



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

**TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO EN
INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

TEMA:

**MÁQUINA PELADORA ROTATORIA DE MANÍ TOSTADO PARA LA INDUSTRIA
ARTESANAL**

AUTOR: VANESSA CRISTINA ERAZO CHAMORRO

DIRECTOR: ING. DIEGO ORTIZ

IBARRA – ECUADOR

2014



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

La UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE dentro del proyecto Repositorio Digital determina la necesidad de disponer de textos completos en formato digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la universidad. Por medio del presente documento dejo sentada mi voluntad de participar en este proyecto, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DEL CONTACTO	
Cédula de Identidad	1003142781
Apellidos y Nombres	Vanessa Cristina Erazo Chamorro
Email	Cris5000ec@hotmail.com
Teléfono Fijo	062 956 025
Teléfono móvil	0999 579 549

DATOS DE LA OBRA	
Título	MÁQUINA PELADORA ROTATORIA DE MANÍ TOSTADO PARA LA INDUSTRIA ARTESANAL.
Autor	Vanessa Cristina Erazo Chamorro
Fecha	
Programa	Pregrado
Título por el que se aspira	Ingeniería en Mecatrónica

2. AUTORIZACIÓN USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, Vanessa Cristina Erazo Chamorro, con cédula de identidad N°. 1003142781, en calidad de autora y titular de los derechos patrimoniales de la obra o trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en forma digital y autorizo a la universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el Repositorio Digital Institucional y uso del archivo digital en la Biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad de material y como apoyo a la educación, investigación y extensión, en concordancia con la Ley de educación Superior Artículo 144.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE GRADO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

Yo, **Vanessa Cristina Erazo Chamorro**, con cédula de identidad N°. 1003142781, manifiesto mi voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador, Artículos 4, 5 y 6, en calidad de autor del trabajo de grado denominado: "MÁQUINA PELADORA ROTATORIA DE MANÍ TOSTADO PARA LA INDUSTRIA ARTESANAL.", que ha sido desarrollado para optar por el título de **Ingeniera en Mecatrónica**, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En mi calidad de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en el formato impreso y digital a la biblioteca de la Universidad Técnica del Norte.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Vanessa Erazo", is written over a horizontal line.

Firma

Nombre: Vanessa Cristina Erazo Chamorro

Cédula: 1003142781

Ibarra, de Enero de 2014

DECLARACIÓN

CERTIFICACIÓN

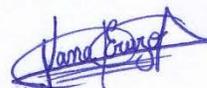
Yo Vanessa Cristina Erazo Chamorro, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; y que éste no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional.

Yo, Ing. Diego Ortiz, certifico que el presente trabajo fue desarrollado por la Sra. Vanessa Cristina Erazo Chamorro, bajo mi supervisión.

A través de la presente declaración cedo los derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Técnica del Norte, según lo establecido por las Leyes de Propiedad Intelectual, Reglamentos y Normatividad vigente de la Universidad Técnica del Norte.

Ing. Diego Ortiz

DIRECTOR DE PROYECTO



Vanessa Cristina Erazo Chamorro

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por la Srta. Vanessa Cristina Erazo Chamorro, bajo mi supervisión.



Ing. Diego Ortiz

DIRECTOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

Doy gracias a Dios porque he sentido su presencia en todos los momentos de mi vida y sobre todo me ha colmado de esperanza en las situaciones más difíciles.

Agradezco a mis padres por darme su apoyo económico y afectivo durante la vida estudiantil. Les doy gracias también por los valores que me han inculcado, principalmente a mi madre que, incondicionalmente, ha sabido apoyarme en todos los aspectos de mi vida llenándome de todo el amor y cuidados.

Un especial agradecimiento a Ricardo Arciniega, quien siempre estuvo a mi lado ayudándome y brindándome su afecto durante la ejecución de este trabajo.

Al Ing. Diego Ortiz y todos los profesores que muy amablemente supieron guiarme en la realización de este trabajo.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres, Esperanza Chamorro y Juan Miguel Erazo, que me han apoyado en todo momento; especialmente a mi madre porque su amor, paciencia, buena voluntad e incansables cuidados han estado presentes desde que tengo memoria. A mis hermanos: Carlos, Patricio, Darío y Daniel que al crecer juntos y recibir su afecto han sido partícipes de mi formación como persona. A Ricardo, que con cariño ha sabido apoyarme y cuidarme siempre.

INDICE DE CONTENIDOS

CAPÍTULO 1	1
FUNDAMENTO TEÓRICO.....	1
1.1 OBJETIVOS	1
1.1.1 OBJETIVO GENERAL	1
1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	1
1.2 PROBLEMA	2
1.3 ESPECIFICACIONES GENERALES	3
1.3.1 CARACTERÍSTICAS DEL MANÍ	3
1.3.1.1 Descripción	3
1.3.1.2 Maní como alimento.....	3
1.3.1.3 Cascara del maní.....	4
1.3.1.3.1 Cascara gruesa	4
1.3.1.3.2 Cascara delgada.....	5
1.3.2 EL MANÍ DE SABOR	6
1.4 PROCESOS DE PELADO DE MANÍ TOSTADO	8
1.4.1 CLASIFICACIÓN SEGÚN EL PRODUCTO FINAL ELABORADO.....	8
1.4.1.1 Pasta de maní como aderezo	8
1.4.1.2 Trozos o polvo de maní para pasteles o chocolates.....	8
1.4.1.3 Granos de maní para preparar con sal o dulce.....	8
1.4.2 PROCESO ACTUAL DE PELADO EN LA INDUSTRIA ARTESANAL...	9
1.5 TIPOS DE MÁQUINAS PELADORAS.....	9
1.5.1 PELADORA DE MANÍ CON TAMBOR	9
1.5.1.1 Peladora de maní con tambor horizontal	10
1.5.1.2 Peladora de maní con tambor vertical	10
1.5.2 PELADORA DE MANÍ TRATADO QUÍMICAMENTE	11
1.5.1.1 Tratamiento químico del maní con soda caustica.....	12
1.5.3 PELADORA DE MANÍ CON RODILLOS.....	13
1.5.3.1 Peladora tipo seco	13
1.5.3.2 Peladora tipo húmedo.....	15
CAPÍTULO 2	17

ARQUITECTURA DEL SISTEMA	17
2.1 SELECCIÓN DEL PROCESO DE PELADO DEL MANÍ	17
2.2 FUNCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA HORIZONTAL	18
2.3 PARÁMETROS DE DISEÑO	19
2.3.1 DE SEGURIDAD.....	19
2.3.2 DE CAPACIDAD	19
2.2.3 DE HIGIENE Y CALIDAD ALIMENTARIA.....	19
2.4 APROXIMACIÓN EN BLOQUES	21
2.4.1 SISTEMA MECÁNICO	21
2.4.2 SISTEMA ELÉCTRICO	21
 CAPÍTULO 3	 23
DISEÑO DE LA MÁQUINA PELADORA DE MANÍ	23
3.1 SISTEMA DE PELADO	24
3.1.1 CILINDRO.....	24
3.1.1.1 Cálculo del espesor del cilindro	24
3.1.1.2 Selección del espesor de la lámina del cilindro	39
3.1.1.2.1 Deformación	39
3.1.1.2.2 Fricción.....	39
3.1.1.2.3 Criterios de evaluación para la selección de la lámina	40
3.1.1.2.4 Matriz de decisión.....	41
3.2. SISTEMA DE ASPIRACION	41
3.2.1 CÁMARA DE ASPIRACIÓN.....	42
3.2.1.1 Funciones de la cámara de aspiración	42
3.2.1.2 Parámetros de funcionamiento	42
3.2.1.3 Selección del diámetro de los agujeros en el tambor para formar la cámara de aspiración	43
3.2.2 VENTEROL ELÉCTRICO	45
3.2.2.1 Funciones del venterol.....	45
3.2.2.2 Parámetros de funcionamiento del venterol.....	45
3.2.2.3 Selección del venterol.....	45

3.3. SISTEMA MOTRÍZ.....	48
3.3.1 MOTOR.....	49
3.3.1.1 Selección del motor	49
3.3.1.1.1 Inercia del eje motriz.....	50
3.3.1.1.2 Inercia del cilindro pelador.....	51
3.3.1.1.3 Inercia de los volantes de la cámara de pelado.....	51
3.3.1.1.4 Inercia de la masa de maní en la cámara de pelado	54
3.3.2 TRANSMISIÓN	60
3.3.2.1 Selección del método de transmisión	60
3.3.2.1.1 Criterios de evaluación para la selección del método de transmisión.....	60
3.3.2.1.2 Matriz de decisión.....	61
3.3.2.2 Poleas.....	62
3.3.2.2.1 Diámetro mínimo de las poleas conductoras.....	63
3.3.2.2.2 Diámetros de las poleas conducidas	64
3.3.2.3 Bandas.....	65
3.3.2.3.1 Cálculo de las distancias mínimas entre Centros (c).....	66
3.3.2.3.1.1 Reducción de 1750 rpm a 360rpm	66
3.3.2.3.1.2 Reducción de 360 rpm a 50	67
3.3.2.3.2 Selección de las distancias entre centros.....	68
3.3.2.3.3 Longitud de la banda (lb).....	68
3.3.2.3.4 Cálculo del número de bandas	72
3.3.3 EJE DE TRANSMISIÓN.....	75
3.3.3.1 Selección del tipo de eje escogido.....	76
3.3.3.1.1 Criterios de evaluación para la selección del tipo de eje	76
3.3.3.1.2 Matriz de decisión.....	77
3.3.3.2 Cálculos para dimensionar el eje de la máquina	78
3.3.3.2.1 Diseño estático del eje.....	78
3.3.3.2.2 Análisis de fatiga del eje.....	88
3.3.3.3 Prisionero de sujeción volante – eje	94
3.4 ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA.....	97

3.4.1 CÁLCULOS DE PANDEO DE LA ESTRUCTURA	103
3.4.2 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO	108
3.4.2.1 Características generales del rodamiento UC207-20	108
3.4.2.2 Características físicas del rodamiento uc207-20	109
3.4.2.3 Cálculo de vida del rodamiento.....	113
3.5 SISTEMA DE ENCENDIDO	114
3.5.1 CARACTERISTICAS DE LOS COMPONENTES ELÉCTRICOS	114
 CAPÍTULO 4	 117
IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS.....	117
4.1. MONTAJE FÍSICO DE LA MÁQUINA	117
4.1.1 CILINDRO.....	117
4.1.2 TAPAS DEL CILINDRO	119
4.1.3 VOLANTE DE SUJECCIÓN DEL EJE.....	120
4.1.4 TOLVA DE ENTRADA	120
4.1.5 TOLVA RECOLECCIÓN DE CASCARA.....	121
4.1.6 ESTRUCTURA RECUBIERTA	122
4.2. MONTAJE Y SINCRONIZACIÓN DE ACTUADORES	123
4.2.1 MOTOR.....	123
4.2.1.1 Colocación del motor	124
4.2.1.2 Bandas y poleas	125
4.2.3 VENTEROL.....	126
4.3 PRUEBAS	127
4.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	128
 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	 130
CONCLUSIONES	130
RECOMENDACIONES	132
 BIBLIOGRAFÍA	 133
ANEXOS	138

ANEXO 1. MANUAL DE USUARIO Y MANUAL DE MANTENIMIENTO	139
MANUAL DE USUARIO.....	139
Precauciones	140
MANUAL DE MANTENIMIENTO	140
Plan de mantenimiento	141
Lubricación.....	141
ANEXO 2. CATÁLOGO DE VENTILADORES-BLOWER.....	142
ANEXO 3. CATÁLOGO DE BANDAS	143
ANEXO 4. PLANOS	147
ANEXO 4.1 PLANOS DE LA MÁQUINA.....	147
ANEXO 4.2 PLANO ELÉCTRICO	148

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Planta de maní.	3
Figura 1.2: Maní con cascara dura.	4
Figura 1.3: Maní sin cascara dura solo con cascara rojiza.	5
Figura 1.4: Maní totalmente pelado.	6
Figura 1.5: Maní salado.	6
Figura 1.6: Diagrama de flujo de la elaboración del maní	7
Figura 1.7: Máquina peladora de Maní de FISCHER Agro.	10
Figura 1.8: Peladora de maní INMEGAR	11
Figura 1.9: Soda caustica.	12
Figura 1.10: Diagrama de flujo de la peladora tipo seco.	14
Figura 1.11: Estructura de la peladora tipo seco.	14
Figura 1.12: Estructura de la peladora tipo húmedo.	15
Figura 2.1: Bosquejo de la vista lateral de las paredes interna y externa del tambor.	18
Figura 2.2: Atributos de calidad de alimentos.	20
Figura 2.3: Aproximación en bloque del sistema mecánico.	21
Figura 2.4: Aproximación en bloque del sistema eléctrico.	22
Figura 3.1: Máquina peladora de maní y partes que la conforman.	23
Figura 3.2: Bosquejo del cilindro.	27
Figura 3.3: Diagrama de cuerpo libre de la viga con la carga uniformemente distribuida.	34
Figura 3.4: Secciones circulares huecas	37
Figura 3.5: Partes de la cámara de aspiración.	43
Figura 3.6: Volantes de la cámara de pelado.	52
Figura 3.7: Vista lateral de la cámara de pelado.	54
Figura 3.8: Esquema del sistema de transmisión de la máquina.	68
Figura 3.9: Diagrama de cuerpo libre del eje.	78
Figura 3.10: Diagrama de fuerza cortante en el eje.	82
Figura 3.11: Diagrama de momento flector en el eje.	82
Figura 3.12: Diagramas de: CUERPO DE LIBRE, FUERZA CORTANTE,	

MOMENTO FLECTOR Y MOMENTO TORSOR.....	83
Figura 3.13: Esfuerzos aplicados en las secciones críticas del eje.	84
Figura 3.14: Esfuerzos a los que se somete una sección crítica.....	84
Figura 3.15: Elipse de la teoría de la energía de distorsión.....	86
Figura 3.16: Diagrama de Variación de Esfuerzos en el tiempo.....	88
Figura 3.17: Diagrama de fatiga.	93
Figura 3.18: Prisionero de sujeción.	94
Figura 3.19: Prisionero sometido a un esfuerzo de corte y a un momento torsor.	95
Figura 3.20: Estructura de la máquina.....	97
Figura 3.21: Diagrama de cuerpo libre de la viga con la carga puntual.....	98
Figura 3.22: Estructura de la máquina.....	103
Figura 3.23: Valores k para longitud efectiva.	105
Figura 3.24: Rodamiento UC207-20.....	108
Figura 3.25: Calculadora interactiva Manual SKF.	110
Figura 4.1: Cilindro perforado.....	118
Figura 4.2: Una de las paletas antes de ser soldada al cilindro.	118
Figura 4.3: Vista de las patetas soldadas en el cilindro.....	119
Figura 4.3: Tapa lateral que sujeta el cilindro con el eje.....	119
Figura 4.4: Volante de sujeción.....	120
Figura 4.5: Tolva de entrada del maní.....	121
Figura 4.6: Tolva de recolección de cascara antes del montaje.....	121
Figura 4.7: Esqueleto de la estructura antes de ser recubierta.....	122
Figura 4.8: Estructura recubierta con tol galvanizado.....	122
Figura 4.9: Motor.....	124
Figura 4.10: Vista de la cavidad que contiene al motor.....	124
Figura 4.11: Sistema de poleas y bandas.	125
Figura 4.12: Venterol eléctrico de la máquina.	126

INDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 1 FUNDAMENTO TEÓRICO	1
Tabla 1.1: Características de peladora de maní INMEGAR.	11
CAPÍTULO 3 DISEÑO DE LA MÁQUINA PELADORA DE MANÍ	23
Tabla 3.1: Densidad de algunos productos alimenticios.	25
Tabla 3.2: Eficiencia máxima permisible para juntas soldadas con gas y con arco	30
Tabla 3.3: Propiedades Mecánicas del acero AISI 304.....	31
Tabla 3.4: Vigas perfectamente empotradas.....	35
Tabla 3.5: Valores posibles para el espesor del cilindro.	40
Tabla 3.6: Matriz de decisión de los espesores de la lámina de acero.	41
Tabla 3.7: Diámetros del maní.	44
Tabla 3.8: Características comparativas entre métodos de transmisión.	61
Tabla 3.9: Matriz de decisión de los métodos de transmisión.....	61
Tabla 3.10: Diámetro mínimo recomendado para poleas.....	64
Tabla 3.11: Curva de selección de bandas.	66
Tabla 3.12: Especificaciones que deben cumplir las bandas a utilizar.....	70
Tabla 3.13: Tipos de bandas A.	70
Tabla 3.14: Potencia transmitida por los diferentes tipos de banda.	71
Tabla 3.15: Características de las bandas tipo A que se utilizará.	71
Tabla 3.16: Factores de servicio sugeridos para bandas trapeciales.....	72
Tabla 3.17: Valores de potencia adicional en las bandas por relación de transmisión.....	73
Tabla 3.18: Diferencias entre tubo de acero inoxidable y eje sólido de acero...	76
Tabla 3.19: Matriz de decisión entre un eje sólido y un eje hueco.	77
Tabla 3.20: Criterios de diseño para el prisionero.....	95
Tabla 3.21: Vigas perfectamente empotradas.....	99
Tabla 3.22: Tabla de espesores disponibles del tubo ASTM A500.....	101
Tabla 3.23: Características del tubo estructural ASTM A500.....	101

Tabla 3.24: Características de consumo del motor y el venterol.	114
CAPÍTULO 4 IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS.....	117
Tabla 4.1: Características del motor WEG.....	123
Tabla 4.2: Características técnicas del venterol.....	126
Tabla 4.3: Pruebas con diferentes tiempos de pelado.	127

RESUMEN

El presente documento muestra el diseño e implementación de una máquina peladora de maní tostado que permite optimizar el proceso de pelado procurando no maltratar excesivamente los granos.

El capítulo uno es una compilación del fundamento teórico necesario para el posterior diseño de la máquina, tal como: las características del maní, procesos de pelado de maní tostado y los tipos de máquinas peladoras de maní.

En el capítulo dos se selecciona el proceso de pelado de la máquina, se establece los parámetros de funcionamiento y se hace una aproximación en bloques de la misma.

Los sistemas que componen la peladora de maní son: sistema motriz, sistema de pelado, sistema de aspiración, sistema de encendido y estructura. En el tercer capítulo se diseña estos sistemas y cada una de sus partes.

El cuarto y último capítulo explica el montaje de la máquina, las pruebas de funcionamiento realizadas y el análisis de los resultados obtenidos después de la puesta en marcha de la peladora.

Finalmente, también se presentan las conclusiones a las que se llegó después de diseñada e implementada la peladora y se anuncian las recomendaciones del presente trabajo.

ABSTRACT

This document show the design and the making of a peeler machine of peanut toasted, that allows optimize the peeling process without to shatter the peanut kernels.

Chapter 1 is a compilation of theory necessary for to design the machine, such as: the characteristics of peanut, the process to peel toasted peanut and the types of peanut peeling machine.

In chapter 2 is selected the peeled process of the machine, is determined the operating parameters and is performed a block diagrams of machine.

The systems that composed the peeling machine are: drive system, peeler system, aspiration system, on/off system and structure. In the third chapter is designed this systems and every one of its parts.

In the fourth and final chapter is explicated how is assembled the peeling machine. Also is performed the tests and the analysis of the results.

Finally, also is presented the conclusions and the recommendations about this work after of to design and assemble the peeling machine.

PRESENTACIÓN

En la industria artesanal “Productos favoritos” del Sr. Edgar Salazar se elabora maní de sal y de dulce. Para la elaboración del producto se debe seguir un proceso de tostado y pelado del maní antes de prepararlo. El proceso de pelado actualmente es realizado en forma manual y toma mucho tiempo.

El proyecto que se presenta a continuación, optimizará el proceso de pelado del maní tostado, reduciendo el tiempo que toma llevar a cabo este proceso.

Con esto se obtendrá mayor cantidad de maní pelado lo que permitirá aumentar la producción del maní de sabor sin alterar la calidad del producto.

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTO TEÓRICO

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 OBJETIVO GENERAL

Optimizar el proceso de pelado de maní en la industria artesanal empleando una máquina peladora de maní tostado que disminuya el tiempo de pelado y permita aumentar la producción.

1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar el proceso de pelado de maní.
- Establecer requerimientos y concepciones generales del proceso.
- Diseñar la estructura mecánica utilizando criterios de ingeniería que permitan el pelado del maní.
- Implementar completamente la máquina peladora de maní.
- Hacer pruebas de trabajo del proceso de pelado.
- Realizar el manual de usuario y el manual de mantenimiento de la máquina

1.2 PROBLEMA

En el Ecuador gran parte de la población se ha dedicado a la elaboración y venta de manera artesanal de productos comestibles. El maní confitado o de sabor es un producto alimenticio altamente demandado entre los consumidores. Existen muchas industrias artesanales dedicadas a elaborar maní de sal o de dulce.

Para la elaboración del maní de sabor es necesario seguir un proceso de tostado y pelado del maní antes de prepararlo en sus diferentes presentaciones. Este proceso se realiza actualmente de forma manual. Una de las tareas que más tiempo toma realizar es pelar el maní tostado. En la actualidad no existen maquinas peladoras orientadas a la pequeña industria que garanticen que el maní no sea maltratado.

La industria artesanal realiza el pelado frotando el maní con las manos, al mismo tiempo soprándolo hasta que la cascara se caiga. Esta industria pela un promedio de 100 libras diarias utilizando este difícil método manual.

Debido al aumento de clientes de la industria artesanal la cifra actual de maní pelado no es el suficiente para satisfacer la demanda. Será necesario obtener por lo menos tres veces más la producción actual para poder satisfacer la demanda del producto final.

1.3 ESPECIFICACIONES GENERALES

1.3.1 CARACTERÍSTICAS DEL MANÍ

1.3.1.1 Descripción

El maní es una planta de la familia de los guisantes, cuyos frutos, de tipo legumbre contienen semillas apreciadas en la gastronomía, Figura 1.1. Se considera mundialmente como un delicioso fruto seco.



Figura 1.1: Planta de maní.¹

1.3.1.2 Maní como alimento²

El maní es un alimento muy versátil, se puede consumir crudo, asado al horno o frito y es uno de los ingredientes más usados en muchas recetas dulces.

“Contiene altos valores de grasas buenas y antioxidantes ya que posee vitamina E. El consumo regular de maní ayuda a prevenir enfermedades cardíacas y reduce el colesterol”.³

En Ecuador es un alimento muy consumido que tiene gran presencia en ciertas provincias costeras como la provincia de Manabí, donde su uso es básico en la elaboración de platos típicos como el viche de mariscos, el corviche y otros platos a base de plátano verde.

¹Fuente: <http://www.veoverde.com/2009/12/la-planta-del-mani/>

²BERDANIER, CAROLYN D.; DWYER, JOHANNA; FELDMAN, ELAINE B. (2010) Nutrición y alimentos. México: McGraw-Hill

³MUNERA EASTMAN. (2014). Consumo del maní. Recuperado de [Http://www.radiomunera.com/contenidos/contenidos/consumo_de_mani_.php](http://www.radiomunera.com/contenidos/contenidos/consumo_de_mani_.php)

De igual forma se usa en la gastronomía ecuatoriana para la elaboración de bollos de pescado, cazuelas, guatita, salprietá, etc.

Se comercializa a escala industrial como aperitivo en distintas presentaciones: salado, con miel, picante, etc.

1.3.1.3 Cáscara del maní

El maní tiene dos capas de cáscara: una cáscara es gruesa de color café y la otra es una cáscara delgada de color rojizo.

1.3.1.3.1 Cáscara gruesa⁴

Es de geometría cóncava, su espesor varía de 0,5 a 1mm y una relación peso/volumen de 45-50 g/L. La composición química tiene amplia dispersión (según la variedad analizada), por lo que se puede generalizar aproximaciones: humedad menor al 10%, fibra cruda 60%, celulosa 50%, lignina 25%, glucano 20%.⁵

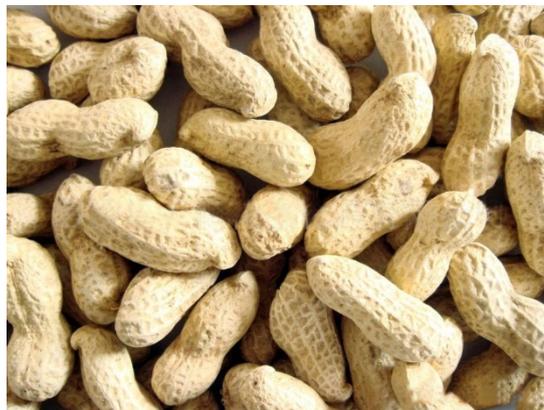


Figura 1.2: Maní con cáscara dura.⁵

^{4,5}Fuente: http://www.gordushos.com/#!_espanol/productos

La cáscara de maní es un desecho que se reutiliza como combustible para calderas, aunque su uso es algo dificultoso porque desprende mucho humo y ceniza.

Se la utiliza parcialmente para mezclar con alimento para ganado, sobre todo porcino. Aunque no tiene valor proteico y es indigesto, sirve para administrar el balance de materiales de otro tipo de alimentos con el que se lo mezcla.

Sirve como sustrato para aves de corral, como medio de cultivo para hongos.

También se lo asocia con usos similares a la viruta de madera. En la Universidad Nacional de Río Cuarto (Córdoba- Argentina) se desarrollaron paneles aglomerados mixtos con cáscara de maní (30 %) y virutas de madera.

1.3.1.3.2 Cáscara delgada

Es la cascara de color rojizo que se ve después de pelar la cascara dura del maní. Esta cáscara es también llamada tegumento del cacahuate. Es muy delgada y es fácil de desprender del grano de maní.



Figura 1.3: Maní sin cascara dura solo con cascara rojiza.⁶

⁶Fuente: <http://es.paperblog.com/cascara-del-cacahuete-que-tiene-que-1551183/>



Figura 1.4: Maní totalmente pelado.⁷

Según estudios recientes se conoce que: “Esta cascarita delgada está llena de antioxidantes de compuestos fenólicos. Se ha encontrado que los tegumentos de la semilla del cacahuate tienen un H-ORAC (medición de la capacidad antioxidante) de 189453 $\mu\text{MolTrolox}/100\text{ g}$, que es alto”.⁸

1.3.2 EL MANÍ DE SABOR

En el Ecuador gran parte de la población se ha dedicado a la elaboración y venta de manera artesanal de productos comestibles.

El maní preparado de sal o de dulce es un producto alimenticio altamente demandado entre los consumidores.



Figura 1.5: Maní salado.⁹

⁷Fuente: <http://es.paperblog.com/cascara-del-cacahuete-que-tiene-que-1551183/>

⁸Cascara del maní. Recuperado el 15 de septiembre del 2012, de <http://es.paperblog.com/cascara-del-cacahuete-que-tiene-que-1551183/>

⁹Fuente: <http://www.maniblanchers.com/contacto-blanchers.html>

Para la elaboración del maní de sabor en la industria artesanal es necesario el siguiente proceso:

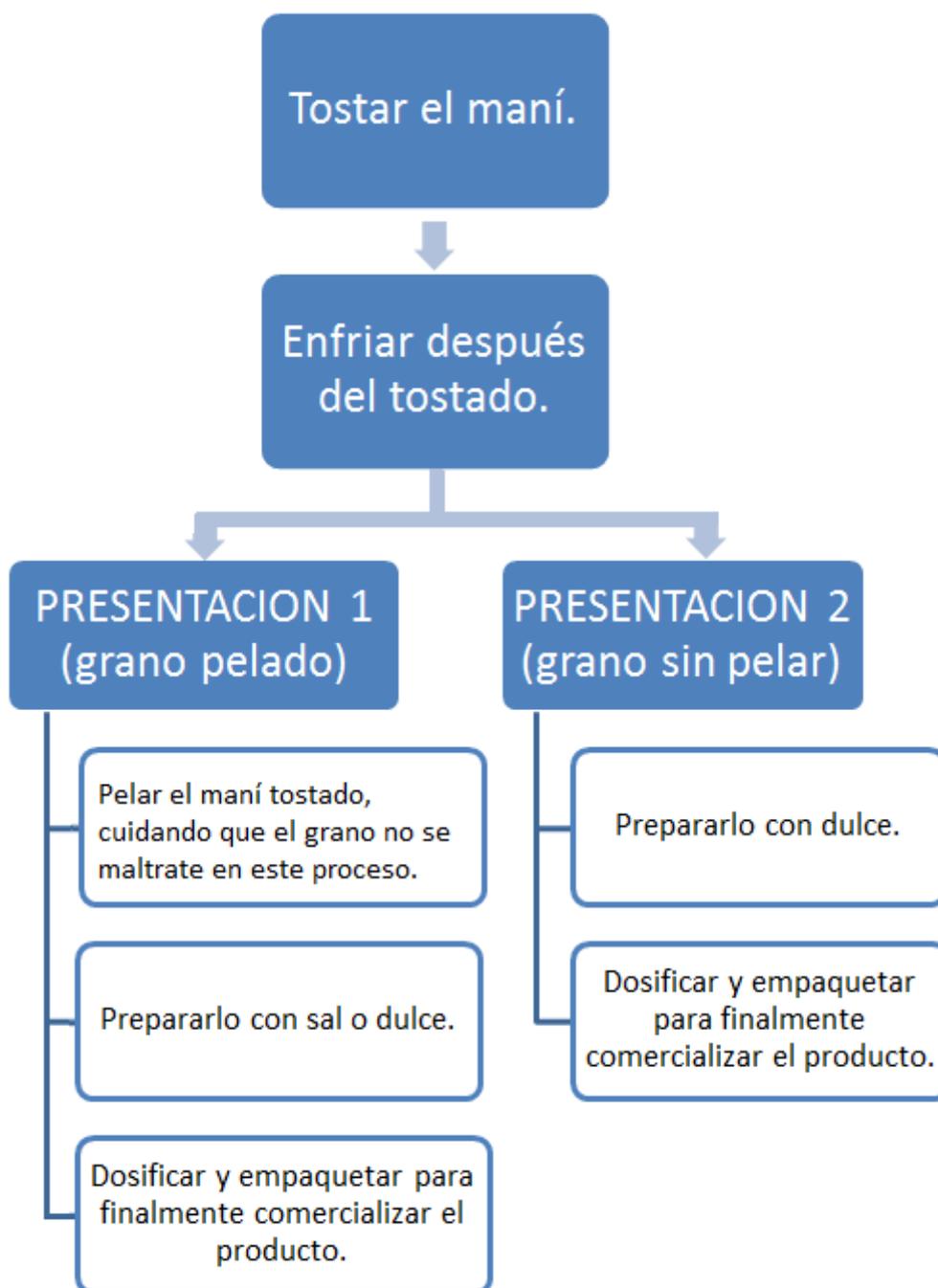


Figura 1.6: Diagrama de flujo de la elaboración del maní.¹⁰

¹⁰Fuente: Autor.

1.4 PROCESOS DE PELADO DE MANÍ TOSTADO

Existen muchos productos derivados del maní tostado pero en la mayoría es necesario retirarle la cascara para poder elaborar un producto final con buen sabor y de buena calidad.

Una sencilla clasificación de los procesos para el pelado del maní es considerando el producto final a ser elaborado, así se puede indicar los siguientes:

1.4.1 CLASIFICACIÓN SEGÚN EL PRODUCTO FINAL ELABORADO

1.4.1.1 Pasta de maní como aderezo

Se puede utilizar el maní descascarado para aplastarlo y producir pasta de maní. En este caso al momento de pelar el maní no es indispensable evitar que se rompa el grano porque el proceso final será aplastarlo para obtener la pasta.

