el valor de velocidad pico del ventilador, con ayuda del gráfico 5, el cual es la velocidad ideal máxima que puede entregar un ventilador.

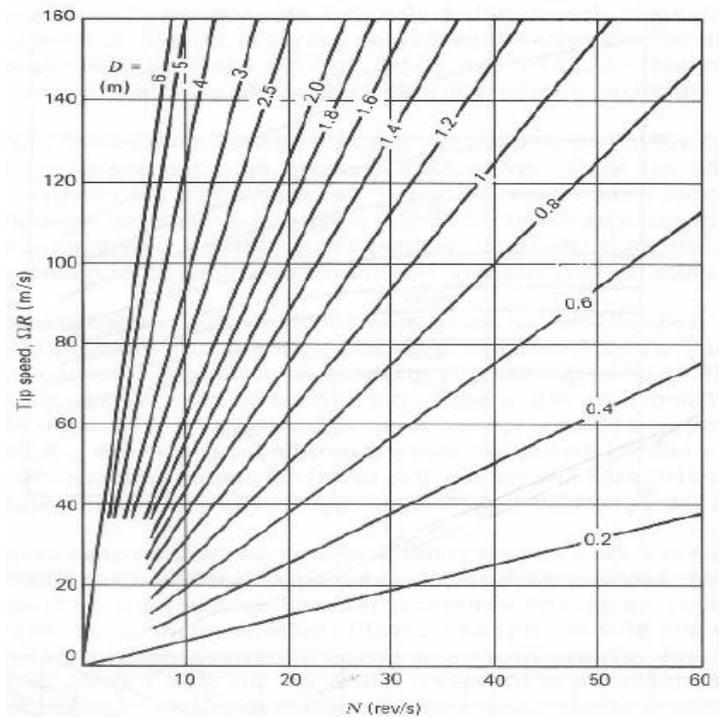


Gráfico 5. Velocidad pico vs velocidad de rotación para varios diámetros de ventilador.

Fuente: Flow fans and ducts, Jhon Wiley and Sons, Florida 1983.

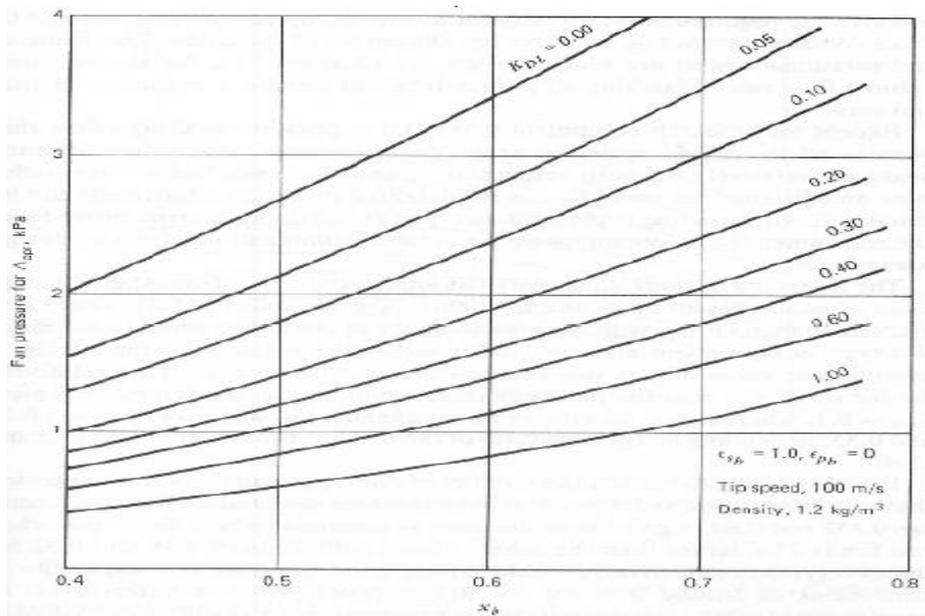


Gráfico 6. Presión del ventilador vs X_b y K_{DL} en condiciones específicas.

Fuente: Flow fans and ducts, Jhon Wiley and Sons, Florida 1983.

En el gráfico 6 se tienen valores para $\Omega R = 100 [m/s]$ para lo cual se acondicionará el valor de velocidad pico del ventilador mediante la siguiente ecuación:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2$$

Ec.63

Se asumen los valores de X_b , donde tenemos la relación entre el diámetro del ventilador y el diámetro del rodete, su valor óptimo está entre 0.6 y 0.7; K_{DL} es el coeficiente de pérdida de presión en el ventilador, este coeficiente es producto de otros como el factor de empuje del álabe, factor de arrastre en los álabes y el factor de turbulencia de los álabes, su valor usual es de 0.05 a 0.2.

2.8.4 Álabes del ventilador

El rodete con los álabes de los ventiladores centrífugos radiales están distribuidos en forma radial. La carcasa está diseñada de forma que a la entrada y a la salida se alcanzan velocidades de transporte del material. La distribución radial de los álabes evita la acumulación de materiales sobre las mismas. Este tipo de ventilador es comúnmente usado en instalaciones de extracción de aire con partículas en suspensión.

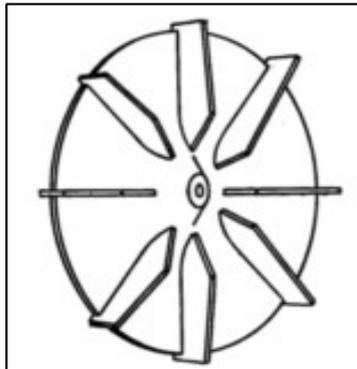


Figura 16. Esquema del rodete con distribución radial de álabes.

Fuente: Atmospheric Fan System

El radio del rodete será el mismo radio del ventilador 155 *mm*, es decir, el rodete ocupará toda la superficie del ventilador y tendrá 8 álabes distribuidos radialmente, se seleccionó esta cantidad de álabes porque es la que comúnmente se vende en las casas comerciales.

2.8.5 Descanso para la extracción

Luego del paso de las semillas por la tolva de flujo, estas ingresan al subsistema de limpieza de semillas, para lo cual se diseña un componente que se lo ha llamado

descanso de la semilla para la extracción, cuyo funcionamiento se basa en mantener las semillas mientras estas pasan a través del ducto de extracción para lograr una mejor eficiencia de limpieza de las mismas, en la figura 17 se muestra el diseño del elemento y en la sección Planos se detalla las medidas del mismo.

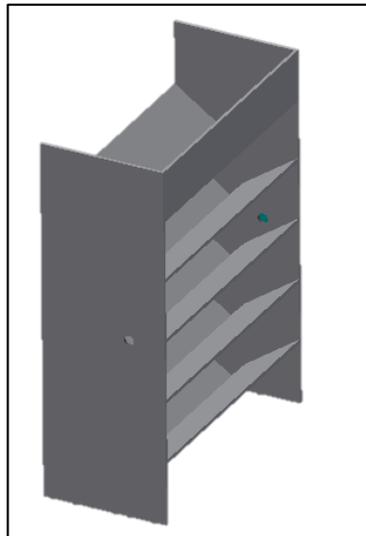


Figura 17. Elemento para el descanso de las semillas en la extracción.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

2.9 Diseño de uniones por sujeción mecánica

Con el objetivo de que las paletas de descascarado puedan ser removidas para su respectivo mantenimiento o cambio de las mismas, algunas de las uniones en el diseño son de tipo no permanentes realizadas por medio de sujeción mecánica. En la figura 18 se presenta el elemento que usará este tipo de sujeción mecánica.

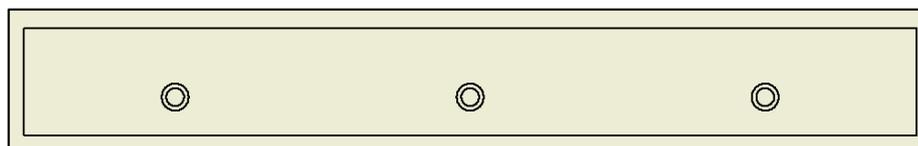


Figura 18. Elemento emperrado a analizar.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Se realiza la selección de pernos disponibles en el mercado local, con las siguientes características:

Pernos de cabeza hexagonal tipo Allen

Rosca 1-8 UNC

Diámetro nominal = 12 mm
Longitud = 40 mm
Grado de calidad ISO 8.8

Luego del diseño de la ubicación y diámetro de los pernos, figura 19, se procede a verificar si el diseño cumple con la teoría de falla.

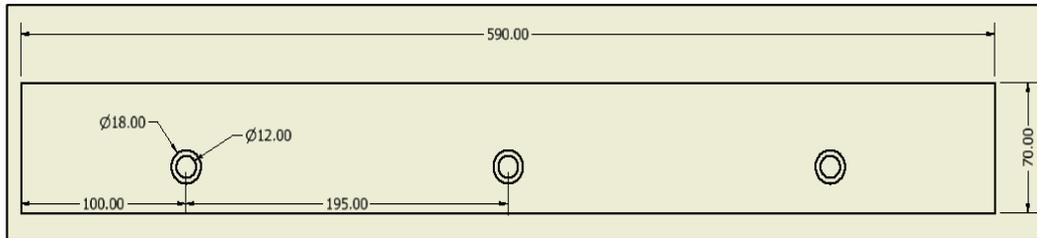


Figura 19. Ubicación de pernos en el elemento.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Para seguir con la metodología se selecciona un extremo del elemento con la ubicación del perno y la fuerza que se genera en el mismo, en la figura 20 se presenta la distribución.

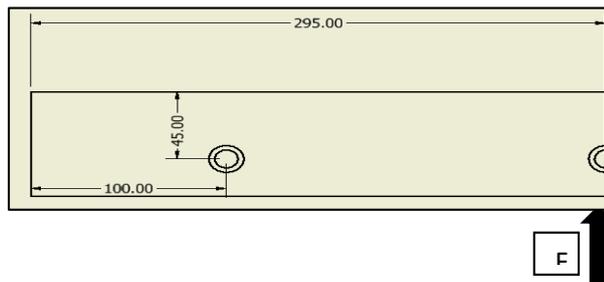


Figura 20. Vista del extremo seleccionado con la carga resultante.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Para el diseño de esta unión se considera la teoría de falla de Goodman con la siguiente ecuación:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \quad \text{Ec.64}$$

Primero se debe determinar ciertas características de los pernos. En la tabla 19 se muestran las propiedades mecánicas para el perno clase ISO 8.8.

Tabla 19. Propiedades mecánicas perno clase ISO 8.8

Resistencia a la fatiga	Se = 129 MPa
Resistencia de prueba mínima	Sp = 600 MPa
Resistencia mínima de fluencia	Sy = 660 MPa
Resistencia última	Sut = 830MPa

Fuente: Norma ISO 898 Parte 1. Propiedades mecánicas de pernos, tornillos y espárragos.

Cálculo de los parámetros derivados de la geometría de los pernos

Para el cálculo de los parámetros se usarán las siguientes ecuaciones:

$$k_b = \frac{A_R A_{NR} E}{A_{NR} L_R + A_R L_{NR}} \quad \text{Ec.65}$$

$$k_m = \frac{0.577 \pi E d}{2 \ln \left[5 \frac{0.577 l + 0.5 d}{0.577 l + 2.5 d} \right]} \quad \text{Ec.66}$$

Cálculo de la fuerza primaria y la precarga de cada perno

Para el cálculo de la fuerza primaria y la precarga se usarán las siguientes ecuaciones:

$$F_p = A_{NR} S_p \quad \text{Ec.67}$$

$$F_i = 0.75 F_p \quad \text{Ec.68}$$

Cálculo de los esfuerzos sobre los pernos

Luego de calcular la fuerza primaria y la precarga, se procede a calcular los esfuerzos sobre los pernos, mediante las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a = \frac{C P}{2 A_{NR}} \quad \text{Ec.69}$$

$$\sigma_m = \frac{C P}{2 A_{NR}} + \frac{F_i}{A_{NR}} \quad \text{Ec.70}$$

$$\sigma_a = \sigma_m - \sigma_i \quad \text{Ec.71}$$

2.10 Diseño de uniones por soldadura

Se calculará el factor de seguridad de soldadura para el elemento más crítico del diseño, para lo cual se emplean las recomendaciones de la ASTM en relación del tamaño del cordón con el espesor de la plancha base. Las medidas recomendadas se toman como referencia para el diseño de las uniones soldadas que serán analizadas con la teoría de falla de Goodman.

En la figura 21 se muestra el elemento a analizar el cual sujeta las paletas y se une al bocín, mediante soldadura, para luego sujetarse al eje.

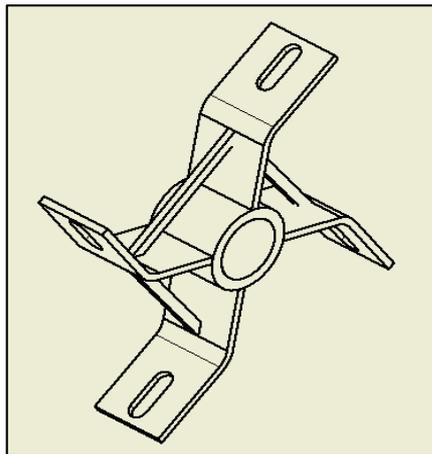


Figura 21. Elemento soldador a analizar.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

El espesor de la plancha del soporte de paletas es 5 mm y del bocín es 7.5 mm , el material es acero AISI 1018. El cordón de soldadura será realizado con proceso TIG, debido a que el espesor de las placas no es mayor a 8 mm , y el material de aporte será tungsteno con las siguientes características mecánicas:

$$S_{ut} = 407\text{ MPa}$$

Para determinar los esfuerzos en el cordón se define la magnitud y dirección de las fuerzas que actúan sobre el elemento, en la figura 22 se muestra el elemento con la carga resultante.

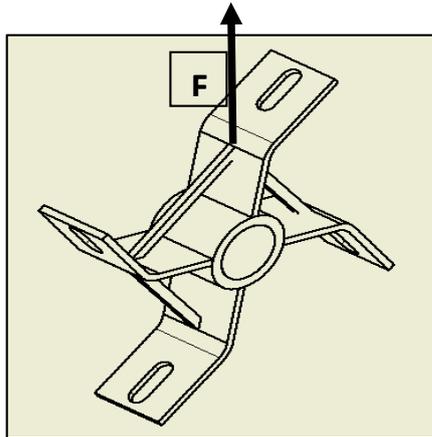


Figura 22. Elemento con la carga resultante.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

La fuerza es de carácter fluctuante, por lo que se tomará la fuerza máxima que se calcula en el soporte de las paletas, se procede a determinar los esfuerzos con las fórmulas que se aplican para uniones soldadas de este tipo:

$$\sigma_{max} = 1.618 \frac{F}{h L} \quad Ec.72$$

$$\tau_{max} = 1.118 \frac{F}{h L} \quad Ec.73$$

Luego de hallar el valor de cada uno de los esfuerzos se calcula el factor de seguridad de la soldadura.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

En esta sección se presentan los resultados de acuerdo a los objetivos planteados, además, se detallan los parámetros establecidos en el diseño de ingeniería del Capítulo 2.

3.1 Cantidad de materia prima en la longitud de la paleta de teflón

Cantidad de cápsulas en la longitud de la paleta

Se usó la ecuación 6 con la que se encontró la cantidad cápsulas que pueden ser acomodadas en la longitud de la paleta:

$$C_c = 24 \text{ cápsulas}$$

Cantidad de semillas en la longitud de la paleta

Se usó la ecuación 6 con la que se encontró la cantidad de semillas con cápsulas que pueden ser acomodadas en la longitud de la paleta:

$$C_s = 30 \text{ semillas}$$

3.2 Cantidad total de materia prima por revolución

Para determinar la cantidad de materia se consideró, las semillas que pueden entrar en la cada paleta, por el número total de paletas del sistema que en este caso son cuatro.

Cantidad total de cápsulas por revolución

Se reemplazó los valores en la ecuación 7 de lo cual se obtuvo el siguiente resultado:

$$C_{tc} = 96 \text{ cápsulas}$$

Cantidad total de semillas por revolución

Se reemplazó los valores en la ecuación 8 de lo cual se obtuvo el siguiente resultado:

$$C_{ts} = 120 \text{ semillas}$$

3.3 Resultados para la desencapsuladora

A continuación se presentan los resultados de los cálculos para la desencapsuladora utilizando las ecuaciones mencionadas en el capítulo anterior.

3.3.1 Dimensionamiento del motor

Los resultados necesarios para el dimensionamiento del motor se presentan a continuación.

