



UNIVERSIDAD DEL PAPALOAPAN

CAMPUS LOMA BONITA

INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

**DISEÑO CONCEPTUAL DE UNA MÁQUINA
DESFIBRADORA DE HOJA DE PIÑA**

Tesis profesional para obtener el grado de
INGENIERO EN MECATRÓNICA

Presenta:

DAGOBERTO ASCANIO ROMERO

Director de tesis:

M.C. JOSÉ MERCEDES PABLO ALTUNAR

INDICE GENERAL	pág.
Dedicatoria y Agradecimientos-----	I
Resumen-----	II
Abstract -----	III
Indice de figuras-----	IV
Indice de tablas-----	V
1 INTRODUCCIÓN -----	1
1.1 Marco teórico-----	1
1.2 Planteamiento del problema -----	2
1.3 Estado del arte o antecedentes-----	2
1.4 Objetivos-----	4
1.5 Justificación-----	4
1.6 Alcances y limitaciones-----	5
2 GENERALIDADES SOBRE EL CULTIVO DE LA PIÑA -----	6
2.1. Botánica de la piña-----	6
2.1.1. Características de la raíz y de la parte vegetativa-----	6
2.1.2. Características de la flor-----	7
2.1.3. Características y propiedades del fruto-----	7
2.2 Aspectos agronómicos del cultivo de la piña-----	8
2.2.1. Requerimientos climáticos-----	8
2.2.2. Requerimientos edáficos del cultivo de piña-----	9
2.2.3. Proceso de producción del cultivo de la piña-----	9
2.3 Producción y comercialización de la piña-----	10
2.3.1. Situación mundial-----	10
2.3.2. Producción nacional de piña-----	10
3 LAS FIBRAS Y SU PROCESO DE EXTRACCIÓN -----	11
3.1 Características de la fibras naturales-----	11
3.2 Características y propiedades de las hojas y fibras de la piña. -----	15

3.3 Características del desfibrado por el método mecánico.-----	17
3.4 Parámetros o variables técnicos del desfibrado mecánico.-----	19
4 DESARROLLO DEL DISEÑO-----	23
4.1 Definición y planteamiento del problema de diseño-----	23
4.2 Generación y selección de alternativas-----	25
4.3. Análisis y evaluación de alternativas-----	28
4.4. Síntesis preliminar y modelado-----	28
4.5 Análisis del diseño-----	31
4.5.1. Análisis dinámico de la transmisión por bandas-----	31
4.5.2. Análisis dinámico de la transmisión por cadenas-----	36
4.5.3. Análisis dinámico del mecanismo desfibrador durante el arranque.	41
4.5.4. Definición de cargas-----	45
4.5.5. Diseño del resorte-----	51
4.6. Selección de rodamientos-----	55
4.7. Especificaciones finales-----	57
4.7.1 Costos-----	57
4.7.2 Velocidad de operación y volumen de producción-----	58
5 ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y SIMULACIÓN-----	60
5.1 Consideraciones generales-----	60
5.2 Resultado del análisis-----	63
5.3 Discusión de resultados-----	65
6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES-----	66
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS-----	67
ANEXOS	
Anexo 1. Tablas y costos de algunos materiales	
Anexo 2. Planos de diseño y construcción	

Dedicatoria

Este trabajo se lo dedico a todas las personas que me han motivado a luchar para alcanzar más que un sueño. En especial a mi madre Gloria Romero Martínez y mi tía Jocoba Malpica Canseco que son la razón por la cual estoy aquí, y a dios por la formación de mi existencia. A mis hermanos: José, Andrés, Lucero, Irving, Beléni y Carlos.

Agradecimientos

Agradezco a DIOS creador del universo, que me dio fortaleza para seguir adelante todos los días. Agradezco a mi familia que siempre está presente en mis ideas. El más sincero agradecimiento a la Universidad del Papaloapan, por brindarme la oportunidad de obtener un título profesional. Agradezco a los profesores y amigos que siempre estuvieron apoyándome.

Especialmente agradezco a mi novia y compañera de estudios Marissa Yareth López Iván por su amistad y comprensión durante la universidad. A sus padres la Dr. Marisa Iván Bastar y el Ing. Norberto Miguel Ángel López Verdejo por su gran apoyo, comprensión, confianza y motivación de luchar para enfrentar los problemas en esta vida gracias.

Al director de tesis M.C. José Mercedes Pablo Altunar por su gran apoyo, tolerancia durante la realización del trabajo de tesis. Mi respeto y agradecimientos a los miembros de la comisión revisora de la tesis, por las observaciones y correcciones del presente trabajo especialmente: Al Dr. Álvaro Cabrera Amado, M.C. Esteban Chávez Conde, M.C. Edmundo Mendieta Fernández y al jefe de la carrera Ingeniería en Mecatrónica M.C. José Luis Nájera Sánchez.

RESUMEN

La piña es considerada una de las frutas más finas en el mundo, y en nuestro país representa una importante actividad agrícola; sin embargo, los residuos de la cosecha del fruto no han sido utilizados y valorados como en otros países. Las alternativas de uso más redituables son: el uso de las fibras de las hojas como componente de refuerzo en materiales compuestos y como materia prima en la industria de los textiles, entre otros. Sin embargo, la extracción manual de estas fibras es laboriosa, consume mucha mano de obra y es de baja productividad, por lo que se hace necesario el diseño de una máquina desfibrador de hoja de piña; necesidad que es el objetivo del presente trabajo. El diseño se realiza utilizando fundamentos de ingeniería, software para modelado y análisis por elementos finitos y el resultado es el concepto de una máquina visualizado en un modelo virtual en 3D. La máquina consta de un tambor giratorio con cuchillas, como elemento principal, que raspan y peinan a la hoja de la planta y es alimentada por un par de rodillos acanalados. La fuente de potencia es un motor eléctrico de 1 HP. La productividad mínima del diseño es de 630 kg de hojas por día, 18.9 kg de fibras por día y con un consumo de 423 horas-hombre para la producción de 1000 kg de fibras. El diseño de esta tecnología será de bajo costo.

ABSTRACT

Pineapple is considered one of the finest fruits in the world, and in our country is an important agricultural activity, however, the crop residues have not been used and valued as in other countries. The most profitable use alternatives are the use of leaf fibers as reinforcing component in composite materials and as raw material in the textile industry, among others. However, manual removal of these fibers is laborious, consumes a lot of manpower and low productivity, so it is necessary to design a shredder machine pineapple leaf; need is the objective of this work. The design is performed using engineering fundamentals and software for modeling and finite element analysis and the result is the concept of a machine displayed on a 3D virtual model. The machine consists of a rotating drum with blades as the main component, and comb scraping the leaf of the plant and is fed by a pair of grooved rollers. the power source is an electric motor 1 hp. The design minimum productivity is 630 kg of leaf per day, 18.9 kg of fiber per day, with a consumption of 423 man-hours to produce 1000 kg of fiber. The desing of this technology will low cost.

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1	Plantación de piña: (a) Cultivo; (b) floración.....	7
Figura 3.1	Clasificación de las fibras naturales.....	11
Figura 3.2	Comparativo de resistencia-peso entre materiales de fibras.....	14
Figura 3.3	Residuos de cosecha del cultivo de la piña.....	15
Figura 3.4	Micrografía de la fibra de piña por SEM a)25X y b)125X.....	16
Figura 3.5	Extracción manual de la fibra mediante raspado.....	18
Figura 3.6	Máquinas desfibradoras de diversas plantas fibrosas.....	18
Figura 3.7	Mecanismos desfibroides a) Rasgado con clavos y soleras b) Machacado con rodillos c) Triturado y raspado con soleras.....	19
Figura 4.1	Alternativas del cilindro desfibroides.....	27
Figura 4.2	Modelo de la máquina con las características requeridas....	30
Figura 4.3	Modelo del sistema de transmisión de potencia.....	30
Figura 4.4	Botones push-buttons.....	31
Figura 4.5	Fuerzas de tensión en la banda.....	34
Figura 4.6	Fuerzas en las catarinas.....	40
Figura 4.7	Fuerzas para simulación.....	41
Figura 4.8	Cinemática de la máquina: (a) Análisis de torques, (b) transmisión.....	42
Figura 4.9	Cargas en el plano yz del cilindro desfibroides.....	45
Figura 4.10	Cargas en el plano xz del cilindro desfibroides.....	46
Figura 4.11	Fuerzas cortantes en el plano yz del cilindro desfibroides....	47
Figura 4.12	Momentos Flexionantes en el plano yz del cilindro desfibroides.....	48
Figura 4.13	Fuerzas cortantes en el plano xz del cilindro desfibroides....	48
Figura 4.14	Momentos Flexionantes en el plano xz del cilindro desfibroides.....	48
Figura 4.15	Cargas en el plano xy del cilindro desfibroides.....	49

Figura 4.16	Estructura placa-motor.....	50
Figura 4.17	Diagrama de cuerpo libre de la placa-motor.....	50
Figura 4.18	a) Resorte helicoidal con carga axial, b) Torsión y flexión en el alambre.....	52
Figura 4.19	Nomenclatura de un cojinete de bolas.....	56
Figura 5.1	Elemento SOLID 186 utilizado en la simulación de la estructura.....	60
Figura 5.2	Mallado del cilindro desfibrador alternativa A.....	62
Figura 5.3	Mallado del cilindro desfibrador alternativa C.....	62
Figura 5.4	Mallado del cilindro desfibrador alternativa B.....	62
Figura 5.5	Mallado de la estructura.....	63
Figura 5.6	Deformación máxima en el cilindro desfibrador.....	64
Figura 5.7	Esfuerzo y deformación máximos en la estructura.....	64

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1	Estados productores de piña y hectáreas cosechadas.....	10
Tabla 3.1	Composición química de las fibras obtenidas de agaves....	12
Tabla 3.2	Propiedades físico- mecánicas de algunas fibras naturales	13
Tabla 3.3	Dimensiones de las hojas de piña.....	15
Tabla 3.4	Partes principales de una máquina desfibradora.....	18
Tabla 4.1	Especificaciones y requerimientos para el diseño de una máquina desfibradora de hoja de piña.....	24
Tabla 4.2	Sistemas del diseño y sus alternativas de solución propuestos.....	26
Tabla 4.3	Alternativas de solución generados para el diseño de la máquina desfibradora.....	27
Tabla 4.4	Evaluación de tres opciones de máquinas desfibradoras de hoja de piña.....	29
Tabla. 4.5	Dimensiones de los elementos móviles y rodillos.....	43
Tabla 4.6	Resultado de las variables calculadas.....	44
Tabla 4.7	Fórmulas para cálculo de momentos y reacciones, de la estructura placa-motor.....	50
Tabla 4.8	Resultados de los momentos y reacciones de la placa-motor.....	51
Tabla 4.9	Costo de materiales.....	57
Tabla 4.10	Costo de elementos mecánicos y motriz.....	58

1. Introducción

1.1 Marco teórico

La piña (*Ananas comosus*) es una planta que crece en regiones tropicales, cuyo cultivo tiene una larga tradición en nuestro país; sin embargo, su potencial no ha sido explotado en su totalidad [5]. El principal uso de este cultivo es el de obtener el fruto para su comercialización, pero en países asiáticos como Filipinas y Tailandia aprovechan los residuos de cosecha del fruto, como las hojas de la planta para la extracción de fibras, mismas que se utilizan para la confección textil de forma artesanal e industrial.

En los últimos años se ha mostrado interés en las fibras naturales para su uso potencial como materiales de refuerzo de polietilenos, obteniéndose nuevos materiales con propiedades mecánicas que le permitirían su uso y aplicación en diversas ramas de la industria. Ésta y tantas más aplicaciones prevén un futuro exitoso en el uso de las fibras naturales de piña. Ante las diversas problemáticas que atraviesan los productos agrícolas mexicanos, el aprovechamiento de este material de desecho, en el caso de la piña, sería una alternativa para convertir su producción en una actividad rentable.

México tiene un potencial enorme para aprovechar este recurso natural. Ocupa el treceavo lugar mundial en producción de la fruta [17], generándose en la cuenca media del Papaloapan (ubicada en los estados de Oaxaca y Veracruz), que es la principal región productora, entre 80 y 100 ton/hectárea de residuos de cosecha. En vista de lo anterior, la Universidad del Papaloapan (UNPA) ha puesto en marcha proyectos encaminados al uso alternativo de estos residuos. Sin embargo, el procesamiento de este material para la obtención de la fibra requiere una excesiva mano de obra [8] y más para los volúmenes de producción que se requiere manejar para una industria. La extracción manual es un proceso largo y costoso.

Existen 3 métodos principales para la obtención de fibras en plantas de hojas fibrosas: el método químico, el biológico y el mecánico. Los dos primeros son procesos muy tardados y de costos relativamente altos, mientras que los métodos mecánicos han demostrado ser los más económicos y eficientes y aunque producen un ligero daño a las fibras no afectan significativamente la calidad de dicho material [11].