1.4.1.2 Trozos o polvo de maní para pasteles o chocolates

Igual que en el caso anterior el maní debe ser pelado sin tener en cuenta si se rompe el grano, debido a que pasa a un proceso de triturado para obtener trozos o polvo de maní según se necesite.

1.4.1.3 GRANOS DE MANÍ PARA PREPARAR CON SAL O DULCE

Para la elaboración de maní de sabor se utilizan granos de maní enteros por lo que a diferencia de los productos anteriores, en este caso es necesario pelar el maní con más cuidado, de forma que, el grano permanezca sin trocearse.

1.4.2 PROCESO ACTUAL DE PELADO EN LA INDUSTRIA ARTESANAL

Como habíamos definido para la elaboración del maní de sabor es necesario pelarlo conservando el grano sin maltratar, proceso que se realiza en forma manual. Como referencia tomaremos una industria artesanal que elabora estos productos, misma que procesa un promedio de 100 libras diarias utilizando el método manual de pelado, para lo cual es necesario que el maní este tostado y frío, que consiste en lo siguiente:

- 1) Se lo coloca en un recipiente. Utilizando guantes para evitar la contaminación del maní, se toma en las manos frotándolo suavemente.
- 2) Se levanta el maní a una altura de 20 a 30 cm aproximadamente, y se lo deja caer en otro recipiente mientras se sigue frotando.
- 3) Mientras se realiza el paso 2, se sopla la cascara.
- 4) Se repite este proceso hasta que el maní queda pelado.

1.5 TIPOS DE MÁQUINAS PELADORAS

1.5.1 PELADORA DE MANÍ CON TAMBOR

Esta peladora es de tipo mecánico. Está compuesta por un tambor giratorio en donde el maní previamente tostado y enfriado es colocado para ser descascarado. El grano de maní se separa de la cascara mediante la fricción que se produce al revolver el maní dentro del tambor.

Existen algunas variaciones de este tipo de maquina peladora siendo sus las principales diferencias en lo que respecta a la velocidad de giro del tambor, el tipo de separación de residuos de cascara y principalmente a la posición del tambor.

1.5.1.1 Peladora de maní con tambor horizontal

En el figura 1.7 podemos observar la peladora de maní tostado FISCHER Agro (PERÚ) que posee un tambor horizontal y un ventilador para separar los residuos de cascara. Esta peladora sirve para pelar maní crudo previamente tratado con soda caustica.



Figura 1.7: Maquina peladora de Maní de FISCHER Agro.¹¹

1.5.1.2 Peladora de maní con tambor vertical¹²

La siguiente es una peladora tipo industrial con tambor vertical diseñada por INMEGAR (ECUADOR). Ha sido diseñado para el pelado de los granos de maní previamente seleccionados, tostados y enfriados; mediante proceso de fricción y ventilación se separa la piel, en esta operación los granos se abren. Por lo que este tipo de peladoras es recomendable para pelar la cascara gruesa del maní. El material empleado en su construcción es acero inoxidable 304.

^{11,12}Fuente: <http://www.mundoanuncio.com.pe/peladora-de-mani-cacahuete-iid-275508977>



Figura 1.8: peladora de maní INMEGAR.¹³

MODELO	POTENCIA HP	KG/HORA
PM-200	0,75	200
PM-400	1	400

Tabla 1.1: Características de peladora de maní INMEGAR.¹⁴

1.5.2 PELADORAS DE MANÍ TRATADO QUÍMICAMENTE

Puede ser por lo general una máquina peladora de tambor, vertical u horizontal que pela maní crudo. Esta máquina trabaja a mayor velocidad ya que el maní crudo es menos susceptible a romperse que el tostado. Su funcionamiento es mecánico similar a las explicadas anteriormente con la diferencia que el proceso de pelado es más sencillo debido que se facilita la remoción de la cascara porque el maní es tratado químicamente para aflojar la cascara antes de ser introducido en la máquina peladora.

^{13,14}Fuente: <http://www.inmegar.com/mani.html>

1.5.2.1 Tratamiento químico del maní con soda caustica



Figura 1.9: Soda cáustica¹⁵

“El pelado caustico consiste en tratar a las frutas con una solución de hidróxido de sodio caliente (lejía) que actúa disolviendo las sustancias pépticas que se encuentran debajo de la epidermis. Esto permite el desprendimiento de la piel prácticamente sin pérdidas de mesocarpio. Luego de este pelado químico es necesario realizar un enjuague para eliminar los restos de lejía y no alterar el pH del producto”.¹⁶

Para tratar químicamente un promedio de 10 libras de maní antes de ser introducido en una máquina de tambor giratorio, se utiliza el siguiente proceso:

- Se mezcla 5 litros de agua con 50 gramos soda caustica liquida en un recipiente. La soda caustica debe estar a una temperatura de 50° C.
- Se sumerge el maní en el agua.
- Se revuelve y se deja reposar por 15 minutos aproximadamente.
- Transcurrido el tiempo se retira el agua y el maní está listo para terminar de pelar en una maquina mecánica que retire la cascara del maní crudo.

¹⁵Fuente: http://www.alimentosargentinos.gov.ar/contenido/sectores/conservas/Informes/antecedentes/DuraznoConserva%20_2008_04Abr.pdf

¹⁶Pelado químico de alimentos. Recuperado el 25 de octubre del 2012, de <http://www.slideshare.net/RagurtoLaban/pelado-quimico>

1.5.3 PELADORA DE MANÍ CON RODILLOS

Esta máquina es de tipo vertical, consta de una caja de almacenamiento, banda transportadora, sistema de vibración y cámara de pelado. Cuenta con estructura compacta, un funcionamiento estable y es en bajo ruido. Después de su puesta en marcha el maní automáticamente entra en la cámara de pelado con la ayuda de la vibración e inclinación de la banda.

La cámara de pelado está compuesta por dos rodillos de fricción, en donde gracias a los rodillos se deshará de la piel del maní para producir semillas de maní sin cascara roja. El maní al igual que en la máquina de tambor debe ser sometido a un proceso de tostado y enfriado antes de entrar a la máquina.

Existen dos tipos de peladoras con rodillos las de tipo maní seco y las de tipo maní húmedo. Ambas maquinas funcionan de forma similar con la diferencia de utilización de agua para remover el residuo de cascara del maní más fácilmente en una o de aspirado de impurezas en la otra.

1.5.3.1 Peladoras tipo seco

Esta máquina utiliza un aspirador de impurezas en el extremo para remover los residuos de la cascara del maní después de pasar por los rodillos en la cámara peladora.

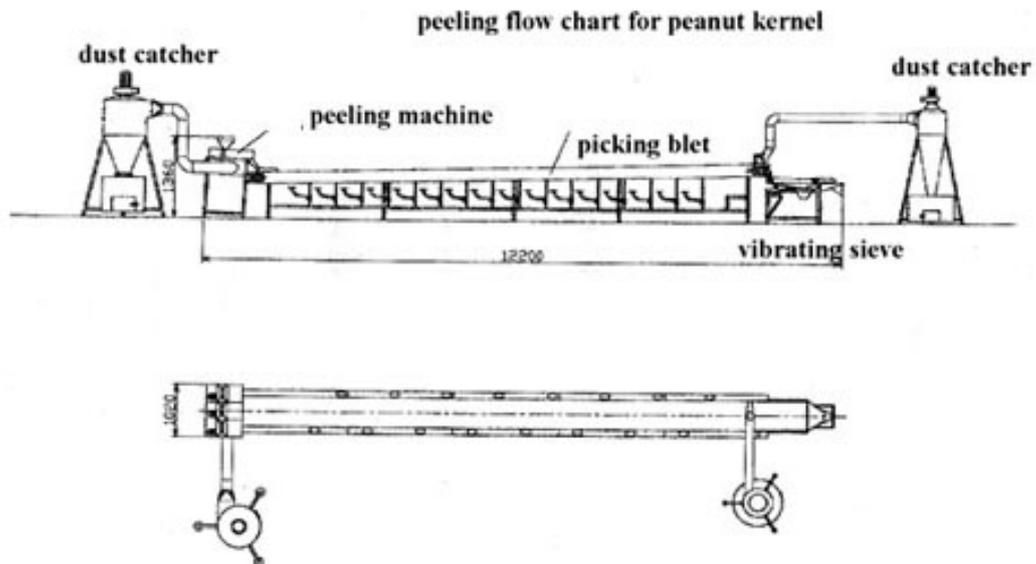


Figura 1.10: Diagrama de flujo de la peladora tipo seco.¹⁷

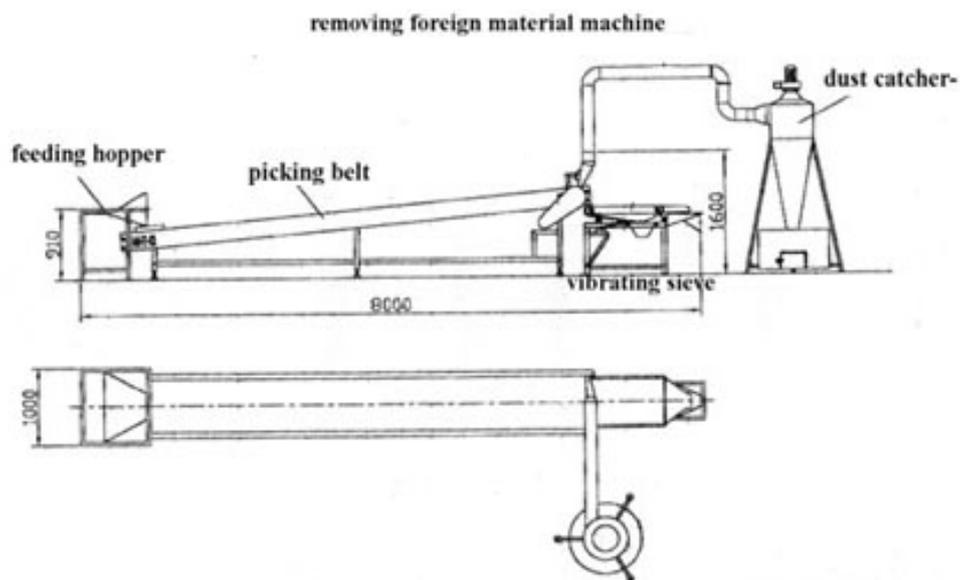


Figura 1.11: Estructura de la peladora tipo seco.¹⁸

^{17,18} Fuente: <http://www.peanut-machine.com/peanut-wet-peeling-machine.html>

1.5.3.2 Peladora tipo húmedo

A diferencia de la anterior, esta máquina utiliza un sistema de humedecimiento y flujo de agua constante en el proceso para retirar los residuos de la cascara del maní después de pasar por los rodillos en la cámara peladora.

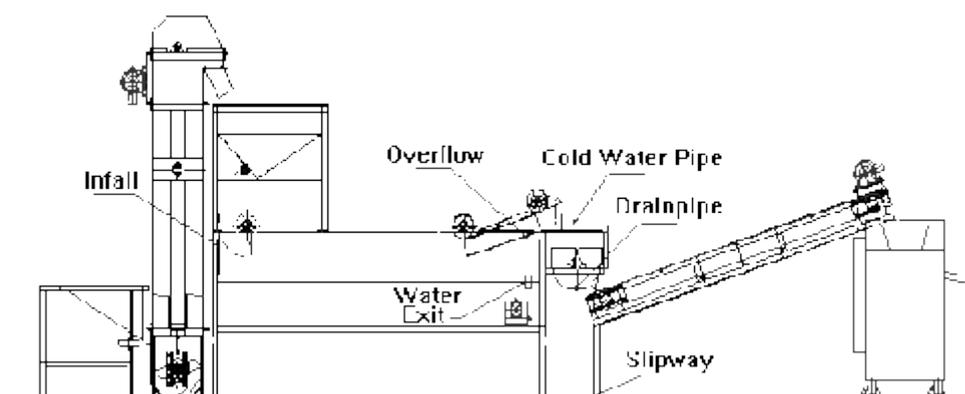


Figura 1.12: Estructura de la peladora tipo húmedo.¹⁹

¹⁹Fuente: <http://www.peanut-machine.com/peanut-wet-peeling-machine.html>

CAPÍTULO 2

ARQUITECTURA DEL SISTEMA

2.1 SELECCIÓN DEL PROCESO DE PELADO DEL MANÍ

Como se explicó en el capítulo I, la presente tesis se enfocará en el desarrollo de una máquina peladora dedicada a la industria artesanal. Las máquinas presentadas como ejemplo en las figuras 1.7, 1.8 y 1.9 nos servirán como base para la selección del tipo de peladora que se implementará finalmente.

Anteriormente se habló de la importancia de intentar que mayoría de granos permanezcan sin maltratarse excesivamente, para posteriormente prepararlo como producto alimenticio. Actualmente este proceso toma mucho tiempo y es realizado de forma manual frotando el maní y soplando la cascara. La máquina que a continuación se diseñará tendrá que sustituir el proceso actual y entregar el maní pelado.

La peladora de rodillos de tipo húmedo no es una opción, puesto que entrega el maní ligeramente húmedo al final del proceso. La de tipo tambor vertical giratorio puede retirar la cascara del maní después de haber sido tostado. Sin embargo, al estar el tambor ubicado de forma vertical tiene mayor caída lo que maltrata más el grano que la que tiene el tambor horizontal.

Mediante este análisis, una peladora de tambor horizontal que gire a bajas revoluciones ayudará a que el grano se conserve sin romperse en mayor cantidad, por esta razón, será la seleccionada para el diseño.

2.2 FUNCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA HORIZONTAL

La peladora de maní tostado que se diseñará a continuación constará de un tambor giratorio ubicado horizontalmente. Durante el giro del tambor los granos del maní se frotarán entre sí haciendo que la cascara se desprenda. El cilindro cerrado, donde el maní girará, tendrá una pared doble dejando un espacio entre ellas. La pared interna será la que rotará durante el proceso y tendrá agujeros que le permitan a la pelusa de la cascara caer hasta la parte inferior de la pared externa. Gracias a la aspiración de aire, ubicada en la parte de abajo del tambor, la pelusa saldrá del cilindro.

En la figura 2.1 a continuación se observa la función de las paredes del tambor.

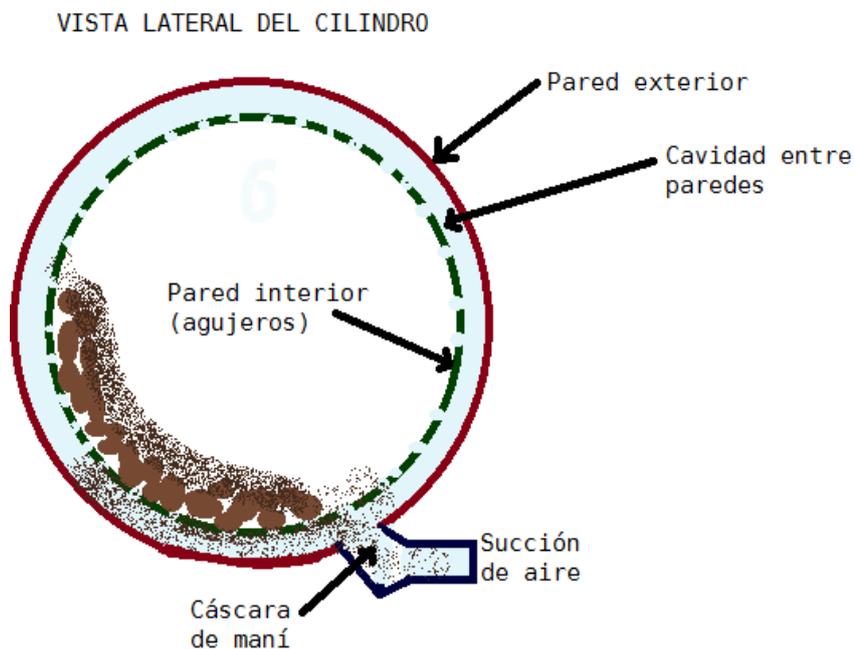


Figura 2.1: Bosquejo de la vista lateral de las paredes interna y externa del tambor.²⁰

²⁰Fuente: Autor.

2.3 PARÁMETROS DE DISEÑO

La máquina a diseñar tiene como requisito fundamental intentar que el grano no sea sometido a un excesivo maltrato durante el proceso de pelado, estableciendo una apropiada velocidad de giro del tambor.

2.3.1 DE SEGURIDAD

Como requisito indispensable de seguridad, el tambor irá cubierto por una pared externa para evitar posibles accidentes que pueden ocurrir durante el proceso si alguien/algo tiene contacto directo con él mientras esté girando. El recubrimiento impedirá que el operador pueda tocar el tambor y evitará que algún objeto obstruya su rotación durante su puesta en marcha. La pared externa también facilitará que la cascara del maní sea succionada, como se muestra en la figura 2.1.

2.3.2 DE CAPACIDAD

Uno de los requisitos importantes es la cantidad por hora de la máquina para pelar maní tostado. La industria artesanal que utilizará la peladora necesita pelar aproximadamente 400 libras diarias. Para dimensionar la máquina se tiene en cuenta un funcionamiento promedio de 8 horas al día, por lo que debe pelar 50 libras por hora aproximadamente.

2.3.3 DE HIGIENE Y CALIDAD ALIMENTARIA.²¹

La higiene alimentaria es un requisito muy importante a tomar en cuenta para el diseño de la máquina peladora.

²¹GINÉS CAMPOS, FRANCISCO. (2011). Seguridad alimentaria: 200 respuestas a las dudas más frecuentes. (1ra Edición). España: AMV EDICIONES.

Este requisito comprende todas las medidas necesarias para garantizar la inocuidad sanitaria de los alimentos, manteniendo a la vez el resto de cualidades que les son propias al maní, con especial atención a su contenido nutricional.²²

Para garantizar la higiene, la máquina será construida en acero inoxidable y se dedicará una sección en el manual de mantenimiento donde se detalle la manera de mantener la limpieza dentro del tambor de la peladora. De igual importancia, la conservación de los atributos de calidad (sabor, aroma, textura, color) garantiza una adecuada calidad del producto final y es muy importante para la comercialización y aceptación del maní de sabore entre los consumidores.

Atributos de calidad de los alimentos (según M.J.A. Schröder)

Pureza o seguridad	Control o exclusión	- Microorganismos - Toxinas - Sustancias extrañas (sólidos insectos) - Material en contacto con el alimento (envases)	Sensoriales	- Apariencia - Textura - Aroma - Gusto y sabor			
		Identidad		Origen geográfico	Acceptabilidad	Frescura	- Grado de conservación
Especie	- Carne de conejo - Carne de ternera		Precio			- Relación calidad/precio	
Otros aspectos	Accesibilidad	- Pequeño comercio - Gran superficie	Composición	Cantidad	- Peso/volumen - Calibre - N° unidades		
				Versatilidad	- Fácil sustitución y complementariedad	Fuentes básicas de energía	- Grasas - Hidratos de carbono - Proteínas
						Nutrientes funcionales	- Minerales - Vitaminas
				Atención al cliente	- Sugerencias, servicios, ayudas	Compuestos bioactivos	- Probióticos - Flavonoides
Presentación	- Comodidad para abrir el paquete - Distribuido en porciones	Factores dietéticos	- Fibra, prebióticos				
				Complementos	- Aditivos (aspectos sensoriales) - Suplementos nutritivos		

Figura 2.2: Atributos de calidad de alimentos²³

²²SALUDALIA©. (2006). Higiene alimentaria. Recuperado el 2 de diciembre del 2012, disponible en <http://www.saludalia.com/nutricion/higiene-alimentaria>

²³Fuente: <http://www.slideshare.net/RicardoArriola/control-de-calidad-de-los-alimentos>

2.4 APROXIMACIÓN EN BLOQUES

2.4.1 SISTEMA MECÁNICO

A continuación se muestra un diagrama del funcionamiento mecánico de la máquina peladora de maní tostado.

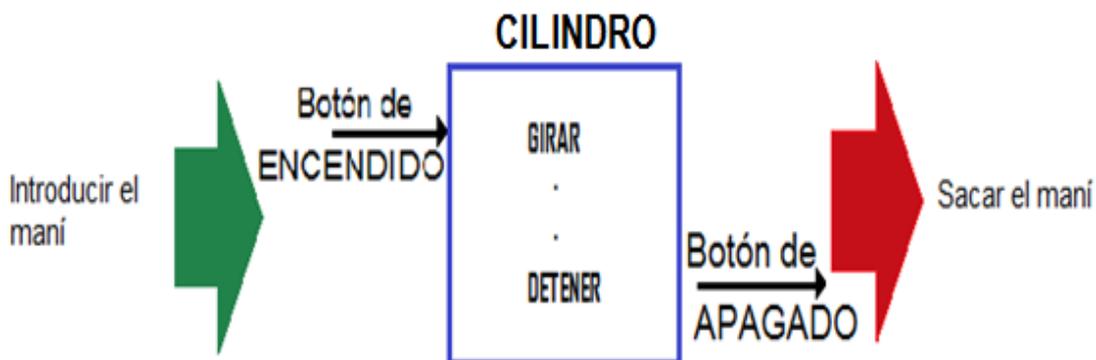


Figura 2.3: aproximación en bloque del sistema mecánico.²⁴

2.4.2 SISTEMA ELÉCTRICO

A continuación se muestra un diagrama del funcionamiento de los componentes eléctricos que tendrá la máquina peladora de maní tostado.

²⁴Fuente: Autor.

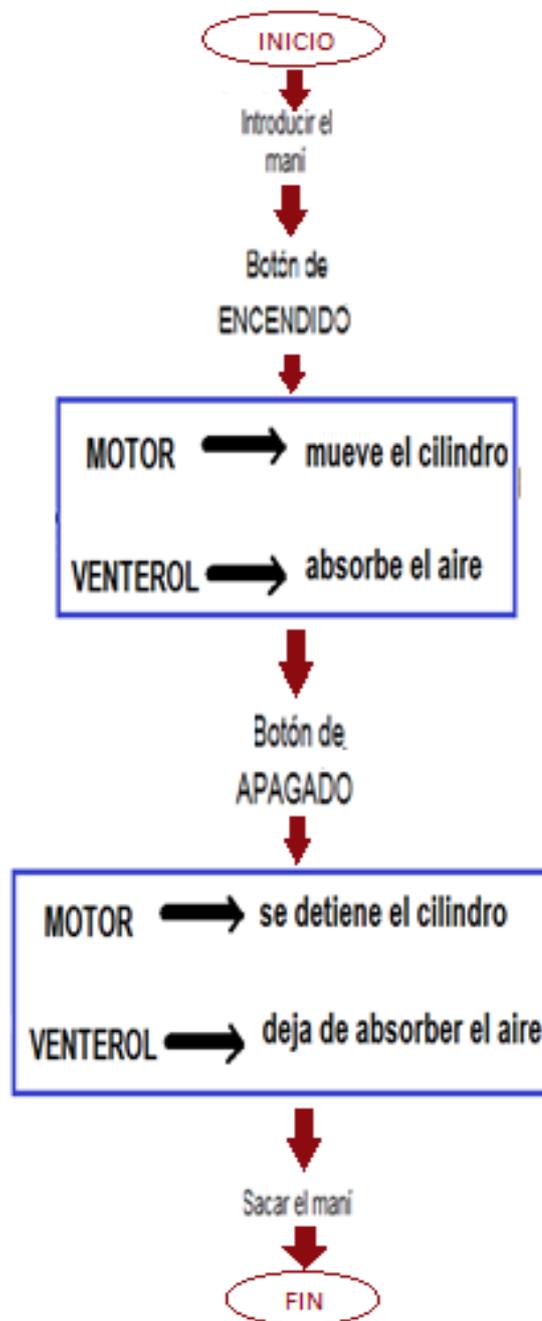


Figura 2.4: Aproximación en bloque del sistema eléctrico.²⁵

²⁵Fuente: Autor.

CAPÍTULO 3

DISEÑO DE LA MÁQUINA PELADORA DE MANÍ

En el diseño de la máquina se tomó en cuenta las partes que conforman la peladora de maní, en cada sistema se realizará el diseño y selección de las partes. En la figura 3.1 se muestra un esquema las partes que conforman la máquina peladora de maní.

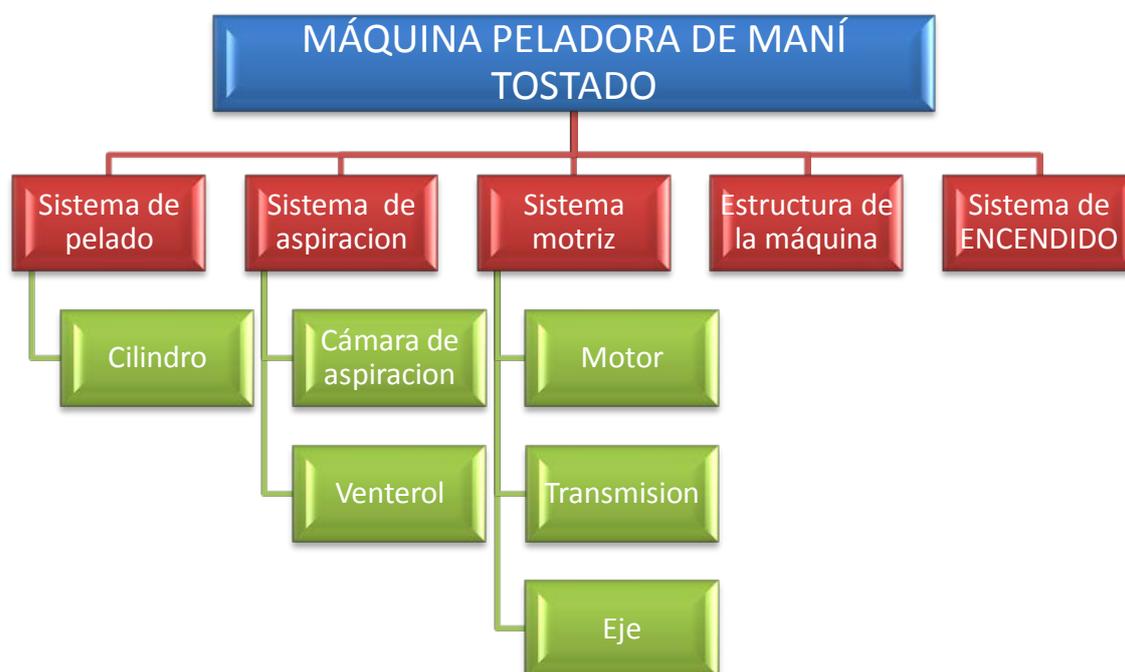


Figura 3.1: Máquina peladora de maní y partes que la conforman.²⁶

La máquina a construir debe cumplir los siguientes requisitos:

- Mantener una velocidad adecuada de giro del tambor para evitar el maltrato excesivo del maní procurando que la mayoría de los granos no se maltraten de forma excesiva.
- Tener un sistema de control ON/OFF fácil de usar por el operador.
- Separar la mayor cantidad de cáscara mediante la fricción y succión de pelusa de maní.

²⁶Fuente: Autor

Las partes que conforman la peladora son:

1. Sistema de pelado
2. Sistema de aspiración
3. Sistema motriz
4. Estructura
5. Sistema ON/OFF

3.1 SISTEMA DE PELADO

El sistema de pelado está constituido por un cilindro que se encuentra ubicado horizontalmente y es donde el maní es movido para que mediante la fricción entre los maníes y la pared del tambor la cáscara se separe del grano.

3.1.1 CILINDRO

Las funciones del cilindro pelador serán:

- Contener el maní.
- Pelar el maní mediante la frotación con la pared del tambor.

El cilindro de la máquina peladora funcionará bajo los siguientes parámetros:

- Horas de uso: 4 horas al día aproximadamente al día.
- Temperatura de trabajo: temperatura ambiente promedio de 18°C.

3.1.1.1 Cálculos del espesor del cilindro

Para efectuar los cálculos necesarios para el diseño de una peladora con una capacidad de 50lb (22,68 kg) se toma en cuenta la densidad del maní que se muestra en la Tabla 3.1.

DENSIDAD APARENTE	
PRODUCTOS AGRICOLAS SOLIDOS	DENSIDAD (kg/m³)
Alfalfa, granos	750 - 800
Algodón, granos con su fibra	420
Algodón, granos no apretados	100 - 120
Arroz cáscara	500 - 630
Arroz, gavillas	80- 120
Arroz blanqueado	800 - 850
Arroz de embarque (descascarado)	700 - 750
Avena	500 - 540
Cacahuete con cáscara para aceite	370 - 400
Cacahuete sin cáscara	600 - 620
Cacahuete con cáscara para consumo directo	270 - 300
Cacao (granos frescos)	900
Cacao (granos fermentados)	775
Cacao (granos secos)	635
Café (granos frescos)	620
Café comercial	715
Café (granos secos)	450
Cebada	550 - 690
Frijoles o habichuelas, granos	750 - 850
Guisantes	800- 880
Lino	600- 680
Maíz, granos	700- 820
Maíz, mazorcas peladas	450
Malta	530- 600
Mijo	700
Soja, granos	720 - 800
Sorgo, granos	670 - 760
Trigo	750 - 840
Harina	500 - 800

Tabla 3.1: Densidad de algunos productos alimenticios.²⁷

²⁷ Fuente: <http://www.fao.org/docrep/x5041s/x5041s09.htm>

El dato de densidad que se escoge es el de 600kg/m^3 , en la tabla se especifica como maní sin cascará porque hacer referencia a la cáscara externa dura de color café del maní no de la cascará roja que pelará la máquina a diseñar.

Con estos datos se calcula el volumen que ocupará el maní en el cilindro.

$$d = \frac{m}{V} \quad \text{Ec. (3.1)}$$

Dónde:

d = densidad del maní, $600\text{ [kg/m}^3\text{]}$

m = masa del maní requerido, 22.68 [kg]

V = Volumen a ocupar, $[\text{m}^3]$

Teniendo en cuenta que conocemos la densidad del maní y la masa requerida, despejando el volumen de la ecuación 3.1 la fórmula sería:

$$V = \frac{m}{d}$$

$$V = \frac{22,68\text{ kg m}}{600\text{ kg/m}^3} = 0,0378\text{ [m}^3\text{]}$$

El volumen que ocupará el maní en el tambor es $V = 0,0378\text{ [m}^3\text{]}$. Con este dato podemos calcular el volumen que deberá tener el tambor para contener el producto.

Para dimensionar el cilindro se debe tener en cuenta que para que la cáscara del maní se separe, los granos deben friccionarse tanto con la pared del cilindro como entre sí, y para generar esta fricción debe existir un ángulo de deslizamiento del maní mientras el cilindro este girando.

Con la finalidad de garantizar un ángulo de deslizamiento adecuado del producto y conseguir que todos granos se revuelvan, el maní no debe ocupar en el tambor un volumen mayor al 40% del total.