Velocidad de diseño del eje desencapsulador

Se consideró un caudal de diseño de $Q_d = 2000 \text{ kg/hr}$, y con el uso de la ecuación 9, obteniendo como resultado lo siguiente:

$$\omega_{dc} = 204.86 \cong 205 \text{ rpm}$$

Fuerza normal en las paletas

Se utilizó la ecuación 11 con una $F_{DES} = 160 \text{ N}$ con una cantidad total de semillas de $C_t = 96$, se obtuvo una fuerza normal en las paletas de:

$$F_N = 15360 \text{ N}$$

Fuerza de rozamiento

Con un coeficiente de fricción cinético de $\mu_k = 0.04$, entre el teflón de las paletas y el acero del cilindro desencapsulador y el resultado de la fuerza normal en las paletas, se obtuvo la fuerza de rozamiento con la ecuación 13:

$$F_r = 614.4 \text{ N}$$

Como las paletas se deslizan a una velocidad constante la fuerza aplicada es igual a la fuerza de rozamiento como se lo obtuvo con la ecuación 14:

$$F_r = F_{ap} = 614.4 \text{ N}$$

Torque el eje

Se utilizó la ecuación 15 y con un valor de $r = 0.19$, se obtuvo un torque en el eje de:

$$T_{eje} = 116.73 \text{ N.m}$$

Potencia del eje

Con una velocidad de diseño del eje de $w = 205 \text{ rpm} = 21.46 \text{ rad/s}$, se utilizó la ecuación 16 de la cual se obtuvo:

$$P_{eje} = 2506.03 \text{ W} = 3.5 \text{ HP}$$

Se escogió un motor de 3.5 HP, pero por facilidad de compra en el mercado se escogió un motor de 5 HP con una velocidad de 1200 rpm.

Torque del motor del desencapsulador

Se evaluó las características del motor de 5 HP en la ecuación 17 obteniendo:

$$\tau_c = 30.1 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

3.3.2 Sistema de transmisión mediante poleas

Para elegir el correcto sistema de transmisión de mediante poleas se hizo análisis tanto de las bandas como de las poleas con el uso de las ecuaciones y gráficas mencionadas en el Capítulo 2.

Sección de la correa

Con un factor de servicio de $k_s: 1$ y la potencia de eje encontrada, se obtuvo una potencia de diseño igual a la potencia del eje, como se muestra en la ecuación 19.

$$P_{dis} = 3725 \text{ W}$$

Con el valor de $P_{dis} = 3725 \text{ W}$ y $w = 1200 \text{ rpm}$, se observó en el gráfico 1 de selección del perfil de la correa, dando como resultado una sección tipo A.

Diámetro de la polea conducida

Con un diámetro de la polea conductora de $d_{1c} = 3 \text{ pulg}$, se utilizó la ecuación 20 para calcular el diámetro de la polea conducida del desencapsulador:

$$d_{rc} = 18 \text{ pulg}$$

Relación de transmisión

Con la necesidad de reducir la velocidad del motor a la velocidad de diseño del eje se asume un diámetro de polea conductora de $d_1 = 3 \text{ pulg} = 76.2 \text{ mm}$ y con el resultado de la polea conducida de $d_2 = 18 \text{ pulg} = 457.2 \text{ mm}$, se utilizó la ecuación 22 dando como resultado:

$$i = 6$$

La cual es adecuada ya que no debe excede la reducción de 6:1.

Ángulo de contacto

Se utilizó la ecuación 23, con una distancia entre centros de $C = 497 \text{ mm}$, de lo cual se obtuvo un ángulo de contacto de:

$$\theta_{d2} = 135^\circ = 2.36 \text{ rad}$$

Con el resultado se obtuvo el ángulo complementario de:

$$\beta = 22.5^\circ$$

Longitud de la polea

Se reemplazó los valores en la ecuación 25, del que se obtuvo el siguiente valor de longitud de polea:

$$L_p = 1.90 \text{ m}$$

Perímetro interior de la banda

Con un aumento de longitud $\Delta L = 1.33 \text{ plg} = 0.033 \text{ m}$, que se obtuvo en la tabla 13, considerando la sección transversal A, el cual fue evaluado en la ecuación 26:

$$L = 1.867 \text{ m}$$

Potencia nominal que la banda transmite

Se reemplazó los valores en la ecuación 27, en la que se encontró la potencia nominal que la banda transmite, considerando que los valores de $C_1 - C_4$ se los encontró en la tabla 14 para la sección transversal en A y el factor de relación de velocidad $k_A = 1.1106$ tomado de la tabla 15.

$$P_r = 2.9 \text{ HP}$$

A continuación se encuentra la potencia corregida con la ecuación 28, considerando un factor de diseño $k_1 = 0.9$, y un factor de corrección para longitud $k_s = 1.08$, para bandas con sección en A como se obtuvo en la tabla 16.

$$P_r' = 2.8 \text{ HP}$$

Número de correas por polea

Se utilizó la potencia de diseño y la potencia corregida con la cual se calculó el número de correas en la polea con el uso de la ecuación 29.

$$N^{\circ} \text{ correas} = 2$$

De esta manera se determinó que se utilizará dos correas por polea.

3.3.3 Diseño del eje

Para diseñar el eje se requiere de características propias del material, y de las fuerzas y reacciones que se aplican en el eje, a continuación se muestran los resultados de cada uno de ellos con el uso de las ecuaciones mencionadas en el Capítulo 2.

Tensiones en el eje

Para determinar el valor de las tensiones producidas, se necesitó el valor de la tensión centrífuga el cual se calculó con la ecuación 30, considerando una velocidad tangencial en la polea conductora de $V_t = 4.785 \text{ m/s} = 942.47 \text{ ft/min}$:

$$F_c = 49.81 \text{ lbf} = 221.56 \text{ N}$$

A continuación se determinó la diferencia de tensiones utilizando la ecuación 31:

$$\Delta F = 175.07 \text{ Lbf} = 778.71 \text{ N}$$

De aquí al reemplazar los valores en la ecuación 32 y 33 se encontró las tensiones $F1$ y $F2$ respectivamente:

$$F1 = 299.378 \text{ Lbf} = 1331.63 \text{ N}$$

$$F2 = 2124.31 \text{ Lbf} = 552.92 \text{ N}$$

Tensiones de la banda tomando en cuenta el ángulo complementario β

Se consideró que el ángulo complementario $\beta = 22.5^\circ$, y con la ecuación 34, se obtuvo los componentes de las tensiones $F1$ y $F2$

$$F1_z = 509.59 \text{ N}$$

$$F1_y = 1230.27 \text{ N}$$

$$F2_z = 214.59 \text{ N}$$

$$F2_y = 510.83 \text{ N}$$

Momentos flectores máximos

Para determinar el momento flectores máximos se realizó el análisis en los planos XY y XZ, de los cuales se necesitan datos para encontrar las reacciones los cuales se citan a continuación.

$$W: 190.65 \text{ N}$$

$$F_{Apl}: 614.4 \text{ N}$$

$$a: 70 \text{ mm}$$

$$b: 38 \text{ mm}$$

$$c: 40 \text{ mm}$$

$$d: 3.5 \text{ mm}$$

$$e: 612.5 \text{ mm}$$

$$f: 255 \text{ mm}$$

Dichos valores se hacen referencia a la figura 13 y 14 del capítulo 2.

Momentos flectores en el plano XY

Al realizar el sumatorio de momentos en el en el punto B, se encontró la reacción en el punto E en la ecuación 35:

$$RE = -448.092 N$$

Dado que el signo negativo de la fuerza RE , significa que la dirección de la reacción es hacia abajo y utilizando la ecuación 36 se encontró el valor de la reacción en el punto B:

$$RB = 1765.442 N$$

Luego de encontrar las incógnitas del sistema se procedió a graficar el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector en el plano XY como se muestra en las figuras 23 y 24.

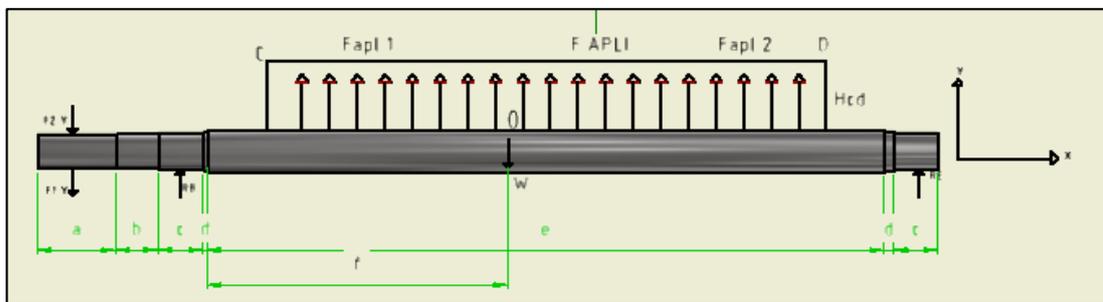


Figura 23. Diagrama del eje desencapsulador en el plano XY.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

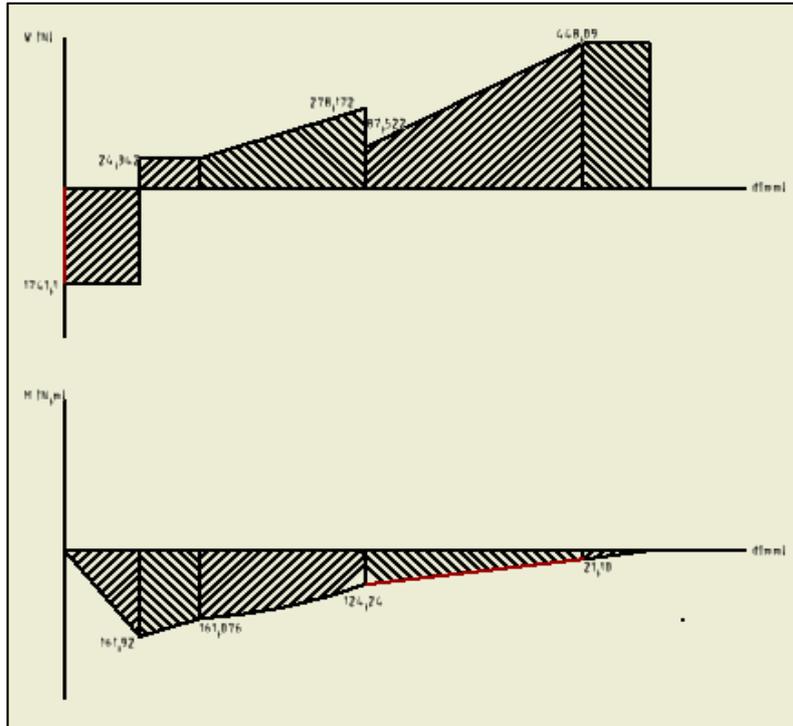


Figura 24. Diagrama del esfuerzo cortante y momento flector del eje desencapsulador.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Dando como resultado el momento flector máximo de $M_{XY} = 194.236 \text{ N.m}$

Momentos flectores en el plano XZ

Al realizar el sumatorio de momento en el en el punto B, se encontró la reacción en el punto E, reemplazando todas las variables en la ecuación 37:

$$RE = -224.98 \text{ N}$$

Dado que el signo negativo de la fuerza RE , significa que la dirección de la reacción es hacia abajo y con el uso de la ecuación 38 se encontró el valor de la reacción en el punto B:

$$RB = -687.43 \text{ N}$$

Dado que el signo negativo de la fuerza RB , significa que la dirección de la reacción es hacia el sentido contrario.

Luego de encontrar las incógnitas del sistema se procedió a graficar el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector en el plano XY como se muestra en las figuras 25 y 26.

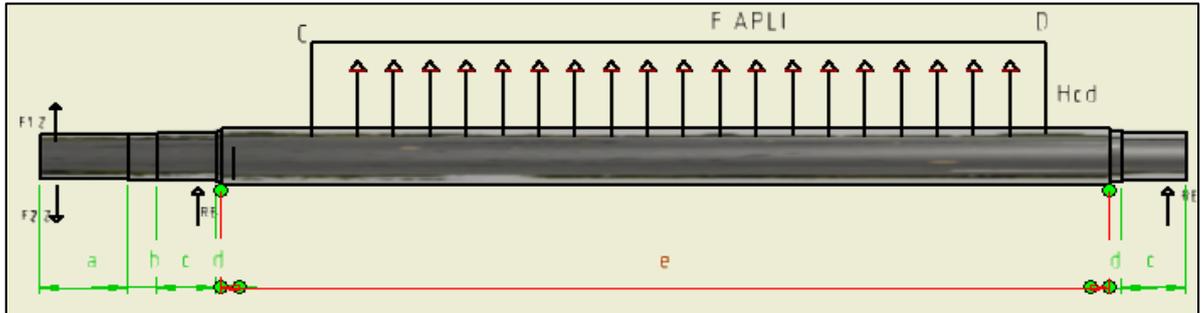


Figura 25. Diagrama del eje desencapsulador en el plano XZ.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

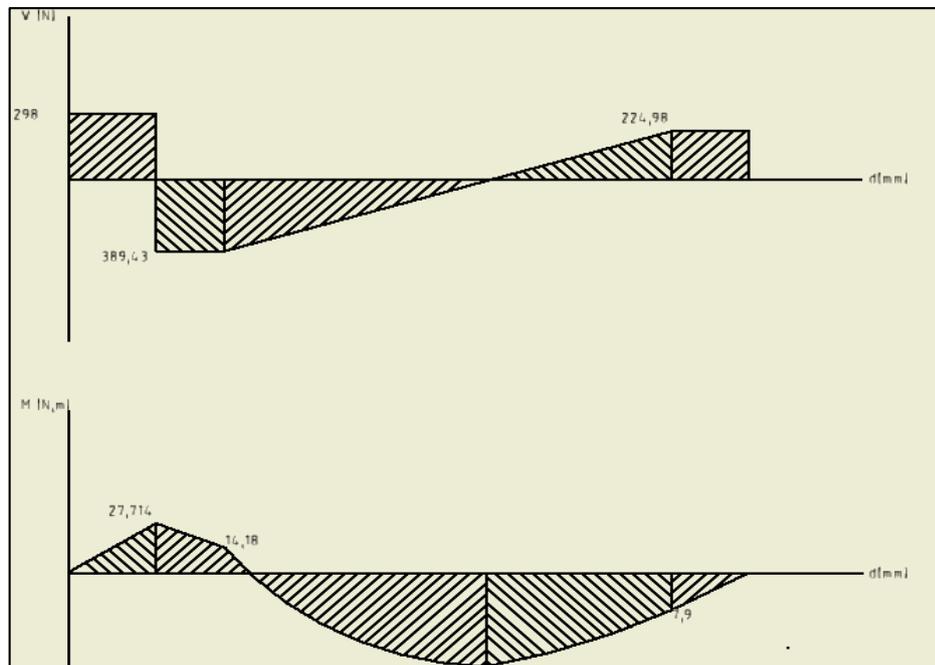


Figura 26. Diagrama del esfuerzo cortante y momento flector del eje desencapsulador.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Dando como resultado el momento flector máximo de $M_{XZ} = 57.863 \text{ N.m}$

Superposición de momentos flectores máximos

Con los resultados de los momentos flectores máximos en los planos XY y XZ, se calculó la superposición de las mismas, utilizando la ecuación 39:

$$MRO' = 161.92 \text{ N.m}$$

Determinación del factor de seguridad

Para determinar el factor de seguridad se escogió el acero AISI 1018, con valores de $S_{ut} = 380 \text{ MPa}$, y $S_y = 205 \text{ MPa}$ y se consideró un diseño en fatiga con una carga variable como se muestra a continuación:

$$T = [0 - 116.736] \text{ N.m}$$

$$M = [0 - 161.92] \text{ N.m}$$

$$I = 1.52 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$J = 3.054 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Momentos alternantes y medios

Se reemplazó los valores que se mencionaron en la sección anterior y con la ecuación 44 y 45 se obtuvo:

$$M_a = M_m = 85.975 \text{ N.m}$$

Torques alternantes y medios

Reemplazando los valores que se mencionaron en la sección anterior y con la ecuación 46 y 47 se obtuvo:

$$T_a = T_m = 58.368 \text{ N.m}$$

Esfuerzos alternantes y medios

Con el uso de la ecuaciones 42 y 43 se tiene como resultado $\sigma_{xya} = \sigma_{xym} = 11.87 \text{ MPa}$ y $T_{xya} = T_{xym} = 4.013 \text{ MPa}$ y evaluándolos en la ecuación 48 y 49, considerando que el factor $k_f = 1.16$ se obtuvo como resultado:

$$\sigma_a' = 15.95 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = 13.755 \text{ MPa}$$

Límite de resistencia a la fatiga

Con el uso de la ecuación 50 se evaluó el esfuerzo último a la tensión modificado, dando como resultado $S_{su} = 294.8 \text{ MPa}$, dicho valor se evaluó en la ecuación 51, dando como resultado:

$$Se' = 148.37 \text{ MPa}$$

Límite de resistencia a la fatiga en la condición de uso

Se encontró los valores de las constantes necesarias para evaluar en la ecuación 52, las cuales se citan a continuación:

$$k_a = 0.92, k_b = 0.833, k_c = 0.597, k_d = 1, k_f = 1.16$$

De lo cual se obtuvo el siguiente resultado:

$$Se = 67.97 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad en fatiga

Se utilizó la ecuación 56, y con los resultados encontrados anteriormente se evaluó el factor de seguridad con carga fluctuante dando como resultado lo siguiente:

$$\eta = 3.55$$

El resultado permite decir, que el factor de seguridad es el adecuado para que el eje trabaje sin problemas en fatiga.

