

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA



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

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA REBANADORA DE
BANANO VERDE PARA PRODUCTORES ARTESANALES DE
FRITURAS.**

AUTOR: QUINCHE FARINANGO DARWIN PATRICIO

DIRECTOR: ING. CARLOS VILLARREAL

IBARRA – ECUADOR

JULIO 2014



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo de grado "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA REBANADORA DE BANANO VERDE PARA PRODUCTORES ARTESANALES DE FRITURAS", fue desarrollado por el egresado Quinche Farinango Darwin Patricio, bajo mi supervisión, por lo cual certifico a la verdad.

A handwritten signature in blue ink, which appears to read 'Carlos Alfonso Villareal Bolaños', is written over a horizontal line.

Ing. Villareal Bolaños Carlos Alfonso

DIRECTOR



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	172128923-7
Apellidos y Nombres	Quinche Farinango Darwin Patricio
Email	darwin-q@hotmail.com
Teléfono Móvil	0992300364

DATOS DEL CONTACTO	
Título	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA REBANADORA DE BANANO VERDE PARA PRODUCTORES ARTESANALES DE FRITURAS
Autor	Quinche Farinango Darwin Patricio
Fecha	21 de julio del 2014
Programa	Pregrado
Título por el que se aspira	Ingeniero en Mecatrónica

Firma: _____

Nombre: Quinche Farinango Darwin Patricio

Cedula: 172128923-7

Ibarra, a los 21 días del mes de julio del 2014

2.- AUTORIZACIÓN USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, Quinche Farinango Darwin Patricio, con cédula de identidad N° 172128923-7, en calidad de autor 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.

Firma: _____



Nombre: Quinche Farinango Darwin Patricio

Cedula: 172128923-7

Ibarra, a los 21 días del mes de julio del 2014



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

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

Yo, Quinche Farinango Darwin Patricio, con cédula de identidad 172128923-7, manifiesto mi voluntad de conferir a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador en los artículos 4, 5 y 6, en calidad de autor del trabajo de grado denominado "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA REBANADORA DE BANANO VERDE PARA PRODUCTORES ARTESANALES DE FRITURAS" que ha sido desarrollado para la obtención del título de Ingeniero en Mecatrónica, quedando la universidad adjudicada 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 y la entrega del trabajo final en el formato impreso y digital a la biblioteca de la Universidad Técnica del Norte.

Firma:

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Darwin Patricio Quinche Farinango', is written over a horizontal line.

Nombre: Quinche Farinango Darwin Patricio

Cedula: 172128923-7

Ibarra, a los 21 días del mes de julio del 2014.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CONSTANCIA

Yo, QUINCHE FARINANGO DARWIN PATRICIO, manifiesto que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto la obra es original y que soy la titular de los derechos patrimoniales, por lo que asumo la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá en defensa de la Universidad Técnica Del Norte en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 21 días del mes de julio de 2014

EL AUTOR: ACEPTACIÓN:

Firma: _____

A handwritten signature in blue ink, which appears to be 'Darwin Patricio Quinche Farinango', is written over a horizontal line. The signature is somewhat stylized and is circled in blue ink.

Nombre: Quinche Farinango Darwin Patricio

Cedula: 172128923-7

DEDICATORIA

A mí amada madre Orestila (+) por saberme inculcar valores y principios cuando la tuve presente, ya que fueron fundamentales para seguir siempre adelante y nunca decaer a pesar de las dificultades y adversidades que día a día se presentan.

A mi padre querido Plutarco y su esposa Águeda por apoyarme incondicionalmente durante toda mi formación académica ya que sin su apoyo no hubiese podido culminar mis estudios.

A mis hermanos Cristina, Gabriela, Orestila y Cristian por estar siempre pendientes y ser un motivo por el cual seguir adelante.

A mis abuelitos Lutgardo, Rosa y mi querida tía Gloria por su ayuda incondicional gracias por brindarme su apoyo con cariño y amor.

Quinche Farinango Darwin Patricio

AGRADECIMIENTO

Como fuente de inspiración y como ejemplo a seguir en primera instancia agradezco de todo corazón a mi padre querido Plutarco por brindarme todo su apoyo incondicional.

Agradezco a toda mi familia por brindarme la oportunidad de conocer el significado de una familia unida, gracias a todos por estar siempre pendientes.

Como no agradecer a mi amada novia Mayra por ayudarme, impulsarme y ser parte fundamental en la realización de este trabajo.

Quiero manifestar mis más sinceros agradecimientos al Ingeniero Fernando Echeverría y en especial al Ingeniero Carlos Villarreal por sus importantes pautas para culminar el presente trabajo de grado permitiéndome alcanzar una de mis metas trazadas.

Quinche Farinango Darwin Patricio

ÍNDICE DE CONTENIDO

PORTADA.....	I
DEDICATORIA.....	VII
AGRADECIMIENTO.....	VIII
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XV
ÍNDICE DE ANEXOS.....	XVII
RESUMEN.....	XVIII
ABSTRACT.....	XIX
PRESENTACIÓN.....	XX
CAPÍTULO I.....	1
GENERALIDADES.....	1
1.1 ANTECEDENTES DEL REBANADO DE BANANO VERDE.....	1
1.2 CORTE DE CHIFLES.....	2
1.2.1 CARACTERÍSTICAS DE ELABORACIÓN DE CHIFLES.....	2
1.3 PARÁMETROS DE DISEÑO DE LA MÁQUINA.....	2
1.3.1 DESCRIPCIÓN DE LAS TAREAS A REALIZAR POR LA MÁQUINA.....	2
1.3.2 PARÁMETROS DE DISEÑO.....	3
1.3.3 OPERACIÓN.....	3
1.3.4 MANTENIMIENTO.....	4
1.3.5 FIABILIDAD.....	4
1.3.6 CRITERIOS DE DISEÑO.....	5
1.4 MATERIALES A UTILIZAR.....	7
1.4.1 MATERIALES.....	7
1.4.2 SELECCIÓN DE MATERIALES.....	8
1.4.2.1 Aceros inoxidables.....	9
1.4.2.2 Ángulos L.....	14
1.4.2.3 Acero para el eje de transmisión.....	15
CAPÍTULO II.....	17
DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS.....	17
2.1 ALTERNATIVAS DE DISEÑO DE REBANADORAS DE BANANO.....	17
2.1.1 TIPOS DE REBANADORAS DE BANANO VERDE.....	18
2.1.1.1 Rebanador de Eje Vertical.....	18

2.1.1.2	Rebanador de Eje Horizontal	20
2.2	SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA.....	21
2.3	ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO DE COMPONENTES.....	22
2.3.1	PARÁMETROS MECÁNICOS DEL DISEÑO	23
2.3.1.1	Sistemas de Transmisión Mecánica.....	23
2.3.1.2	Correas de transmisión	25
2.3.1.3	Rodamientos	26
2.3.1.4	Sistema de corte.....	29
2.3.1.5	Sistema de avance autónomo	29
CAPÍTULO III		31
DISEÑO Y CÁLCULOS DE LOS SISTEMAS.....		31
3.1	SISTEMA DE CORTE	31
3.1.1	DETERMINACIÓN DE LA FUERZA Y RESISTENCIA DE CORTE	31
3.1.2	DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE.....	35
3.1.2.1	Cálculos del disco porta cuchillas.....	36
3.1.2.2	Cálculos de la unión empernada	42
3.1.2.3	Dimensiones consideradas en las cuchillas	43
3.1.2.4	Análisis de fatiga de las cuchillas	47
3.1.2.4	Análisis de las cuchillas mediante CAD Inventor Professional	52
3.2	DISEÑO DEL EJE	55
3.2.1	DISEÑO DEL EJE MEDIANTE ANÁLISIS ESTÁTICO UTILIZANDO INVENTOR PROFESSIONAL CAD	55
3.2.2	CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE MEDIANTE UN ANÁLISIS DINÁMICO	62
3.2.2.1	Determinación de esfuerzo alternante y esfuerzo medio para calcular el factor de seguridad a través de la teoría de falla de Goodman.....	64
3.3	CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR	67
3.4	SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR BANDAS	69
3.4.1	DETERMINACIÓN DE LAS RPM NECESARIAS PARA OBTENER UN BUEN PRODUCTO CON MUY BUENA CALIDAD	69
3.4.2	SELECCIÓN DE LA BANDA Y POLEAS	72
3.4.2.1	Cálculos de diámetros y revoluciones requeridos	73
3.4.2.2	Factor de ángulo de contacto (C_1).....	73
3.4.2.3	Factor de carga (C_2)	74
3.4.2.4	Relación de transmisión	74
3.4.2.5	Desarrollo de referencia de la correa	75
3.4.2.6	Factor de desarrollo (C_3)	75
3.4.2.7	Número de correas.....	76

3.4.2.8	Cálculo de la velocidad de la banda.....	77
3.5	SELECCIÓN DE LAS CHUMACERAS A UTILIZAR.....	78
3.6	ESTRUCTURA METÁLICA.....	81
3.6.1	ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA METÁLICA.....	82
3.6.1.1	Análisis de fatiga de la viga.....	85
3.6.2	ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA METÁLICA MEDIANTE INVENTOR PROFESSIONAL CAD.....	88
3.7	SISTEMA DE AVANCE AUTÓNOMO.....	92
3.7.1	RESORTE UTILIZADO EN LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.....	93
3.6.1.1	Cálculos del Resorte de Extensión.....	95
3.7.2	DISEÑO DEL RESORTE UTILIZANDO CAD INVENTOR PROFESSIONAL	97
 CAPÍTULO IV		 99
CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA.....		99
4.1	CONSTRUCCIÓN.....	99
4.1.1	MÁQUINAS Y EQUIPO.....	99
4.1.2	HERRAMIENTAS.....	100
4.1.3	INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN.....	100
4.1.4	EQUIPOS DE SEGURIDAD.....	100
4.2	PROCEDIMIENTO DE FABRICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA.....	101
4.3	MONTAJE.....	103
4.4	RESULTADOS OBTENIDOS.....	104
4.4.1	FUERZA NECESARIA PARA EL CORTE.....	104
4.4.2	REVOLUCIONES ÓPTIMAS A TRABAJAR.....	105
4.4.2.1	Pruebas realizadas en base a la calidad obtenida de las rebanadas de banano verde.....	106
4.4.2.2	Pruebas realizadas en base a la producción de las rebanadas de banano verde.....	109
4.4.3	COMPARACIÓN DEL TIEMPO MEDIANTE UN REBANADO MANUAL Y MEDIANTE LA UTILIZACIÓN DE LA MÁQUINA.....	112
4.5	ANÁLISIS ECONÓMICO.....	113
4.5.1	COSTO DE MATERIALES.....	113
4.5.1.1	Estructura de la máquina.....	113
4.5.1.2	Sistema de corte.....	114
4.5.1.3	Sistema de transmisión.....	114
4.5.1.4	Materiales eléctricos.....	114
4.5.1.5	Materiales Adicionales.....	115
4.5.2	COSTOS DE FABRICACIÓN.....	115

4.5.2.1	Estructura	115
4.5.2.2	Sistema de corte.....	116
4.5.2.3	Sistema transmisión	116
4.5.2.4	Costo de mecánico guía.....	116
4.5.2.5	Costos totales de fabricación	117
4.5.3	CALCULO DEL VAN Y DEL TIR	117
CAPÍTULO V		119
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		119
5.1	CONCLUSIONES	119
5.2	RECOMENDACIONES.....	120
BIBLIOGRAFÍA		122
ANEXOS		124

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1:	Rebanado de chifles de forma manual.....	1
------------------	--	---

Figura 2: Chifles a elaborar	2
Figura 3: Ángulo en L en CAD Inventor Professional	15
Figura 4: Eje de transmisión en CAD Inventor Professional.....	16
Figura 5: Esquema de Rebanador de eje vertical.....	19
Figura 6: Esquema de Rebanador de eje horizontal	21
Figura 7: Tendencia de fuerza para rebanar banano verde	33
Figura 8: Disco porta cuchillas en Inventor Professional	35
Figura 9: Disco porta cuchillas con los tipos de arreglos de bananos verdes	36
Figura 10: Corte transversal del disco porta cuchillas	37
Figura 11: Comportamiento de la fuerza de corte sobre el banano.....	38
Figura 12: Esquema de fuerzas que actúan en el disco porta cuchillas	40
Figura 13: Dimensiones del disco de corte.....	41
Figura 14: Diseño de Cuchilla rebanadora en Inventor Professional.....	45
Figura 15: Dimensiones de las cuchillas	45
Figura 16: Fuerzas aplicadas en la cara de la cuchilla.....	46
Figura 17: Parámetros de factor de condición superficial.....	48
Figura 18: Tensión en la cuchilla según Von Mises	53
Figura 19: Coeficiente de Seguridad de la cuchilla	54
Figura 20: Resumen de resultados de la cuchilla rebanadora.....	54
Figura 21: Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión	55
Figura 22: Distribución de fuerzas que actúan en el eje.....	56
Figura 23: Distribución de torque que actúan sobre el eje	57
Figura 24: Diagrama de la fuerza de corte en el plano Y-Z.....	57
Figura 25: Diagrama del Momento Flector en el plano Y-Z.....	58
Figura 26: Diagrama de tensión de torsión	58
Figura 27: Circulo de Mohr.....	60
Figura 28: Diagrama del diámetro ideal mediante Inventor Professional CAD.....	67
Figura 29: Parámetros de factor de condición superficial.....	74
Figura 30: Factor de Desarrollo de la correa	76
Figura 31: Características de la chumacera a utilizar.....	79
Figura 32: Rodamiento en Inventor Professional.	80

Figura 33: Estructura de la máquina diseñada en CAD Inventor Profesional.....	82
Figura 34: Diagrama de fuerzas de la viga.....	83
Figura 35: Diagrama de Cortes y Momentos de la viga	84
Figura 36: Fuerzas actuantes sobre la estructura	89
Figura 37: Desplazamiento de la estructura	89
Figura 38: Tensión de Von Mises de la estructura	90
Figura 39: Factor de seguridad de la estructura.....	91
Figura 40: Resumen de los datos obtenidos de la simulación con carga	92
Figura 41: Cámara para la alimentación de los bananos verdes.....	93
Figura 42: Resorte helicoidal cilíndrico sección transversal circular.....	94
Figura 43: Resorte helicoidal cilíndrico para trabajo a tracción	94
Figura 44: Diseño del resorte en CAD Inventor Professional	98
Figura 45: Fuerza necesaria para el rebanado del banano verde	104
Figura 46: Relación entre calidad y producción en base a las RPM	105
Figura 47: Revoluciones a las que se puede trabajar	106
Figura 48: Número de rebanadas con defectos entre 50 y 200 RPM.....	107
Figura 49: Número de rebanadas con defectos entre 205 y 280 RPM.....	107
Figura 50: Número de rebanadas con defectos entre 285 y 350 RPM.....	108
Figura 51: Número de rebanadas con defectos entre 355 y 365 RPM.....	108
Figura 52: Número de rebanadas con defectos entre 50 y 200 RPM.....	109
Figura 53: Número de rebanadas con defectos entre 205 y 250 RPM.....	110
Figura 54: Número de rebanadas con defectos entre 255 y 365 RPM.....	110
Figura 55: Producto obtenido mediante un trabajo a 273 RPM.....	111
Figura 56: Comparación de rebanado manual y mediante la utilización de la máquina rebanadora	112

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Propiedades mecánicas del acero inoxidable	9
Tabla 2: Ventajas del acero Inoxidable.....	9
Tabla 3: Principales elementos de aleación del acero inoxidable y su influencia.	11
Tabla 4: Limpieza y Mantenimiento del Acero Inoxidable.....	12
Tabla 5: Métodos de limpieza del acero inoxidable	13
Tabla 6: Especificaciones generales de los ángulos L	14
Tabla 7: Propiedades mecánicas del acero estructural ASTM A36	14
Tabla 8: Especificaciones generales del eje de transmisión.....	15
Tabla 9: Propiedades mecánicas del acero AISI 304	16
Tabla 10: Matriz de decisión de tipos de transmisión	24
Tabla 11: Sistema de transmisión elegido	24
Tabla 12: Matriz de decisión de correas	26
Tabla 13: Tipo de correa a utilizar	26
Tabla 14: Matriz de decisión de rodamientos.	28
Tabla 15: Tipo de rodamientos a utilizar	28
Tabla 16: Matriz de decisión de tipos de avance autónomo	30
Tabla 17: Tipo de avance a utilizar	30
Tabla 18: Diámetros de bananos verdes y fuerza necesaria para el corte	31
Tabla 19: Factores que modifican la Carga	50
Tabla 20: Factor de temperatura	50
Tabla 21: Factor de Seguridad del eje para diferentes tipos de diámetros	61
Tabla 22: Características del motor a utilizar.....	68
Tabla 23: Comparación entre RPM-Producción y calidad de rebanado	70
Tabla 24: Coeficiente de Seguridad (Coeficiente de Cálculo).....	81
Tabla 25: Procedimiento de la fabricación de la rebanadora de banano verde	101
Tabla 26: Costo de material para la estructura de la máquina	113
Tabla 27: Costo de materiales para el sistema de corte.....	114
Tabla 28: Costo de materiales para el sistema de transmisión.....	114

Tabla 29: Costo de materiales eléctricos.....	114
Tabla 30: Costo de materiales adicionales.....	115
Tabla 31: Costo de mano de obra de la estructura.....	115
Tabla 32: Costo de fabricación del sistema de corte.....	116
Tabla 33: Costo de fabricación del sistema de transmisión.....	116
Tabla 34: Costo de mecánico guía.....	116
Tabla 35: Costos totales de fabricación.....	117
Tabla 36: Cálculo del VAN y del TIR.....	117
Tabla 37: Mantenimiento de los componentes de la máquina.....	149

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1	125
ANEXO 2	136
ANEXO 3	145
ANEXO 4	147
ANEXO 5	150

RESUMEN

La elaboración del presente documento es el diseño y construcción de una máquina rebanadora de banano verde para productores artesanales de frituras. La empresa “CONFROYVAL” situada en la Parroquia de Juan Montalvo cantón Cayambe es quien financia la construcción de la máquina rebanadora de banano verde.

La máquina consta de cuatro partes principales las cuales son: sistema de rebanado, sistema de transmisión, sistema de reducción de la velocidad y el sistema de avance. El propósito del diseño y construcción de esta máquina es optimizar el tiempo, la inocuidad del alimento, y la producción de chifles de banano verde para la empresa antes mencionada.

Para esto en primera instancia se diseñó las partes de la máquina utilizando el CAD Inventor Profesional 3D para tener un enfoque geométrico de las piezas a utilizar y avalar una correcta utilización de los elementos. Seguido de esto se realizó el diseño mecánico, los resultados fueron comparados con los datos de las simulaciones que se realizaron en el programa virtual verificando la veracidad del diseño para su posterior construcción de las piezas, seguido se procedió a ensamblar y juntar las partes con las que consta la máquina rebanadora de banano verde.

Comparando un rebanado entre la utilización de la máquina y un rebanado manual; se obtiene mayor velocidad de rebanado, productos más limpios, proceso de rebanado seguro debido a que se evita tener cortes en los dedos o manos de las personas dedicadas a esta labor.

La máquina realiza rebanadas con un espesor de 1 a 2,7 mm aproximadamente, aumentando la cantidad y calidad sin dejar a un lado la parte de la inocuidad del producto final, satisfaciendo las necesidades por las cuales fue diseñada.

ABSTRACT

The preparation of this paper is the design and construction of a green banana slicing machine for Fry artisan producers. The Company "CONFRYVAL" situated in the Parish of Juan Montalvo Canton Cayambe is funding the construction of green banana slicer.

The machine consists of four main parts which are: sliced system, transmission system, reducing system speed and system development. The purpose of the design and construction of this machine is to optimize the time, food safety and production chifles green bananas for the aforementioned company.

For parts of this machine was designed in the first instance using the Inventor 3D CAD Professional to have a geometric approach of the parts to use and endorse a proper use of the elements used. Following this mechanical design was performed , the results were compared with data from the simulations were performed in the virtual program verifying the accuracy of design for subsequent construction of the pieces , followed proceeded to assemble and join parts with the slicing machine consisting of green bananas.

Comparing a sliced between using the slicing machine and a hand; with the use of the slicing machine faster , cleaner products , sliced insurance process because it avoids having cut fingers or hands of those engaged in this work is obtained.

The machine performs slices with a thickness of 1 to about 2.7 mm, increasing the quantity and quality without leaving aside the safety of the final product, meeting the needs for which it was designed.

PRESENTACIÓN

En la empresa “CONFRYVAL” del Sr. Luis Chimarro, se dedican a la elaboración de distintas frituras una de ellas es la elaboración de chifles de banano verde que se distribuyen en diferentes ciudades como: Cayambe, Pedro Moncayo, y parte norte de la ciudad de Quito.

En el proceso de fabricación de chifles se tiene problemas como: un excesivo tiempo de rebanado, un corte defectuoso de las rodajas, riesgos de corte debido a la exposición directa con partes filas de los instrumentos dedicados a este fin, a todo esto se le suma la manipulación directa del producto.

El proyecto que se presenta a continuación optimizará el proceso del rebano de banano verde estableciendo un mecanismo seguro que proporcione el aumento en la producción en un menor tiempo, con un espesor de corte uniforme, una mayor higiene y mejorando los ingresos económicos a la empresa.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1 ANTECEDENTES DEL REBANADO DE BANANO VERDE

El Ecuador posee gran riqueza y variedad de productos agrícolas, especialmente de frutas, gracias a que posee privilegios climáticos y geográficos, es por esto que es uno de los principales exportadores de banano en el mundo con un sin número de empresas dedicadas a este fin.

Teniendo en cuenta el desarrollo personal y creando actividades productivas exitosas en el rumbo alimenticio, dentro del marco de una cultura familiar que va de generación en generación, se realiza la elaboración de chifles para la venta en el mercado con una buena acogida, en la actualidad el proceso de rebanado del banano verde se realiza casi en su totalidad de forma manual con inconvenientes tales como: pérdida de tiempo en el proceso, un corte defectuoso, molestias tanto físicas como ergonómicas que al realizar con frecuencia se ven reflejadas con molestias en la salud, riesgos de corte debido a la exposición directa con partes filas de los instrumentos dedicados al rebanado, a todo esto se le suma la manipulación constante del producto.

Es por esto que se ha visto la necesidad de realizar la implementación de una máquina prototipo rebanadora de banano verde la cual logra beneficiar en gran escala la ejecución de esta actividad.



Figura 1: Rebanado de chifles de forma manual

Fuente: Autor

1.2 CORTE DE CHIFLES

1.2.1 CARACTERÍSTICAS DE ELABORACIÓN DE CHIFLES

La exigencia del consumidor hoy en día es muy alto esto hace que cada vez se mejoren las características del chifle de banano verde como excelente sabor, altamente nutritivo y saludable, textura fina y fresco todas estas cosas hacen que el producto tenga una mayor aceptación en el mercado.

Con la elaboración de la máquina se permite contribuir a mejorar una de las principales características que es la textura debido a que se realiza un rebanado delgado manteniendo un espesor relativamente uniforme de las rebanadas en un menor tiempo conservando las propiedades del banano sin dejar a un lado la parte de inocuidad del producto y seguridad de las personas al momento del rebanado del chifle.



Figura 2: Chifles a elaborar

Fuente: http://www.rpp.com.pe/embarque-chifles-exportacion-rusia-noticia_467964.html
(2013)

1.3 PARÁMETROS DE DISEÑO DE LA MÁQUINA

1.3.1 DESCRIPCIÓN DE LAS TAREAS A REALIZAR POR LA MÁQUINA

Las principales funciones de la máquina van a estar encaminadas para realizar trabajos bajo los requerimientos de la empresa que son los siguientes:

- Conseguir una mayor cantidad de rebanadas de chifles en un menor tiempo.

- Obtener un rebanado de manera ágil y sencilla evitando tener molestias físicas que habitualmente se las tenía al realizar esta actividad de forma manual.
- Lograr un excelente rebanado minimizando los riesgos de sufrir cortes al realizar el rebanado.
- Contar con un sistema que permita el avance autónomo del producto hacia las cuchillas para su posterior rebanado.

1.3.2 PARÁMETROS DE DISEÑO

Los parámetros de diseño y construcción de la máquina rebanadora de banano verde son descripciones que debe cumplir la máquina y se encuentran establecidas por particularidades esenciales que se detallan a continuación.

Las cuchillas que rebanan el banano verde deben contar con un reducido deterioro del filo garantizando un corte adecuado del producto, además, deberá ser de un material capaz de no causar daño alguno a las personas que consuman el producto, puesto que van a estar en contacto directo con el alimento cumpliendo con las normas ISO 22000 correspondiente al Sistema de Gestión de Inocuidad de los Alimentos.

Otros parámetros importantes a tener en cuenta son los siguientes:

- La máquina debe utilizar un reducido espacio físico.
- Evitar tener un desperdicio del producto por un rebanado defectuoso.
- Las revoluciones por minuto (RPM) deben ser constantes permitiendo tener una revisión eficiente del rebanado.
- El proceso de operación de la máquina debe de ser sencillo y realizable por cualquier operador.
- Debe cumplir con normas de seguridad industrial que garanticen que el operador no ponga en peligro su integridad.

1.3.3 OPERACIÓN

La operación de la máquina va a ser de fácil maniobrabilidad, las actividades a

realizar en ella van a ser repetitivas facilitando una buena comprensión de la persona que la opere.

La seguridad, el funcionamiento y una larga vida útil de la misma como de sus componentes dependen de la correcta manipulación de los mismos. Es por esta razón el operador debe guiarse al procedimiento de operación de la máquina (ver Anexo 16) el mismo que consta con una guía antes, durante y después de realizar el rebanado.

1.3.4 MANTENIMIENTO

Uno de los aspectos fundamentales es la parte del mantenimiento de la máquina puesto que debe ser fácil de ejecutar y no represente costos significativos al momento de realizar las actividades de prevención de fallas, además permitir un correcto funcionamiento de la misma basándose en los siguientes aspectos:

- Las componentes a utilizar en la construcción de la misma será de fácil reposición y se encontrará con facilidad.
- Los periodos de reparaciones o cambio de piezas sean largos.
- “Contar con resistencia mecánica de las piezas y de la máquina evitando la tendencia a la fatiga y la concentración de esfuerzos, que conlleven a una falla o desgaste en un menor tiempo de las mismas y eventualmente a un proceso de reparación que no permita un funcionamiento adecuado de la máquina, significando de esta manera periodos de reparación y mantenimiento más seguidos”. (Flores, 2005).
- Para los elementos de sujeción del eje se debe buscar los componentes apropiados para evitar tener constantes periodos de lubricación seguidos.
- Dentro del plan de mantenimiento debe existir un proceso de encendido para que el operador verifique el buen funcionamiento de la máquina antes de empezar a trabajar en ella.

1.3.5 FIABILIDAD

La fiabilidad viene a ser la probabilidad que una máquina funcione adecuadamente

durante un transcurso de tiempo en condiciones adecuadas a las que fue diseñada y construida.

La fiabilidad de la máquina está dada por las siguientes particularidades:

- Vida útil.
- Capacidad de trabajo rentable.
- Fácil operación y mantenimiento.
- Largos plazos de mantenimiento.
- Mantener un sistema de mantenimiento preventivo de esta forma se minimiza un mantenimiento correctivo.

La máquina a realizar en el presente proyecto está diseñada y construida en las características anteriores por lo que; su diseño se basa en un fácil montaje y desmontaje de esta forma se efectúa la limpieza de sus partes para su próximo trabajo.

La disminución de averías en el trabajo y las duraciones de los plazos entre las reparaciones depende de las correctas operaciones y del cuidado que tenga el operador al poner en funcionamiento la máquina.

La elevación de la fiabilidad en el presente proyecto va a estar dado por el trabajo conjunto con el diseñador, constructor y operador de la misma, ya que el diseñador va a ser el encargado de verificar la vida útil de los diferentes elementos a utilizarse dependiendo el fabricante de los mismos, el constructor al realizar las partes con materiales de calidad, y el operador que tiene la responsabilidad de realizar la labor de la máquina de manera adecuada. (Flores, 2005)

1.3.6 CRITERIOS DE DISEÑO

Los criterios a tomar en cuenta para el diseño de la máquina son los siguientes:

- Componentes que cumplan con las normas de Higiene y Salubridad.
- Alta resistencia de los elementos mecánicos a utilizar.
- Elementos a utilizar de fácil reposición y recambio.
- Costos de construcción bajos.
- Facilidad de operación.
- Facilidad de mantenimiento y limpieza.
- Sistema de control del motor amigable.
- Rebanadas de banano delgadas y uniformes.
- Diseño de avance del producto confiable.
- Buena ergonomía para la manipulación del operador.
- Protecciones para el motor en caso de tensiones altas.

Al realizar el diseño de la máquina se trata de reducir el número de operaciones necesarias para el funcionamiento de la misma, es por esto que en la máquina las actividades deben limitarse en colocar los bananos pelados y listos para rebanar seguido de un reacomodo del mecanismo de avance autónomo.

Cabe recalcar que el sistema de avance autónomo al que está diseñado con un modelo fácil, sencillo y seguro tanto para el rebanado del banano como para el operador, evitando lesiones que afecte a la integridad de la persona que manipule la máquina.

Es importante tomar en cuenta a la hora del diseño seleccionar elementos que necesiten una lubricación en periodos largos y garantice un mínimo de fugas por ende contaminación del producto; por tal razón se debe seleccionar elementos que cercioren el trabajo a realizar y un producto saludable para el consumo humano.

1.4 MATERIALES A UTILIZAR

1.4.1 MATERIALES

Cuando se va a diseñar una máquina o parte de ella uno de los aspectos primordiales que el diseñador debe tener presente es el material con el que va a trabajar o va a seleccionar para la construcción, la correcta selección del material depende el éxito o el fracaso del diseño es por esto que es muy fundamental realizar la elección de forma técnica del material a utilizar o emplear en el diseño y construcción de la máquina.

Es importante tener presente el significado de norma y código para esto se toma como referencia el libro de Shigley en donde se menciona que:

Una norma es un conjunto de especificaciones para partes, materiales o procesos establecidos a fin de lograr uniformidad, eficiencia y cantidad especificadas. Uno de los propósitos importantes de una norma es poner un límite de número de artículos en las especificaciones para proporcionar un inventario razonable de herramientas, tamaños, formas y variedades.

Un código es un conjunto de especificaciones para analizar, diseñar, manufacturar y construir algo. El propósito de un código consiste en lograr un grado específico de seguridad, eficiencia, desempeño o calidad. Es importante observar que los códigos de seguridad no implican seguridad absoluta. De hecho, la seguridad absoluta es imposible de obtener. Algunas veces realmente acontece un suceso inesperado (Budinas R., 2008, pág. 12).

Las organizaciones de interés para los ingenieros mecánicos son:

- Aluminum Association (AA).
- American Gear Manufactures Association (AGMA).
- American Institute of Steel Construction (AISC).

- American Iron and Steel Institute (AISI).
- American National Standards Institute (ANSI).
- ASM International.
- American Society of Mechanical Engineers (ASME).
- American Society of Testing and Materials (ASTM).
- American Welding Society (AWS).
- American Bearing Manufacturers Association (ABMA).
- British Standards Institution (BSI).
- Industrial Fasteners Institute (IFI).
- Institution of Mechanical Engineers (I. Mech. E).
- International Bureau of Weights and Measures (BIPM).
- International Standards Organization (ISO).
- National Institute for Standards and Technology (NIST).
- American Society of Metals (ASM).
- National Bureau of Standards (NBS).
- Society of Automotive Engineers (SAE).

Del listado anterior las normas que se utiliza para el presenta proyecto son: ASTM, AISI e ISO.

1.4.2 SELECCIÓN DE MATERIALES

Para la selección del material se debe construir una parte de una máquina o elemento estructural, es una de las decisiones más importantes que debe tomar el diseñador. La selección real del material para una aplicación de diseño particular puede ser fácil, por ejemplo, con base en aplicaciones previas, o en procesos de selección puede ser tan complicado y desalentador como cualquier problema de diseño con la evaluación de muchos parámetros físicos, económicos y de procesamiento de material (Budinas R., 2008, pág. 28).

1.4.2.1 Aceros inoxidable

El acero inoxidable es una aleación de hierro y carbono que contiene por definición un mínimo de 10,5% de cromo. Algunos tipos de acero inoxidable contienen además otros elementos aleantes. Los principales son el níquel y el molibdeno (Goodfellow, 2013).

Para aumentar la resistencia a la corrosión el cromo puede aumentarse y pueden añadirse otros elementos tales como níquel o molibdeno. El grado de impenetrabilidad de la capa de óxido en ciertos ambientes depende no sólo de la composición de la aleación, sino también en el medio específico, de la temperatura de éste, y de la concentración del agente corrosivo (Ibarra E., 2012).

Tabla 1: *Propiedades mecánicas del acero inoxidable*

Esfuerzo de fluencia:	310 (MPa)
Esfuerzo máximo:	620 (MPa)
Módulo de elasticidad:	200 (GPa)
Densidad:	7.8 g/cm ³
Elongación	30 % en 50 mm

Fuente: SUMITEC. Catálogo de productos sumitec. Quito. (2012).