Teniendo en cuenta lo anterior el volumen que tendrá el cilindro se calcula haciendo una regla de 3 de la siguiente manera:

Volumen	Porcentaje
X	100%
0,0378m ³	40%

$$x = \frac{\text{volumen calculado (para 50lb)} \cdot 100}{40} \quad \text{Ec. (3.2)}$$

Dónde:

x = volumen calculado para 50lb + 40%

Resolviendo la regla de 3 se tiene:

$$x = 0,0945 \text{ [m}^3\text{]}$$

El volumen que finalmente debe tener el tambor es de 0,0945 m³. Para dimensionar el cilindro se le da al radio un valor de 22 cm. Y calculamos a continuación la altura:

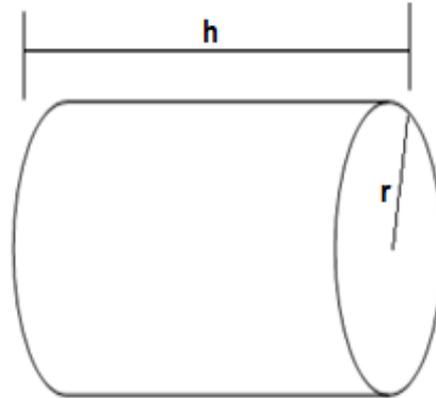


Figura 3.2: Bosquejo del cilindro.²⁸

$$h = \frac{v}{\pi r^2} \quad \text{Ec. (3.3)}$$

Dónde:

h = Altura del cilindro, [m]

v = volumen mínimo del cilindro, 0.0945 [m³]

r = Radio del cilindro 0.22 [m]

$$h = \frac{v}{\pi r^2} = \frac{0.095}{\pi 0.22^2} = 0,624 \text{ m}$$

La longitud del tambor necesaria para contener el volumen será de 0.65 m de largo y un diámetro de 0,45 m.

El cilindro será de pared delgada y para calcular la presión interna que soportará a causa del maní se utilizará la siguiente fórmula:

$$f = pLD \quad \text{Ec. (3.4)}$$

²⁸Fuente: Autor.

Dónde:

f = Fuerza que ejerce el maní, 50 [lb]

p = Presión interna, [N]

L = longitud del tambor, 0.65 [m]

D = Diámetro del cilindro, 0.45 [m]

Si conocemos que la fuerza que ejerce el maní dentro del cilindro es de 50lb, se transforma este dato a Newton para poder hallar la presión.

$$50\text{lb} = 22.68\text{kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 222,264 \text{ N}$$

Habiendo obtenido $f=222,264\text{N}$, de despeja p de la ecuación 3.4 y se encuentra la presión de la siguiente manera:

$$p = \frac{f}{LD} = \frac{222,264\text{N}}{0,65\text{m} \times 0,45\text{m}} = 759,876 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

La máquina trabajará a una presión de 759.876 N/m^2 . Para obtener el valor de presión de diseño se debe escoger un factor de seguridad y multiplicarlo por la presión obtenida.

Para elegir el factor de seguridad se debe tener en cuenta que si el cilindro llegara a fallar por sobrecarga, no existe mayor riesgo de que se produzcan accidentes que involucren vidas humanas. Además el valor de presión a la que trabajará la máquina no es grande por lo que se escoge un valor de 1.5 para el factor de seguridad. Finalmente, se obtiene un valor de presión de diseño de 1139.814 N/m^2 .

Para encontrar el espesor utilizamos la siguiente fórmula:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} \quad \text{Ec. (3.5)}$$

Dónde:

t = Espesor del cilindro, [m]

P = Presión de diseño, 1139.814 [N/m²]

R = Radio del cilindro, 0,225 [m]

S = Esfuerzo permisible, [N/m²]

E = Eficiencia de la junta o soldadura.

La tabla 3.2 muestra la eficiencia de las juntas:

Fig. 6-138	Descripción de la junta	Grado de examen		
		Radio- grafía completa	Examen por puntos	No examinada por puntos
<i>a,b</i>	Juntas por ensamble con soldadura doble o con medios que permitan obtener la misma calidad de metal soldado a ambos lados de la junta	1.00	0.85	0.70
<i>b</i>	Junta por ensamble de soldadura simple, con banda de respaldo en su lugar	0.90	0.80	0.65
<i>c</i>	Junta por ensamble de soldadura simple, sin banda de respaldo. Sólo se permite para algunas juntas perimetrales.			0.60

Tabla 3.2: Eficiencia máxima permisible para juntas soldadas con gas y con arco.²⁹

La soldadura que se usará en el tambor será por ambos lados para garantizar que el material quede mejor adherido. Como se muestra en la Tabla 3.2 el valor de eficiencia que se debe utilizar es 0,85.

²⁹Fuente: <https://www.estrucplan.com.ar/Producciones/entrega.asp?IDEntrega=3063>

El esfuerzo máximo permisible del acero inoxidable AISI 304 se muestra en la tabla 3.3 a continuación:

PROPIEDADES MECÁNICAS						
RESISTENCIA MECÁNICA		PUNTO DE FLUENCIA		Elongación % Min.	PRUEBAS DE DUREZA (MÁX)	
Kg/mm ²	Psi	Kg/mm ²	Psi		ROCKWELL	VICKERS
49	69 500	18	25 500	40	90	200

Tabla 3.3: Propiedades Mecánicas del acero AISI 304.³⁰

Para continuar con los cálculos se debe transformar el valor del esfuerzo permisible de 49Kgf/mm² a N/m² de la siguiente forma:

$$49 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} = 480\,200\,000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Continuando con la ecuación (3.5) se despeja el espesor mínimo:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} = \frac{\frac{1139,876 \text{ N}}{\text{m}^2} \cdot 0,225\text{m}}{480\,200\,000 \cdot 0,85 - 0,6 * 1139,876 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$t = 0,000\,000\,628 \text{ m}$$

El espesor que se obtiene es de 0,000 628 mm para que soporte la presión como un recipiente que contiene el maní.

³⁰DIPAC®. (2013). Catalogo Productos De Acero. Planchas de acero inoxidable [AISI 304]. Ecuador. pág. 8.

Ahora se calcula de nuevo el espesor, pero esta vez tomando al cilindro como un tubo y se hace el análisis de las cargas como si fuera una viga perfectamente empotrada con la carga total del maní distribuida sobre la viga, de forma que el espesor con el que se construya el cilindro sea el suficiente tomando el caso más crítico para el diseño.

Par hallar la fuerza total que el maní ejerce sobre esta viga, primero se halla la aceleración angular con la que girará el cilindro, con la siguiente ecuación:

$$\omega = \omega_0 + \alpha * t \quad \text{Ec. (3.6)}^{31}$$

Donde:

ω = velocidad angular, 5.235 rad/s

ω_0 = velocidad angular inicial = 0

α = aceleracion angular, [rad/s²]

t = tiempo, 60 [s]

Despejando la aceleración angular queda:

$$\alpha = \frac{5.235 \text{ rad/s}}{60\text{s}} = 0.087 \text{ rad/s}^2$$

Habiendo obtenido la aceleración angular se puede encontrar la aceleración tangencial con la siguiente ecuación:

$$a_t = \alpha * r \quad \text{Ec. (3.7)}^{32}$$

^{31,32} Magnitudes lineales y angulares. Recuperado de: <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/fisica/cinematica/circular1/circular1.htm>.

Donde:

a_t = aceleracion tangencial, [m/s²]

α = aceleracion angular, 0.087 [rad/s²]

r = radio del cilindro, 0.225 [m]

Resolviendo se tiene que la aceleración tangencial es:

$$a_t = 0.028 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

Si se conoce que la fuerza es igual al producto de la masa por la aceleración, se procede a encontrar la fuerza dinámica del cilindro de la siguiente manera.

$$F_{\text{dinamica}} = m * a_t \quad \text{Ec. (3.8)}$$

Donde:

F_{dinamica} = fuerza dinamica que ejerce el maní sobre el cilindro, [N]

m = masa del maní en el cilindro, 75 [lb] = 34.021 [kg]

a_t = aceleracion tangencial, 0.028 [m/s²]

La máquina peladora trabaja con 50 libras en cada proceso de pelado. A pesar de que las 50 libras ocupan tan solo el 40% del volumen total del cilindro, la carga máxima que el operador puede introducir dentro de él es 75 libras las cuales se tomaran para el análisis como caso crítico. Conocido esto, con la ecuación 3.8 se encuentra una fuerza dinámica de:

$$F_{\text{dinamica}} = 0.952 \text{ N}$$

Ahora se tiene en cuenta el peso del maní y la aceleración de la gravedad para encontrar la fuerza estática ejercida.

$$F_{\text{estática}} = m * g \quad \text{Ec. (3.9)}$$

Donde:

$F_{\text{estática}}$ = fuerza estática que ejerce el maní sobre el cilindro, [N]

m = masa del maní en el cilindro, 75 [lb] = 34.021 [kg]

g = gravedad, 0.028 [m/s²]

Resolviendo la ecuación 3.9 se obtiene:

$$F_{\text{estática}} = 333.4 \text{ N}$$

La fuerza total es:

$$F_{\text{dinámica}} + F_{\text{estática}} = 0.952 + 333.4 = 334.352 \text{ N}$$

Se toma al cilindro como una viga de 0.65 m de largo perfectamente empotrada con una carga distribuida del total de la fuerza, como se muestra a continuación:

Se obtiene el siguiente diagrama de cuerpo libre:

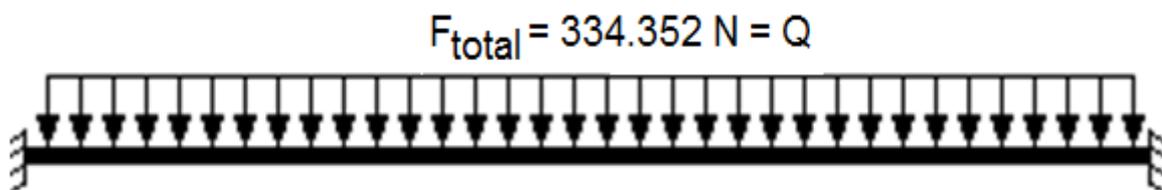


Figura 3.3: Diagrama de cuerpo libre de la viga con la carga uniformemente distribuida.³³

Se encuentra el momento flector máximo mediante la utilización de una tabla de vigas perfectamente empotradas.

³³Fuente: Autor.

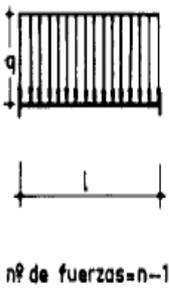
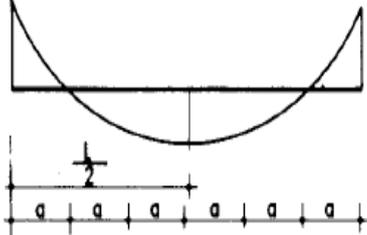
SOLICITACION	MOMENTOS DE EMPOTRAMIENTO PERFECTO	REACCIONES EN LOS APOYOS	DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES
 <p>nº de fuerzas = n-1</p>	$\mu_A = \frac{ql^2}{12}$ $\mu_B = \frac{ql^2}{12}$	$R_A = \frac{ql}{2}$ $R_B = \frac{ql}{2}$	

Tabla 3.4: Vigas perfectamente empotradas.³⁴

De la tabla 3.4 se extrae la siguiente fórmula para encontrar el momento flector Máximo.

$$M = \frac{q \cdot L^2}{12} \quad \text{Ec. (3.10)}$$

Donde:

M = momento flector maximo, [N * m]

q = carga por unidad de longitud, [N/m]

L = longitud de la viga perfectamente empotrada, [m]

Para encontrar (q) se conoce que la carga total uniformemente distribuida (Q) es igual al producto de (q) por la longitud (L) de la viga.

$$Q = q * L \quad \text{Ec. (3.11)}^{35}$$

³⁴Formulario-de-vigas. Disponible en: <http://www.slideshare.net/marggot696/formulario-de-vigas>

³⁵CASTILLO GANDICA, ARGIMIRO. Universidad de Los Andes. Análisis estructural. Viga biempotrada con carga uniformemente distribuida. Recuperado de: http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/argicast/materias/materia2/CLASE_VIGAS.html

Donde:

$Q =$ carga total, 334.352 [N]

$q =$ carga por unidad de longitud, [N/m]

$L =$ longitud de la viga, 0.65 [m]

Despejando (q) de la ecuación 3.11 se obtiene:

$$q = \frac{334.352 \text{ [N]}}{0.65 \text{ [m]}} = 514.387 \text{ [N/m]}$$

Con este dato se resuelve la ecuación 3.10 y se obtiene:

$$M = \frac{514.387 \text{ [N/m]} * (0.65 \text{ m})^2}{12} = 18.11 \text{ [N * m]}$$

Para calcular el espesor necesario del cilindro, se toma el cilindro como una viga circular hueca sometida a la fuerza antes calculada y se emplea la siguiente fórmula para encontrar el modulo de sección de resistencia (Z).

$$M = Z * R \quad \text{Ec. (3.12)}^{36}$$

Donde:

$M =$ Momento de las fuerzas exteriores que producen la flexión, 18.11 [N * m]

$Z =$ Módulo de la sección, [m³]

$R =$ Resistencia a la tracción del material (AISI 304), 480 200 000 [N/m²]

Despejando (Z) se obtiene:

$$Z = \frac{18.11}{480\,200\,000} = 3.7 * 10^{-8} \text{ [m}^3\text{]}$$

³⁶Alma de herrero. (2009). Calculo de resistencia de vigas. Recuperado de: <http://almadeherrero.blogspot.com/2009/09/calculo-de-la-resistencia-de-una-viga.html>

Como se había indicado el cilindro debe tener agujeros por donde la cáscara del maní será succionada, estos agujeros en el cilindro reducen la resistencia en la sección del material por lo que se debe compensar esta reducción sumándole la misma cantidad aproximada de material que se va a retirar al hacer los agujeros. Los agujeros ocupan aproximadamente el 50% de la masa total del cilindro por lo que la sección (Z) encontrada es multiplicada por 2 para ser compensada y se tiene:

$$Z = 3.7 * 10^{-8} * 2 = 7.4 * 10^{-8} \text{ [m}^3\text{]}$$

El siguiente grafico muestra la forma de realizar el cálculo de (Z) para secciones circulares huecas (Tubos).

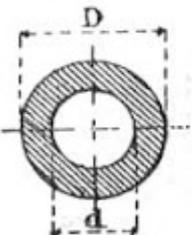
CROQUIS de la sección	MÓDULO Z de la sección	ÁREA A de la sección
	$\frac{\pi}{32} \times \frac{D^4 - d^4}{D}$	$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$

Figura 3.4: Secciones circulares huecas.³⁷

Del gráfico anterior se extrae la fórmula para calcular el modulo de sección (Z):

$$Z = \frac{\pi}{32} * \frac{(D^4 - d^4)}{D} \quad \text{Ec. 3.13}$$

Donde:

$$Z = \text{Módulo de la sección, } 4.81 * 10^{-8} \text{ [m}^3\text{]}$$

$$D = \text{diametro externo, } 0.45 \text{ [m]}$$

$$d = \text{diametro interno, [m]}$$

³⁷Alma de herrero. (2009). Calculo de resistencia de vigas. Recuperado de: <http://almadeherrero.blogspot.com/2009/09/calculo-de-la-resistencia-de-una-viga.html>

Si se conoce que el diámetro externo es 0.45 m, se puede despejar el diámetro interno de la ecuación 3.13 y posteriormente encontrar el espesor necesario, de la siguiente manera:

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{Z * \pi * D}{32}}$$

$$d = \sqrt[4]{0.45^4 - \frac{7.4 * 10^{-8} * \pi * 0.45}{32}}$$

$$d = 0.449\ 999\ 999\ \text{[m]}$$

Para obtener el espesor se resta el diámetro exterior menos el diámetro interior, obteniendo:

$$\text{espesor} = D - d = 0.45 - 0.449\ 999\ 999 = 1 * 10^{-9}\ \text{[m]} = 0.000\ 001\ \text{[mm]}$$

Después de calcular el espesor tomando el cilindro como una viga perfectamente empotrada con un caso crítico de carga se obtiene un valor de espesor de 0.000001 mm, mientras que en el análisis del cilindro como un recipiente que contiene el maní se obtuvo un espesor de 0.000628 mm.

Finalmente se toma el valor mayor de los espesores hallados, determinando que la lámina de acero que formará el cilindro debe ser de un espesor mayor a 0.000628 mm.

3.1.1.2 Selección del espesor de la lámina del cilindro

Habiendo obtenido un espesor necesario para soportar los esfuerzos a los que va a estar sometido el cilindro es necesario hacer un breve análisis sobre el desgaste y la deformación en la lámina para seleccionar adecuadamente el espesor final del acero que se utilizará para la construcción del tambor.

3.1.1.2.1 Deformación

Para analizar la deformación en la lámina del cilindro se toma en cuenta los siguientes parámetros:

Temperatura de trabajo.- la temperatura de trabajo será a temperatura ambiente por lo que la lámina no se verá afectada en deformación por este parámetro.

Presiones a las que está sometido el tambor.- como se analizó anteriormente las presiones a las que estará sometido el cilindro serán pequeñas. Si el espesor calculado es de 0.000 628 mm. El valor más aproximado que se puede encontrar en el mercado es 0.4 mm.

Soldadura.- durante la construcción del cilindro la lámina se deforma por el calor que se genera al momento de soldar. Por esta razón el mínimo espesor soldable que se debería escoger es de 0.6 mm o mayor para evitar la deformación.

3.1.1.2.2 Desgaste por fricción

Para que la cáscara se separe del maní en el proceso de pelado, durante el giro del motor los granos se frotarán contra sí pero también contra la pared del cilindro. Este rozamiento genera una fuerza de rozamiento y a su vez un desgaste por fricción.

El desgaste del material depende principalmente de la dureza de los materiales que se friccionan, en este caso el material con mayor dureza es el acero

inoxidable. Es decir, el maní es el que sufre mayor desgaste al estar sometido al proceso de fricción, haciendo que el grano se desprenda de la cáscara . Sin embargo, cuando dos materiales son sometidos a fricción ambos materiales sufren desgaste. Lo que indica que, aunque mínima, la pared del cilindro también estará sometida a desgaste. Para garantizar una vida útil más larga para el cilindro se deberá escoger un valor de espesor mayor al calculado de 0.000628mm.

3.1.1.2.3 Criterios de evaluación para la selección de la lámina

Después de haber hecho un análisis entre los posibles espesores a escoger para la lámina de acero, se realiza la tabla 3.5 de posibles valores:

ESPESOR	RAZÓN
0.4mm	Espesor mínimo disponible más cercano al calculado.
0.6mm	Espesor mínimo soldable.
0.7mm	Espesor sobredimensionado teniendo en cuenta un número mayor al mínimo soldable, la deformación y el desgaste.

Tabla 3.5: Valores posibles para el espesor del cilindro.³⁸

A continuación se detallan los criterios para evaluar el material a escoger:

- **Costo de la lámina de acero.**- el precio aumenta según el grosor.
- **Disponibilidad en el mercado.**- la lámina de 0.4mm se fabrica solo bajo pedido.
- **Deformación.**- una lámina más gruesa se deforma menos.
- **Desgaste.**-el escoger una lámina más gruesa se garantiza un mayor tiempo de vida del cilindro.

³⁸Fuente: Autor

3.1.1.2.4 Matriz de decisión

A continuación se construye un matriz de decisión evaluando cada criterio del 1 al 10. Siendo 10 el más apto según el criterio y 1 el menos apto.

Espesores Criterios	0.4mm	0.6mm	0.7mm
Costo	10	7	6
Disponibilidad	1	5	10
Deformación	4	8	10
Desgaste	4	8	10
total	19	28	36

Tabla 3.6: Matriz de decisión de los espesores de la lámina de acero.³⁹

Finalmente, después del análisis de la matriz de decisión se puede notar que el espesor de lámina de 0.7 mm es el más apto y será el que se utilice para la construcción del cilindro de la máquina.

3.2. SISTEMA DE ASPIRACIÓN

Durante el proceso de pelado, la casara del maní se desprende gracias al movimiento del grano en el tambor. El sistema de aspiración trabaja paralelamente al proceso de pelado absorbiendo la cáscara desde adentro del tambor. El sistema de aspiración está formado por la cámara de aspiración y el venterol aspirador.

³⁹Fuente: Autor

La cámara de aspiración permite la succión del aire desde el interior del tambor, sacando la pelusa generada por la cáscara desprendida. Esta cáscara es sacada al exterior de la máquina a través de unos agujeros pequeños en la pared del cilindro como muestra la figura 2.1 del capítulo anterior. La succión del aire la realiza el venterol eléctrico ubicado en la parte inferior del cilindro.

3.2.1 CÁMARA DE ASPIRACIÓN

La cámara de aspiración es una cavidad cerrada formada por el recubrimiento del tambor y los agujeros en el cilindro. La función de la cámara de aspiración es permitir que el venterol succione el aire con la pelusa de cáscara de maní desde adentro del tambor hacia el exterior de la máquina.

3.2.1.1 Funciones de la cámara de aspiración

Las funciones de la cámara de aspiración serán:

- Formar una cavidad cerrada
- Permitir que el aire con pelusa de maní salga del cilindro.

3.2.1.2 Parámetros de funcionamiento

La cámara de aspiración funcionará bajo los siguientes parámetros

- Horas de uso: 4 horas al día aproximadamente.
- Temperatura de trabajo: temperatura ambiente promedio de 18°C

Las partes que conforman la cámara de aspiración son las siguientes

- Cavidad formada por dos paredes: pared interna (cilindro) y pared externa (recubrimiento del cilindro y tolva de recolección de cáscara).
- Agujeros en el tambor.

A continuación se muestra una figura con las partes de la cámara de aspiración.

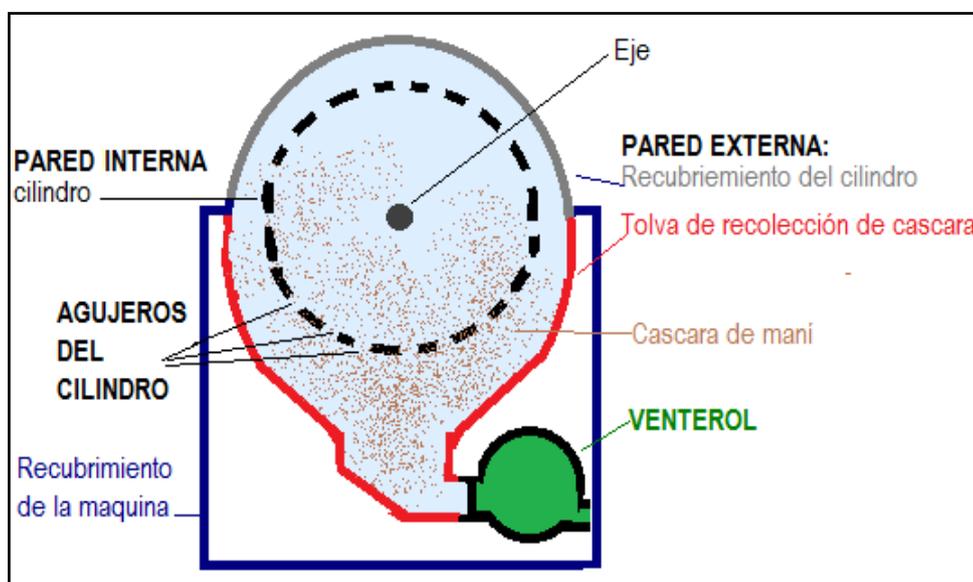


Figura 3.5: Partes de la cámara de aspiración.⁴⁰

3.2.1.3 Selección del diámetro de los agujeros en el tambor para formar la cámara de aspiración

Como se había definido el tambor debe tener agujeros que permitan aspirar desde adentro la cáscara una vez que este desprendida del maní.

Habiendo seleccionado todas las características que tendrá el tambor se procede a analizar el diámetro que tendrán estos agujeros bajo el parámetro de que deben ser menor a la dimensión promedio de cada maní.

La tabla 3.7 se realizó después de medir 20 distintos granos de maní escogidos aleatoriamente.

⁴⁰Fuente: Autor.

# de muestra de grano de maní	Diámetro menor aproximado [mm]
1	7,1
2	7
3	7,1
4	6,5
5	9
6	10
7	8
8	8,3
9	8
10	8,1
11	7,6
12	6,9
13	7,6
14	8
15	8,9
16	6,7
17	7,5
18	8
19	8
20	7,2
Diámetro promedio	7,775

Tabla 3.7: Diámetros del maní.⁴¹

Como muestra la tabla anterior el diámetro menor del maní medido es de 6.5mm y el promedio es de 7.77 mm. Estos datos permiten determinar que el diámetro de los agujeros, que tendrá el tambor, sea de 6mm para garantizar que los granos no sean absorbidos a través de los orificios.

La lámina de acero que formara el cilindro debe ser perforada con un taladro antes de construir el tambor para que resulte más fácil su elaboración.

⁴¹Fuente: Autor

3.2.2 VENTEROL ELÉCTRICO

3.2.2.1 Funciones del venterol

La función del venterol será:

- Absorber el aire con pelusa de maní del interior de la cámara de aspiración y sacarlo al exterior.

3.2.2.2 Parámetros de funcionamiento del venterol

El venterol es un sistema soplador de aire o un ventilador centrífugo. Sin embargo en el diseño de la máquina peladora de maní se lo utiliza como una bomba de succión formando un especie de vacío en la cámara de aspiración. De forma que el ventilador tome el aire que va a soplar desde el interior de la cavidad de aspirado, haciendo que el aire con pelusas salga de la cavidad que contiene al cilindro.

3.2.2.3 Selección del venterol

Los ventiladores al igual que los motores se pueden seleccionar en base a la potencia en [HP]. Sin embargo al igual que cualquier sistema de aire se mide su capacidad por el caudal de aire o volumen de aire que empuja en cada unidad de tiempo.

Para encontrar el caudal necesario del ventilador que se usará se debe tener en cuenta que “un ventilador no deja de ser una máquina rotativa hidráulica cuyo fluido bombeado se encuentra en fase gaseosa. Podemos definirla como una turbomáquina que utiliza la energía transmitida a su eje de rotación con el fin de generar la presión necesaria para mantener un caudal continuo del fluido que la atraviesa, generalmente aire. El ventilador consta de un motor de accionamiento,

una carcasa que por lo general será en forma espiral para los ventiladores centrífugos".⁴²

Bajo estos conceptos se calcula el término de salto o incremento de presión total ΔP de un ventilador centrífugo, con la siguiente fórmula:

$$\Delta P = \rho g H \quad \text{Ec. (3.14)}^{43}$$

Dónde:

ΔP = incremento de presión, [Pa]

ρ = densidad del aire, 1.2[Kg/m³]

g = gravedad, 9.8[m/s]

H = altura de impulsión, distancia entre la entrada del ventilador y donde se inicia la succión, 0.60[m]

Resolviendo la ecuación anterior se obtiene que:

$$\Delta P = 7.03[\text{Pa}]$$

Para encontrar el caudal se necesita encontrar primero la velocidad con la que fluirá el aire a través del ventilador. Basado en el principio de continuidad se toma el paso del aire a través del ventilador como en un tramo de tubo en Dónde el caudal que entre es igual al caudal que sale. Según el diseño de ventiladores, conocido esto, se utiliza la fórmula de pitot, para calcular la velocidad necesaria.

$$v = \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho}} \quad \text{Ec. (3.15)}^{44}$$

^{42, 43}Ventiladores Centrífugos. Recuperado el 20 de enero del 2014 de <http://areamecanica.wordpress.com/2012/08/05/ingenieria-mecanica-ventiladores-centrifugos/>

⁴⁴CENGEL, YUNUS A. y SIMBALA, JHON M. (2007). Mecánica de fluidos. (1ra Edición en español). México: McGraw-Hill. Pág. 366.

Dónde:

$(P_2 - P_1) = \Delta P =$ presión del fluido en movimiento, 7.03 [Pa]

$\rho =$ densidad del aire, 1.2 [Kg/m³]

$v =$ velocidad del aire, [m/s]

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$v = 3.42$ [m/s]

Para encontrar el caudal se emplea la ecuación de flujo volumétrico de un ventilador centrífugo mostrada a continuación:

$Q = A \cdot v$ Ec. (3.16)⁴⁵

Dónde:

$Q =$ caudal del ventilador, [m³/s]

$v =$ velocidad del aire, 3.42 [m/s]

$A =$ sección de entrada, [m]

Para el diseño se asume una entrada del ventilador con un acoplamiento de tubo de 3 [in] = 0.0762 [m]. El área de la sección es:

$A = \pi r^2 = \pi 0.0381^2 = 0.00456$ [m]

⁴⁵Curvas de los ventiladores. Recuperado el 20 de enero del 2014 de http://www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/ingenieria_de_fluidos/GuionCurvasVentilador.pdf

Reemplazando valores y resolviendo la ecuación, se obtiene el caudal:

$$Q = 0.015 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] = 56.14 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] = 33.04 \left[\frac{\text{ft}^3}{\text{min}} \right] = 33.04 \text{ [CFM]}$$

Encontrado el valor mínimo de flujo volumétrico del ventilador de $56.14 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] = 33.04 \text{ [CFM]}$ se procede a seleccionar la capacidad del ventilador.

Teniendo en cuenta que el aire con que va a trabajar el ventilador está contaminado de pelusa de maní se debe sobredimensionar la medida para asegurar la absorción de aire.

El valor más cercano al calculado es de un caudal mínimo de $60 \text{ [m}^3/\text{h}] = 35 \text{ [CFM]}$. Se puede encontrar ventiladores de tipo industrial desde $16 \text{ [m}^3/\text{h}] = 9.4 \text{ CFM}$. Para el diseño del sistema de aspirado se escoge ventilador centrífugo de 35 CFM.

3.3. SISTEMA MOTRÍZ

El sistema motriz es el encargado de hacer girar el cilindro a una velocidad constante. Durante este movimiento se genera una fricción entre los granos de maní que permite que la cáscara pueda desprenderse.

El sistema motriz está formado por:

- Motor
- Transmisión
- Eje del cilindro

3.3.1 MOTOR

El motor se encarga de hacer girar el eje mediante un método de transmisión que proporcionan una velocidad de giro adecuada para que el maní se distribuya en todo el cilindro uniformemente y así obtener un pelado satisfactorio en la mayoría de granos.

Las funciones del motor serán:

- Mover el eje del cilindro.
- Proporcionar el torque necesario para mezclar de manera uniforme el maní dentro del cilindro.

El motor del sistema motriz funcionará bajo los siguientes parámetros

- Horas de uso: 4 horas al día aproximadamente.
- temperatura de trabajo: temperatura ambiente promedio de 18°C

3.3.1.1 Selección del motor

Para seleccionar el motor se necesita calcular la inercia en cada parte del sistema motriz. La inercia que se calcule será la que el motor deba vencer para que se produzca momento en el tambor de la máquina peladora.

El momento del cilindro de pelado se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$\sum M = \sum I * \alpha \quad \text{Ec. (3.17)}$$

Dónde:

M= Momento, [N*m]

I= Inercia de todas las masas, [Kg*m²]

α = Aceleración angular, [rad/s²]

Para obtener la inercia (I) de todas las masas necesaria para resolver la ecuación anterior se debe hacer la sumatoria de las inercias de los elementos que conforman el cilindro de pelado como se muestra a continuación:

$$\sum I = I_{\text{eje}} + I_{\text{cil}} + I_{\text{vol}} + I_{\text{mani}} \quad \text{Ec. (3.18)}$$

Dónde:

I_{eje} = Inercia del eje motriz, [Kg*m²]

I_{cil} = Inercia del cilindro pelador, [Kg*m²]

I_{vol} = Inercia de los volantes soldados a la cámara de pelado, [Kg*m²]

I_{mani} = Inercia de la masa de maní, [Kg*m²]

3.3.1.1.1 Inercia del eje motriz

La inercia del eje motriz asumiendo un diámetro de 1 pulgada (25.4mm) de acero de transmisión AISI 1018. En Dónde la ecuación es la siguiente:

$$I_{\text{eje}} = \frac{\pi * d_{\text{eje}}^4 * L_{\text{eje}} * \rho}{32} \quad \text{Ec. (3.19)}^{46}$$

Dónde:

d_{eje} = Diámetro asumido para el eje, 0.0254 [m]

L_{eje} = Longitud del eje 0.96 [m]

ρ = Densidad del acero inoxidable AISI 304, 7900 [kg/m³]

⁴⁶ MERIAM, J. L. (1980). Estática. (2da Edición). Caracas: Editorial Reverté. Pág. 443.