Ciclos de vida

Se utilizó la ecuación 57 y con los parámetros $a = 1055,5 \text{ MPa}$ y $b = -0.142$ evaluados en la ecuación 58 y 59 respectivamente, se obtuvo lo siguiente:

$$N = 2.52 \times 10^{12}$$

3.4 Resultados para la descascaradora

A continuación se presentan los resultados de los cálculos para la descascaradora utilizando las ecuaciones mencionadas en el capítulo anterior.

3.4.1 Dimensionamiento del motor

Los resultados necesarios para el dimensionamiento del motor se presentan a continuación.

Velocidad de diseño del eje descascarador

Se consideró un caudal de diseño de $Q_d = 2000 \text{ kg/hr}$, y con el uso de la ecuación 10, obteniendo como resultado lo siguiente:

$$\omega_{ds} = 229.16 \cong 230 \text{ rpm}$$

Fuerza normal en las paletas

Se utilizó la ecuación 12 con una $F_{Des} = 85 \text{ N}$ con una cantidad total de semillas de $C_t = 120$, se obtuvo una fuerza normal en las paletas de:

$$F_N = 10200 \text{ N}$$

Fuerza de rozamiento

Con un coeficiente de fricción cinético de $\mu_k = 0.04$, entre el teflón de las paletas y el acero del cilindro descascarado y el resultado de la fuerza normal en las paletas, se obtuvo la fuerza de rozamiento con la ecuación 13:

$$F_r = 408 \text{ N}$$

Como las paletas se deslizan a una velocidad constante la fuerza aplicada es igual a la fuerza de rozamiento como se lo obtuvo con la ecuación 14:

$$F_r = F_{Ap} = 408 \text{ N}$$

Torque el eje

Se utilizó la ecuación 15 y con un valor de $r = 0.19$, se obtuvo un torque en el eje de:

$$T_{eje} = 77.52 \text{ N.m}$$

Potencia del eje

Con una velocidad de diseño del eje de $w = 230 \text{ rpm} = 24.08 \text{ rad/s}$, se utilizó la ecuación 16 de la cual se obtuvo:

$$P_{eje} = 1866.68 \text{ W} = 2.5 \text{ HP}$$

Permitiendo escoger un motor de 2.5 HP , pero por facilidad de compra en el mercado se escogió un motor de 3 HP con una velocidad de 1200 rpm .

Torque del motor

Se escogió un motor de 3 *HP* y velocidad de operación de 1200 *rpm*.

Torque del motor del descascarador

Se evaluó las características del motor de 3 *HP* en la ecuación 18 obteniendo:

$$\tau_s = 17.8 [N \cdot m]$$

3.4.2 Sistema de transmisión mediante poleas

Para elegir el correcto sistema de transmisión de mediante poleas se hizo análisis tanto de las bandas como de las poleas con el uso de las ecuaciones y graficas expuestas en el Capítulo 2.

Sección de la correa

Con un factor de servicio de $k_s: 1$ y la potencia de eje encontrada, se obtuvo una potencia de diseño igual a la potencia del eje, como se muestra en la ecuación 19.

$$P_{dis} = 2235 W$$

Con el valor de $P_{dis} = 1866 W$ y $W = 1200rpm$, se observa en el gráfico 1 de selección del perfil de la polea, dando como resultado una sección tipo A.

Diámetro de la polea conducida

Con un diámetro de la polea conductora de $d_{lc} = 3 plg$, se utilizó la ecuación 21 para calcular el diámetro de la polea conducida del descascarador:

$$d_{ls} = 16 pulg$$

Relación de transmisión

Con la necesidad de reducir la velocidad del motor a la velocidad de diseño del eje se asume un diámetro de polea conductora de $d_1 = 3 plg = 76.2mm$ y con el resultado de la polea conducida de $d_2 = 16plg = 406.4 mm$, se utilizó la ecuación 22 dando como resultado:

$$i = 5.33$$

La cual es adecuada ya que no debe excede la reducción de 6:1.

Ángulo de contacto

Se utilizó la ecuación 23, con una distancia entre centros de $C = 497 \text{ mm}$, de lo cual se obtuvo un ángulo de contacto de:

$$\theta_{d2} = 141.19^\circ = 2.46 \text{ rad}$$

Con el resultado se obtuvo el ángulo complementario de:

$$\beta = 19.4^\circ$$

Longitud de la polea

Se reemplazó los valores en la ecuación 25, del que se obtuvo el siguiente valor de longitud de polea:

$$L_p = 1.81 \text{ m}$$

Perímetro interior de la banda

Con un aumento de longitud $\Delta L = 1.33 \text{ plg} = 0.033 \text{ m}$, que se obtuvo en la tabla 13, considerando la sección transversal A, el cual fue evaluado en la ecuación 26:

$$L = 1.78 \text{ m}$$

Potencia nominal que la banda transmite

Se reemplazó los valores en la ecuación 27, en la que se encontró la potencia nominal que la banda transmite, considerando que los valores de $C_1 - C_4$ se los halla en la tabla 14 para la sección transversal en A y el factor de relación de velocidad $k_A = 1.1106$ tomado de la tabla 15.

$$P_r = 2.2 \text{ HP}$$

A continuación se encuentra la potencia corregida con la ecuación 28, considerando un factor de diseño $k_1 = 0.9$, y un factor de corrección para longitud $k_s = 1.08$, para bandas con sección en A como se obtuvo en la tabla 16.

$$P_r' = 2.14 \text{ HP}$$

Número de correas por polea

Se utilizó la potencia de diseño y la potencia corregida con la cual se calculó el número de correas en la polea con el uso de la ecuación 29.

$$N^{\circ}_{correas} = 1$$

De esta manera se determinó el número de correas por polea.

3.4.3 Diseño del eje

Para diseñar el eje se buscaron las características propias del material, y de las fuerzas y reacciones que se aplican en el eje, a continuación se muestran los resultados de cada uno de ellos con el uso de las ecuaciones expuestas en el Capítulo 2.

Tensiones del eje

Para determinar el valor de las tensiones producidas, se necesita el valor de la tensión centrífuga el cual se calculó con la ecuación 30, considerando una velocidad tangencial en la polea conductora de $Vt = 4.785 \frac{m}{s} = 942.47 \text{ ft}/\text{min}$:

$$F_c = 49.81 \text{ lbf} = 221.56 \text{ N}.$$

A continuación se determinó la diferencia de tensiones utilizando la ecuación 31:

$$\Delta F = 105,041 \text{ Lbf} = 467.22 \text{ N}$$

De aquí al reemplazar los valores en la ecuación 32 y 33 se halla el valor de las tensiones $F1$ y $F2$ respectivamente:

$$F1 = 193.36 \text{ Lbf} = 873.40 \text{ N}$$

$$F2 = 91.32 \text{ Lbf} = 406.22 \text{ N}$$

Tensiones de la banda tomando en cuenta el ángulo complementario β

Se consideró que el ángulo complementario $\beta = 19.4^{\circ}$, y con la ecuación 34, se obtuvo el valor de los componentes de las tensiones $F1$ y $F2$

$$F1_z = 284.35 \text{ N}$$

$$F1_Y = 825.82 \text{ N}$$

$$F2_Z = 132.25 \text{ N}$$

$$F2_Y = 384.087 \text{ N}$$

Momentos flectores máximos

Para determinar el momento flectores máximos se realizó análisis en los planos XY y XZ, de los cuales se necesitan datos para encontrar las reacciones los cuales se citan a continuación:

$$W: 190.65 \text{ N}$$

$$F_{Apl}: 408 \text{ N}$$

$$a: 70 \text{ mm}$$

$$b: 38 \text{ mm}$$

$$c: 40 \text{ mm}$$

$$d: 3.5 \text{ mm}$$

$$e: 612.5 \text{ mm}$$

$$f: 255 \text{ mm}$$

Dichos valores hacen referencia a la gráfica 14 del capítulo 2.

Momentos flectores en el plano XY

Al realizar el sumatorio de momento en el en el punto B, se encontró la reacción en el punto E en la ecuación 35:

$$RE = -279.083 \text{ N}$$

El signo negativo de la fuerza RE , significa que la dirección de la reacción es hacia abajo y utilizando la ecuación 36 se encuentra el valor de la reacción en el punto B:

$$RB = 1271.641 \text{ N}$$

Luego de encontrar las incógnitas del sistema se procedió a graficar el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector en el plano XY como se muestra en las figuras 27 y 28.

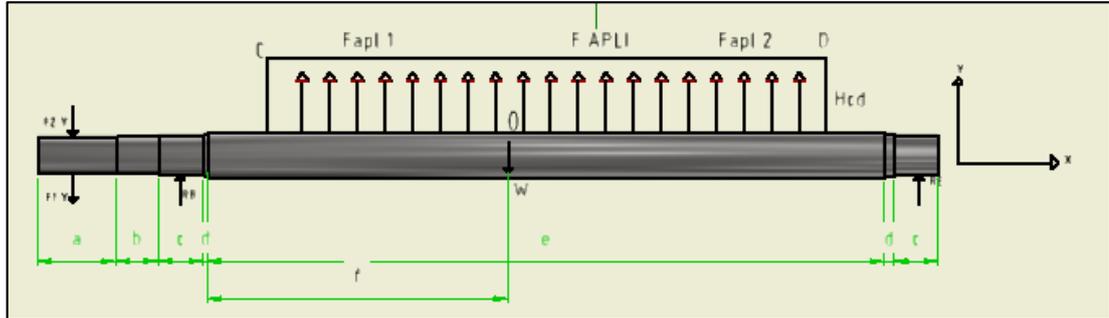


Figura 27. Diagrama del eje descascarador en el plano XY.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

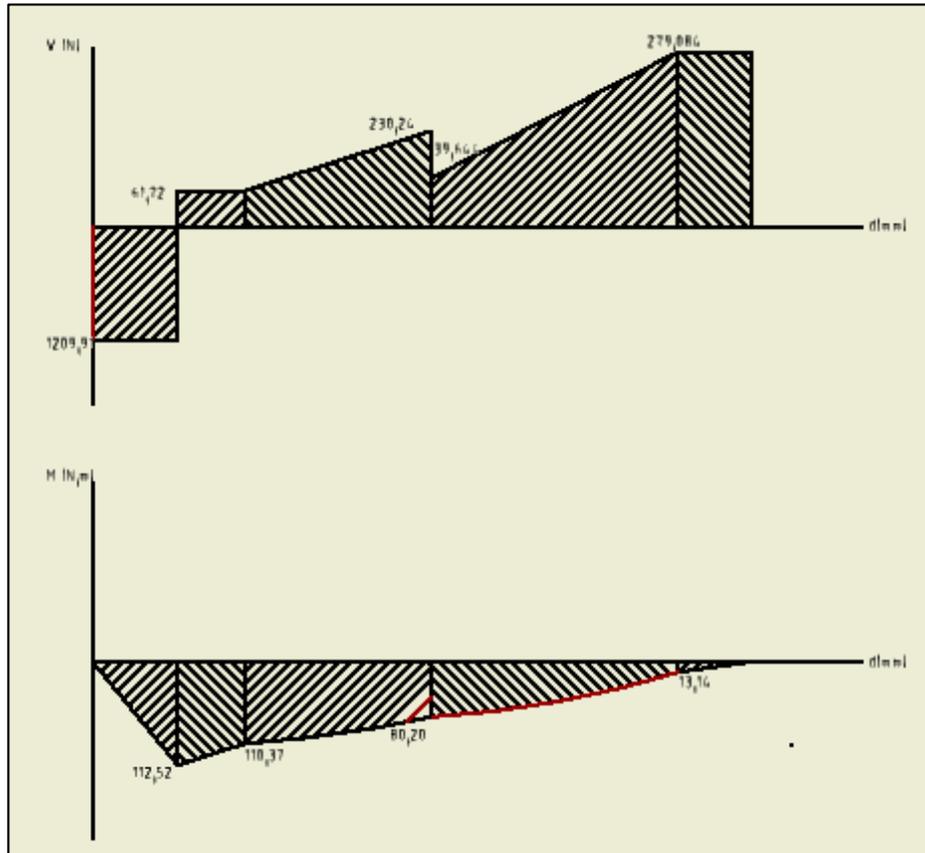


Figura 28. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del eje descascarador.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Dando como resultado el momento flector máximo de $M_{XY} = 118.3 \text{ N.m}$

Momentos flectores en el plano XZ

Al realizar el sumatorio de momento en el en el punto B, se encontró la reacción en el punto E, reemplazando todas las variables en la ecuación 37:

$$RE = -120.392N$$

El signo negativo de la fuerza RE , significa que la dirección de la reacción es hacia abajo y con el uso de la ecuación 38 se encontró el valor de la reacción en el punto B:

$$RB = -439.70 N$$

El signo negativo de la fuerza RB , significa que la dirección de la reacción es hacía.

Luego de encontrar las incógnitas del sistema se procedió a graficar el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector en el plano XY como se muestra en las figuras 29 y 30.

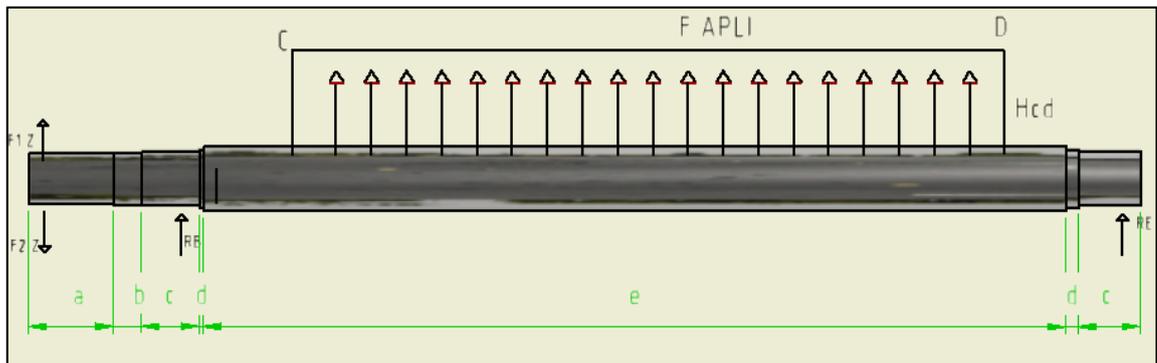


Figura 29. Diagrama del eje descascarador en el plano XZ.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

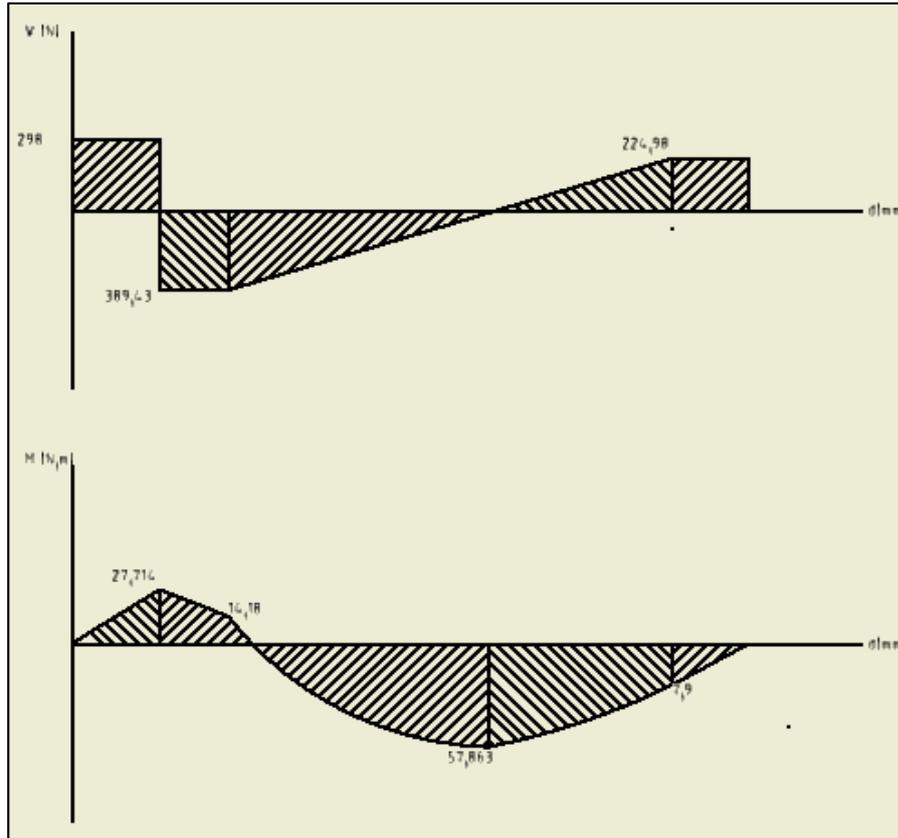


Figura 30. Diagrama del esfuerzo cortante y momento flector.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Dando como resultado el momento flector máximo de $M_{XZ} = 56.24 \text{ N.m}$

Superposición de momentos flectores máximos

Con los resultados de los momentos flectores máximos en los planos XY y XZ, se calculó la superposición de las mismas, utilizando la ecuación 39.

$$MRO' = 125.79 \text{ N.m}$$

Determinación del factor de seguridad

El material a usar para el diseño del eje es acero AISI 1018, con los valores de $S_{ut} = 380 \text{ MPa}$, y $S_y = 205 \text{ MPa}$.