A continuación se presenta las ventajas de los aceros inoxidables

Tabla 2: *Ventajas del acero Inoxidable.*

VENTAJAS	APLICACIÓN DETALLADA
Resistencia a la corrosión	Los aceros de baja aleación, resisten a la corrosión en condiciones atmosféricas; los aceros inoxidables altamente aleados pueden resistir a la corrosión en la mayoría de los medios ácidos, incluso elevadas temperaturas.

Resistencia a la alta y baja temperatura	Algunos aceros resisten grandes variaciones térmicas y mantendrán alta resistencia a temperaturas muy altas, otros demuestran dureza excepcional a temperaturas criogénicas.
Facilidad para la fabricación	La mayoría pueden ser cortados, soldados, forjados y mecanizados con resultados satisfactorios.
Resistencia mecánica	La característica por endurecimiento por trabajo en frío de algunos aceros inoxidables se usa en el diseño para reducir espesores y así, los costos. Otros pueden ser tratados térmicamente para hacer componentes de alta resistencia.
Estética	Está disponible en muchas terminaciones superficiales. Se mantiene fácilmente dando por resultado una alta calidad.
Propiedades higiénicas	El material asegura calidad en la asepsia permitiendo total higiene, requisito indispensable en determinadas aplicaciones como en hospitales, cocinas, e instalaciones alimenticias y farmacéuticas
Ciclo de trabajo	Es durable, y es la opción más barata considerado el ciclo vital.

Fuente: IBARRA E., Mauricio; NÚÑEZ S., Eduardo y HUERTA, José M. *Manual Aceros Inoxidables*. Chile: INDURA, tecnología a su servicio.

A continuación en la siguiente tabla se presenta los principales elementos de aleación y su influencia

Tabla 3: Principales elementos de aleación del acero inoxidable y su influencia.

CROMO	NÍQUEL	MOLIBDENO
Formador de Ferrita y Carburo	Formador de Austenita	Formador de Ferrita y Carburo
Principal responsable de la resistencia a la corrosión y de la formación de la película de óxido.	Mejora la resistencia general a la corrosión en líquidos no oxidantes.	Mejora la resistencia a temperaturas elevadas y a la deformación por la fluencia lenta (creep).
	Mejora tenacidad y la ductilidad.	
No presenta aporte significativo en la resistencia a altas temperaturas.	Se le añade a los grados con cromo para mejorar las propiedades mecánicas.	Mejora la resistencia a la corrosión en medios no oxidantes, y la resistencia a la corrosión por picadura en todos los medios.
	Aumenta la resistencia eléctrica, la fatiga y aumenta la capacidad de ser soldado	
	Reduce la conductividad del calor.	

Fuente: IBARRA E., Mauricio; NÚÑEZ S., Eduardo y HUERTA, José M. Manual Aceros Inoxidables. Chile: INDURA, tecnología a su servicio.

Limpieza y Mantenimiento del Acero Inoxidable

Tabla 4: *Limpieza y Mantenimiento del Acero Inoxidable*

CONTAMINACIONES	MÉTODOS DE LIMPIEZA
Marcas de huellas	Lavar con jabón, detergente y otros productos como alcohol o acetona. Aclarar bien con agua fría y un trapo seco.
Aceite y grasa	Lavar con un producto orgánico / hidro carbónico (por ejemplo alcohol), después limpiar con jabón o detergente suave y agua. Aclarar bien con agua fría y un trapo seco. Se recomienda remojar antes de limpiar con agua caliente enjabonada.
Pintura	Lavar con disolvente de pintura utilizando un cepillo de nylon suave, aclarando con agua fría y limpiar seco
Restos de Carbón y Marcas de Horno	Mojar con agua. Utilizar una solución de limpieza con amoníaco. Aclarar bien con agua fría y limpiar en seco
Decoloración por Calentamiento	Usar un estropajo no metálico con sustancia no abrasiva. El óxido se debe eliminar físicamente. Rascar en la dirección del acabado. Aclarar bien con agua fría y limpiar en seco.
Marcas de agua, Cal	Lavar con soda de lavar (bicarbonato de sodio) y agua caliente. Continuar con un lavado con jabón o detergente y agua. Aclarar a fondo con agua caliente. Limpie en seco con un paño de limpieza suave.

Manchas de Oxido

Empapar las piezas con una solución de 9:1 de agua caliente y ácido nítrico durante una hora. Lavar con agua o Humedecer con ácido oxálico, dejándolo por espacio de 20 minutos. Aclarar a fondo con agua fría y un paño seco. O Remover con un proceso mecánico los restos de óxido en caso que haya mucha oxidación.

Fuente: Thainox Citado por Limpieza y Mantenimiento del Acero Inoxidable

En la Tabla 5 se presenta las acciones a realizar y no realizar al momento de la limpieza del acero inoxidable

Tabla 5: *Métodos de limpieza del acero inoxidable*

SI	NO
Cuando la limpieza no se realiza de forma rutinaria el óxido y la suciedad se deben eliminar al ser detectados	No cubrir los aceros inoxidables con ceras o aceites, la suciedad y el óxido se agarraran más fácilmente y dificultan su eliminación
Empezar siempre con los productos y métodos de limpieza más suaves en un área pequeña para evaluar los efectos en la superficie de actuación	No use productos de limpieza que contengan cloruros y/o haluros (ej. Yodo o Flúor)
Usar agua caliente para ayudar a eliminar grasa y aceites contaminantes	No usar desinfectante para limpiar piezas de acero inoxidable
Aclarar siempre con agua limpia en el proceso final de limpieza, seguido de un secado con un paño o toalla de papel	No usar acido hidroclicórico para limpiar ya que ocasionara picaduras y corrosión
Usar protección adecuada y tomar precauciones cuando se usa ácido para limpiar acero inoxidable	No usas productos desconocidos o no verificados
Limpia siempre los utensilios de acero inoxidable antes del uso para manipular comida	No use limpiadores de plata

Evitar la contaminación ferrosa de los equipos de limpieza fabricados con hierro o usados para la limpieza de piezas de acero al carbono	No usar una cantidad excesiva de jabón o detergentes para limpiar, dejara una capa nublada en la superficie
En los casos inciertos o difíciles, contacte con un experto para más instrucciones sobre limpieza	No limpiar una pieza pasiva con un simple paso; la limpieza tiene que realizarse antes del tratamiento de pasivo.

Fuente: Thainox Citado por Limpieza y Mantenimiento del Acero Inoxidable.
< http://www.gualstainless.com/htm/img/imatges_cms/pdf/limpiezainox.pdf>

1.4.2.2 Ángulos L

Especificaciones Generales

Tabla 6: *Especificaciones generales de los ángulos L*

Norma:	ASTM A36 – SAE 1008
Largo Normal:	6 m
Otros largos:	Previa consulta
Espesores:	Desde 2.00 mm hasta 12.00 mm
Acabados	Natural
Resistencia a la Fluencia	250 MPa

Fuente: DIPAC Manta S.A. (2012). Catálogo de productos DIPAC.

Tabla 7: *Propiedades mecánicas del acero estructural ASTM A36*

Esfuerzo de fluencia:	250 (MPa)
Esfuerzo máximo:	400 - 550 (MPa)
Dureza:	120 – 135 HB
Elongación:	En 50 mm 23 %

Fuente: DIPAC Manta S.A. (2012). Catálogo de productos DIPAC.

A continuación se puede observar el ángulo en L que se utilizará realizado en Inventor Professional CAD

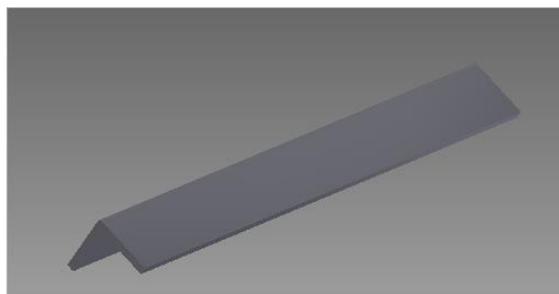


Figura 3: Ángulo en L en CAD Inventor Professional
Fuente: Autor

1.4.2.3 Acero para el eje de transmisión

El eje de transmisión para la máquina a construirse será con norma AISI 304 el cual se lo encuentra en el mercado con las siguientes características:

Especificaciones generales:

Tabla 8: Especificaciones generales del eje de transmisión.

Norma:	AISI 304
Longitud Normal:	6 m
Diámetro:	Desde 2 mm hasta 6 mm.
Densidad:	7.8 g/cm ³

Fuente: DIPAC Manta S.A. (2012). Catálogo de productos DIPAC.

Las propiedades mecánicas del eje de acero inoxidable AISI 304 cuentan con las siguientes características técnicas:

Tabla 9: *Propiedades mecánicas del acero AISI 304*

Esfuerzo de fluencia:	310 (MPa)
Esfuerzo máximo:	620 (MPa)
Módulo de elasticidad:	200 (GPa)
Elongación:	30% en 50 mm

Fuente: DIPAC Manta S.A. (2012). Catálogo de productos DIPAC.

En la siguiente figura se muestra un esquema del eje de acero inoxidable diseñado en Inventor Professional CAD.

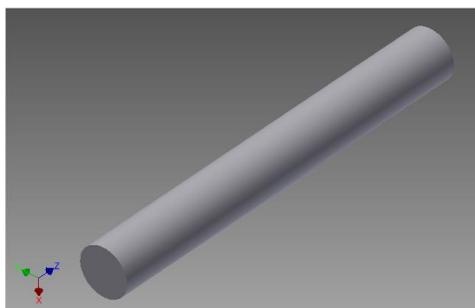


Figura 4: Eje de transmisión en CAD Inventor Professional.

Fuente: Autor

CAPÍTULO II

DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS

Dentro de este capítulo se analiza las diferentes opciones que se tiene para el diseño de la rebanadora de banano verde así como también los factores que influyen para la mejor selección de los diferentes elementos que se van a utilizar en la elaboración de este proyecto.

2.1 ALTERNATIVAS DE DISEÑO DE REBANADORAS DE BANANO

Dentro de los principales requerimientos están:

- Facilitar las actividades de rebanado.
- Capacidad para rebanar en mayor cantidad en un menor tiempo.
- Reducir cansancio físico y molestias ergonómicas.
- Vida Útil.
- Tipo de máquina.
- Costo de la máquina.
- Facilidad de operación y mantenimiento.
- Inocuidad del alimento.

Es importante referirse a todos los ítems a tratar en el diseño de la máquina es por esto que a continuación se detalla cada uno de los sistemas que intervendrán en el proyecto con los respectivos cálculos de cada uno de ellos.

Los parámetros encontrados junto con las especificaciones, están dados por condiciones establecidas en catálogos de los fabricantes para la posterior selección de los mismos.

La alternativa de diseño y construcción debe estar basada con las normas ISO 22000 correspondientes a la norma internacional de sistemas de gestión de seguridad

alimentaria, que abarca en su totalidad toda la cadena de elaboración de un producto es decir que se extiende desde los proveedores de productos no alimenticios y servicios, como la limpieza y fabricantes de equipos. Las ISO 22000 también especifica los requisitos de un sistema de gestión de seguridad alimentaria así como el programa de prerrequisitos (PPR) y a la vez se encuentra alineada con los Análisis de peligros y puntos críticos de control (APPCC o HACCP) los cuales son un proceso sistemático que previene y garantiza la inocuidad alimentaria aplicadas a todo tipo de industrias que fabriquen materiales en contacto con los alimentos estableciendo medidas preventivas y correctivas para su control tendentes a asegurar la inocuidad. (LRQA, 2014)

2.1.1 TIPOS DE REBANADORAS DE BANANO VERDE

Conociendo los requerimientos técnicos de la máquina se debe buscar y seleccionar un modelo que esté acorde a nuestros parámetros a los que debe regirse, el mismo que ayudará a seleccionar un mecanismo que este afín a nuestras exigencias y posibilidades a continuación se detallan las siguientes alternativas.

2.1.1.1 Rebanador de Eje Vertical

Este tipo de rebanador de bananos consta de un motor que se encuentra sujeto a la estructura de forma vertical el mismo que transmite la potencia y lo hace por medio de poleas y correas las cuales constan de una correa o banda que ejerce movimiento a un eje vertical sujeto por chumaceras las cuales brinda estabilidad, para el corte o rebanado del producto a todo esto esta acoplado un disco rotatorio el cual tiene cuchillas rebanadoras.

Una desventaja de este sistema es su tamaño vertical, con la implementación de este tipo se puede tener inconvenientes al momento de realizar los mantenimientos tanto de las partes mecánicas como del motor, debido a la forma que se encuentra colocado el mismo, con la implementación de este modelo se necesita un mínimo de

dos personas para realizar el mantenimiento, ya que cuando se requiera montar o desmontar el motor una persona debe sujetar el motor evitando caídas, de igual manera deberá tener el motor levantado cuando se requiera armar hasta que la otra persona sujete el motor a la estructura.

Una de las ventajas de este modelo es que utiliza un espacio reducido, siendo beneficioso para el diseño que se pretende realizar, a su vez lo hace propensa a no tener una estabilidad apropiada y es un parámetro fundamental a tener en cuenta al momento de elegir un modelo a efectuar por lo que el diseñador debe seleccionar teniendo en cuenta todos los factores que intervienen en el proyecto como la construcción, seguridad, montaje, mantenimiento e inocuidad del alimento.

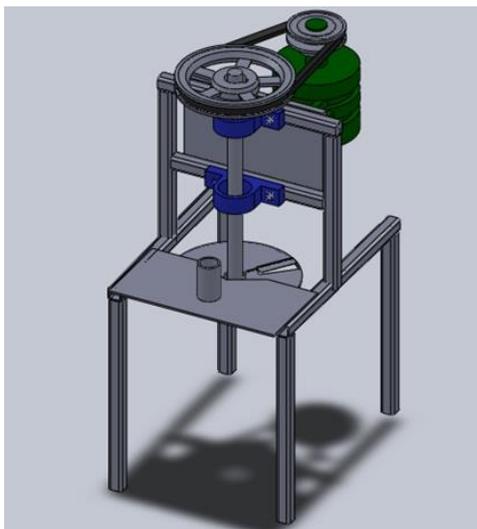


Figura 5: Esquema de Rebanador de eje vertical

Fuente: Implantación de una empresa productora de máquinas para la producción de alimentos.pdf. 2010.

Ventajas

- Facilidad de diseño.
- Bajo costo de construcción.
- No se requiere un reductor de velocidad.
- Estructura sencilla de realizar.
- Materiales utilizados de fácil adquisición en el mercado.

- Fácil operación de la máquina.

Desventajas

- Al colocar en motor eléctrico en posición vertical se incrementa la altura de la máquina.
- Dificultad para armar y desmontar el motor.
- Diseño no adecuado.
- Dificultad para realizar mantenimiento de los elementos que intervienen en el diseño.
- No cumple con normas de seguridad en casos de mantenimiento.

2.1.1.2. Rebanador de Eje Horizontal

Este tipo de rebanador de bananos consta de un motor que se encuentra sujeto a la estructura de forma horizontal, el cual transmite la potencia por medio de poleas las cuales constan de una correa o banda que ejerce movimiento a un eje que se encuentra sujeto por chumaceras las cuales brindan estabilidad y sujeción del eje, consta de un disco rotatorio el cual en este contiene una cuchilla que permite el rebanado del banano.

Este sistema es mucho más amigable al momento de realizar el mantenimiento ya que es suficiente con una persona para realizar la revisión y mantenimiento tanto de las poleas, correas como del motor.

Este modelo brinda un modelo confiable para implementar un sistema de avance del producto hacia las cuchillas teniendo una buena facilidad de operación de la máquina.

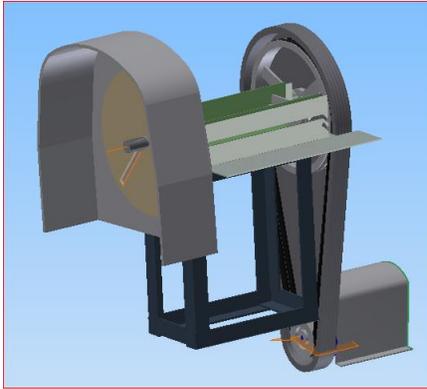


Figura 6: Esquema de Rebanador de eje horizontal

Fuente: Autor

Ventajas

- Facilidad de diseño, construcción y montaje.
- Alta fiabilidad.
- Bajo costo de elaboración.
- No se requiere de reductor de velocidad.
- Se disminuye la altura de la máquina por lo que tiene mayor estabilidad.
- Mantenimiento de la máquina.
- Las cuchillas no están directamente expuestas al operador.

Desventajas

- Ocupa mayor espacio físico que la rebanadora de eje vertical.
- Tiene mayor peso con referencia a la rebanadora de eje vertical.
- Mayor peso.
- Posee mayor número de componentes.

2.2 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA

Teniendo en cuenta los parámetros de la máquina que se desea construir se considera apropiada para la empresa realizar un modelo de máquina similar a la

segunda alternativa es decir la rebanadora de eje horizontal debido a las características que este modelo brinda entre los más importantes son:

- Facilidad de operación.
- Facilidad mantenimiento y limpieza.
- Sistema de control accesible.
- Diseño de avance del producto confiable.
- Buena ergonomía para la manipulación del operador.
- Sistema acorde con los componentes que se tiene en la microempresa.

Teniendo en cuenta los parámetros establecidos en el diseño se ha elegido la segunda opción como la mejor alternativa a realizar debido a que va con mayor concordancia con los parámetros que se requiere implementar en la empresa.

2.3 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO DE COMPONENTES

Para la selección de los tipos de elementos se realiza una matriz de decisión para cada uno de los elementos, tomando en cuenta la funcionalidad que va a realizar en la máquina rebanadora esto implica que cada elemento tiene diferentes opciones de elección; es por esto que la matriz de decisión sirve para evaluar cada opción y seleccionar la mejor alternativa que satisfaga las necesidades de la máquina a construir.

Nota:

- Una vez definidas las opciones de decisión más viables a tomar en cuenta para realizar el diseño se asigna una ponderación a cada factor de acuerdo a su importancia relativa de elección, la puntuación será de 1 (poco importante) a 10 (muy importante).
- Luego se asigna a cada celda de la matriz la puntuación.
- La puntuación va de 0 (Regular/complicado realizar) a 3 (Muy bueno/ facilidad

de realizar).

- La puntuación puede ser la misma para varias opciones de un factor.
- Pueden ser 0 algunas opciones si no aportan a dicho factor.
- Se multiplican las puntuaciones por la ponderación de cada opción, de esta manera obtendremos el valor ponderado según el grado de importancia.
- Se suman los valores ponderados para cada opción.
- La opción que tiene el valor mayor es la más conveniente; la opción elegida puede ser más de una, tomando en cuenta el diseño de la máquina. (Davila, 2012).

2.3.1 PARÁMETROS MECÁNICOS DEL DISEÑO

Siendo el único de los objetivos principales del diseño de la máquina a construirse, este es uno de los capítulos más importantes, debido a que aquí se definen los parámetros, requerimientos y especificaciones solicitadas por el cliente y que será la base para alcanzar nuestro objetivo.

2.3.1.1 Sistemas de Transmisión Mecánica

Se denomina transmisión mecánica a un mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de un sistema o una máquina.

Desarrollo de la Matriz de Decisión

Opciones de decisión

Algunas formas para transmitir movimiento en nuestro proyecto son:

- Correas
- Engranajes
- Cadenas

Factores a tomar en cuenta

- Reducción de la velocidad.
- Lubricación y mantenimiento.
- Facilidad de ensamble y desmontaje.
- Desgaste.
- Costo.
- Exposición ambientes dañinos.
- Transmisión silenciosa.

Tabla 10: Matriz de decisión de tipos de transmisión

FACTORES	Reducción de la velocidad		Lubricación y mantenimiento		Facilidad de ensamble y desmontaje		Menor desgaste		Costo		Resistencia Exposición ambientes dañinos		Funcionamiento o Silencioso	
	PONDERACIÓN	8		8		8		7		7		6		7
OPCIONES														
Correa	2	16	3	24	3	24	1	7	3	21	2	12	3	21
Cadena	2	16	2	16	1	8	2	14	2	14	2	12	2	14
Engranajes	2	16	2	16	1	8	3	21	1	7	2	12	1	7

Fuente: Autor

Tabla 11: Sistema de transmisión elegido

FACTORES	Reducción de la velocidad		Lubricación y mantenimiento		Facilidad de ensamble y desmontaje		Menor desgaste		Costo		Resistencia Exposición ambientes dañinos		Funcionamiento o Silencioso		Resultado
	PONDERACIÓN	8		8		8		7		7		6		7	
OPCIONES															
Correa	2	16	3	24	3	24	1	7	3	21	2	12	3	21	125
Cadena	2	16	2	16	1	8	2	14	2	14	2	12	2	14	94
Engranajes	2	16	2	16	1	8	3	21	1	7	2	12	1	7	87

Fuente: Autor

De acuerdo a los datos obtenidos en la matriz de decisión de la Tabla 11 se utiliza correas en nuestro proyecto ya que este elemento obtuvo valores más altos en referencia a los demás elementos propuestos.

2.3.1.1 Correas de transmisión

Las correas de transmisión son un tipo de elementos mecánicos que transmite movimiento de rotación, mediante las fuerzas de rozamiento que se producen entre la correa y las poleas la cual abraza a las ruedas ejerciendo fuerza de fricción suministrándoles energía desde la rueda motriz (Indalbelt, 2012, p. 8).

Desarrollo de la Matriz de Decisión

Las opciones para las correas son:

- Correas planas
- Correas trapeciales o en “V”
- Correas redondas
- Correas acanaladas o estriadas

Factores a tomar en cuenta

- Buena transmisión de potencia
- Nivel de ruido
- Menor desgaste
- Costo
- Tolerancia a la desalineación

Tabla 12: *Matriz de decisión de correas*

FACTORES	Buena transmisión de potencia		Nivel de Ruido		Menor desgaste		Costo		Tolerancia a la desalineación	
PONDERACIÓN	9		7		7		5		8	
Planas	2	18	2	14	2	14	2	10	2	16
Trapeziales o en V	3	27	2	14	3	21	3	15	3	24
Redondas	2	18	3	21	3	21	2	10	2	16
Acanaladas o estriadas	2	18	1	7	2	14	1	5	3	24

Fuente: Autor

Tabla 13: *Tipo de correa a utilizar*

FACTORES	Buena transmisión de potencia		Nivel de Ruido		Menor desgaste		Costo		Tolerancia a la desalineación		Resultado
PONDERACIÓN	9		7		7		5		8		
Planas	2	18	2	14	2	14	2	10	2	16	72
Trapeziales o en V	3	27	2	14	3	21	3	15	3	24	101
Redondas	2	18	3	21	3	21	2	10	2	16	86
Acanaladas o estriadas	2	18	1	7	2	14	1	5	3	24	68

Fuente: Autor

De la Tabla 13 se puede concluir que se utiliza correas trapeziales en V debido a que se tiene mejores ventajas en comparación con los demás tipos de correas.

2.3.1.3 Rodamientos

Es un tipo de soporte de eje en el que la carga principal se trasmite a través de elementos que está en contacto rodante y no deslizante.

Desarrollo de la Matriz de Decisión

Las opciones de decisión para rodamientos son:

- Cojinetes de bolas
- Cojinetes de rodillos
- Cojinetes de contacto deslizante

Factores a tomar en cuenta

- Resistencia cargas radiales
- Resistencia cargas de empuje o axiales
- Resistencia incremento de carga
- Carga de fatiga
- Menor Fricción
- Calentamiento
- Problemas cinemáticos
- Resistencia a la corrosión
- Lubricación
- Tolerancias
- Costo
- Accesibilidad
- Protección suciedad
- Auto alineamiento

De la Tabla 15 se puede concluir que se utiliza chumaceras de bolas por los diversos factores que se evaluó obteniendo mejores ventajas y prestaciones de este tipo de chumaceras en comparación con los demás rodamientos.

Tabla 14: Matriz de decisión de rodamientos.

FACTORES	Carga radial		Carga empuje		Resistencia Incremento Carga		Carga de fatiga		Fricción		Calentamiento		Problema Cinemático		Corrosión		Lubricación		Tolerancia		Costo		Accesible		Protección a la Suciedad		Auto alineamiento	
PONDERACIÓN	10		2		9		10		8		9		7		8		9		10		10		9		9		8	
Bollas	3	30	3	6	3	27	3	30	3	24	2	18	3	21	3	24	3	27	3	30	3	30	3	27	3	27	3	24
Rodillo	2	20	1	2	1	9	3	30	2	16	1	9	2	14	2	16	2	18	2	20	2	20	2	18	2	18	3	24
Deslizante	3	30	2	4	1	9	2	20	3	24	3	27	2	14	3	24	1	9	1	10	1	10	1	9	1	9	2	16

Fuente: Autor

Tabla 15: Tipo de rodamientos a utilizar

FACTORES	Carga radial		Carga empuje		Resistencia Incremento Carga		Carga de fatiga		Fricción		Calentamiento		Problema Cinemático		Corrosión		Lubricación		Tolerancia		Costo		Accesible		Protección a la Suciedad		Auto alineamiento		total
PONDERACIÓN	10		2		9		10		8		9		7		8		9		10		10		9		9		8		
Bolas	3	30	3	6	3	27	3	30	3	24	2	18	3	21	3	24	3	27	3	30	3	30	3	27	3	27	3	24	345
Rodillo	2	20	1	2	1	9	3	30	2	16	1	9	2	14	2	16	2	18	2	20	2	20	2	18	2	18	3	24	234
Deslizante	3	30	2	4	1	9	2	20	3	24	3	27	2	14	3	24	1	9	1	10	1	10	1	9	1	9	2	16	215

Fuente: Autor

2.3.1.4 Sistema de corte

El sistema de corte o rebanado comprende de un disco circular el cual esta incrustada dos cuchillas, siendo esta de acero inoxidable por sus características técnicas que presenta este material evitando un desgaste prematuro del filo, con esto se obtiene un mejor corte o rebanado del producto a su vez un producto con alta inocuidad para el consumo que son los objetivos a cumplir con la elaboración de este proyecto.

2.3.1.5 Sistema de avance autónomo

El sistema de avance autónomo es implementado con la ayuda de resortes, los cuales guían al producto hacia las cuchillas para ser rebanados, terminados estos tendrán que ser removidos y colocados en una especie de sujeción en el instante que se desee rebanar deben ser colocados en la guía para su avance.

Desarrollo de la Matriz de Decisión

Las opciones de decisión para rodamientos son:

- Neumático
- Hidráulico
- Mecánico

Factores a tomar en cuenta

- Costo
- Rapidez de trabajo
- Excesiva suciedad
- Mantenimiento
- Repuestos
- Disponibilidad
- Fácil de operación

Tabla 16: *Matriz de decisión de tipos de avance autónomo*

FACTORES	Menor Costo		Rapidez de trabajo		Excesiva suciedad		Mantenimiento		Repuestos		Disponibilidad		Fácil de Operar	
PONDERACIÓN	8		9		7		9		9		8		10	
Neumático	1	8	2	18	3	21	2	18	2	18	1	8	2	20
Hidráulico	1	8	2	18	1	7	1	9	2	18	1	8	2	20
Mecánico	3	24	1	9	2	14	3	27	3	27	3	24	3	30

Fuente: Autor

Tabla 17: *Tipo de avance a utilizar*

FACTORES	Menor Costo		Rapidez de trabajo		Excesiva suciedad		Mantenimiento		Repuestos		Disponibilidad		Fácil de Operar		Resultado
PONDERACIÓN	8		9		7		9		9		8		10		
Neumático	1	8	2	18	3	21	2	18	2	18	1	8	2	20	111
Hidráulico	1	8	2	18	1	7	1	9	2	18	1	8	2	20	88
Mecánico	3	24	1	9	2	14	3	27	3	27	3	24	3	30	155

Fuente: Autor

Una vez realizada la Tabla 17 se puede concluir que se aplica un sistema mecánico por sus mejores prestaciones para realizar el presente proyecto.

CAPÍTULO III

DISEÑO Y CÁLCULOS DE LOS SISTEMAS

3.1 SISTEMA DE CORTE

3.1.1 DETERMINACIÓN DE LA FUERZA Y RESISTENCIA DE CORTE

La fuerza específica de corte corresponde a la resistencia por unidad de superficie que presenta un material al momento de ser cortado el mismo que varía según la naturaleza del material.

Mediante la elaboración de pruebas realizadas para diferentes espesores de bananos verdes se pudo obtener la Tabla 18 en donde muestra varios espesores del banano verde y la fuerza necesaria de corte.

Para la elaboración de la Tabla 18 se tomó diferentes diámetros o espesores de bananos verdes, para determinar la fuerza de corte se colocó una masa conocida sobre una cuchilla y esta sobre el banano verde como por ejemplo para un diámetro de banano de 23 mm que es el de menor grosor se necesitó 2,58 Kgf para vencer la resistencia al corte del banano mientras que para un grosor de 42 mm que es el banano con mayor grosor se necesitó 4,1 Kgf para obtener un rebanado perfecto.

Es decir para cada espesor se empleaba una determinada masa capaz de vencer la resistencia al corte del banano verde obteniendo la siguiente tabla.

Tabla 18: *Diámetros de bananos verdes y fuerza necesaria para el corte*

Diámetro de banano verde (mm)	Fuerza de corte (Kgf)	Diámetro de banano verde (mm)	Fuerza de corte (Kgf)	Diámetro de banano verde (mm)	Fuerza de corte (Kgf)
23	2,58	32	2,4	38	3,7
23	2,4	32	2,7	38	3,9

23	2,4	32	2,6	39	3,7
23	2,5	32	2,4	39	3,8
24	2,4	32	2,6	39	3,6
24	2,3	32	2,7	39	3,8
24	2,5	32	2,5	39	3,5
24	2,4	32	2,6	39	3,6
24	2,4	32	2,5	39	3,8
25	2,3	32	2,5	39	3,7
25	2,4	33	2,8	40	3,7
25	2,5	33	2,9	40	3,6
26	2,6	33	2,8	40	3,7
26	2,6	33	2,8	40	3,6
27	2,65	33	2,8	40	3,7
27	2,7	34	2,9	40	3,9
27	2,9	34	3	40	3,5
27	2,7	34	3	41	3,6
28	2,7	34	3,4	41	3,6
28	2,59	35	3,3	41	3,8
28	2,6	35	3,5	41	3,6
28	2,5	35	3,6	42	3,8
29	2,6	35	3,4	41	3,8
29	2,7	35	3,4	41	3,6
29	2,5	35	3,4	41	3,7
29	2,4	35	3	41	3,4
29	2,6	36	3,2	42	3,8
30	2,7	36	3,5	42	3,9
30	2,8	36	3,1	42	3,7
31	2,3	37	3,2	42	3,9
31	2,6	38	3,4	42	4,1
31	2,5	38	3,7	42	4
31	2,7	38	3,8		
32	2,5	38	3,7		

Fuente: Autor

De acuerdo a las pruebas realizadas para diferentes espesores de banano verde y la fuerza que se debe aplicar para rebanar se obtiene la Figura 7; la misma que nos indica que no es completamente lineal; esto se debe a que cada banano tiene su

propia consistencia y diferente espesor. De acuerdo a los datos obtenidos se determinó sacar una línea de tendencia la cual permite determinar la fuerza a elegir para realizar los diferentes cálculos.

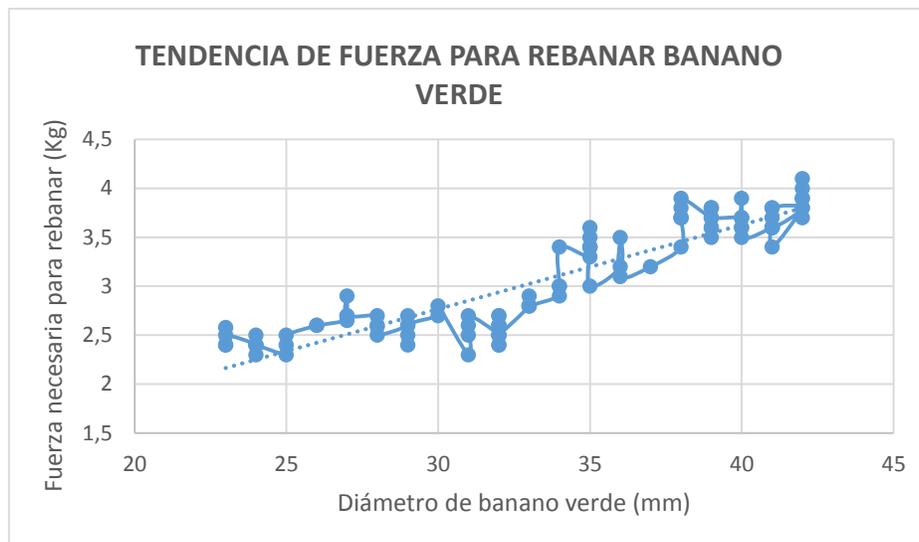


Figura 7: Tendencia de fuerza para rebanar banano verde
Fuente: Autor

De acuerdo a la Tabla 18 se puede evidenciar que para un banano verde con un diámetro de 42 mm se debe emplear una fuerza de corte de 4,1 Kgf (40,18 N) la misma que se utilizará para realizar los cálculos pertinentes.