Existen máquinas para el desfibrado mecánico de plantas como el maguey, el henequén, el fique, la lechuguilla, el plátano y la pita; muchas de estas máquinas se comercializan en México, pero aunque la mayoría son hechas de forma artesanal. En el caso del procesamiento de la hoja de piña para la extracción de las fibras la maquinaria en el mercado es nula, observando adaptaciones de las existentes para otras fibras naturales.

1.2 Planteamiento del problema

En vista de que los residuos del cultivo de piña son una fuerte vía para la obtención de fibra, proyectándose ésta como una alternativa para dar valor agregado al cultivo, su procesamiento en cantidades tales que pueda ser rentable necesita forzosamente apoyarse de máquinas extractoras de las fibras. Aunque existen máquinas desfibradoras para esta planta, en México no se comercializan. Utilizar equipos diseñados para otras plantas tiene sus limitaciones, pues sus propiedades físicas y biológicas son diferentes. Todo lo anterior crea la necesidad del **diseño de una máquina desfibradora de hoja de piña**; necesidad que atiende el presente trabajo.

1.3 Estado del arte o antecedentes

En los tiempos prehispánicos la extracción de fibras naturales había sido manual mediante raspado y peinado con cuchillos o machetes y maderas con clavos. Hasta la década de 1970 se desarrollaron máquinas que realizaban este proceso utilizando el mismo principio pero con una mayor rapidez, aunque con menor calidad. Actualmente estos diseños aún no han evolucionado, pues la mayoría

sigue raspando y peinando con cuchillas y clavos dispuestos sobre tambores giratorios que son accionados por motores eléctricos [10]. También se han desarrollado máquinas cuyo principio de funcionamiento es el machacado por medio de rodillos rotatorios, los cuales realizan la trituración de la cutícula de la hoja de piña [7].

El análisis de los parámetros funcionales de algunas máquinas de tambores rotatorios con clavos o cuchillas está basado en el principio de la curva trocoide. Basado en este principio, en el caso de la desfibradora de la lechuguilla (*Agave lechuguilla* Torr.), se ha logrado determinar que la calidad de la fibra es mejor entre más números de clavos se tengan en la máquina y en asociación con cuchillas raspadoras; siempre que la velocidad de corte sea suficiente y la humedad de la hoja sea la adecuada [10].

Las propiedades físico-mecánicas de los materiales biológicos son muy importantes en el diseño de máquinas agrícolas, puesto que son los materiales a procesar; pero el conocimiento de estos son limitados, tal es el caso de la hoja de la piña. En el caso de las fibras de la piña, existe un amplio conocimiento sobre sus propiedades mecánicas como la resistencia a la tensión, módulo de Young, porcentaje de elongación [13]; sin embargo, no existen comparativos de la afectación de estas propiedades en caso de ser extraídas por un proceso mecánico. La resistencia a la ruptura y los mecanismos de fractura o fallas observadas en fibras de fique con pequeñas incisiones [4], dejan suponer que en las fibras naturales sí habría afectación negativa de esta propiedad.

En cultivos como la lechuguilla las propiedades mecánicas de la fibra no varían por el método de extracción utilizado, ya sea manual o mecánico [11], dato que es importante en la evaluación de la calidad de la fibra y de la eficiencia de la máquina.

1.4 Objetivos

Objetivo general

Obtener el diseño conceptual una máquina desfibadora de hoja de piña.

Objetivos específicos

- 1) Generar un modelo virtual tridimensional del diseño conceptual de la máquina desfibadora propuesta.
- 2) Realizar los cálculos dinámicos y el análisis de cargas para el tambor desfibador
- 3) Analizar por software CAE el modelo de la máquina.
- 4) Desarrollar los planos de ensamble y detalles para las partes y conjuntos de la máquina desfibadora propuesta.

1.5 Justificación

La UNPA promueve y desarrolla un proyecto integral de aprovechamiento de las fibras de la hoja de piña en Loma Bonita, Oaxaca. Sus objetivos a corto plazo son el desarrollo de la tecnología y la metodología para su desfibrado, hilado y tejido; a largo plazo, la transferencia de tecnología a los productores de esta comunidad. El primer paso de este proyecto es desarrollar la tecnología para la obtención de la fibra.

El desarrollar este tipo de tecnologías aporta a la independencia tecnológica y a la competitividad del sector agrícola y agroindustrial del país. Además, es factible una patente debido a que existen pocas máquinas para este proceso en la piña y es viable la innovación de nuevos dispositivos electromecánicos. Las ventajas a corto plazo de una máquina desfibadora se verán en la obtención de fibras de buena calidad para la posterior realización de experimentos en investigaciones encaminados a buscar aplicaciones alternativas de este producto. A largo plazo estas metodologías y tecnologías podrían ser detonantes del desarrollo económico de los productores de este cultivo.

1.6 Alcances y limitaciones

El presente trabajo se enfoca en el diseño del concepto de la máquina desfibadora utilizando la metodología de diseño sistemático. Se realizan los análisis dinámicos, estructurales y de resistencia respectivos para lograr un diseño integral. Se generan los modelos CAD, planos de ensamble y detalles, mismos que en trabajos futuros servirán para la construcción del prototipo.

En el trabajo se toman datos de las propiedades mecánicas y físicas de las hojas y fibras de la literatura, así como también para los materiales propuestos para la manufactura de la máquina. No se realiza un análisis de fatiga en ejes o flechas, así como tampoco un análisis de estabilidad estructural.

2. Generalidades sobre el cultivo de la piña

Para comprender el proceso de desfibrado y algunos parámetros funcionales y de diseño de la máquina, es necesario conocer el material biológico a procesar. Este capítulo presenta justamente los aspectos teóricos más importantes de la piña.

2.1 Botánica de la piña

La piña es una planta que pertenece a la familia de las Bromeliáceas, cuyo género y especie son las Ananas (*Ananas* Mill., 1754) y comosus (*comosus* (L.) Merr., 1917), respectivamente. Sus características botánicas se presentan a continuación.

2.1.1. Características de la raíz y de la parte vegetativa

El crecimiento de la planta de piña se asocia a dos tipos de raíces: las del suelo y las axilares o adventicias. El sistema de raíces del suelo proviene de la base del tallo cuya extensión lateral es de 1 a 2 m. y penetra a profundidades de hasta 80 cm. Las raíces adventicias se desarrollan en las axilas de las hojas, probablemente como respuesta a la acumulación de agua en la base de las mismas debidos al rocío, lluvia o irrigación. Estas raíces alcanzan a penetrar dentro del suelo, cuando las hojas viejas mueren o declinan.

El tallo es relativamente corto y grueso; tiene la forma de un mazo de consistencia carnosa y mide de 20 a 40 cm de longitud. En su base es angosto (2 a 4 cm) y justo debajo del ápice está su parte más ancha de aproximadamente 6 a 8 cm de diámetro con entrenudos muy cortos, de 1 a 10 mm entre ellos.

Una planta adulta figura 2.1a presenta de 70 a 80 hojas dispuestas en espiral formando una roseta, en la cual los elementos jóvenes se encuentran en el centro. A la edad de 10 a 12 meses la planta tiene de 60 a 80 hojas completamente desarrolladas y dependiendo de la densidad de plantación su espaciamiento es muy corto y tiene una longitud máxima de 1 m.

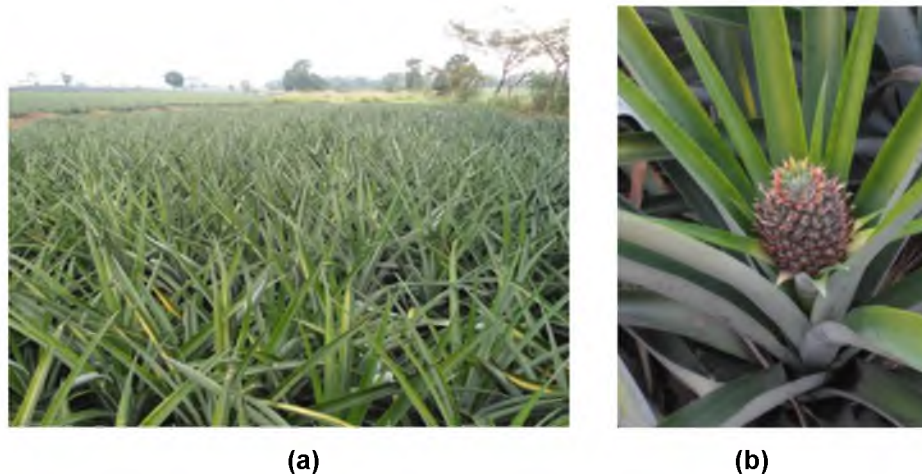


Figura 2.1. Plantación de piña: (a) Cultivo; (b) floración

2.1.2. Características de la flor

A la prolongación del tallo que se desarrolla cuando la planta completa su crecimiento vegetativo se le llama pedúnculo. Se manifiesta por un engrosamiento del tallo en su meristemo terminal después de un periodo corto en el cual se había estrechado; en este momento se inicia la diferenciación del péndulo, en cuyo extremo apical se desarrolla la inflorescencia que dará origen al fruto. La flor da origen a un fruto individual llamado baya. Es hermafrodita del tipo trómera, es decir con tres sépalos, tres pétalos y seis estambres situados en dos verticilos y un pistilo con ovario ínfero. Las flores están dispuestas en espiral alrededor de un eje o "corazón", que es la prolongación del pedúnculo figura 2.1b.

2.1.3. Características y propiedades del fruto

Se forma sin la fecundación del óvulo y por tanto, sin la formación de semilla; después de la antesis, todas las piezas florales contribuyen a formar el fruto partenocárpico, excepto el estilo, los estambres y los pétalos, los cuales se marchitan.

La parte comestible del fruto presenta la siguiente composición química: contenido de agua en un 81 a 86%, quedando el restante 14 a 19% como sólidos totales; de éstos, la sacarosa, glucosa y fructuosa son los principales

componentes con valores de 11 a 17°Bx. Éstos, en conjunto con los carbohidratos representan hasta el 85% de los sólidos totales, complementándose con la fibra en un 2 a 3%. Está libre de grasas y colesterol. Es rico en calcio, potasio, silicio, magnesio y cobre. Entre sus componentes nutritivos importantes figuran su alto contenido de vitamina C, vitamina A y el complejo B. De los ácidos orgánicos, el cítrico es el más abundante, con cantidades que varían entre 0.4 a 1.2%.

2.2 Aspectos agronómicos del cultivo de la piña

2.2.1. Requerimientos climáticos

La altitud en la cual la piña tiene mayores perspectivas de éxito va de 0 a 800 msnm, aunque se le ha visto crecer de manera normal a una elevación de hasta 1500 m. A mayor altura sus hojas se acortan y se hacen más angostas, el pedúnculo es más largo en relación con el tamaño de la planta y los frutos son pequeños con los "ojos" salientes y puntiagudos. A altitudes mayores de 1000 m retrasan el ciclo del cultivo por lo menos un mes.

Las temperaturas óptimas para el desarrollo de este cultivo son de 30 y 20 °C, respectivamente; sin embargo, existen grandes diferencias en el promedio anual de temperatura en los diferentes países donde se cultiva la piña. Las raíces y las hojas crecen mejor a 32 y 29 °C, respectivamente y su crecimiento cesa prácticamente por debajo de los 20 °C y por arriba de los 36 °C.

Cuando la luminosidad es escasa, las hojas se alargan, pierden anchura, permanecen erguidas y presentan un color verde oscuro. Cuando es muy fuerte, el follaje se pone amarillo o rojizo. Si existe una luminosidad adecuada, pero la temperatura es baja, la fruta obtiene una coloración rojiza en la cáscara. El cultivo requiere una luminosidad (lux) de 1200 a 1500 h/años.

La precipitación óptima para la piña es de 1500 a 1800 mm bien distribuidos durante el año, de lo contrario hay que suplementarlos con riegos permanentes o de auxilio.

2.2.2. Requerimientos edáficos del cultivo de piña

La textura de los suelos para el cultivo de la piña es generalmente arenosa. Los suelos deben ser bien manejados, ya que esta característica los hace muy susceptibles a un rápido deterioro.

En los piñales en la etapa de inducción floral, con un contenido promedio de 10% de humedad en los primeros 20 cm de la superficie del suelo, los valores de velocidad de infiltración a los 60 min, varían de 3 a 49 cm/h. Esto significa que a una velocidad constante de suministro de agua, estos suelos son capaces de permitir, en 1 min, el peso de una lámina de agua de 0.5 mm a 7.6 mm, a través de sus horizontes.

Los principales macronutrientes son el nitrógeno y el fósforo. En los suelos donde se ha cultivado piña durante muchos años se ha observado un incremento en el contenido de nitrógeno, lo cual se atribuye a una acumulación temporal de nitrógeno nítrico en la capa arable debido a altas dosis de fertilización nitrogenada en este cultivo.