Se consideró un diseño en fatiga con una carga variable como se muestra a continuación:

$$T = [0 - 72.52] \text{ N.m}$$

$$M = [0 - 125.79] N.m$$

$$I = 1.52 \times 10^{-7} m^4$$

$$J = 3.054 \times 10^{-7} m^4$$

Momentos alternantes y medios

Se reemplazaron los valores que se mencionaron en la sección anterior y con la ecuación 44 y 45 se obtuvo:

$$M_a = M_m = 62.896 N.m$$

Torques alternantes y medios

Se reemplazó los valores que se mencionaron en la sección anterior y con la ecuación 46 y 47 se obtuvo:

$$T_a = T_m = 36.26 N.m$$

Esfuerzos alternantes y medios

Con el uso de la ecuaciones 42 y 43 se tiene como resultado $\sigma_{xya} = \sigma_{xym} = 8.68 MPa$ y $T_{xya} = T_{xym} = 2.49 MPa$ y evaluándolos en la ecuación 38 y 39, considerando que el factor $k_f = 1.16$ se obtuvo lo siguiente:

$$\sigma_a' = 11.24 MPa$$

$$\sigma_m' = 9.69 MPa$$

Límite de resistencia a la fatiga

Con el uso de la ecuación 50 se evaluó el esfuerzo último a la tensión modificado, dando como resultado $S_{su} = 294.8 MPa$, dicho valor se evaluó en la ecuación 41, obteniendo lo siguiente:

$$S_e' = 148.37 MPa$$

Límite de resistencia a la fatiga en la condición de uso

Se halló los valores de las constantes necesarias para evaluar en la ecuación 52, las cuales se citan a continuación:

$$k_a = 0.92, k_b = 0.833, k_c = 0.597, k_d = 1, k_f = 1.16$$

De lo cual se obtuvo el siguiente resultado:

$$S_e = 67.97 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad en fatiga

Se utilizó la ecuación 56, y con los resultados hallados anteriormente se evaluó el factor de seguridad con carga fluctuante dando como resultado lo siguiente:

$$\eta = 4.3$$

El resultado nos permite decir, que el factor de seguridad es el adecuado para que el eje trabaje sin problemas en fatiga.

Ciclos de vida

Se utilizó la ecuación 57 y con los parámetros $a = 1055.5 \text{ MPa}$ y $b = -0.142$ evaluados en la ecuación 58 y 59 respectivamente, se obtuvo lo siguiente:

$$N = 6.17 \times 10^{13}$$

3.5 Sistema de succión

Cálculo de pérdidas en la campana de succión

De acuerdo a datos experimentales realizados en una máquina limpiadora de trigo se indica que a la salida de la campana se necesita una velocidad aproximada de $v_s = 7 \text{ [m/s]}$, considerando que a la salida hay un 30% de pérdidas, entonces la velocidad en la salida del ducto es de $v_s = 9 \text{ [m/s]}$.¹²

Según el diseño realizado se obtiene el valor de las áreas de entrada y de salida:

$$A_e = 30408 \text{ mm}^2$$

$$A_s = 12759.8 \text{ mm}^2$$

Con la ecuación 61 se halla el valor de caudal de salida:

$$Q_s = 0.115 \text{ m}^3/\text{s}$$

¹² VIDAL AUGUSTO, Tesis "Diseño y fabricación de una máquina limpiadora de trigo", lima, 2004.

De acuerdo a la ecuación 62, se halla el valor de pérdidas totales en el ducto, donde se considera el valor de velocidad de entrada y salida de flujo en el ducto, se obtiene una relación de áreas de 0.41, con este valor se busca el coeficiente de pérdidas o de fricción del gráfico 4, dando como resultado un valor de $K = 0.3$

$$Perd = 13 \text{ mm c. a.} = 0.127491 \text{ kPa}$$

Selección del ventilador

La selección del ventilador se fundamenta en el caudal de trabajo y en el valor de la caída de presión, el cual se espera sea menor de 20 mm c. a. ya que la mayoría de los ventiladores pueden manejar sin problemas esta caída de presión.

Del gráfico 5, se obtiene que el valor de velocidad pico es de $\Omega R = 55 \text{ [m/s]}$, con este valor y con ayuda del gráfico 6 se obtiene la presión de trabajo del ventilador.

En el gráfico se tienen valores para $\Omega R = 100 \text{ [m/s]}$ y con ayuda de la ecuación 63 se halla la presión del ventilador:

$$p_2 = 1.416 \text{ kPa}$$

De acuerdo al gráfico 6 se concluye que el valor de la presión que se halló es satisfactorio ya que se encuentra bajo el valor pico de 2 kPa para este tipo de ventiladores.

3.6 Diseño de uniones por sujeción mecánica

Para el diseño de este tipo de uniones se usará la teoría de falla de Goodman el cual nos permite hallar el valor de factor de seguridad del diseño.

Cálculo de los parámetros derivados de la geometría de los pernos

Para el cálculo de estos parámetros se hace uso de la ecuación 65 y 66, obteniendo lo siguiente:

$$k_b = 640$$

$$k_m = 4326$$

Con estos valores se procede a hallar el valor de C, que representa la fracción de la carga externa, P, soportada por el perno.

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = 0.13$$

Se calcularán los esfuerzos soportados por los pernos. Cálculo de la fuerza primaria, aplicada sobre los pernos:

$$F' = \frac{V}{N}$$

Donde V es la fuerza cortante, para nuestro diseño $V = F$ en la figura 19, N es el número de pernos del diseño, $N = 1$.

$$P = F' = 408 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza primaria y precarga de cada perno

Con el uso de las ecuaciones 67 y 68 se hallan estos parámetros.

$$F_p = 226.2 \text{ kN}$$

$$F_i = 169.65 \text{ kN}$$

Cálculo de los esfuerzos sobre los pernos

Luego de calcular la fuerza primaria y la precarga, se procede a calcular los esfuerzos sobre los pernos, con el uso de las ecuaciones 69, 70 y 71.

$$\sigma_a = 70.3 \text{ kPa}$$

$$\sigma_m = 520.3 \text{ kPa}$$

$$\sigma_i = 450 \text{ kPa}$$

Se calcula las siguientes variables que se necesitan en la ecuación de Goodman.

$$S_m = \frac{S_{ut}(S_e + \sigma_i)}{S_{ut} + S_e}$$

$$S_m = 112 \text{ MPa}$$

$$S_a = S_m - \sigma_i$$

$$S_a = 111.6 \text{ MPa}$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación 64, se obtiene $\eta = 1$ lo que cumple con el criterio de diseño, es decir, el diseño de la unión mecánica es satisfactorio.

3.7 Diseño de uniones por soldadura

Se calculará el factor de seguridad de soldadura para el elemento más crítico del diseño.

La fuerza es de carácter fluctuante, por lo que se tomará la fuerza máxima que se calcula en el soporte de las paletas, se procede a determinar los esfuerzos con ayuda de la ecuación 72 y 73.

El cordón es tipo filete con una altura de garganta de 3 mm y la longitud del cordón de soldadura es de 50 mm , la fuerza externa es de $F = 408\text{ N}$.

Así podemos calcular los esfuerzos sobre la soldadura:

$$\sigma_{max} = 13.2\text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = 9.12\text{ MPa}$$

Con estos valores se halla el esfuerzo equivalente de Von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 20.6\text{ MPa}$$

Se analizan los resultados con una teoría de falla apropiada, luego se diseña para carga variable y se usa la teoría de falla de Goodman.

Se calcula cada uno de los parámetros de la ecuación:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma'}{2}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 10.3\text{ MPa}$$

Se determina cada uno de los factores de modificación, se aplica la ecuación 52

$$S_e = k_a k_b k'_c k_d k'_f S'_e$$

Para hallar el límite de resistencia a la fatiga modificado (S'_e), se usan las ecuaciones 50 y 51, obteniendo lo siguiente:

$$S_{su} = 272.69 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 182.7 \text{ MPa}$$

Determinación del factor de superficie

Con el fin de calcular el factor de superficie se hace uso de la ecuación 53, y se obtiene:

$$k_a = 0.68$$

Determinación del factor de tamaño

Para calcular el factor de superficie se hace uso de la ecuación 54, y se obtiene:

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

$$d_e = 0.808 (0.707 hb)^{0.5}$$

$$d_e = 8.32 \text{ mm}$$

$$k_b = 0.96$$

Determinación del factor de carga

Debido a que la carga que se soporta es en flexión, se obtiene:

$$k_c = 1$$

Determinación del factor de temperatura

Debido a que no se producen cambios de temperatura considerables se obtiene:

$$k_d = 1$$

Determinación del factor de efectos varios

Debido a la soldadura el factor de concentrador de esfuerzos es $k_e = 2.7$, por lo tanto:

$$k_f = \frac{1}{k_e}$$

$$k_f = 0.37$$

El resultado que se obtiene de la ecuación 52 es:

$$S_e = 44.1 \text{ MPa}$$

Al reemplazar en la ecuación de Goodman se obtiene el siguiente resultado:

$$\frac{10.3}{44.1} + \frac{10.3}{272.69} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 3.68$$

Este valor de factor de seguridad nos indica que la unión soldada es satisfactoria.

3.8 Análisis estructural

El análisis estructural se lo realizó en la plataforma de simulación con la que cuenta el software Autodesk Inventor 2015 ®.

El elemento analizado es la mesa de soporte, para el caso de la máquina desencapsuladora, considerando que en dicha máquina se ubicará el motor de 5 HP, que es más pesado que el motor de 3 HP, que se ubica en la máquina descascaradora.

La carga estática de prueba es el sumatorio de los pesos de todos los elementos que soporta la mesa, considerando un total de 1740 N, que se lo distribuirá en el centro de cada tubo de la parte superior de la mesa, considerando que son cuatro tubos en donde se distribuirá la carga. La fuerza distribuida aplicada para en las secciones cortas es de 1144.73 N/m y la carga aplicada en las sección largas es de 713.11 N/m, como se observa en la figura 31.



Figura 31. Cargas aplicadas en la estructura de la mesa soporte.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Con las cargas estáticas aplicadas a la estructura se realizó la simulación obteniendo como primer resultado la deformación de la misma, en la figura 32 se observa el comportamiento de la estructura luego de aplicar las cargas.

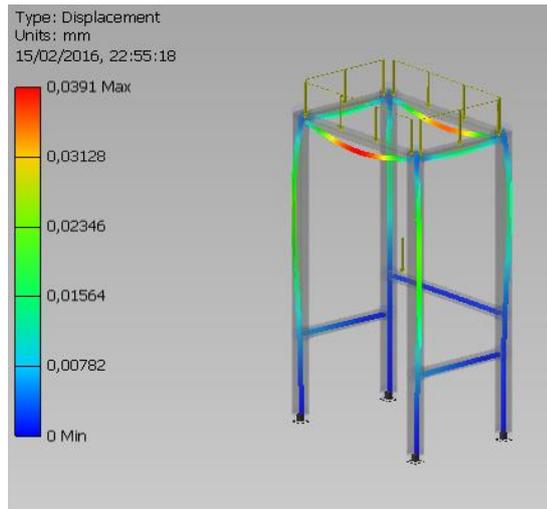


Figura 32. Resultado de deformación en carga estática.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Produciendo una deformación máxima de 0.0391 mm, el cual está dentro del rango aceptable, dado que la deformación máxima permisible es de 3 mm en este tipo de estructuras. A continuación se presenta el resultado de las fuerzas que se transmiten en la estructura por influencia de las cargas estáticas, considerando las reacciones en los ejes X Y Z.

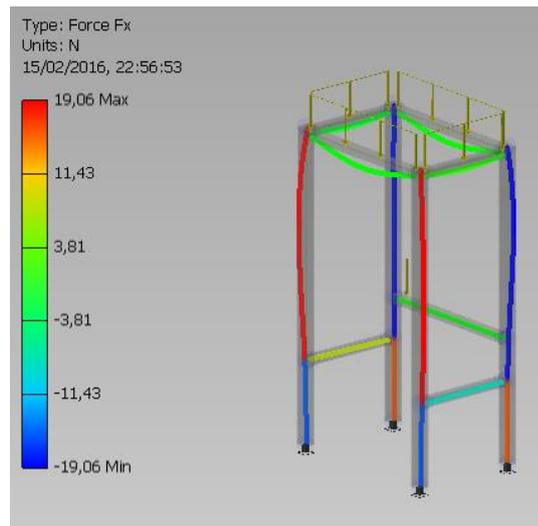


Figura 33. Resultado de fuerzas en la dirección del eje X.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

En la figura 33 se observa que la reacción máxima producida en el eje X es de $R_x = 19.05 N$, si se compara con la carga estática las reacciones halladas son mínimas.

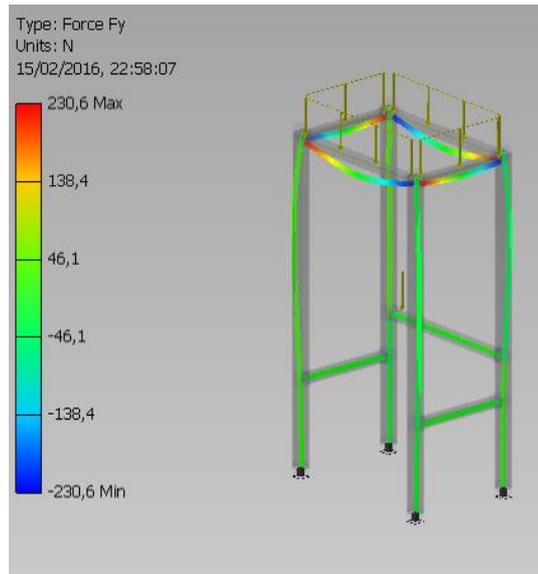


Figura 34. Resultado de fuerzas en la dirección Y.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

La reacción máxima producida en el eje Y es de $R_y = 230.6 N$, la cual se ejerce en la parte superior de la estructura como se muestra en la figura 34, siendo esta el 54% de la carga que se aplica en el punto de análisis.

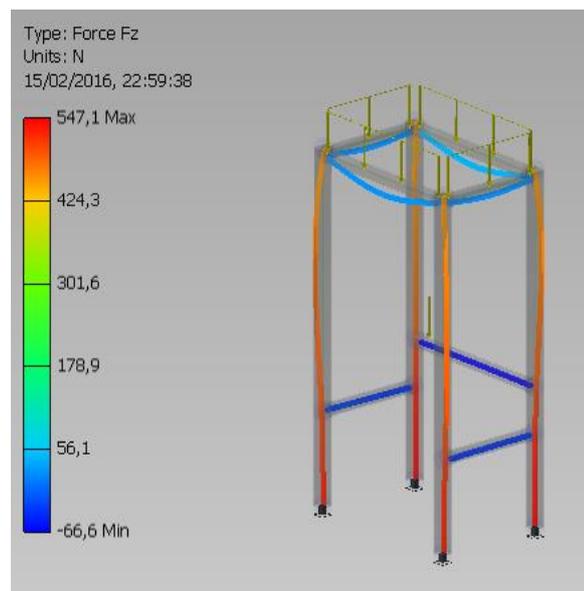


Figura 35. Resultado de fuerzas en la dirección Z.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

La reacción máxima producida en el eje Z es de $R_z = 547.1 N$, a lo largo de los tubos ubicados horizontalmente como se observa en la figura 35. A continuación se presenta el resultado del esfuerzo normal máximo producido por la carga estática.