Para validar y verificar los datos obtenidos en los ensayos se hace referencia al siguiente estudio realizado por la Universidad Centroccidental “Lisandro Alvarado”. Apdo. 400. Barquisimeto. Venezuela. En donde manifiesta que el banano verde tiene una resistencia promedio de corte (RC) de 47.6 N luego de ser tratados con cinco dosis de etefón en el rango de concentración de 2000 a 6000 mg·L⁻¹ de Ethrel, y almacenados por períodos comprendidos entre 24 y 240 horas. (García T., 2007, pág. 8).

Mediante la investigación que se realizó se obtuvo la fuerza de corte de 40,18 N mientras que en el estudio realizado se tiene un valor de 47,6 N, obteniendo una

diferencia de 7,46 N que podría ser por el químico que se utilizó en la investigación por parte de la universidad antes mencionada.

Para realizar los diferentes cálculos de los sistemas se utilizan valores que se obtuvieron en esta investigación, es decir, se tomará un valor de resistencia al corte del banano verde de 40,18 N.

Una vez conocida la fuerza de corte (F_c) y el área de corte (A_c) se proceden a calcular el esfuerzo cortante del banano verde (σ_c), teniendo lo siguiente:

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A_c} \quad \text{Ecuación: 1}$$

De la Tabla 18 se puede concluir que:

El área de corte del banano es:

$$A_c = \frac{\pi (D)^2}{4} \quad \text{Ecuación: 2}$$

En donde:

D= Diámetro del banano verde con mayor grosor según las pruebas realizadas

Reemplazando los datos obtenidos de la Tabla 18 en la ecuación 2 se tiene lo siguiente:

$$A_c = \frac{\pi (0,042)^2}{4} = 0,00138 \text{ m}^2$$

Reemplazando los valores en la ecuación 1 se tiene lo siguiente:

$$\begin{aligned} \sigma_c &= \frac{F_c}{A_c} \\ \sigma_c &= \frac{40,18[N]}{0,00138 \text{ m}^2} \\ \sigma_c &= 29115,94 [Pa] \end{aligned}$$

3.1.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE

El sistema de corte se propone realizar con un disco porta cuchillas y en él dos cuchillas que serán regulables para la selección del grosor que se desee obtener de las rebanadas de banano verde, las mismas que se encuentran a 180° (3,141593 rad).

El material seleccionado para la fabricación del sistema de corte será un acero inoxidable AISI 304 por las prestaciones que este material ofrece para trabajar con alimentos para el consumo humano y ventajas del acero inoxidable como se indica en la Tabla 2; además presenta propiedades mecánicas adecuadas para este proyecto, facilidad de adquisición en el mercado local y algo muy importante brinda inocuidad al producto debido a que se encuentra en contacto directo con el alimento a rebanar.

Para el dimensionamiento del disco porta cuchillas es necesario conocer la fuerza de corte del banano, la capacidad y su configuración geométrica.

A continuación se observa en la Figura 8 el esquema del disco porta cuchillas realizado en Inventor Professional CAD que se propone utilizar en el diseño de esta máquina.

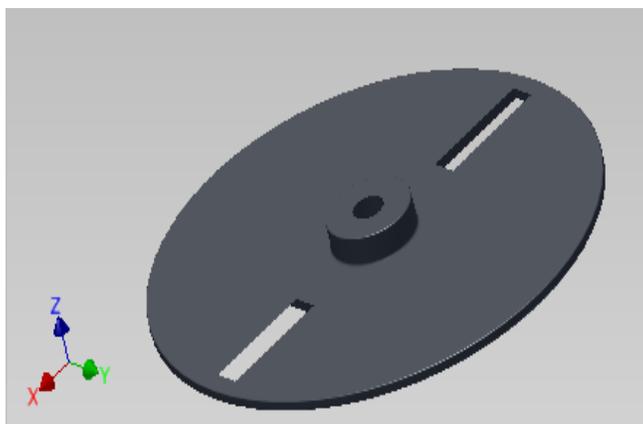


Figura 8: Disco porta cuchillas en Inventor Professional
Fuente: Autor

3.1.2.1 Cálculos del disco porta cuchillas

Considerando la fuerza de corte que es 40,18 N, el área de corte es 0,00138 m² y el esfuerzo cortante (σ_c) es 29115,94 Pa se procede a dimensionar el disco porta cuchillas.

Para obtener la fuerza total de corte (F_{TC}) se debe multiplicar la fuerza de corte (F_c) por el número de bananos que serán rebanados; en este caso se tiene un promedio de 5 a 6 bananos que se rebanan a la vez, por motivos de cálculos se decide utilizar 6 bananos teniendo lo siguiente:

$$F_{TC} = 40,18 N * 6$$

$$F_{TC} = 241,08 N$$

En la Figura 9 se observa los diferentes tipos de arreglos o como pueden encontrarse los bananos verdes para su rebanado; de estos arreglos se procede a seleccionar aquel que tenga mayor adecuación con el sistema y se acople a los parámetros y criterios del diseño de la máquina.

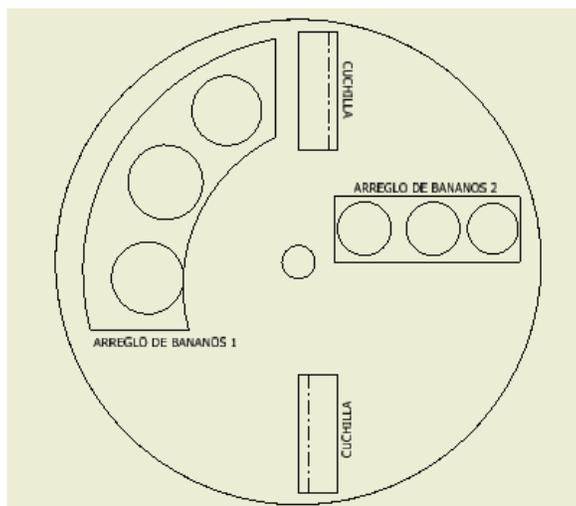


Figura 9: Disco porta cuchillas con los tipos de arreglos de bananos verdes

Fuente: Autor

De la figura anterior se puede concluir que se realiza una cámara de alimentación que vayan de acorde al arreglo número 1 por sus prestaciones y ventajas que se tiene

con este diseño como: mejor arreglo de los bananos, diseño adecuado para rebanar de forma transversal y longitudinal, diámetro del disco no muy grande por ende menor costo de material y fabricación.

En la Figura 10 se representa el disco porta cuchillas que tendrá un diámetro de 370 mm, se estableció de acuerdo a las necesidades del sistema así como también de acuerdo a la longitud de los bananos a rebanar tanto de forma longitudinal como transversal. Para el diámetro D_p se debe regir al valor del diámetro del eje que se utilice ya que este estará empotrado en el eje de transmisión por lo que debe tener el mismo diámetro que en este caso es de 1 pulgada.

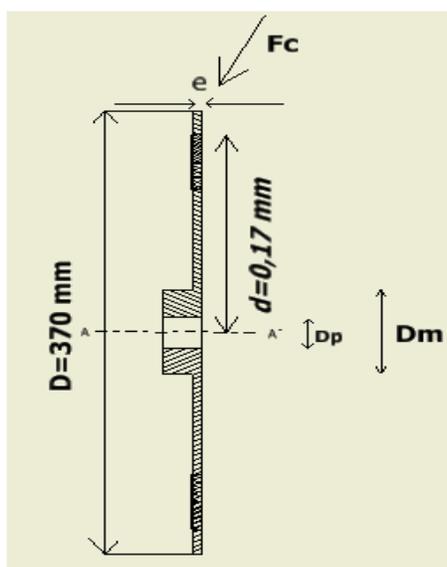


Figura 10: Corte transversal del disco porta cuchillas

Fuente: Autor

Una vez conocida la fuerza total de corte se procede a conocer el torque que actúa en el disco (T_D) porta cuchillas por lo que se empleará la siguiente formula:

$$T_D = F_{TC} * \left(\frac{D}{2}\right) \quad \text{Ecuación: 3}$$

$$F_{TC} = 241,08 \text{ N}$$

$$D = 0,37 \text{ m}$$

$$T_D = 241,08 \text{ N} \times \left(\frac{0,37\text{m}}{2}\right)$$

$$T_D = 44,59 \text{ N}_m$$

Este valor pertenece al torque que se genera en el disco porta cuchillas, el mismo que servirá para calcular el eje de transmisión del sistema.

La Figura 11 permite tener de manera clara como se encuentra actuando la fuerza de corte (F_c) en una determinada área de corte (A_c) sobre el banano verde.

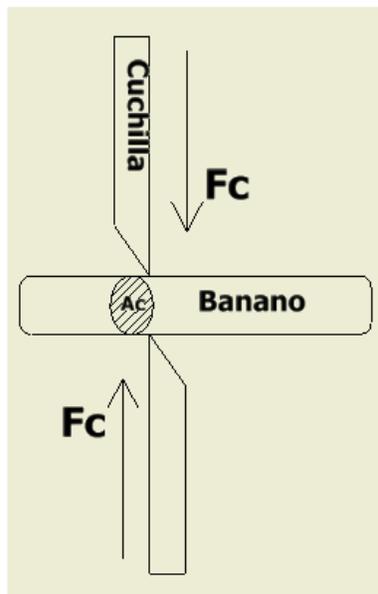


Figura 11: Comportamiento de la fuerza de corte sobre el banano

Fuente: Autor

Una vez que se ha determinado el torque que se produce en el disco porta cuchillas se procede a calcular el diámetro (D_m) aplicando la siguiente ecuación:

$$\tau_{max} \leq [\tau] \leq \frac{S_y}{F.S}$$

Donde:

τ_{max} = Esfuerzo cortante máximo de las cuchillas

S_y = Resistencia a la fluencia del material

F.S= Factor de Seguridad

$$\frac{T_D}{\omega} \leq [\tau] \leq \frac{S_y}{F.S}$$

Ecuación: 5

Donde:

$$\omega = \frac{\pi d^3}{16} \qquad \frac{T_D}{\frac{\pi(D_m^3 - D_p^3)}{16}} = \frac{S_y}{F.S}$$

 ω = Inercia de las cuchillas

d= Diámetro del disco

$$D_m^3 = \frac{16 T_D * F.S}{\pi * S_y} + D_p^3$$

$$D_m^3 = \frac{16 (44,59)(3)}{\pi(310000000)} + (0,0254)^3$$

$$(D_m)^3 = 0,000019$$

$$D_m = 0,027 \text{ m} \approx 27 \text{ mm}$$

Una vez determinado el diámetro externo (Dm) se obtiene un valor de 27 mm aproximadamente siendo un valor muy pequeño, tomando en cuenta que es la diferencia de Dm-Dp por motivos de manufactura se decide emplear un diámetro de 52 mm el mismo que se considera normal para la implementación de este tornillo que servirá como sujeción del disco porta cuchillas al eje del sistema.

Para conocer el espesor del disco se debe conocer el momento flector que se genera por una fuerza de empuje (Fe) radial-axial a una distancia d/2; por motivos de cálculos la fuerza de empuje se toma un valor de 980 N que es una fuerza promedio que una persona puede realizar, más los imprevistos por cualquier otro tipo de carga accidental; se toma este valor por el hecho que una persona puede realizar el empuje del producto con sus manos y el disco porta cuchillas debe tener la consistencia necesaria para no deformarse ante una situación voluntaria o involuntaria o a su vez en el montaje y desmontaje del disco, también cualquier tipo de colisión inferior a 980 N.

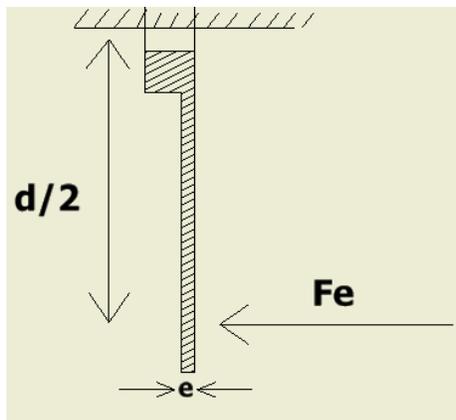


Figura 12: Esquema de fuerzas que actúan en el disco porta cuchillas

Fuente: Autor

Para determinar el momento flector que se genera en los extremos del disco porta cuchillas se emplea la ecuación 6 en donde se tiene lo siguiente:

$$M_f = (F_e)(D/2) \quad \text{Ecuación: 6}$$

En donde:

F_e = Fuerza de empuje [Kgf]

$d/2$ = distancia desde el centro del disco hasta el extremo de la cuchilla [m]

$$M_f = 980N(0,17/2)$$

$$M_f = 83,3 N_m$$

El momento flector que se genera en el disco porta cuchillas servirá para calcular el espesor que debe tener el disco.

$$\sigma_f \leq \frac{S_y}{F.S}$$

$$\frac{M_f}{I} \leq \frac{S_y}{F.S}$$

$$\frac{M_f}{w} = \frac{S_y}{F.S}$$

Ecuación: 7

Donde:

M_f =Momento Flector

$$w = \frac{D * e^3}{12}$$

$$\frac{M_f * D}{\frac{D * e^3}{12}} = \frac{S_y}{F.S}$$

$$e^3 = \frac{12 * (M_f * F.S)}{S_y}$$

$$e = \sqrt[3]{\frac{12 * (83,3 * 1,5)}{310000000}}$$

$$e = 0,016 \text{ m} \approx 16 \text{ mm}$$

Como se puede apreciar en la Figura 12 por motivos de cálculos se tomó en cuenta una sección del disco por lo que el valor de 16 mm se debe dividir para dos secciones que tiene el disco teniendo lo siguiente:

$$e = \frac{16 \text{ mm}}{2}$$

$$e = 8 \text{ mm}$$

Remplazando valores en la ecuación 7 se determinó que el espesor del disco porta cuchillas tendrá un espesor de 8 mm.

La Figura 13 muestra las dimensiones que tendrá el disco porta cuchillas.

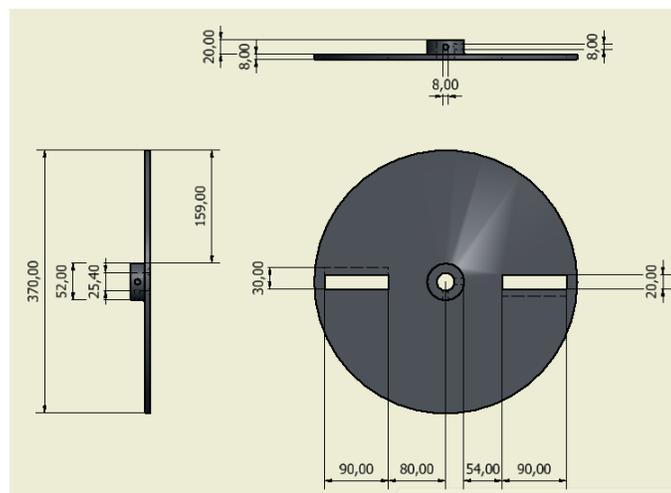


Figura 13: Dimensiones del disco de corte

Fuente: Autor

3.1.2.2 Cálculos de la unión empernada

A continuación se realiza los cálculos correspondientes a la unión empernada entre el disco de corte y las cuchillas, como son dos pernos en cada cuchilla se divide para 2 la fuerza de corte teniendo lo siguiente:

Donde:

F_p = Fuerza del perno

$$F_p = \frac{F_c}{2} = \frac{241,08 N}{2} \text{ (Erazo, 2011)} \quad \text{Ecuación: 8}$$

$$F_p = 120,54 Nm$$

Aplicando la ecuación 8 se obtiene una fuerza en cada perno de 120,54 N, la misma que nos servirá para determinar el área del perno que se utiliza para sujetar las cuchillas al disco porta cuchillas.

Para determinar el área necesaria del perno se aplica la siguiente fórmula:

$$A_p = \frac{F_p}{\sigma_p} \quad \text{Ecuación: 9}$$

Donde:

F_p = Fuerza que actúa en cada perno.

σ_p =Esfuerzo cortante admisible del perno catálogo del perno.

$$A_p = \frac{120,54 Nm}{152 \times 10^6 Pa}$$

$$A_p = 7,9 \times 10^{-7}$$

Remplazando los valores en la ecuación 9 se tiene un valor de $7,9 \times 10^{-7}$ dicho valor se utiliza en la ecuación 10 del diámetro del perno.

Para calcular el diámetro necesario del perno se emplea la siguiente fórmula:

En donde:

D_p = Diámetro del perno

A_p = Área del perno

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot A_p}{\pi}} \quad (\text{Erazo, 2011}) \quad \text{Ecuación: 10}$$

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot (7,9 \times 10^{-7})}{\pi}}$$

$$D_p = 0,001 \text{ m} = 1 \text{ mm}$$

El diámetro del perno para soportar la fuerza aplicada es de 1 mm a este valor le incrementaremos un factor de seguridad teniendo lo siguiente:

$$D_p = D_p \cdot F.S$$

$$D_p = 1 \cdot 3$$

$$D_p = 3 \text{ mm}$$

Se considera un valor para el factor de seguridad de 3 debido a que debe ser un sistema seguro por el manejo de elementos cortantes y filosos que pueden causar daños como cortes a las personas que manipularán la máquina; los cálculos realizados indican que se debe utilizar pernos de 3 mm de diámetro aproximadamente, por cuestiones de manufactura no se puede implementar dichos pernos por lo que se decide utilizar pernos de grado M6 con las características que se muestra en el Anexo 1 correspondiente a la tabla de tornillos y tuercas con rosca métrica, para garantizar el funcionamiento de los sistemas colocados los mismos que se encontrarán a una distancia de separación entre ellos de 53 mm de distancia los cuales sujetarán las cuchillas al disco porta cuchillas.

3.1.2.3 Dimensiones consideradas en las cuchillas

Las dimensiones que tendrán las cuchillas están seleccionadas de acuerdo al requerimiento en el proceso de corte, es por esta razón que se ha seleccionado las dimensiones que se muestran a continuación en la Figura 14.

Un factor importante para la obtención de un producto de buena calidad, con la consistencia correcta y manteniendo su sabor característico es el espesor con el que debe contar cada hojuela. Este estudio fue realizado por la ingeniera Maribel Alayza , en las instalaciones del Laboratorio de Química de la Facultad de Ingeniería Industrial de la Universidad de Piura, el cual ha sido de gran utilidad para el presente trabajo.

En su trabajo se concluyó que los chifles de mejor calidad son los preparados con plátano verde con las siguientes características: humedad de 57-58 %, con 6,5-7,7 % de azúcar y con rodajas de 2,3-2,7 mm de espesor con corte transversal fritas a 180 °C, y sin ningún tratamiento previo a la fritura (Cabrera, 1991)

El dato más importante para el presente proyecto a realizar es el espesor de las rodajas que deben tener para la obtención de un buen producto, cabe recalcar que para el espesor de las hojuelas también dependerán del productor ya que es él quien decidirá si mantiene en el espesor antes mencionado o decide variar según sus necesidades u ofertas del mercado local.

Una vez conocido el espesor apropiado de las rodajas se establece realizar una estimación para el ángulo de las cuchillas mediante prueba y error con diferentes tipos de ángulos, en nuestro caso utilizamos ángulos de prueba de 15°, 30°, 45°, de esta manera observaremos una relación entre el ángulo de corte y obtención del producto el mismo que debe realizar cortes de rodajas con el espesor antes mencionado.

De acuerdo a las pruebas realizadas con los diferentes ángulos antes mencionados se determina utilizar el ángulo de corte de 15°, ya que, con este ángulo se obtienen rebanadas con espesores de 1,5 a 2,7 mm que sugiere la empresa que financia el presente proyecto.

A continuación en la Figura 14 se representa el modelo propuesto de la cuchilla rebanadora realizado en Inventor Professional.

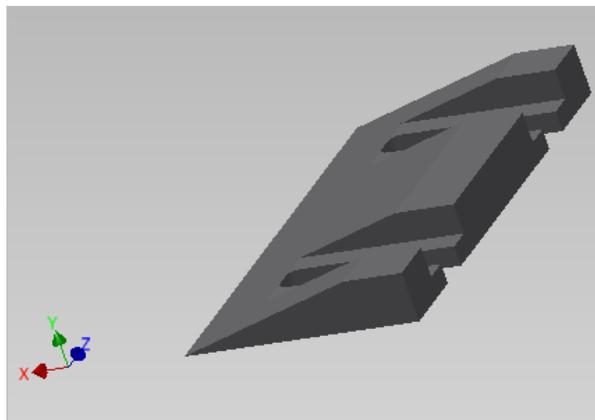


Figura 14: Diseño de Cuchilla rebanadora en Inventor Professional
Fuente: Autor

A continuación en la Figura 15 se presenta las dimensiones que se sugieren para las cuchillas las cuáles serán las siguientes:

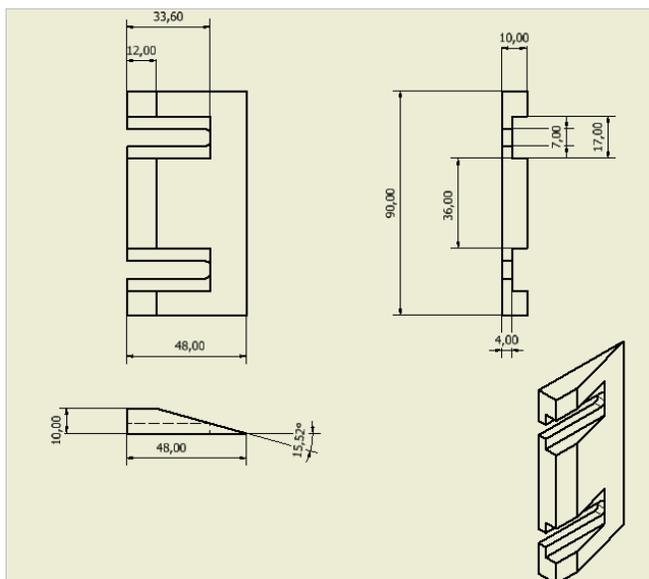


Figura 15: Dimensiones de las cuchillas
Fuente: Autor

Las dimensiones de las cuchillas se encuentran relacionadas con el tipo de arreglo de carga que se eligió en el apartado 3.1.2.1 el cual fue seleccionado por las ventajas que este tipo de arreglo brinda.

Como se observa en la Figura 16 la fuerza ejercería principalmente sobre la cara de corte, esta fuerza va producir varias clases de esfuerzos en la cuchilla un esfuerzo cortante y un esfuerzo de flexión debido al ángulo de la cuchilla.

La fuerza de corte actúa en dirección opuesta del esfuerzo cortante y sobre el área de la cara donde se encuentra el ángulo de corte, esta área es igual la longitud de la cuchilla por su espesor ya que la dirección del esfuerzo es en la cara de corte.

Por cuestiones de diseño se analizara únicamente la cara de corte de la cuchilla en la cual obtendremos los siguientes esfuerzos: fuerza de corte (F), reacciones en x (Rx) como reacciones en y (Ry), y un ángulo de corte (α). Debido a que se tiene diferente espesor en la cara de corte de la cuchilla se ha determinado trabajar en la parte más delgada de la cuchilla en donde se utilizara distancias de 90 mm de largo que tiene la cuchilla por 10 mm de ancho en donde se tiene mayor concentración de esfuerzos por ponerse en contacto primero con el producto por efecto del rebanado.

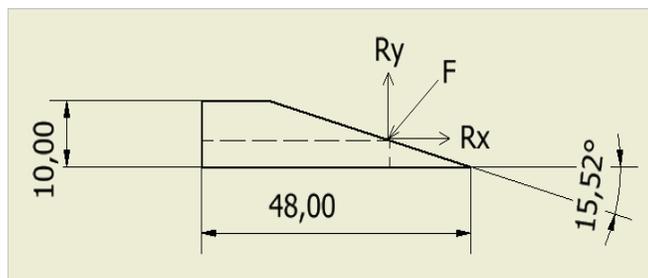


Figura 16: Fuerzas aplicadas en la cara de la cuchilla

Fuente: Autor

Empleando la siguiente fórmula se determina el espesor de las cuchillas debido a que se encuentra en función de la longitud y el espesor de la cuchilla.

A continuación se presenta el cálculo del espesor de la cuchilla utilizando el criterio de Von Misses.

$$\sigma_f \leq \frac{S_{yt}}{F.S}$$

$$\frac{M_c}{I} \leq \frac{S_{yt}}{F.S}$$

$$\frac{M_c}{w} = \frac{S_{yt}}{F.S}$$

Ecuación: 11

Donde:

$$\omega = \frac{D * e^3}{12}$$

$$\frac{M_c * D}{\frac{De^3}{12}} = \frac{S_y}{F.S}$$

$$\frac{e^3}{2} = \frac{12(M_c * F.S)}{S_y}$$

$$\frac{e^3}{2} = \sqrt[3]{\frac{12 * 241,08(1,5)}{310000000}}$$

$$\frac{e^3}{2} = 0,02 \text{ m} \approx 0.01\text{m} \approx 10 \text{ mm}$$

Despejando la incógnita que en este caso es el espesor y reemplazando valores se tiene un espesor de 10 mm; esto quiere decir que las cuchillas tendrán el espesor antes mencionado en la parte con mayor grosor en las cuchillas.

3.1.2.4 Análisis de fatiga de las cuchillas

A continuación se realiza el análisis en las cuchillas para evitar fallas por fatiga producidos en las mismas, ya que estas van de un esfuerzo máximo cuando actúan los esfuerzos combinados hasta cuando actúan sobre ellas un solo esfuerzo lo que denominamos esfuerzos fluctuantes.

Se deberá emplear las tablas para determinar los diferentes factores de concentración de esfuerzos, que influyen en el límite de resistencia a la fatiga.

Una vez seleccionado el material se procede a calcular la resistencia a la fatiga corregida:

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \text{ (Budinas R., 2008, pág. 274)} \quad \text{Ecuación: 12}$$

Donde:

S_e' = Limite de resistencia a la fatiga

S_u = Resistencia a la tensión mínima del material

$$S_e' = 0.5 * 620 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 310 \text{ MPa}$$

La ecuación de resistencia a la fatiga (S_e) de la cuchilla con los factores que la modifican será la siguiente:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e' \quad (\text{Budinas R., 2008, pág. 279}) \quad \text{Ecuación: 13}$$

Donde:

K_a = Factor de modificación de la condición superficial

K_b = Factor de modificación del tamaño

K_c = Factor de modificación de la carga

K_d = Factor de modificación de la temperatura

K_e = Factor de Confiabilidad

S_e' = Limite de resistencia a la Fatiga

Para determinar el factor de condición superficial (K_a), se debe tomar en cuenta que la cuchilla tiene un acabado superficial laminado en frío. Los valores de a y b se obtienen de la Figura 17.

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

Figura 17: Parámetros de factor de condición superficial

Fuente: Budinas R., Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.). (p.280).

$$K_a = a S_{ut}^b \text{ (Budinas R., 2008, p\u00e1g. 279)} \quad \text{Ecuaci\u00f3n: 14}$$

$$K_a = 4.51 \text{MPa} * 620^{-0.265}$$

$$K_a = 0.82$$

Para calcular el factor de tama\u00f1o (K_b) es necesario recurrir al c\u00e1lculo de una dimensi\u00f3n efectiva (d_e) debido a que en este proyecto se va a utilizar cuchillas de forma rectangular, como lo manifiesta en el libro de SHIGLEY, J.E; "Dise\u00f1o en Ingenier\u00eda Mec\u00e1nica", 8va. Ed., p. 281 el mismo que sugiere utilizar en estos casos la siguiente f\u00f3rmula.

$$d_e = 0.808\sqrt{hb} \text{ (Budinas R., 2008, p\u00e1g. 281)} \quad \text{Ecuaci\u00f3n: 15}$$

En donde:

h = altura de la cuchilla

b = base de la cuchilla

Reemplazando los valores de la cuchilla en la ecuaci\u00f3n 15 se concluye que la dimensi\u00f3n efectiva es de 53,107 mm, la misma que nos servir\u00e1 para calcular el factor de tama\u00f1o (K_b).

$$d_e = 0.808\sqrt{48 * 90}$$

$$d_e = 53.107 \text{ mm}$$

De acuerdo con el valor de la dimensi\u00f3n efectiva, est\u00e1 en el rango de $51 < d \leq 254 \text{ mm}$ empleamos la ecuaci\u00f3n 16 para calcular el factor que modifica el tama\u00f1o (K_b) teniendo:

$$K_b = 1.51d^{-0.157} \text{ (Budinas R., 2008, p\u00e1g. 280)} \quad \text{Ecuaci\u00f3n: 16}$$

$$K_b = 1.51(53.107)^{-0.157}$$

$$K_b = 0.81$$

El factor de carga (K_c) se determina seg\u00fan el tipo de carga que se aplica al elemento (ver Tabla 19).

$$K_c = 1 \text{ (Budinas R., 2008, p\u00e1g. 282)}$$

Tabla 19: *Factores que modifican la Carga*

Tipo de carga	Kc
Flexi\u00f3n	1
Axial	0.85
Torsi\u00f3n	0.59

Fuente: Budinas R., Nisbett J. (2008). Dise\u00f1o en Ingenier\u00eda Mec\u00e1nica de Shigley (8va ed.). (p.282)

El factor de temperatura (Kd) eval\u00faa seg\u00fan la siguiente tabla:

Tabla 20: *Factor de temperatura*

Temperatura \u00b0C	ST/SRT	Temperatura \u00b0F	ST/SRT
20	1,000	70	1,000
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,020

Fuente: Budinas R., Nisbett J. (2008). Dise\u00f1o en Ingenier\u00eda Mec\u00e1nica de Shigley (8va ed.). (p.283)

De acuerdo a la Tabla 20 se puede concluir que el factor de temperatura es 1.

$$K_d = 1$$

El factor de confiabilidad (Ke)

Se elige un factor de seguridad de 90 %

$$K_e = 1 - 0.08 * Z_a \text{ (Budinas R., 2008, p\u00e1g. 284)}$$

Ecuaci\u00f3n: 17

$$K_e = 1 - 0.08(1.288)$$

$$K_e = 0.897$$

Conociendo todos los factores de modificaci\u00f3n el l\u00edmite de resistencia a la fatiga remplazamos en la ecuaci\u00f3n 13 teniendo lo siguiente.

$$k = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \quad (\text{Budinas R., 2008, pág. 279})$$

$$k = 0.82 \cdot 0.81 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.897 \cdot 1$$

$$k = 0,595$$

Para conocer la vida finita o infinita se determinará el número de ciclos de trabajo estimadas para 10 años de trabajo de la máquina en donde se tiene:

$$N = C \cdot H \cdot D \cdot S \cdot M \cdot A \quad \text{Ecuación: 18}$$

En donde:

C= Número de ciclos de trabajo por hora

H= Horas de trabajo diarias

D= días de trabajo en la semana

S= Semanas que trabaja en el mes

M= meses en el año

A= Año de trabajo

Reemplazando los datos en la ecuación 18 del trabajo que realizará la máquina en los diferentes tiempos se tiene lo siguiente:

$$N = 16380 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 12 \cdot 10$$

$$N = 62899200$$

Los ciclos de trabajo de las cuchillas son mayor a 10^6 ciclos por lo que se determinará para vida infinita por lo que se tiene que la resistencia para la vida infinita de:

$$S_f = aN^b \quad \text{Ecuación: 19}$$

Donde:

N= Son los ciclos hasta la falla

a y b = Constantes definidas por ciclos

$$S_e = k * S_e' \quad \text{Ecuación: 20}$$

$$S_e = 0,595 * 310 \text{ MPa}$$

$$S_e = 184,69 \text{ MPa}$$

Los factores de a y b serán.

$$a = \frac{(f_{Sut})^2}{S_e} \quad (\text{Budinas R., 2008, pág. 277}) \quad \text{Ecuación: 21}$$

$$a = \frac{(0.86 * 620 \text{ MPa})^2}{184,69 \text{ MPa}}$$

$$a = 1539.35$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f_{Sut}}{S_e}\right) \quad (\text{Budinas R., 2008, pág. 277}) \quad \text{Ecuación: 22}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.86 * 620 \text{ MPa}}{184,69 \text{ MPa}}\right)$$

$$b = -0.15$$

Una vez encontrado los valores de a y b se procede a remplazar en la ecuación 19 teniendo una resistencia para la vida infinita de:

$$S_f = aN^b \quad (\text{Budinas R., 2008, pág. 277})$$

$$S_f = 1539.35(62899200)^{-0.15}$$

$$S_f = 104,12 \text{ MPa}$$

3.1.2.4 Análisis de las cuchillas mediante CAD Inventor Professional

Una herramienta que facilita predecir posibles fallas en, piezas, componentes o sistemas es el programa virtual Inventor Professional CAD el mismo que se emplea para predecir posibles fallas en las cuchillas.