2.2.3. Proceso de producción del cultivo de la piña

El proceso de producción de la piña consiste de las siguientes labores: preparación del terreno, la siembra, la fertilización, el control de malezas, el control de plagas y enfermedades, los riegos, el tapado, la inducción floral, producción de semillas y, finalmente, la cosecha de la fruta [17].

2.3. Producción y comercialización de la piña

2.3.1. Situación mundial

La piña [3,21] es considerada como una de las frutas tropicales más finas no sólo de México, sino del mundo. Su contenido en vitaminas A y C, su olor y sabor [9], la hacen altamente demandada en los diversos mercados del mundo. Los principales productores de piña a nivel mundial son: Tailandia, Filipinas, Brasil y China, los cuales generan cerca del 50% del volumen mundial [22].

2.3.2. Producción nacional de piña

Las variedades que se producen en nuestro país son: La Española roja, Cabezona, Sugar Loaf, Esmeralda, la Cayena Lisa y MD-2. La producción de esta fruta es de 600,000 toneladas al año, ocupando el treceavo lugar mundial; el 80% de la producción se destina al mercado en fresco que equivale a 480,000 toneladas; el 20% a la industria, solamente del 5 al 8% se destina al mercado internacional [17].

Los estados de Veracruz, Oaxaca, Tabasco y Nayarit son los principales productores de la fruta [1]. De acuerdo a cifras reportadas durante el periodo de 1990-99, cinco entidades concentraron el 99% de la superficie sembrada y cosechada, así como de la producción ver tabla 2.1.

Tabla 2.1 Estados productores de piña y hectáreas cosechadas.

Estado	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006
Veracruz	5320	5923	7221	7811	9134	9205	11 525	11 516	11 320	11 600
Oaxaca	2653	2810	1880	1920	2420	2410	2060	1770	1650	1600
Tabasco	0	654	1528	1300	1530	2150	2150	1450	1520	1480
Nayarit	0	279	767	801	836	1102	514	870	890	850
Quintana Roo	32	43	44	69	69	61	63	30	55	50
Otros	40	200	419	474	558	614	737	737	737	737
Total	8045	9909	11 859	12 375	14 507	16 465	17 049	16 373	16 172	16 317

Fuente: siacon, siat, SAGARPA.

3 Las fibras y su proceso de extracción

Las fibras naturales pueden ser obtenidas de las diversas partes de un vegetal, por ejemplo de las raíces, tallos, hojas, semillas, etc.; en el caso de la piña, ésta proviene de la hoja de la planta. Cada una de estas tiene características y propiedades físicas y bioquímicas propias. El presente capítulo se encarga de presentar toda esta información. El objetivo es mostrar la importancia de las fibras, justificar su extracción y prever de datos técnicos para el proceso de desfibrado mecánico y diseño de la máquina.

3.1. Características de las fibras naturales

Las fibras a base de celulosa son clasificados tal y como se muestra en la figura 3.1. La fibra de piña es obtenida de las hojas de una planta no maderable.

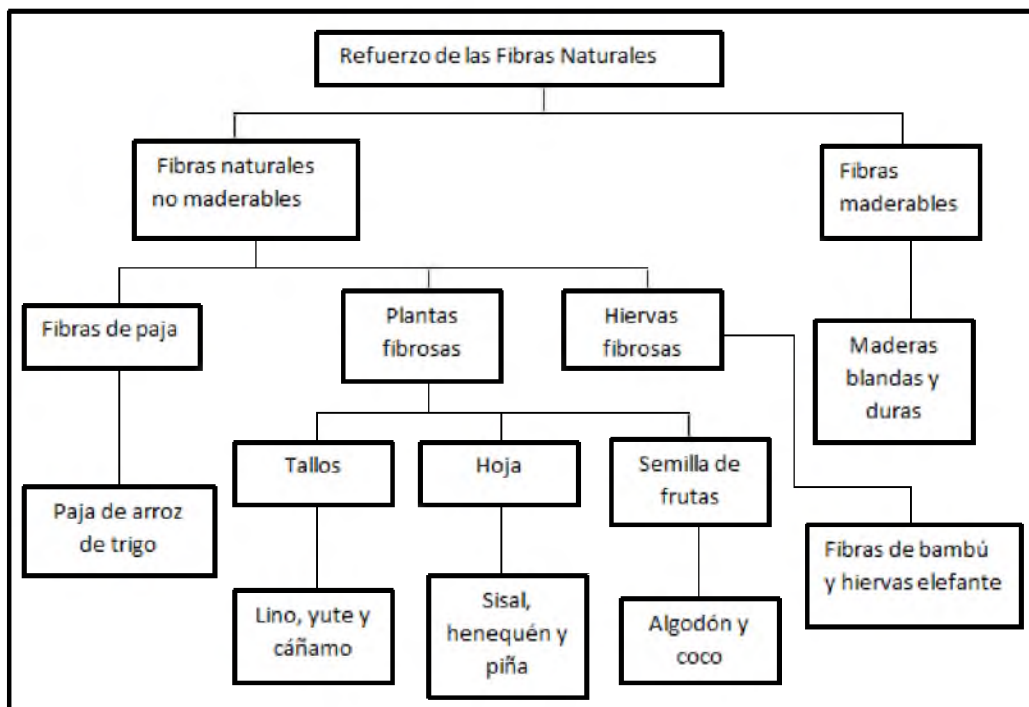


Figura 3.1. Clasificación de las fibras naturales

Los residuos fibrosos son considerados lignocelulósicos por estar formados principalmente de celulosa, hemicelulosa y lignina ver tabla 3.1 y 3.2; esta

composición les confiere propiedades y estructura para ser usados en composta, textiles, en la manufactura de pulpa y papel, producción de combustibles alternativos, enzimas, entre otros.

Tabla 3.1. Composición química de las fibras naturales

Cultivos	Holo celulosa	α- celulosa	Pentosa	anhídrido urónico	contenido de acetileno	Lignina
Yute	83	60.5	12.4	5.0	3.8	13.3
Agave tequilana (hojas)	NA	64.8	NA	NA	NA	15.9
Agave tequilana (tronco)	NA	64.9	NA	NA	NA	16.8
Agave lechuguilla	NA	79.8	NA	NA	NA	15.3
Agave Fourcroydes (henequén)	NA	77.6	NA	NA	NA	13.1
Mesta (cáñamo de la india)	87.4	60	14.8	3.9	4.8	10.1
Reselle (Flor de Jamaica)	88.2	59.7	15.0	4.2	4.8	9.9
Sisal	89.2	63.9	17.9	5.8	4.6	8.6
Cáñamo seco	93.8	78.3	3.6	1.7	1.5	4.0
Banana	88.7	61.5	14.9	5.3	2.8	9.7
Ramio	96.0	86.9	3.9	5.6	0.6	0.5
Lino	85.0	70	4	3	1	5
Piña	NA	69.5	17.8	5.3	2.7	4.4
Cáñamo húmedo	88	70.8	4	5	2	5

Tabla 3.2. Propiedades físico- mecánicas de algunas fibras

Fibras Lignocelulosas	Densidad $\rho(\frac{g}{cm^3})$	Resistencia a la tensión $\sigma(Mpa)$	Módulo de young (Gpa)
Bagazo	0.34 a 0.49	135 a 222	15 a 17
Bambú	1.03 a 1.21	106 a 201	--
Banana	0.67 a 1.50	700 a 800	27 a 32
Coco	1.15 a 1.52	95 a 220	4 a 6
Lino	1.30 a 1.50	344 a 1035	26 a 28
Cáñamo	1.07	389 a 690	35
Yute	1.30 a 1.45	393 a 800	13 a 27
Piña	1.44 a 1.56	362 a 1627	35 a 83
Ramio	1.5	400 a 1620	61 a 128
Sisal	1.26 a 1.50	287 a 913	9 a 28
Madera blanda	0.46 a 1.50	112 a 1000	11 a 40
Madera dura	0.67 a 1.50	300 a 1500	30 a 80
Vidrio	0.76 a 2.58	2000 a 3450	70 a 73
Carbón	1.78 a 1.81	2500 a 6350	230 a 400
Aramida	1.44	3000 a 4100	63 a 131

En cuanto a sus propiedades resistentes se les confiere los siguientes usos y aplicaciones:

1. Cestería, definida como la confección de productos tejidos con fibras vegetales, por ejemplo: canastas, esteras, sombreros, ramos para Semana Santa o trampas para pesca.
2. Cordelería, que incluye trenzado de fibras vegetales para elaborar cuerdas, sogas y otros materiales para ataduras y amarres.
3. Techado de casas
4. Fabricación de escobas
5. Material para relleno de colchones, almohadas y utensilios para montar.
6. Textil, que refiere la confección de productos, a partir de la extracción de la fibra, mediante un proceso de hilado, entrelazado y/o tejido, por ejemplo: para elaborar bolsos o shigras, ropa, calzado, telas o alfombras.
7. Construcción de embarcaciones.

8. Comercial, que incluye cualquier producto de fibra que se vende en los mercados locales [23].

Otra característica de las fibras naturales es su abundancia, el ser un recurso renovable de bajo costo y amigable con el ambiente, de tal manera que en los últimos años las fibras sintéticas parecen ser sustituidas por las naturales. Algunas de estas fibras como el sisal, plátano, yute, kenaf y coco se han utilizado, incluso, como refuerzo en compuestos termoplásticos para aplicaciones en productos de consumo, textiles, muebles, viviendas de bajo costo y estructuras civiles. En la figura 3.2 se puede observar que la resistencia de las lignocelulósicas son equiparados a la de varias aleaciones metálicas y con la ventaja de que son menos pesados.

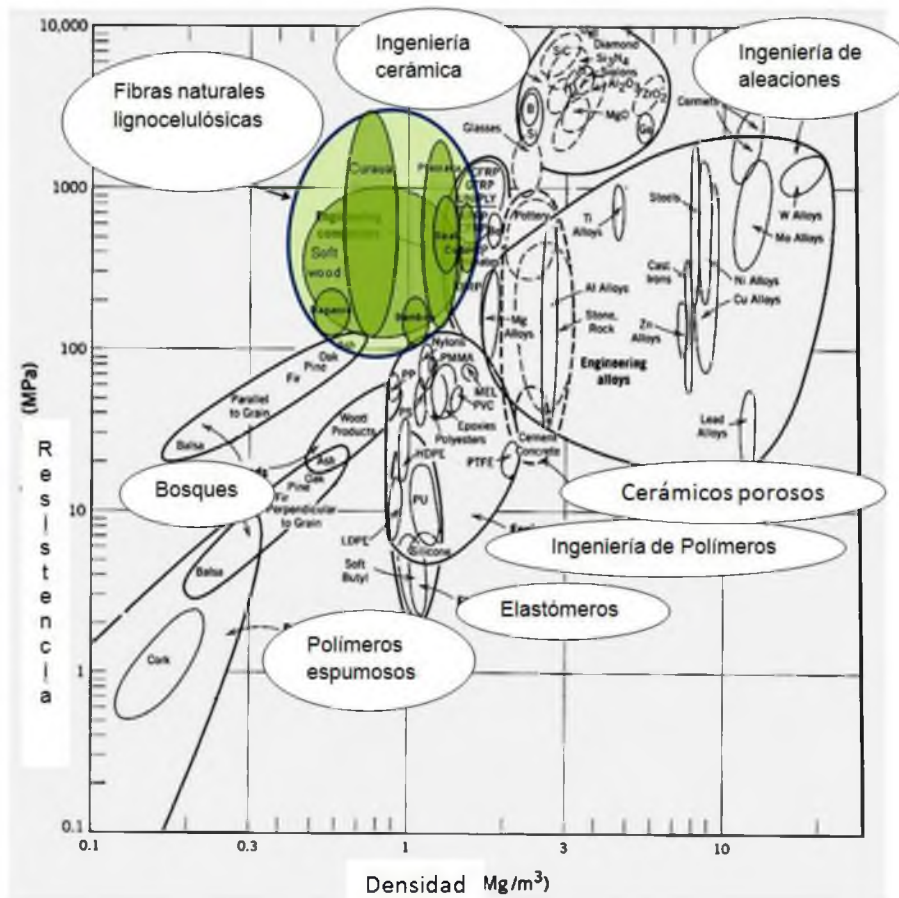


Figura 3.2. Comparativo de resistencia-peso entre materiales de fibras.

3.2. Características y propiedades de las hojas y fibras de la piña.

Una vez que se ha cosechado la fruta de la piña, los restos de la planta figura 3.3, que son el 80% de la masa total del cultivo, sirven de alimento al ganado de pastoreo o bien, es chapeado inmediatamente o al inicio del otro ciclo de cultivo. Estos residuos son las hojas fibrosas que pueden ser aprovechados de una manera más eficiente y rentable.



Figura 3.3. Residuos de cosecha del cultivo de la piña.