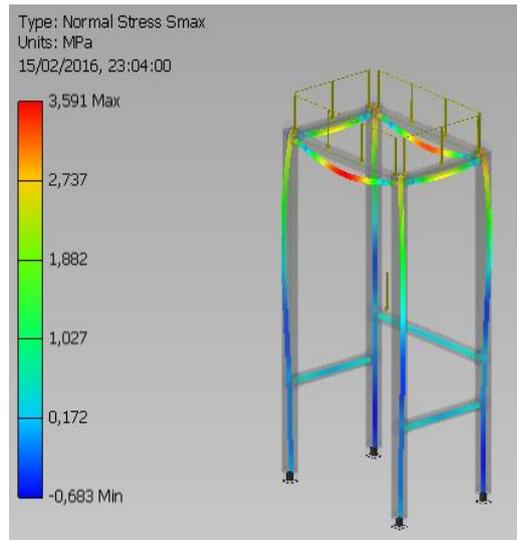


Figura 36. Resultado de esfuerzo normal máximo.

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

En la figura 36 se observa que el valor de esfuerzo máximo obtenido es $\sigma_{max} = 3.59 \text{ MPa}$, considerando que la estructura es de acero inoxidable 304, con un valor de límite de fluencia $S_y = 276 \text{ MPa}$, se puede determinar que la estructura trabajará sin problemas o posibles fallos por la carga estática debido a que el esfuerzo al cual está sometido representa el 2% del valor límite de fluencia del material.

3.9 Propuesta económica del diseño

A continuación se presenta una propuesta económica para la elaboración de prototipos de las máquinas con el uso de insumos nacionales.

3.9.1 Tablas de materiales, equipos y procesos

En esta sección se detallan los rubros que conforman el costo total del sistema de dos etapas, tanto para la maquina desencapsuladora como para la maquina descascaradora.

Material.- Se incluyen las planchas de acero inoxidable, tubos cuadrados, teflón y elementos estructurales que requieren un proceso de manufactura para ser parte del sistema de dos etapas.

Equipos y componentes.- Se incluyen los motores, bandas, poleas, chumacera, pernos y demás elementos que pasan por un proceso de selección de acuerdo al requerimiento de diseño. .

Mano de obra.- incluyen los gastos de mano de obra de y material para proceso de manufactura como mecanizado, rolado y plegado, pulido y acabado superficial, además de costo del diseño.

A continuación se presenta los rubros que representan el costo de la máquina desencapsuladora y la máquina descascaradora, considerando que los detalles de materiales y mano de obra son los mismos para las dos etapas.

Tabla 20. Costo de materiales para el sistema de dos etapas.

Artículo	Cant.	Unidad	C. unit (\$)	Subtotal (\$)
Plancha de acero AISI 304 2450x1220x4 mm	1	plancha	400	400
Plancha de acero AISI 304 2450x1220x3 mm	1.75	plancha	320	560
Tubos de acero AISI 304 50x50x4 mm y longitud de 6 m	1	tubo	100	100
Platina de acero Inoxidable 50x100X5 mm	3	platina	30	90
Bocín acero Inoxidable $\phi_i = 42 \times 50$ mm de largo	3	bocín	50	150
Tubos de acero AISI 304 40x40x4 mm y longitud de 6 m	1	tubo	90	90
Barra redonda de acero AISI 1018 1000x42 mm	1	barra	160	160
Barra rectangular de teflón 1000x254x25 mm	1	barra	280	280
TOTAL				1830

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Tabla 21. Costo de mano de obra para el sistema de dos etapas.

Operación	Costo de operación (\$)
Perforaciones, corte de plaza y disco	290
Doblado y plegado	160
Rolado	60
Soldadura	2900
Tratamiento de pulido y acabado	290
Mecanizado	80
Diseño	2000
TOTAL	5380

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Tabla 22. Costo de equipos y componentes para la desencapsuladora.

Artículo	Cant.	Unidad	C. unit (\$)	Subtotal (\$)
Motor marca Marathon 1 HP 1800 RPM 220/440 V	1	unidad	190	190
Motor marca Marathon 5 HP 1200 RPM 220/440 V	1	unidad	320	385
Polea de 3 pulgadas	1	polea	8	8
Polea de 18 pulgadas	1	polea	35	35
Bandas en V	1	banda	6	6
Chumacera 36mm	2	chumacera	25	50
Pernos hexagonal Galvanizados M14x35	8	unidad	0.62	4.96
Pernos hexagonal Galvanizados M12x30	10	unidad	0.30	3
Pernos hexagonal Galvanizados M10x16	45	unidad	0.15	6.75
Pernos Allen Galvanizados M10x35	12	unidad	0.50	6.0
Tuercas 10 M x1.50	45	unidad	0.11	4.95
Tuercas 12 M x1.75	12	unidad	0,15	1.80

Tuercas 14 M x2.00	8	unidad	0.27	2.16
Arandelas planas galvanizadas 5/8	8	unidad	0.10	0.80
Arandelas planas galvanizadas 9/16	10	unidad	0.09	0.90
Arandelas planas galvanizadas 3/8	45	unidad	0.04	1.80
TOTAL				707.12

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Tabla 23. Costo de equipos y componentes para la descascaradora.

Artículo	Cant.	Unidad	C. unit (\$)	Subtotal (\$)
Motor marca Marathon 1 HP 1800 RPM 220/440 V	1	unidad	190	190
Motor marca Marathon 3 HP 1200 RPM 220/440 V	1	unidad	280	260
Polea de 3 pulgadas	1	polea	8	8
Polea de 15 pulgadas	1	polea	30	30
Bandas en V	1	banda	5.	5
Chumacera 36mm	2	chumacera	25	50
Pernos hexagonal Galvanizados M14x35	8	unidad	0.62	4.96
Pernos hexagonal Galvanizados M12x30	10	unidad	0.30	3
Pernos hexagonal Galvanizados M10x16	45	unidad	0.15	6.75
Pernos Allen Galvanizados M10x35	12	unidad	0.50	6.0
Tuercas 10 M x1.50	45	unidad	0.11	4.95
Tuercas 12 M x1.75	12	unidad	0,15	1.80
Tuercas 14 M x2.00	8	unidad	0.27	2.16
Arandelas planas galvanizadas 5/8	8	unidad	0.10	0.80
Arandelas planas galvanizadas 9/16	10	unidad	0.09	0.90

Arandelas planas galvanizadas 3/8	45	unidad	0.04	1.80
TOTAL				576,12

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

A continuación se presenta la propuesta económica para la elaboración de la maquina desencapsuladora, considerando el costo de los material de la tabla 20, los costos de mano de obra de la tabla 21 y los costos de equipos y componentes de la tabla 22.

Tabla 24. Costo total de la máquina desencapsuladora.

Concepto	Subtotal (\$)
Costo de materiales	1830
Costos de mano de obra	5380
Costos de equipos y componentes	707.12
TOTAL	7917.12

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

A continuación se presenta la propuesta de costos para la elaboración de la maquina descascaradora, considerando el costo de los material de la tabla 20, los costos de mano de obra de la tabla 21 y los costos de equipos y componentes de la tabla 23.

Tabla 25. Costo total de la máquina descascaradora.

Concepto	Subtotal (\$)
Costo de materiales	1830
Costos de mano de obra	5380
Costos de equipos y componentes	576.12
TOTAL	7786.12

Fuente: Elaboración de los autores, 2016.

Como se observa en la tabla 24 el precio para la desencapsuladora es de \$ 7917.42, siendo este superior al precio de la descascaradora \$ 7786.12 como se observa en la tabla 25, resaltando las diferencias de la potencia del motor, diámetro de la polea de baja revolución y la banda de transmisión.

Debido a que el método de soldadura aplicado es mediante un proceso de soldadura TIG, necesaria para la unión de acero inoxidable, esto implica costos elevados en la materia prima y equipos para dicho proceso, lo cual se ve reflejado en el rubro referente a la mano de obra.

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIONES Y CONCLUSIONES

Se consiguieron los objetivos planteados para este proyecto, en esta sección se presentan las conclusiones y recomendaciones en base a los mismos.

4.1 Conclusiones

- Se diseñó el sistema mecánico de dos etapas, que consiste de dos máquinas, una desencapsuladora para la primera etapa y una descascaradora para la segunda etapa, las cuales cuentan con capacidad de trabajo de *2 Ton/hora* cada una.
- Se elaboró los subsistemas para el proceso de desencapsulado como son las tolvas de entrada, de flujo y extracción además de los componentes de la cámara de desencapsulado como: el eje, paletas, cilindro de desencapsulado y demás componentes.
- Se elaboró los subsistemas para el proceso de descascarado como son los componentes de la cámara de descascarado como: el eje, paletas, cilindro de descascarado y demás componentes.
- Se seleccionó los componentes del sistema de limpieza de semilla como un motor de *1 HP* para el funcionamiento del ventilador centrífugo, los cuales son válidos para la desencapsuladora y para descascaradora.
- En base a los requerimientos se seleccionó un motor de *5 HP* para la transmisión de movimiento y poleas con reducción de 6:1 banda tipo V en la primera etapa, desencapsulado; un motor de *3 HP* para la transmisión de movimiento y poleas con una reducción de 5.33:1 banda tipo V para la segunda etapa, descascarado.

- Se determinaron los materiales y componentes necesarios para la construcción de las máquinas, además de los costos y tiempo de mano de obra, considerando equipos y materiales que se puedan obtener en el mercado local, dando un costo de producción de la máquina desencapsuladora de \$ 7917.42 y un costo de producción para la máquina descascaradora de \$ 7786.12

4.2 Recomendaciones

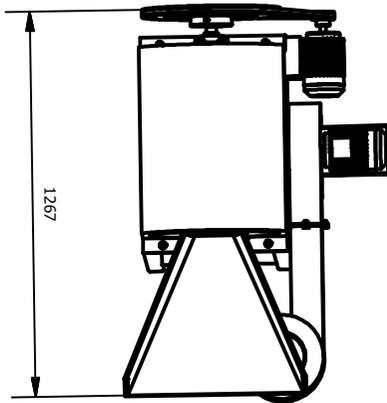
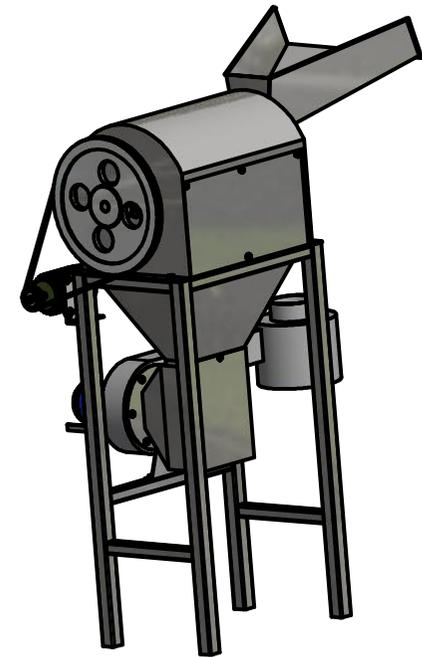
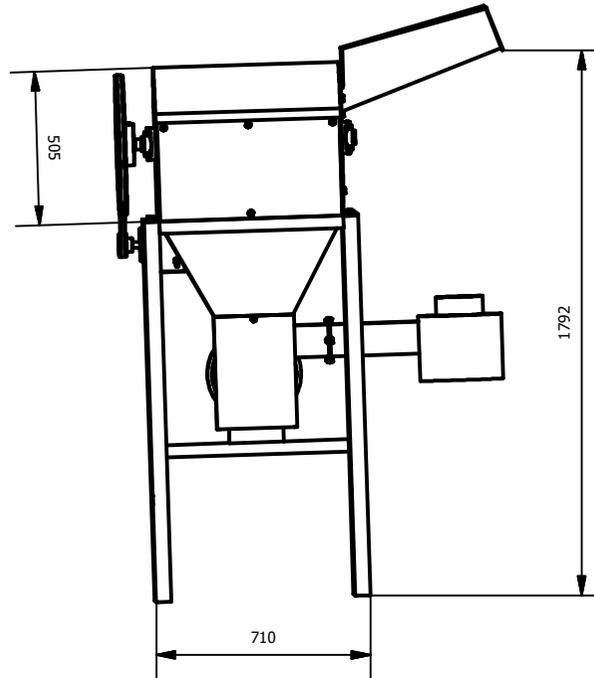
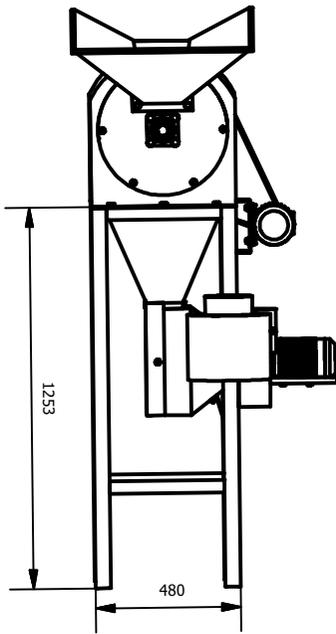
- Se recomienda que los elementos como tolvas, cilindro de desencapsulado descascarado sean contruidos de acero inoxidable, ya que le dará una mayor duración al equipo, además de ser la adecuada para trabajar con productos de origen alimenticio.
- Para el diseño de sistema de limpieza, se recomienda que el operador verifique la eficiencia del sistema de extracción ya que la elección de una velocidad de sustentación adecuada para la limpieza de la semilla es compleja, y el analizar las características de los diferentes lotes permite obtener una idea del comportamiento de las mismas.
- Para el proceso de abastecimiento de materia prima es recomendable aumentar el tamaño de la tolva de entrada, lo que permitiría un tiempo más largo de abastecimiento de producto, considerando la ubicación de una sujeción adicional en caso de aumentar el tamaño de la misma.
- Se recomienda el uso de un programa de mantenimiento predictivo que sería clave para prolongar la vida útil de las máquinas, la cual a su vez evitará algún tipo de daño por mal estado del equipo o del personal que opera las máquinas.

BIBLIOGRAFÍA

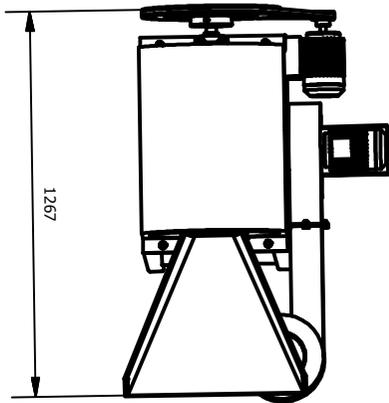
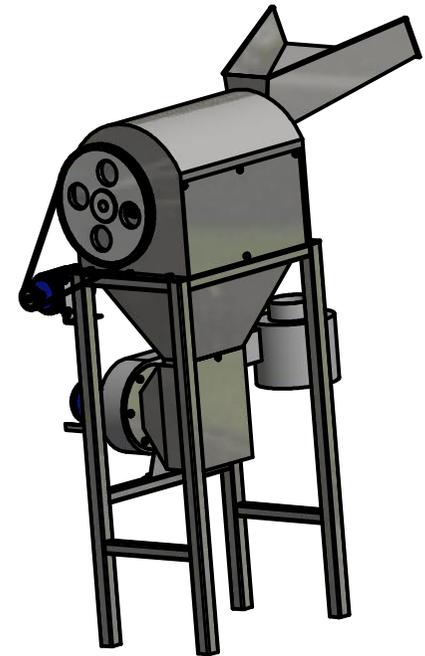
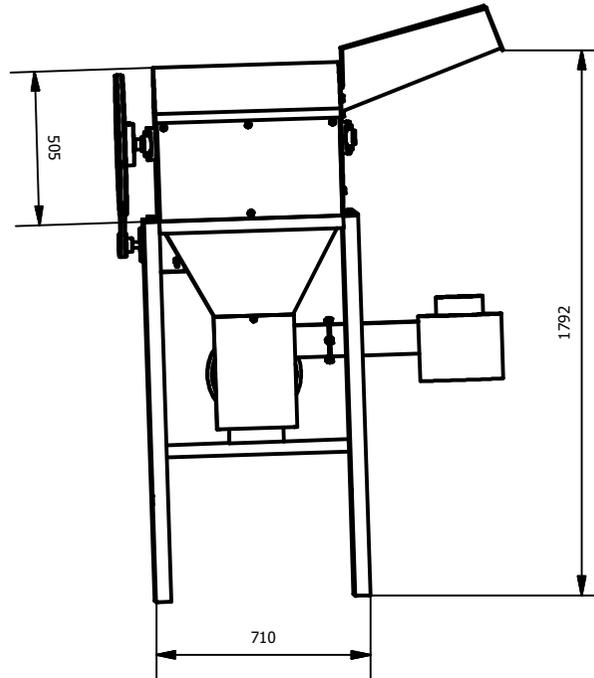
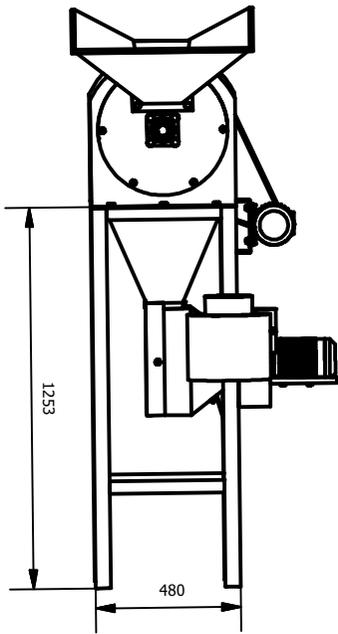
1. Aragon, G. d. (Enero de 2016). *Transmisión por poleas y cadenas*. Obtenido de [e-educativa.catedu.es /44700165/aula/archivos/repositorio/1000/1101/html/transmision por poleas y correas o cadenas.html](http://e-educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/1000/1101/html/transmision%20por%20poleas%20y%20correas%20o%20cadenas.html)
2. Bailey RL, Gahche JJ, Miller PE, Thomas PR, DWYER JT. (2013). Why US Adults Use Dietary Supplements. *JAMA International Medicine*, 355-361.
3. FAO. (Enero de 2016). *Procesamiento de semillas*. Obtenido de <http://fao.org/docrep/006/ad232s/ad232s07.htm>
4. Granados, J. (Octubre de 2015). *Sacha Inchi*. Obtenido de Manejo del cultivo de sacha inchi: <http://proyectosachainchi.galeon.com/>
5. Herrrandina, P. (1993). *Manual Agrícola*. Lima.
6. Kris-Etherton PM, Harris WS, Appel. (2003). Omega-3 fatty acids and cardiovascular disease: new recommendations from American Heart Association. *AHA Nutrition Committee*.
7. LLC. (2013). *Major Roles of Biological Lipids*. Obtenido de themedicalbiochemistry.org
8. Martinez, A., & Paredes, J. (2013). *Diseño y construcción de un descascarador de cebada y trigo*. Riobamba, Chimborazo, Ecuador.
9. Misra, M., & Yuh-Yuan, S. (1991). *USA Patente nº US 4991721*.
10. Moore, T. (Diciembre de 2015). *Sólo medicina natural*. Obtenido de <http://solomedicinanatural.com/2013/08/plantas-medicinales-sacha-inchi.html>
11. Perez, M. (2010). *Control Estadístico de Procesos*. Guayaquil.
12. Pichanaki, M. D. (2007). *Manual de capacitación del cultivo de sacha inchi*. Pichanaki, Perú.
13. Riba i Romeva, C. (2002). *Diseño Concurrente*. Madrid: ETSEIB.
14. Shigley, J. (2008). *Manual de Diseño Mecánico*. México.