La tensión de Von Mises es una magnitud física la cual es proporcional a la energía de distorsión. En la ingeniería estructural se utiliza como teorías de falla obteniendo un indicador para un diseño.

Es así como Inventor Professional emplea un análisis mediante la energía de distorsión la cual proporciona los resultados a partir de las tensiones principales en un punto del sólido.

En la Figura 18 se muestra la cuchilla bajo la tensión de Von Mises con los siguientes datos.

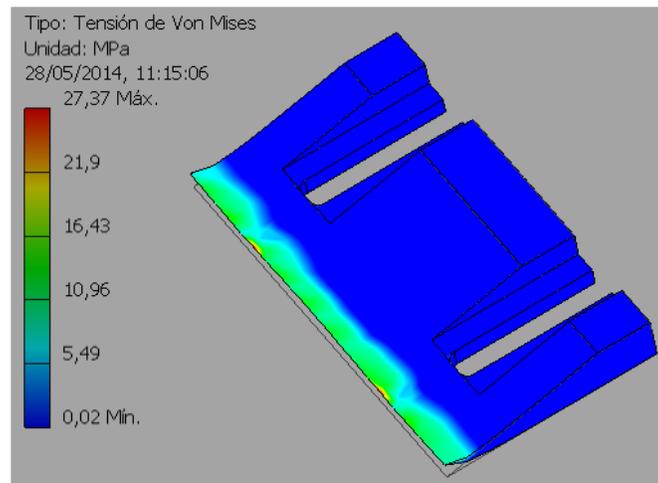


Figura 18: Tensión en la cuchilla según Von Mises
Fuente: Autor

De la figura anterior se concluye que se tiene un diseño confiable de las cuchillas en donde no se presentan fallas considerables ya que se muestra una tensión máxima de 27,37 MPa y una tensión mínima de 0,02 MPa siendo tensiones bajas para que no presentaran problema en el momento del trabajo de la máquina.

En la Figura 19 se muestra el coeficiente de seguridad de la cuchilla en donde se tiene un coeficiente de seguridad máximo de 15 y un coeficiente de seguridad mínimo de 0; esto quiere decir que las cuchillas no fallaran cuando trabaje realizando las actividades a las que fueron diseñadas y construidas.

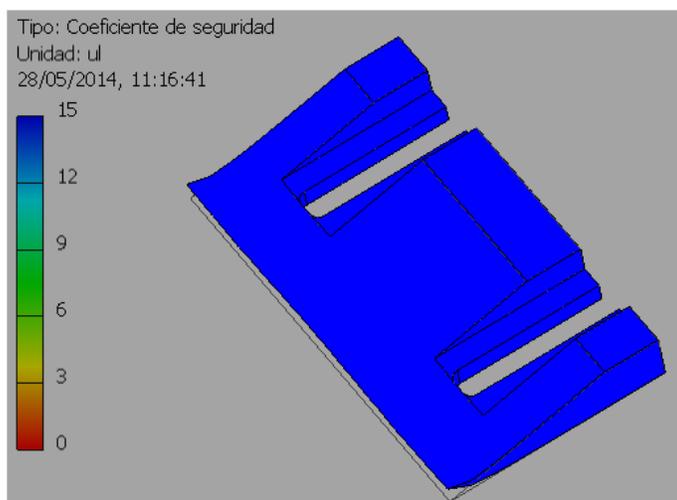


Figura 19: Coeficiente de Seguridad de la cuchilla
Fuente: Autor

A continuación en la Figura 20 se puede apreciar el resumen de los resultados que se obtienen de la simulación de la cuchilla rebanadora de banano verde luego de ser expuesta a las diferentes cargas y sujeciones que se tendrán en la misma; este análisis se realizó mediante la utilización del programa virtual Inventor Professional CAD obteniendo los siguientes datos máximos y mínimos.

Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo			
Volumen	20480,9 mm ³				
Masa	0,158727 kg				
Tensión de Von Mises	0,018352 MPa	27,3666 MPa			
Primera tensión principal	-2,6635 MPa	7,07773 MPa			
Tercera tensión principal	-32,3198 MPa	1,71969 MPa			
Desplazamiento	0 mm	0,00291062 mm			
Coeficiente de seguridad	15 su	15 su			
Tensión XX	-30,9371 MPa	7,03798 MPa	Deformación equivalente	0,0000000779897 su	0,000120866 su
Tensión XY	-1,06757 MPa	6,35662 MPa	Primera deformación principal	0,0000000769267 su	0,0000403242 su
Tensión XZ	-2,69189 MPa	2,69504 MPa	Tercera deformación principal	-0,000142301 su	-0,0000000443754 su
Tensión YY	-4,11396 MPa	2,11953 MPa	Deformación XX	-0,000133805 su	0,0000314738 su
Tensión YZ	-1,77998 MPa	1,74144 MPa	Deformación XY	-0,00000655931 su	0,0000390562 su
Tensión ZZ	-8,22869 MPa	5,54855 MPa	Deformación XZ	-0,0000165395 su	0,0000165588 su
Desplazamiento X	-0,000147346 mm	0,000157429 mm	Deformación YY	-0,0000152734 su	0,0000317567 su
Desplazamiento Y	-0,0000327059 mm	0,00290819 mm	Deformación YZ	-0,0000109365 su	0,0000106997 su
Desplazamiento Z	-0,000152337 mm	0,000148784 mm	Deformación ZZ	-0,0000130114 su	0,0000212542 su

Fuerza de reacción	
Magnitud	Componente (X, Y, Z)
240,991 N	232,78 N
	-62,37 N
	0 N

Figura 20: Resumen de resultados de la cuchilla rebanadora
Fuente: Autor

3.2 DISEÑO DEL EJE

Para el diseño del eje se debe tener en cuenta las cargas que son el resultado de los distintos elementos que interactúan en el diseño de la máquina rebanadora; el eje se acopla a la máquina por medio de chumaceras que le brindan estabilidad y fijación como se indica en la siguiente figura correspondiente al diagrama de cuerpo libre.

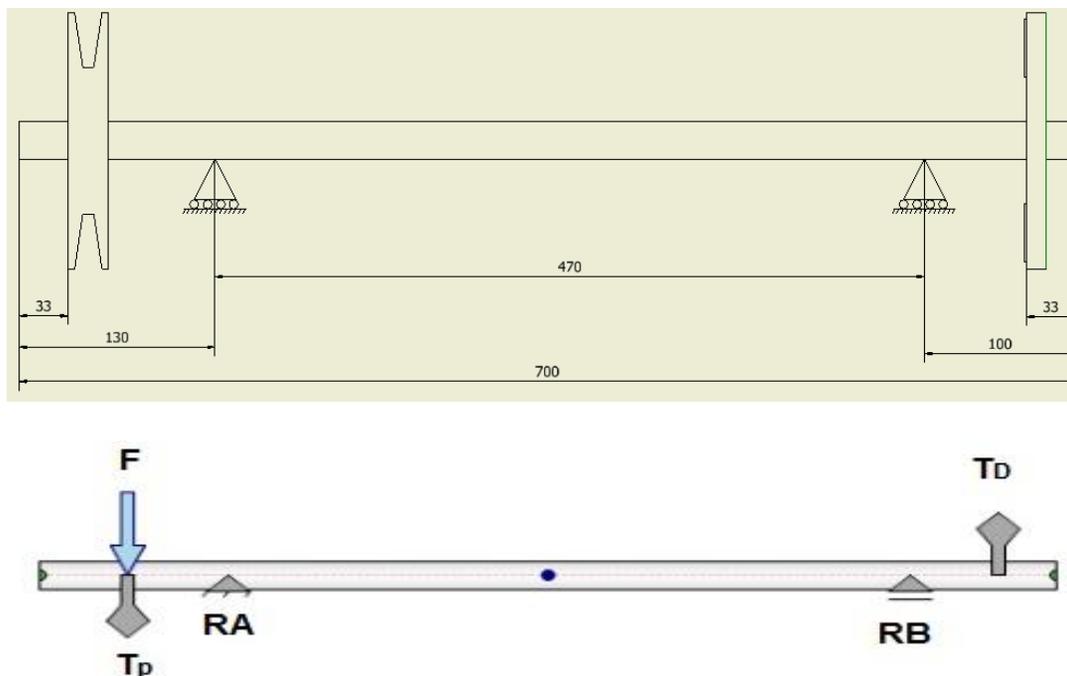


Figura 21: Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión

Fuente: Autor

En la Figura 21 se puede observar el diagrama de cuerpo libre, las reacciones (R_A y R_B) así como las la fuerza radial (F), par de torsión del disco porta cuchillas (T_D) y par de torsión de la polea (T_P).

3.2.1 DISEÑO DEL EJE MEDIANTE ANÁLISIS ESTÁTICO UTILIZANDO INVENTOR PROFESSIONAL CAD

Inventor Professional CAD ofrece la opción de poder calcular un diámetro ideal de un eje partiendo de la ubicación de las diferentes cargas y soportes que se tenga en el sistema; de esta manera se puede conocer y estimar un diámetro ideal del eje.

Una vez que se ha dimensionado el eje de transmisión del sistema se procede a insertar las cargas que se encuentran ejerciendo en el eje.

A continuación se procede a determinar los diagramas de la fuerza cortante, momento flector y determinación de diagramas de esfuerzo para un caso hipotético de un eje de diámetro de 25,4 mm (1 pulgada).

En la Figura 22 se ingresa el valor de la fuerza del tensado de la correa que para este caso es 30.21 y se encuentra a - 320 mm de distancia al centro de la sección.

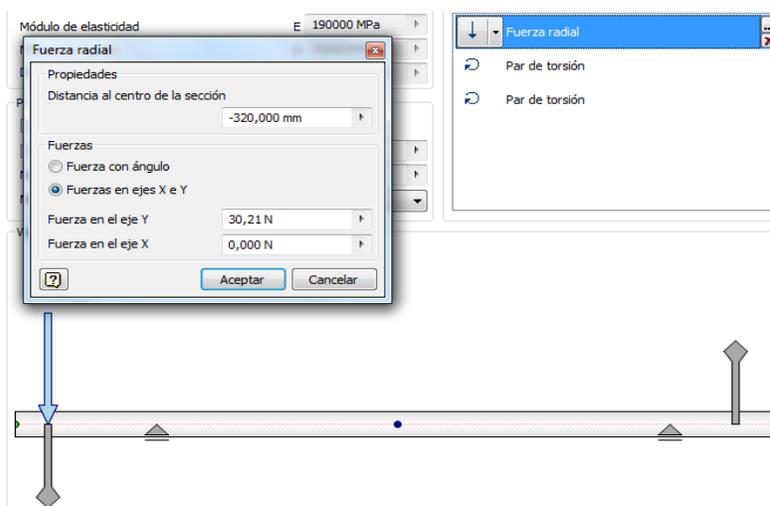


Figura 22: Distribución de fuerzas que actúan en el eje
Fuente: Autor

En la Figura 23 se ingresa el valor del torque del disco porta cuchillas como de la polea que para este caso es 68 N.m y se encuentra a 310 mm de distancia al centro de la sección.

Una vez colocadas las fuerzas que actúan en el eje, Inventor Professional CAD permite observar las fuerzas cortantes y momento flector máximo del sistema obteniendo lo siguiente resultados:

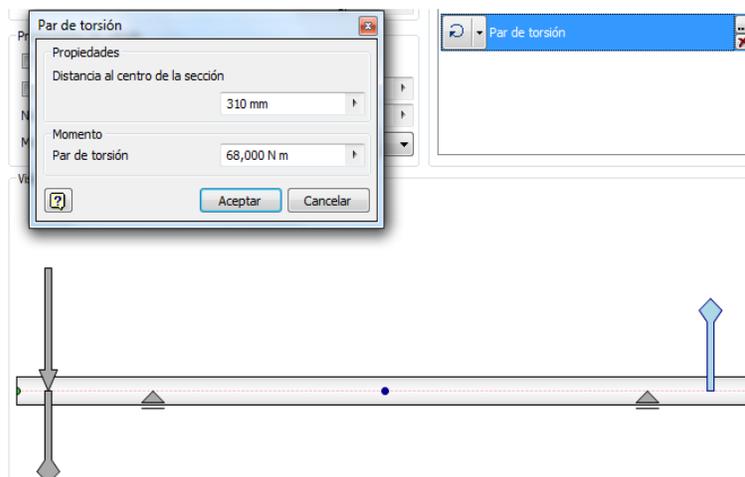


Figura 23: Distribución de torque que actúan sobre el eje
Fuente: Autor

En la Figura 24 se indica el diagrama de la fuerza de corte en el plano y-z; aquí se puede observar que el momento máximo es 30,21 N que sirve para calcular el esfuerzo torsor y-z que está siendo aplicado en el eje.

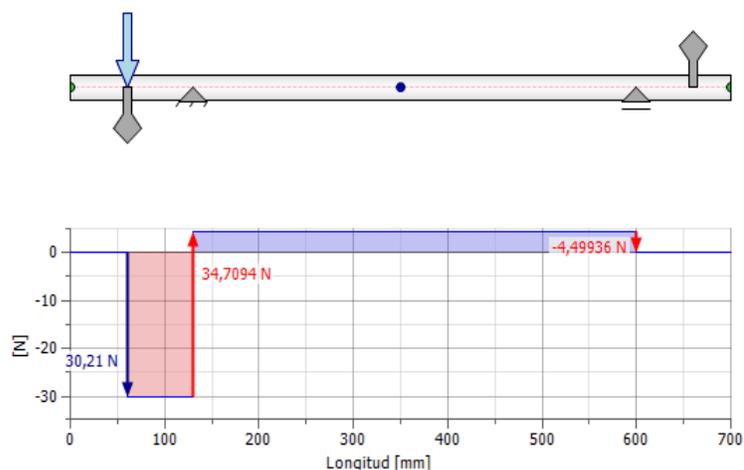


Figura 24: Diagrama de la fuerza de corte en el plano Y-Z
Fuente: Autor

De la Figura 25 se determina el valor máximo del momento flector sobre el eje que es de 3,021 N.m; que se ejerce en eje sobre el plano y-z.

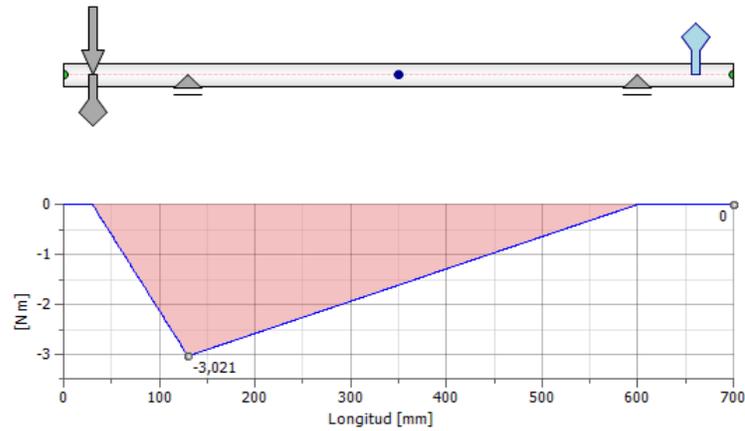


Figura 25: Diagrama del Momento Flector en el plano Y-Z

Fuente: Autor

La Figura 26 se indica el diagrama de tensión de torsión; se observa que el eje se encuentra sometido a un momento torsor de -21.13 MPa que nos sirve para determinar el esfuerzo normal Z.

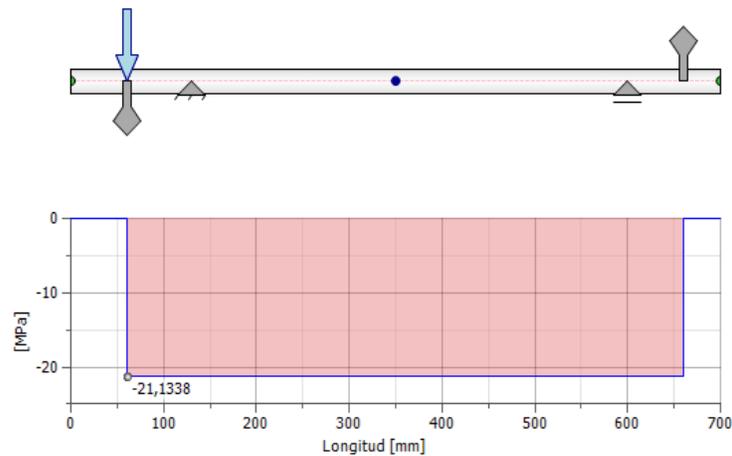


Figura 26: Diagrama de tensión de torsión

Fuente: Autor

A continuación se realiza el cálculo del círculo de Mohr en base a los datos obtenidos anteriormente para determinar los esfuerzos principales que se encuentra sometido el eje.

Para determinar el esfuerzo normal (σ_z) se utilizará la siguiente ecuación:

$$\sigma_z = \frac{32 * M}{\pi * d^3}$$

Ecuación: 23

En donde:

σ_z = Esfuerzo normal en la dirección z-z

M = Momento flector

d = Diámetro del eje

Reemplazando los valores obtenidos en las gráficas anteriores se tiene un esfuerzo en z de 18,77 como se indica en la siguiente ecuación:

$$\sigma_z = \frac{32(21,13)}{\pi * (0,0254)^3}$$

$$\sigma_z = 13,13 \text{ MPa}$$

Para calcular el esfuerzo cortante máximo se aplica la siguiente ecuación:

$$\tau_{yz} = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

Ecuación: 24

En donde:

T = Tensión de torsión

d = Diámetro del eje

Remplazando los valores de las gráficas anteriores se tiene un valor de esfuerzo de torsión de 9,38 MPa.

$$\tau_{yz} = \frac{16 * (30,18)}{\pi * (0,0254)^3}$$

$$\tau_{yz} = 9,38 \text{ MPa}$$

Con los resultados obtenidos se procede a la construcción del círculo de mohr para determinar los esfuerzos principales:

Los datos que se obtuvieron son los siguientes:

$$\sigma_z = 13,13 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\tau_{yz} = 9,38 \text{ MPa}$$

En la Figura 27 se expresa el círculo de Mohr como resultado de los esfuerzos a los cuales está sometido este eje:

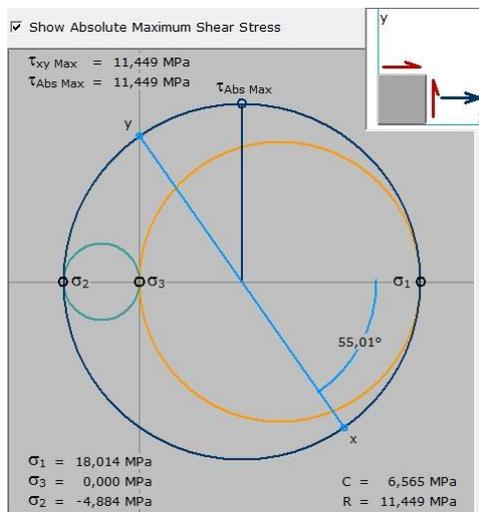


Figura 27: Circulo de Mohr

Fuente: Autor

Para encontrar las componentes del círculo de Mohr se realiza los siguientes cálculos mediante la utilización de las siguientes ecuaciones:

$$C = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \quad \text{Ecuación: 25}$$

En donde:

C= Centro del circulo de mohr

R= Radio del circulo

$$C = \frac{13,13}{2}$$

$$C = 6,56$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{zy}^2} \quad \text{Ecuación: 26}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{13,13}{2}\right)^2 + (0,66)^2}$$

$$R = 11,45$$

De los resultados anteriores se observa que los esfuerzos principales (σ_1, σ_2) y el esfuerzo cortante máximo (τ_{\max}) pueden ser determinados en base a las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{\max} = R = 11,45 \quad \text{Ecuación: 27}$$

$$\sigma_1 = C + R = 6,56 + 11,45 = 18,01 \quad \text{Ecuación: 28}$$

$$\sigma_2 = C - R = 6,56 - 11,45 = -4,89 \quad \text{Ecuación: 29}$$

Para determinar el factor de seguridad mediante un análisis estático por esfuerzo cortante máximo (ECM) se debe emplear la siguiente fórmula:

$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2n} \quad \text{Ecuación: 30}$$

Despejando el factor de seguridad se tiene la siguiente ecuación:

$$n = \frac{S_y}{2\tau_{\max}}$$

A continuación se presenta la Tabla 21 donde se puede apreciar las componentes del círculo de Mohr así como también el factor de seguridad para diferentes espesores de ejes de un acero inoxidable AISI 304 aplicado con las cargas que se tiene en el presente sistema.

Tabla 21: Factor de Seguridad del eje para diferentes tipos de diámetros

d		σ_z	τ_{yz}	σ_y	C	R	τ_{\max}	σ_1	σ_2	Sy	n
in	m	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
1/4 "	0,0064	821	586,3	0	410,5	715,2	715,2	1126,2	-305,2	310	0,22
1/2 "	0,013	97,9	69,9	0	48,95	85,33	85,33	134,28	-36,39	310	1,82
3/4 "	0,019	31,3	22,4	0	15,65	27,32	27,32	42,97	-11,65	310	5,67
1 "	0,025	13,13	9,38	0	6,56	11,45	11,45	18,01	-4,88	310	13,54
2 "	0,051	1,6	1,1	0	0,8	1,36	1,36	2,16	-0,56	310	113,9

Fuente: Autor

De la tabla anterior se concluye que para un diámetro de ¼, ½, ¾, 1 y 2 pulgadas se obtiene un factor de seguridad de 0,22, 1,82, 5,67, 13,54 y 113,9 proporcionalmente por motivo de manufactura para el presente trabajo se decide utilizar un eje con diámetro de 1 pulgada, el mismo que cuenta con un factor de seguridad confiable y se puede trabajar con el sin mayores dificultades por cuestiones de manufactura.

3.2.2 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE MEDIANTE UN ANÁLISIS DINÁMICO

A continuación se realiza el cálculo del factor de seguridad del eje de transmisión con las especificaciones técnicas que se detallan en el capítulo anterior así como las cargas que intervienen en el mismo; se realiza este análisis para ver las diferencias que existen entre un análisis estático y un análisis dinámico.

Para la implementación del eje en el sistema se estableció utilizar un material de acero inoxidable con normas AISI 304; en donde este tipo de material seleccionado cuenta con las siguientes características:

$$S_y = 310 \text{ MPa} \quad \text{Y} \quad S_{ut} = 620 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0.5 S_{ut} \text{ (Budinas R., 2008, pág. 274)}$$

$$S_e = 0.5 (620 \text{ MPa})$$

$$S_e = 310 \text{ MPa}$$

Para determinar el factor de acabado superficial (K_a), de debe tomar en cuenta que el eje tiene un acabado superficial laminado en frío. Los valores de a y b se obtienen de la Figura 17.

Entonces:

$$K_a = a S_{ut}^b \text{ (Budinas R., 2008, pág. 279)}$$

Para valores de:

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

Se obtiene un k_a de 0,82 como demuestra a continuación:

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

$$k_a = 4.51 (620 \text{ MPa})^{-0.265}$$

$$k_a = 0.82$$

Por cuestión de parámetros y esfuerzos ya conocidos el diámetro no puede ser mayor de 2 pulgadas por lo tanto para el factor de tamaño K_b se calcula con el diámetro de 1 pulgada, según la ecuación que el libro de Shigley menciona para diámetros de $0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg}$ se debe ocupar la siguiente fórmula de K_b .

El factor de tamaño (K_b) se determina con la siguiente ecuación:

$$K_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} \text{ (Budinas R., 2008, pág. 280)}$$

$$K_b = 0.879 (1)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.879$$

Por lo tanto K_b obtiene un valor de 0,879.

Para determinar el factor de carga (K_c), debido a la aplicación que tendrá nuestro eje; el mismo que estará sometido a cargas de torsión como de flexión el valor de $K_c=1$

Factor de temperatura (K_d) será de 1 ya que no se encuentra trabajando con temperaturas elevadas.

$$k_d = 1 \text{ (Budinas R., 2008, pág. 283)}$$

El valor de seguridad (K_e) se establece con un factor de seguridad del 95 % por lo tanto siguiendo los valores que se encuentran en el libro de Shigley se tiene:

$$k_e = 1 - 0.08 Z_a \text{ (Budinas R., 2008)}$$

$$k_e = 0.868$$

El factor de discontinuidad (K_f) se lo determina a partir en función de las discontinuidades geométricas presentes en el eje, por cuestiones de diseño en este caso el eje no tendrá discontinuidades por lo que: $K_f = K_{fs} = 1$

Por consiguiente el valor de resistencia a la fatiga (S_e) se determina a través de la siguiente ecuación:

$$Se = ka * kb * kc * kd * ke * kf * Se` \text{ (Budinas R., 2008, p\u00e1g. 279)}$$

$$Se = 0.82 * 0.879 * 1 * 1 * 0.868 * 1 * 310MPa$$

$$Se = 193,95 MPa$$

Por lo tanto se concluye que el valor de \u00edmite de resistencia a la fatiga es de 193,95 MPa.

3.2.2.1 Determinaci\u00f3n de esfuerzo alternante y esfuerzo medio para calcular el factor de seguridad a trav\u00e9s de la teor\u00eda de falla de Goodman.

Para calcular el factor de seguridad del eje se empleara la teor\u00eda de falla de Goodman ya que es f\u00e1cil de utilizar y ser un criterio conservador.

Los esfuerzos principales m\u00e1ximos y m\u00ednimos se emplearan para determinar el esfuerzo medio y el esfuerzo alternante se utilizan los valores de las ecuaciones 27 y 28, dichos valores de reemplazan en la ecuaci\u00f3n 30.

Con la siguiente ecuaci\u00f3n se puede determinar el esfuerzo medio.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ecuaci\u00f3n: 31}$$

En donde:

σ_{max} = esfuerzo m\u00e1ximo

σ_{min} = esfuerzo m\u00ednimo

$$\sigma_m = \frac{18,01 + (-4,89)}{2}$$

$$\sigma_m = 6,56$$

Con la siguiente ecuaci\u00f3n se puede determinar el esfuerzo alternante.

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad \text{Ecuaci\u00f3n: 32}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{18,01 - (-4,89)}{2} \right|$$

$$\sigma_a = 11,45$$

Los valores obtenidos para σ_m es 6,56 y para σ_a es 11,45 con los cuales se procede a determinar el esfuerzo alternante debido a esfuerzos combinados y el esfuerzo medio.

Considerando que los esfuerzo flexionantes, torsionales y axiales tienen componentes alternantes y medios, el esfuerzo de von Mises de los elementos de esfuerzo pueden escribirse como se indica a continuación en la ecuación 33 y ecuación 34.

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(k_f)_{flexion} (\sigma_a)_{flexion} + (k_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0,85} \right]^2 + 3 \left[(k_{fs})_{torsion} (\tau_a)_{axial} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

Ecuación: 33

En donde:

Kf= factor de discontinuidades

σ_a = esfuerzo máximo debido a flexión invertida

Para este caso en el eje el esfuerzo axial es nulo, entonces, la ecuación se simplifica a la siguiente:

$$\sigma'_a = \{ [1(11,45)]^2 + 3[1(9,3)]^2 \}^{1/2}$$

$$\sigma'_a = 19,76$$

Para determinar el esfuerzo alternante medio se emplea la siguiente ecuación como se indica a continuación:

$$\left\{ \left[(k_f)_{flexion} (\sigma_m)_{flexion} + (k_f)_{axial} (\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3 \left[(k_{fs})_{torsion} (\tau_m)_{torsion} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

Ecuación: 34

Para este caso en el eje el esfuerzo axial es nulo, entonces, la ecuación se simplifica a la siguiente:

$$\sigma'_m = \{ [(6,56)]^2 + 3[(4,65)]^2 \}^{1/2}$$

$$\sigma'_m = 10,38$$

Para determinar el factor de seguridad se realiza en base a la ecuación de Goodman con lo cual se obtiene un valor de 8,43. Que es aceptable con respecto a los resultados obtenidos con la teoría de distorsión y ECM. Considerando que para este caso es menor ya que se considera cargas a fatiga.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad \text{Ecuación: 35}$$

$$n = 8,43$$

Para verificar la fluencia, el esfuerzo máximo de von Mises se compara como siempre con la resistencia a la fluencia.

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad \text{Ecuación: 36}$$

Para una verificación rápida y conservadora, en el libro de Shigley en la página 358 dice que se puede obtener una estimación de σ'_{max} simplemente al sumar σ'_a y σ'_m . El valor de $(\sigma'_a + \sigma'_m)$ siempre será mayor o igual que σ'_{max} por lo cual será conservador obteniendo la siguiente ecuación:

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

$$n = 10,28$$

Inventor Professional CAD ofrece la posibilidad de obtener un diámetro ideal con el que se puede trabajar y sea capaz de soportar las determinadas cargas que interactúan en él.

Mediante la simulación en el programa virtual antes mencionado se obtuvo un diámetro de 22,89 mm (0,9 pulgadas) siendo un aval para la selección del diámetro de 1 pulgada.

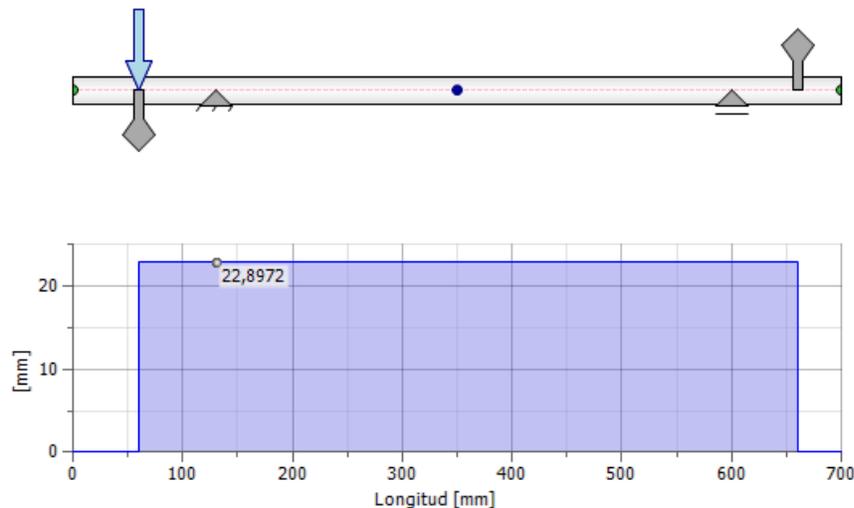


Figura 28: Diagrama del diámetro ideal mediante Inventor Professional CAD

Fuente: Autor

La Figura 28 muestra el diámetro ideal con el que se puede trabajar, el diámetro seleccionado fue de 1 pulgada teniendo un buen factor de seguridad, el mismo que garantiza la correcta funcionalidad del sistema siendo uno de los elementos principales del presente proyecto. Los datos obtenidos anteriormente y la simulación que se tiene de Inventor Professional corroboran que se eligió correctamente el diámetro del eje.

3.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

Para seleccionar la potencia del motor se determina en función de la potencia requerida por parte del disco porta cuchillas y vencer el torque que este elemento genera; además de considerar el factor de seguridad que le protegerá de fallos debido a golpes, vibraciones o impulsos.

De la ecuación 3 se obtuvo que el disco porta cuchillas genera un torque de 45 N.m, cada cuchilla tarda un tiempo de 0,1 segundo en recorrer los 180° del disco. A continuación mediante la ecuación 37 se determina la potencia del motor requerida para que las cuchillas giren sin ninguna dificultad y sean capaz de rebanar el banano

verde con facilidad.

$$Pot = \frac{T}{t} \text{ (Yanchapaxi, 2008, pág. 58)} \quad \text{Ecuación: 37}$$

Donde:

T= Torque

t= Tiempo en que tarda la cuchilla en girar y volver a realizar el segundo rebanado.

Remplazando los valores de la ecuación 37 se tiene la siguiente potencia:

$$Pot = \frac{44,59 \text{ N.m}}{0,1 \text{ seg}}$$

$$Pot = 445,9 \text{ W} = 0,59 \text{ HP}$$

Una vez calculado la potencia del motor se obtuvo una potencia de 0,59 Hp; considerando pérdidas por fricción e imprevistos debido a la banda, apoyos del eje en las chumaceras, peso del disco, y cargas imprevistas como por ejemplo atascamiento del disco por accidente.

Entonces se tiene lo siguiente:

$$Pot = 0,59 \text{ HP} * 1,7$$

$$Pot = 1 \text{ HP}$$

El motor que se utiliza tiene las siguientes características.