Remplazando valores en la ecuación 3.19 se obtiene el siguiente resultado:

$$I_{eje} = 3.099 * 10^{-4} \text{ [Kg * m}^2\text{]}$$

3.3.1.1.2 Inercia del cilindro pelador

Se puede considerar el cilindro como un tubo circular por lo que para hallar la inercia del mismo la ecuación a emplear es la siguiente:

$$I_{cil} = \frac{\pi * L * \rho_{ai} * (D_{ext}^4 - D_{int}^4)}{64} \quad \text{Ec. (3.20)}$$

Dónde:

$$I_{cil} = \text{Inercia del cilindro, [Kg * m}^2\text{]}$$

$$L = \text{Longitud del cilindro 0,65 [m]}$$

$$\rho_{ai} = \text{Densidad acero inoxidable AISI 304, 7900 [Kg/m}^3\text{]}$$

$$D_{ext} = \text{Diámetro exterior del cilindro 0.4514 [m]}$$

$$D_{int} = \text{Diámetro interior del cilindro 0.45 [m]}$$

Con estos valores resolvemos la ecuación 3.20 se obtiene la inercia total del cilindro:

$$I_{cil} = 0.129 \text{ [Kg * m}^2\text{]}$$

3.3.1.1.3 Inercia de los volantes de la cámara de pelado

Los volantes van soldados al cilindro y se encargan de hacerlo girar, transmitiendo el movimiento del eje al tambor.

En el siguiente gráfico se muestra un bosquejo de los volantes, especificando su forma y dimensiones:

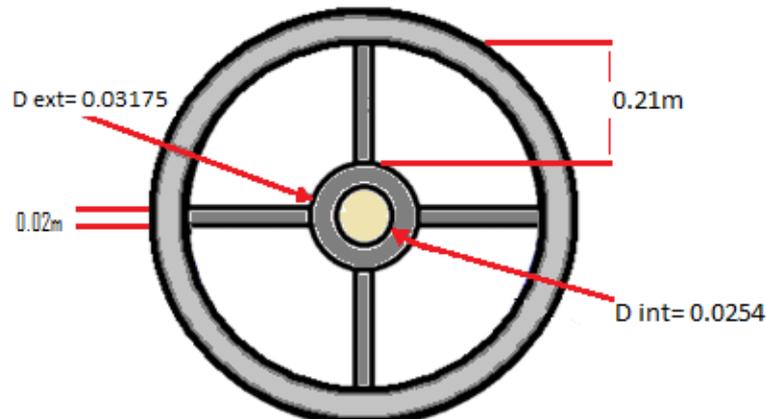


Figura 3.6: Volantes de la cámara de pelado.⁴⁷

Sabiendo que el cilindro está unido a dos volantes la ecuación para hallar la inercia es:

$$I_{\text{vol}} = 2(I_{\text{hor}} + I_{\text{bar}}) \quad \text{Ec. (3.21)}$$

Dónde:

I_{vol} = Inercia del volante, [$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$]

I_{hor} = Inercia de la horquilla, [$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$]

I_{bar} = Inercia de la barra (4 por volante), [$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$]

Se considera a las horquillas como cilindros regulares o tubos huecos y se calcula la inercia de la siguiente manera:

$$I_{\text{hor}} = \frac{\pi * L * \rho_{\text{ai}} * (D_{\text{ext}}^4 - D_{\text{int}}^4)}{64} \quad \text{Ec. (3.22)}^{48}$$

⁴⁷Fuente: Autor.

⁴⁸MERIAM, J. L. (1980) Estática. (2da Edición). Caracas: Editorial Reverté. Pág. 443.

Dónde:

I_{hor} = Inercia de la horquilla, [Kg*m²]

L = Longitud de la horquilla, 0.08m

ρ_{ai} = Densidad acero inoxidable AISI 304, 7900 [Kg/m³]

D_{ext} = Diámetro exterior de la horquilla, 0.03175 [m]

D_{int} = Diámetro interior de la horquilla, 0.0254 [m]

Reemplazando estos valores se resuelve la ecuación 3.22 obteniendo el siguiente resultado:

$$I_{hor} = 1.861 \cdot 10^{-5} [\text{Kg} \cdot \text{m}^2]$$

A cada horquilla se unen cuatro barras solidarias con el cilindro y la inercia de las barras se calcula con la siguiente ecuación:

$$I_{bar} = 4 * \left(\frac{\rho_{ai} * \pi * L_{bar} * d_{bar}^4}{16} + \frac{\rho_{ai} * \pi * L_{bar}^3 * d_{bar}^2}{12} \right) \quad \text{Ec. (3.23)}^{49}$$

Dónde:

I_{bar} = Inercia de la barra, [Kg*m²]

ρ_{ai} = Densidad acero inoxidable AISI 304, 7900 Kg/m³

L_{bar} = Longitud de la barra 0.21 [m]

d_{bar} = Diámetro de la barra 0.02 [m]

⁴⁹MERIAM, J. L. (1980) Estática. (2da Edición). Caracas: Editorial Reverté. Pág. 443

Resolviendo la ecuación 3.23 se obtiene:

$$I_{\text{bar}} = 0.03 \text{ [Kg}\cdot\text{m}^2\text{]}$$

Para hallar la inercia de los dos volantes utilizamos los valores obtenidos de Inercia de la horquilla = $1.471 \cdot 10^{-5} \text{ [Kg}\cdot\text{m}^2\text{]}$ y la Inercia de la barra = $0.061 \text{ [Kg}\cdot\text{m}^2\text{]}$ en la ecuación 3.21 de la siguiente manera:

$$I_{\text{vol}} = 2(I_{\text{hor}} + I_{\text{bar}})$$

$$I_{\text{vol}} = 2(1.861 \cdot 10^{-5} + 0.03) \text{ [Kg}\cdot\text{m}^2\text{]}$$

$$I_{\text{vol}} = 0.06 \text{ [Kg}\cdot\text{m}^2\text{]}$$

3.3.1.1.4 Inercia de la masa de maní en la cámara de pelado

Al arranque del motor es cuando la máquina necesita más potencia debido a que por razones de gravedad en ese instante el maní se encuentra en la parte inferior del cilindro y en reposo (como se muestra en la figura 3.7). Este momento es el de mayor inercia a vencer.

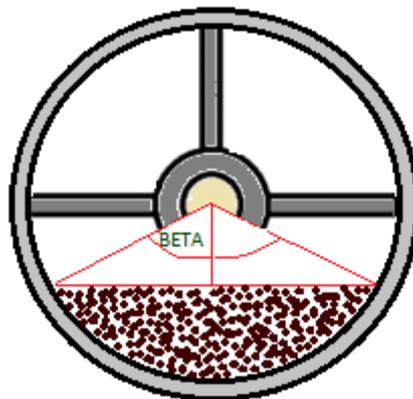


Figura 3.7: Vista lateral de la cámara de pelado.⁵⁰

⁵⁰Fuente: Autor.

Como se consideró en el cálculo de volumen del tambor, solo el 40% de su capacidad será ocupado por el maní. Entonces, se procede a calcular el perímetro ocupado por el maní utilizando la siguiente ecuación:

$$P_{\text{per}} = 0.4 * \pi * D_{\text{int}} \quad \text{Ec. (3.24)}$$

Dónde:

P_{per} = Perímetro ocupado por el maní, [m]

D_{int} = Diámetro interno del tambor, 0.45 [m]

Resolviendo la ecuación (3.24) con el valor de diámetro interno= 0.45m, se obtiene:

$$P_{\text{per}} = 0.565[\text{m}]$$

Con el valor obtenido de perímetro ocupado por el maní se procede a encontrar el ángulo Beta del segmento circular. Beta se puede observar en la figura 3.7 en una vista lateral de la cámara de pelado y se calcula con la siguiente ecuación:

$$2\beta = \frac{P_{\text{per}} * 360}{\pi * D_{\text{int}}} \quad \text{Ec. (3.25)}^{51}$$

⁵¹JÜTZ, H y SCHARKUS, E. (1984). Tablas de la industria metalúrgica. (2da Edición). España: Reverte Editorial S.A. Pág. 41

Reemplazando el valor de perímetro ocupado y diámetro interno en la ecuación (3.13) se obtiene que:

$$\beta = 71.93 [^\circ] = 1.255[\text{rad}]$$

Para obtener la inercia total de la masa de maní se debe hallar el momento polar de inercia que se calcula con la siguiente fórmula:

$$I_p = I_x + I_y \quad \text{Ec. (3.26)}^{52}$$

Dónde:

$$I_x = \frac{r^4}{4} (\beta - \text{sen}\beta * \text{cos}\beta + \text{sen}^3\beta * \text{cos}\beta) \quad \text{Ec. (3.27)}^{53}$$

$$I_y = \frac{r^4}{12} (3\beta - 3\text{sen}\beta * \text{cos}\beta - 2\text{sen}^3\beta * \text{cos}\beta) \quad \text{Ec. (3.28)}^{54}$$

$\beta =$ Ángulo Beta del segmento circular, 1.255[rad]

$r =$ Radio del cilindro, 0.225 [m]

Se resuelve las ecuaciones 3.27 y 3.28, obteniendo que:

$$I_x = 1.883 * 10^{-3} [\text{m}^4]$$

$$I_y = 1.202 * 10^{-3} [\text{m}^4]$$

⁵²GERE, J. (2006). Mecánica de materiales. (6ta Edición). México D.F: Thomson. Apéndice C. Pág. 760

⁵³GERE, J. (2006). Mecánica de materiales. (6ta Edición). México D.F: Thomson. Apéndice C. Pág. 778

⁵⁴GERE, J. (2006). Mecánica de materiales. (6ta Edición). México D.F: Thomson. Apéndice C. Pág. 778

Con los valores obtenidos de I_x y I_y se procede a resolver la ecuación (3.26) de momento polar de inercia de la masa de maní y se obtiene el siguiente resultado:

$$I_p = 3.085 * 10^{-3} [m]$$

Habiendo encontrado el momento polar de inercia se calcula la inercia total de la masa de maní con la siguiente ecuación:

$$I_{\text{maní}} = \rho_{\text{maní}} * L * I_p \quad \text{Ec. (3.29)}$$

Dónde:

$$I_{\text{maní}} = \text{Inercia del maní, [Kg * m}^2]$$

$$\rho_{\text{maní}} = \text{Densidad del maní, 600 [Kg/m}^3]$$

$$L = \text{Longitud del cilindro de pelado, 0.65 [m]}$$

$$I_p = \text{Momento polar de inercia del área que ocupa el maní, } 3.085 * 10^{-3} [m]$$

Usando estos valores se resuelve la ecuación (3.29) y se obtiene el siguiente valor de inercia total del maní:

$$I_{\text{maní}} = 1.203 [\text{Kg * m}^2]$$

Finalmente utilizando la ecuación (3.10) de sumatoria de inercias $\sum I = I_{\text{eje}} + I_{\text{cil}} + I_{\text{vol}} + I_{\text{mani}}$ se resuelve de la siguiente manera:

$$\sum I = 3.099 * 10^{-4} + 0.129 + 0.06 + 1.203$$

$$\sum I = 1.392 [\text{Kg * m}^2]$$

Una vez puesta en marcha el proceso de pelado en la máquina existen momentos de torsión que van en sentido contrario al motor. En el instante en el que la masa llega a un ángulo (crítico) de 60° aproximadamente empieza a deslizarse en sentido contrario a la rotación del cilindro, en este instante el centro de gravedad se desplaza hacia el eje de transmisión. El momento tursor de ese instante se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$M_o = m * g * r_{int} \quad \text{Ec. (3.30)}$$

Dónde:

M_o = Momento tursor, [N * m]

m = Masa de maní, 22.68 [Kg]

g = Aceleración de la gravedad, 9.8 [m/s²]

r_{int} = Radio interno del cilindro de pelado, 0.225 [m]

Resolviendo la ecuación 3.30 se obtiene el momento tursor opuesto al giro de la siguiente manera:

$$M_o = 50.009[\text{Nm}]$$

Para calcular el momento de torsión del eje se utiliza la siguiente fórmula:

$$M_T - M_o = \sum I * \alpha \quad \text{Ec. (3.31)}$$

Dónde:

M_T = Momento de torsión que realiza el motoral eje, [N*m]

M_o = Momento opuesto que realiza el maní al deslizarse, 50.009 [N*m]

ΣI = Sumatoria de inercias de todas las masas, 1.392 [Kg*m²]

α = Aceleración angular(a una velocidad de 50 RPM= 5.235 rad/s), 2.18 [rad/ s²]

Despejando el momento de torsión del motor al eje y resolviendo la ecuación 3.31 se obtiene que:

$$M_T = 53.043 \text{ [N*m]}$$

Para hallar la potencia del motor necesaria para la máquina se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_{\text{pot}} = M_T * n_2 \quad \text{Ec. (3.32)}$$

Dónde:

P_{pot} = Potencia del motor. [W]

M_T = Momento de torsión, 53.92 [N*m], 53.92 [J]

n_2 = Velocidad angular a la que gira el cilindro, 50 rpm, 5.235 [rad/ s]

Reemplazando valores se obtiene:

$$P_{\text{pot}} = 277.664 \text{ [W]} = 0.372 \text{ [HP]}$$

Cociendo que la potencia necesaria para mover el cilindro es de 0.372 [HP] se escoge un motor de 0.5 HP para la construcción de la máquina peladora por razones de disponibilidad en el mercado.

3.3.2 TRANSMISIÓN

Las funciones de la transmisión del sistema motriz serán:

- Transmitir la velocidad del motor hacia eje.
- Reducir la velocidad entregada por el motor hacia el eje

La transmisión del sistema motriz de la máquina funcionará bajo los siguientes parámetros:

- Horas de uso: 4 horas al día aproximadamente.
- Temperatura de trabajo: temperatura ambiente promedio de 18°C.

3.3.2.1 Selección del método de transmisión

Para la construcción de la transmisión de la máquina se analizará el uso de bandas, cadenas y engranes como método de transmisión motriz.

3.3.2.1.1 Criterios de evaluación para la selección del método de transmisión

Los posibles métodos de transmisión a usar se analizan bajo los siguientes criterios de evaluación:

- Costo
- Disponibilidad en el mercado
- Mantenimiento

A continuación se elabora una tabla con las características comparativas entre engranajes, cadenas y bandas.

	Costo	Disponibilidad	Mantenimiento	Perdidas en transmisión
Bandas	Económicas	Más fáciles de encontrar que las cadenas y los engranes.	<ul style="list-style-type: none"> • No necesita lubricación • Mayor resistencia al polvo e impurezas. • Necesita menor mantenimiento que los engranajes y cadenas. 	Alta
Engranajes	Alto costo	Se deben mandar a fabricar.	<ul style="list-style-type: none"> • Necesita lubricación. • Baja resistencia al polvo e impurezas. • Necesita mayor mantenimiento que las bandas y cadenas. 	Baja
Cadenas	Precio medio	Disponibilidad mayor al de los engranes.	<ul style="list-style-type: none"> • Necesita lubricación. • Baja resistencia al polvo e impurezas. • Necesita mayor mantenimiento que las bandas. 	Media

Tabla 3.8: Características comparativas entre métodos de transmisión.⁵⁵

3.3.2.1.2 Matriz de decisión

Una vez analizada la tabla comparativa entre los métodos se construye una matriz de decisión evaluando cada criterio del 1 al 10. Siendo 10 el más apto según el criterio y 1 el menos apto.

Métodos de transmisión Criterios	Cadenas	Engranajes	Bandas
Costo	5	1	10
Disponibilidad	5	1	10
Mantenimiento	5	1	10
Pérdidas	5	10	5
total	20	13	35

Tabla 3.9: Matriz de decisión de los métodos de transmisión.⁵⁶

^{55, 56}Fuente: Autor.

Finalmente, después del análisis de la matriz de decisión se escoge que la transmisión se construirá con bandas y poleas, siendo el método más económico, que además garantiza que el polvo de la cáscara de maní no afecte mayormente en la vida útil de la transmisión.

3.3.2.2 Poleas

El motor que se utilizará para hacer girar el tambor tiene una velocidad de 1750 rpm y como habíamos definido para pelar el maní el tambor debe girar de 40 a 70 rpm aproximadamente. La transmisión además de hacer girar el tambor gracias al motor también deberá reducir la velocidad que entrega el motor hasta obtener la necesaria para el pelado del maní.

El juego de transmisión se hará con una doble reducción, es decir primero se reducirá la velocidad de 1750 a 360 rpm y luego a 50 rpm. Para seleccionar el juego de poleas necesitamos encontrar la relación de velocidad. El valor de relación de velocidad 1 se obtiene dividiendo la velocidad 1750 rpm, que entrega el motor, para 360rpm. La segunda relación se obtiene dividiendo las 360 rpm para las 50 rpm a las que finalmente girará el eje. De la siguiente manera:

Reducción de 1750 a 360 rpm:

$$i_1 = \frac{n_{1.1}}{n_{1.2}} \quad \text{Ec. (3.33)}$$

Reducción de 360 a 50 rpm:

$$i_2 = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Ec. (3.34)}$$

Dónde:

i_1 = Relación de velocidad #1

$n_{1.1}$ = Velocidad de polea conductora #1 (velocidad del motor), 1750 [rpm]

$n_{1,2}$ = Velocidad polea conducida #1, 360 [rpm]

i_2 = Relación de velocidad #2

$n_{2,1}$ = Velocidad de polea conductora #1(velocidad que entrega la reducción), 360 [rpm]

$n_{2,2}$ = Velocidad polea conducida #2 (velocidad que llega al eje), 50[rpm]

Remplazando los datos en las ecuaciones 3.33 y 3.34 se tiene:

$$i_1 = \frac{1750}{360} = 4.8$$

$$i_2 = \frac{1750}{360} = 7.2$$

3.3.2.2.1 Diámetro mínimo de las poleas conductoras

Con la ayuda del catálogo de poleas se procede a encontrar el diámetro mínimo de la poleas que se necesita para transmitir una potencia de 0.3 HP a una velocidad de giro menor a $V_1= 1750$ rpm y $V_2=360$ rpm. En la tabla mostrada a continuación se puede observar que para transmitir una velocidad de 1750 rpm no importa el diámetro que se utilice y para una velocidad 360 el diámetro es 2.5 in. Utilizando la tabla 3.10 se tiene que los diámetros para las poleas conductoras son:

Reducción de 1750 a 360 rpm:

$$D_{\text{polea conductora \#1}} = 2.25 \text{ [in]} = 57.15 \text{ [mm]}$$

Reducción de 360 a 50 rpm:

$$D_{\text{polea conductora \#2}} = 2.5 \text{ [in]} = 63,5 \text{ [mm]}$$

MOTOR HORSE-POWER	MOTOR RPM					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
* 30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

Tabla 3.10: Diámetro mínimo recomendado para poleas.⁵⁷

3.3.2.2.2 Diámetros de las poleas conducidas

Después de haber obtenido los valores de relación de transmisión y el diámetro mínimo de cada polea conductora se calcula el diámetro de las poleas conducidas para cada caso con las siguientes fórmulas:

$$i_1 = \frac{d_{1.1}}{d_{1.2}} \quad \text{Ec. (3.35)}$$

$$i_2 = \frac{d_{2.1}}{d_{2.2}} \quad \text{Ec. (3.36)}$$

Dónde:

i_1 = Relación de Transmisión de 1750 a 360 rpm, 4.8

$d_{1.1}$ = Diámetro de la polea conducida #1, [m]

$d_{1.2}$ = Diámetro de la polea conductora #1, 0.057[m]

i_2 = Relación de Transmisión de 360 a 50 rpm, 7.2

⁵⁷MARTIN SPROCKET & GEAR INC. 2014. Catálogo de bandas Martin. Pág. D-47. Disponible en:

[http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-heaves/poleas-para-banda-v-de-martin-\(martin-v-belt-shea ves\).pdf](http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-heaves/poleas-para-banda-v-de-martin-(martin-v-belt-shea ves).pdf)

$d_{2,1}$ = Diámetro de la polea conducida #2, [m]

$d_{2,2}$ = Diámetro de la polea conductora #2, 0.063 [m]

Obtenemos los diámetros de las poleas conducidas 1 y 2 reemplazando los valores en la ecuación 3.35 y 3.36:

$$d_{1,1} = 0.273[\text{m}] = 10.74[\text{in}]$$

$$d_{2,1} = 0.453[\text{m}] = 17.858[\text{in}]$$

Las poleas conducidas a escoger para la máquina peladora serán una de 18 in y la otra de 10 in. En el mercado se puede encontrar poleas de hierro fundido con estos diámetros que trabajan transmitiendo velocidades menores a los 33 m/s. Si conocemos que las velocidades a transmitir se aproximan a:

$$V_{1\text{transmitir}} = 1750 \text{ rpm} = 183.25 \text{ rad/s} * 0.057 \text{ m} = 10,445 \text{ [m/s]}$$

$$V_{2\text{transmitir}} = 360 \text{ rpm} = 37.99 \text{ rad/s} * 0.063 \text{ m} = 2,412 \text{ [m/s]}$$

Entonces las poleas servirán adecuadamente para la transmisión de la velocidad del sistema motriz.

3.3.2.3 Bandas

Para determinar el tipo de bandas que se usará en la máquina peladora se emplea la tabla 3.11.

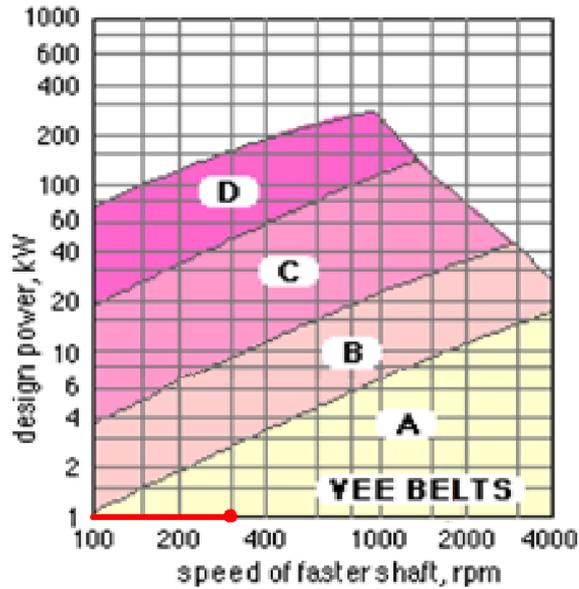


Tabla 3.11: Curva de selección de bandas.⁵⁸

Como se observa en la tabla 3.11, para transmitir una potencia de $P_{pot} = 277.664 [W] = 0.277 [kW]$ del motor que se emplea y velocidades de $V_1 = 360 [rpm]$ y $V_2 = 1750 [rpm]$, se debe seleccionar una banda trapecial tipo A.

3.3.2.3.1 Cálculo de las distancias mínimas entre centros (c)

3.3.2.3.1.1 Reducción de 1750 rpm a 360 rpm:

Para encontrar la distancia entre los centros se emplea las ecuaciones:

$$C_{1 \min} = d_1 \quad \text{Ec. (3.37)}$$

$$C_{1 \max} = 3(d_1 + d_2) \quad \text{Ec. (3.38)}$$

Dónde:

$$C_{1 \min} = \text{Distancia mínima entre centros, [m]}$$

⁵⁸MARTIN SPROCKET & GEAR INC. Catálogo de bandas Martin. Pág. D-47. Disponible en:

[http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-heaves/poleas-para-banda-v-de-martin-\(martin-v-belt-sheaves\).pdf](http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-heaves/poleas-para-banda-v-de-martin-(martin-v-belt-sheaves).pdf)

$C_{2\max}$ = Distancia máxima entre centros, [m]

d_1 = Diámetro de la polea conducida #1, 0.279 [m]

d_2 = Diámetro de la polea conductora #1, 0.057 [m]

Obtenemos los valores de C_{\min} y C_{\max} del primer juego de poleas reemplazando estos valores en las ecuaciones 3.37 y 3.38.

$C_{1\min} = 0.279 \text{ [m]} = 11 \text{ [in]}$

$C_{1\max} = 1.008 \text{ [m]} = 39.75 \text{ [in]}$

3.3.2.3.1.2 Reducción de 360 rpm a 50

Se repite el proceso anterior para encontrar los diámetros mínimo y máximo entre el segundo juego de poleas utilizando las mismas ecuaciones:

$C_{2\min} = d_1$ Ec. (3.39)

$C_{2\max} = 3(d_1 + d_2)$ Ec. (3.40)

Dónde:

$C_{2\min}$ = Distancia mínima entre centros, [m]

$C_{2\max}$ = Distancia máxima entre centros, [m]

d_1 = Diámetro de la polea conducida #2, 0.457 [m]

d_2 = Diámetro de la polea conductora #2, 0.063 [m]

Resolviendo se tiene que:

$$C_{2 \min} = 0.4572[\text{m}] = 18[\text{in}]$$

$$C_{2 \max} = 1,560[\text{m}] = 61.417 [\text{in}]$$

3.3.2.3.2 Selección de las distancias entre centros

Tomando en cuenta la construcción de la máquina, la ubicación del motor y del eje del cilindro se elige una distancia entre centros de 0.31 [m] = 12.02 [in] en la reducción de 1750 a 360 rpm y de 0.457 [m]= 18[in] para la reducción de 360 a 50 rpm. A continuación se muestra un esquema de la ubicación y los diámetros finales de las poleas.

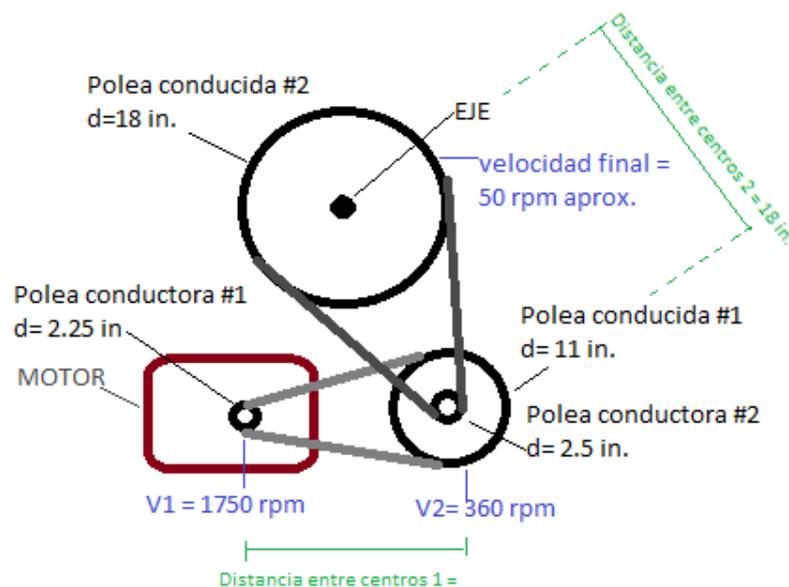


Figura 3.8: Esquema del sistema de transmisión de la máquina.⁵⁹

3.3.2.3.3 Longitud de la banda (lb)

Se puede determinar las longitudes de las bandas utilizando las siguientes igualdades:

⁵⁹Fuente: Autor.

$$L_{b1} = 2C_1 + 1,57 * (d_{1.1} + d_{1.2}) + \frac{(d_{1.1}+d_{1.2})}{4C} \quad \text{Ec. (3.41)}$$

$$L_{b2} = 2C_2 + 1,57 * (d_{2.1} + d_{2.2}) + \frac{(d_{2.1}+d_{2.2})}{4C} \quad \text{Ec. (3.42)}$$

Dónde:

L_{b1} = Longitud de la banda #1, [m]

C_1 = Distancia entre centros #1, 0,3[m], 12.02 [in]

d_1 = Diámetro de la polea conducida #1, 0.279 [m]

d_2 = Diámetro de la polea conductora #1, 0.057 [m]

L_{b2} = Longitud de la banda #2, [m]

C_2 = Distancia entre centros #2, 0,457 [m]. 18 [in]

$D_{2.1}$ = Diámetro de la polea conducida #2, 0.457 [m]

$D_{2.2}$ = Diámetro de la polea conductora #2, 0.063 [m]

Resolviendo la ecuación 3.41 y 3.42 se tiene que:

$$L_{b1} = 1.23 \text{ [m]}$$

$$L_{b2} = 1.79 \text{ [m]}$$

Como se había determinado para la máquina se empleara bandas trapeciales tipo A que trabajen bajo las siguientes especificaciones:

Reducción	1750 a 360 rpm	360 a 50 rpm
Relación de velocidad	4.8	7.2
Velocidad de giro a reducir	1750 rpm	360 rpm
Longitud de banda	1.25 [m]= 49.21 [in].	1.80 [m]= 70.86 [in].

Tabla 3.12: Especificaciones que deben cumplir las bandas a utilizar.⁶⁰

A continuación con estas especificaciones y con la ayuda de la tabla 3.13 se escoge el tipo de banda A que se empleará finalmente en la máquina y sus características.

Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco												Combinación de Poleas		Relación de Velocidad
Designación de Largo de Banda A/AX												Matriz D.P.	Impulsada D.P.	
55	60	68	75	80	85	90	96	105	112	120	128			
—	—	—	—	—	—	—	—	21.7	25.6	30.0	34.3	6.6	29.6	4.48
—	—	15.8	19.6	22.3	24.9	27.5	30.6	35.2	38.7	42.8	46.8	4.0	18.0	4.50
—	—	—	—	—	16.9	19.8	23.1	27.9	31.6	35.8	39.9	5.4	24.6	4.56
11.6	14.4	18.7	22.4	25.0	27.6	30.1	33.2	37.7	41.3	45.3	49.4	3.4	15.6	4.59
—	—	—	—	—	—	—	—	21.8	25.8	30.1	34.4	6.4	29.6	4.62
0.76	0.83	0.90	0.94	0.97	0.99	1.01	1.04	1.07	1.09	1.11	1.13			
—	—	13.8	17.8	20.5	23.2	25.8	28.9	33.6	37.2	41.2	45.3	4.2	19.6	4.67
12.5	15.2	19.5	23.1	25.7	28.2	30.8	33.8	38.4	41.9	46.0	50.0	3.2	15.0	4.69
—	—	—	—	—	17.0	19.9	23.2	28.1	31.8	35.9	40.1	5.2	24.6	4.73
—	—	15.9	19.8	22.4	25.0	27.6	30.7	35.3	38.9	42.9	47.0	3.8	18.0	4.74
—	—	—	—	—	—	—	—	21.9	25.9	30.3	34.6	6.2	29.6	4.77
0.79	0.84	0.91	0.95	0.97	1.00	1.02	1.04	1.07	1.09	1.11	1.13			
11.7	14.6	18.9	22.5	25.1	27.7	30.2	33.3	37.9	41.4	45.5	49.5	3.2	15.6	4.87
—	—	13.9	17.9	20.6	23.3	25.9	29.1	33.7	37.3	41.4	45.4	4.0	19.6	4.90
—	—	—	—	—	17.1	20.0	23.3	28.2	31.9	36.1	40.2	5.0	24.6	4.92
12.6	15.3	19.6	23.2	25.8	28.4	30.9	34.0	38.5	42.1	46.1	50.2	3.0	15.0	4.93
—	—	—	—	—	—	—	—	22.0	26.0	30.4	34.7	5.0	29.6	4.93
—	—	—	—	—	—	—	—	21.9	25.9	30.3	34.6	3.0	15.0	5.00
0.76	0.83	0.90	0.94	0.97	0.99	1.01	1.04	1.07	1.09	1.11	1.13			
—	—	—	—	—	18.0	21.0	24.4	29.2	32.7	37.1	41.3	3.4	24.6	7.24
—	—	—	—	—	—	—	—	23.2	27.3	31.7	36.0	4.0	29.6	7.40
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	26.1	5.0	37.6	7.52
—	—	—	—	—	18.2	21.1	24.5	29.4	33.1	37.3	41.4	3.2	24.6	7.89
—	—	—	—	—	—	—	—	23.4	27.4	31.8	36.1	3.8	29.6	7.79
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.82	0.88	0.93	0.99	1.02	1.05	1.08			
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	26.2	4.8	37.6	7.83
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	26.3	4.6	37.6	8.17
—	—	—	—	—	18.3	21.2	24.6	29.5	33.2	37.4	41.6	3.0	24.6	8.20
—	—	—	—	—	—	—	—	23.5	27.5	31.9	36.2	3.6	29.6	8.22
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	26.5	4.4	37.6	8.55
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.82	0.88	0.93	0.99	1.02	1.05	1.08			
—	—	—	—	—	—	—	—	23.6	27.6	32.1	36.4	3.4	29.6	8.71
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	26.9	4.0	37.6	8.96
—	—	—	—	—	—	—	18.2	23.8	27.9	32.3	36.6	3.0	29.6	9.87
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.73	0.88	0.95	1.00	1.03			

Tabla 3.13: Tipos de bandas A.⁶¹⁶⁰Fuente: Autor.⁶¹MARTIN SPROCKET & GEAR INC. Catálogo de bandas Martin. Pág. D-105, pág. D-106. Disponible en:[http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-heaves/poleas-para-banda-v-de-martin-\(martin-v-belt-shea ves\).pdf](http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-heaves/poleas-para-banda-v-de-martin-(martin-v-belt-shea ves).pdf)

Relación de Velocidad	Combinación de Poleas		Velocidades Impulsadas y HP por Banda									Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco						
			3500 RPM Motriz			1750 RPM Motriz			1150 RPM Motriz			Designación de Largo de Banda A/AX						
	Motriz D.P.	Impuls. D.P.	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	26	31	35	38	42	46	51
4.48	6.6	29.6	780	11.91	13.58	390	8.24	8.73	259	6.00	6.28	—	—	—	—	—	—	—
4.50	4.0	18.0	778	6.18	7.14	389	3.96	4.36	258	2.89	3.14	—	—	—	—	—	—	—
4.56	5.4	24.6	768	9.67	10.93	384	6.34	6.78	255	4.59	4.86	—	—	—	—	—	—	—
4.59	3.4	15.6	763	4.44	5.32	381	2.89	3.28	253	2.13	2.38	—	—	—	—	—	—	—
4.62	6.4	29.6	757	11.59	13.18	378	7.93	8.42	251	5.77	6.05	—	—	—	—	—	—	—
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
4.67	4.2	19.6	750	6.73	7.73	375	4.31	4.71	249	3.13	3.39	—	—	—	—	—	—	—
4.69	3.2	15.0	747	3.83	4.69	373	2.52	2.91	247	1.87	2.12	—	—	—	—	—	—	—
4.73	5.2	24.6	740	9.22	10.43	370	6.01	6.44	245	4.36	4.62	—	—	—	—	—	—	—
4.74	3.8	18.0	739	5.61	6.55	369	3.60	4.00	245	2.63	2.89	—	—	—	—	—	—	—
4.77	6.2	29.6	733	11.25	12.76	367	7.62	8.09	243	5.54	5.81	—	—	—	—	—	—	—
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
4.87	3.2	15.6	718	3.83	4.69	359	2.52	2.91	238	1.87	2.12	—	—	—	—	—	—	—
4.90	4.0	19.6	714	6.18	7.15	357	3.96	4.36	237	2.89	3.14	—	—	—	—	—	—	—
4.92	5.0	24.6	711	8.76	9.92	356	5.68	6.10	236	4.11	4.38	—	—	—	—	—	—	—
4.93	6.0	29.6	709	10.88	12.33	355	7.30	7.77	235	5.30	5.58	—	—	—	—	—	—	—
5.00	3.0	15.0	700	3.20	4.04	350	2.15	2.54	232	1.61	1.86	—	—	—	—	—	—	—
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
7.24	3.4	24.6	484	4.44	5.32	242	2.91	3.28	160	2.13	2.38	—	—	—	—	—	—	—
7.40	4.0	29.6	473	6.18	7.15	236	3.96	4.36	157	2.89	3.14	—	—	—	—	—	—	—
7.52	5.0	37.6	465	8.76	9.92	233	5.68	6.10	154	4.12	4.38	—	—	—	—	—	—	—
7.69	3.2	24.6	455	3.83	4.69	228	2.52	2.91	151	1.87	2.12	—	—	—	—	—	—	—
7.79	3.8	29.6	449	5.62	6.55	225	3.61	4.00	149	2.64	2.89	—	—	—	—	—	—	—
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
7.83	4.8	37.6	447	8.28	9.40	223	5.34	5.76	148	3.87	4.13	—	—	—	—	—	—	—
8.17	4.6	37.6	428	7.78	8.85	214	5.00	5.42	142	3.63	3.89	—	—	—	—	—	—	—
8.20	3.0	24.6	427	3.20	4.04	213	2.15	2.54	141	1.61	1.86	—	—	—	—	—	—	—
8.22	3.6	29.6	426	5.04	5.94	213	3.25	3.64	141	2.38	2.63	—	—	—	—	—	—	—
8.55	4.4	37.6	410	7.27	8.30	205	4.66	5.07	138	3.38	3.64	—	—	—	—	—	—	—
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
8.71	3.4	29.6	402	4.44	5.32	201	2.89	3.28	133	2.13	2.38	—	—	—	—	—	—	—
8.95	4.2	37.6	394	6.73	7.73	195	4.31	4.72	130	3.14	3.39	—	—	—	—	—	—	—
9.87	3.0	29.6	355	3.20	4.05	177	2.15	2.54	118	1.61	1.86	—	—	—	—	—	—	—
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Tabla 3.14: Potencia transmitida por los diferentes tipos de banda.⁶²

Después del análisis de las tablas anteriores se puede hacer un cuadro de resumen con las características de las bandas tipo A que se utilizarán. A continuación se detallan en la tabla 3.15.

Reducción	1750 a 360 rpm	360 a 50 rpm
Diámetro entre centros	C1=12[in] = 0.31 [m]	C2=18[in] = 0.457[m]
Potencia transmitida por banda	P _b =2.52 [Hp]	P _b =2,89 [Hp]
Factor de corrección por arco y longitud	f _{θ-L} =0.76	f _{θ-L} =0.82

Tabla 3.15: Características de las bandas tipo A que se utilizará.⁶³⁶²MARTIN SPROCKET & GEAR INC. Catálogo de bandas Martin. Pág. D-107. Disponible en:[http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-heaves/poleas-para-banda-v-de-martin-\(martin-v-belt-shea ves\).pdf](http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-heaves/poleas-para-banda-v-de-martin-(martin-v-belt-shea ves).pdf)⁶³Fuente: Autor.

3.3.2.3.4 Cálculo del número de bandas

Para calcular el número de bandas se emplea la tabla 3.16 que se muestra a continuación, en Dónde se encuentra un factor de servicio K_s . Este factor nos permitirá calcular la potencia corregida y la potencia de diseño más adelante.

Teniendo en cuenta que la peladora de maní tiene un funcionamiento de bajo impacto y un torque normal el k_s a emplear es de 1.3.

Driven Machinery	Source of Power	
	Normal Torque Characteristic	High or Nonuniform Torque
Uniform	1.0 to 1.2	1.1 to 1.3
Light shock	1.1 to 1.3	1.2 to 1.4
Medium shock	1.2 to 1.4	1.4 to 1.6
Heavy shock	1.3 to 1.5	1.5 to 1.8

Tabla 3.16: Factores de servicio sugeridos para bandas trapeciales.⁶⁴

Conseguidos estos datos, la potencia de diseño se determina de la siguiente manera:

$$P_{\text{diseño}} = P_{\text{motor}} * K_s \quad \text{Ec. (3.43)}$$

Dónde:

$P_{\text{diseño}}$ = Potencia de diseño, [W]

P_{motor} = Potencia que requiere el motor para mover el maní, 277.664 [W]

K_s = Factor de servicio, 1.3

⁶⁴SHIGLEY J. (2008) Diseño en ingeniería Mecánica. (8va Edición). México: McGraw-Hill. Pág. 882

Resolviendo la ecuación 3.43 se tiene que:

$$P_{\text{diseño}} = 360.963 \text{ [W]} = 0.484 \text{ [Hp]}$$

Para encontrar la potencia corregida en ambos casos, primero encontramos las potencias adicionales con la ayuda de la tabla 3.16:

Diámetro de Paso de la Polea (en pulgadas)						"Añada" HP por Relación de Velocidad										RPM del Eje más Rápido
5.8	6.0	6.2	6.4	6.6	7.0	1.02-1.04	1.06-1.08	1.09-1.12	1.13-1.18	1.19-1.24	1.25-1.34	1.35-1.51	1.52-1.99	2.00 o más		
4.75	4.99	5.22	5.45	5.68	6.13	0.03	0.07	0.11	0.14	0.18	0.21	0.24	0.27	0.30	1160	
6.51	6.83	7.14	7.45	7.76	8.36	0.04	0.10	0.16	0.21	0.27	0.32	0.37	0.41	0.46	1750	
9.54	9.92	10.29	10.63	10.95	11.53	0.09	0.20	0.33	0.43	0.55	0.63	0.73	0.83	0.92	3500	
0.32	0.33	0.34	0.36	0.37	0.40	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	50	
0.58	0.61	0.64	0.66	0.69	0.74	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	100	
2.37	2.48	2.59	2.71	2.82	3.04	0.01	0.03	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.12	0.13	500	
2.76	2.89	3.03	3.16	3.29	3.56	0.01	0.03	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.16	600	
3.14	3.29	3.45	3.60	3.75	4.05	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.18	700	
3.51	3.68	3.85	4.02	4.19	4.53	0.02	0.05	0.07	0.10	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21	800	
3.87	4.06	4.25	4.44	4.62	5.00	0.02	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.19	0.21	0.24	900	
4.22	4.42	4.63	4.84	5.04	5.44	0.02	0.06	0.09	0.12	0.16	0.18	0.21	0.24	0.26	1000	
4.55	4.78	5.00	5.22	5.44	5.88	0.03	0.06	0.10	0.14	0.17	0.20	0.23	0.26	0.29	1100	
4.88	5.12	5.36	5.60	5.83	6.30	0.03	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	1200	
5.20	5.45	5.71	5.96	6.21	6.71	0.03	0.07	0.12	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31	0.34	1300	
5.51	5.78	6.05	6.31	6.58	7.10	0.03	0.08	0.13	0.17	0.22	0.25	0.29	0.33	0.37	1400	

Tabla 3.17: Valores de potencia adicional en las bandas por relación de transmisión.⁶⁵

Para hallar la potencia corregida se suma al valor de potencia que soporta la banda una potencia adicional y se multiplica por un factor de corrección por arco y longitud, como muestra la siguiente ecuación:

$$P_{\text{corregida}} = (P_b + P_{\text{adicional}}) * f_{\theta-L} \quad \text{Ec. (3.44)}$$

Dónde:

$P_{\text{corregida}}$ = Potencia corregida, [Hp]

P_b = Potencia transmitida por banda, [Hp]

$P_{\text{adicional}}$ = Potencia adicional, [Hp]

$f_{\theta-L}$ = Factor de corrección por arco y longitud.

⁶⁵MARTIN SPROCKET & GEAR INC. Catálogo de bandas Martin. Pág. D-163. Disponible en:

[http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-heaves/poleas-para-banda-v-de-martin-\(martin-v-belt-shea ves\).pdf](http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-heaves/poleas-para-banda-v-de-martin-(martin-v-belt-shea ves).pdf)

Aplicando la ecuación 3.44 para cada caso se tiene:

Relación 1750-360rpm:

$P1_{\text{ corregida}} = \text{Potencia corregida, [Hp]}$

$P_b = \text{Potencia transmitida por banda, 2.52 [Hp]}$

$P_{\text{adicional}} = \text{Potencia adicional, } v = 0.46 \text{ [Hp]}$

$f_{\theta-L} = \text{Factor de corrección por arco y longitud, 0.76}$

Resolviendo la ecuación se tiene que:

$P1_{\text{ corregida}} = 2.26 \text{ [Hp]}$

Relación 360-50rpm:

$P2_{\text{ corregida}} = \text{Potencia corregida, [Hp]}$

$P_b = \text{Potencia transmitida por banda, 2,89 [Hp]}$

$P_{\text{adicional}} = \text{Potencia adicional, } v = 0.13 \text{ [Hp]}$

$f_{\theta-L} = \text{Factor de corrección por arco y longitud, 0.82}$

Resolviendo la ecuación se tiene que:

$P2_{\text{ corregida}} = 2.47 \text{ [Hp]}$

Se determina el número de bandas que se empleara en la máquina para cada juego de poleas con la siguiente ecuación:

$$N_b = \frac{P_{\text{diseño}}}{P_{\text{corregida}}} \quad \text{Ec. (3.45)}$$

Dónde:

N_b = Número de bandas

$P_{\text{diseño}}$ = Potencia de diseño, 360.963 [W] = 0.484 [Hp]

$P_{\text{corregida}}$ = Potencia corregida.

Resolviendo la ecuación 3.45 para una $P1_{\text{corregida}} = 2.26$ [Hp], se tiene que:

$$N_{b1} = 0,214$$

Resolviendo la ecuación 3.45 para una $P2_{\text{corregida}} = 2.47$ [Hp], se tiene que:

$$N_{b2} = 0,195$$

En ambos casos el número obtenido es menor que uno, lo que indica que una sola banda será suficiente para realizar la reducción de 1750 a 360 rpm y de igual forma una sola banda será suficiente para transmitir y reducir la velocidad de 360 a 50 rpm en la máquina.

3.3.3 EJE DE TRANSMISIÓN

Las funciones del eje de transmisión del sistema motriz serán:

- Soportar el torque que transmite la polea en el cilindro.
- Mover el cilindro con la ayuda de los volantes de sujeción.

El eje de la máquina peladora funcionará bajo los siguientes parámetros:

- Horas de uso: 4 horas al día aproximadamente.
- Temperatura de trabajo: temperatura ambiente promedio de 18°C

3.3.3.1 Selección del tipo de eje

A continuación se analiza el tipo de eje a escoger en base de una comparación de criterios entre un eje sólido y un eje hueco. Por motivos de comparación se toma como ejemplo un eje sólido y un eje hueco de un diámetro mayor a una pulgada.

3.3.3.1.1 Criterios de evaluación para la selección del tipo de eje

La tabla 3.18 se indica las diferencias entre un tubo de acero inoxidable y un eje sólido desde el punto de vista de disponibilidad y precio en el mercado.

	Precio [\$] eje de diámetro mayor a 1 pulgada	Cantidad para venta [m]
Tubo de acero inoxidable	200 \$	Tubo entero 6m
Eje sólido de acero inoxidable	32.5 \$	Desde 1m

Tabla 3.18: Diferencias entre tubo de acero inoxidable y eje sólido de acero inoxidable.⁶⁶

A continuación se detallan los criterios para evaluar el eje a escoger:

⁶⁶Fuente: Autor.

- **Costo.-** el tubo de acero inoxidable se vende en una sola medida de 6m, mientras que el eje solido a pesar de ser más caro que el tubo se puede abaratar costos al comprar solo la cantidad necesaria que si está disponible a la venta en el mercado. Por motivo de análisis, suponemos que se necesite un eje de 1 pulgada y sabiendo que el eje mide menos de un metro, si se compra un metro de eje solido en 32.5\$, el precio sería menor al tener que comprar en 100\$ el tubo de 6m.
- **Disponibilidad en el mercado.-** ambos ejes están disponibles en el mercado.
- **Deformación.-** desde el punto de vista de deformación el eje solido garantiza mayor resistencia a los esfuerzos y mayor vida útil que al utilizar un eje hueco.

3.3.3.1.2 Matriz de decisión

A continuación se construye una matriz de decisión evaluando cada criterio con un valor del 1 al 10. Siendo 10 el más apto según el criterio y 1 el menos apto.

Criterios	Eje hueco	Eje solido
Costo	3.3	10
Disponibilidad	10	10
Deformación	8	10
total	21.3	30

Tabla 3.19: Matriz de decisión entre un eje sólido y un eje hueco.⁶⁷

Finalmente, después del análisis de la matriz de decisión se puede concluir que el eje solido es el adecuado para la construcción de la máquina peladora.

⁶⁷Fuente: Autor.

3.3.3.2 Cálculos para dimensionar el eje de la máquina

El eje de transmisión de la máquina peladora se encarga de mover el cilindro. A través del eje se transmite la potencia del motor hacia el cilindro. Durante todo el proceso el eje debe soportar, sin tener fallas, el par de torsión que se ejerce sobre él. Para el posterior diseño estático del eje se determina que la velocidad de giro del cilindro pelador durante todo el proceso es constante, lo que indica que el par de torsor es constante también. Es importante recalcar que la zona sometida a mayor torsión es Dónde el eje se sujeta con la fuerza del motor.

3.3.3.2.1 Diseño estático del eje

El eje está sometido a torsión y flexión. Para realizar el diseño estático del eje se necesita realizar los diagramas de fuerza cortante y momento torsor para poder calcular la resistencia de cada sección del eje.

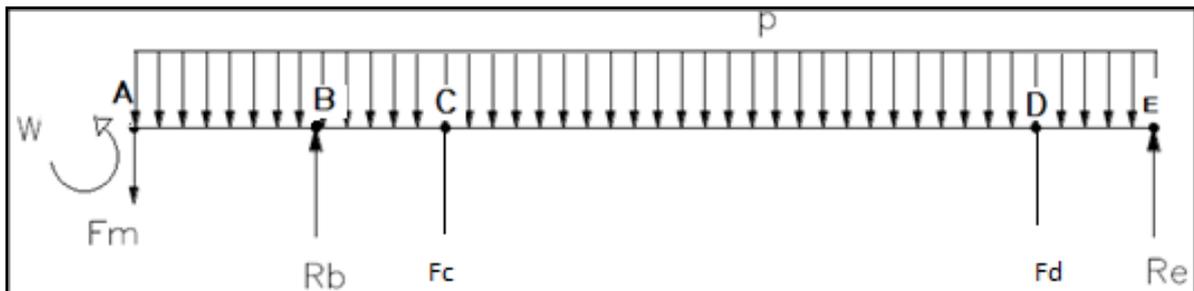


Figura 3.9: Diagrama de cuerpo libre del eje.⁶⁸

Dónde:

W = Momento producido por el motor, [N * m]

F_m = Tensión transmitida por la banda, [N]

R_b = Reacción en el punto B, [N]

F_c = Fuerza que ejerce el maní y el cilindro sobre el eje en el volante de sujeción
ubicado en el punto C, [N]

⁶⁸Fuente: Autor

F_c = Fuerza que ejerce el maní y el cilindro sobre el eje en el volante de sujeción ubicado en el punto C, [N]

F_d = Fuerza que ejerce el maní y el cilindro sobre el eje en el volante de sujeción ubicado en el punto D, [N], [N]

R_e = Reacción en el punto E, [N]

p = Carga distribuida sobre el eje generada por el maní, [N/m]

AB = Distancia entre la polea conducida y el rodamiento, 0.07 [m]

BC = Distancia entre el rodamiento y el cilindro pelador, 0.13[m]

CD = Longitud entre los volantes, 0.6[m]

DE = distancia entre el cilindro y el rodamiento E, 0.17[m]

Se procede a encontrar el momento torsor W que produce el motor con la ecuación (3.32). Despejando ahora $M_T = W$, se tiene:

Dónde:

n_2 = Velocidad angular de la cámara de pelado 50 rpm, 5.235 [rad/ s]

M_T = momento torsor = W , [N * m]

P_{mot} = potencia del motor que se utilizará, 0.5[HP]

$$W = \frac{P_{mot}}{n_2} = \frac{0.5HP}{5.235rad/s} = \frac{275 \frac{lbf * pie}{s}}{5.235 \frac{rad}{s}} = 52.531 lbf * pie = 71.237[N * m]$$

Mediante la ecuación 3.46 y utilizando el valor de W obtenido se puede calcular el valor de la fuerza motriz que se aplica a la polea conducida que será perpendicular al eje de transmisión.

$$F_m = \frac{W}{\frac{D_{p,2}}{2}} \quad \text{Ec. (3.46)}$$

Dónde:

F_m = Fuerza motriz aplicada a la polea conducida, [N]

W = Momento torsor producido por el motor, 71.237[N * m]

$D_{p,2}$ = Diámetro de la polea conducida, 18 [in] = 0.457[m]

Remplazando estos valores en la ecuación se obtiene:

$$F_m = 311.759 \text{ [N]}$$

Para encontrar F_c y F_d tenemos que hallar el peso del cilindro. El peso total del cilindro será igual al peso de la masa total de acero inoxidable utilizada para construir el cilindro sumado al peso del maní.

Sabiendo que F_c es la fuerza que ejerce el maní y el cilindro sobre el eje en el volante de sujeción ubicado en el punto C y F_d en el punto C, ambas fuerzas serán iguales y se calculan mediante la siguiente ecuación:

$$F_c = F_d = \frac{(\text{peso del maní} + \text{peso del cilindro})}{2} \quad \text{Ec. (3.47)}$$

$$F_c = F_d = \frac{(m_{\text{mani}} * g + m_{\text{cil}} * g)}{2}$$

Dónde:

$$\text{Peso del maní} = m_{\text{maní}} * g, [\text{N}]$$

$$\text{Peso del cilindro} = m_{\text{cil}} * g, [\text{N}]$$

$$m_{\text{maní}} = 22.68, [\text{kg}]$$

$$m_{\text{cil}} = 8.62, [\text{kg}]$$

$$g = \text{gravedad}, 9.8 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

Resolviendo la ecuación 3.47, se tiene que:

$$F_c = F_d = 153.37 [\text{N}]$$

Finalmente con estos valores se puede efectuar la sumatoria de fuerzas y momentos en todo el eje que permite determinar las reacciones en los puntos de apoyo Rb y Re, en Dónde se obtiene que:

$$R_b = 606.09 [\text{N}]$$

$$R_e = 69.48 [\text{N}]$$

Habiendo encontrado los valores de fuerzas: Fm, Fc, Fd y las reacciones: Rb, Re, se realiza un diagrama de fuerza cortante y de momento flector en el eje, como se muestra en la siguientes figuras:



Figura 3.10: Diagrama de fuerza cortante en el eje.⁶⁹

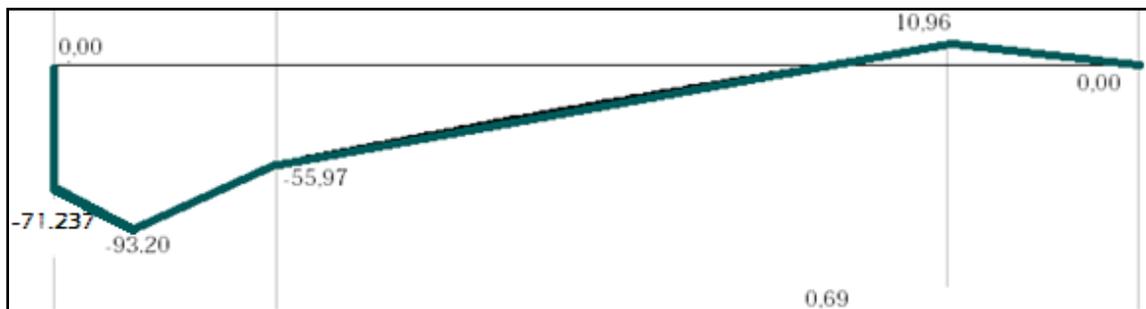


Figura 3.11: Diagrama de momento flector en el eje.⁷⁰

Para hallar los puntos críticos en el eje se realiza los diagramas de fuerza cortante, momento torsor y momento flector. A continuación en la figura 3.12 se muestran estos diagramas:

^{69,70}Fuente: Autor

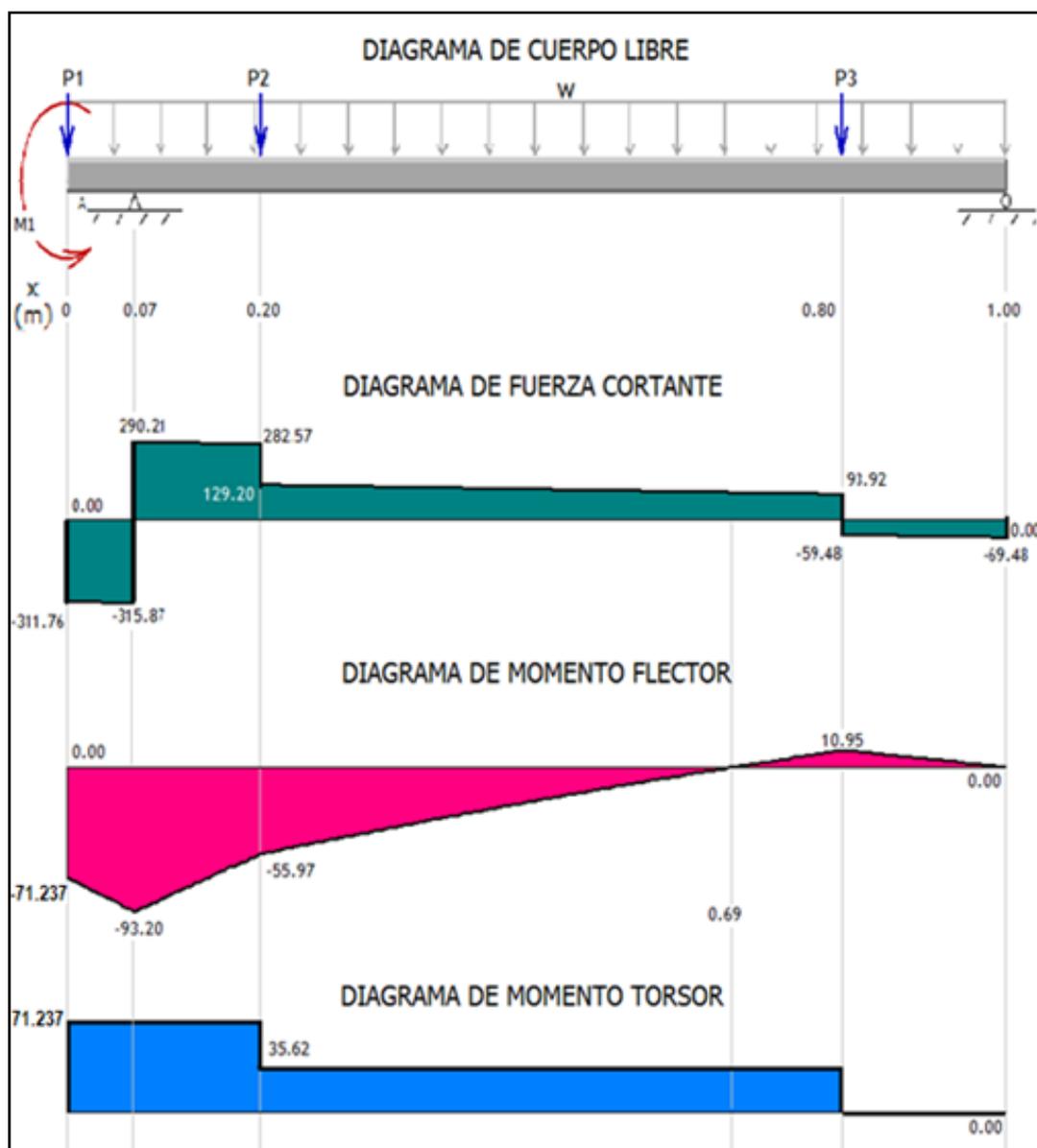


Figura 3.12: Diagramas de: CUERPO DE LIBRE, FUERZA CORTANTE, MOMENTO FLECTOR Y MOMENTO TORSOR.⁷¹

En la figura 3.12 se puede observar que la zona B-B es la que está sometida a mayor fuerza cortante, por lo tanto esta zona será parte crítica del eje y a partir de esto se diseña el eje con las características necesarias para este punto.

⁷¹Fuente: Autor

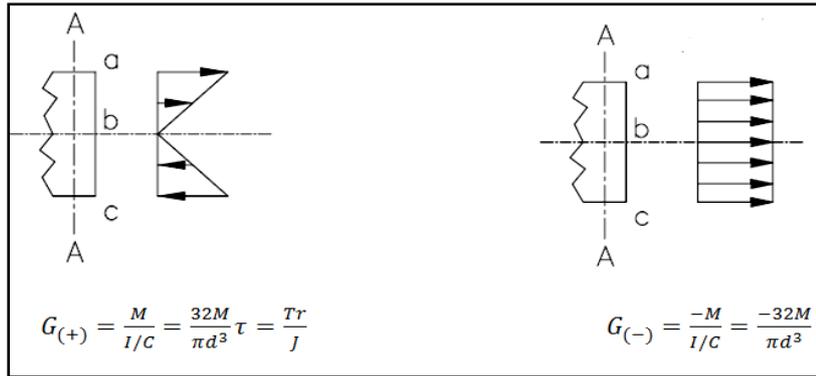


Figura 3.13: Esfuerzos aplicados en las secciones críticas del eje.

Todo elemento que tengo una sección crítica está formada por tres puntos: a, b, c. Debido a que los elementos soportan mayor compresión que tensión el punto “a” es el más crítico.

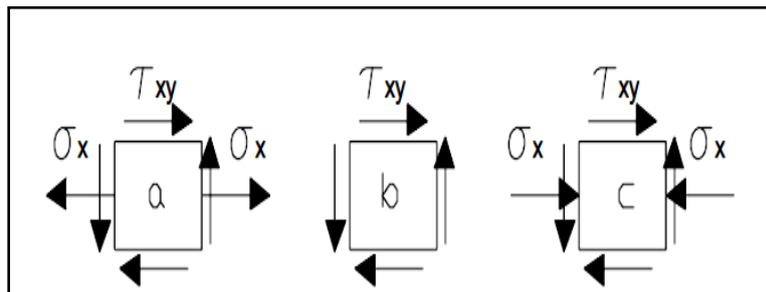


Figura 3.14: Esfuerzos a los que se somete una sección crítica.