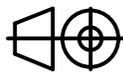
15. System, A. F. (Enero de 2016). *Atmospheric Fan System*. Obtenido de <http://extractores.net/centrifugos.htm>
16. Vidal, H. (2004). Diseño y fabricación de una máquina limpiadora de trigo. Lima, Perú.
17. Villacis, D. (2011, Diciembre). Diseño de una máquina peladora de soya. Quito, Pichincha, Ecuador.
18. Wallis, A. (1983). Flow fans and ducts. In J. W. Sons. Florida: Jhon Wiley and Sons Inc.

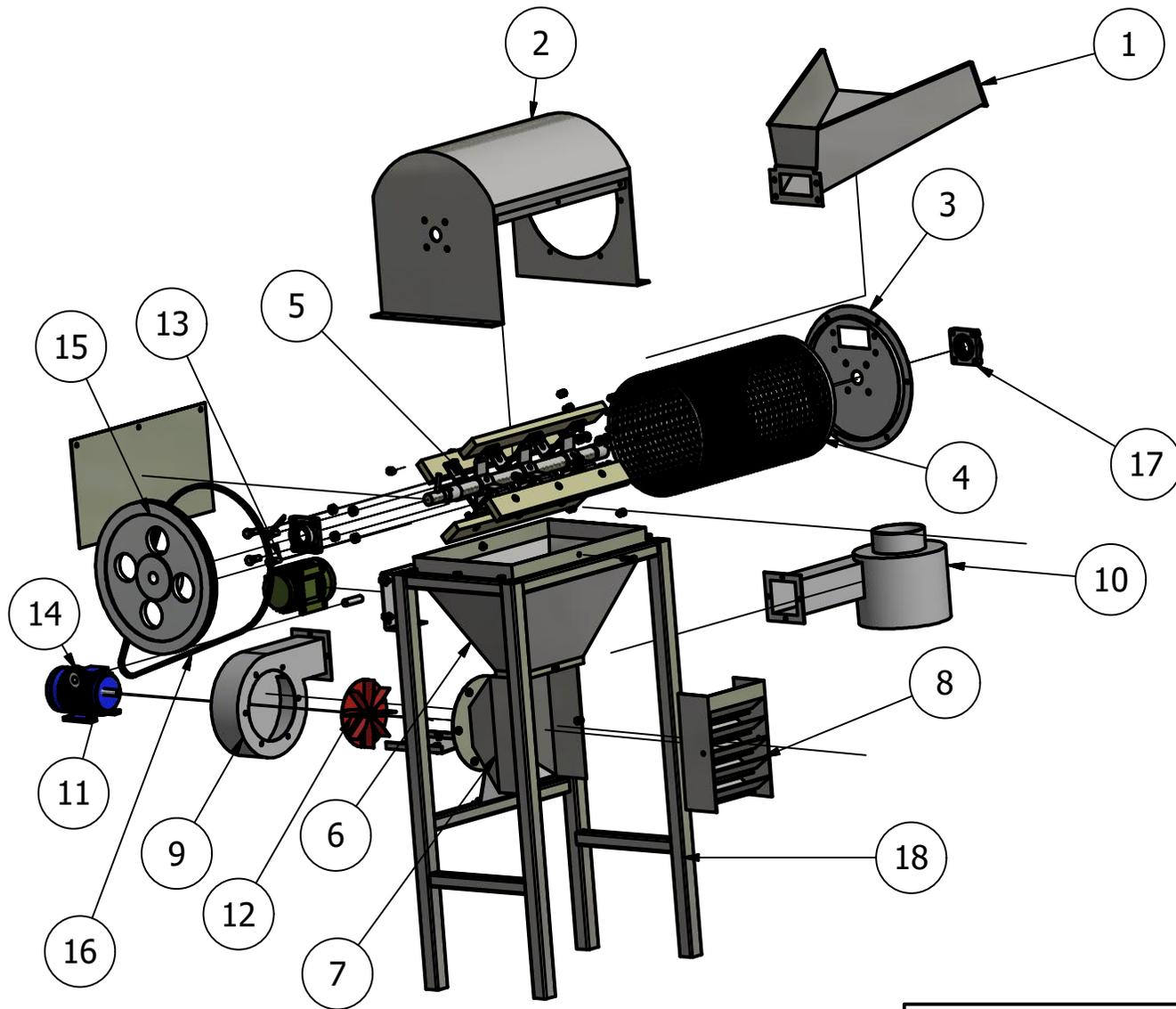
ANEXOS



FIMCP - ESPOL		TÍTULO:	
PROYECTO INTEGRADOR: DESENCAPSULADORA-DESCASCARADORA		MÁQUINA DESENCAPSULADORA	
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.	PLANO No.:	1
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



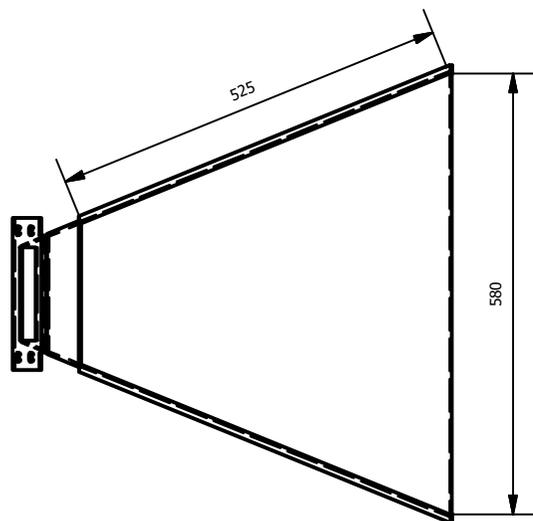
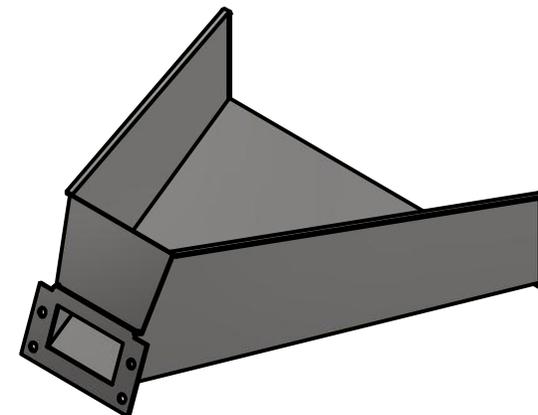
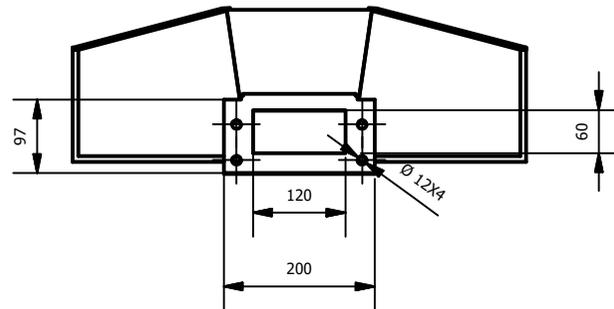
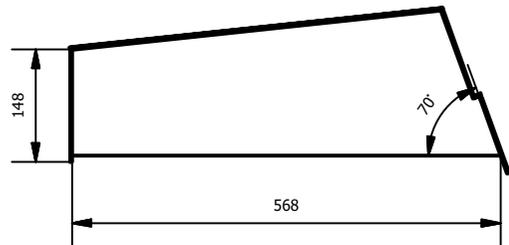
FIMCP - ESPOL		TÍTULO: MÁQUINA DESCASCARADORA	
PROYECTO INTEGRADOR: DESENCAPSULADORA-DESCASCARADORA		PLANO No.: 2	
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.		
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



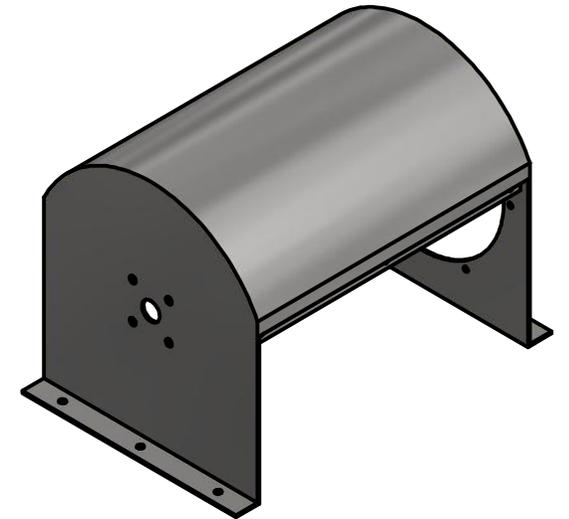
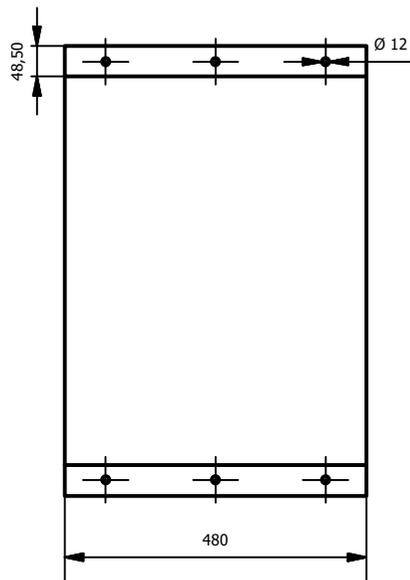
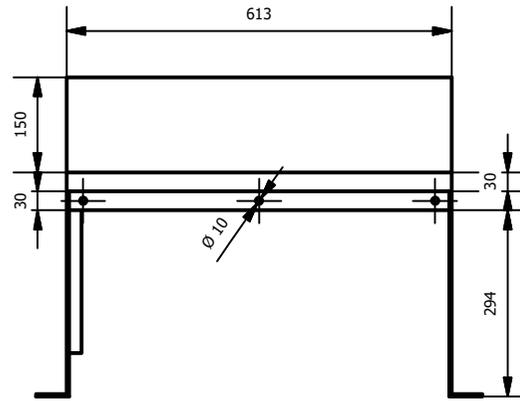
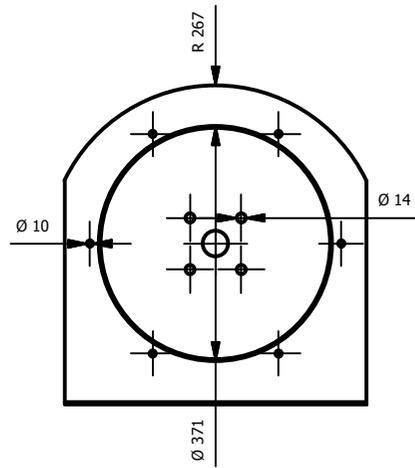
Lista de materiales

Item	Elemento
1	Tolva de entrada
2	Carcasa
3	Tapa circular
4	Cilindro descascarador
5	Eje con paletas
6	Tolva de flujo
7	Tolva de extracción
8	Descansos de extracción
9	Caracasa de extracción
10	Ducto de extracción
11	Motor 1 HP
12	Rotor
13	Motor 1 HP
14	Polea conductora
15	Polea conducida
16	Banda en V
17	Chumacera
18	Mesa soporte

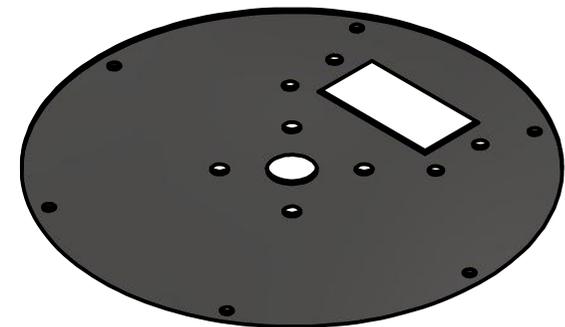
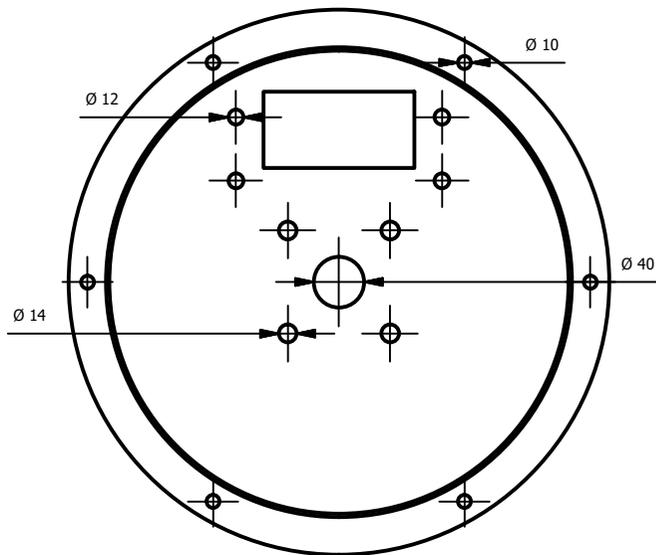
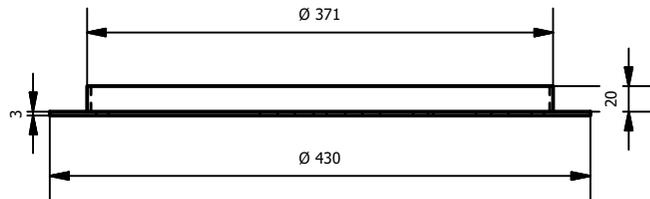
FIMCP - ESPOL		TÍTULO:	
PROYECTO INTEGRADOR: DESENCAPSULADORA-DESCASCARADORA		DESPIECE MÁQUINA DESCASCARADORA	
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.	PLANO No.:	
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