Tabla 22: *Características del motor a utilizar*

MARCA:	WEG
TIPO:	DM
MODELO:	D56109
HZ:	60
POTENCIA:	1 HP
RPM	1750
VOLTAJE:	110/220 V
AMPERAJE:	12/6.0 A
SF:	1,25

Fuente: Autor (Darwin Quinche)

3.4 SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR BANDAS

Una banda es un elemento flexible de transmisión de potencia que asienta firmemente en un conjunto de poleas o poleas acanaladas. Cuando se usa la banda para reducir la velocidad, que es el caso típico, la polea menor se monta en el eje de alta velocidad, que puede ser el de un motor eléctrico. La polea mayor se monta en la máquina impulsada. La banda se diseña para montarse en las dos poleas, sin resbalamiento. (Mott, 2006, pág. 271)

3.4.1 DETERMINACIÓN DE LAS RPM NECESARIAS PARA OBTENER UN BUEN PRODUCTO CON MUY BUENA CALIDAD

Uno de los aspectos fundamentales para la obtención de un producto con buena calidad como rodajas uniformes, rebanadas con un mismo espesor. También se debe verificar las revoluciones a las que debe estar girando el disco porta cuchillas; es por esto que se planteó determinar las revoluciones a las que debería trabajar la máquina rebanadora de banano verde, y se realizó la Tabla 23 para determinar las revoluciones, la producción y la calidad de las hojuelas.

Para la elaboración de la Tabla 23 se sigue el siguiente procedimiento:

- Se acopla al motor un variador de frecuencia en relación de transmisión 1:1.
- Se varía las revoluciones y se determina el grado de conformidad del producto.
- Se realizó las tabulaciones de los resultados obtenidos en base a la producción y calidad de las rebanadas de banano verde.

En la Tabla 23 se puede apreciar los datos obtenidos entre las revoluciones, producción y calidad del rebanado de banano verde; en la que se obtuvo los siguientes datos utilizando dos cuchillas de rebanado, para determinar el grado de conformidad se realizó mediante ensayos realizados a diferentes revoluciones los mismos que se pueden apreciar en los resultados obtenidos.

Tanto para la producción como para la calidad se toma el siguiente porcentaje para los diferentes factores.

Producción y calidad mala = 10%

Producción y calidad buena = 60%

Producción y calidad muy buena = 100%

Tabla 23: Comparación entre RPM-Producción y calidad de rebanado

RPM	PRODUCCIÓN		CALIDAD	
50	mala	10%	buena	60%
55	mala	10%	buena	60%
60	mala	10%	buena	60%
65	mala	10%	buena	60%
70	mala	10%	buena	60%
75	mala	10%	buena	60%
80	mala	10%	buena	60%
85	mala	10%	buena	60%
90	mala	10%	buena	60%
95	mala	10%	buena	60%
100	mala	10%	buena	60%
105	mala	10%	buena	60%
110	mala	10%	buena	60%
115	mala	10%	buena	60%
120	mala	10%	buena	60%
125	mala	10%	buena	60%
130	mala	10%	buena	60%
135	mala	10%	buena	60%
140	mala	10%	buena	60%
145	mala	10%	buena	60%
150	mala	10%	buena	60%
155	mala	10%	buena	60%
160	mala	10%	buena	60%
165	mala	10%	buena	60%
170	mala	10%	buena	60%
175	mala	10%	buena	60%
180	mala	10%	buena	60%
185	mala	10%	buena	60%
190	mala	10%	buena	60%
195	mala	10%	buena	60%
200	mala	10%	buena	60%

205	buena	60%	muy buena	100%
210	buena	60%	muy buena	100%
215	buena	60%	muy buena	100%
220	buena	60%	muy buena	100%
225	buena	60%	muy buena	100%
230	buena	60%	muy buena	100%
235	buena	60%	muy buena	100%
240	buena	60%	muy buena	100%
245	buena	60%	muy buena	100%
250	buena	60%	muy buena	100%
255	muy buena	100%	muy buena	100%
260	muy buena	100%	muy buena	100%
261	muy buena	100%	muy buena	100%
262	muy buena	100%	muy buena	100%
263	muy buena	100%	muy buena	100%
264	muy buena	100%	muy buena	100%
265	muy buena	100%	muy buena	100%
266	muy buena	100%	muy buena	100%
267	muy buena	100%	muy buena	100%
268	muy buena	100%	muy buena	100%
269	muy buena	100%	muy buena	100%
270	muy buena	100%	muy buena	100%
271	muy buena	100%	muy buena	100%
272	muy buena	100%	muy buena	100%
273	muy buena	100%	muy buena	100%
274	muy buena	100%	muy buena	100%
275	muy buena	100%	muy buena	100%
276	muy buena	100%	muy buena	100%
277	muy buena	100%	muy buena	100%
278	muy buena	100%	muy buena	100%
279	muy buena	100%	muy buena	100%
280	muy buena	100%	muy buena	100%
285	muy buena	100%	buena	60%
290	muy buena	100%	buena	60%
295	muy buena	100%	buena	60%
300	muy buena	100%	buena	60%
305	muy buena	100%	buena	60%
310	muy buena	100%	buena	60%
315	muy buena	100%	buena	60%
320	muy buena	100%	buena	60%

325	muy buena	100%	buena	60%
330	muy buena	100%	buena	60%
335	muy buena	100%	buena	60%
340	muy buena	100%	buena	60%
345	muy buena	100%	buena	60%
350	muy buena	100%	buena	60%
355	muy buena	100%	mala	10%
360	muy buena	100%	mala	10%
365	muy buena	100%	mala	10%

Fuente: Autor

La tabla anterior es importante ya que se obtiene datos muy trascendentales como a que revoluciones debe trabajar la máquina con producción y calidad muy buena.

De la Figura 46 se establece que la máquina debe trabajar en un rango de 260 a 280 RPM que es en donde se obtiene una producción y calidad muy buena, datos que nos servirán para determinar el sistema de transmisión por banda en V.

3.4.2 SELECCIÓN DE LA BANDA Y POLEAS

La transmisión de potencia de la máquina rebanadora de banano verde está conformada por una banda la misma que transmite la potencia de la polea conductora hacia la polea conducida con una correa tipo V las mismas que se utiliza como referencia el Manual Técnico para transmisiones por correas trapeciales, Optibelt, 2012; por brindar mayor información y facilidad de comprensión se decide utilizar esta información técnica.

Se decide utilizar las correas de este fabricante por sus cualidades y garantías que esta empresa ofrece con sus productos como:

- exenta de mantenimiento
- elevado rendimiento
- económicas
- constancia del artículo

- resistentes al aceite, resistentes al calor
- respetuosa con el medio ambiente

3.4.2.1 Cálculos de diámetros y revoluciones requeridos

Para determinar el sistema de transmisión se parte del número de revoluciones a las que gira el motor y los datos obtenidos de la Tabla 23 en donde se estableció las revoluciones por minuto a las que debe girar la máquina para obtener un adecuado rebanado, a continuación se presenta la relación de transmisión y el diámetro de las poleas para obtener las revoluciones deseadas.

Los siguientes cálculos se realizan en base al manual del fabricante que es el Manual Técnico para transmisiones por correas trapeciales de Optibelt en donde:

Dpm: Diámetro primitivo de polea motriz

Dpc: Diámetro primitivo de polea conducida

Mediante la ecuación 38 se determinan el diámetro primitivo de la polea motriz teniendo lo siguiente:

$$D_{pm} = \frac{RPM \text{ eje cond} * D_{pc}}{RPM \text{ eje motriz}} = \frac{273,44 \text{ RPM} * (406,4) \text{ mm}}{1750 \text{ RPM}} = 63,5 \text{ mm} \pm 20 \quad \text{Ecuación: 38}$$

$$D_{pc \text{ eje cond}} = \frac{RPM \text{ eje motriz} * D_{pm}}{RPM \text{ eje cond}} = \frac{1750 \text{ RPM} * (63,5 \text{ mm})}{273,44 \text{ RPM}} = 406,4 \text{ mm} \pm 20 \quad \text{Ecuación: 39}$$

$$RPM \text{ cond} = \frac{RPM \text{ eje motriz} * d_{pm}}{D_{pc}} = \frac{1750 \text{ RPM} * (63,5 \text{ mm})}{406,4 \text{ mm}} = 273,4 \text{ RPM} \pm 20 \quad \text{Ecuación: 40}$$

$$RPM_{motriz} = \frac{RPM_{eje cond} * D_{dc}}{D_{dm}} = \frac{273,44 \text{ RPM} * (406,4 \text{ mm})}{63,5 \text{ mm}} = 1750 \text{ RPM} \pm 20 \quad \text{Ecuación: 41}$$

3.4.2.2 Factor de ángulo de contacto (C₁)

Las potencias nominales según el catálogo Optibelt P_N se basan en una fórmula reconocida internacionalmente y una vida útil teórica de la correa de 25.000 horas bajo condiciones ideales. Esta fórmula tiene constantes del material a aplicar de acuerdo con los procedimientos estándar del fabricante. (Optibelt, 2012)

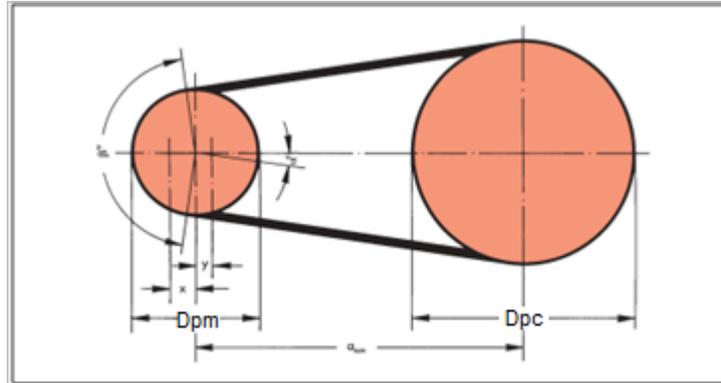


Figura 29: Parámetros de factor de condición superficial

Fuente: Manual Técnico para transmisiones por correas trapezoidales, Optibelt, 2012

$$\frac{D_{pc} - D_{pm}}{d_{nominal}} = \frac{406,4mm - 63,5mm}{500} = 0.685 \quad \text{Ecuación: 42}$$

Con este valor obtenido recurrimos al Anexo 1 en la tabla de potencia nominal proporciona los valores de $\beta = 139,6^\circ$ y $C_1 = 1,00$ basados en las normas para correas trapezoidales clásicas en DIN 2218, para la misma vida útil teórica.

3.4.2.3 Factor de carga (C_2)

El factor de carga C_2 considera el tiempo de servicio diario y el tipo de máquina motriz y conducida. Es de aplicación exclusiva para accionamientos de dos poleas. Las condiciones de trabajo extremas como exceso de polvo, altas temperaturas no se consideran puesto que prácticamente es imposible cubrir toda la máquina.

Para este caso se toma los valores del Manual Técnico para transmisiones por correas trapezoidales de transmisiones ligeras con un servicio diario de hasta 10 horas donde proporciona un factor de carga $C_2 = 1.1$ como se puede apreciar en el Anexo 1 en la tabla que corresponde a factor de carga. (Optibelt, 2012)

3.4.2.4 Relación de transmisión

Para encontrar la relación de transmisión se emplea la siguiente fórmula en donde se tiene que:

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

Ecuación: 43

En donde:

n_1 = Revoluciones por minuto del eje motriz

n_2 = Revoluciones por minuto del eje conducido

$$i = \frac{1750 \text{ RPM}}{273,4 \text{ RPM}} = 6,4$$

La relación de transmisión es aproximadamente de 6.

3.4.2.5 Desarrollo de referencia de la correa

Para calcular el desarrollo de referencia de la correa se emplea la siguiente fórmula:

$$L_{dth} = 2a + 1.57 (D_{ac} + D_{am}) + \frac{(D_{ac} - D_{am})^2}{4a} \quad \text{Ecuación: 44}$$

$$L_{dth} = 2(300) + 1.57 (406,5 - 63,5) + \frac{(343)^2}{4(300)}$$

$$L_{dth} = 1435,9 \text{ mm}$$

Según el perfil calculado y el desarrollo de la referencia de la correa, en el mercado podemos encontrar correas PBA, para el desarrollo se decide comprar una correa número A55 que son los más cercanos a los valores de los cálculos obtenidos.

3.4.2.6 Factor de desarrollo (C_3)

El factor de desarrollo C_3 considera la flexión de la correa basándose en el desarrollo de referencia para el perfil de correa en cuestión además considera el arco de contacto entre la correa y las poleas que en definitiva limita la capacidad de transmisión ya que este es un sistema que trabaja por roce. (Optibelt, 2012)

Perfil SPA, XPA	
Desarrollo de Referencia (mm)	C2
800	0,81
850	0,82
900	0,83
950	0,84
1000	0,85
1060	0,86
1120	0,86
1180	0,87
1250	0,88
1320	0,89
1400	0,9
1500	0,91
1600	0,92
1700	0,93
1800	0,94

Figura 30: Factor de Desarrollo de la correa

Fuente: Manual Técnico para transmisiones por correas trapeciales, 2012

De acuerdo con los datos obtenidos se tiene un factor de desarrollo de 0,90, si se desea un dato preciso se debe interpolar entre un factor de desarrollo de 1400 y 1500 adquiriendo un factor de desarrollo de 0,90359.

3.4.2.7 Número de correas

Para el cálculo del número de correas el manual del fabricante de las correas a utilizar recomienda la siguiente fórmula.

$$Z = \frac{P * C_2}{P_N * C_1 * C_3} \quad \text{Ecuación: 45}$$

En donde:

P= Potencia (Kw)

C₂= Factor de carga

P_N= Potencia Nominal

C_1 = Factor de ángulo de contacto

C_3 = Factor de desarrollo

Remplazando los valores se tiene lo siguiente:

$$Z = \frac{0,83 * (1.1)}{2,28 * (1)(0,94)} = 0,44$$

Para obtener la potencia nominal nos ayudamos del Anexo 1 correspondiente a potencia nominal de correas en donde se obtiene un valor de 2,28, de acuerdo a los cálculos realizados se debe utilizar 0,44 correa por lo cual se toma la decisión de utilizar 1 correa tipo PBA o A55 para el presente proyecto.

3.4.2.8 Cálculo de la velocidad de la banda

La relación de velocidad de la polea motriz y conducida como es inversamente proporcional a la relación de los diámetros de los pasos lo cual se calcula con la siguiente ecuación.

$$V_b = \frac{d_{pc} * \pi * RPM \text{ motriz}}{60000} \quad \text{Ecuación: 46}$$

En donde:

V_b = Velocidad de la banda

$$V_b = \frac{406.4 \text{ mm} * \pi * 1750 \text{ RPM}}{60000}$$

$$V_b = 37,24 \text{ m/s}$$

Una vez realizado los cálculos de la velocidad de la banda se obtuvo un valor de 37,24 m/s.

Para realizar los cálculos de la fuerza que realiza la banda se toma la potencia del motor sin tomar en cuenta el 20 % de pérdidas; tomando únicamente una potencia ideal del motor.

Para fines de diseño se determina que $F_1/F_2 = 3$ con un ángulo de 180° se tiene que:

Fb= fuerza generada por la banda

$$Pd = (F1 - F2)Vb \text{ (Carlosama, 2013)} \quad \text{Ecuación: 47}$$

Donde:

Pd= Potencial de diseño = 3/4HP = 559,27 W

$$(F1 - F2) = \frac{Pd}{Vb} = \frac{559,27}{37,24} = 15,02 \text{ N}$$

$$3F2 = F2 + 15,02$$

$$3F2 - F2 = 15,02$$

$$F2 = \frac{15,02}{2}$$

$$F2 = 7,51 \text{ N}$$

$$F1 = 15,19 \text{ N} + 7,51 \text{ N}$$

$$F1 = 22,7 \text{ N}$$

Por tanto la fuerza que ejerce la banda sobre el eje es:

$$Fb = (F1 + F2) = 22,7 \text{ N} + 7,51 \text{ N} \quad \text{Ecuación: 48}$$

$$Fb = 30,21 \text{ N}$$

De los cálculos anteriores se obtuvo un valor de 30,21 N, esta es la fuerza que ejerce la banda sobre el eje, este valor es importante ya que se debe tomar para el cálculo del diámetro del eje.

3.5 SELECCIÓN DE LAS CHUMACERAS A UTILIZAR

Como se estableció en el capítulo anterior se utilizara rodamientos de bolas los mismos que tendrán un diámetro interior que va acorde al diámetro del eje que se utilizará, es por esto que necesitaremos un rodamiento de 1 pulgada de diámetro o 25,4 mm por lo que se selecciona una chumacera con nomenclatura UC 205-16, lo que significa que es una chumacera con rodamientos de bolas para ejes con diámetro

del eje de 25,4 mm además de esto por soportar cargas radiales que se tendrán en el sistema.

Para realizar los diferentes cálculos en relación a las chumaceras se emplea información de tablas correspondientes a la norma DIN ISO 281.

Del manual del fabricante se obtiene la figura 31 en donde se puede obtener los siguientes datos que nos facilitarán y ayudarán a realizar los cálculos correspondientes a las chumaceras a utilizar en este proyecto.

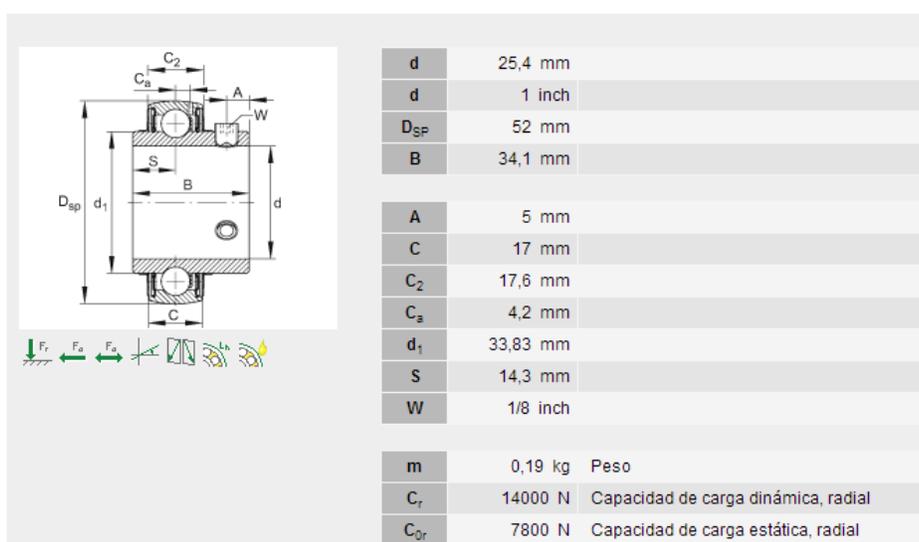


Figura 31: Características de la chumacera a utilizar

Fuente: http://medias.ina.de/medias/es!hp.ec.br.pr/UC*UC205-16

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k \quad \text{Ecuación: 49}$$

Donde:

L₁₀= vida estimada en millones de revoluciones

C= es la capacidad de carga dinámica

P= es la carga equivalente sobre el rodamiento

k= es 3 para los rodamientos de bolas

El valor de Pr será la carga que debe soportar las mismas que serán el disco porta cuchillas, la polea, eje, cuchillas que nos da un valor de 12,81 Kg ó 125,538 N.

$$L_{10} = \left(\frac{14000}{125,538} \right)^3$$

$$L_{10} = 1386942,61$$

Para la selección de los rodamientos, es necesario determinar la capacidad de carga de estos elementos, los cuales deben soportar una vida útil aproximada de 1920 horas de trabajo teniendo en cuenta que un rodamiento bajo condiciones de trabajo ligero.

La máquina trabajará 52 días en un año.

Para conocer la vida útil de los rodamientos en años se divide las horas de vida útil de las chumaceras sobre 1 hora/día que trabajará la máquina.

Vida útil de las chumaceras en días= 240/ 52=4,6 años

Lo que se lleva a determinar que las chumaceras o rodamientos tendrán una vida útil de 4 años por lo que se deberán reemplazar cada 4 años aproximadamente.

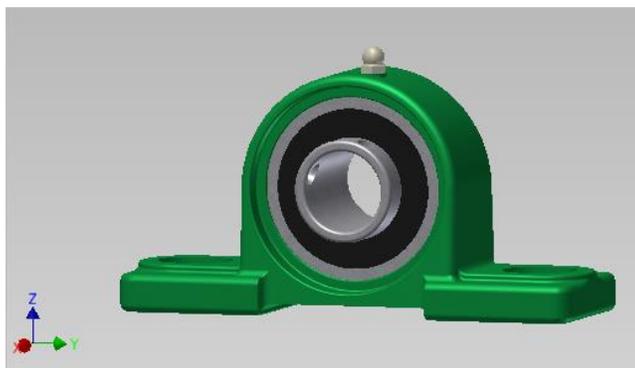


Figura 32: Rodamiento en Inventor Professional.

Fuente: Autor

Los rodamientos seleccionados son de lubricación cerrada de esta manera se evitará contaminaciones del producto en su funcionamiento por posibles derrame del lubricante.

3.6 ESTRUCTURA METÁLICA

La selección del material para la construcción de la estructura es una decisión muy importante ya que es donde se sujetarán los componentes principales de la máquina rebanadora de banano verde; a la estructura se sujetará la cámara de alimentación de los bananos así como la protección de la polea, protección del eje y la carcasa de la máquina.

Aplicando los conocimientos y las recomendaciones de diferentes citas bibliográficas como el de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley o Diseño de Estructuras de Hibbeler; en donde manifiestan que se debe tomar como punto de partida los tipos de perfiles estructurales, por lo que se tomara en cuenta los ángulos en L que son los más usados para este tipo de aplicaciones como son las estructuras, las características se detallan en la Tabla 6 por las prestaciones que ofrece el acero ASTM A36 como: menor costo y facilidad de adquisición en el mercado.

La Tabla 24 muestra el factor de seguridad que se debe emplear en las estructuras para los diferentes aceros o materiales dúctiles dependiendo de la clase de carga que se tenga; a partir de la siguiente se empleara para obtener los respectivos cálculos de la estructura para la máquina rebanadora de banano verde.

Tabla 24: *Coeficiente de Seguridad (Coeficiente de Cálculo)*

CLASE DE CARGA	ACERO, MATERIALES DÚCTILES	
	Basado en la resistencia máxima	Basado en la resistencia a la fluencia
Carga permanente	3- 4	1,5 - 2
repetida, una dirección, gradual (choque suave)	6	3
Repetida, invertida, gradual (choque suave)	8	3
Choque	10 - 15	5 - 7

Fuente: Diseño de elementos de máquinas, (Faires, 2001, pág. 24)

A continuación se muestra el diseño que podría tener la estructura que deberá ser capaz de soportar los componentes que contiene la máquina rebanadora de banano verde, las dimensiones de la estructura se establecieron de acuerdo a factores como: ergonomía, facilidad de diseño, menor costo, adecuación a los componentes con los que se cuenta y estabilidad.

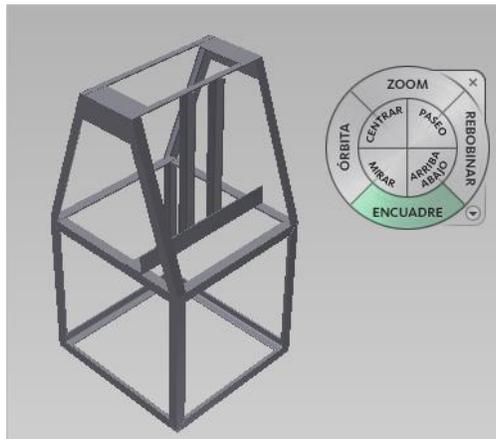


Figura 33: Estructura de la máquina diseñada en CAD Inventor Profesional

Fuente: Autor

3.6.1 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA METÁLICA

La estructura metálica será el soporte de las partes que constituyen la máquina rebanadora de banano verde la misma que está construida con perfil estructural de ángulo L , se encuentra soldada en todas sus uniones con electrodos 6011 los mismos que son idóneos para el tipo de material de la estructura.

Para el cálculo de la viga la cual soportará a los diferentes componente o sistemas de la máquina se decide realizar los cálculos para una fuerza de 980 N que es una fuerza que puede aplicarse debido a cargas que se presenten sobre la máquina ya sean voluntarias o involuntarias o por cualquier tipo de colisión inferior a 980 N que se tenga en la misma.

El sistema se asume como una viga sometida a flexión como se muestra en la siguiente figura:

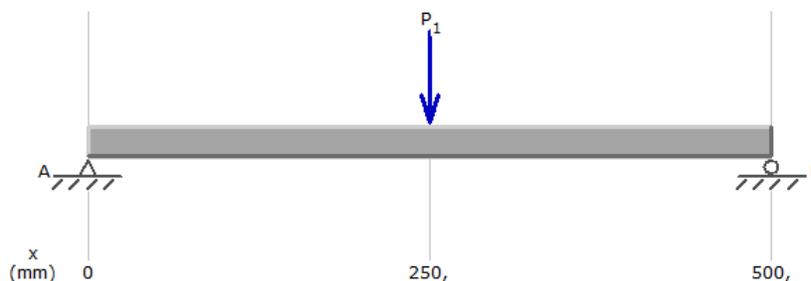


Figura 34: Diagrama de fuerzas de la viga
Fuente: Autor

La fuerza total (F) es:

$$F = 100 \text{ Kgf} = 980 \text{ N}$$

Como se tienen dos vigas que soportan esta fuerza entonces se tiene:

$$F_1 = \frac{F}{2} = 490 \quad \text{Ecuación: 50}$$

Para conocer la fuerza cortante que se aplica sobre la viga se emplea la siguiente ecuación, teniendo:

$$V = \frac{F_1}{2}$$

En donde:

V =fuerza cortante

F_1 =fuerza que ejerce sobre la viga

$$V = 245 \text{ N}$$

La fuerza cortante máxima será de 245 N la misma que servirá para encontrar el valor del módulo de sección del perfil estructural.

Para determinar el momento flector máximo se emplea la ecuación 51 teniendo lo siguiente:

$$M_{max} = V \frac{L}{2} \quad \text{Ecuación: 51}$$

Donde:

M_{max} = Momento flector máximo

L= Longitud de la viga

$$M_{max} = 61250 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

A continuación se puede representar gráficamente los valores del esfuerzo cortante máximo y de la fuerza cortante para realizar los diferentes cálculos, se considera una viga de 500 mm y una fuerza de 490 N como se puede apreciar en la siguiente figura:

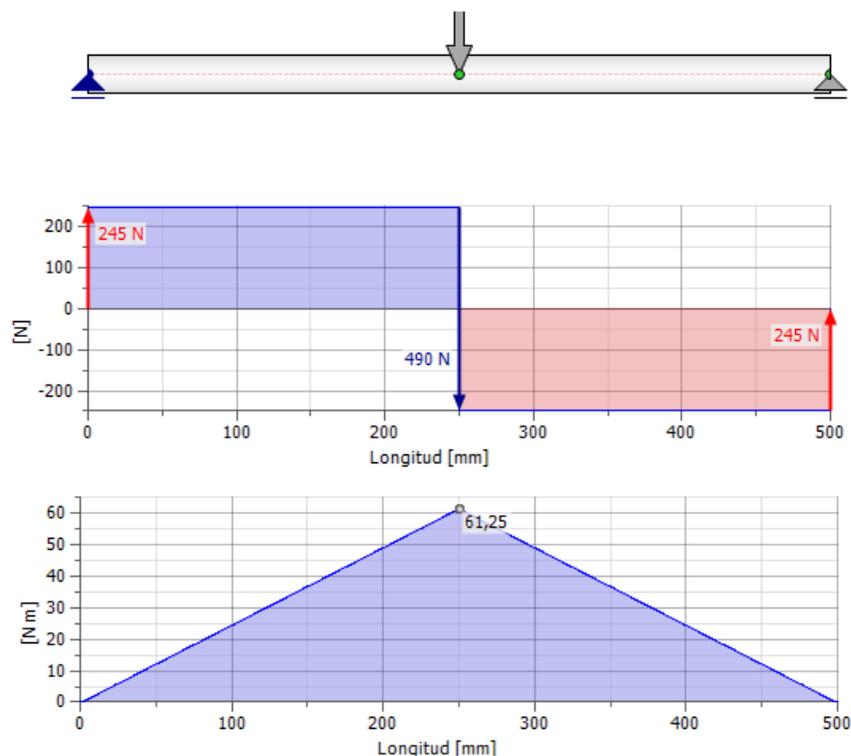


Figura 35: Diagrama de Cortes y Momentos de la viga

Fuente: Autor

Para determinar el perfil L de lados iguales se emplea el factor de seguridad de la Tabla 24 con el cual conoceremos y determinaremos el esfuerzo que soportará el mismo. El factor que se tomara será de 3.

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ecuación: 52}$$

$$\sigma_{max} = \frac{250 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma_{max} = 83,33 \text{ MPa}$$

Para calcular las características del perfil a utilizar se emplea la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{w} \quad \text{Ecuación: 53}$$

$$w = \frac{M_{max}}{\sigma_{max}}$$

Donde:

w = Módulo de la selección del perfil

$$w = \frac{61250}{83,33}$$

$$w = 735 \text{ mm}^3$$

Una vez que se conoce el módulo de sección del perfil se procede a ver en las tablas un valor que coincida o sea muy cercano al obtenido, de acuerdo a los cálculos realizados se puede evidenciar en el Anexo 1 de perfiles conformados en L se establece que se puede utilizar perfiles en L de 30 mm X 30 mm en la base ya que soportará todo el peso de la máquina y de 20 mm X 20 mm en la parte superior.

3.6.1.1 Análisis de fatiga de la viga.

Para tener una mayor seguridad de la viga que se va a utilizar se procede a realizar un análisis de fatiga mediante un análisis esfuerzo – deformación para una vida finita este método de análisis nos ayudara a comprobar una correcta elección del perfil a utilizar.

$$Se' = 0.5 Sut \text{ (Budinas R., 2008, pág. 274)}$$

Donde:

Se' = Límite de fatiga del material

Sut = Resistencia última del material

$$Se' = 0.5 * 400MPa$$

$$Se' = 200 MPa$$

Factor de Superficie (Ka)

Se determina mediante la siguiente ecuación, los factores de a y b se establecen a partir del anexo 6.

$$K_a = a S_{ut}^b \text{ (Budinas R., 2008, pág. 279)}$$

$$K_a = 57,7 (400^{-0.718})$$

$$K_a = 0.781$$

Factor de tamaño (Kb)

Para calcular el factor de tamaño (K_b) es necesario recurrir al cálculo de una dimensión efectiva que se obtiene al igualar el volumen del material sometidos a esfuerzos, como lo manifiesta en el libro de SHIGLEY, J.E; "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Ed., p. 281 el mismo que sugiere utilizar en estos casos la siguiente fórmula.

$$A_{0,95\sigma} = 0,10af_t \text{ (Budinas R., 2008, pág. 282)}$$

$$A_{0,95\sigma} = 0,10(1,5)(3)$$

$$A_{0,95\sigma} = 0,45$$

$$d_e = \sqrt{\frac{0,45}{0.076}} = 2,43 \text{ mm}$$

Una vez determinado el diámetro se toman los valores del anexo 1 para utilizar la siguiente fórmula:

$$K_b = 1,24d^{-0.107}$$

$$K_b = 1,24(2,43)^{-0.107}$$

$$K_b = 1,13$$

Factor de tamaño (Kc)

El factor de carga (K_c) se determina según el tipo de carga que se aplica al elemento (ver Tabla 18).

$$K_c = 1 \text{ (Budinas R., 2008, pág. 282)}$$

Factor de tamaño (Kd)

El factor de temperatura (Kd) evalúa según la siguiente premisa

$$K_d = 1 \quad \text{Si} \quad T = 20^\circ C \quad (\text{Budinas R., 2008, pág. 283})$$

El factor de confiabilidad (Ke)

Se elige un factor de seguridad de 90 %

$$K_e = 1 - 0.08 * Z_a \quad (\text{Budinas R., 2008, pág. 284})$$

$$K_e = 1 - 0.08(1.288)$$

$$K_e = 0.897$$

Conociendo todos los datos se reemplaza en la ecuación de resistencia a la fatiga que es la siguiente.

$$S_e = K_a . K_b . K_c . K_d . K_e . S_e' \quad (\text{Budinas R., 2008, pág. 279})$$

$$S_e = 0.781 * 1,13 * 1 * 1 * 0.897 * 200MPa$$

$$S_e = 158,32 \text{ MPa}$$

Para calcular los esfuerzos medios y de amplitud de la viga se va a tomar el módulo de selección de la viga a utilizar en donde se tiene:

Reemplazando calores en la ecuación 53 se tiene lo siguiente:

$$\sigma_{max} = \frac{20430 \text{ N.mm}}{735 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_{max} = 27,79 \text{ MPa}$$

Utilizando la ecuación 31 se puede determinar el esfuerzo medio.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = 13,9 \text{ MPa}$$

Mediante la ecuación 32 se determina el esfuerzo alternante.

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

$$\sigma_a = 13,9 \text{ MPa}$$

Para el cálculo del factor de seguridad se empleará el criterio de falla de Goodman por ser fácil de utilizar y lo que es muy importante es conservadora; aplicando la formula se tiene lo siguiente:

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

$$n = 8,1$$

Una vez aplicado el criterio de Goodman se concluye que con la utilización del perfil L con las especificaciones antes mencionadas te tiene un factor de seguridad de 8,1 que es un valor muy bueno para utilizar este elemento con que se realiza la estructura de la máquina rebanadora de banano verde.