Luego de determinar las secciones críticas, continuando con el diseño del eje, se utilizan las ecuaciones mostradas a continuación para encontrar los esfuerzos de compresión, tensión y corte.

$$\sigma_{(+)} = \frac{M}{I/C} \quad \text{Ec. (3.48)}$$

$$\sigma_{(-)} = -\frac{M}{I/C} \quad \text{Ec. (3.49)}$$

$$\tau = \frac{T \cdot d}{2J} \quad \text{Ec. (3.50)}$$

En un eje de sección transversal circular se tiene:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{Ec. (3.51)}$$

$$c = \frac{d}{2} \quad \text{Ec. (3.52)}$$

Dónde:

$\sigma_{(+)}$ = Esfuerzo de tensión debido a la flexión.

$\sigma_{(-)}$ = Esfuerzo de compresión debido a la flexión.

M = Momento flector máximo, 93.20 [N * m]

I = Inercia con respecto al eje horizontal de la sección crítica.

c = Distancia del eje neutro a la fibra externa del material.

T = Momento de torsión, Momento torsor producido por el motor, 71.237 [N * m]

J = Momento polar de inercia del área transversal.

d = Diámetro del eje, 0.65 [m]

Las fuerzas que actúan sobre el eje son fuerza de flexión mono axial y fuerza de torsión. Se determinan los esfuerzos principales de la siguiente forma:

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. (3.53)}$$

Dónde:

$$\sigma_x = \frac{M}{I/C} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (3.54)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (3.55)}$$

Si reemplazamos las ecuaciones 3.54 y 3.55 en la ecuación 3.53 se puede encontrar los esfuerzos principales de la siguiente manera:

$$\sigma_{A,B} = \frac{474.663}{d^3} \pm \frac{597.439}{d^3}$$

$$\sigma_A = \frac{1072.102}{d^3} = \sigma_1 \quad \text{Ec. (3.56)}$$

$$\sigma_B = -\frac{-122.776}{d^3} = \frac{122.776}{d^3} = \sigma_3 \quad \text{Ec. (3.57)}$$

Para la construcción de la máquina se emplea materiales dúctiles y la teoría de fallas a emplear para el análisis es la de la energía de distorsión.

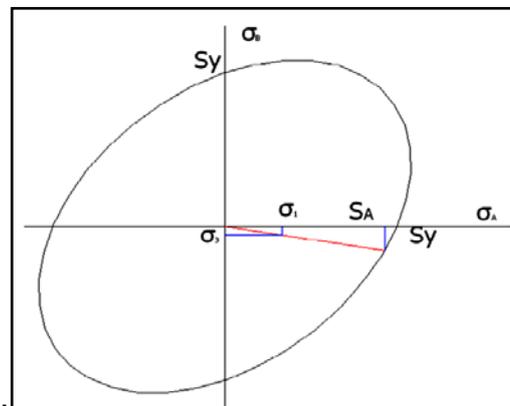


Figura 3.15: Elipse de la teoría de la energía de distorsión.

De la elipse de la figura 3.15 se deduce la teoría de la energía de la distorsión mediante la ecuación de Von mises a continuación:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad \text{Ec. (3.58)}^{72}$$

⁷²DE CASTRO P, CARLOS ARMANDO. Teorías de falla bajo cargas estáticas. Teoría de la Energía de Distorsión. Pág. 6. Disponible en: <http://dim.usal.es/eps/im/roberto/cmm/Teorasdefallabajocargasestticas.pdf>

Si se resuelve la ecuación 3.58 con los valores anteriores obtenemos:

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{1072.102}{d^3}\right)^2 - \left(\frac{1072.102}{d^3} * \frac{122.776}{d^3}\right) + \left(\frac{122.776}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma' = \frac{1016.291}{d^3}$$

Para construir la peladora se utiliza acero inoxidable AISI304 cuyas propiedades son:

$$S_y = \text{resistencia a la fluencia, } 276 \text{ [MPa]}^{73}$$

$$S_{ut} = \text{resistencia a la rotura en tracción, } 568 \text{ [MPa]}^{74}$$

Ahora habiendo encontrado el esfuerzo de Von Mises σ' y conociendo el valor de S_y se puede utilizar la siguiente ecuación para hallar el espesor:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. (3.59)}$$

Donde:

$$\sigma' = \text{esfuerzo máximo, } \frac{1016.291}{d^3} \text{ [MPa]}$$

$$S_y = \text{resistencia a la fluencia, } 276 \text{ [MPa]}$$

$$n = \text{factor de seguridad de diseño, } 2$$

Reemplazando el valor de S_y y el esfuerzo de Von Mises encontrado σ' en la ecuación 3.59 se puede despejar y encontrar el espesor.

^{73, 74}SHIGLEY J. (2008) Diseño en ingeniería Mecánica. (8va Edición). México: McGraw-Hill. Tabla A-22. Pág. 1023

Para el diseño se toma un valor de factor de seguridad de 2 sabiendo que una falla en el eje de transmisión de la máquina peladora de maní no involucraría mayor riesgos de pérdidas de vidas humanas. Entonces se tiene:

$$\frac{1016.291}{d^3} = \frac{276\,000\,000}{2}$$

$$d = 0.01945 \text{ [m]}$$

$$d = 19.45 \text{ [mm]}$$

3.3.3.2 Análisis de fatiga del eje

Se realiza el diseño del eje de manera dinámica para analizar las variaciones que sufren las cargas en el transcurso del tiempo.

La figura 3.16 muestra las variaciones que sufren las cargas durante el tiempo que se demora el proceso.

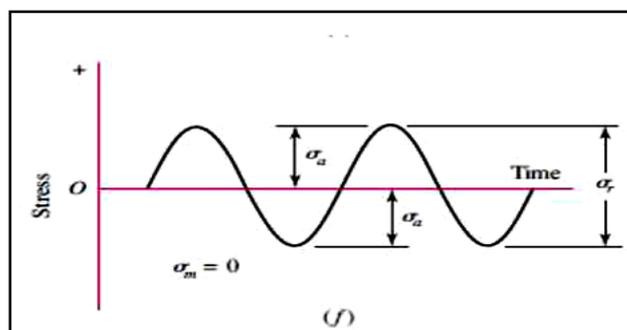


Figura 3.16: Diagrama de Variación de Esfuerzos en el tiempo.

Mediante el diseño estático del eje se determinó un diámetro de 19.45 mm por esta razón para el diseño se escogerá un eje de tamaño aproximado o superior, es decir un eje de diámetro mayor a 20 mm.

En el mercado existen diámetros estandarizados, por motivos de diseño y disponibilidad en el mercado al momento de la construcción de la máquina se

escoge un eje de $1\frac{1}{4}$ [in] = 0.0031 [m] para realizar el análisis estático a continuación. En la sección anterior se determinó un Momento flector máximo $M=93.2$ [N*m] y un Momento de torsión $T=71.237$ [N * m].

Con estos datos y mediante las ecuaciones 3.54y 3.55 definidas anteriormente se pueden calcular los esfuerzos.

$$\sigma_{xa} = \frac{32M}{\pi d^3} ; \sigma_{xm} = 0$$

$$\tau_{xya} = 0 ; \tau_{xym} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

De la figura 3.16 se determina:

σ_{xa} = Esfuerzo de tensión alternante en la dirección x.

σ_{xm} = Esfuerzo medio en dirección x.

τ_{xya} = Esfuerzo cortante alternante en la dirección x.

τ_{xym} = Esfuerzo cortante medio en la dirección x.

Al existir varios esfuerzos cortantes se determina el esfuerzo equivalente con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{\text{equivalente}}' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. (3.60)}^{75}$$

Conociendo que $M = 93.2$ [N*m] y mediante la utilización de la ecuación 3.51 para esfuerzos medios y alternantes, se tiene:

$$\sigma_a' = \sigma_{xa} \quad \text{Ec. (3.61)}$$

⁷⁵SHIGLEY J. (2008) Diseño en ingeniería Mecánica. (8va Edición). México: McGraw-Hill. Ecuación 6.55. Pág. 310

90

$$\sigma_m' = \sqrt{3 * \tau_{xym}^2} \quad \text{Ec. (3.62)}$$

Se resuelve las ecuaciones obteniendo como resultado que:

$$\sigma_{xa} = 29.8 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{xym} = 12.17 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_a' = 29.8 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_m' = 21.07 \text{ [MPa]}$$

En la peladora de maní aplicamos el acero inoxidable AISI 304 cuyas propiedades son:

$$S_y = 276 \text{ [MPa]}$$

$$S_{ut} = 568 \text{ [MPa]}$$

Para diseñar el eje por el método de resistencia a la fatiga se utiliza la siguiente igualdad:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * s_e' \quad \text{Ec. (3.63)}^{76}$$

Dónde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del eje.

k_a = Factor de superficie.

k_b = Factor de tamaño.

k_c = Factor de confiabilidad.

⁷⁶SHIGLEY J. (2008) Diseño en ingeniería Mecánica. (8va Edición). México: McGraw-Hill. Ecuación 6.18. Pág. 279

k_d = Factor de temperatura.

k_e = Factor de modificación por concentración de esfuerzos.

k_f = Factor de efectos diversos.

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga de una viga rotatoria.

El valor de límite S_e del acero inoxidable 304 se encuentra resolviendo la siguiente igualdad.

$$S_e' = 0.5 * S_{ut} \quad \text{Ec. (3.64)}^{77}$$

$$S_e' = 284 \text{ [MPa]}$$

Se utiliza el valor de una superficie maquinada como dato para poder encontrar el valor del coeficiente de superficie mediante la siguiente ecuación:

$$k_a = aS_{ut}^b = 4.51 * 284^{-0.265} = 1.009 \quad \text{Ec. (3.65)}^{78}$$

Para hallar el coeficiente de efecto de tamaño se resuelve la siguiente ecuación:

$$k_b = 0.879d^{-0.107} = 0.879(0.031)^{-0.107} = 1.27 \quad \text{Ec. (3.66)}^{79}$$

Para la máquina a construir se asume una confiabilidad del 99%, entonces se determina que el factor de confiabilidad es:

$$k_c = 0.814^{80}$$

⁷⁷SHIGLEY J. (2008) Diseño en ingeniería Mecánica. (8va Edición). México: McGraw-Hill. Ecuación 6.8. Pág. 274

⁷⁸SHIGLEY J. (2008) Diseño en ingeniería Mecánica. (8va Edición). México: McGraw-Hill. Tabla 6-2. Pág. 280

⁷⁹SHIGLEY J. (2008) Diseño en ingeniería Mecánica. (8va Edición). México: McGraw-Hill. Ecuación 6-20. Pág. 283

⁸⁰SHIGLEY J. (2008) Diseño en ingeniería Mecánica. (8va Edición). México: McGraw-Hill. Ecuación 6-5. Pág. 285

Se determina que el factor de temperatura sabiendo que la peladora que funciona a una temperatura máxima de 20°C. Entonces se tiene que:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 1 \quad \text{Ec. (3.67)}^{81}$$

Los efectos de concentración de esfuerzos en el eje se hallan de la siguiente manera:

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad \text{Ec. (3.68)}^{82}$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 2 \quad \text{Ec. (3.69)}^{83}$$

Dónde:

k_f = Factor para incrementar el esfuerzo.

q = Sensibilidad a la ranura, asumida e igual a 1.

k_t = Factor teórico de concentración de esfuerzo, 2.⁸⁴

Resolviendo la ecuación se obtiene k_e de la siguiente manera:

$$k_e = 0.5$$

Para encontrar el factor para incrementar el esfuerzo K_f se debe tener en cuenta si los esfuerzos a los que está sometido el eje son muy grandes. Como se determinó en la sección anterior los esfuerzos no son tan significativos, razón por la cual la vida útil de la máquina no se ve mayormente afectada. Entonces se considera un valor de $k_f = 2$.

⁸¹SHIGLEY J. (2008) Diseño en ingeniería Mecánica. (8va Edición). México: McGraw-Hill. Pág. 286

⁸²SHIGLEY J. (2008) Diseño en ingeniería Mecánica. (8va Edición). México: McGraw-Hill. Ecuación 6-32. Pág. 287

⁸³SHIGLEY J. (2008) Diseño en ingeniería Mecánica. (8va Edición). México: McGraw-Hill. Ecuación 6-32. Pág. 287

⁸⁴SHIGLEY J. (2008) Diseño en ingeniería Mecánica. (8va Edición). México: McGraw-Hill. Ápice figura A-15-4. Pág. 1007

Con los valores obtenidos se determina el límite de resistencia por fatiga mediante la ecuación 3.63.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * s_e'$$

$$S_e = 1.009 * 1.27 * 0.814 * 1 * 0.5 * 2 * 284 \text{ MPa}$$

$$S_e = 296.2 \text{ MPa}$$

Sabiendo que $\sigma_a' = 26.41 \text{ MPa}$ y $S_e = 293.9 \text{ MPa}$. Se garantiza que $\sigma_a' < S_e$ y a continuación se realiza un diagrama de fatiga para poder determinar el valor del factor de seguridad.



Figura 3.17: Diagrama de fatiga.⁸⁵

Del diagrama de fatiga podemos determinar la intersección de coordenadas S_a y S_m determinadas por la resistencia del material. También se puede observar que el valor de S_a es $<$ que el de S_e , entonces se dice que el diseño es a vida infinita.

Utilizando la teoría de falla por fatiga de Goodman, del diagrama mostrado en la figura 3.17 se puede deducir la siguiente ecuación:

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{S_e + \sigma_a}{S_{ut} + \sigma_m}} \quad \text{Ec. (3.70)}^{86}$$

⁸⁵Fuente: Autor.

⁸⁶PÉREZ, A. (2006). Mecapedia - Enciclopedia Virtual de Ingeniería Mecánica. Criterios de Resistencia a fatiga. Recuperado de http://www.mecapedia.uji.es/criterio_de_Goodman.htm

$$S_m = \frac{296.2}{\frac{296.2}{568} + \frac{29.8}{21.07}} = 153.01 \text{ [MPa]}$$

Para finalizar el análisis estático se calcula el factor de seguridad bajo todos los valores encontrados anteriormente, obteniendo que:

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} \quad \text{Ec. (3.71)}^{87}$$

$$n = \frac{153.01}{21.07} = 7.2$$

El valor de factor de seguridad encontrado indica que el diámetro del eje de 31 mm con el que se hizo el análisis de fatiga es ideal para la máquina peladora de maní.

Finalmente, después del análisis estático y de fatiga el diámetro del eje con que se construye la máquina peladora es de $1\frac{1}{4}$ [in] = 31.75 [mm].

3.3.3.3 PRISIONERO DE SUJECCIÓN VOLANTE – EJE

El tornillo prisionero sirve para sujetar firmemente el volante contra el eje del tambor y le permite al eje transmitir el movimiento giratorio hacia el cilindro.

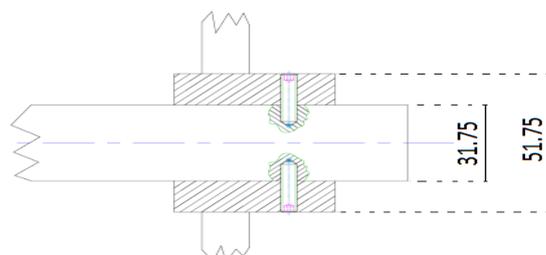


Figura 3.18: Prisionero de sujeción.⁸⁸

⁸⁷JIMENEZ, G. (2011). Fatiga de los metales, Generalidades: Ecuaciones de diseño de fatiga. Recuperado de <http://www.monografias.com/trabajos88/fatiga-metales-generalidades/fatiga-metales-generalidades.shtml>

⁸⁸Fuente: Autor.

Para el diseño del prisionero se toma en cuenta los siguientes criterios:

Cantidad	2
Material	Acero bajo o medio
Grado	SAE 2 *
Esfuerzo de fluencia, S_y	392,73 MPa

Tabla 3.20: Criterios de diseño para el prisionero.⁸⁹

Para determinar la ubicación de las fuerzas a las que se encuentra sometido el prisionero se realiza a continuación un diagrama de cuerpo libre:

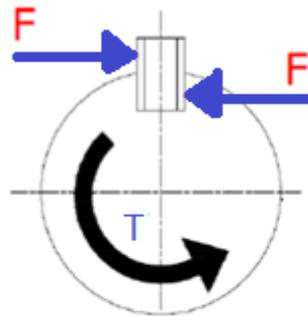


Figura 3.19: Prisionero sometido a un esfuerzo de corte y a un momento torsor.⁹⁰

Se emplea la ecuación 3.72 para calcular la fuerza de corte que se ejerce sobre el prisionero, como se muestra a continuación:

$$F_c = \frac{W_t}{r_{\text{eje}}} = \frac{71.237 \text{ [N*m]}}{0.0158 \text{ [m]}} = 4508.67 \text{ [N]} \quad \text{Ec. (3.72)}$$

Dónde:

F_c = de corte que se ejerce sobre el prisionero, [N]

W_t = momento producido por el motor en el eje, 71.237 [N * m]

r_{eje} = radio del eje, 0.0158 [m]

^{89, 90}Fuente: Autor.

Se emplea la teoría de la energía de distorsión para determinar la resistencia al esfuerzo cortante mediante la siguiente ecuación.

$$\tau_c = \frac{S_{sy}}{n_c} \quad \text{Ec. (3.73)}^{91}$$

Dónde:

τ_c = Esfuerzo cortante, [Mpa]

n_c = Factor de seguridad

$$S_{sy} = 0.577 S_y = 0.577 * (392.73 \text{ [MPa]}) = 226,6 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_c = \frac{F_c}{A_c} \quad \text{Ec. (3.74)}$$

Dónde:

τ_c = Esfuerzo cortante, [Mpa]

F_c = Fuerza de corte, 4508.67 [N]

A_c = Área de corte, [m²]

Si se asume un factor de seguridad igual a 2 y se iguala las ecuaciones 3.73 y 3.74 se obtiene la ecuación 3.75, de donde se puede despejar el diámetro del prisionero teniendo en cuenta que existen dos áreas de contacto, como se muestra a continuación:

$$\tau_c = \frac{226.6}{n_c} = \frac{F_c}{A_c} \quad \text{Ec. (3.75)}$$

⁹¹SHIGLEY J. (2008) Diseño en ingeniería Mecánica. (8va Edición). México: McGraw-Hill. Capítulo 8, Tabla9-9, pág. 408

$$\tau_c = \frac{226.6 * 10^6}{2} = \frac{4508.67}{2 * \frac{\pi * d^2}{4}}$$

$$d = 0.00159 \text{ m}$$

3.4 ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA

Teniendo en cuenta que la estructura de soporte de la máquina no está en contacto con el maní la elección del material a escoger es más sencilla, por este motivo se construirá la estructura con tubo cuadrado galvanizado ASTM- A500.

Para calcular el espesor del tubo que se utilizará para la construcción de la estructura de la máquina se calcula el espesor de la viga teniendo en cuenta las vigas AB, A'B', CD y C'D' mostradas en el siguiente esquema en la figura 3.20 como vigas perfectamente empotradas para el análisis.

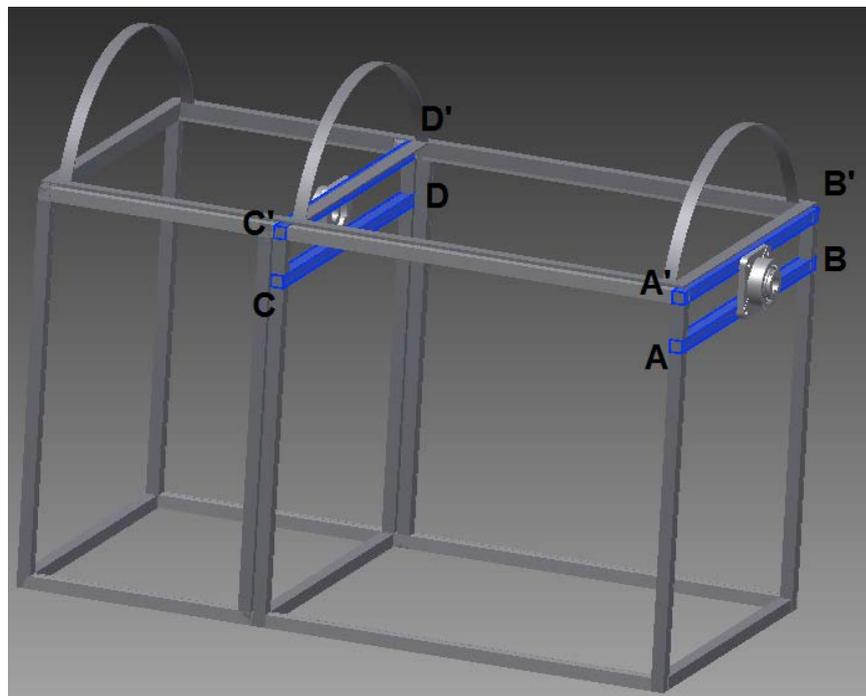


Figura 3.20: Estructura de la máquina.⁹²

⁹²Fuente: Autor

Ahora se tiene en cuenta el peso que recae sobre las 4 vigas y se procede a calcular la fuerza estática, de la siguiente manera:

$$F_{\text{estática}} = m * g \quad \text{Ec. (3.76)}$$

Donde:

$F_{\text{estática}}$ = fuerza estática que recae sobre las vigas AB, A'B', CD y C'D', [N]

m = masa total de la estructura, la tapa y el cilindro plena carga, 50 [kg]

g = gravedad, 9.81 [m/s²]

Resolviendo la ecuación 3.76 se obtiene:

$$F_{\text{estática}} = 490.5 \text{ N}$$

Como las vigas son similares la fuerza estática que soporta cada viga es la cuarta parte de la fuerza estática calculada, sin embargo por motivos de análisis se toma el total de la fuerza estática como caso crítico sobre la viga AB en empotramiento perfecto. Para este análisis se ubica la fuerza estática calculada como una carga puntual en el centro de la viga y se obtiene el siguiente diagrama de cuerpo libre:

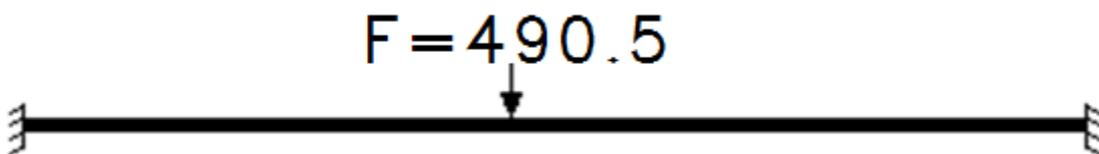


Figura 3.21: Diagrama de cuerpo libre de la viga con la carga puntual.⁹³

⁹³Fuente: Autor

Se encuentra el momento flector máximo mediante la utilización de una tabla de vigas perfectamente empotradas.

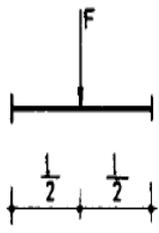
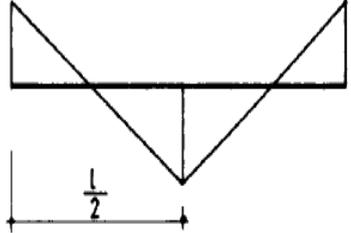
SOLICITACION	MOMENTOS DE EMPOTRAMIENTO PERFECTO	REACCIONES EN LOS APOYOS	DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES
	$M_A = \frac{FL}{8}$ $M_B = -\frac{FL}{8}$	$R_A = \frac{F}{2}$ $R_B = \frac{F}{2}$	

Tabla 3.21: Vigas perfectamente empotradas.⁹⁴

De la tabla 3.21 se extrae la siguiente fórmula para encontrar el momento flector Máximo.

$$M = \frac{F \cdot L}{8} \quad \text{Ec. (3.77)}$$

Donde:

M = Momento flector máximo, [N * m]

F = Fuerza estática que cae sobre la viga, 490.5 [N]

L = Longitud de la viga AB perfectamente empotrada, 0.65 [m]

Se resuelve la ecuación 3.77 y se obtiene:

$$M = \frac{490.5 \text{ [N]} \cdot 0.65 \text{ [m]}}{8} = 39.853 \text{ [N * m]}$$

⁹⁴Formulario-de-vigas. <http://www.slideshare.net/marggot696/formulario-de-vigas>

100

Para calcular el espesor de la viga se considera los esfuerzos de flexión que ha de soportar, se puede usar la fórmula siguiente:

$$M = Z * R \quad \text{Ec. (3.78)}^{95}$$

Donde:

M = Momento de las fuerzas exteriores que producen la flexión, 39.853 [N * m]

Z = Módulo de la sección, [m³]

R = Resistencia a la tracción del material (tubo estructural ASTM A500), 310 [Mpa],
310 000 000[N/m²]⁹⁶

Despejando el modulo de sección se tiene:

$$Z = \frac{M}{R} = \frac{39.853[\text{N} * \text{m}]}{310\,000\,000[\text{N}/\text{m}^2]} = 0.000\,000\,128[\text{m}^3] = 0.128 [\text{cm}^3]$$

El modulo de sección mínimo necesario que debe tener el tubo que formará la estructura es de 0.125 [cm³]. Con este dato posteriormente se puede elegir el espesor del tubo con el que se construirá finalmente la estructura.

A continuación se muestra una tabla con los espesores disponibles del tubo ASTM A500 en el mercado local y sus características:

⁹⁵Alma de herrero. Calculo de resistencia de vigas. 2009. Recuperado de: <http://almadeherrero.blogspot.com/2009/09/calculo-de-la-resistencia-de-una-viga.html>

⁹⁶ACEROS AREQUIPA SA. Tubo ASTM A500. Recuperado de:
<http://www.acerosarequipa.com/fileadmin/templates/AcerosCorporacion/docs/TUBO-LAC-A500.pdf>

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	i
mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99

Tabla 3.22: Tabla de espesores disponibles del tubo ASTM A500.⁹⁷

Como se aprecia en la tabla 3.22 todos los tubos disponibles cumplen con la condición de la sección mínima (señalada como W en la figura 3.22). Después del análisis se con escoge un tubo ASTM A500 de una pulgada por ser el más común en el mercado, el cual tiene las siguientes:

in	H	E	Peso	Área	I	W	I	Su	Sy
	Mm	mm	Kg/6m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	Mpa	Mpa
1	25	1,5	6,72	1,35	1,21	0,97	0,95	310	269

Tabla 3.23: Características del tubo estructural ASTM A500.⁹⁸

⁹⁷DIPAC®. (2013). Catálogo tubo estructural cuadrado. Disponible en: http://www.dipacmanta.com/alineas.php?ca_codigo=1101

⁹⁸Fuente: Autor.

El peso aproximado de toda la máquina, suponiendo una carga crítica en el cilindro, es de 70 [kg]. Esta carga se distribuye en cuatro diferentes puntos. Cada punto de apoyo soporta 171.5 [N]. Para encontrar el esfuerzo de compresión al que está sometida la estructura se utiliza la siguiente fórmula:

$$\sigma_c = \frac{W_{pt}}{A} \quad \text{Ec. (3.79)}$$

Dónde:

σ_{ctotal} = Esfuerzo de compresión, [N/m²].

W_{pt} = Peso de la estructura de tubo galvanizado, 70 [kg], 686 [N].

A = Área transversal de la estructura, 1,12 [cm²], 0.000112 [m²]

Resolviendo la ecuación se encuentra que el esfuerzo de compresión es:

$$\sigma_{ctotal} = \frac{686 \text{ N}}{0.000112 \text{ m}^2}$$

$$\sigma_{ctotal} = 6\,125\,000 \text{ N/m}^2$$

Se tiene entonces que el esfuerzo de compresión en cada punto de apoyo es $\sigma_c=1\,531\,250 \text{ N/m}^2$.

Encontrado el valor del esfuerzo, se procede a obtener el factor de seguridad de la estructura utilizando la siguiente ecuación:

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_{ctotal}} \quad \text{Ec. (3.80)}$$

Dónde:

F_s = Factor de seguridad.

σ_{ctotal} = Esfuerzo de compresión de la máquina, 6 125 000 $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$

S_y = Límite de fluencia del tubo galvanizado, 269 [Mpa]

Se reemplaza estos valores en la ecuación anterior y se tiene que:

$$F_s = \frac{269\,000\,000\ \text{N/m}^2}{6\,125\,000\ \text{N/m}^2}$$

$$F_s = 43.918$$

3.4.1 CÁLCULOS DE PANDEO DE LA ESTRUCTURA

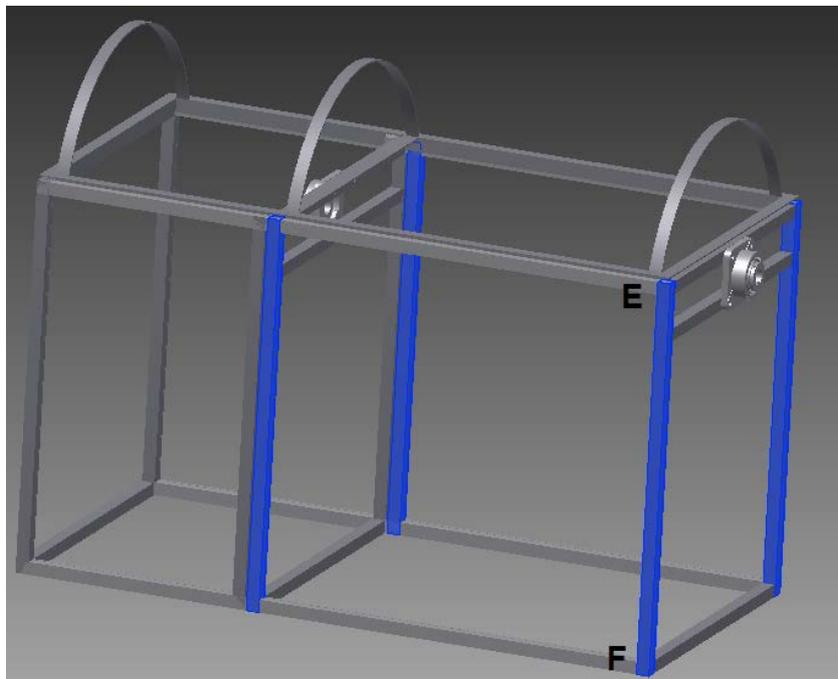


Figura 3.22: Estructura de la máquina.⁹⁹

⁹⁹Fuente: Autor

Se debe calcular los esfuerzos en cada uno de los soportes por el método de pandeo para determinar si el material a utilizar es el adecuado. Se obtiene la relación de esbeltez en el soporte EF (mostrado en la figura 3.22) con la ayuda de la siguiente ecuación.

$$\text{relación de esbeltez} = \frac{kL}{r} \quad \text{Ec. (3.81)}$$

Dónde:

k = Constante dependiente del extremo fijo

L = Longitud de la columna, 0,78 [m]

r = Radio de giro, 0,0095 [m]

Resolviendo la ecuación se obtiene:

$$\text{relación de esbeltez} = \frac{2,1 * 0,78}{0,0095}$$

$$\text{relación de esbeltez} = 172,421$$

El gráfico anterior (Figura 3.22) se puede apreciar los soportes de la máquina peladora y se determina que para el presente análisis se toma las columnas como de tipo empotrado libre. Para resolver la ecuación 3.82 se debe tomar el valor de $k=2.1$ como se muestra en el siguiente gráfico (Figura 3.23):

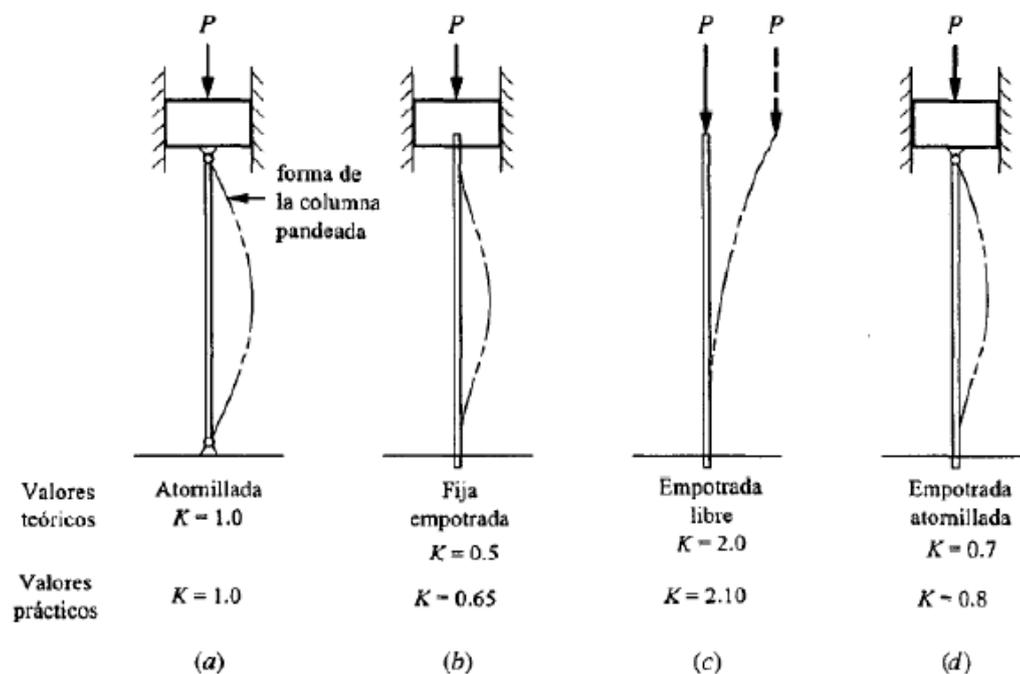


Figura 3.23: Valores k para longitud efectiva.¹⁰⁰

Para calcular la relación de esbeltez de transición se emplea la ecuación 3.82 a continuación.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad \text{Ec. (3.82)}$$

Dónde:

C_c = Relación de esbeltez de transición.