Una planta joven presenta de 25 a 30 hojas, mismas que producen fibras en un 2 a 3% de su peso (hoja verde). Las dimensiones de estas hojas varían en un cierto rango, la cual se muestra en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Dimensiones de las hojas de piña

Largo	Ancho	Espesor	Peso
90 cm a 150 cm	2 a 5 cm	0.5 a 1.5 mm	50 a 60 g

Las fibras de la hoja de la piña están constituidas principalmente del 85% de holocelulosa, de la cual aproximadamente el 74% lo representa la α -celulosa,

teniendo un bajo contenido de lignina de alrededor de 10% [9]. Su estructura interna está compuesta por fibras más pequeñas denominadas "microfibras" que a su vez se componen de un conglomerado de tejidos helicoidales figura 3.4. Estos tejidos confieren elasticidad a la fibra y están recubiertos por una película gruesa constituidos por tejidos planos sobrepuestos.

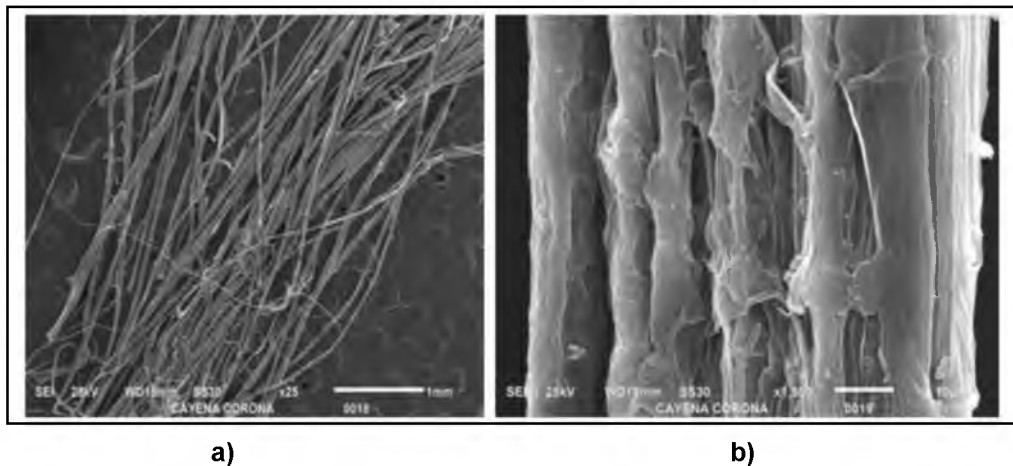


Figura 3.4. Micrografía de la fibra de piñá por SEM a)25X y b)125X.

El diámetro de estas fibras se encuentra en los 45 a 205 μm , el módulo de Young es de 35 a 83 GPa, la resistencia a la tensión varía entre los 362 a 1627 MPa y su densidad es de 1450 Kg/m^3 , aproximadamente.

Al igual que las demás fibras naturales y tal como se ha mencionado en párrafos anteriores, la fibra de este cultivo tiene el potencial para la fabricación de textiles, cuerdas, prendas de vestir, forros de muebles, etc. Actualmente se ha utilizado como refuerzo del polipropileno mejorando sus propiedades mecánicas [16]. Las pruebas de dilatación, flexibilidad e impacto de estos materiales, han determinado que el compuesto de polipropileno presenta un incremento en su resistencia al combinarlo con la fibra de piñá.

Se debe considerar, al trabajar con materiales de origen natural, que gran parte de las propiedades de las fibras se ven influenciadas por aspectos como la variedad de la planta, el clima, la altitud y las condiciones de las zonas de cultivo.

3.3. Características del desfibrado por el método mecánico.

La obtención de la fibra de piña es laboriosa. En países donde se le procesa se menciona que manualmente se obtienen de 5 a 6 kg de fibra por 8 horas de trabajo [13]. Ésta cantidad es muy baja, por lo que se hace necesario el procesamiento por otros métodos. En este sentido se conocen principalmente 3 métodos: el método biológico, el mecánico y el químico.

El primero de ellos se emplea para extraer las fibras blandas y se denomina enriado. Consiste en poner la materia prima a remojo en unas balsas con agua estancada o en el curso de ríos con poca corriente. El proceso dura entre 1-3 semanas. Con ello se consigue que los tejidos se descompongan por efecto de la degradación microbiana, dejando las hebras o hilos de fibra libres. El segundo método se emplea normalmente para extraer las fibras duras y se denomina descortización. Para ello, se separan mecánicamente la corteza de los tejidos vegetales que contienen las fibras a mano, o bien con el uso de maquinaria.

Finalmente, en el proceso químico se meten las fibras en agua con sosa cáustica, fosfatos u otros químicos para eliminar las gomas y pectinas que contienen los tejidos de la propia fibra.

Los procesos químicos y biológicos requieren de mucho tiempo para la extracción, además, el método químico es costoso. En contraparte, los métodos mecánicos han demostrado ser los más económicos y eficientes, aunque presentan un ligero daño a las fibras pero sin sacrificar en demasía la calidad de dicho material [11]. En la figura 3.5 se muestra la extracción manual mediante el raspado de la fibra de una hoja de la planta.



Figura 3.5. Extracción manual de la fibra mediante raspado.

Existen diversidad de máquinas para la extracción de las fibras naturales, todas ellas utilizan el principio de raspado, peinado y machacado. Los dispositivos o mecanismos para lograr esto son mediante tambores giratorios con clavos y cuchillas. En México, sin embargo, no existe tecnología de este tipo, tal vez porque no ha existido interés en aprovechar este recurso natural. En la figura 3.6 se muestra diferentes máquinas desfibradoras para cada tipo de planta y en la tabla 3.4 se resumen las partes principales de las que constan.



Fig.4 Pineapple leaf fibre extractor



Fig.5 Sisal decorticator



Fig.6 Banana fibre extractor



Desfibradora de lechuguilla

Figura 3.6. Máquinas desfibradoras de diversas plantas fibrosas.

Tabla 3.4. Partes principales de una máquina desfibradora.

Partes	Características
Mecanismo alimentador	Es el encargado de introducir la materia prima a la máquina
Mecanismo desfibrador	Extrae las fibras de las hojas
Mecanismo de salida	Expulsa el producto obtenido del proceso
Estructura de la máquina	Brinda el soporte estático o dinámico a la máquina
Trasmisiones	Trasforman el movimiento del elemento motriz a la máquina
Elemento motriz	Generador de movimiento para la operación de la máquina

El mecanismo principal y esencial de estas máquinas es el mecanismo desfibrador, ya que es el encargado de realizar la tarea de separar la fibra de la planta. Se han observado varios métodos para este fin, algunos como: raspado, machacado, triturado, rasgado etc. En la figura 3.7 se muestran algunos mecanismos desfibradores de diversas máquinas.

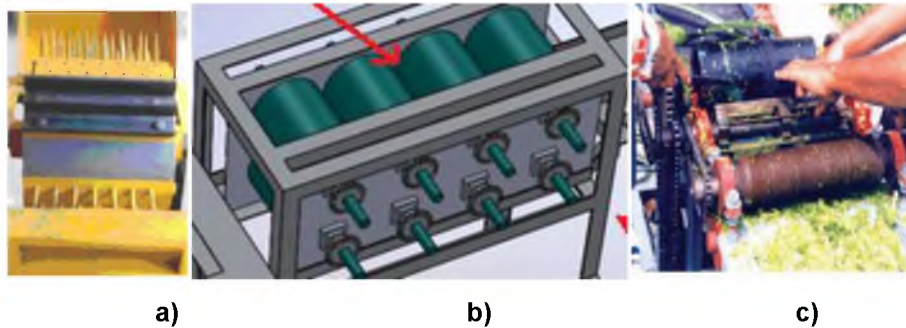


Figura 3.7. Mecanismos desfibradores a) Rasgado con clavos y soleras b) Machacado con rodillos c) Triturado y raspado con soleras

Generalmente constan de tambores con clavos y cuchillas o bien tambores en forma de rehiletes; estos raspan y peinan la hoja. Existen otros diseños en donde se cuenta solamente con un tren de rodillos en pares que van girando en sentidos opuestos y trasladan el material; durante su recorrido machacan la hoja. Estas últimas, tienen la ventaja de ser de alimentación continua aunque el simple machado implica poca limpieza en las fibras y baja eficiencia. Caso contrario, los tambores con clavos y cuchillas presentan mejor eficiencia y limpieza, sin embargo, suelen no ser de alimentación continua.

3.4. Parámetros o variables técnicos del desfibrado mecánico.

En las máquinas que procesan productos agrícolas existen un sinnúmero de parámetros funcionales y de calidad de su trabajo que son considerados durante su diseño, adaptación o uso. En el caso de las máquinas desfibradoras se consideran las siguientes [11]:

a) Capacidad de trabajo:

$$c_t = \frac{p_m}{T} \dots\dots\dots (3.1)$$

Dónde:

c_t = Capacidad de trabajo, kg/h

p_m = Peso del material procesado, kg

T = Tiempo de trabajo, h

b) Porcentaje de despulpado o descarnado

$$D = \frac{P_r}{P_t} \cdot 100 \dots\dots\dots (3.2)$$

Dónde:

D = Despulpado y descarnado, %

P_r = Peso del residuo, kg

P_t = Peso total del material en verde, kg

c) Eficiencia mecánica de limpieza

$$\varepsilon = \frac{F_e}{F_o} \dots\dots\dots (3.3)$$

Dónde:

ε = eficiencia mecánica de limpieza, %

F_e = Cantidad de fibra estimada, kg/t

F_o = Cantidad de fibra obtenida, kg/t

d) Requerimientos de mano de obra

$$M_0 = \frac{N_p \cdot h_t}{F_o} \dots\dots\dots (3.4)$$

Dónde:

M_0 = Cantidad de mano de obra requerida, horas/hombre/ton.

N_p = Número de personas que participan en el proceso de desfibrado

h_t = Horas trabajadas, h

F_o = Fibra obtenida,

e) Densidad lineal de la fibra

$$D = \frac{9000 \cdot P}{L} \dots\dots\dots(3.5)$$

Dónde:

D = Densidad lineal, Decitex

P = Peso de la muestra, g

L = Longitud de la muestra, m

f) Daño mecánico

Se cuantifican las micro fibrillas desgarradas en la periferia del haz; para esto, se hace uso de microscopios estereoscópicos.

g) resistencia a la tensión y deformación.

Se obtiene mediante unas pruebas de tensión en una máquina de ensayos universal.

h) Coloración

Para determinar la calidad en la coloración de la fibra, se considera a la fibra natural como de primera calidad. La calidad se deteriora conforme se incrementa la cantidad de residuos adheridos a la fibra o si ésta presenta manchas o una tonalidad distinta a la coloración blanco-amarillenta homogénea, la cual es característica de este material. Con base en este criterio, la fibra se clasifica de la siguiente manera [11]:

1. fibra con menos de 5% del total que presenta manchas o distinta coloración
2. fibra de 5 a 10% del total que presenta manchas o distinta coloración
3. fibra de 10 a 25% del total que presenta manchas o distinta coloración
4. Fibra con más de 25% del total que presenta manchas o distinta coloración

En el caso del procesamiento mecánico de la lechuguilla, [10] menciona que los parámetros de funcionalidad y calidad de la fibra a tomar en cuenta en la modificación de la máquina, principalmente del órgano limpiador, son los

siguientes:

- Capacidad de trabajo..... \geq a 0.155 t/h de material verde procesado.
- Despulpado de la penca debe ser..... de 78 a 80%
- Eficiencia de limpieza..... \geq a 90%
- Requerimiento de mano de obra..... \leq a 509 h/hombre/t de fibra seca.
- Densidad lineal igual..... a 943.53 ± 277 decitex.

Este mismo autor [10] menciona, en el caso de la lechuguilla, que las propiedades físico-mecánicas de la fibra no se afectan cuando son procesadas mecánicamente en comparación con el proceso manual, sin embargo la calidad es deficiente debido al alto contenido de bagazo y a la mala coloración producida por el jugo de la penca. Esto último es aún más crítico, con el uso de clavos en el tambor limpiador de la máquina. Por lo que se hace necesario modificar la herramienta de trabajo, siendo una alternativa el uso de cuchillas raspadoras.

La teoría funcional de las máquinas desfibradoras del tipo tambor giratorio, se basa en el principio de la curva trocoide para su análisis dinámico y su relación con los parámetros funcionales. Según este principio, una máquina desfibradora de lechuguilla [17], realiza un corte libre; las cuchillas rectas son las preferidas para la calidad del trabajo; La rigidez, muy importante para el corte libre, cambia en relación con la humedad del material en forma de una parábola; la ecuación de la rigidez se presenta con $E \cdot J$ (E: coeficiente de elasticidad, J: momento de inercia). El corte libre se alcanza usando la masa inercial de la hoja, por lo que es necesario suministrar suficiente velocidad para el corte. Para la velocidad de alimentación es útil una de 0.9 m/s, ya que la velocidad usual de la herramienta varía desde 6 m/s para material resistente hasta 30 m/s para material flexible.