3.6.2 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA METÁLICA MEDIANTE INVENTOR PROFESSIONAL CAD

Inventor Professional CAD contiene en sus librerías los perfiles que se utilizó en la elaboración de la estructura, permitiendo de esta manera realizar simulaciones y obtener un análisis real, el mismo que ayuda a determinar posibles deformaciones o fallas que se pueden presentar así como también el factor de seguridad.

Para calcular se ubicó las diferentes cargas que se aplican en el sistema es decir el peso de la carcasa, el sistema de corte, el sistema de transmisión, el sistema de avance autónomo, el peso del motor que esta ensamblado en la estructura de la máquina dándonos un peso aproximado de 33 Kg.

En la Figura 36 se muestra como se encuentran las restricciones así como las fuerzas aplicadas en la estructura que se utilizara para la máquina rebanadora de banano verde.

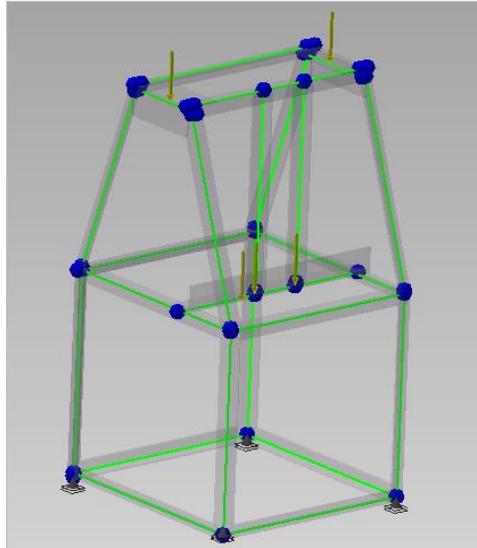


Figura 36: Fuerzas actuantes sobre la estructura

Fuente: Autor

En la Figura 37 se muestra el desplazamiento que se tendrá en la estructura de la máquina teniendo un desplazamiento máximo de 0,02043 mm y un mínimo de 0 mm; tomando en cuenta el desplazamiento máximo es casi nulo concluyendo que la estructura cuenta con alta fiabilidad.

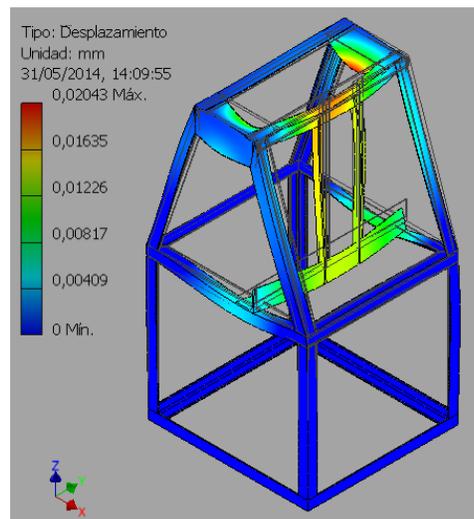


Figura 37: Desplazamiento de la estructura

Fuente: Autor

Después de haber realizado la simulación con las respectivas cargas en la estructura se puede concluir que la estructura es capaz de soportar las cargas que intervienen en la máquina esto se puede confirmar mediante la simulación realizada por el esfuerzo de Von Mises en CAD Inventor Profesional para determinar la fluencia de la estructura obteniendo un máximo de 10,03 MPa que corresponde a la parte en donde se encuentra reposando el sistema de corte que es el sistema con mayor peso.

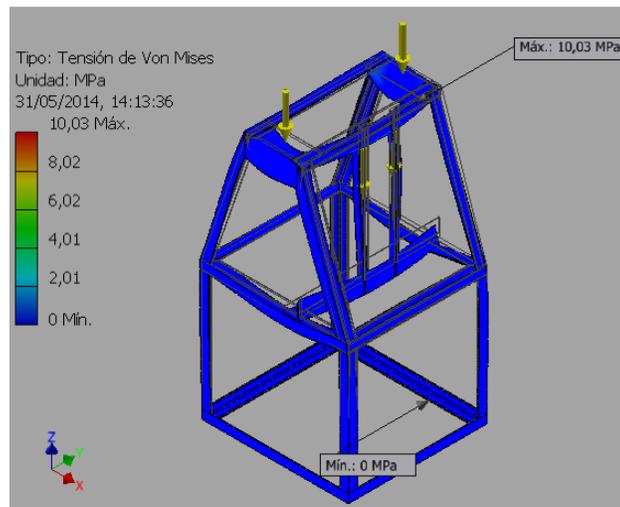


Figura 38: Tensión de Von Mises de la estructura

Fuente: Autor

Los datos anteriores que se obtuvieron de la simulación mediante el esfuerzo de Von Mises demuestran que el diseño de la estructura satisfacen los parámetros establecidos anteriormente garantizando la estabilidad de la misma.

Una vez calculado la fluencia que ocurre en la estructura procedemos a calcular el factor de seguridad para esto se utilizara la teoría de Energía de Von Mises o también conocida como Energía de Distorsión (ED) que dice:

“La teoría de energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la

resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material” (Budinas R., 2008, pág. 213)

Es decir:

$$\sigma \geq S_y$$

Ecuación: 54

Donde:

σ = Esfuerzo de Von Misses.

S_y = Es la resistencia a la fluencia del material.

$$10,03 \text{ MPa} \geq 250 \text{ MPa}$$

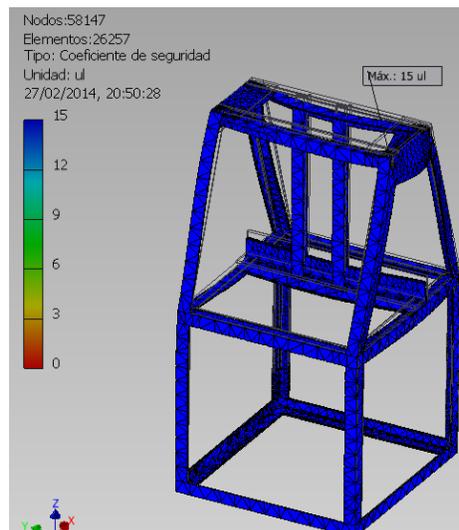


Figura 39: Factor de seguridad de la estructura

Fuente: Autor

De acuerdo a los resultados obtenidos se puede manifestar que la estructura resistirá la carga que se tiene en ella garantizando la estabilidad, como resultado de ello se tiene un factor de seguridad máximo de 15.

La Figura 40 muestra los resultados obtenidos de la simulación de la estructura en Inventor Professional así como las fuerzas que se aplican en la misma; las fuerzas 1 y 2 pertenecen al peso que realiza el motor sobre la estructura, las fuerzas 3 y 4 pertenecen a los pesos de los diferentes sistemas que se encuentra sometido en ella.

☐ Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	223333000 mm ³	
Masa	25,4137 kg	
Tensión de Von Mises	0,00000157645 MPa	10,0272 MPa
Primera tensión principal	-1,19058 MPa	5,35184 MPa
Tercera tensión principal	-9,60834 MPa	1,35353 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,0204313 mm
Coefficiente de seguridad	15 su	15 su
Tensión XX	-3,82104 MPa	3,74939 MPa
Tensión XY	-2,26745 MPa	2,37673 MPa
Tensión XZ	-2,03988 MPa	3,1738 MPa
Tensión YY	-4,8429 MPa	4,02129 MPa
Tensión YZ	-2,79517 MPa	3,50778 MPa
Tensión ZZ	-8,99326 MPa	5,16289 MPa
Desplazamiento X	-0,00819394 mm	0,00150885 mm
Desplazamiento Y	-0,00526768 mm	0,00897562 mm
Desplazamiento Z	-0,0197443 mm	0,00018543 mm
Deformación equivalente	0,0000000000695096 su	0,000039463 su
Primera deformación principal	-0,0000000408334 su	0,0000260136 su
Tercera deformación principal	-0,0000438535 su	0,000000918469 su
Deformación XX	-0,0000172697 su	0,0000173043 su
Deformación XY	-0,0000131409 su	0,0000137743 su
Deformación XZ	-0,000011822 su	0,0000183936 su
Deformación YY	-0,0000160767 su	0,0000208285 su
Deformación YZ	-0,0000161993 su	0,0000203292 su
Deformación ZZ	-0,0000423806 su	0,0000217441 su
Presión de contacto	0 MPa	51,0528 MPa
Presión de contacto X	-27,6438 MPa	17,5458 MPa
Presión de contacto Y	-12,989 MPa	25,82 MPa
Presión de contacto Z	-30,3381 MPa	50,7039 MPa

☐ Fuerza:1

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	127.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-127.000 N

☐ Fuerza:2

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	127.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-127.000 N

☐ Fuerza:3

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	166.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	-0.000 N
Vector Z	-166.000 N

☐ Fuerza:4

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	166.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	-0.000 N
Vector Z	-166.000 N

Figura 40: Resumen de los datos obtenidos de la simulación con carga

Fuente: Autor

3.7 SISTEMA DE AVANCE AUTÓNOMO

Los bananos verdes antes de ser rebanados estarán colocados ordenadamente para ser empujados hacia las cuchillas mediante resortes como se puede observar en la siguiente figura.



Figura 41: Cámara para la alimentación de los bananos verdes
Fuente: Autor

Para la construcción de esta cámara se utilizó acero inoxidable AISI 304 con un espesor de 3 mm garantizando la inocuidad en los alimentos así como una larga vida útil de la máquina; se estableció el espesor antes mencionado para evitar posibles deformaciones causados por golpes u otro tipo de impactos ya que tendrá un trabajo semiautomático empujando los bananos que se encuentren el interior hacia las cuchillas, esto se lo realiza mediante la implementación de resortes que posteriormente se detallan y para esto es fundamental que la cámara no tenga hundimientos o deformaciones que obstaculicen o impidan un avance normal.

3.7.1 RESORTE UTILIZADO EN LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

Un resorte es un elemento flexible que ejerce una fuerza o un par torsional y, al mismo tiempo, almacena energía. La fuerza puede ser lineal, de empuje o de tracción, o puede ser radial, de acción parecida a la de una liga de hule alrededor de un rollo de dibujos. El par torsional se puede utilizar para que se cause una rotación. En forma inherente, los resortes almacenan energía cuando se flexionan, y regresan la energía cuando se quita la fuerza que causó la deflexión (Mott, 2006, pág. 730)

Para fines del presente proyecto se ve la necesidad de realizar pruebas de ensayo y error mediante la selección de los resortes existentes en el mercado que se debe

utilizar debido a que los bananos a rebanar no tienen la misma consistencia y textura; de estas pruebas realizadas se toma el resorte que funcione mejor con el sistema de avance autónomo.

A continuación se puede observar en la Figura 42 la descripción detallada de un resorte helicoidal cilíndrico.

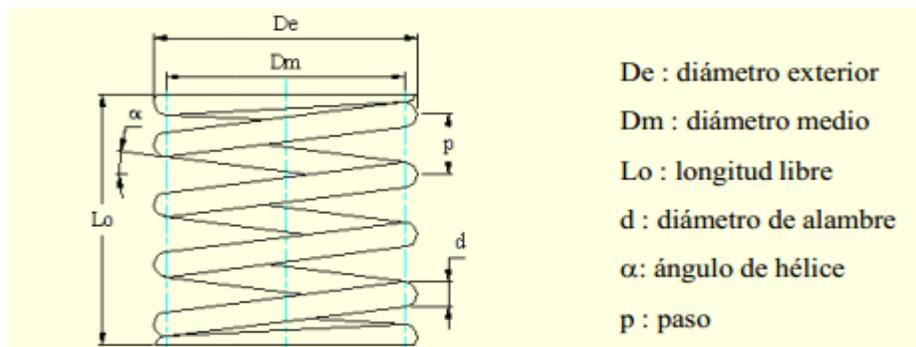


Figura 42: Resorte helicoidal cilíndrico sección transversal circular.

Fuente: Resortes Mecánicos; Universidad de los Andes; Escuela de Mecánica; Mérida 2010.

Para el presente caso se debe utilizar un resorte que trabaje a tracción en la Figura 43 se puede observar un resorte helicoidal cilíndrico de tracción.

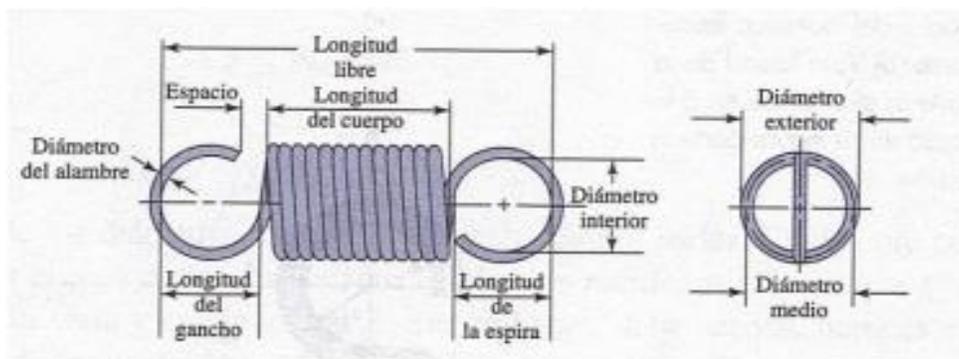


Figura 43: Resorte helicoidal cilíndrico para trabajo a tracción

Fuente: Budinas R., Nisbett J. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (8va ed.). (p.526)

Para establecer el resorte apropiado que empuje el banano verde se parte de la resistencia al corte del banano verde que de acuerdo a las pruebas realizadas es de 40,18N por lo tanto la fuerza de tracción debe ser mayor a la fuerza de corte

3.6.1.1 Cálculos del Resorte de Extensión

Los resortes de extensión difieren de los resortes de compresión en que soportan cargas de tensión, requieren algunos medios para transferir la carga desde el soporte hasta el cuerpo del resorte, y en que el cuerpo del resorte se enrolla con una tensión inicial. (Budinas R., 2008)

Una vez que se realizó las respectivas pruebas con diferentes tipos de resortes se estableció utilizar un resorte de acero con normas ASTM A227 que pertenece a un alambre estirado duro que van desde un diámetro de 0,7 a 12,7 mm.

Para realizara los cálculos del resorte a extensión se parte de los siguientes datos:

DE= Diámetro exterior: 11 mm

Nb= número de espiras activas: 150

d: diámetro del alambre: 1 mm

A continuación se representan los parámetros físicos del resorte.

$$D = D_E - d \quad \text{Ecuación: 55}$$

Donde:

D= diámetro medio del resorte

$$D = 0,0112 - 0,001 = 0,01m$$

De la ecuación 55 se concluye que se tiene un diámetro medio del resorte de 0,001 mm que sirve para determinar el índice del resorte (C) como se muestra en la ecuación 56.

$$C = \frac{D}{d} \quad \text{Ecuación: 56}$$

$$C = \frac{0,01}{0,001} = 10$$

A continuación se determina el factor de concentración de esfuerzo de la curvatura (K_B) mediante la ecuación 57 como se indica continuación:

$$K_B = \frac{4*c+2}{4*c-3} \quad \text{Ecuación: 57}$$

Donde:

C= índice del resorte

$$K_B = \frac{4(10) + 2}{4(10) - 3} = 1,13$$

A continuación se determinará la longitud que tiene el resorte a partir de la siguiente ecuación:

$$L_o = (2C - 1 + N_b) * d \quad \text{Ecuación: 58}$$

En donde:

L_o = Longitud del resorte

$$L_o = (2 * 10 - 1 + 130) * 0,01$$

$$L_o = 0,17m$$

Remplazando valores en la ecuación 58 correspondiente a la longitud del resorte; se determinó que el resorte tendrá una longitud de 0,17 metros aproximadamente.

Del Anexo 1 correspondientes a la tabla de constantes de A y m para cálculos del resorte se determina que $m = 0,190$ y $A = 1783 MPa$ datos que se emplea para determinar la resistencia última de tensión (S_{ut}) mediante la utilización de la ecuación 59 en donde se tiene que:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \text{ (Budinas R., 2008)} \quad \text{Ecuación: 59}$$

$$S_{ut} = \frac{1783}{(0,0012)^{0,190}} = 6398,92MPa$$

La resistencia última a la tensión es de 6398,93 MPa dicho valor se utiliza para determinar el esfuerzo de torsión en el cuerpo principal del resorte utilizado.

Para determinar el esfuerzo de torsión (S_{sy}) en el cuerpo principal del resorte utilizado se emplea la siguiente ecuación:

$$S_{sy} = 0,45S_{ut} \quad \text{Ecuación: 60}$$

$$S_{sy} = 0,45(6398)MPa = 2879,51MPa$$

El esfuerzo de torsión en el resorte es de 2879,51 MPa dicho valor se emplea para determinar el factor de seguridad del resorte que se utiliza.

A continuación se determina el esfuerzo cortante del resorte (τ_m) bajo la carga de servicio mediante la utilización de la ecuación 61.

$$\tau_m = \frac{8*P*D}{\pi*d^3} * K_b \text{ (Budinas R., 2008)} \quad \text{Ecuación: 61}$$

$$\tau_m = \frac{8(49N)(0,0098)}{\pi(0,001)^3} * (1,1)$$

$$\tau_m = 1345,1 MPa$$

El esfuerzo cortante es de 1345,1 MPa el mismo que sirve para realizar el cálculo del factor de seguridad como se muestra en la ecuación siguiente:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} \quad \text{Ecuación: 62}$$

$$n = \frac{2879,51}{1345,10}$$

$$n = 2,14$$

De la ecuación 62 se concluye que se tiene un factor de seguridad de 2,14 que es un factor aceptable para utilizar el resorte con las características y especificaciones antes mencionadas.

3.7.2 DISEÑO DEL RESORTE UTILIZANDO CAD INVENTOR PROFESSIONAL

El CAD Inventor Professional permite realizar el diseño del resorte que se va a utilizar conociendo previamente el diámetro exterior, altura, número de espiras activas y el diámetro del alambre como se observa en la siguiente figura:

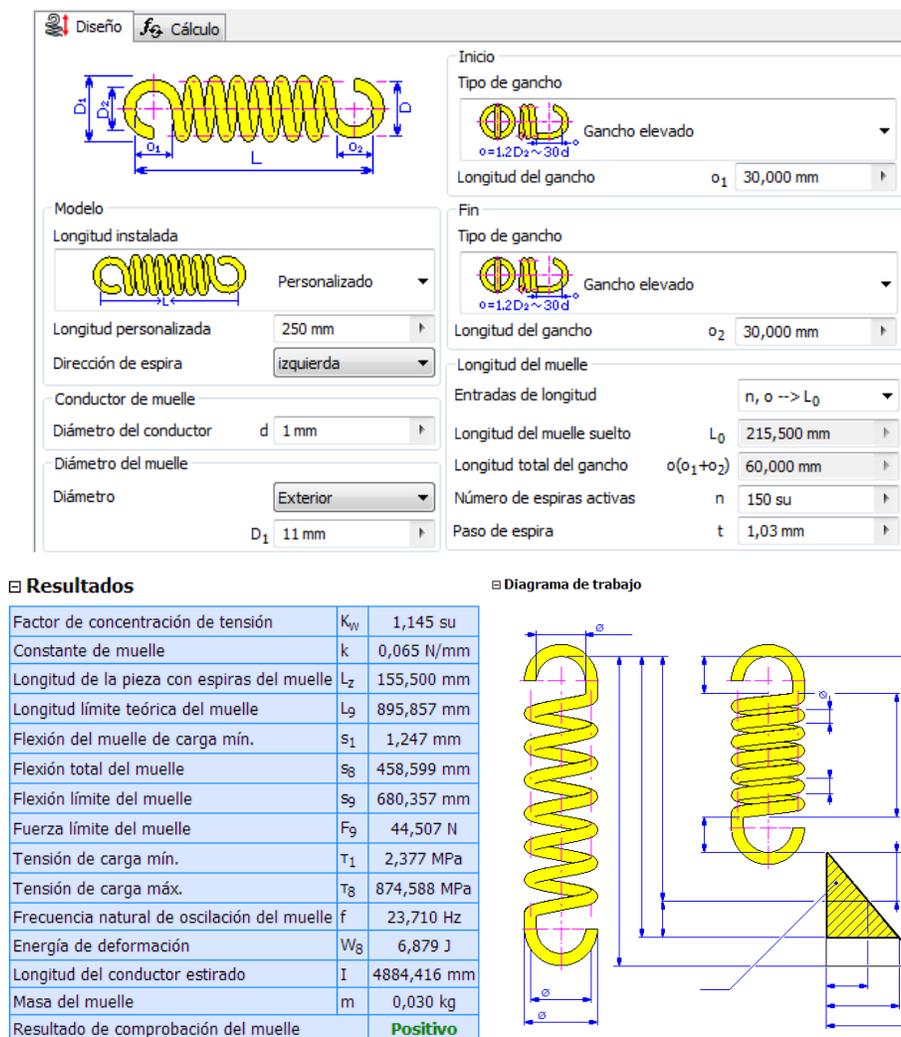


Figura 44: Diseño del resorte en CAD Inventor Professional
Fuente: Autor

De la figura anterior se muestra los datos obtenidos de los resultados así como el diagrama de trabajo del resorte utilizado a una longitud de 250 mm con un alambre de 1 mm, una longitud de gancho de 30 mm y 150 espiras activas mediante la utilización de Inventor Professional CAD.

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA

4.1. CONSTRUCCIÓN

Para la construcción de los elementos que conforman la máquina rebanadora de banano verde es necesario disponer de máquinas y herramientas adecuadas que faciliten la elaboración de los diferentes sistemas que cuenta la máquina; es por ello que se realizó en un taller mecánico en donde se cuenta con todas las herramientas necesarias para la construcción y ensamblaje, además se cuenta con la ayuda de personas con experiencia en la manipulación de las diferentes máquinas a utilizar.

Para la elaboración del presente proyecto se utiliza materiales y elementos normalizados existentes en el mercado además de esto que sean de fácil adquisición para la elaboración y el reemplazo cuando se deba realizar.

A continuación se detallan las máquinas, equipos, herramientas, instrumentos de medición, verificación, equipo de seguridad que se utilizó para la construcción y ensamblaje de la máquina rebanadora de banano verde.

4.1.1 MÁQUINAS Y EQUIPO

- Torno
- Fresadora
- Soldadora por arco eléctrico
- Taladro de mano y de mesa
- Esmeril
- Cortadora
- Amoladora

4.1.2. HERRAMIENTAS

- Cuchillas para torno
- Sierra
- Llaves en general
- Juego de brocas
- Útiles para torneear
- Limas
- Martillo
- Juego de llaves de boca
- Juego de llaves hexagonales
- Rayador
- Discos de corte
- Discos de desbaste

4.1.3. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN

- Calibrador o pie de rey
- Flexómetro
- Escuadra
- Graduador
- Nivel

4.1.4. EQUIPOS DE SEGURIDAD

- Máscara para soldar
- Guantes
- Mandil

4.2.PROCEDIMIENTO DE FABRICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA

A continuación se describe el procedimiento de la elaboración de los diferentes componentes a construir.

Tabla 25: *Procedimiento de la fabricación de la rebanadora de banano verde*

ELEMENTO	PROCESO DE FABRICACIÓN
Disco de corte	<ul style="list-style-type: none"> • Trazado.- Se realizó el trazado en una plancha de acero inoxidable AISI 304 una circunferencia con un sobredimensionamiento de 2 mm de su diámetro, con respecto al diámetro especificado en el plano el mismo que será nuestro disco en donde irán empotradas las cuchillas. • Corte.- Se realizó el corte de la plancha de acero inoxidable AISI 304 para la obtención del disco de corte. • Torneado.- Se realizó torneado del disco porta cuchillas hasta obtener las especificaciones del plano. • Limado.- Se procede a limar el disco evitando tener una geometría con filos cortantes y obtener las especificaciones del plano. • Taladrado.- Se realizó las perforaciones en el disco de acuerdo al plano original.

	<ul style="list-style-type: none"> • Eliminación de aristas vivas
Cuchillas	<ul style="list-style-type: none"> • Trazado.- Se realizó el trazado en una plancha de acero inoxidable AISI 304 dos rectángulos con las dimensiones especificadas en los planos con un sobredimensionamiento de 2 mm de su perímetro las mismas que serán empleadas para las cuchillas. • Corte.- Se realizó el corte de la plancha de acero inoxidable AISI 304 para la obtención las dos cuchillas a utilizar con las dimensiones establecidas en los planos. • Torneado.- Se tornea las cuchillas hasta obtener las especificaciones del plano de corte. • Fresado.- Se realizó el fresado de las cuchillas para volver a tornear y dar el acabado final. • Taladrado.- Se realizó las perforaciones en las cuchillas de acuerdo al plano original. • Eliminación de aristas vivas
Eje de transmisión	<ul style="list-style-type: none"> • Corte.- Se cortó el eje de acero inoxidable de acuerdo a la longitud requerida (Almacén Ferretero).
	<ul style="list-style-type: none"> • Corte.- Se cortó los perfiles y la plancha de acuerdo a las necesidades que se tiene.

Estructura	<ul style="list-style-type: none"> • Taladrado.- Se realizó las perforaciones en los perfiles y en las platinas de acuerdo al diseño planificado. • Limpieza.- Eliminar aristas vivas. • Soldadura.- Se realizó las soldaduras uniendo los perfiles y las platinas.
------------	--

Fuente: Autor

Los detalles del procedimiento que se siguió en la construcción de la máquina se puede observar en el Anexo 2 del presente trabajo.

4.3. MONTAJE

Una vez terminada la construcción de los elementos a utilizar en la máquina rebanadora de banano verde se procede al montaje de los diferentes sistemas que actúan en ella.

1. Montaje de las cuchillas en el disco de corte.
2. Sujetar las cuchillas al disco de corte.
3. Montar las chumaceras al eje de transmisión.
4. Ajustar los pernos de la chumacera para fijar con el eje.
5. Sujeción del eje con las chumaceras a la estructura de la máquina.
6. Acoplar y sujetar el disco que contiene las cuchillas al eje de transmisión.
7. Acoplar y sujetar la polea de 16" al eje de transmisión.
8. Montar en el motor la polea de 2 ½"
9. Montar el motor en la estructura metálica.
10. Colocar la banda que transmitirá el movimiento en las poleas.
11. Alinear el motor y la banda de transmisión.
12. Colocar las carcasas de la máquina
13. Colocar las protecciones de la polea

14. Instalar el sistema eléctrico

En el Anexo 2 se puede observar las fotografías con los pasos que se siguió para el ensamble de la máquina rebanadora de banano verde.

4.4 RESULTADOS OBTENIDOS

A continuación se mencionan los resultados obtenidos en el diseño y construcción de la máquina rebanadora de banano verde.

4.4.1 FUERZA NECESARIA PARA EL CORTE

La Figura 45 muestra la fuerza necesaria del corte de bananos verde en función del diámetro de los bananos; la fuerza mínima de corte es de 2,58 Kgf (25 N) con un diámetro de 23 mm y la máxima fuerza es 4,1 Kgf (40,18 N) en un diámetro de banano de 42 mm.

Por efectos de cálculos se debe utilizar la fuerza necesaria de mayor magnitud que para realizar los diferentes cálculos se utilizó la fuerza de 40,18 N.

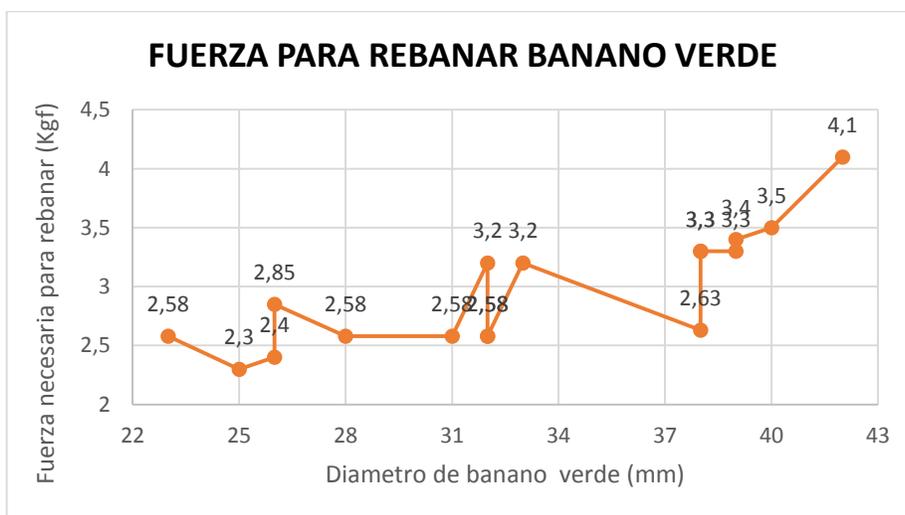


Figura 45: Fuerza necesaria para el rebanado del banano verde

Fuente: Autor

4.4.2 REVOLUCIONES ÓPTIMAS A TRABAJAR

Para determinar a qué revoluciones trabaja la máquina se estableció un rango de comparación entre la producción y la calidad mediante la variación de las revoluciones por minuto (RPM) a las que se sometió la máquina; de las pruebas realizadas se obtuvo los siguientes datos que se describen en la Figura 46, en donde se consideró lo siguiente:

Producción o calidad muy buena: 100%

Producción o calidad buena: 60%

Producción o calidad mala: 10%

Cabe recalcar que para todas las pruebas se trabajó con una carga de 5 bananos en cada ensayo.

Como se puede apreciar en la figura 46 la calidad en un rango de 50 a 200 RPM tiene una aceptación del 60% perteneciente a buena, para revoluciones que van de 205 a 280 RPM se obtuvo una aceptación del 100% perteneciente a muy buena, a partir de revoluciones mayores de 285 RPM se tiene una tendencia descendente en la aceptación debido a que la calidad de las rebanadas comienzan a salir con defectos especialmente de ruptura de las rebanadas.

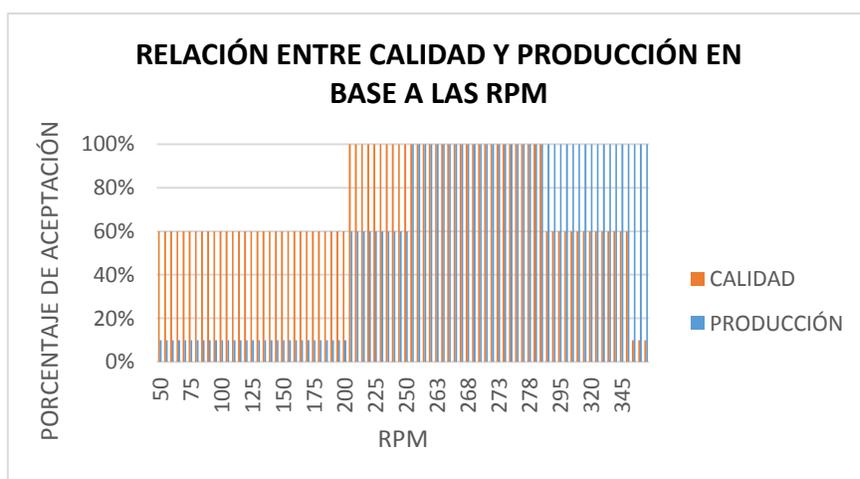


Figura 46: Relación entre calidad y producción en base a las RPM

Fuente: Autor

Para la producción en un rango de 50 a 200 RPM se tiene un grado de aceptación del 10% perteneciente a mala, de 205 a 250 se tiene una aceptación del 60% que pertenece a una buena producción, a partir de las 205 revoluciones hacia adelante se tiene una muy buena producción pertenecientes al 100% de aceptación.

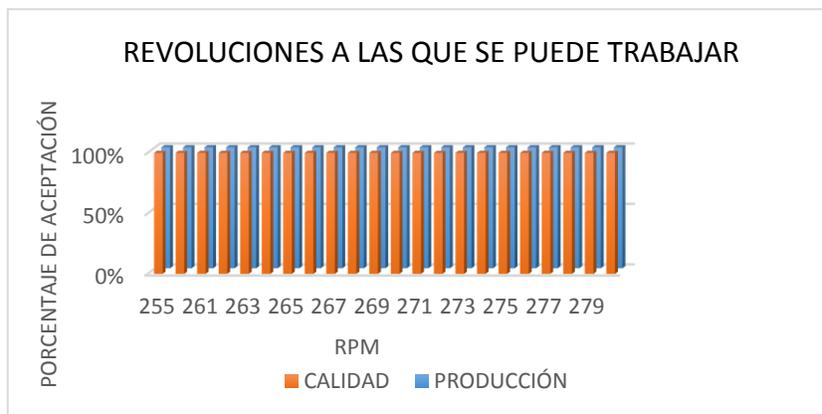


Figura 47: Revoluciones a las que se puede trabajar
Fuente: Autor

En la Figura 47 se puede apreciar las revoluciones en donde se tiene la calidad y la producción muy buena; las revoluciones a las que puede trabajar la máquina van desde 255 a 280 revoluciones por minuto; para el presente trabajo se utilizó un sistema de transmisión de banda y polea; mediante la utilización de este sistema se trabajará a 273 RPM que se encuentra dentro del rango establecido.