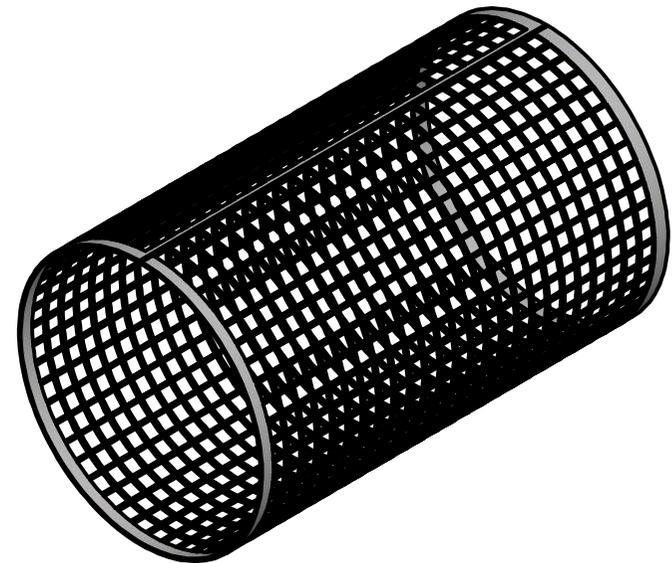
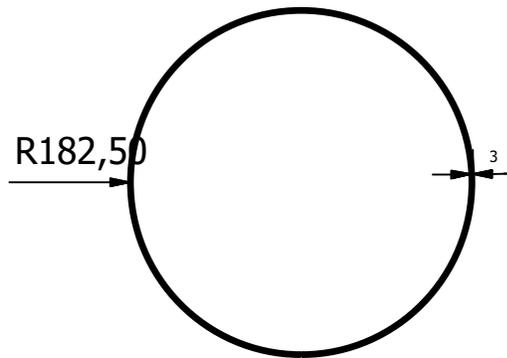
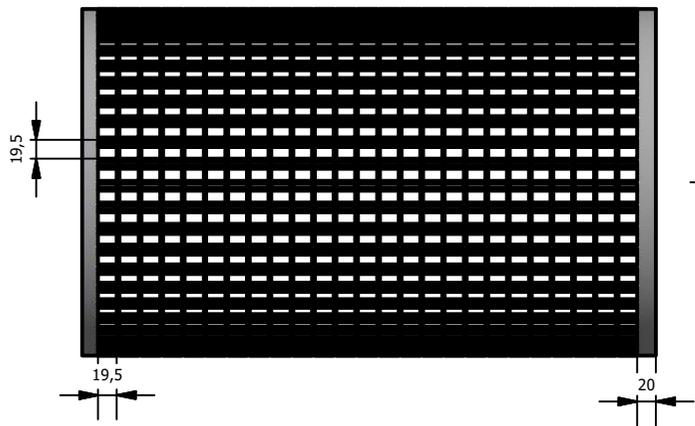
FIMCP - ESPOL		TÍTULO: TOLVA DE ENTRADA	
PROYECTO INTEGRADOR: DEENCAPSULADOR -DESCASCARADOR			
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.	PLANO No.: 4	
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



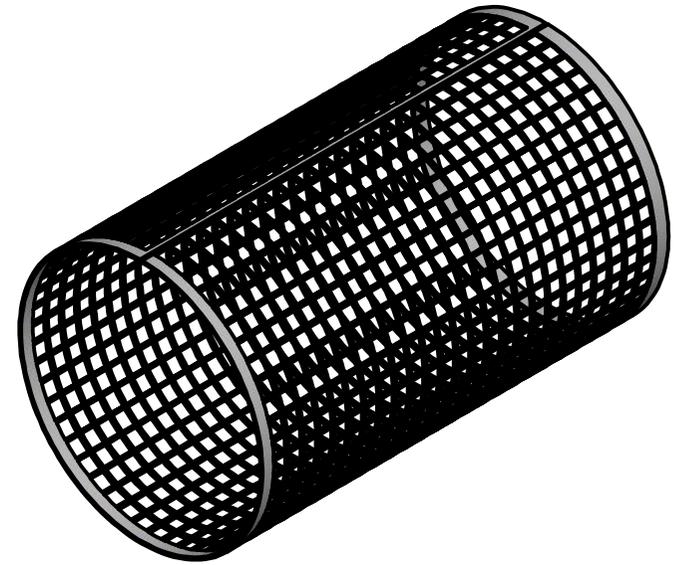
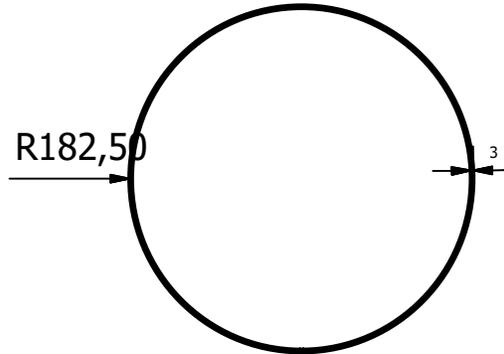
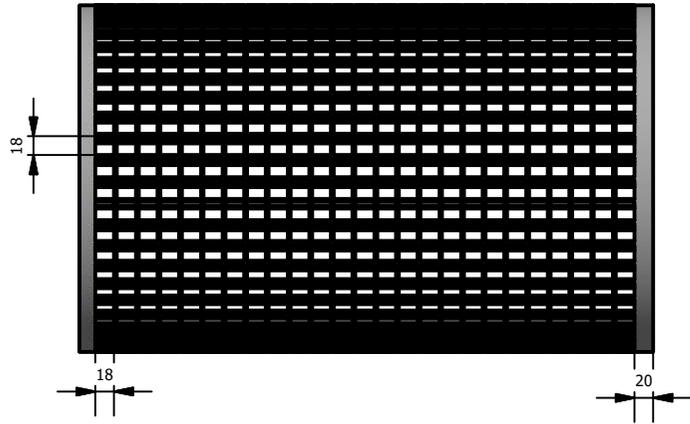
FIMCP - ESPOL		TÍTULO: CARCASA	
PROYECTO INTEGRADOR: DEENCAPSULADOR -DESCASCARADOR			
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.		PLANO No.: 5
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



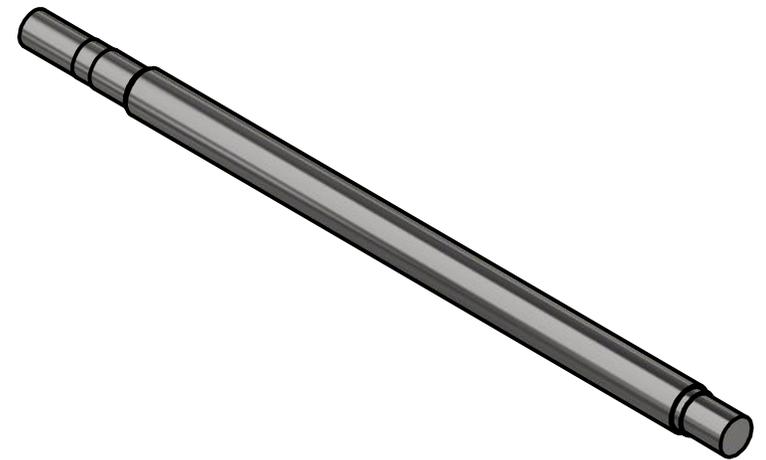
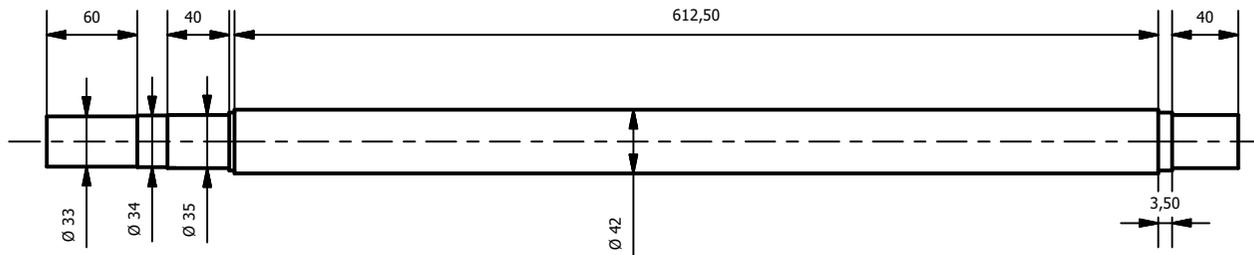
FIMCP - ESPOL		TÍTULO:	
PROYECTO INTEGRADOR: DESENCAPSULADOR -DESCASCARADOR		TAPA CIRCULAR	
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.	PLANO No.:	
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		

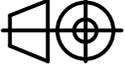


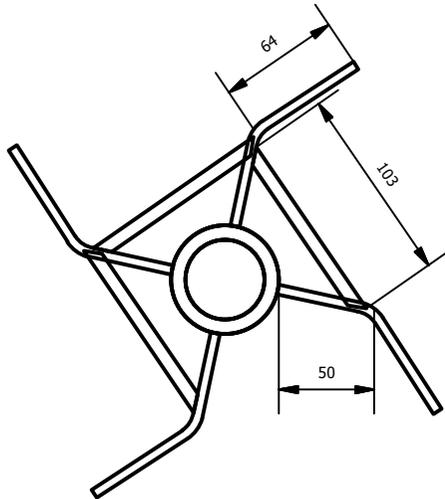
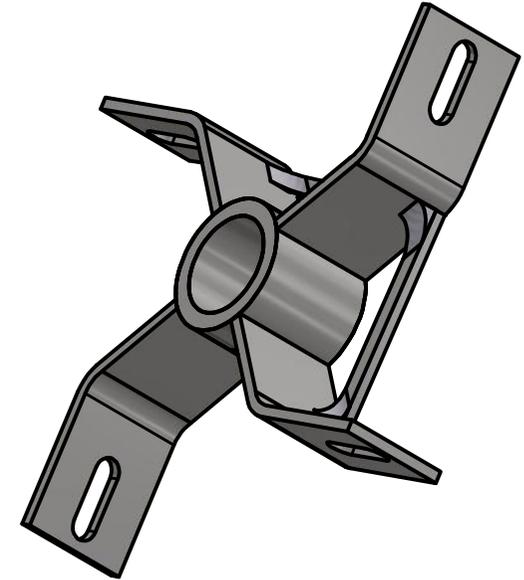
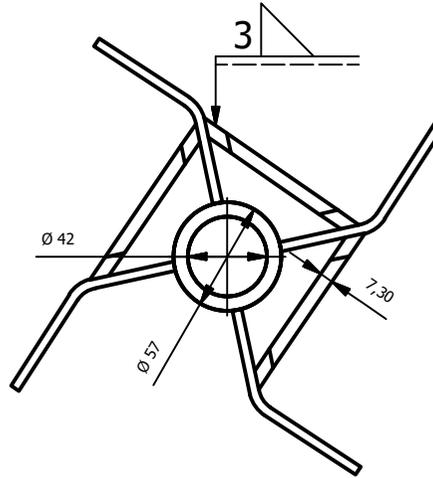
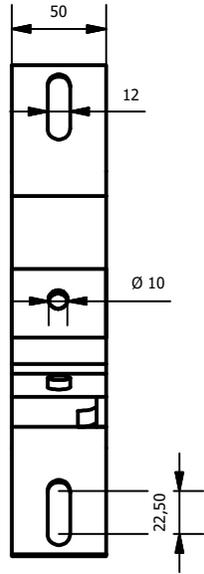
FIMCP - ESPOL		TÍTULO: CILINDRO DESENCAPSULADOR	
PROYECTO INTEGRADOR: DESENCAPSULADOR -DESCASCARADOR		PLANO No.:	
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.		
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



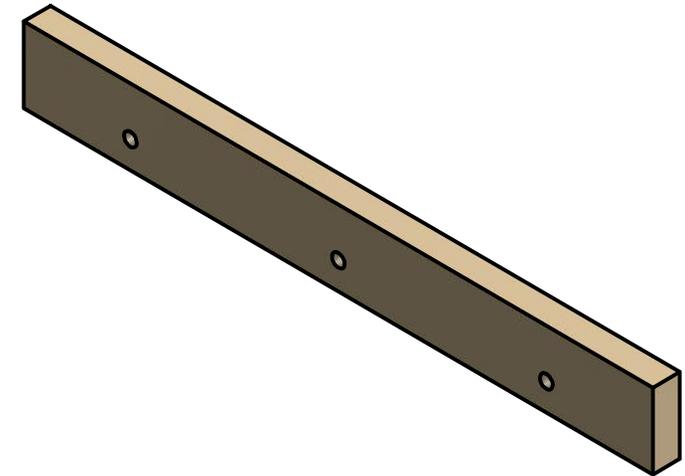
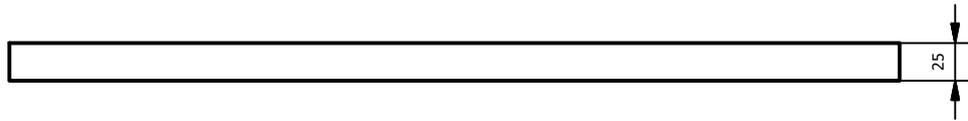
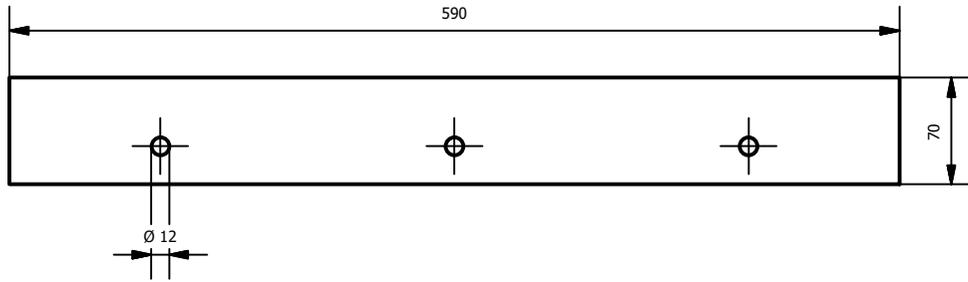
FIMCP - ESPOL		TÍTULO: CILINDRO DESCASCARADOR	
PROYECTO INTEGRADOR: DEENCAPSULADOR -DESCASCARADOR		PLANO No.:	8
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.		
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



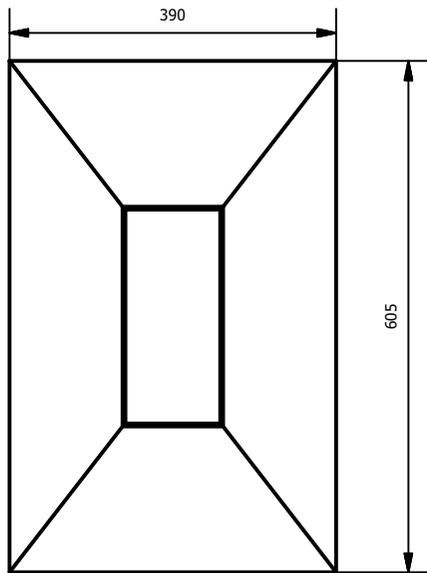
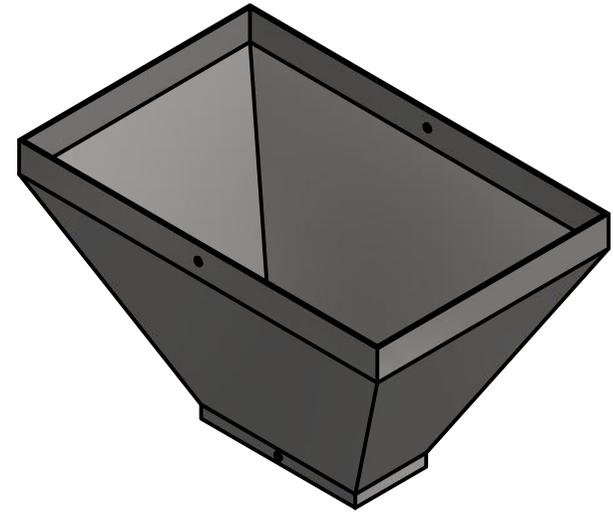
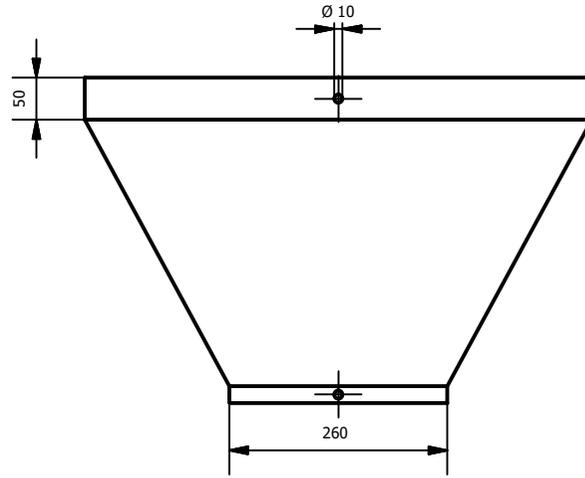
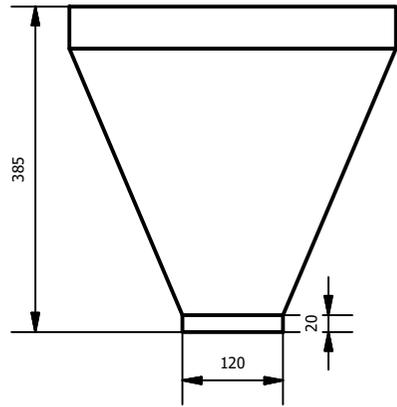
FIMCP - ESPOL		TÍTULO:	
PROYECTO INTEGRADOR: DEENCAPSULADOR -DESCASCARADOR		EJE	
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.	PLANO No.:	
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