E = Módulo de elasticidad, 200 000 [MPa]¹⁰¹

S_y = Límite de cedencia, 269 [Mpa]

¹⁰⁰MOTT, R. L. (2006) Diseño de elementos de máquinas. (4ta Edición). México: Pearson Education. Pág. 234.

¹⁰¹MEDINA O, JORGE. (2013). Materiales estructurales. Universidad de los andes, Venezuela. Disponible en: <http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/seimamtest.pdf>

Al resolver la ecuación se obtiene que:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 200000}{269}}$$

$$C_c = 121.144$$

Con los valores de relación obtenidos se puede observar que la relación de esbeltez = 172,421 es mayor que la relación de esbeltez de transición $C_c = 121.144$. Ahora se procede a calcular el valor de la carga crítica con la ecuación de EULER, mostrada a continuación:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \quad \text{Ec. (3.83)}$$

Dónde:

P_{cr} = Carga Crítica

A = Área transversal, 0.000112 [m²].

E = Módulo elástico 200 000 [MPa]

Relación de esbeltez = 172,42

K = Constante longitud efectiva, 2.1

L = Longitud, 0.78 [m].

r = Radio de giro, 0.0095[m]

Con todos los datos ya definidos se procede a resolver la ecuación obteniendo una carga crítica de:

$$P_{cr} = 7\,436.47 \text{ [N]}$$

Una vez obtenido el valor de la carga crítica se puede obtener el factor de seguridad.

$$n_s = \frac{P_{cr}}{P_r} \quad \text{Ec. (3.84)}$$

Dónde:

n_s = Factor de seguridad

P_{cr} = Carga crítica, 7 436.47 [N]

P_r = Carga real, 686 [N]

Resolviendo la ecuación con estos valores se obtiene que:

$$n_s = \frac{7436.47}{686 \text{ N}}$$

$$n_s = 10.840$$

Al obtener un valor de factor de seguridad alto se puede concluir que el acero galvanizado escogido para la construcción de la estructura de la máquina garantiza soportar las cargas a las que pueda estar sometido.

3.4.2 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

Para seleccionar el rodamiento a utilizar en la máquina peladora se toma en cuenta las siguientes características de la pieza:

- El diámetro del eje
- accesibilidad en el mercado.

Por las características arriba detalladas se ha escogido el rodamiento UC207-20 (SKF YAR 207-104-2F/AH) que se muestra en la figura 3.24.



Figura 3.24: Rodamiento UC207-20.¹⁰²

3.4.2.1 Características generales del rodamiento UC207-20

- ✓ Disponibilidad en el mercado
- ✓ Resistencia al polvo
- ✓ Bajo costo

¹⁰²Fuente:<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-flanged-units/cast-housing-square-flange-grub-screw-locking-for-air-handling-systems/index.html?prodid=2125517104&imperial=false>.

3.4.2.2 Características físicas del rodamiento UC207-20

- d = Diámetro interior, 38 [mm]
- D = Diámetro exterior, 72 [mm]
- B = Ancho, 42,9 [mm]
- C = Carga dinámica, 25,5 [KN]
- C_o = Carga estática, 15,3 [KN]
- P_u = Límite de fatiga, 0,655 [KN]
- V = Velocidad límite, 5300 [rpm]
- K_r = Factor de cálculo, 0.025

El diámetro medio del rodamiento es igual a la suma del diámetro interno y del diámetro externo dividido para 2.

$$d_m = 0.5(d + D) \quad \text{Ec. (3.85)}$$

Dónde:

d_m = Diámetro medio del rodamiento

d = Diámetro interior, 38 [mm]

D = Diámetro exterior, 72 [mm]

Remplazando estos valores en la ecuación tenemos:

$$d_m = 55 \text{ [mm]}$$

Finalmente para calcular la carga radial mínima a la que está sometida el rodamiento primero se debe obtener el valor de viscosidad del aceite a temperatura de funcionamiento, 20[°C]. Se toma un valor de trabajo a temperaturas menores 20 °C.

La viscosidad del lubricante que obtiene con la ayuda de la calculadora del Manual interactivo SKF es de 190 mm²/s. (una foto de la pantalla con el resultado de la calculadora se muestra en la Figura 3.25)

The screenshot shows a web-based calculator window titled "Viscosity : YAR 207-104-2F/AH". It displays a "Results" section with a "Remove this result" button. The results are as follows:

Parameter	Value
v Lubricant viscosity at operating temperature	804 mm ² /s
v₁ Required viscosity at operating temperature for κ=1	222 mm ² /s
v_{ref} Required viscosity at 40 °C for κ=1	70.5 mm ² /s
κ Viscosity ratio	3.62

Below the results is the "Input parameters" section:

Parameter	Value
n_i Rotational speed of inner ring	50 r/min
Bearing operating temperature Bearing outer ring	20 °C
Grease used in the bearing Select from list	VT307
Viscosity at 40 °C	190.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	15.0 mm ² /s

Figura 3.25: Calculadora interactiva Manual SKF.¹⁰³

Con los datos de viscosidad del aceite y diámetro medio finalmente se puede calcular la carga radial mínima que puede soportar el rodamiento resolviendo la siguiente fórmula:

$$F_r = kr \left(\frac{v \cdot n}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{dm}{100} \right)^2 \quad \text{Ec. (3.86)}$$

¹⁰³Fuente: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectCalculation.action>

Dónde:

F_r = Carga radial mínima

K_r = Factor de cálculo, 0.025

ν = Viscosidad del aceite a temperatura de funcionamiento 20 [°C], 190 [mm²/s]

n = velocidad de giro, 50 [rpm] = 5.235 [rad/s]

d_m = Diámetro medio del rodamiento, 55 [mm]

$$F_r = 0.025 \left(\frac{190 * 5.235}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{55}{100} \right)^2$$

$$F_r = 0.00751 \text{ [KN]}$$

Habiendo cálculo el esfuerzo de carga radial se puede observar que la máquina al trabajar a una velocidad de 50 rpm si genera cargas radiales y cargas axiales mínimas. Bajo este análisis y con la ayuda del manual SKF se determina que para analizar el rodamiento a usar se debe utilizar el método de diseño de carga estática.

$$P_o = 0,6F_r + 0,5F_a \quad \text{Ec. (3.87)}$$

Dónde:

P_o = Carga estática equivalente.

F_r = Carga radial, 0,0885 [KN]

F_a = Carga axial, 0

112

Se encuentra la carga estática equivalente reemplazando los valores en la ecuación anterior.

$$P_o = 0,6(0,0885)$$

$$P_o = 0,0531 \text{ [KN]}$$

Se puede notar ahora que $P_o \leq F_r$ por lo que se determina que P_o sea igual F_r .

Para determinar el valor del factor de seguridad del rodamiento empleamos los valores de la carga estática y carga estática equivalente en la siguiente ecuación:

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} \quad \text{Ec. (3.88)}$$

Dónde:

S_o = Factor de seguridad estático.

P_o = Carga estática equivalente, 0,0885 [KN]

C_o = Carga estática, 15,3 [KN]

Resolviendo la ecuación se obtiene el factor de seguridad estático.

$$S_o = \frac{15.3}{0.0885}$$

$$S_o = 172,88$$

3.4.2.3 Cálculo de vida del rodamiento

El tiempo de vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281:1990, se determina mediante la siguiente ecuación:

$$L_{10} = (C/P)^p \quad \text{Ec. (3.89)}^{104}$$

$$L_{10h} = \frac{1\,000\,000}{60\,n} * (C/P)^p \quad \text{Ec. (3.90)}^{105}$$

Dónde:

L_{10} = vida nominal (con un 90 % de fiabilidad), en millones de revoluciones

L_{10h} = vida nominal (con un 90 % de fiabilidad), en horas de funcionamiento

C = capacidad de carga dinámica, 25,5 [KN]

P = carga dinámica equivalente del rodamiento, 0,0531 [KN]

p = exponente de la ecuación de la vida, 3

n = velocidad en rpm, 50

Resolviendo las ecuaciones se tiene que:

$L_{10} = 865\,482\,682$ millones de revoluciones

Se garantiza que la vida nominal es $> 1\,000\,000$ millones de revoluciones

$L_{10h} = 36\,916\,092\,310$ horas de funcionamiento

Se garantiza que la vida nominal $> 1\,000\,000$ horas de funcionamiento

^{104, 105} Manual interactivo SKF. Recuperado de: <http://www.skf.com/cl/products/bearings-units-housings/bearing-units/two-bearing-units/selection-of-unit-size/calculation-of-dynamic-bearing-loads/index.html>

Después de haber calculado la vida del rodamiento y apreciando el valor de seguridad S_o obtenido es bastante alto en relación a los valores de factor de seguridad que recomienda el manual SKF de rodamientos, se puede asegurar que el rodamiento seleccionado es el adecuado para la construcción de la máquina.

3.5 SISTEMA DE ENCENDIDO

El sistema de encendido y apagado de la máquina sirve para iniciar o interrumpir el proceso de pelado de maní. Al encender la máquina el sistema motriz debe empezar a girar y el sistema de absorción sacar la pelusa del maní. Para poner en marcha la peladora, el motor y el venterol deben ser energizados. Para realizar las conexiones eléctricas se debe tener en cuenta las características de los componentes eléctricos.

3.5.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS COMPONENTES ELÉCTRICOS

Para hacer el sistema eléctrico se toma en cuenta las características de consumo de voltaje, corriente y potencia de los componentes eléctricos de la máquina. A continuación una tabla con estas características.

	Potencia	Voltaje	Corriente
MOTOR	0.5 [HP]	110 [V]	7[A]
VENTEROL	1 [HP]	110 [V]	6 [A]

Tabla 3.24: Características de consumo del motor y el venterol.¹⁰⁶

¹⁰⁶Fuente: Autor

La intensidad de corriente con la que trabaja la máquina es:

$$I = I_{\text{consume el motor}} + I_{\text{corriente de consumo del venterol}} \quad \text{Ec. (3.91)}^{107}$$

$$I = 7 + 6 = 13 \text{ [A]}$$

Para realizar las conexiones eléctricas y escoger el interruptor de encendido y apagado se seleccionan componentes que trabajen a más de 13 [A] de corriente. Para proteger la máquina ante una subida o bajada de intensidad de la red se coloca fusibles en la conexión del sistema eléctrico. Para seleccionar el fusible adecuado se conoce que el valor de la corriente de consumo de la máquina debe ser sobredimensionado tres veces más para garantizar una protección adecuada.

$$I_f = k * I \quad \text{Ec. (3.92)}^{108}$$

Dónde:

I_f = Corriente del fusible

k = Constante de protección, 2.1.¹⁰⁹

I = corriente nominal o a plena carga, 13 [A]

Resolviendo se tiene:

$$I_f = 27.3 \text{ [A]}$$

¹⁰⁷Fuente: Autor

^{108, 109} INFORED®. Cálculo de fusibles y protección. (2014). Recuperado el 20 de enero del 2014 de:
http://ramonmar.mex.tl/850627_CALCULO-DE-FUSIBLES-Y-PROTECCION.html

El fusible que se emplee para proteger la máquina debe ser igual o mayor a 27.3 [A]. En el mercado se encuentra valores estandarizados en fusibles, por esta razón se utiliza uno de 30 [A] para proteger el sistema eléctrico de la peladora.

Como parte importante de referencia, se anexa el plano eléctrico de la maquina al final de este documento en la sección ANEXOS, específicamente en el ANEXO 4.2: PLANO ELÉCTRICO.

CAPÍTULO 4

IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS

4.1. MONTAJE FÍSICO DE LA MÁQUINA

Una vez diseñadas todos los sistemas que conforman la máquina peladora de maní se procedió a construir y montar físicamente sus partes. A continuación se detallan las actividades que se llevaron a cabo para montar la máquina:

1. Construcción y montaje del cilindro de la máquina
2. Construcción y montaje de las tapas del tambor
3. Construcción y montaje del volante de sujeción
4. Construcción y montaje de la tolva de entrada
5. Construcción y montaje de la tolva de recolección de cascara
6. Construcción y montaje de la estructura de tubo galvanizado

4.1.1 CILINDRO

Es un tambor formado por una lámina de acero inoxidable AISI 304 de 0.7mm de espesor y fue construido con las siguientes dimensiones: largo de 65 cm y diámetro de 45 cm.

El cilindro fue perforado con un taladro obteniendo como resultado agujeros de 6mm que permitirán que la cascara sea absorbida por el venterol eléctrico.



Figura 4.1: Cilindro perforado.¹¹⁰

Adicionalmente el tambor tiene paletas que permitirán que el maní se mezcle de mejor manera. Las paletas están soldadas a la pared interna del cilindro como se muestra a continuación:



Figura 4.2: Una de las paletas antes de ser soldada al cilindro.¹¹¹

^{110, 111} Fuente: Autor



Figura 4.3: Vista de las patetas soldadas en el cilindro.¹¹²

4.1.2 TAPAS DEL CILINDRO

El tambor tiene dos tapas laterales están construida también con una lámina de acero inoxidable AISI 304. Las tapas mantiene el maní dentro de la cavidad de pelado. Una de las tapas es está soldada a un extremo del cilindro y tiene un el agujero que soporte y sujeta el tambor firmemente con el eje que lo atraviesa. La otra tapa está sujeta con pernos en la estructura que recubre la máquina por lo que a diferencia de la otra esta es fija y no se mueve con el eje.



Figura 4.3: Tapa lateral que sujeta el cilindro con el eje.¹¹³

^{112, 113} Fuente: Autor

4.1.3 VOLANTE DE SUJECIÓN DEL EJE

Son tubos soldados en forma de cruz (como se muestra en la figura 4.4) que van sujetos con prisioneros al eje y con tornillos al tambor permitiendo transmitir el movimiento del motor hacia el cilindro.



Figura 4.4: Volante de sujeción.¹¹⁴

4.1.4 TOLVA DE ENTRADA

Es la parte de la máquina por dónde el maní con cascara ingrese al cilindro para ser pelado. Está hecha en acero inoxidable AISI 304. Tiene una forma cónica en forma de embudo (como se muestra en la figura 4.5), se conecta a un tubo que conduce el grano hacia el cilindro, y se ubica en la parte frontal superior de la máquina.

¹¹⁴Fuente: Autor



Figura 4.5: Tolva de entrada del maní.¹¹⁵

4.1.5 TOLVA RECOLECCIÓN DE CASCARA

La tolva de recolección de la cascara de maní fue construida con tol de acero y está ubicada en la parte inferior del tambor formando una especie de cavidad o pared exterior que recubre al cilindro. Tiene una embudo localizado en el centro de la tolva en la parte inferior permitiendo que el aire con residuos de cascara sea absorbido desde adentro hacia afuera del tambor con la ayuda del venterol.



Figura 4.6: Tolva de recolección de cascara antes del montaje.¹¹⁶

^{115, 116}Fuente: Autor

4.1.6 ESTRUCTURA RECUBIERTA

La estructura recubierta es la carcasa que recubre la máquina. Está formada por tubo estructural galvanizado cuadrado. En la estructura el tubo fue soldado con suelda de punto para formar el esqueleto (como se muestra en la figura 4.7). El esqueleto está recubierto con lámina de tol galvanizado. Se realizó la soldadura en el tol con electrodo 6011.



Figura 4.7: Esqueleto de la estructura antes de ser recubierta.¹¹⁷



Figura 4.8: Estructura recubierta con tol galvanizado.¹¹⁸

^{117, 118} Fuente: Autor

4.2. MONTAJE Y SINCRONIZACIÓN DE ACTUADORES

Luego de tener la estructura física de la máquina montada, se procedió a ubicar los actuadores de la peladora. A continuación se detallan las actividades que se llevó a cabo para el montaje y sincronización de los actuadores:

1. Colocación y conexión del motor.
2. Colocación de las bandas.
3. Colocación de las poleas.
4. Colocación y conexión del venterol en la cavidad de aspirado.

4.2.1 MOTOR

Como se definió en el capítulo anterior, el sistema motriz funciona con un motor de 0.5 hp. Para la construcción de la peladora se utilizó un motor con las siguientes características:

MOTOR WEG 05HP04PD56			
HP(Kw)	0.5(0.4)	FR	0.56
V	110	Hz	60
A	7 A	RPM	1750
SF	1.5	AMB	40°C

Tabla 4.1: Características del motor WEG.¹¹⁹

¹¹⁹Fuente: Autor.



Figura 4.9: Motor.¹²⁰

4.2.1.1 Colocación del motor

El motor está colocado en la parte trasera de la máquina donde está todo el sistema de transmisión. La cavidad que contiene al motor está separada de la cavidad que contiene al cilindro pelador asegurando que la pelusa de la cascara de maní no perturbe el funcionamiento del motor.



Figura 4.10: Vista de la cavidad que contiene al motor.¹²¹

^{120, 121}Fuente: Autor.

4.2.1.2 Bandas y poleas

El motor que se utilizó para el sistema motriz entrega una velocidad de 1750 rpm, es necesario reducir la velocidad puesto que un pelado óptimo se obtendrá a bajas velocidades. Después de algunas pruebas e investigaciones se determinó que la velocidad debe oscilar entre los 50 y 70 vueltas por minuto para procurar que la mayoría del maní permanezca entero. Como se determinó en el capítulo anterior para la transmisión y reducción de velocidad se utilizó 2 bandas y 4 poleas. Las bandas tienen longitudes de: 50 [in], 71 [in]. Las poleas diámetros de: 2.25 [in], 2.5 [in], 11[in], 18[in].



Figura 4.11: sistema de poleas y bandas.¹²²

¹²²Fuente: Autor.

4.2.3 VENTEROL

El venterol eléctrico está ubicado debajo del cilindro en la cavidad frontal de la máquina, de forma que por gravedad la cascara caiga en la tolva de recolección, para luego, con la ayuda de la succión de aire que produce el venterol sea absorbida y depositada en una funda de almacenamiento.



Figura 4.12: Venterol eléctrico de la máquina.¹²³

La empresa auspiciadora de la máquina peladora tenía un venterol de mayor capacidad de caudal que el calculado en el capítulo 3. Teniendo en cuenta que la utilización de un ventilador centrífugo de mayor potencia y caudal no afecta en el funcionamiento de la peladora, finalmente se colocó un venterol con las siguientes características:

Potencia	1 H.P.
Voltaje	110V/ 60 HZ
Presión	18 Kpa / 2,61 PSI
Caudal Q	110 m ³ / h / 64 CFM
AMP. CON CARGA MAX	6 AMP/SIN 2.8 AMP.
Salida	2"

Tabla 4.2: Características técnicas del venterol.¹²⁴

^{123, 124}Fuente: Autor.

4.3 PRUEBAS

Las pruebas de funcionamiento se realizaron en el taller donde se construyó toda la máquina. Para realizar cada prueba se tomó 50 libras de maní después del proceso de tostado y enfriado. En cada prueba se puso en marcha la máquina dejando el maní pelándose en diferentes lapsos de tiempo entre 10 y 60 minutos.

En la tabla 4.3 se detallan las pruebas realizadas:

Prueba Nro.	Cantidad de maní [lb]	Tiempo de pelado [min]	Cantidad de maní sin pelar [lb]	Porcentaje de maní sin pelar [%]	Cantidad de maní maltratado [lb]	Porcentaje de maní maltratado [%]
1	50	35	0.5	1	0.5	1
2	50	30	4	3.5	0.3	0.6
3	50	25	2.5	5	0.1	0.2
4	50	20	3.5	7	0.05	0.1
5	50	15	5	10	0.03	0.06

Tabla 4.3: Pruebas con diferentes tiempos de pelado.¹²⁵

¹²⁵Fuente: Autor.

4.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

- Al realizar las pruebas, dejando el maní diferentes cantidades de tiempo dentro de la máquina, se puede observar que la cantidad de maní que sale totalmente pelado aumenta en función al tiempo que el grano permanezca pelándose.
- A pesar de ser mínima la cantidad, existen granos de maní tostado que sale sin pelar después del proceso. Sin embargo los resultados demuestran que la máquina funciona eficientemente puesto que, en solo 20 minutos de tiempo de pelado, el maní que sale sin cascara es más del 90% de la cantidad que se introdujo a la máquina. Este valor es muy aceptable debido a que el objetivo de la máquina es pelar el maní evitando que la mayoría de granos salgan excesivamente maltratados.
- Los granos de maní sufren menos maltrato entre menos tiempo pasen sometidos al proceso de pelado, es decir menos tiempo estén dentro del tambor giratorio.
- El tiempo de pelado de 20 minutos es el más conveniente por la gran cantidad de maní pelado y la insignificante cantidad de maní maltratado que entrega el proceso.
- La cantidad de granos que después del proceso de pelado salen quebrados, es pequeñísima en comparación al total de granos de maní que se pela en cada porción de 50 lb.

- Se puede observar que, aun cuando el maní ha permanecido más de media hora girando dentro del cilindro, la pérdida que se genera por el maní maltratado es del 1% pero la cantidad pelada es casi del 100%.
- La prueba más satisfactoria es la Nro. 3, en la que se obtuvo el 95% del grano pelado en un tiempo de 25 minutos, por la gran cantidad de maní pelado y la insignificante cantidad de maní maltratado que entrega el proceso. Además, para la elaboración de maní de dulce no necesariamente debe estar pelado ya que depende de las diferentes presentaciones en las que se elabora el producto. Teniendo esto en cuenta no existen pérdidas porque que el maní que sale sin pelar, puede ser utilizado para preparar con dulce o puede ser introducido de nuevo en la siguiente carga, según la industria necesite.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- La máquina separa la cascara rojiza (tegumento) de más del 95% de los granos de maní introducidos evitando un excesivo maltrato de los mismos durante el proceso.

- El sistema de transmisión que se utilizó en la máquina permitió obtener una velocidad de giro del cilindro de 50 rpm, la cual es muy beneficiosa para el proceso de pelado del maní, ya que el maní no se maltrata excesivamente durante el pelado.

- Desde el punto de vista económico, el usar bandas y poleas para reducir la velocidad de giro del motor, en lugar de usar otro método o un motor-reductor, permitió ahorrar en el costo total de la máquina, además de facilitar su mantenimiento.

- El sistema de aspiración no requiere de un mantenimiento muy riguroso puesto que la funda de la cascara de maní necesita ser vaciada según la cantidad de maní que se pele.

- Las superficies de la máquina que tienen contacto con los granos de maní están construidas con material resistente a la corrosión garantizando la calidad alimenticia del producto final elaborado de maní.

- Con la implementación de la máquina se logró cumplir con el objetivo de optimizar el proceso de pelado de maní en la industria artesanal. Disminuyendo el tiempo del pelado de 50 libras en menos de ½ hora y aumentando la cantidad de producto final elaborado.

- La máquina diseñada puede contener mayor cantidad de maní del planteado en cada carga, sin variar considerablemente los resultados, lo que indica que sobrepasa los límites establecidos de eficiencia en cantidad, tiempo y calidad de pelado.

- La peladora se puede usar también para separar la cascara suave de los granos de café previamente tostados en la misma cantidad y siguiendo el mismo procedimiento que con el maní.

- Se logró cumplir con el objetivo principal que fue construir una “MÁQUINA PELADORA ROTATORIA DE MANÍ TOSTADO PARA LA INDUSTRIA ARTESANAL”, la misma que cumple con los parámetros y requerimientos necesarios para presentar un buen resultado.

RECOMENDACIONES

- Es importante usar materiales resistentes a la corrosión, como es el acero inoxidable AISI 304, para construir todas las superficies que entren en contacto con los alimentos (en este caso el maní tostado). Además de utilizar sellador anticorrosivo en el resto de partes de la máquina que sean vulnerables a la corrosión.

- Dimensionar adecuadamente las partes más críticas de la peladora de maní, sometidas a mayores esfuerzos, con un factor de seguridad mayor a 1 para evitar accidentes por falla del material y garantizar una vida útil de la máquina más larga.

- Al momento de poner en funcionamiento la máquina peladora, se sugiere, siempre revisar que todos los componentes de la máquina, sistema de transmisión, aspiración, conexiones eléctricas estén funcionando de manera adecuada.

- Siempre que se diseñe una máquina utilizar componentes eléctricos que sean de uso común, en este caso el venterol o el motor en potencias fáciles de encontrar en el mercado, porque facilita el mantenimiento, reparación o reposición de los mismos en caso de ser necesario.

- Se recomienda, antes de poner en marcha la máquina peladora, leer el manual de usuario que se adjunta en el presente trabajo en la parte de Anexos.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] SÁNCHEZ, N. (2009). La planta del maní: características generales del maní. Recuperado el 13 de septiembre del 2012, de <http://www.veoverde.com/2009/12/la-planta-del-mani>.
- [2] BERDANIER, C. D.; DWYER, J; FELDMAN, E. B. (2010) Nutrición y alimentos. (2da Edición). México: McGraw-Hill
- [3] MUNERA EASTMAN. (2014). Consumo del maní. Recuperado de Http://www.radiomunera.com/contenidos/contenidos/consumo_de_mani_.php
- [4] El maní como alimento. Recuperado el 23 de septiembre del 2012, de <http://www.euroresidentes.com/Alimentos/definiciones/mani.html>
- [5] Cascara del maní. Recuperado el 15 de septiembre del 2012, de <http://es.paperblog.com/cascara-del-cacahuete-que-tiene-que-1551183/>
- [6] BOO, F. (2012). Elaboración del maní de sabor. Recuperado el 14 de septiembre del 2012, de <http://milibroderecetas.blogspot.com/2012/07/mani-confitado.html>
- [7] Pelado químico de alimentos. Proceso de elaboración. Recuperado el 25 de octubre del 2012, de Http://www.alimentosargentinos.gov.ar/contenido/sectores/conservas/Informes/anteriores/DuraznoConserva%20_2008_04Abr.pdf
- [8] Pelado químico de alimentos. Recuperado el 25 de octubre del 2012, de <http://www.slideshare.net/RagurtoLaban/pelado-quimico>
- [9] Peladora de maní de tambor horizontal. Recuperado el 25 de octubre del 2012, de <http://www.mundoanuncio.com.pe/peladora-de-mani-cacahuete-iid-275508977>
- [10] INMEGAR. (2012). Catálogo: Peladora de maní. Disponible en 26 de octubre del 2012, de <http://www.inmegar.com/mani.html>

- [11] Peladora de maní con rodillos. Recuperado el 29 de octubre del 2012, de <http://www.peanut-machine.com/>
- [12] Calidad Alimentaria. Recuperado el 29 de octubre del 2012, de <http://www.slideshare.net/RicardoArriola/control-de-calidad-de-los-alimentos>
- [13] CASTRO RÍOS, K. (2010). Tecnología de alimentos. (1ra Edición). México: Ediciones de la U.
- [14] SALUDALIA[®]. (2006). Higiene alimentaria. Recuperado el 2 de diciembre del 2012, disponible en <http://www.saludalia.com/nutricion/higiene-alimentaria>
- [15] GINÉS CAMPOS, F. (2011). Seguridad alimentaria: 200 respuestas a las dudas más frecuentes. (1ra Edición). España: AMV EDICIONES.
- [16] GARCÍA FAJARDO, I. (2008) Alimentos seguros: guía básica sobre seguridad alimentaria. (1ra Edición). España: Díaz de Santos.
- [17] Características Físicas de los productos alimenticios. Recuperado el 15 de Enero del 2013 de <http://www.fao.org/docrep/x5041s/x5041s09.htm>
- [18] Cálculo de Recipientes a Presión. Recuperado el 13 Febrero del 2013 de <https://www.estrucplan.com.ar/Producciones/entrega.asp?IDEntrega=3063>
- [19] DIPAC[®]. (2013). Catalogo Productos De Acero. Planchas de acero inoxidable [AISI 304]. Ecuador.
- [20] Magnitudes lineales y angulares. Recuperado de: <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/fisica/cinematica/circular1/circular1.htm>.
- [21] Formulario de vigas. Disponible en: <http://www.slideshare.net/marggot696/formulario-de-vigas>
- [22] CASTILLO GANDICA, A. Universidad de Los Andes. Análisis estructural. Viga biempotrada con carga uniformemente distribuida. Recuperado de: http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/argicast/materias/materia2/CLASE_VIGAS.html

- [23] Alma de herrero. (2009). Cálculo de resistencia de vigas. Recuperado de: <http://almadeherrero.blogspot.com/2009/09/calculo-de-la-resistencia-de-una-viga.html>
- [24] Diseño de ventiladores centrífugos. Recuperado el 20 de Enero del 2014 de <http://areamecanica.wordpress.com/2012/08/05/ingenieria-mecanica-ventiladores-centrifugos/>
- [25] CENGEL, Y. y SIMBALA, J. (2007) Mecánica de fluidos. (1ra Edición en español). México: McGraw-Hill.
- [26] Características de un ventilador centrífugo. Recuperado el 20 de Enero del 2014 de http://www.unioviedo.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/ingenieria_de_fluidos/GuionCurvasVentilador.pdf
- [27] MERIAM, J. L. (1980) Estática. (2da Edición). Caracas: Editorial Reverté.
- [28] JÜTZ, H y SCHARKUS, E. (1984) Tablas de la industria metalúrgica. (2da Edición). España: Reverte Editorial S.A.
- [29] GERE, J. (2006) Mecánica de materiales. (6ta Edición). México D.F: Thomson.
- [30] NORTON, R. (2010). Diseño de Máquinaria (4^a. Edición). México: McGraw-Gill.
- [31] Información del acero inoxidable, Recuperado el 2 de marzo del 2013 de <http://www.steel.org>.
- [32] MARTIN SPROCKET & GEAR INC. Catálogo de bandas Martin. Disponible en: [http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-heaves/poleas-para-banda-v-de-martin-\(martin-v-belt-sheaves\).pdf](http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-heaves/poleas-para-banda-v-de-martin-(martin-v-belt-sheaves).pdf)
- [33] SHIGLEY, J. (2008) Diseño en ingeniería Mecánica. (8va Edición). México: McGraw-Hill.