4.4.2.1 Pruebas realizadas en base a la calidad obtenida de las rebanadas de banano verde

A continuación se detalla las pruebas realizadas donde se tiene en el eje horizontal los ensayos realizados a diferentes revoluciones y en el eje vertical se muestra el número de rebanadas que se obtuvieron con defectos; los diferentes tipos de defectos que se obtuvieron en las rebanadas fueron principalmente por rupturas de la hojuela.

Para determinar cada prueba se realizó 4 ensayos cada una de ellas se examinó 25 hojuelas o rebanadas tanto en base a la calidad como la producción.

En la Figura 48 se puede observar el número de rebanadas defectuosas que se obtuvieron en las pruebas realizadas en las diferentes revoluciones que se pueden observar en la figura teniendo un mínimo de 7 y un máximo de 10 rebanadas defectuosas entre 50 y 200 RPM.



Figura 48: Número de rebanadas con defectos entre 50 y 200 RPM

Fuente: Autor

En la Figura 49 se puede observar la gráfica de la cantidad de rebanadas defectuosas en las revoluciones que se muestra en la figura obteniendo un mínimo de 1 y un máximo de 2 rebanadas defectuosas siendo esta prueba que menor cantidad de productos defectuosos se obtuvo por lo que se trabajó en este rango de revoluciones que van de 205 a 280 RPM.



Figura 49: Número de rebanadas con defectos entre 205 y 280 RPM

Fuente: Autor

En la Figura 50 se puede observar el número de cantidades de rebanadas defectuosas en las revoluciones que se pueden apreciar en la figura obteniendo un mínimo de 6 y un máximo de 10 rebanadas defectuosas.



Figura 50: Número de rebanadas con defectos entre 285 y 350 RPM
Fuente: Autor

En la Figura 51 se puede observar la gráfica de rebanadas defectuosas en base a la calidad de las rebanadas en un rango de 355 a 365 revoluciones por minuto obteniendo un mínimo de 15 y un máximo de 19 rebanadas defectuosas.



Figura 51: Número de rebanadas con defectos entre 355 y 365 RPM
Fuente: Autor

Como se puede apreciar en la Figura 51 a partir de 363 revoluciones se comienza a obtener una mayor cantidad de rebanadas defectuosas por lo que se decide no

seguir aumentando las revoluciones y culminar con las pruebas en base a la calidad.

4.4.2.2 Pruebas realizadas en base a la producción de las rebanadas de banano verde

Para determinar las pruebas realizadas en base a la producción de las rebanadas de banano verde se obtuvo mediante las revoluciones a las que se les aplicó a cada uno de los ensayos de pruebas de calidad.

Para establecer los datos se considera a los datos menores como los menos beneficiosos para la empresa y el valor de 25 el dato de muy beneficioso.

Para la elaboración de estas pruebas se eligió como punto de partida una producción máxima de los datos de la figura 45 debido a que la producción y la calidad son máximas en dicho intervalo de revoluciones.

En la Figura 52 se puede apreciar las pruebas realizadas en base a la producción en donde se considera en un rango de 50 a 200 RPM obteniendo una producción muy baja por lo que se establece como insatisfactoria para la empresa si se trabajara a estas revoluciones.

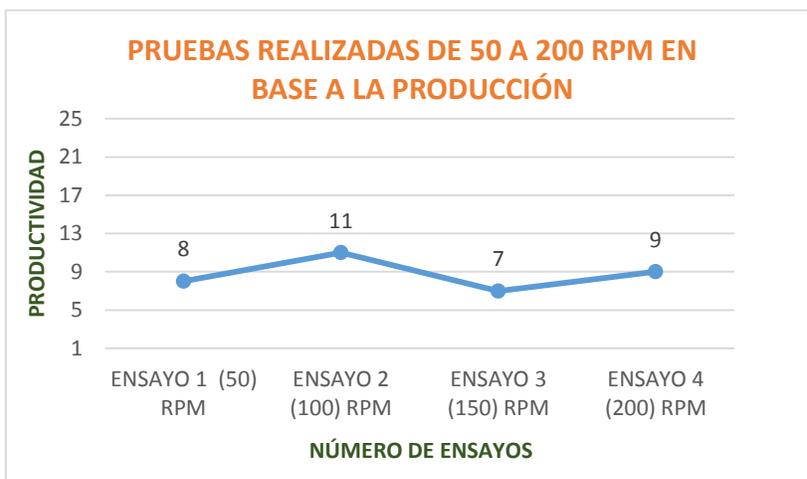


Figura 52: Número de rebanadas con defectos entre 50 y 200 RPM

Fuente: Autor

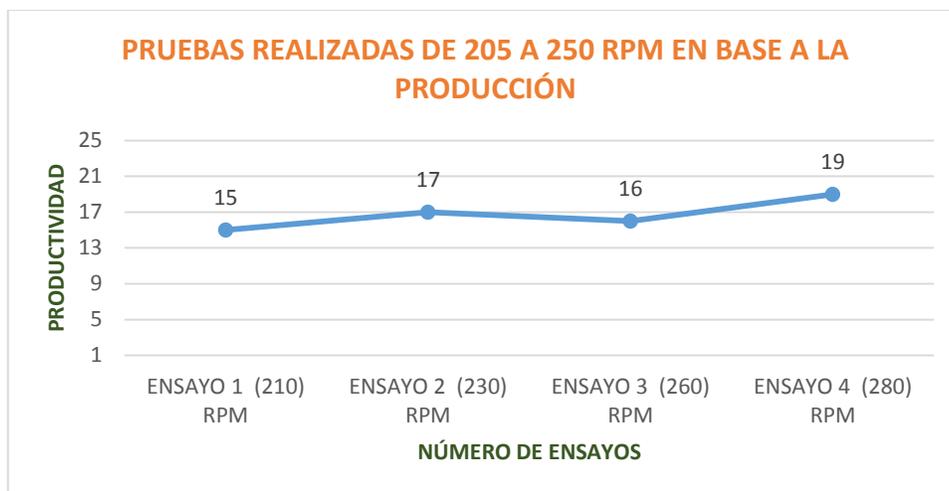


Figura 53: Número de rebanadas con defectos entre 205 y 250 RPM
Fuente: Autor

Mediante la elaboración de la Figura 53 se puede determinar que la producción se mejora si se aumenta las revoluciones, como se puede apreciar en la figura antes mencionada los ensayos se realizaron en las diferentes revoluciones que se pueden apreciar pero no se considera como satisfactoria para que la máquina trabaje a revoluciones entre 205 y 250 RPM; por lo que se siguió elevando las revoluciones obteniendo la siguiente figura.

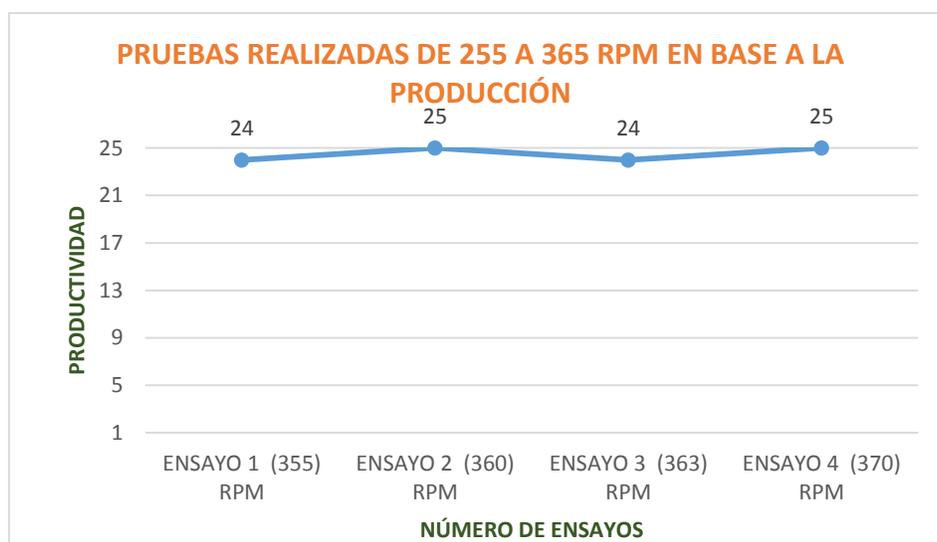


Figura 54: Número de rebanadas con defectos entre 255 y 365 RPM
Fuente: Autor

En la Figura 54 se puede observar los ensayos realizados a diferentes revoluciones que van de 355 hasta 370 RPM obtiene un incremento de la producción, si se trabaja a mayores revoluciones se obtendría una mayor producción pero la calidad de las rebanadas disminuiría por lo que se considera que la máquina debe trabajar a estas revoluciones.

Una vez finalizada la máquina y trabajando a las revoluciones que se determinó anteriormente se puede concluir que se tienen rebanadas longitudinales un espesor mínimo de 1 mm y un máximo de 2,6 mm; se realizaron pruebas en cortes transversales y se obtuvo un espesor mínimo de 1 mm y un máximo de 2,5 mm concluyendo que las rebanadas de banano verde se encuentran con un espesor dentro del rango establecido.

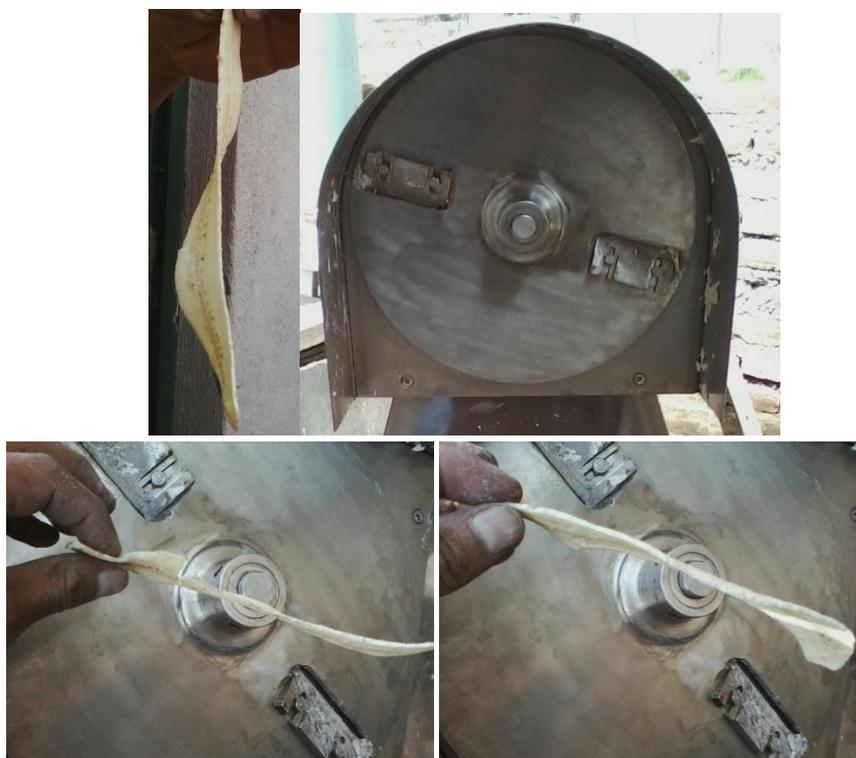


Figura 55: Producto obtenido mediante un trabajo a 273 RPM

Fuente: Autor

En la figura 55 se puede apreciar el rebanado del banano verde utilizando la máquina rebanadora de banano en las revoluciones que se determinó anteriormente,

en este caso la máquina trabaja a 273 RPM aproximadamente obteniendo rebanadas uniformes y con un mismo espesor.

En caso que se desee obtener espesores diferentes basta configurar las cuchillas e ir regulando hasta obtener el espesor deseado de las rebanadas.

4.4.3 COMPARACIÓN DEL TIEMPO MEDIANTE UN REBANADO MANUAL Y MEDIANTE LA UTILIZACIÓN DE LA MÁQUINA

Con el fin de determinar si se ha cumplido con uno de los objetivos específicos se procede a realizar una comparación del tiempo entre un rebanado de forma tradicional o como se lo realizaba y un rebanado mediante la utilización de la máquina rebanadora de banano de verde, para establecer los tiempos se parte desde el momento que los bananos se encuentran pelados y listos para realizar el rebanado.

En la Figura 56 se puede apreciar el tiempo destinado para el rebanado en minutos y la cantidad de producto a rebanar teniendo los datos que se puede apreciar en la siguiente figura.

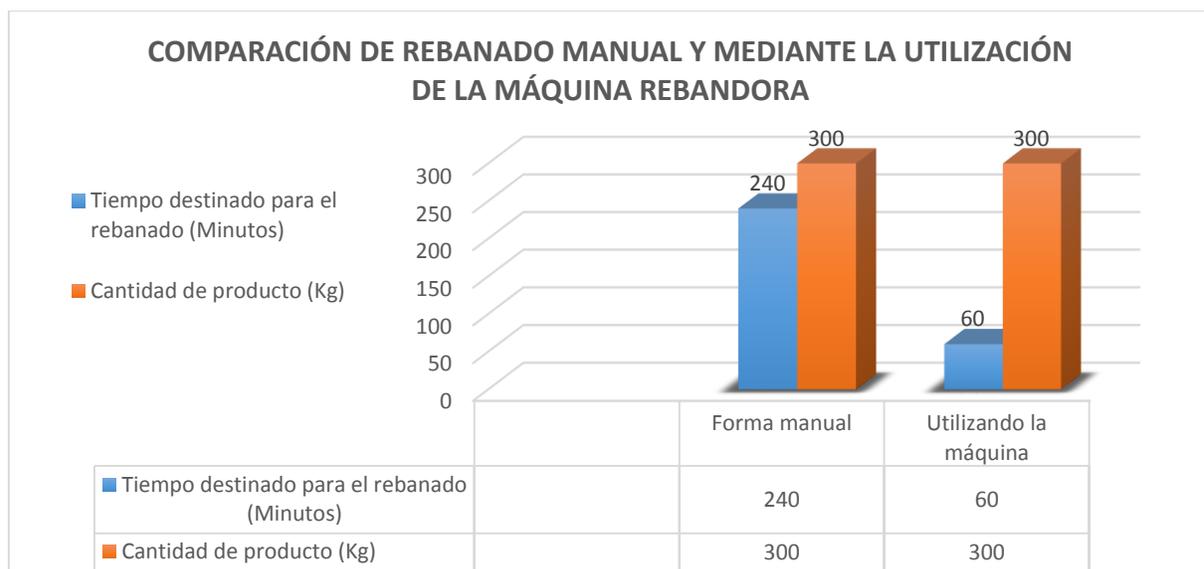


Figura 56: Comparación de rebanado manual y mediante la utilización de la máquina rebanadora

Fuente: Autor

De la Figura 56 se puede apreciar que para rebanar 300 Kg de producto de banano verde de forma manual se demora 240 minutos o 4 horas mientras que para rebanar la misma cantidad de bananos con la utilización de la máquina rebanadora de banano verde se tarda un tiempo de 60 minutos o 1 hora aproximadamente; la optimización del tiempo es muy grande debido a que si se realiza de forma manual el rebanado se realiza de un banano en un banano mientras que con la utilización de la máquina se realiza en cada carga un promedio de 5 o 6 bananos a la vez minimizando el tiempo considerablemente.

4.5 ANÁLISIS ECONÓMICO

A continuación se tiene un análisis económico que representó el diseño y construcción de la máquina rebanadora de banano verde; este análisis es muy importante ya que nos permite tener claridad acerca de los costos que incurrió en la elaboración de la máquina permitiendo determinar si es factible la implementación de la misma así como también el tiempo en que se recuperará el dinero invertido en la construcción de la máquina.

4.5.1 COSTO DE MATERIALES

4.5.1.1 Estructura de la máquina

Tabla 26: *Costo de material para la estructura de la máquina*

Concepto	Cantidad	Costo/u (USD)	Costo total (USD)
Ángulo L 1x 3/16	2	9,14	18,29
Plancha de acero inoxidable AISI 304 de 2mm de espesor	1	150	150
Subtotal			168,29

Fuente: Autor

4.5.1.2 Sistema de corte

Tabla 27: Costo de materiales para el sistema de corte

Concepto	Cantidad	Costo/u (USD)	Costo total (USD)
Plancha de Acero Inoxidable AISI 304 de 375X375X8 mm	1	80	80
Placa de acero inoxidable AISI 304 de 90X50X8 mm	1	5	5
Pernos de sujeción M6	4	0,06	0,24
		Subtotal	85,24

Fuente: Autor

4.5.1.3 Sistema de transmisión

Tabla 28: Costo de materiales para el sistema de transmisión

Concepto	Cantidad	Costo/u (USD)	Costo total (USD)
Eje de transmisión de Acero Inoxidable AISI 304 de 1"	1	22,45	22,45
Chumaceras de piso de 1"	2	6,2	12,4
Banda o correa en V	1	5	5
Polea de aluminio de 16"	1	26	26
Polea de aluminio de 2 ½"	1	2,5	2,5
Pernos de sujeción	4	0,6	2,4
		Subtotal	70,75

Fuente: Autor

4.5.1.4 Materiales eléctricos

Tabla 29: Costo de materiales eléctricos

DETALLE	CANTIDAD	COSTO/U (USD)	COSTO TOTAL (USD)
Motor de 1 HP	1	160	160
Guardamotor	1	24	24
Paro de emergencia	1	3	3
Selector	1	2,5	2,5
Toma corriente	2	1	2
Cable concéntrico	3	6,7	20,1
		Subtotal	211,6

Fuente: Autor

4.5.1.5 Materiales Adicionales

Tabla 30: *Costo de materiales adicionales*

Concepto	Cantidad	Costo/u (USD)	Costo total (USD)
Juego de fresas	1	2,77	2,77
Disco de corte	2	1,85	3,7
Electrodos para inox 308 3/32"	20	0,45	9
Broca 3/16"	2	2,04	4,08
Perno cabeza hexagonal 1/4 x 1	16	0,03	0,48
Tuerca 1/4	4	0,01	0,04
Rodela plana 1/4	4	0,01	0,04
Garruchas 2" giratorias 50 Kg C/u	2	4,9	9,8
Garruchas 2" freno 50 Kg C/u	2	4,9	9,8
Pintura antioxidante negra	1	6,67	6,67
Thinner	1	1,57	1,57
Brocha	1	0,55	0,55
Guantes	1	5,5	5,5
Electrodos 6011	1	2,5	2,5
Tapones	2	0,9	1,8
Resortes	2	2,65	5,3
		Subtotal	63,6

Fuente: Autor

4.5.2 COSTOS DE FABRICACIÓN

A continuación se determinará los costos de fabricación que incurrió en la elaboración de la máquina rebanadora.

4.5.2.1 Estructura

Tabla 31: *Costo de mano de obra de la estructura*

Operación	Tiempo (Horas)	Costo (USD)	Subtotal (USD)
Trazado	4	5	20
Corte	5	5	25
Pulido	1	5	5
Taladrado	3	5	15
suelda	1	5	5
		Subtotal	70

Fuente: Autor

4.5.2.2 Sistema de corte

Tabla 32: *Costo de fabricación del sistema de corte*

Operación	Tiempo (Horas)	Costo (USD)	Subtotal (USD)
Trazado	4	5	20
Corte	5	5	25
Limado	2	5	10
Pulido	0,5	5	2,5
Torneado	4	10	40
Fresado	3	10	30
Taladrado	0,5	10	5
		Subtotal	132,5

Fuente: Autor

4.5.2.3 Sistema transmisión

Tabla 33: *Costo de fabricación del sistema de transmisión*

Operación	Tiempo (Horas)	Costo (USD)	Subtotal (USD)
Corte	0,25	5	1,25
Limado	0,25	5	1,25
Pulido	0,5	5	2,5
Torneado	0,25	10	2,5
		Subtotal	7,5

Fuente: Autor

4.5.2.4 Costo de mecánico guía

Tabla 34: *Costo de mecánico guía*

Operación de mecánico guía	Tiempo (Horas)	Costo (USD)	Subtotal (USD)
Mecánico	24	5	120
		Subtotal	120

Fuente: Autor

4.5.2.5 Costos totales de fabricación

Tabla 35: *Costos totales de fabricación*

SISTEMA	COSTO TOTAL DEL SISTEMA (USD)
Estructura	168,29
Sistema de Corte	85,24
Sistema de transmisión	70,75
Materiales eléctricos	211,6
Total de costos de mano de obra directa	210
Costo de mecánico guía	120
Otros materiales	63,6
Suma de todos los sistemas	929,48

Fuente: Autor

4.5.3 CALCULO DEL VAN Y DEL TIR

A continuación se determina la tasa de interna de retorno (TIR) y el valor actual neto (VAN); para el cálculo de estos valores se toma una tasa de descuento del 12%, estos datos proporcionan valores de inversión del dinero para la implementación de la máquina rebanadora de banano verde.

La siguiente tabla se muestra el flujo de fondos expresada en períodos en meses y el valor del VAN y del TIR obteniendo los siguientes resultados que se detallan a continuación:

Tabla 36: *Cálculo del VAN y del TIR*

Período (meses)	Flujo de Fondos
0	-929,48
1	153,5
2	153,5
3	153,5
4	153,5
5	153,5

6	153,5
7	153,5
8	153,5
9	153,5
10	153,5
11	153,5
12	153,5

TIR=	12,49%
VAN=	\$ 21,36

Fuente: Autor

Como se puede apreciar en la Tabla 36 se obtiene una tasa interna de retorno de del 12,49% en un tiempo de 12 meses esto quiere decir que el presente proyecto que se realizó es factible y viable para la implementación y la realización del mismo, a partir del séptimo mes el dinero que se invirtió en la máquina se recuperaría siendo este un buen tiempo para el negocio, a partir del doceavo mes se tendrá un valor actual neto de \$ 50,39 dólares.

Los datos que se colocaron en el flujo de caja fueron tomados de los meses de ventas y producción en el año normales es decir ni muy baja ni muy alta demanda, cabe recalcar que los datos utilizados corresponden a la finalización de todo el proceso de elaboración del producto es decir con precios los cuales se vende el producto en los diferentes mercados o despensas.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- Mediante la culminación de la máquina rebanadora de banano verde para la elaboración de chifles artesanales, se obtuvo un incremento en la producción de 11130 fundas al mes a 19500 fundas al mes gracias a la implementación de la misma, además se brinda, mayor seguridad en el rebanado, rebanadas uniformes además se logró realizar el corte transversal y longitudinal en la misma máquina sin dejar a un lado la salubridad e inocuidad del producto.
- Mediante la construcción de la máquina rebanadora de banano verde se redujo considerablemente el tiempo entre un rebanado manual y mediante la implementación de la máquina rebanadora de banano verde, en la actualidad se rebana un promedio de 300 Kg de bananos verdes en un lapso de 1 hora mientras que anteriormente se rebanaba la misma cantidad de producto en un tiempo de 4 horas, cumpliendo así con los parámetros de diseño que se estableció en la construcción de la máquina.
- Para la construcción de la máquina se realizó bajo normas ISO 22000 las cuales manifiestan sobre los materiales utilizados para la construcción de las diferentes tipos de maquinarias, es por esto que la máquina se encuentra realizada en la mayoría con acero inoxidable AISI 304, mismo que brinda seguridad e inocuidad de los alimentos que se elaboren.
- Se requiere una fuerza mínima de 25,28 N para rebanar bananos con un espesor de 23 mm de diámetro y una fuerza máxima de 40,18 N para rebanar bananos verdes con un diámetro de 42 mm, para realizar los cálculos se

consideró utilizar la mayor fuerza garantizando un efectivo corte para bananos con diámetros menores a los 42 mm.

- Para obtener rebanadas perfectas la cuchilla debe estar girando a revoluciones entre 260 y 280 RPM; a estas revoluciones se obtienen una muy buena producción y excelente calidad de las rebanadas.
- La mayoría de los elementos que conforman la máquina rebanadora de banano verde fueron seleccionados de acuerdo a las necesidades que se tuvieron para la construcción como: operación, mantenimiento, limpieza ergonomía tomando en cuenta que sean de fácil adquisición en el mercado local, a un menor costo y que cuenten con buena calidad.
- La máquina se encuentra diseñada y construida para tener una maniobrabilidad amigable y de fácil operación permitiendo que toda persona pueda operarla sin dificultad alguna o poner en peligro su integridad o la de los demás.
- Para predecir fallas en el diseño y construcción de la máquina los programas computacionales con aplicaciones CAD; en este caso se utilizó el software Inventor Profesional el mismo que proporcionó valiosa información para los respectivos cálculos de los sistemas.

5.2 RECOMENDACIONES

- Cuando se realice rebanado de forma transversal o para elaborar chifles redondos colocar en la cámara de alimentación los bananos cortados por la mitad para que ingresen con facilidad en la cámara de alimentación y sea

empujados hacia las cuchillas.

- Se recomienda limpiar la máquina después de cada jornada de rebanado utilizando los diferentes métodos que se menciona en la Tabla 4 y 5 correspondiente a mantenimiento y limpieza del acero inoxidable.
- Se recomienda el uso del manual de mantenimiento para prolongar la vida útil de los elementos de la máquina así como tener un adecuado uso de la misma.
- Se debe utilizar siempre el empuje que tiene la máquina de esta manera se evitará empujar los bananos verdes hacia las cuchillas con las manos ya que puede causar daños y/o laceraciones en las mismas.
- Se recomienda seguir el manual de operación de la máquina rebanadora de banano verde antes de poner en marcha o realizar cualesquier actividad.
- Para el ajuste de las cuchillas y el espesor que se desee se recomienda realizar con el disco fuera del eje e ir confirmando el espesor que se desee ya que de esta manera será mucho más fácil y rápido obtener la calibración de las mismas.
- Se recomienda calibrar correctamente las cuchillas evitando tener rozamiento entre las cuchillas con la contra cuchilla ya que se puede perder el filo las cuchillas obteniendo un corte defectuoso y en el peor de los casos puede llegar a quemarse el motor.

Bibliografía

- ADELCA S.A. (2013). Catálogo de productos ADELCA.
- Budinas R., N. J. (2008). *Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw-Hill/Interamericana.
- Cabrera, M. I. (1991). *Estudio Técnico sobre la elaboración y conservación de los chifles (hojuelas de plátano fritas)*. Piura: Universidad Técnica de Piura, Facultad de Ingeniería.
- Carlosama, R. (2013). *Máquina vibradora para fabricar postes de hormigón armado para alambrado perimetral*. Ibarra: Universidad Técnica del Norte, Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas, Carrera de Ingeniería en Mecatrónica.
- Davila, A. P. (2012). *Diseño y construcción de prototipo de una máquina multifunción para automatizar los procesos de impregnado, pintado y lacado en el terminado de curtido de pieles de res para la empresa Cutiduría Dávila*. Sangolqui: Escuela Politécnica del Ejército, Carrera de Ingeniería Mecánica, Proyecto previo a la obtención del Título en Ingeniero Mecánico.
- Erazo, p. V. (2011). *Diseño y construcción de una mezcladora industrial para la elaboración de vino de frutas con capacidad de 2000 litros*. Quito: Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Mecánica.
- Faires, V. M. (2001). *Diseño de Elementos de Máquinas*.
- Flores, C. A. (2005). *Diseño y construcción de una máquina (tipo) revisadora, medidora y enroladora de tela para la empresa textil Mikonos*. Sangolqui: Escuela Politécnica del Ejército, Facultad de Ingeniería en Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica.
- García T., C. L. (2007). *Efecto del etefón (ethrel) y el tiempo de almacenamiento sobre la duración del plátano bajo refrigeración*. Barquisimeto: Universidad Centrooccidental Lisandro Alvarado.
- Goodfellow. (2013). *Aceros Inoxidables*. disponible en < <http://www.goodfellow.com/S/Acero-Inoxidable-AISI-304.html> >.
- Ibarra E., N. S. (2012). *Manual de Aceros Inoxidables*. Chile.
- LRQA, L. R. (22 de Abril de 2014). *Lloyd's Register LRQA*. Obtenido de <http://www.lrqa.es/certificaciones/iso-22000-norma-seguridad-alimentaria/>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson Educación.

Optibelt. (2012). *Manual Técnico Industrial*. Obtenido de <http://www.lacasadelascorreas.com.uy/pdf/atecnica/manual%20tecnico%20industrial.pdf>

Spotts, M. F. (2005). *Proyecto de elemento de máquinas*. Reverté, S.A.

Yanchapaxi, A. o. (2008). *Diseño de una máquina cortadora de pasto*. Quito: Escuela Politécnica Nacional, facultad de Ingeniería Mecánica, Proyecto Previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico.