4. Desarrollo del diseño

En este capítulo se presenta el proceso de solución y el producto final del proyecto. Se desarrolla el modelo descriptivo para el proceso de diseño, basado en las actividades esenciales que realiza el diseñador [24]. Después de haber obtenido una opción de diseño se procede a los cálculos correspondientes para obtener los datos necesarios para el diseño de detalle de los elementos de la máquina; así también, seleccionar los materiales con la resistencia necesaria y por último reportar el costo de los materiales y las especificaciones finales del diseño.

4.1 Definición y planteamiento del problema de diseño

Una vez definida la necesidad de una máquina desfibradora de hojas de planta de piña y descrito la importancia de las fibras. Se procede a plantear el problema de diseño. El planteamiento no es más que definir el problema, determinando los parámetros o detalles con base a los requerimientos que plantean las diversas partes o la información con que se cuenta. A continuación se presenta el análisis de estos parámetros o detalles.

Función de la máquina: Machacar y raspar la hoja de la planta de piña, la cual es recolectada como residuo de cosecha, con el propósito de obtener fibras.

Entradas y salidas:

A) Hojas de las plantas:

a.1) Las plantas proporcionan de 25 a 30 hojas, del cual se cuenta con aproximadamente de 80 a 100 toneladas de residuos en la región.

a.2) Dimensión de las hojas; tiene un largo de 90-120 cm, ancho de 2 a 5 cm, espesor de 0.5-1.5mm y un peso aproximadamente de 50 a 60g.

Salida:

B) Fibras:

b.1) Bagazo o pulpa (sólida y líquida).

b.2) Producciones mayores de 5 a 6 Kg. de fibra con aproximadamente 8hr.

Requerimientos y criterios de selección

En la tabla 4.1 se presenta un resumen de las especificaciones y requerimientos a utilizarse en el diseño.

Tabla 4.1. Especificaciones y requerimientos para el diseño de una máquina desfibradora de hoja de piña

Requerimientos		
1	Características generales	Demandas Deseos
	<ul style="list-style-type: none"> • Diseño de máquina robusto, de bajo costo y segura • De grado industrial o traspatio 	<p style="text-align: center;">x</p> <p style="text-align: right;">x</p>
2	Condiciones de trabajo: En áreas con energía eléctrica y constante Alimentación de materia prima.	x
3	Dimensiones	
	<ul style="list-style-type: none"> • Longitud 100 a 150cm • Ancho 40 a 60cm • Altura 60 a 120cm. 	<p>x</p> <p>x</p> <p>x</p>
4	Peso: Bajo peso para fácil transporte	x
5	Productividad: Mayor a 300 kg / de hoja por día	x
6	Fuente de potencia: Motor eléctrico monofásico	x
7	Mantenimiento	
	<ul style="list-style-type: none"> • Regular cada 7 días, Preventivo: engrasado y ajuste • Piezas estandarizadas para sustitución de forma irregular. 	<p>x</p> <p>x</p>
8	Utilización, uso	
	<ul style="list-style-type: none"> • Utilización: Sencilla un operador no especializado • Uso: Trabajo semi-continuo, mínimo 8h. • Confiabilidad: Alta 	<p>x</p> <p>x</p> <p>x</p>
9	Seguridad	
	<ul style="list-style-type: none"> • Puesta a tierra y tapas protectoras en alimentación y transmisión 	x
10	Forma y estética	
	<ul style="list-style-type: none"> • Diseño robusto, textura natural en carcasa y tapas 	x
11	Ajustes	
	<ul style="list-style-type: none"> • Tensor de bandas y elevador de tambor 	x
12	Costo	
	Aproximado de prototipo \$ 13,500	x

Criterios de selección

- **Seguridad:** que sea seguro para el operario, y durante el mantenimiento de la máquina.
- **Funcionalidad:** que cause el menor daño a la fibra en el momento de extraerla de la planta, con rapidez y limpia.
- **Costo:** Diseño austero de bajo costo hasta un 30% del costo comercial de las existentes .
- **Productividad:** procesar más de 300 Kg de hojas en jornadas de 8 horas diarias.
- **Resistencia:** resistente al uso rudo en un ambiente tropical húmedo.
- **Fácil operación y mantenimiento regular**
- **No requiere mano de obra especializada**

Formulación del problema de diseño

Una vez definidas la función de la máquina, las entradas y salidas, y los requerimientos de manera general, se formula el problema de diseño. De manera resumida se enuncia de la siguiente manera: "Se requiere una máquina portátil, segura, económica y de fácil operación y mantenimiento; accionada mediante un motor eléctrico con transmisión por banda, cuya productividad sea mayor a 300 kg de hoja procesada por turno laboral".

4.2 Generación y selección de alternativas

La parte de generación de alternativas es el aspecto esencial y central del diseño. Este proceso de creatividad es de alguna manera, la parte lógica de solución a los problemas de acuerdo a la referencia [14]. En esta etapa del proceso de diseño se realiza un análisis morfológico para analizar la forma que podrá asumir la máquina en donde se podrán seleccionar diferentes combinaciones de soluciones secundarias y de alguna manera determinar la forma que asumirá la máquina. En la tabla 4.2 se presentan los sistemas que componen la máquina y las alternativas de solución consideradas.

Tabla 4.2. Sistemas del diseño y sus alternativas de solución propuestos.

Características	Medios		Medios		Medios	
Fuente de potencia	Motor Gasolina	2 tiempos 4 tiempos	Motor Eléctrico	Monofásico Bifásico	diesel	4 tiempos
Trasmisión	Bandas y cadenas		Hidráulica		Engranajes y flechas	
Soporte	Estructura fija		Estructura desmontable		Estructura con ruedas	
Alimentación de Materia prima	Manual	Tolvas Manos	Semi-automática	Bandas Pinzas	Automática	
Desfibrado	Cepillado	Con hilos de acero clavos	Raspado	Perfiles: solera clavos	Machacado con rodillos y raspado de solera	
Control	Eléctrico	automático manual	Mecánico	Palancas Botones		
Material de la estructura	Acero	Estructural Inoxidable	Aluminio		Madera	

Las alternativas ya del conjunto de la máquina se forman de la combinación de las soluciones de cada sistema; en este caso se generan 3 alternativas de máquina, mismas que se presentan en la tabla 4.3. Se les denomina como Alternativa A, B y C.

La elección de la alternativa más viable puede hacerse con base en conjeturas, intuición, experiencia o tomando una decisión arbitraria. Sin embargo, es mejor si la elección se hace mediante un procedimiento más lógico, científico o por lo menos abierto [14]. En el caso de la selección de los cilindros desfibradores se realiza, incluso, un análisis por elementos finitos, en donde se observan el comportamiento mecánico de cada una de las opciones y en base a esto decidir su elección figura 4.1.

Tabla 4.3. Alternativas de solución generados para el diseño de la máquina desfibadora.

Características	Alternativa (A)	Alternativa (B)	Alternativa (C)
Fuente de potencia	Motor eléctrico monofásico	Motor gasolina de 2 tiempos	Motor diesel de 4 tiempos
Trasmisión	Bandas y cadenas	Engranajes y flechas	Hidráulica
Soporte	Estructura fija	Estructura desmontable	Estructura con ruedas
Alimentación de Materia prima	Manual	Semiautomática con bandas	Manual con tolva
Desfibrado	Machacado con Rodillos y raspado con peine	Cepillado con hilos de acero	Raspado con clavos
Control	Electromecánico	Electrónico	Mecánico botones
Material de estructura	Acero Estructural AISI 1045	Aluminio Estructural	Acero Inoxidable

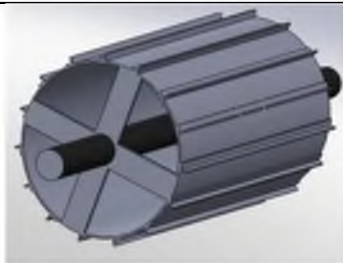
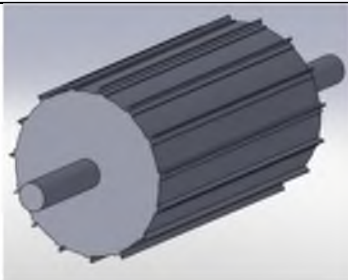
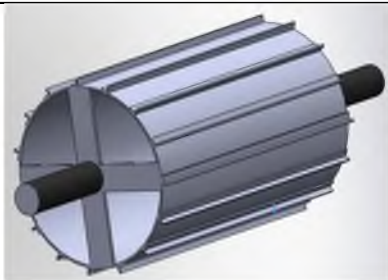
ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	ALTERNATIVA C
		
Cilindro hueco con flecha en el centro	Cilindro macizo	Cilindro hueco sin flecha en el interior

Figura 4.1. Alternativas del cilindro desfibrador

4.3. Análisis y evaluación de alternativas

El método a utilizar es el de árbol de objetivos ponderados. Con este medio se evalúa y comparan los diseños alternativos, empleando objetivos diferencialmente ponderados. En la tabla 4.4 se presentan los criterios de elección y la calificación para cada una de las alternativas y en base a esta evaluación se selecciona la mejor opción.

4.4. Síntesis preliminar y modelado

La solución para este nuevo diseño es la alternativa (A); en la figura 4.2 y 4.3 se muestra el modelo en 3D. Los sistemas, subsistemas y medios o métodos de cada una de ellas son las siguientes:

Fuente motriz y transmisiones: La energía proporcionada es por medio de un motor eléctrico monofásico de 127-220 AC., una potencia de 1HP y una velocidad de 1745 rpm. La transmisión principal del motor al mecanismo desfibrador se realizará con bandas en V, con una reducción de 5:1 y con una distancia entre centros de polea de un metro. En el sistema alimentación y salida la transmisión se realizará con catarinas y cadenas simples, cuya fuente motriz es el eje del cilindro desfibrador.

Estructura de soporte: La estructura se realizará con PTR's de 1 1/2 pulgada y placas de 0.5 cm., cuyas uniones se consideran mediante soldadura eléctrica.

Mecanismo desfibrador: La estructura del mecanismo desfibrador se realiza con un cilindro hueco de un radio de 10cm, una longitud de 35cm y un espesor de 0.5cm. El raspado se realizará con soleras colocadas en la parte externa del cilindro y estas permitirán el contacto de la hoja y la placa de soporte para el desfibrado.

Tabla 4.4. Evaluación de tres opciones de máquinas desfibradoras de hoja de piña.

Objetivo o criterio	Importancia	Parámetro	Maquina A			Maquina B			Maquina C		
			Magnitud	Calificación	Valor	Magnitud	Calificación	valor	Magnitud	Calificación	valor
Seguridad	0.35	Sistema de paro y protección	manual	7	2.45	automático	10	3.5	Semi-automático	9	3.15
Funcionalidad	0.35	Obtención de fibras	Machacado con cilindros y raspado con soleras	9	3.15	Cepillados con hilos de acero	8	2.8	Raspado con clavos	7	2.45
Costo	0.15	Económica	\$13,500	10	1.5	\$42,222	5	0.75	\$32,453	7	1.05
Resistencia	0.02	Materiales	Acero estructural	8	0.16	Aluminio	9	0.18	Acero inoxidable	10	0.2
Fácil operación	0.03	Personal	obreros	10	0.3	técnicos	8	0.24	técnicos	8	0.24
Fácil mantenimiento Y reparación	0.1	lubricación y ajustes	Fácil	9	0.9	Difícil	9	0.9	Difícil	7	0.7
Valor general De utilidad	1				8.46			8.37			7.79

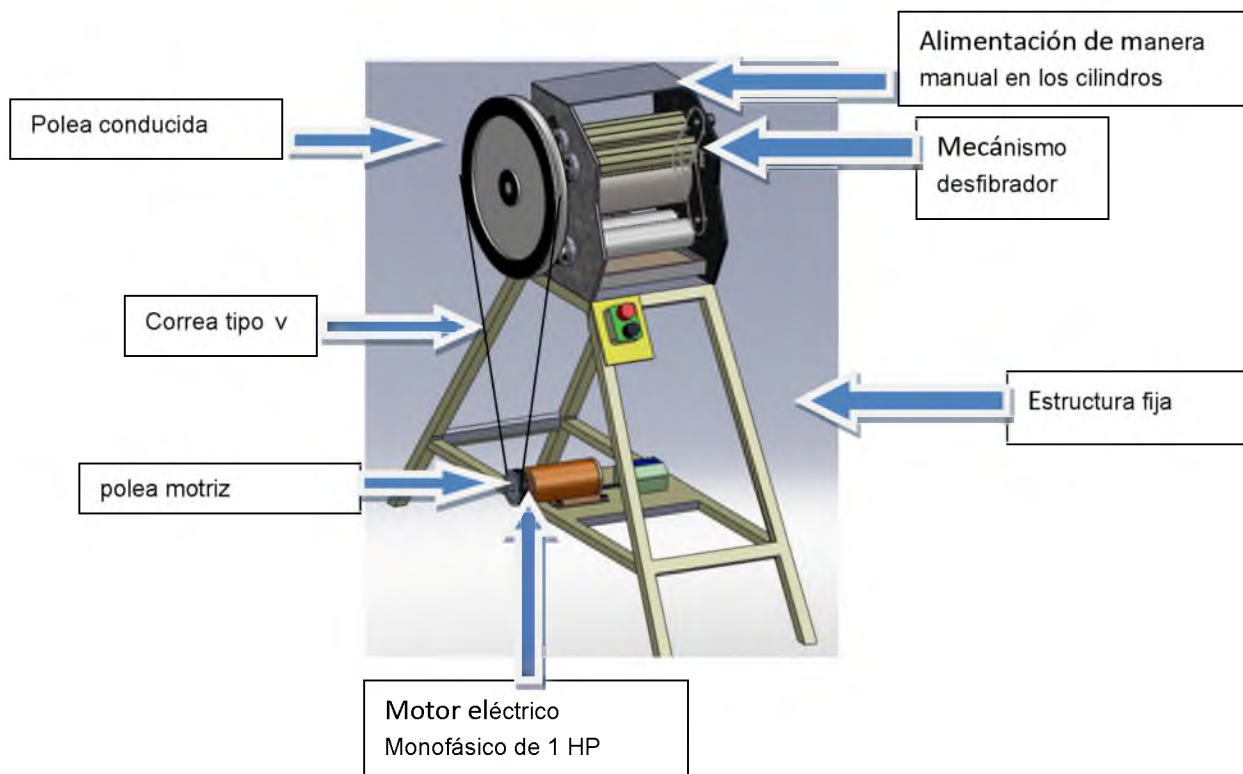


Figura 4.2. Modelo de la máquina con las características requeridas.