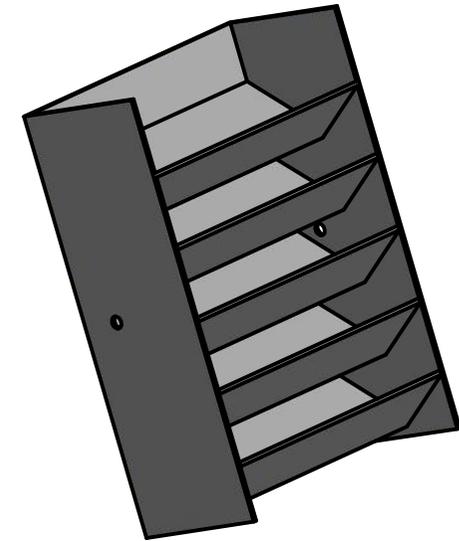
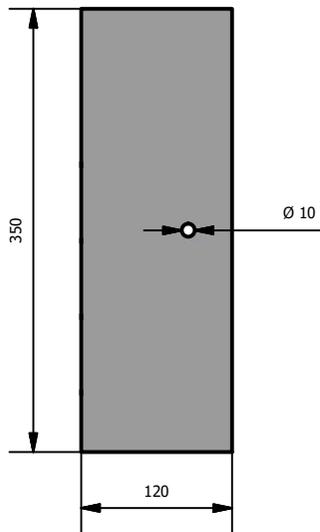
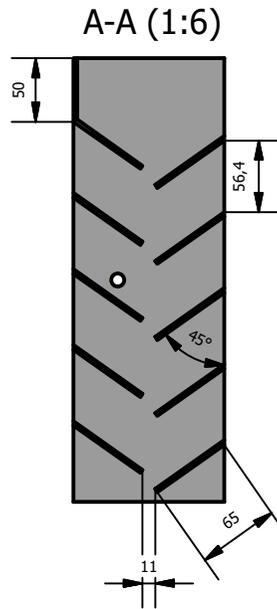
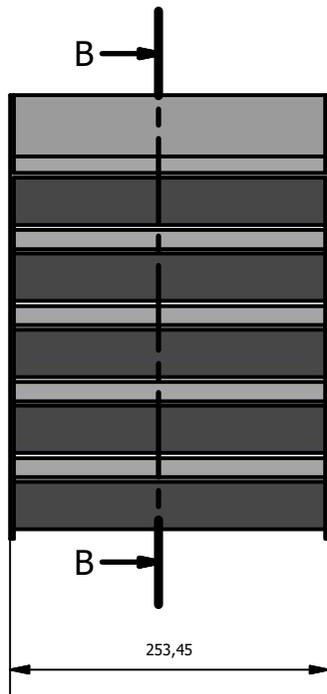
FIMCP - ESPOL		TÍTULO: SOPORTE DE PALETAS	
PROYECTO INTEGRADOR: DEENCAPSULADOR -DESCASCARADOR		PLANO No.:	
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.		
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



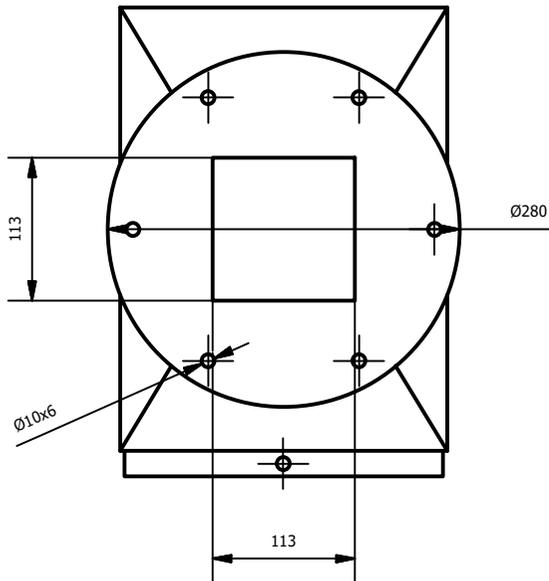
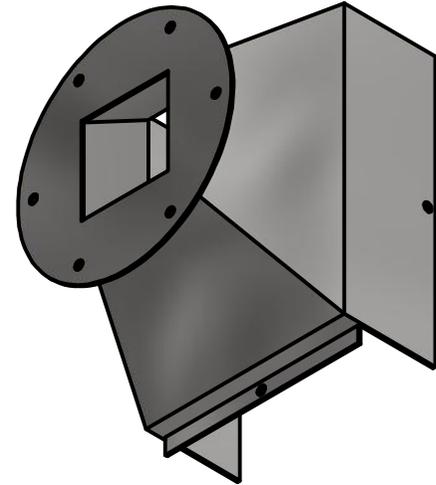
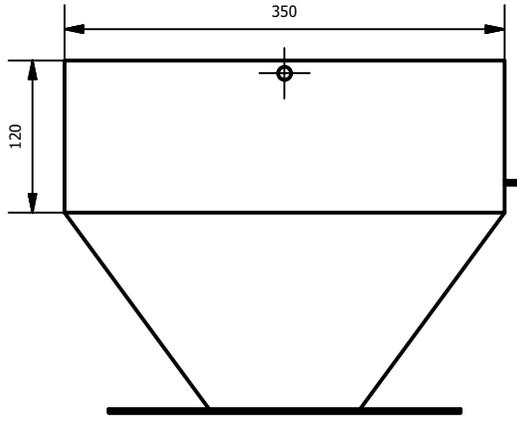
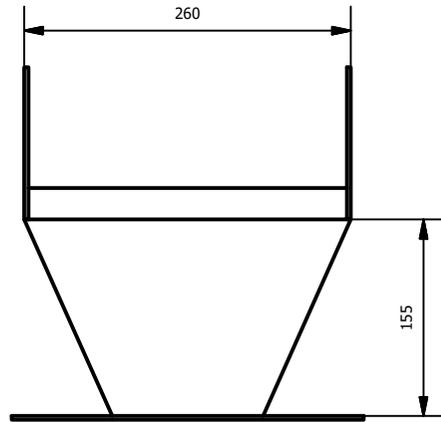
FIMCP - ESPOL		TÍTULO: PALETAS	
PROYECTO INTEGRADOR: DESENCAPSULADOR -DESCASCARADOR		PLANO No.:	
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.		
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



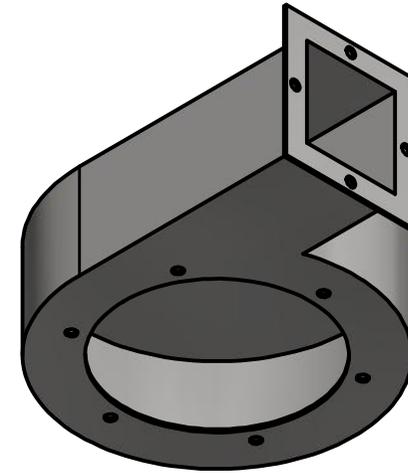
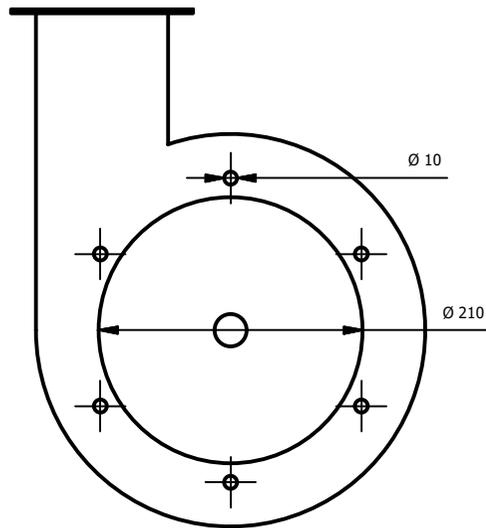
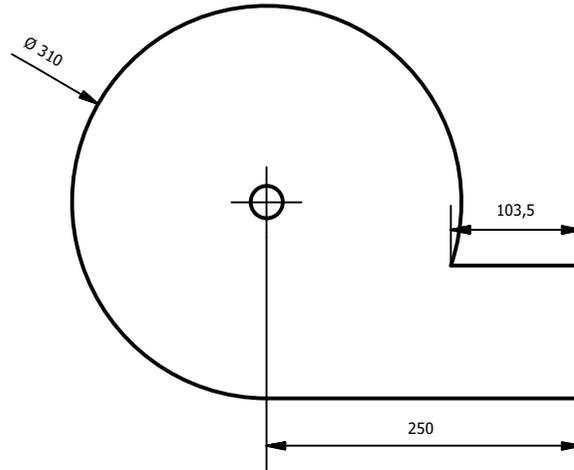
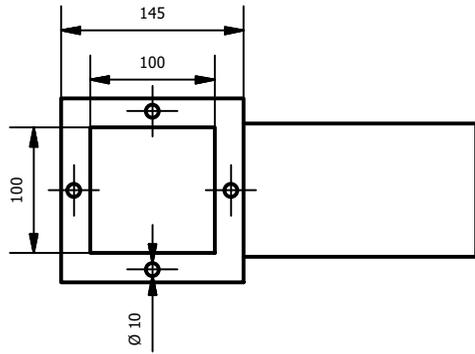
FIMCP - ESPOL		TÍTULO:	
PROYECTO INTEGRADOR: DEENCAPSULADOR -DESCASCARADOR		TOLVA DE FLUJO	
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.	PLANO No.:	
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



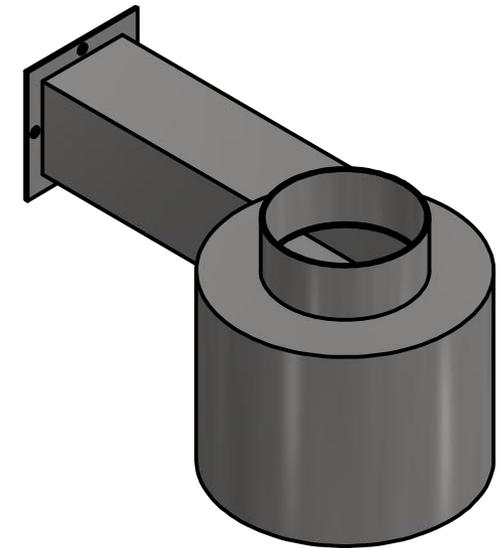
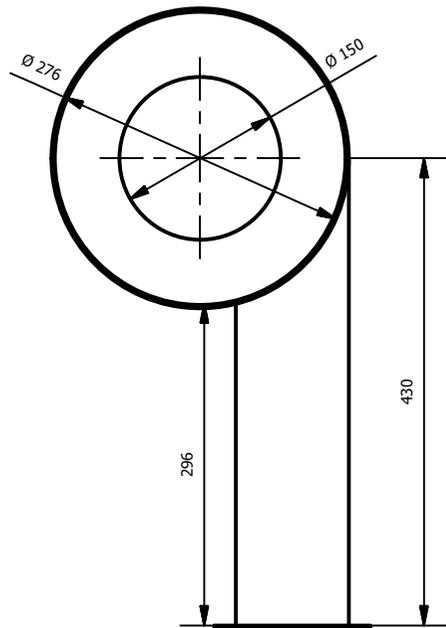
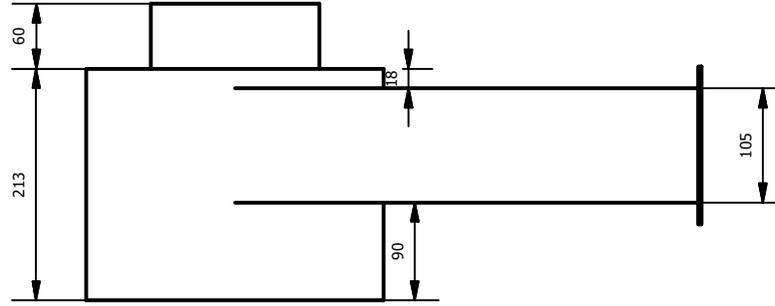
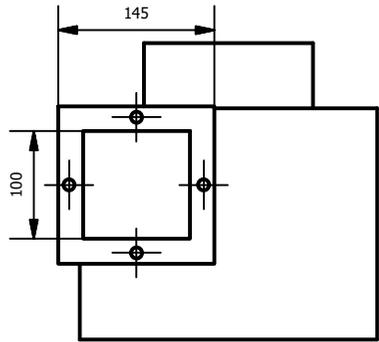
FIMCP - ESPOL		TÍTULO:	
PROYECTO INTEGRADOR: DEENCAPSULADOR -DESCASCARADOR		DESCANSOS PARA EXTRACCIÓN	
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.	PLANO No.:	
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



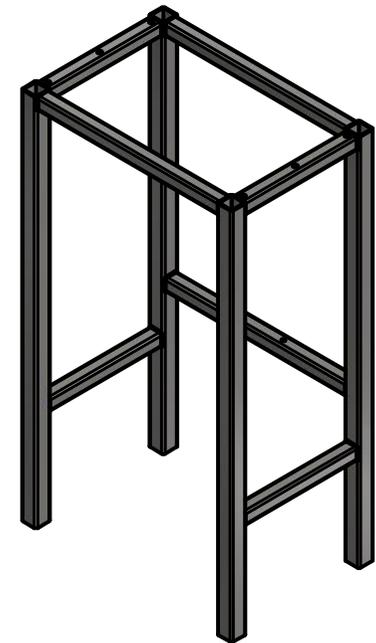
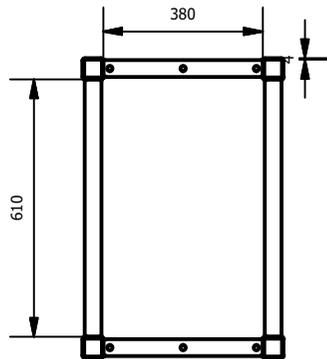
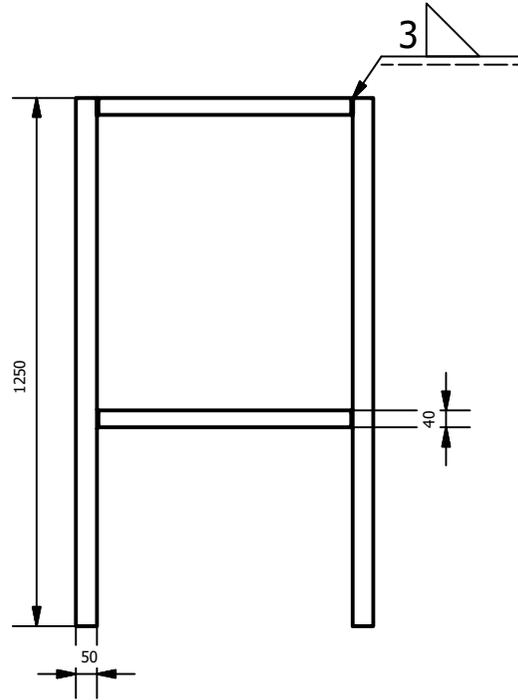
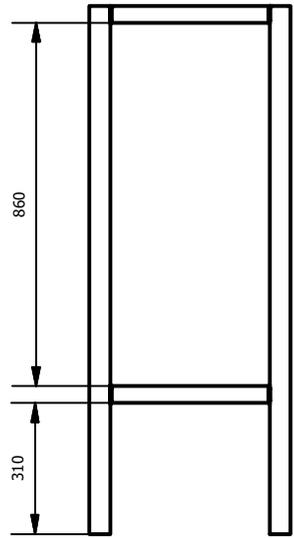
FIMCP - ESPOL		TÍTULO: TOLVA DE EXTRACCIÓN	
PROYECTO INTEGRADOR: DEENCAPSULADOR -DESCASCARADOR			
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.		PLANO No.: 14
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



FIMCP - ESPOL		TÍTULO: CARCASA DE EXTRACTOR	
PROYECTO INTEGRADOR: DEENCAPSULADOR -DESCASCARADOR		PLANO No.:	
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.		
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



FIMCP - ESPOL		TÍTULO: DUCTO DE VENTILACIÓN	
PROYECTO INTEGRADOR: DEENCAPSULADOR -DESCASCARADOR			
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.		PLANO No.: 16
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		



FIMCP - ESPOL		TÍTULO:	
PROYECTO INTEGRADOR: DEENCAPSULADOR -DESCASCARADOR		MESA SOPORTE	
	DISEÑADO POR: TYRONE MOREIRA V. ROBERTO VELÁSQUEZ L.	PLANO No.:	
	REVISADO POR: MSc. DIEGO SIGUENZA		