ANEXOS

ANEXO 1

TABLAS

Potencia nominal PN– Factor de ángulo de contacto C1

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta =$	c_1
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96
0,85	130°	0,96
0,90	126°	0,96
0,95	123°	0,95
1,00	119°	0,94
1,05	115°	0,94
1,10	112°	0,93
1,15	109°	0,93
1,20	106°	0,92
1,25	103°	0,91
1,30	100°	0,91
1,35	96°	0,90
1,40	92°	0,88
1,45	88°	0,87
1,50	84°	0,86
1,55	80°	0,84
1,60	77°	0,83

Factor de carga para correas C2

Ejemplo de máquinas accionadas	Ejemplo de máquinas motrices					
	Factor de carga c_2 para servicio diario (horas)			Factor de carga c_2 para servicio diario (horas)		
	hasta 10	más de 10 hasta 16	a partir de 16	up to 10	más de 10 hasta 16	a partir de 16
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, byas transportadoras (cargas ligeras) ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Transmisiones medias Guillotinas, prensas, transportadores de cadena y bya (cargas pesadas), tamices vibradores, generadores y excitadores, amasadoras, máquinas herramienta (tornos, esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4

Tipos de perfiles de correas

Programa estándar
optibelt VB Correas trapeciales clásicas DIN 2215 / ISO 4184



A/13

Perfil A/13

No. correa	Desarr. de refer. ISO L ₄ (mm)	Desarrollo interior L _i (mm)	No. correa	Desarr. de refer. ISO L ₄ (mm)	Desarrollo interior L _i (mm)	No. correa	Desarr. de refer. ISO L ₄ (mm)	Desarrollo interior L _i (mm)	No. correa	Desarr. de refer. ISO L ₄ (mm)	Desarrollo interior L _i (mm)
A 16	437	407	A 41	1071	1041	A 69	1780	1750	A 105	2697	2667
A 18	487	457	A 41 ^{1/2}	1080	1050	A 70	1805	1775	A 107	2755	2725
A 19	510	480	A 42	1090	1060	A 71	1830	1800	A 108	2773	2743
A 20	538	508	A 42 ^{1/2}	1105	1075	A 72	1855	1825	A 110	2830	2800
A 21	565	535	A 43	1130	1100	A 73	1884	1854	A 112	2875	2845
A 22	590	560	A 43 ^{1/2}	1135	1105	A 74	1910	1880	A 114	2926	2896
A 23	605	575	A 44	1150	1120	A 75	1930	1900	A 116	2976	2946
A 23 ^{1/2}	630	600	A 45	1173	1143	A 76	1960	1930	A 118	3030	3000
A 24	640	610	A 45 ^{1/2}	1180	1150	A 77	1986	1956	A 120	3078	3048
A 25	660	630	A 46	1198	1168	A 78	2010	1980	A 124	3180	3150
A 26	680	650	A 46 ^{1/2}	1210	1180	A 79	2030	2000	A 128	3280	3250
A 26 ^{1/2}	700	670	A 47	1230	1200	A 80	2062	2032	A 132	3380	3350
A 27	716	686	A 47 ^{1/2}	1245	1215	A 81	2090	2060	A 136	3484	3454
A 27 ^{1/2}	730	700	A 48	1250	1220	A 82	2113	2083	A 140	3580	3550
A 28	740	710	A 48 ^{1/2}	1255	1225	A 83	2130	2100	A 144	3688	3658
A 29	760	730	A 49	1280	1250	A 83 ^{1/2}	2150	2120	A 148	3780	3750
A 29 ^{1/2}	780	750	A 50	1300	1270	A 84	2164	2134	A 158	4030	4000
A 30	797	767	A 51	1330	1300	A 84 ^{1/2}	2180	2150	A 167	4280	4250
A 31	805	775	A 52	1350	1320	A 85	2190	2160	A 187	4780	4750
A 31 ^{1/2}	830	800	A 53	1380	1350	A 86	2230	2200	A 197	5030	5000
A 32	843	813	A 54	1405	1375	A 87	2240	2210			
A 32 ^{1/2}	855	825	A 55	1430	1400	A 88	2270	2240			
A 33	871	841	A 56	1452	1422	A 89	2291	2261			
A 34	880	850	A 57	1480	1450	A 90	2316	2286			
A 34 ^{1/2}	905	875	A 58	1505	1475	A 91	2341	2311			
A 35	919	889	A 59	1530	1500	A 92	2367	2337			
A 35 ^{1/2}	930	900	A 60	1555	1525	A 93	2390	2360			
A 36	944	914	A 61	1580	1550	A 94	2418	2388			
A 37	955	925	A 62	1605	1575	A 95	2443	2413			
A 37 ^{1/2}	980	950	A 63	1630	1600	A 96	2468	2438			
A 38	995	965	A 64	1655	1625	A 97	2494	2464			
A 38 ^{1/2}	1005	975	A 65	1680	1650	A 98	2530	2500			
A 39	1030	1000	A 66	1706	1676	A 100	2570	2540			
A 40	1046	1016	A 67	1730	1700	A 102	2621	2591			
A 40 ^{1/2}	1060	1030	A 68	1755	1725	A 104	2680	2650			

Potencia Nominal de correas

Potencias nominales
Perfil SPA
Potencia nominal P_N (kW) for β = 180° y L_d = 2500 mm

Tabla 27

Poleas v (m/s)	n ₂ (min ⁻¹)	Diámetro de referencia de la polea pequeña d _{sk} (mm)														Suplemento de potencia (kW) por correa para i					
		90	100	112	118	125	132	140	150	160	180	200	224	250	280	315	1,01 hasta 1,05	1,06 hasta 1,26	1,27 hasta 1,57	>1,57	
Equilibradas estáticamente	5	700	1,17	1,55	1,99	2,21	2,47	2,72	3,01	3,37	3,73	4,44	5,14	5,97	6,85	7,86	9,01	0,02	0,15	0,21	0,26
		950	1,49	1,98	2,57	2,86	3,20	3,53	3,91	4,39	4,86	5,78	6,70	7,78	8,92	10,21	11,68	0,03	0,20	0,29	0,36
		1450	2,04	2,76	3,62	4,04	4,53	5,02	5,57	6,25	6,92	8,24	9,52	11,02	12,58	14,30	16,18	0,05	0,31	0,44	0,54
		2850	3,14	4,40	5,88	6,60	7,43	8,23	9,13	10,21	11,25	13,21	14,97	16,81	18,43	19,78	20,57	0,09	0,61	0,87	1,07
		100	0,23	0,30	0,37	0,40	0,45	0,49	0,54	0,60	0,65	0,77	0,89	1,03	1,18	1,35	1,55	0,00	0,02	0,03	0,04
		200	0,42	0,54	0,68	0,75	0,83	0,91	1,00	1,11	1,22	1,45	1,67	1,94	2,22	2,55	2,92	0,01	0,04	0,06	0,07
		300	0,59	0,76	0,96	1,07	1,18	1,30	1,43	1,60	1,76	2,09	2,41	2,80	3,21	3,68	4,23	0,01	0,06	0,09	0,11
		400	0,75	0,97	1,24	1,37	1,52	1,67	1,85	2,06	2,28	2,70	3,12	3,63	4,16	4,78	5,49	0,01	0,09	0,12	0,15
		500	0,90	1,17	1,50	1,66	1,85	2,03	2,25	2,51	2,77	3,30	3,81	4,43	5,09	5,84	6,70	0,02	0,11	0,15	0,19
		600	1,04	1,36	1,75	1,94	2,16	2,38	2,63	2,95	3,26	3,87	4,48	5,21	5,98	6,86	7,88	0,02	0,13	0,18	0,22
		700	1,17	1,55	1,99	2,21	2,47	2,72	3,01	3,37	3,73	4,44	5,14	5,97	6,85	7,86	9,01	0,02	0,15	0,21	0,26
		800	1,30	1,72	2,23	2,47	2,76	3,05	3,38	3,78	4,19	4,99	5,77	6,71	7,70	8,82	10,11	0,03	0,17	0,24	0,30
		900	1,43	1,90	2,45	2,73	3,05	3,37	3,74	4,19	4,64	5,52	6,39	7,43	8,52	9,76	11,17	0,03	0,19	0,27	0,34
		1000	1,55	2,06	2,68	2,98	3,34	3,69	4,09	4,58	5,07	6,04	7,00	8,12	9,32	10,66	12,18	0,03	0,22	0,31	0,37
		1100	1,66	2,23	2,90	3,23	3,61	4,00	4,43	4,97	5,50	6,55	7,59	8,80	10,09	11,53	13,15	0,04	0,24	0,34	0,41
		1200	1,77	2,38	3,11	3,47	3,88	4,30	4,76	5,34	5,92	7,05	8,16	9,46	10,84	12,37	14,08	0,04	0,26	0,37	0,45
		1300	1,88	2,54	3,31	3,70	4,15	4,59	5,09	5,71	6,33	7,54	8,72	10,10	11,55	13,17	14,96	0,04	0,28	0,40	0,49
		1400	1,99	2,69	3,52	3,93	4,40	4,87	5,41	6,07	6,72	8,01	9,26	10,72	12,25	13,93	15,79	0,05	0,30	0,43	0,52
		1500	2,09	2,83	3,71	4,15	4,65	5,15	5,72	6,42	7,11	8,47	9,79	11,32	12,91	14,66	16,56	0,05	0,32	0,46	0,56
		1600	2,19	2,97	3,91	4,37	4,90	5,43	6,02	6,76	7,49	8,91	10,29	11,89	13,54	15,34	17,29	0,05	0,34	0,49	0,60
1700	2,28	3,11	4,09	4,58	5,14	5,69	6,32	7,09	7,86	9,34	10,78	12,44	14,14	15,99	17,95	0,06	0,37	0,52	0,64		
1800	2,37	3,24	4,27	4,78	5,37	5,95	6,61	7,42	8,21	9,76	11,25	12,97	14,71	16,59	18,56	0,06	0,39	0,55	0,67		
1900	2,46	3,37	4,45	4,98	5,60	6,20	6,89	7,73	8,56	10,17	11,71	13,47	15,25	17,14	19,10	0,06	0,41	0,58	0,71		
2000	2,54	3,50	4,62	5,18	5,82	6,45	7,16	8,03	8,89	10,55	12,14	13,94	15,75	17,65	19,57	0,07	0,43	0,61	0,75		
2100	2,62	3,62	4,79	5,37	6,03	6,69	7,42	8,33	9,22	10,93	12,56	14,39	16,22	18,11	19,98	0,07	0,45	0,64	0,79		
2200	2,70	3,74	4,95	5,55	6,24	6,92	7,68	8,61	9,53	11,29	12,95	14,81	16,65	18,52	20,32	0,07	0,47	0,67	0,82		
2300	2,78	3,85	5,11	5,73	6,44	7,14	7,93	8,89	9,83	11,63	13,32	15,20	17,04	18,87	20,58	0,08	0,50	0,70	0,86		
2400	2,85	3,96	5,26	5,90	6,63	7,36	8,17	9,15	10,12	11,95	13,67	15,57	17,39	19,17	20,77	0,08	0,52	0,73	0,90		
2500	2,92	4,07	5,41	6,07	6,82	7,56	8,39	9,41	10,39	12,26	14,00	15,90	17,70	19,41	20,87	0,08	0,54	0,76	0,94		
2600	2,99	4,17	5,55	6,23	7,00	7,76	8,62	9,65	10,65	12,56	14,31	16,20	17,96	19,60	20,90	0,09	0,56	0,79	0,97		
2700	3,05	4,27	5,69	6,38	7,18	7,96	8,83	9,88	10,90	12,83	14,59	16,47	18,19	19,72	20,83	0,09	0,58	0,82	1,01		
2800	3,11	4,36	5,82	6,53	7,34	8,14	9,03	10,11	11,14	13,09	14,85	16,70	18,36	19,78	20,68	0,09	0,60	0,86	1,05		
2900	3,16	4,45	5,94	6,67	7,50	8,32	9,22	10,32	11,36	13,32	15,08	16,90	18,49	19,77	20,44	0,10	0,62	0,89	1,09		
3000	3,22	4,53	6,06	6,81	7,66	8,49	9,41	10,51	11,57	13,54	15,29	17,07	18,57	19,70		0,10	0,65	0,92	1,12		
3100	3,26	4,61	6,18	6,94	7,80	8,64	9,58	10,70	11,77	13,74	15,47	17,20	18,60			0,10	0,67	0,95	1,16		
3200	3,31	4,69	6,29	7,06	7,94	8,80	9,74	10,87	11,95	13,92	15,62	17,29	18,58			0,11	0,69	0,98	1,20		
3300	3,35	4,76	6,39	7,18	8,07	8,94	9,89	11,03	12,11	14,07	15,75	17,34	18,51			0,11	0,71	1,01	1,24		
3400	3,39	4,83	6,49	7,29	8,19	9,07	10,03	11,18	12,26	14,21	15,84	17,35	18,38			0,11	0,73	1,04	1,27		
3500	3,43	4,89	6,58	7,39	8,31	9,19	10,17	11,32	12,40	14,32	15,91	17,33	18,20			0,12	0,75	1,07	1,31		
3600	3,46	4,95	6,66	7,48	8,41	9,31	10,28	11,44	12,52	14,42	15,95	17,26				0,12	0,77	1,10	1,35		
3700	3,49	5,01	6,74	7,57	8,51	9,41	10,39	11,55	12,62	14,48	15,95	17,15				0,12	0,80	1,13	1,39		
3800	3,51	5,06	6,81	7,65	8,60	9,50	10,49	11,64	12,70	14,53	15,93	16,99				0,13	0,82	1,16	1,42		
3900	3,53	5,10	6,88	7,73	8,68	9,59	10,57	11,72	12,77	14,55	15,87	16,79				0,13	0,84	1,19	1,46		
4000	3,55	5,14	6,94	7,79	8,75	9,66	10,65	11,79	12,82	14,55	15,78	16,54				0,13	0,86	1,22	1,50		
4100	3,57	5,17	6,99	7,85	8,81	9,73	10,71	11,84	12,85	14,52	15,66					0,14	0,88	1,25	1,54		
4200	3,58	5,20	7,04	7,90	8,87	9,78	10,76	11,87	12,87	14,47	15,50					0,14	0,90	1,28	1,57		
4300	3,58	5,23	7,08	7,95	8,91	9,82	10,79	11,89	12,86	14,39	15,30					0,14	0,93	1,31	1,61		
4400	3,58	5,25	7,11	7,98	8,95	9,85	10,81	11,90	12,84	14,28	15,07					0,15	0,95	1,34	1,65		
4500	3,58	5,26	7,13	8,01	8,97	9,87	10,82	11,88	12,80	14,15	14,80					0,15	0,97	1,37	1,69		

Valores de “a” y “b” para K_a

Tabla 6-2
Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

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

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Valores de K_b

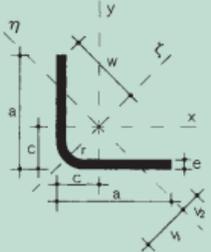
$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Valores para K_e

Tabla 6-5

	Confiabilidad, %	Variación de transformación z_o	Factor de confiabilidad k_e
Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga	50	0	1.000
	90	1.288	0.897
	95	1.645	0.868
	99	2.326	0.814
	99.9	3.091	0.753
	99.99	3.719	0.702
	99.999	4.265	0.659
	99.9999	4.753	0.620

Tabla 2.A3.1. Perfiles conformados L



u = Perímetro
 A = Área de la sección
 $I_x = I_y$ = Momento de inercia de la sección, respecto a x ó y
 I_{xy} = Momento centrífugo de la sección, respecto a x, y
 I_{ξ} = Momento de inercia de la sección, respecto a ξ
 I_{η} = Momento de inercia de la sección, respecto a η
 $W_x = W_y$ = Módulo resistente, respecto a x ó y
 W_{ξ} = Módulo resistente, respecto a ξ
 W_{η} = Módulo resistente, respecto a η

$i_x = i_y$ = Radio de giro, respecto a x ó y
 i_{ξ} = Radio de giro, respecto a ξ
 i_{η} = Radio de giro, respecto a η

Perfil	Dimensiones				Posición de los ejes				Términos de sección										Peso		
	a mm	e mm	r mm	u mm	c cm	v_1 cm	v_2 cm	w cm	A cm ²	I_x cm ⁴	I_y cm ⁴	I_{xy} cm ⁴	I_{ξ} cm ⁴	I_{η} cm ⁴	W_x cm ³	W_{ξ} cm ³	W_{η} cm ³	i_x cm		i_{ξ} cm	i_{η} cm
LF 40.2	40	2	2.5	157	1,10	1,36	1,42	2,83	1,53	2,44	1,51	3,96	0,928	0,841	1,40	0,653	1,26	1,61	0,779	1,20	P
LF 40.3	40	3	3,0	156	1,14	1,36	1,43	2,83	2,25	3,51	2,20	5,71	1,320	1,230	2,02	0,920	1,25	1,59	0,765	1,77	C
LF 40.4	40	4	6,0	153	1,20	1,28	1,41	2,83	2,90	4,43	2,89	7,32	1,550	1,580	2,59	1,090	1,24	1,59	0,730	2,28	C
LF 50.2	50	2	3,0	197	1,35	1,70	1,77	3,54	1,93	4,85	3,00	7,85	1,850	1,330	2,22	1,050	1,59	2,02	0,980	1,51	P
LF 50.3	50	3	6,0	194	1,41	1,62	1,76	3,54	2,81	6,97	4,44	11,40	2,520	1,940	2,23	1,440	1,57	2,01	0,947	2,21	C
LF 50.4	50	4	8,0	191	1,46	1,57	1,75	3,54	3,67	8,92	5,82	14,70	3,090	2,520	4,17	1,770	1,56	2,01	0,919	2,88	C
LF 60.3	60	3	6,0	234	1,66	1,97	2,11	4,24	3,41	12,30	7,74	20,00	4,540	2,830	4,72	2,150	1,90	2,42	1,150	2,68	P
LF 60.4	60	4	8,0	231	1,71	1,92	2,10	4,24	4,47	15,80	10,20	26,00	5,060	3,690	6,13	2,690	1,88	2,41	1,130	3,51	C
LF 60.5	60	5	10,0	229	1,77	1,88	2,10	4,24	5,48	19,10	12,50	31,70	6,590	4,520	7,47	3,140	1,87	2,40	1,100	4,30	C
LF 80.4	80	4	8,0	311	2,21	2,63	2,81	5,66	6,07	38,80	24,50	63,30	14,300	6,700	11,20	5,090	2,53	3,23	1,540	4,76	P
LF 80.5	80	5	10,0	309	2,26	2,58	2,81	5,66	7,48	47,30	30,30	77,60	17,100	8,250	13,70	6,070	2,51	3,22	1,510	5,87	C
LF 80.6	80	6	12,0	307	2,32	2,53	2,80	5,66	8,85	55,40	35,90	91,30	19,400	9,750	16,10	6,940	2,50	3,21	1,480	6,95	C
LF 100.5	100	5	6,0	391	2,75	3,35	3,54	7,07	9,52	95,10	59,40	155,00	35,700	13,100	21,90	10,100	3,16	4,03	1,940	7,48	P
LF 100.6	100	6	10,0	389	2,80	3,30	3,53	7,07	11,30	112,00	70,70	183,00	41,200	15,600	25,80	11,700	3,15	4,02	1,910	8,87	C
LF 100.7	100	7	12,0	387	2,86	3,25	3,53	7,07	13,00	128,00	81,80	210,00	46,200	17,900	29,70	13,100	3,13	4,01	1,880	10,20	C

Tornillos y tuercas con rosca métrica

Tabla A4.4 Tornillos y tuercas con rosca métrica.

DIMENSIONES TORNILLO Y TUERCA (mm)				TORNILLO TUERCA	Ø BROCA TUERCA (mm)		Ø AGUJERO PASANTE (mm)	
Ø nominal	Paso	Ø Flancos	Ø Núcleo	Profund. (mm)	Serie I	Serie II	Fino	Medio
2	0,4	1,74	1,48	0,26	1,5	1,6	2,2	2,4
2,5	0,45	2,208	1,948					
3	0,5	2,675	2,35	0,325	2,4	2,5	3,2	3,6
3,5	0,6	3,11	2,72	0,39	2,8	2,9	3,7	4,2
4	0,7	3,545	3,09	0,455	3,2	3,3	4,3	4,8
5	8	4,48	3,96	0,52	4,1	4,2	5,2	5,8
6	1	5,35	4,7	0,65	4,8	5	6,4	7
8	1,25	7,188	6,376	0,812	6,5	6,7	8,4	9,8
10	1,5	9,026	8,052	0,974	8,2	8,4	10,5	11,5
12	1,75	10,863	9,726	1,137	9,9	10	13	14
14	2	12,701	11,402	1,299	11,5	11,75	15	16
16	2	14,701	13,402	1,299	13,5	13,75	17	18
18	2,5	16,376	14,752	1,624	15	15,25	19	20
20	2,5	18,376	16,752	1,624	17	17,25	21	23
22	2,5	20,376	18,752	1,624	19	19,25	23	25
24	3	22,051	20,102	1,949	20,5	20,75	25	27
27	3	25,051	23,102	1,949	23,5	23,75	29	30
30	3,5	27,727	25,454	2,273	25,75	26	32	33
33	3,5	30,727	28,454	2,273	28,75	29	35	36
36	4	33,402	30,804	2,598	31	31,5	38	40
39	4	36,402	33,804	2,598	34	34,5	40	42
42	4,5	39,077	36,154	2,923	36,5	37	44	45
45	4,5	42,077	39,154	2,923	39,5	40	47	48
48	5	44,752	41,504	3,248	42	42,5	50	52
52	5	48,752	45,504	3,248	46	46,5	54	56

Fuente: Viloria, José; Prontuario de Mecánica Industrial Aplicada, pág. 235

Perfiles estructurales ángulo L

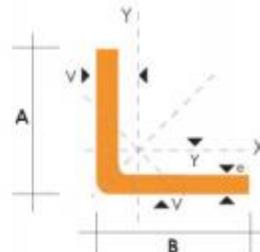
ANGULOS "L" DOBLADO



PERFILES ESTRUCTURALES ANGULOS "L" DOBLADO

Especificaciones Generales

Norma: INEN 1 623:2000
Otras calidades: Previa consulta
Largo normal: 6.0m
Otros largos: Previa consulta
Espesores: Desde 1,5mm hasta 12,0mm
Acabado: Natural
Otro acabado: Previa consulta



DIMENSIONES			PESOS		SECCION	EJE X-X		EJE Y-Y		EJE U-U		EJE V-V	
A	B	e	8 metros	1 metro		I	W	i	X=Y	i	i	i	
mm	mm	mm	Kg	Kg		cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm	cm	
25	25	2	4.38	0.73	0.93	0.57	0.32	0.78	0.72	0.99	0.47		
25	25	3	6.36	1.06	1.35	0.79	0.44	0.76	0.77	0.98	0.44		
30	30	2	5.34	0.89	1.13	1.00	0.46	0.94	0.84	1.20	0.58		
30	30	3	7.80	1.30	1.65	1.41	0.67	0.92	0.89	1.18	0.55		
30	30	4	10.05	1.68	2.14	1.80	0.88	0.92	0.94	1.17	0.52		
40	40	2	7.20	1.20	1.53	2.44	0.84	1.26	1.09	1.61	0.78		
40	40	3	10.62	1.77	2.25	3.50	1.22	1.25	1.14	1.59	0.76		
40	40	4	13.85	2.31	2.94	4.46	1.58	1.23	1.19	1.58	0.78		
40	40	5	19.62	2.82	3.59	5.31	1.91	1.22	1.23	0.73	0.73		
50	50	2	9.12	1.52	1.93	4.88	1.33	1.58	1.34	2.01	0.98		
50	50	3	13.44	2.24	2.85	7.03	1.95	1.57	1.39	2.00	0.96		
50	50	4	17.64	2.94	3.74	9.04	2.53	1.56	1.43	1.98	0.94		
50	50	5	21.60	3.60	4.59	10.88	3.09	1.54	1.48	1.97	0.93		
50	50	6	25.92	4.32	5.40	12.57	3.62	1.53	1.53	1.96	0.90		
60	60	3	16.26	2.71	3.45	12.37	2.84	1.89	1.64	2.41	1.16		
60	60	4	21.36	3.56	4.54	16.00	3.71	1.88	1.68	2.39	1.15		
60	60	5	26.34	4.39	5.59	19.40	4.54	1.86	1.73	2.38	1.13		
60	60	6	31.68	5.28	6.60	22.56	5.35	1.85	1.78	2.37	1.11		
60	60	8	41.04	6.84	8.55	28.21	6.85	1.82	1.88	2.34	1.05		
75	75	3	19.56	3.26	4.35	24.60	4.48	2.38	2.01	3.02	1.48		
75	75	4	27.06	4.51	5.74	32.02	5.88	2.36	2.06	3.00	1.45		
75	75	5	33.42	5.57	7.09	39.08	7.25	2.35	2.11	2.99	1.43		
75	75	6	40.32	6.72	8.40	45.76	8.57	2.33	2.16	2.97	1.40		
75	75	8	52.56	8.76	10.95	58.03	11.05	2.30	2.25	2.95	1.37		
75	75	10	64.92	10.82	13.36	68.89	13.38	2.27	2.35	2.92	1.32		
80	80	4	28.92	4.82	6.14	39.10	6.72	2.52	2.18	3.21	1.56		
80	80	5	35.76	5.96	7.59	47.79	8.28	2.51	2.23	3.20	1.54		
80	80	6	43.20	7.20	9.00	56.05	9.80	2.49	2.28	3.18	1.51		
80	80	8	56.40	9.40	11.75	71.32	12.67	2.46	2.37	3.16	1.48		
80	80	10	68.94	11.49	14.36	84.94	15.36	2.43	2.47	3.13	1.43		
80	80	12	81.78	13.63	16.83	97.05	17.87	2.40	2.57	3.10	1.38		

Constantes de A y m para cálculos del resorte

Tabla 10-4

Constantes A y m de $S_{ut} = A/d^m$ para estimar la resistencia de tensión mínima de alambres para fabricar resortes comunes

Fuente: De *Design Handbook*, 1987, p. 19. Cortesía de Associated Spring.

Material	ASTM núm.	Exponente m	Diámetro, pulg	A , kpsi · pulg ^{m}	Diámetro, mm	A , MPa · mm ^{m}	Costo relativo del alambre
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite [†]	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre estirado duro [‡]	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo vanadio [§]	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio [¶]	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302*	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11
		0.263	0.10-0.20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.20-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	
		0.064	0.075-0.30	110	2-7.5	932	

Estados superficiales		APLICACIÓN DE ESTADOS SUPERFICIALES			
Clase de superficie	Símbolo	Rugosidad μ		Calidad de superficie	Aplicaciones
Superrefinado		0,04	0,06	Especial	Superficies de medición, de los calibres de deslizamiento altamente fatigados, ajustes de precisión no desmontables.
		0,1	0,16	Máxima	
Refinado. — Las estrías no son visibles a simple vista		0,25	0,4	Muy buena	Superficies de deslizamiento muy fatigadas, ajustes de precisión desmontables.
		0,6	1,6	Buena	Piezas fatigadas por flexión y torsión; ajustes de deslizamiento y presión.
Afinado. — Las estrías son visibles pero no perceptibles al tacto		2,5	4	Media	Ajustes de reposo sin transmisión de fuerzas, ajustes ligeros de presión de acero; superficies de deslizamiento poco fatigados, superficies sin mecanizar de piezas prensadas de precisión.
		6	10		
Desbastado. Estrías visibles y perceptibles al tacto		25		Regular	Superficies desbastadas, superficies sin mecanizar de piezas prensadas y foja de precisión, fundición a presión.
Limpio. También preparado para desbastarlo		63		Baja	Cáscara de fundición colada en arena; piezas estampadas y de forja libre.
Sin rebabas				Muy baja	Piezas fundidas o forjadas.

VALORES DE LA RUGOSIDAD MEDIA				
Valor de la rugosidad media R_a		Clase de rugosidad	Valores complementarios de R_a	
μ en micrones	μ en pulgadas		μ en micrones	μ en pulgadas
50	2000	12	20	800
25	1000	11	15	600
12,5	500	10	10	400
6,3	250	9	8	320
3,2	125	8	4	160
1,6	63	7	2	80
0,8	32	6	1	40
0,4	16	5	0,63	25
0,2	8	4	0,50	20
0,1	4	3	0,32	13
0,05	2	2	0,25	10
0,025	1	1	0,15	6

Ajustes		AJUSTES RECOMENDADOS					
ESPECIFICACION DE LOS ASIENTOS							
Grado del ajuste	Calidades superficiales	SISTEMA				ASIENTO	
		Agujero único		Eje único		Clase	Características
		Agujero	Eje	Eje	Agujero		
PRECISION		H 6	h 5	p 5	P 6	Forzado muy duro	Piezas montadas por dilatación o contracción; no necesitan seguro contra giro.
				n 5	N 6	Forzado duro	Piezas montadas o desmontadas a presión; necesitan seguro contra giro.
				k 5	K 6	Forzado medio	Piezas que han de montarse o desmontarse con gran esfuerzo; seguro para giro y deslizamiento.
				j 5	J 6	Forzado ligero	Montaje y desmontaje sin gran esfuerzo; necesitan seguro contra giro y deslizamiento.
				h 5	H 6	Deslizante	Piezas lubricadas que se montan y desmontan sin gran trabajo, a mano.
				g 5	G 6	Giratorio	En piezas lubricadas el giro y deslizamiento puede efectuarse a mano.
FINO		H 7	h 6	s 6	S 7	Forzado muy duro	Montaje por dilatación o contracción; no necesita seguro contra giro.
				r 6	R 7	Forzado muy duro	Montaje por dilatación o contracción; no necesita seguro contra giro.
				n 6	N 7	Forzado duro	Montado o desmontado a presión; necesita seguro contra giro.
				k 6	K 7	Forzado medio	Montado y desmontado con gran esfuerzo (mediante martillo de plomo); necesita seguro contra giro y deslizamiento.
				j 6	J 7	Forzado ligero	Montado y desmontado sin gran esfuerzo (mediante mazo de madera); necesita seguro contra giro y desplazamiento.
				h 6	H 7	Deslizante	En piezas lubricadas, deslizamiento a mano.
				g 6	G 7	Giratorio	En piezas lubricadas, su juego es apreciable.
				f 7	F 8	Holgado medio	En piezas lubricadas, su juego es más apreciable.
				e 8	E 8	Más holgado	En piezas lubricadas, el juego es muy apreciable.
ESMERADO		H 8	h 9	j 9	J 8	Forzado ligero	Piezas que se han de montar y desmontar con facilidad.
				h 9	H 8	Deslizante	Piezas que deben montarse sin esfuerzo y que deben desplazarse en su funcionamiento.
				e 9	E 8	Giratorio	Piezas móviles con juego desde perceptible a amplio.
				d 9	D 8	Holgado	Piezas móviles con juego muy amplio.
POCO ESMERADO		H 11	h 11	h 11	H 11	Deslizante	Montaje fácil de gran tolerancia y con pequeño juego.
				d 11	E 11	Giratorio	Piezas móviles con gran tolerancia y juego no excesivo.
				c 11	C 11	Holgado	Piezas móviles con gran tolerancia y juego.
				a 11	A 11	Muy holgado	Piezas móviles con gran tolerancia y mucho juego.

ANEXO 2

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DE LA MÁQUINA REBANADORA DE BANANO VERDE



Disco porta cuchillas cortado y torneado



Eliminación de aristas vivas del disco porta cuchillas



Pulido y eliminación de aristas vivas de la estructura



Montaje de las chumaceras en el eje



Montaje del disco de corte en el eje



Montaje de las cuchillas en el disco de corte



Alineación y medición del disco de corte



Suelda de la estructura de máquina rebanadora



Pintura de la estructura



Corte para la carcasa de la máquina



Ubicación de la polea



Instalación del contra disco



Sujeción de pernos del contra disco



Instalación del motor de la máquina



Ubicación de la protección de la polea



Instalación de resortes en el sistema



Ubicación del paro de emergencia de la máquina



Máquina culminada y lista para el funcionamiento

ANEXO 3

MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA REBANADORA DE BANANO VERDE

Previa la utilización de la máquina rebanadora de banano verde se debe tener en cuenta las siguientes recomendaciones para su correcta operación.

1. La máquina debe ubicarse en una superficie plana.
2. Verificar la correcta conexión eléctrica
3. Verificar que no existan pernos flojos o faltantes en toda la máquina especialmente en el sistema de corte.
4. Verificar que los resortes se encuentren sujetos en sus extremos.
5. Encender la máquina seleccionando a la posición de On.
6. Abrir la cámara de alimentación de bananos y dejar abierta la cámara de alimentación de bananos verdes.
7. Colocar los bananos verdes pelados en la cámara de alimentación.
8. Quitar del seguro los resortes para que avancen los bananos hacia las cuchillas.
9. Una vez terminado el proceso realizar el paso 6, 7, 8 hasta finalizar todo el proceso de rebanado.
10. Una vez terminado el proceso del rebanado apagar la máquina seleccionando a la posición Off.
11. En caso de alguna situación inesperada que se desee parar la máquina pulsar el botón de paro de emergencia.

Detección de problemas y posibles soluciones:

Tabla 37: *Detección de problemas y posibles soluciones.*

PROBLEMA	CAUSA	POSIBLE SOLUCIÓN
Máquina no enciende	<ul style="list-style-type: none"> • Interruptor en On/Off desactivado. • Falta de energía eléctrica. 	<ul style="list-style-type: none"> • Revisar el cable de alimentación. • Verificar que exista energía eléctrica. • Revisar acometida
Motor eléctrico no funciona	<ul style="list-style-type: none"> • Falta de energía eléctrica. 	<ul style="list-style-type: none"> • Verificar que exista energía eléctrica.
Rebanado defectuoso	<ul style="list-style-type: none"> • Cuchillas descalibradas. • Cuchillas sin filo apropiado • Acumulación de baba generada por los bananos en el filo de las cuchillas 	<ul style="list-style-type: none"> • Calibración y sujeción de cuchillas. • Afilar cuchillas • Limpiar el filo de las cuchillas.
Disco de corte no giran	<ul style="list-style-type: none"> • Bandas destempladas o dañadas. • Falta de giro del motor • Chumaceras dañadas. 	<ul style="list-style-type: none"> • Templar o reemplazar correas • Reemplazar chumaceras • Motor dañado.
Ruido excesivo	<ul style="list-style-type: none"> • Pernos de sujeción de la carcasa flojos. 	<ul style="list-style-type: none"> • Sujeción de pernos

Fuente: Autor

ANEXO 4

MANUAL DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA REBANADORA DE BANANO VERDE

El mantenimiento que se realizará a la máquina será de tipo preventivo para establecer un buen funcionamiento de los elementos que los compone la misma.

- Al iniciar cada período de mantenimiento se debe verificar que la máquina se encuentre desconectada de cualesquier fuente de poder ya que tiene elementos cortantes móviles por lo que se debe tomar medidas de seguridad adecuadas.
- Se debe realizar la limpieza del disco de corte, las cuchillas, la cámara de alimentación u otras partes que contengan restos de banano verde después de cada utilización de la misma.

Alineación y afilado de chuchillas

El espacio del disco porta cuchillas y contra cuchilla se estableció en 5 mm de modo que es importante verificar esta distancia una vez por semana puesto que las cuchillas pueden trabarse produciendo daños mecánicos como eléctricos.

Las cuchillas se recomiendan afilar cada vez que sea necesario.

Lubricación y cambio de chumaceras

La lubricación en este elemento mecánico permite que la transmisión de potencia se realice de una forma adecuada, por ello se debe lubricar las chumaceras cada cuatro meses. Y cambiarlas cada cinco años.

Ajuste y cambio de banda

El motor se ha colocado sobre una base que permite regular la distancia entre las poleas, ya que debido al uso la longitud de las bandas aumenta. Se debe chequear, cada mes, que las bandas tengan la tensión adecuada para que el sistema de transmisión cumpla con su función; se recomienda cambiar las bandas cada 3 años.

Ajuste de pernos

Debido a la rotación que se produce en la máquina los pernos pueden ceder, por ello se recomienda revisarlos por lo menos una vez al mes todos los pernos; excepto los pernos que sujetan las cuchillas los mismos que se recomienda revisar cada vez que se vaya a utilizar la máquina.

Protección eléctrica del motor

Se debe verificar frecuentemente el correcto funcionamiento de los elementos que contiene el sistema eléctrico.

Mantenimiento del motor

El motor se recomienda cambiarle los rodamientos cada año y se aprovechara para realizar un chequeo de todos los componentes del motor procurando hacer en este tiempo un mantenimiento preventivo.

Resortes

Se recomienda revisar los resortes cada mes y cambiarlos cada vez que se crea conveniente debido que puede variar dependiendo la producción de la máquina.

Tabla 37: *Mantenimiento y revisión de los componentes de la máquina*

Revisión de Componentes	COMPONENTES DE LA MÁQUINA					
	Diario	Semanal	Mensual	Trimestral	Semestral	Anual
Limpieza de la máquina	X					
Cuchillas	X					
Disco porta cuchillas		X				
Prisionero de Disco porta cuchillas		X				
Sistema de transmisión por banda			X			
Ajuste de prisioneros de poleas			X			
Lubricación de chumaceras				X		
Ajuste de prisionero de chumaceras			X			
Resortes			X			
Ajuste de pernos de cuchillas	X					
Motor						X
Ajuste de pernos de sujeción de cámara de alimentación			X			
Ajuste de pernos de sujeción de motor			X			
Ajuste de pernos de sujeción de chumaceras a la estructura					X	
Ajuste de pernos de carcasa de la máquina		X				
Sistema eléctrico					X	

Fuente: Autor

ANEXO 5
PLANOS