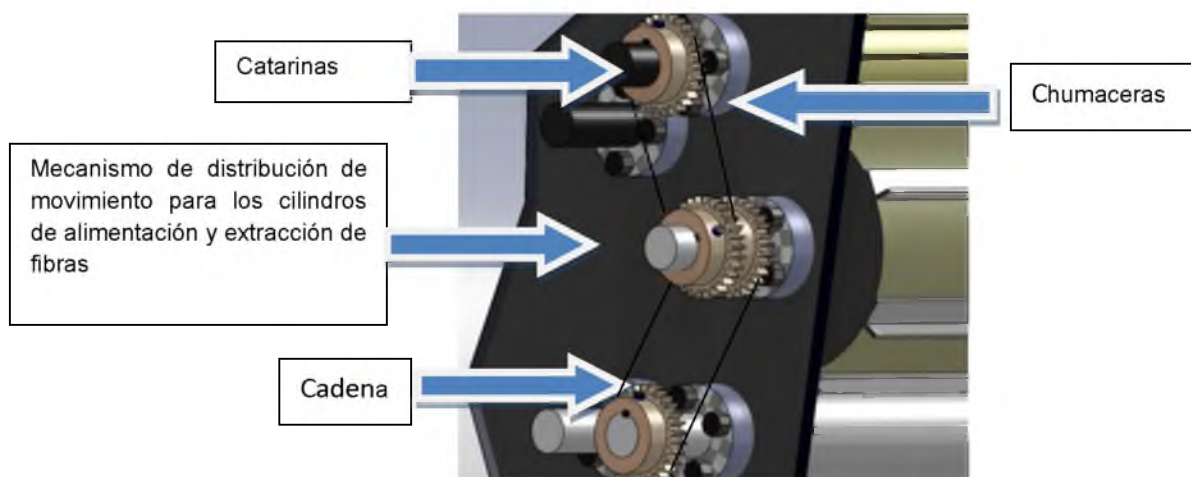


Figura 4.3. Modelo del sistema de transmisión de potencia.

Sistema de accionamiento, alimentación y descarga: Por último el encendido de la máquina se realizara con sistemas ON-OFF, y paro de emergencia con botonera PUSH-BUTTONS figura 4.4. La alimentación de la materia prima se considera de forma manual en el mecanismo alimentador y las descargas de la fibra se hacen mediante unos rodillos, de las cuales se recogen manualmente, mientras que la pulpa y los desechos se recogen de una tolva en sacos o bolsas.



Figura 4.4 Botones push-buttons

4.5 Análisis del diseño

En este apartado se realiza el análisis cinemático de los sistemas de transmisiones de la máquina, como también el análisis estático de las cargas que actúan en el cilindro desfibrador.

4.5.1. Análisis dinámico de la transmisión por bandas

a). Cálculo de las dimensiones de las bandas y las poleas

Cuando se emplea una transmisión por banda los ángulos de contacto se determinan mediante las fórmulas 4.1, 4.2 [19]. Esto para asegurarse que no haya deslizamiento y asegurar una buena fricción.

$$\theta_d = 180 - 2\sin^{-1}\left(\frac{D-d}{2c}\right) \dots \dots \dots (4.1)$$

$$\text{Polea motriz: } \theta_d = 180 - 2\sin^{-1}\left(\frac{0.5-0.1}{2(1)}\right) = 156.92^\circ$$

$$\theta_D = 180 + 2\sin^{-1}\left(\frac{D-d}{2}\right) \dots \dots \dots (4.2)$$

$$\text{Polea conducida: } \theta_D = 180 + 2\sin^{-1}\left(\frac{0.5-0.1}{2}\right) = 203.07^\circ$$

Dónde:

c = distancia entre centros = 1m.

d = diámetro de la polea motriz = 0.1m.

D = diámetro de la polea conducida = 0.5m.

El tramo de correa a utilizar (L_p) se determina con la fórmula 4.3:

$$L_p = 2c + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4c} \dots \dots \dots (4.3)$$

$$L_p = 2(1) + 1.57(0.5 + 0.1) + \frac{(0.5-0.1)^2}{(4(1))} = 2.982 \text{ m} = 117.40 \text{ in}$$

Para realizar una selección de forma estandarizada se utiliza la tabla de circunferencias interiores de bandas en V estándar [19]. Donde es una banda de sección A de un $L_p = 120 \text{ in}$. De acuerdo a esto y de la tabla de la referencia [19] $L_{total} = 120 + 1.3 = 121.3 \text{ in}$, de correa.

b). Análisis de la velocidad angular y lineal

Cálculo de la velocidad angular a la que debe girar el cilindro desfibrador se utiliza la fórmula 4.4.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d} \dots \dots \dots (4.4)$$

$$n_2 = \frac{1745 * 0.1}{0.5} = 349 \text{ rpm}$$

Dónde:

n_1 = velocidad angular del motor rpm.

n_2 = velocidad angular del cilindro desfibrador rpm.

El cálculo de la velocidad lineal se realiza con la fórmula 4.5:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d \cdot \omega_1}{60} \dots \dots \dots (4.5)$$

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d \cdot n_1}{60} = 9.136 \frac{m}{s} \left| \frac{60s}{1min} \right| \left| \frac{3.28ft}{1m} \right| = 1797.96 \frac{ft}{min}$$

c). Potencia permisible y potencia de diseño

De acuerdo a la tabla de potencias nominales de bandas en V estándar [19]. Con la velocidad v_1 podemos determinar la potencia que la banda soportara bajo ciertas condiciones; con esta potencia de tabla podemos encontrar la potencia permitida (H_a) mediante la fórmula 4.6.

$$H_a = K_1 \cdot K_2 \cdot H_{tab} \dots \dots \dots (4.6)$$

$$H_{tab} = 1.55 Hp \text{ [Ref. 19]}$$

$$H_a = 1.55 \cdot 0.8 \cdot 1.15 = 1.426 Hp$$

Dónde:

K_1 = factor de corrección del ángulo de cobertura, 0.8 [Ref. 19].

K_2 = factor de corrección de la longitud de la banda, 1.15 [Ref. 19].

Para el cálculo de la potencia de diseño se ocupa la fórmula 4.7:

$$H_d = H_{nom} \cdot K_s \cdot N_d \dots \dots \dots (4.7)$$

$$H_d = 1 Hp \cdot 1.1 \cdot 1.05 = 1.155 Hp$$

Dónde:

K_s = factor de servicio, 1.1 [Ref. 19].

N_d = factor de diseño, 1.05 [Ref. 19].

H_d = potencia nominal del motor

d). Número de bandas

Este se determina mediante la fórmula 4.8 donde se realiza el redondeo del número decimal, para determinar el número de bandas.

$$N_b = \frac{H_d}{H_a} \dots \dots \dots (4.8)$$

$$N_b = \frac{1.155}{1.426} = 0.8099 = 1 \text{ Banda}$$

e). Cálculo de fuerza y tensiones en la banda (Figura 4.5)

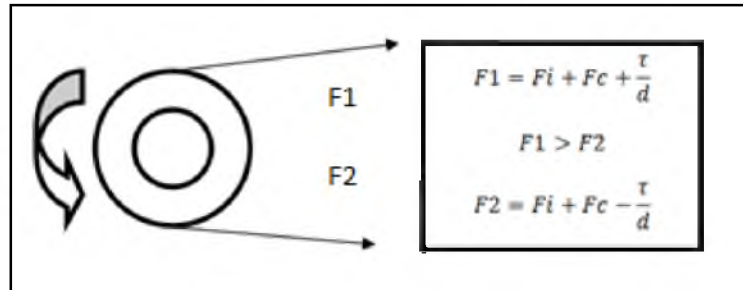


Figura 4.5 fuerzas de tensión en la banda.

La diferencia de fuerzas en la banda, Δ_F , se calcula con la fórmula 4.9 de la siguiente manera (Todos los parámetros ya han sido definidos):

$$F_1 - F_2 = \Delta_F = \frac{63025 \cdot \frac{H_d}{N_b}}{N_b \cdot n_1 \left(\frac{d}{2}\right)} \dots \dots \dots (4.9)$$

$$\Delta_F = \frac{63025(1.155 \text{ Hp})}{1 \cdot 1745 \text{ rpm} \left(\frac{3.94}{2} \text{ in}\right)} = 21.175 \text{ lb}$$

Fuerza centrífuga, F_c .

Para el cálculo de la fuerza centrífuga se considera la fórmula 4.10, donde K_c se determina de la tabla de parámetros de bandas en V [19].

$$F_c = K_c \left(\frac{V_1}{1000}\right)^2 \dots \dots \dots (4.10)$$

$$F_c = 0.561 \left(\frac{1797.96}{1000}\right)^2 = 1.81 \text{ lb}$$

Cálculo de F_1 y F_2

Las fuerzas F_1 y F_2 , son las verdaderas fuerzas que aparecen en las bandas y se calculan de la siguiente manera:

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta_F \exp^{f \cdot \phi}}{\exp^{(f \cdot \phi)} - 1} \dots \dots \dots (4.11)$$

$$F_1 = 1.81 + \frac{21.175 \text{ lb} \cdot 4.07}{4.07 - 1} = 29.882 \text{ lb}$$

$$F_2 = F_1 - \Delta_F \dots \dots \dots (4.12)$$

$$F_2 = 29.882 - 21.175 = 8.707 \text{ lb}$$

En estas ecuaciones, el coeficiente de fricción efectiva, f , se consideró de 0.5123 y ϕ igual a ϕ_d cuyo valor es de 2.74 rad, calculado en el apartado (a).

Tensión inicial, F_i .

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c \dots \dots \dots (4.13)$$

$$F_i = \frac{29.882 + 8.707}{2} - 1.81 = 17.485 \text{ lb}$$

Factor de seguridad

$H_d \neq F_s$, sin embargo puede suceder que en algunas ocasiones sean iguales.

Recalculando F_s de acuerdo a la fórmula 4.14, se obtiene:

$$H_{nom} \cdot K_s \cdot F_s = H_a \cdot N_b \dots \dots \dots (4.14)$$

$$F_s = \frac{H_a \cdot N_b}{H_{nom} \cdot K_s} = \frac{1.426 \cdot 1}{1 \cdot 1.1} = 1.3$$

Este factor de seguridad es del 30% para garantizar que la banda resista una sobrecarga de alimentación y el arranque del motor.

Vida útil de la banda

Los daños ocasionados en este mecanismo es por picos de tensión lo que esto genera una fatiga, estas cargas cíclicas aunque sean pequeñas con el tiempo afectan el desempeño de la banda.

Para el cálculo de las tensiones en la banda, se utiliza la tabla de parámetros de la banda V [19], donde $K_b=220$.

$$T_1 = F_1 + (F_b)_1 = F_1 + \frac{K_b}{d} \dots \dots \dots (4.15)$$

$$T_1 = 29.882 + \frac{220}{3.93} = 85.861 \text{ lb}$$

$$T_2 = F_1 + (F_b)_2 = F_1 + \frac{K_b}{D} \dots \dots \dots (4.16)$$

$$T_2 = 29.882 + \frac{220}{19.68} = 41.060 \text{ lb}$$

N_p = número de pasadas o número de hrs. Trabajadas.