- [34] DE CASTRO, C. Teorías de falla bajo cargas estáticas. Teoría de la Energía de Distorsión. Disponible en: <http://dim.usal.es/eps/im/roberto/cmm/Teorasdefallabajocargasestticas.pdf>
- [35] PÉREZ, A. (2006). Mecapedia-Enciclopedia Virtual de Ingeniería Mecánica: Criterios de Resistencia a fatiga. Recuperado el 18 de julio del 2013 de http://www.mecapedia.uji.es/criterio_de_Goodman.htm
- [36] JIMÉNEZ, G. (2011). Fatiga de los metales, Generalidades: Ecuaciones de diseño de fatiga. Recuperado el 18 de julio del 2013 de <http://www.monografias.com/trabajos88/fatiga-metales-generalidades/fatiga-metales-generalidades.shtml>
- [37] Alma de herrero. (2009). Cálculo de resistencia de vigas. Recuperado de: <http://almadeherrero.blogspot.com/2009/09/calculo-de-la-resistencia-de-una-viga.html>
- [38] ACEROS AREQUIPA SA. Tubo ASTM A500. Recuperado de: <http://www.acerosarequipa.com/fileadmin/templates/AcerosCorporacion/docs/TUBO-LAC-A500.pdf>
- [39] SMITH, W. (2006). Fundamentos de Ingeniería y Ciencia de los Materiales (4ta Edición). México: McGraw-Gill.
- [40] DIPAC[®]. (2013). Catálogo tubo estructural cuadrado. Recuperado el 12 de Agosto del 2013 de: http://www.dipacmanta.com/alineas.php?ca_codigo=1101
- [41] MOTT, R. L. (2006). Diseño de elementos de máquinas. (4ta Edición). México: Pearson Education.
- [42] MEDINA, J. (2013). Materiales Estructurales, Características de los principales materiales empleados en estructuras: Acero. Recuperado el 25 de junio del 2013 de <http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/seiimatest.pdf>
- [43] Catalogo de rodamientos SKF. Recuperado el 25 Agosto del 2013 de <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball->

bearing-units/y-bearing-flanged-units/cast-housing-square-flange-grub-screw-locking-for-air-handling-systems/index.html?prodid=2125517104&imperial=false

- [44] Cálculo de las cargas dinámicas del rodamiento. Recuperado el 10 de Septiembre del 2013 de <http://www.skf.com/cl/products/bearings-units-housings/bearing-units/two-bearing-units/selection-of-unit-size/calculation-of-dynamic-bearing-loads/index.html>
- [45] Manual interactivo SKF
- [46] INFORED[®]. Calculo de fusibles y protección. (2014). Recuperado el 20 de enero del 2014 de: http://ramonmar.mex.tl/850627_CALCULO-DE-FUSIBLES-Y-PROTECCION.html

ANEXOS

ANEXO 1. MANUAL DE USUARIO Y MANUAL DE MANTENIMIENTO.

MANUAL DE USUARIO

Leer las siguientes instrucciones antes de usar la máquina peladora de maní:

- ☞ Conectar la máquina a una toma de 110v.
- ☞ Encender la máquina con el botón on/off
- ☞ Antes de introducir el maní dentro de la máquina asegurarse de que la compuerta de salida este cerrada.
- ☞ Introducir el maní con cascara a través de la tolva de entrada.
- ☞ Esperar un tiempo entre 25 y 30 minutos.
- ☞ Abrirla compuerta de salida y esperar alrededor de 5 minutos mientras el maní pelado sale.
- ☞ Apagar la máquina con el botón on/off
- ☞ Una vez apagada la máquina, retirar por la compuerta de salida el maní que no haya salido.
- ☞ Si es necesario detener la máquina durante el proceso de pelado presionar el botón de on/off y la máquina se apagará.

Precauciones

No tocar ningún componente de la transmisión (bandas y poleas) mientras la máquina está en funcionamiento.

No introduzca objetos dentro de la cavidad que aloja la transmisión de la máquina.

No introduzca la mano por las compuertas delanteras o traseras de la máquina mientras la peladora se encuentre encendida.

No meta la mano dentro del cilindro mientras está girando.

Tenga cuidado de no dejar caer ningún objeto sólido dentro de la cavidad de aspiración que pueda obstruir el venterol.

Si nota alguna variación en el funcionamiento habitual de la peladora, apague la máquina y llame al técnico de mantenimiento.

MANUAL DE MANTENIMIENTO

Para que la máquina funcione adecuadamente se debe realizar un mantenimiento periódico de la misma.

Plan de mantenimiento

DESCRIPCIÓN	DIARIO	SEMANAL	MENSUAL	TRIMESTRAL	ANUAL
Poleas y bandas			x		
Motor					x
Venterol					x
Cables eléctricos	x				
Reajuste de pernos			x		
Rodamientos					x
Limpieza general de partes		x			
Vaciar funda de cascaras	x				

Lubricación

DESCRIPCION	ANUAL	LUBRICANTE
Rodamientos	x	Grasa LGHP 2
Motor-rodamientos	x	Grasa LGHP 2
Venterol-rodamientos	x	Grasa LGHP 2

ANEXO 2. CATÁLOGO DE VENTILADORES-BLOWER

Blower para la industria



Referencia	HG-120-C
Potencia	120 W
Power	110 V/ 60 Hz
Presion	7,5 KPA / 1 PSI
Q / M ³ /H	16M ³ /H / 9,4 CFM
AMP. CON CARGA MAX	2,5 AMP. /SIN 1,6 AMP
Salida	1/2"

Referencia	HG-180
Potencia	180 W
Power	110 V/ 60 Hz
Presion	9 Kpa / 1,30 PSI
Q / M ³ /H	20M ³ /H / 11,7 CFM
AMP. CON CARGA MAX	3,1AMP./SIN 1.8 AMP
Salida	1"

Referencia	HG-250C
Potencia	250 W
Power	110 V/ 60 HZ
Presion	12 KPA / 1,7 PSI
Q / M ³ /H	35 M ³ /H/20 CFM
AMP. CON CARGA MAX	3.8 AMP. / SIN 2.1 AMP
Salida	1"



Referencia	HG-370C
Potencia	1/2 H.P.
Power	110V/60 HZ 220V/60 HZ
Presion	12 KPA / 1,7 PSI
Q / M ³ /H	60 M ³ /H / 35 CFM
AMP. CON CARGA MAX	3.3AMP./SIN 1.8AMP 6.8AMP./SIN 3.5AMP
Salida	1,1/4"

Referencia	HG-550C2
Potencia	3/4 H.P.
Power	110 V/ 60 Hz
Presion	15 Kpa / 2,1 PSI
Q / M ³ /H	95m ³ / h / 55 CFM
AMP. CON CARGA MAX	9.6AMP./SIN 4.9AMP
Salida	1"



Referencia	HG-750C2
Potencia	1 H.P.
Power	110V/ 60 HZ 220V/ 60 Hz
Presion	18 Kpa / 2,61 PSI 20 Kpa / 2,61 PSI
Q / M ³ /H	110 m ³ / h / 64 CFM
AMP. CON CARGA MAX	5.5AMP/SIN 2.8AMP. 11.5AMP./SIN 6.7AMP.
Salida	1,1/2"

Referencia	HG-1100C2
Potencia	1.5 H.P.
Power	220V/ 60HZ- Mon/Trif.
Presion	26 Kpa /3,77 PSI
Q / M ³ /H	135 m ³ /h / 79 CFM
AMP. CON CARGA MAX	9AMP. /SIN 5.0 AMP.
Salida	1,1/2"

ANEXO 3. CATALOGO BANDAS



Distancia Nominal entre Centros y Factor de Conexión por Longitud y Arco												Combinación de Poleas		Relación de Velocidad
Designación de Largo de Banda AJXX												Metriz D.P.	Impulsada D.P.	
55	60	68	75	80	85	90	96	105	112	120	128			
—	—	—	—	—	—	—	—	21.7	25.8	30.0	34.3	6.6	29.6	4.48
—	—	15.8	19.8	22.3	24.9	27.5	30.8	35.2	38.7	42.8	46.8	4.0	18.0	4.50
—	—	—	—	—	16.9	19.8	23.1	27.9	31.6	35.8	39.9	5.4	24.6	4.56
11.6	14.4	18.7	22.4	25.0	27.6	30.1	33.2	37.7	41.3	45.3	49.4	3.4	15.6	4.59
—	—	—	—	—	—	—	—	21.8	25.8	30.1	34.4	6.4	29.6	4.62
0.76	0.83	0.90	0.94	0.97	0.99	1.01	1.04	1.07	1.09	1.11	1.13			
—	—	13.8	17.8	20.5	23.2	25.8	28.9	33.6	37.2	41.2	45.3	4.2	19.6	4.67
12.5	15.2	19.5	23.1	25.7	28.2	30.8	33.6	38.4	41.9	46.0	50.0	3.2	15.0	4.69
—	—	—	—	—	17.0	19.9	23.2	28.1	31.8	35.9	40.1	5.2	24.6	4.73
—	—	15.9	19.8	22.4	25.0	27.6	30.7	35.3	38.9	42.9	47.0	3.8	18.0	4.74
—	—	—	—	—	—	—	—	21.9	25.9	30.3	34.6	6.2	29.6	4.77
0.79	0.84	0.91	0.95	0.97	1.00	1.02	1.04	1.07	1.09	1.11	1.13			
11.7	14.6	18.9	22.5	25.1	27.7	30.2	33.3	37.9	41.4	45.5	49.5	3.2	15.6	4.87
—	—	13.9	17.9	20.6	23.3	25.9	29.1	33.7	37.3	41.4	45.4	4.0	19.6	4.90
—	—	—	—	—	17.1	20.0	23.3	28.2	31.9	36.1	40.2	5.0	24.6	4.92
—	—	—	—	—	—	—	—	22.0	26.0	30.4	34.7	5.0	29.6	4.93
12.8	15.3	19.6	23.2	25.8	28.4	30.9	34.0	38.5	42.1	46.1	50.2	3.0	15.0	5.00
0.76	0.83	0.90	0.94	0.97	0.99	1.01	1.04	1.07	1.09	1.11	1.13			
—	—	16.1	19.9	22.5	25.2	27.8	30.8	35.5	39.0	43.1	47.1	3.6	18.0	5.00
—	—	—	—	—	—	—	—	22.2	26.1	30.5	34.8	5.8	29.6	5.10
—	—	—	—	—	17.2	20.1	23.5	28.3	32.0	36.2	40.3	4.8	24.6	5.12
—	—	14.1	18.0	20.8	23.4	26.1	29.2	33.8	37.4	41.5	45.6	3.8	19.6	5.16
11.9	14.7	19.0	22.7	25.3	27.8	30.4	33.4	38.0	41.6	45.6	49.6	3.0	15.6	5.20
0.76	0.83	0.90	0.94	0.97	0.99	1.01	1.03	1.07	1.09	1.11	1.13			
—	—	16.2	20.0	22.7	25.3	27.9	31.0	35.6	39.2	43.2	47.3	3.4	18.0	5.29
—	—	—	—	—	—	—	—	22.3	26.3	30.7	34.9	5.6	29.6	5.29
—	—	—	—	—	17.3	20.2	23.6	28.5	32.2	36.3	40.5	4.6	24.6	5.35
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	24.9	7.0	37.6	5.37
—	—	14.2	18.2	20.9	23.6	26.2	29.3	34.0	37.6	41.7	45.7	3.6	19.6	5.44
0.0	0.0	0.85	0.91	0.94	0.97	0.99	1.02	1.05	1.07	1.10	1.12			
—	—	—	—	—	—	—	—	22.4	26.4	30.8	35.1	5.4	29.6	5.48
—	—	—	—	—	17.5	20.4	23.7	28.6	32.3	36.5	40.6	4.4	24.6	5.59
—	—	16.3	20.1	22.8	25.4	28.0	31.1	35.7	39.3	43.4	47.4	3.2	18.0	5.63
—	—	—	—	—	—	—	—	22.5	26.5	30.9	35.2	5.2	29.6	5.69
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25.2	6.6	37.6	5.70
0.0	0.0	0.85	0.91	0.94	0.97	0.99	1.02	1.05	1.07	1.10	1.12			
—	—	14.3	18.3	21.0	23.7	26.3	29.5	34.1	37.7	41.8	45.9	3.4	19.6	5.76
—	—	—	—	—	17.6	20.5	23.8	28.7	32.4	36.6	40.8	4.2	24.6	5.86
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25.3	6.4	37.6	5.87
—	—	—	—	—	—	—	—	22.6	26.6	31.0	35.3	5.0	29.6	5.92
—	—	16.4	20.3	22.9	25.6	28.2	31.3	35.9	39.4	43.5	47.6	3.0	18.0	6.00
0.0	0.0	0.79	0.87	0.91	0.95	0.97	1.00	1.04	1.06	1.09	1.11			
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25.4	6.2	37.6	6.06
—	—	14.4	18.4	21.2	23.8	26.5	29.6	34.3	37.9	41.9	46.0	3.2	19.6	6.12
—	—	—	—	—	17.7	20.6	24.0	28.8	32.6	36.7	40.9	4.0	24.6	6.15
—	—	—	—	—	—	—	—	22.8	26.8	31.2	35.5	4.8	29.6	6.17
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25.5	6.0	37.6	6.27
0.0	0.0	0.79	0.87	0.91	0.95	0.97	1.00	1.04	1.06	1.09	1.11			
—	—	—	—	—	—	—	—	22.9	26.9	31.3	35.6	4.6	29.6	6.43
—	—	—	—	—	17.8	20.7	24.1	29.0	32.7	36.9	41.0	3.8	24.6	6.47
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25.6	5.8	37.6	6.48
—	—	14.5	18.5	21.3	24.0	26.6	29.7	34.4	38.0	42.1	46.2	3.0	19.6	6.53
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25.7	5.6	37.6	6.71
0.0	0.0	0.78	0.87	0.91	0.94	0.97	1.00	1.04	1.06	1.09	1.11			
—	—	—	—	—	—	—	—	23.0	27.0	31.4	35.7	4.4	29.6	6.73
—	—	—	—	—	17.9	20.9	24.2	29.1	32.8	37.0	41.2	3.6	24.6	6.83
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25.9	5.4	37.6	6.96
—	—	—	—	—	—	—	—	23.1	27.1	31.5	35.9	4.2	29.6	7.05
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	26.0	5.2	37.6	7.23
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.82	0.88	0.93	0.99	1.02	1.05	1.08			

PARA TAMAÑOS DE BANDA NO INDICADOS, INTERPOLE PARA OBTENER DISTANCIAS ENTRE CENTROS ADICIONALES.



Selección de Transmisión en Existencia **A**

Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco												Combinación de Poleas		Relación de Velocidad
Designación de Largo de Banda AXXX												Metric S.P.	Imperial S.P.	
55	60	65	75	80	85	90	95	105	112	120	130	Metric S.P.	Imperial S.P.	Relación de Velocidad
—	—	—	—	—	—	—	—	21.7	25.6	30.0	34.3	6.6	29.6	4.48
—	—	15.8	19.8	22.3	24.9	27.5	30.6	35.2	39.7	42.8	46.8	4.0	18.0	4.50
—	—	—	—	—	16.9	19.8	23.1	27.9	31.6	35.8	39.9	5.4	24.8	4.58
11.6	14.4	18.7	22.4	25.0	27.6	30.1	33.2	37.7	41.3	45.3	49.4	3.4	15.6	4.59
—	—	—	—	—	—	—	—	21.8	25.8	30.1	34.4	6.4	29.6	4.62
0.78	0.83	0.90	0.94	0.97	0.99	1.01	1.04	1.07	1.09	1.11	1.13			
—	—	13.8	17.8	20.5	23.2	25.8	28.9	33.6	37.2	41.2	45.3	4.2	19.6	4.67
12.5	15.2	19.5	23.1	25.7	28.2	30.8	33.8	38.4	41.9	46.0	50.0	3.2	15.0	4.69
—	—	—	—	—	17.0	19.9	23.2	28.1	31.8	35.9	40.1	5.2	24.8	4.73
—	—	15.9	19.8	22.4	25.0	27.6	30.7	35.3	38.9	42.9	47.0	3.8	18.0	4.74
—	—	—	—	—	—	—	—	21.9	25.9	30.3	34.6	6.2	29.6	4.77
0.79	0.84	0.91	0.95	0.97	1.00	1.02	1.04	1.07	1.09	1.11	1.13			
11.7	14.6	18.9	22.5	25.1	27.7	30.2	33.3	37.9	41.4	45.5	49.5	3.2	15.6	4.87
—	—	13.9	17.9	20.6	23.3	25.9	29.1	33.7	37.3	41.4	45.4	4.0	19.6	4.90
—	—	—	—	—	17.1	20.0	23.3	28.2	31.9	36.1	40.2	5.0	24.8	4.92
12.8	15.3	19.6	23.2	25.8	28.4	30.9	34.0	38.5	42.1	46.1	50.2	3.0	15.0	4.93
—	—	—	—	—	—	—	—	22.0	26.0	30.4	34.7	5.0	29.6	4.93
—	—	—	—	—	—	—	—	21.9	25.9	30.3	34.6	6.2	29.6	5.00
0.78	0.83	0.90	0.94	0.97	0.99	1.01	1.04	1.07	1.09	1.11	1.13			
—	—	16.1	19.9	22.5	25.2	27.8	30.8	35.5	39.0	43.1	47.1	3.6	18.0	5.00
—	—	—	—	—	—	—	—	22.2	26.1	30.5	34.8	5.8	29.6	5.10
—	—	—	—	—	17.2	20.1	23.5	28.3	32.0	36.2	40.3	4.8	24.8	5.12
—	—	14.1	18.0	20.8	23.4	26.1	29.2	33.8	37.4	41.5	45.6	3.8	19.6	5.16
11.9	14.7	19.0	22.7	25.3	27.8	30.4	33.4	38.0	41.6	45.8	49.6	3.0	15.6	5.20
—	—	—	—	—	—	—	—	22.3	26.3	30.7	34.9	5.8	29.6	5.29
0.78	0.83	0.90	0.94	0.97	0.99	1.01	1.03	1.07	1.09	1.11	1.13			
—	—	16.2	20.0	22.7	25.3	27.9	31.0	35.6	39.2	43.2	47.3	3.4	18.0	5.29
—	—	—	—	—	—	—	—	22.3	26.3	30.7	34.9	5.8	29.6	5.29
—	—	—	—	—	17.3	20.2	23.6	28.5	32.2	36.3	40.5	4.8	24.8	5.35
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	24.9	7.0	37.6	5.37
—	—	14.2	18.2	20.9	23.6	26.2	29.3	34.0	37.6	41.7	45.7	3.6	19.6	5.44
0.8	0.8	0.85	0.91	0.94	0.97	0.99	1.02	1.05	1.07	1.10	1.12			
—	—	—	—	—	—	—	—	22.4	26.4	30.8	35.1	5.4	29.6	5.48
—	—	—	—	—	17.5	20.4	23.7	28.6	32.3	36.5	40.6	4.4	24.8	5.59
—	—	16.3	20.1	22.8	25.4	28.0	31.1	35.7	39.3	43.4	47.4	3.2	18.0	5.63
—	—	—	—	—	—	—	—	22.5	26.5	30.9	35.2	5.2	29.6	5.69
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25.2	6.6	37.6	5.70
0.8	0.8	0.85	0.91	0.94	0.97	0.99	1.02	1.05	1.07	1.10	1.12			
—	—	14.3	18.3	21.0	23.7	26.3	29.5	34.1	37.7	41.8	45.9	3.4	19.6	5.76
—	—	—	—	—	17.6	20.5	23.8	28.7	32.4	36.6	40.8	4.2	24.8	5.86
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25.3	6.4	37.6	5.87
—	—	—	—	—	—	—	—	22.6	26.6	31.0	35.3	5.0	29.6	5.92
—	—	16.4	20.3	22.9	25.6	28.2	31.3	35.9	39.4	43.5	47.6	3.0	18.0	6.00
0.8	0.8	0.79	0.87	0.91	0.95	0.97	1.00	1.04	1.08	1.09	1.11			
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25.4	6.2	37.6	6.06
—	—	14.4	18.4	21.2	23.8	26.5	29.6	34.3	37.9	41.9	46.0	3.2	19.6	6.12
—	—	—	—	—	17.7	20.6	24.0	28.8	32.6	36.7	40.9	4.0	24.8	6.15
—	—	—	—	—	—	—	—	22.8	26.8	31.2	35.5	4.8	29.6	6.17
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25.5	6.0	37.6	6.27
0.8	0.8	0.79	0.87	0.91	0.95	0.97	1.00	1.04	1.08	1.09	1.11			
—	—	—	—	—	—	—	—	22.9	26.9	31.3	35.6	4.6	29.6	6.43
—	—	—	—	—	17.8	20.7	24.1	29.0	32.7	36.9	41.0	3.8	24.8	6.47
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25.6	5.8	37.6	6.48
—	—	14.5	18.5	21.3	24.0	26.6	29.7	34.4	38.0	42.1	46.2	3.0	19.6	6.53
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25.7	5.6	37.6	6.71
0.8	0.8	0.78	0.87	0.91	0.94	0.97	1.00	1.04	1.08	1.09	1.11			
—	—	—	—	—	—	—	—	23.0	27.0	31.4	35.7	4.4	29.6	6.73
—	—	—	—	—	17.9	20.9	24.2	29.1	32.8	37.0	41.2	3.6	24.8	6.83
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25.9	5.4	37.6	6.98
—	—	—	—	—	—	—	—	23.1	27.1	31.5	35.9	4.2	29.6	7.05
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	26.0	5.2	37.6	7.23
0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.82	0.88	0.93	0.99	1.02	1.05	1.08			

PARA TAMAÑOS DE BANDA NO INDICADOS, INTERPOLE PARA OBTENER DISTANCIAS ENTRE CENTROS ADICIONALES.

A Selección de Transmisión en Existencia



Relación de Velocidad	Combinación de Poleas		Velocidades Impulsadas y HP por Banda									Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco						
			3500 RPM Motriz			1750 RPM Motriz			1160 RPM Motriz			Designación de Largo de Banda A/AX						
	Motriz D.P.	Impuls. D.P.	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	26	31	35	38	42	46	51
												—	—	—	—	—	—	—
7.24	3.4	24.6	484	4.44	5.32	242	2.89	3.28	160	2.13	2.38	—	—	—	—	—	—	—
7.40	4.0	29.6	473	6.18	7.15	236	3.96	4.36	157	2.89	3.14	—	—	—	—	—	—	—
7.52	5.0	37.6	465	8.76	9.92	233	5.68	6.10	154	4.12	4.38	—	—	—	—	—	—	—
7.69	3.2	24.6	455	3.83	4.69	228	2.52	2.91	151	1.87	2.12	—	—	—	—	—	—	—
7.79	3.8	29.6	449	5.62	6.55	225	3.61	4.00	149	2.64	2.89	—	—	—	—	—	—	—
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO																		
7.83	4.8	37.6	447	8.28	9.40	223	5.34	5.76	148	3.87	4.13	—	—	—	—	—	—	—
8.17	4.6	37.6	428	7.78	8.85	214	5.00	5.42	142	3.63	3.89	—	—	—	—	—	—	—
8.20	3.0	24.6	427	3.20	4.04	213	2.15	2.54	141	1.61	1.86	—	—	—	—	—	—	—
8.22	3.6	29.6	426	5.04	5.94	213	3.25	3.64	141	2.38	2.63	—	—	—	—	—	—	—
8.55	4.4	37.6	410	7.27	8.30	205	4.66	5.07	136	3.38	3.64	—	—	—	—	—	—	—
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO																		
8.71	3.4	29.6	402	4.44	5.32	201	2.89	3.28	133	2.13	2.38	—	—	—	—	—	—	—
8.95	4.2	37.6	391	6.73	7.73	195	4.31	4.72	130	3.14	3.39	—	—	—	—	—	—	—
9.25	3.2	29.6	378	3.83	4.69	189	2.52	2.91	125	1.87	2.12	—	—	—	—	—	—	—
9.40	4.0	37.6	372	6.18	7.15	186	3.96	4.36	123	2.89	3.14	—	—	—	—	—	—	—
9.87	3.0	29.6	355	3.20	4.05	177	2.15	2.54	118	1.61	1.86	—	—	—	—	—	—	—
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO																		
9.89	3.8	37.6	354	5.62	6.55	177	3.61	4.00	117	2.64	2.89	—	—	—	—	—	—	—
10.44	3.6	37.6	335	5.04	5.95	168	3.25	3.64	111	2.38	2.63	—	—	—	—	—	—	—
11.06	3.4	37.6	316	4.44	5.32	158	2.89	3.28	105	2.13	2.38	—	—	—	—	—	—	—
11.75	3.2	37.6	298	3.83	4.69	149	2.52	2.91	99	1.87	2.12	—	—	—	—	—	—	—
12.53	3.0	37.6	279	3.20	4.05	140	2.16	2.54	93	1.61	1.86	—	—	—	—	—	—	—

A = BANDA-V ESTÁNDAR

AX = BANDA-V DENTADA/RANURADA

+ SI LA VELOCIDAD DE CORONA EXCEDE A LOS 6500 PIES POR MINUTO, CONSULTE A .



Capacidad Básica de Potencia HP **A**

Diámetro de Paso de la Polea (en pulgadas)						*Añada* HP por Relación de Velocidad										RPM del Eje más Rápido
5.8	6.0	6.2	6.4	6.6	7.0	1.02-1.04	1.05-1.08	1.09-1.12	1.13-1.18	1.19-1.24	1.25-1.34	1.35-1.51	1.52-1.99	2.00 o más		
4.75	4.99	5.22	5.45	5.68	6.13	0.03	0.07	0.11	0.14	0.18	0.21	0.24	0.27	0.30	1160	
6.51	6.83	7.14	7.45	7.76	8.36	0.04	0.10	0.16	0.21	0.27	0.32	0.37	0.41	0.46	1750	
9.54	9.92	10.29	10.63	10.95	11.53	0.09	0.20	0.33	0.43	0.55	0.63	0.73	0.83	0.92	3500	
0.32	0.33	0.34	0.36	0.37	0.40	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	50	
0.58	0.61	0.64	0.66	0.69	0.74	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	0.03	100	
2.37	2.48	2.59	2.71	2.82	3.04	0.01	0.03	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.12	0.13	500	
2.76	2.89	3.03	3.16	3.29	3.56	0.01	0.03	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.16	600	
3.14	3.29	3.45	3.60	3.75	4.05	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.18	700	
3.51	3.68	3.85	4.02	4.19	4.53	0.02	0.05	0.07	0.10	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21	800	
3.87	4.06	4.25	4.44	4.62	5.00	0.02	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.19	0.21	0.24	900	
4.22	4.42	4.63	4.84	5.04	5.44	0.02	0.06	0.09	0.12	0.16	0.18	0.21	0.24	0.26	1000	
4.55	4.78	5.00	5.22	5.44	5.88	0.03	0.06	0.10	0.14	0.17	0.20	0.23	0.26	0.29	1100	
4.88	5.12	5.36	5.60	5.83	6.30	0.03	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	1200	
5.20	5.45	5.71	5.96	6.21	6.71	0.03	0.07	0.12	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31	0.34	1300	
5.51	5.78	6.05	6.31	6.58	7.10	0.03	0.08	0.13	0.17	0.22	0.25	0.29	0.33	0.37	1400	
5.80	6.09	6.37	6.65	6.93	7.48	0.04	0.09	0.14	0.18	0.23	0.27	0.31	0.35	0.39	1500	
6.09	6.39	6.69	6.98	7.27	7.84	0.04	0.09	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.38	0.42	1600	
6.37	6.68	6.99	7.30	7.60	8.19	0.04	0.10	0.16	0.21	0.27	0.31	0.36	0.40	0.44	1700	
6.64	6.96	7.29	7.60	7.91	8.53	0.04	0.10	0.17	0.22	0.28	0.33	0.38	0.43	0.47	1800	
6.90	7.23	7.57	7.89	8.22	8.85	0.05	0.11	0.18	0.23	0.30	0.34	0.40	0.45	0.50	1900	
7.15	7.49	7.84	8.17	8.50	9.15	0.05	0.12	0.19	0.25	0.31	0.36	0.42	0.47	0.52	2000	
7.39	7.74	8.09	8.44	8.78	9.44	0.05	0.12	0.20	0.26	0.33	0.38	0.44	0.50	0.55	2100	
7.62	7.98	8.34	8.69	9.04	9.71	0.05	0.13	0.21	0.27	0.34	0.40	0.46	0.52	0.58	2200	
7.83	8.21	8.57	8.93	9.28	9.96	0.06	0.13	0.22	0.28	0.36	0.42	0.48	0.54	0.60	2300	
8.04	8.42	8.79	9.16	9.51	10.20	0.06	0.14	0.22	0.29	0.38	0.44	0.50	0.57	0.63	2400	
8.42	8.81	9.19	9.57	9.93	10.62	0.06	0.15	0.24	0.32	0.41	0.47	0.54	0.61	0.68	2600	
8.76	9.15	9.54	9.91	10.28	10.97	0.07	0.16	0.26	0.34	0.44	0.51	0.59	0.66	0.73	2800	
9.04	9.44	9.83	10.20	10.56	11.23	0.07	0.17	0.28	0.37	0.47	0.54	0.63	0.71	0.78	3000	
9.28	9.68	10.06	10.43	10.77	11.42	0.08	0.18	0.30	0.39	0.50	0.58	0.67	0.76	0.84	3200	
9.47	9.86	10.23	10.58	10.91	11.51	0.08	0.20	0.32	0.42	0.53	0.62	0.71	0.80	0.89	3400	
9.60	9.98	10.33	10.66	10.97	11.52	0.09	0.21	0.34	0.44	0.56	0.65	0.75	0.85	0.94	3600	
9.67	10.03	10.37	10.67	10.96	11.43	0.09	0.22	0.36	0.47	0.59	0.69	0.80	0.90	0.99	3800	
9.69	10.02	10.33	10.61	10.85	11.24	0.10	0.23	0.37	0.49	0.63	0.73	0.84	0.94	1.05	4000	
9.64	9.95	10.22	10.46	10.66	10.95	0.10	0.24	0.39	0.52	0.66	0.76	0.88	0.99	1.10	4200	
9.53	9.80	10.04	10.23	10.38	10.55	0.11	0.25	0.41	0.54	0.69	0.80	0.92	1.04	1.15	4400	
9.36	9.59	9.77	9.91	10.00	10.04	0.11	0.26	0.43	0.57	0.72	0.83	0.96	1.09	1.20	4600	
9.11	9.29	9.42	9.50	9.52	9.41	0.12	0.28	0.45	0.59	0.75	0.87	1.01	1.13	1.25	4800	
8.80	8.92	8.99	8.99	8.94	8.65	0.12	0.29	0.47	0.61	0.78	0.91	1.05	1.18	1.31	5000	

ANEXO 4. PLANOS

ANEXO 4.1 PLANOS DE LA MÁQUINA

ANEXO 4.2 PLANO ELÉCTRICO