De acuerdo a los parámetros de durabilidad de la referencia [19], $K = 674$, $b = 11.089$

$$N_p = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \dots \dots \dots (4.17)$$

$$N_p = \left[\left(\frac{674}{85.861} \right)^{-11.089} + \left(\frac{674}{41.060} \right)^{-11.089} \right]^{-1}$$

$$N_p = [0.12 \times 10^{-9} + 0.0000335 \times 10^{-9}]^{-1} = 8.33 \times 10^9 \text{ pasadas}$$

$$\text{si } N_p > 10^9 \text{ entonces } t = \frac{N_p \cdot L_p}{720 \cdot V_1} \dots \dots \dots (4.18)$$

$$t = \frac{10^9 \cdot 121.3}{720 \cdot 1797.96} = 93701 \text{ hrs. de vida util}$$

4.5.2. Análisis dinámico de la transmisión por cadenas

Las características de estas transmisiones de cadena es que incluyen una relación constante, puesto que no se involucra al deslizamiento ni al arrastre. Tiene algunas ventajas como vida larga y la habilidad para impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia [19].

Para realizar el diseño de este mecanismo se requieren datos como, cálculos del diámetro nominal de la Catarina, el tramo de cadena a utilizar y las potencias necesarias para que realice el trabajo. Los cálculos se analizan de la manera siguiente:

a). Cálculo de las dimensiones de las cadenas y catarinas

Para la transmisión por cadenas se requiere una relación de 1:1, se propone una Catarina de 14 dientes. De acuerdo a la tabla dimensiones de cadenas estándares americanas [19]: hilo sencillo, y por la norma ANSI se selecciona una cadena del #50, donde el paso, P , es de 5/8. Con la fórmula 4.19 determinamos el diámetro nominal de la siguiente forma.

$$D = \frac{P}{\sin \frac{180}{N}} \dots \dots \dots (4.19)$$

$$D = \frac{1.5875}{\sin(180/14)} = 7.1348 \text{ cm}$$

Dónde:

N = número de dientes

P = paso, 1.5875 *cm*.

D = diámetro nominal, *cm*.

Para el cálculo de la longitud de cadena a utilizar se ocupan las fórmulas 4.20 y 4.21:

$$\frac{c}{p} = \text{pasos} \dots \dots \dots (4.20)$$

$$\frac{18}{1.5875} = 11.33$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2c}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_1 - N_2)^2}{4\pi^2 \frac{c}{p}} \dots \dots \dots (4.21)$$

$$\frac{L}{p} 2(11.33) + \frac{14 + 14}{2} + 0 = 36.66 \text{ pasos} \approx 37$$

$$L = 38 \cdot 1.5875 = 60.325 \text{ cm de cadena.}$$

Dónde:

c = distancia entre centros, cm .

N_1 y N_2 = número de dientes de catarinas conductora y conducida, respectivamente.

De acuerdo a la teoría de cadenas es recomendable que los pasos sea un número par, esto para cuando la cadena se cierra los eslabones embonen de manera correcta, por esta razón en el diseño se consideran un eslabón más.

b). Cálculo de la potencia de trabajo y la potencia de diseño

El cálculo de la fuerza de fricción, (F_r) que se tiene que garantizar para rasgar la hoja sin dañar la fibra, cuya resistencia a tensión es de 554.85 MPa, se requiere calcular el área (A) de la fibra con la fórmula 4.22 y con la fórmula 4.23 se calcula la fuerza de fricción.

$$A = \frac{\pi \varphi^2}{2} \dots \dots \dots (4.22)$$

$$A = \frac{\pi \cdot 0.1125^2}{2} = 9.94 \times 10^{-9} m^2$$

Dónde:

φ = diámetro de la fibra

$$F_r = \sigma_t \cdot A \dots \dots \dots (4.23)$$

$$F_r = 554.85 \times 10^6 \cdot 9.94 \times 10^{-9} = 5.515 N \cdot 7 = 38.6 N$$

Cálculo de la potencia nominal en la transmisión de cadenas.

La fuerza de ruptura está considerada para 7 hojas y la potencia calculada es la necesaria para que trabajen los dos cilindros. El mecanismo de salida es simétrico al alimentador, por lo que se considera el mismo consumo de potencia y fuerza, el respectivo análisis se muestra a continuación. Donde con la fórmula 4.24 se calcula el torque necesario, y para mover ambos mecanismo solo se duplica el torque, y con este dato se calcula la potencia consumida en Watt con la fórmula 4.25 [19].

$$T = F_r \cdot r \dots\dots\dots (4.24)$$

$$T = 38.6 \cdot 0.04 = 1.544 Nm$$

$$T = 2T = 2(1.544) = 3.088 Nm$$

$$P = T \cdot \alpha \dots\dots\dots (4.25)$$

$$P = 3.088 \cdot 36.55 = 112.866 \text{ Watts}$$

Dónde:

T = torque, Nm

P = potencia, $Watt$

r = radio del cilindro alimentador, m

α = aceleración angular, rad/s

c). Cálculo de la potencia permitida, H_a .

De acuerdo a la tabla de la referencia [19]. Conociendo N_1 y siendo una cadena ANSI # 50 encontramos $H_{tab} = 4.14$ Hp para una catarina de 17 dientes. Para esto es necesario recalcular y hacer una corrección. De las tablas de corrección por número de dientes y por número de hilos de la referencia [16], $K_1 = 0.81$, $K_2 = 1$

$$H_a = K_1 \cdot K_2 \cdot H_{tab} \dots\dots\dots (4.26)$$

$$H_a = 0.81 \cdot 1 \cdot 4.14 = 3.35 \text{ Hp}$$

Para el cálculo de la potencia de diseño se utiliza la fórmula 4.27 [19].

$$H_d = H_{nom} \cdot K_s \cdot N_d \dots \dots \dots (4.27)$$

$$H_d = 0.151 \cdot 1.2 \cdot 1.1 = 0.2 \text{ Hp}$$

Dónde:

H_{nom} = potencia nominal

K_s = factor de seguridad, 1.2

N_d = factor de diseño, 1.1

d). Factor de seguridad, F_s .

$$K_1 \cdot K_2 \cdot H_{tab} = H_{nom} \cdot K_s \cdot F_s \therefore F_s = \frac{K_1 \cdot K_2 \cdot H_{tab}}{K_s \cdot H_{nom}} \dots \dots \dots (4.28)$$

$$F_s = \frac{3.35}{0.1812} = 18.48$$

e). Cálculo de fuerzas en las catarinas

Estos cálculos están considerados cuando la máquina esta en trabajo, ya que si la carga de alimentación aumenta, el torque y la fuerza tiende a aumentar. El análisis de estos cálculos se observan en la figura 4.7.

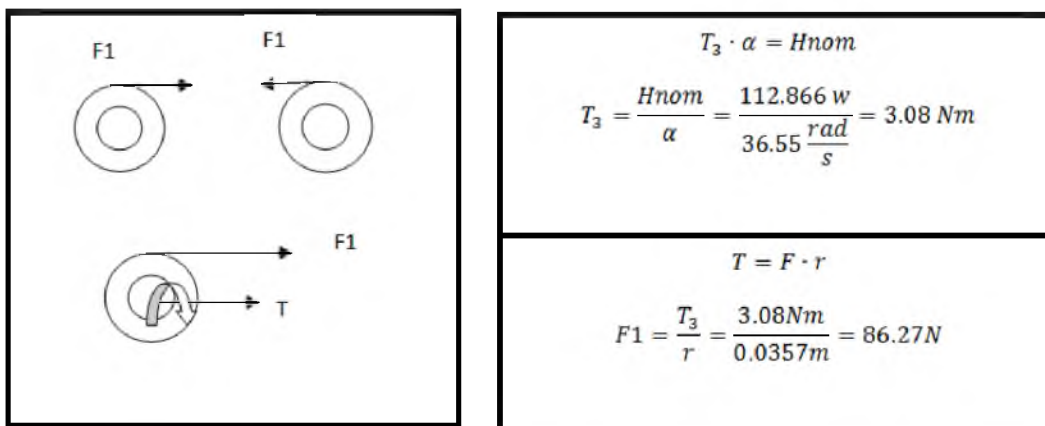


Figura 4.6. Fuerzas en las catarinas

Para la parte de simulación en elementos finitos la fuerza F1 se traslada al centro del eje acompañado de un par de fuerzas como se muestra en la figura 4.7.

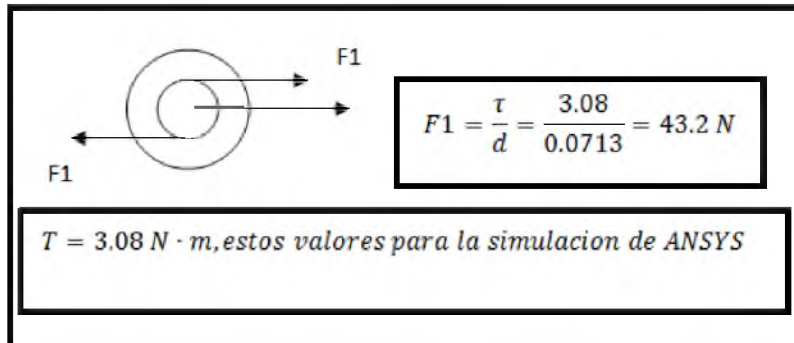


Figura 4.7 fuerzas para simulación

4.5.3. Análisis dinámico del mecanismo desfibrador durante el arranque.

a). Cálculo de la potencia

Para determinar la potencia requerida del motor es necesario conocer los siguientes parámetros:

- Inercia de las masas en movimiento
- Velocidad angular

Con estos parámetros se determina el torque necesario para mover los elementos de la máquina y a partir de este se determina la potencia requerida por el motor.

La expresión para determinar la potencia necesaria para poner en rotación cada uno de los elementos móviles de la máquina se calcula con la fórmula 4.29.

$$P = \frac{(T)(n)}{9550} \dots \dots \dots (4.29)$$

Dónde:

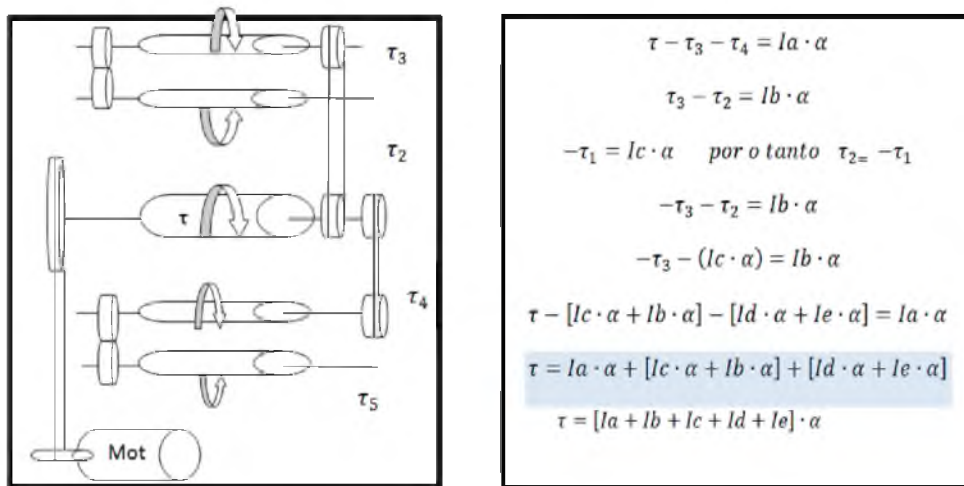
P = potencia, K_{watt}

n = velocidad angular, rpm.

El torque (T) en cada uno de los elementos móviles se calcula con la expresión 4.30, la cual requiere datos de momento de inercia de masas (I) y una aceleración angular (α) que en este caso se iguala a la velocidad angular.

$$T = (I)(\alpha) \dots \dots \dots (4.30)$$

De acuerdo a la cinemática del mecanismo de la figura 4.8 se realiza el análisis de masas inerciales y torques de cada elemento para obtener el torque total calculado con la fórmula 4.31.



(a) (b)
Figura 4.8 Diagramas de torques: (a) Trasmisión, (b) Análisis de torques.

$$T = [I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5] \cdot \alpha \dots \dots \dots (4.31)$$

b). Inercia de las masas en movimiento.

La inercia de un cilindro hueco es igual a:

$$I = \frac{m}{8} (D_{ext}^2 + D_{int}^2) \dots \dots \dots (4.32)$$

Dónde:

I = inercia del cuerpo, kg.m²

D_{ext} = diámetro exterior, m

D_{int} = diámetro interior, m

m = masa, kg

Para determinar el volumen de un cilindro hueco se contempla la fórmula 4.33:

$$V = \frac{\pi L}{4} (D_{ext}^2 + D_{int}^2) \dots \dots \dots (4.33)$$

La masa está definida por:

$$m = (V)(\rho) \dots \dots \dots (4.34)$$

Dónde:

V = volumen, m^3

ρ = densidad del material. Para el acero es de $= 7,830 \frac{Kg}{m^3}$.

L = longitud del cilindro, m

c). Cálculo de la potencia final

En la tabla 4.5 se muestran las dimensiones de cada uno de los elementos móviles y en la tabla 4.6 se presentan los resultados de los parámetros calculados con las ecuaciones anteriores.

Tabla. 4.5 Dimensiones de los elementos móviles y rodillos.

Elementos	D exterior	D interior	Largo	Diámetro
Flecha de centro	-----	-----	0.28m	0.035m
Cilindro desfibrador	0.2m	0.19m	0.35m	-----
Catarina	0.071374m	0.041374m	0.015m	-----
Polea de aluminio	0.5m	0.4m	0.02m	-----
Cilindro alimentador	0.08m	0.07m	0.35m	-----
Cilindro de salida	0.08m	0.07m	0.35m	-----
Engrane	0.071374m	0.041374m	0.015m	-----

Tabla 4.6 Resultado de las variables calculadas.

Elementos	Volumen	Masa	Densidad	Inercia	Torque	Potencia
Flecha de centro	0.0003237 m ³	2.114 Kg	7830 $\frac{Kg}{m^3}$	0.1956 kg · m ²	-----	-----
Cilindro desfibrador	0.0010720 m ³	8.40 Kg	7830 $\frac{Kg}{m^3}$	0.0799 kg · m ²	-----	-----
Catarina	0.00003984m ³	0.312 Kg	7830 $\frac{Kg}{m^3}$	0.0002654 kg · m ²	-----	-----
Polea de aluminio	0.0014138 m ³	3.815 Kg	7830 $\frac{Kg}{m^3}$	0.1956 kg · m ²	-----	-----
Cilindro con Catarina, engrane	0.0004124 m ³	3.22Kg	7830 $\frac{Kg}{m^3}$	0.004548 kg · m ²	-----	-----
Cilindro con engrane	0.0004124 m ³	3.22 Kg	7830 $\frac{Kg}{m^3}$	0.004548 kg · m ²	-----	-----
Engrane	0.00003984m ³	0.312 Kg	7830 $\frac{Kg}{m^3}$	0.0002654 kg · m ²	-----	-----
Potencia total requerida	-----	-----	-----	0.29894 kg · m ²	10.926 N·m	0.5352 Hp

Para el cálculo de la potencia final efectiva se utiliza la fórmula 4.35

$$P_{ef} = \frac{P}{\mu_{tras} \cdot \mu_{mo}} \dots \dots \dots (4.35)$$

$$p_{ef} = \frac{0.5352}{0.98 \cdot 0.66} = 0.8274 \approx 1HP$$

Dónde:

P = potencia total requerida, Hp

μ_{tras} = eficiencia de la transmisión, 0.98

μ_{mo} = Eficiencia del motor, 0.66

De acuerdo a los resultados calculados y los de diseño se selecciona el motor a utilizar, para esto se requiere de un motor eléctrico monofásico 110/220vca, 1 HP, 15A a prueba de goteo y arranque con capacitor.

4.5.4. Definición de cargas

a). Análisis estático del cilindro desfibrador

Se realiza el cálculo estático en el cilindro desfibrador en sus diferentes planos para encontrar las reacciones en los rodamientos. Este análisis permitirá graficar las fuerzas cortantes y los momentos flexionantes a lo largo de toda la barra y en los planos correspondientes. Dichos cálculos están basados en las cargas mostradas en las figuras 4.9 y 4.10 y Las ecuaciones de las sumatorias de fuerzas y momentos se presentan a continuación:

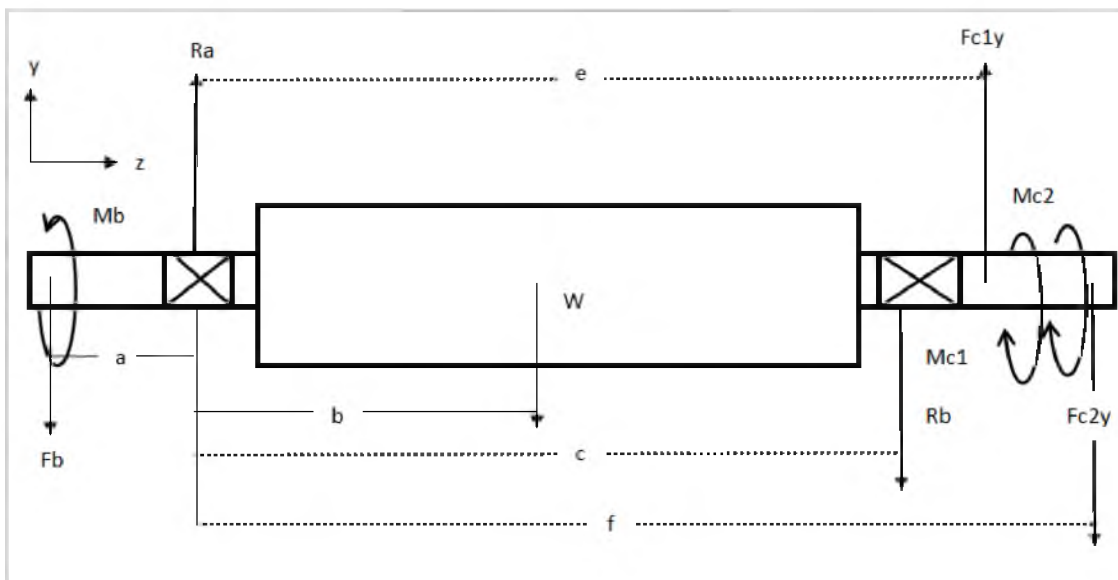


Figura 4.9 Cargas en el plano yz del cilindro desfibrador

$$+\uparrow \sum F_y = 0; \quad -F_b + R_a - w - R_b + F_{c1y} - F_{c2y} = 0 \dots \dots \dots (4.36)$$

$$+\rightarrow \sum F_z = 0; \dots \dots \dots (4.37)$$

$$+\uparrow \sum M_A = 0; \quad F_b \cdot a - w \cdot b - R_b \cdot c + F_{c1y} \cdot e - F_{c2y} \cdot f = 0 \dots \dots \dots (4.38)$$

Dónde:

F_b = Fuerza de tensión de la banda, N.

R_a, R_b = Reacciones en rodamientos A y B, respectivamente, N

F_{c1y} y F_{c2y} = Componentes en Y de las fuerzas de tensión en las cadenas 1 y 2, respectivamente, N

w = Peso del cilindro desfibrador, N.

De las ecuaciones (4.36) y (4.38) se obtienen R_b y R_a , respectivamente:

$$R_b = \frac{-w \cdot b - F_{c2y} \cdot f + Fb \cdot a + F_{c1y} \cdot e}{c} \dots \dots \dots (4.39)$$

$$R_b = \frac{-47.5 \cdot 0.22 - 81.78 \cdot 0.49 + 171.72 \cdot 0.085 + 77.92 \cdot 0.4725}{0.44} = 2.025N$$

$$R_a = Fb + w + R_b - F_{c1y} + F_{c2y}$$

$$R_a = 171.72 + 47.5 + 2.025 - 77.92 + 81.78 = 225.1N$$

Del mismo modo se procede en el plano XZ utilizando las cargas de la figura 4.10.

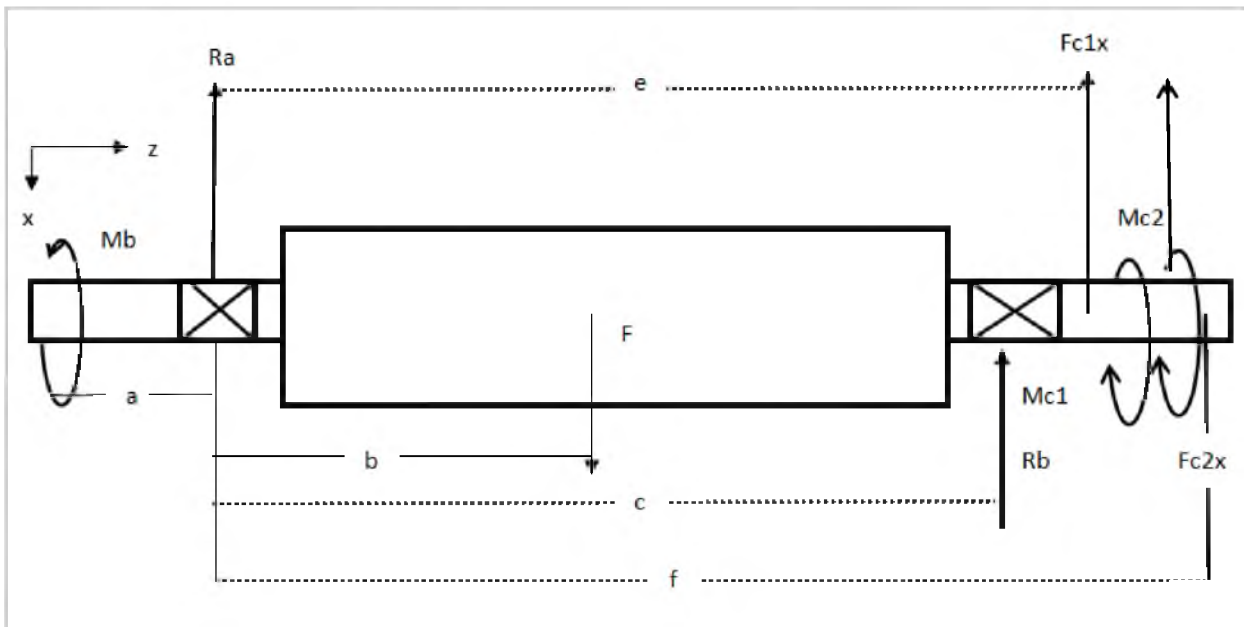


Figura 4.10. Cargas en el plano xz del cilindro desfibrador

$$+\downarrow \sum F_x = 0; \quad -R_{ax} + F - R_{bx} - F_{c1x} - F_{c2x} = 0 \dots \dots \dots (4.40)$$

$$+\uparrow \sum M_A = 0; \quad -F \cdot b + R_{bx} \cdot c + F_{c1x} \cdot e + F_{c2x} \cdot f = 0 \dots \dots \dots (4.41)$$

Dónde:

F = Fuerza de desfibrado, N.

R_{ax} , R_{bx} = Reacciones en rodamientos A y B, respectivamente, N

F_{c1x} y F_{c2x} = Componentes en X de las fuerzas de tensión en las cadenas 1 y 2, respectivamente, N.

De las ecuaciones (4.40) y (4.41) se obtienen R_{bx} y R_{ax} , respectivamente:

$$R_{bx} = \frac{F \cdot b - F_{c1x} \cdot e - F_{c2x} \cdot f}{c} \dots \dots \dots (4.42)$$

$$R_{bx} = \frac{178.2 \cdot 0.22 - 41.41 \cdot 0.4725 - 33 \cdot 0.49}{0.44} = 7.88 \text{ N}$$

$$R_{ax} = F - R_{bx} - F_{c1x} - F_{c2x}, \dots \dots \dots (4.43)$$

$$R_{ax} = 178.2 - 7.88 - 41.41 - 33 = 95.91 \text{ N}$$

Se procede al desarrollo de los diagramas de cargas cortantes y momentos flexionantes, mismos que se presentan en las figuras 4.11, 4.12, 4.13 y 4.14, tanto para el plano YZ y XZ, respectivamente.

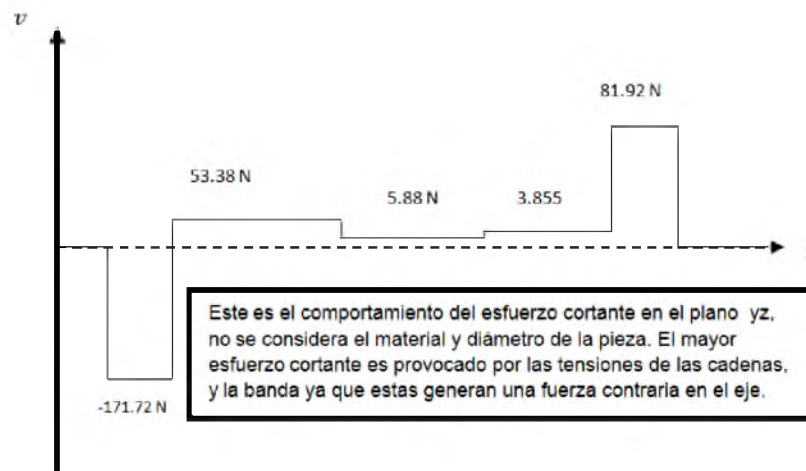


Figura 4.11 Fuerzas cortantes en el plano yz del cilindro desfibrador

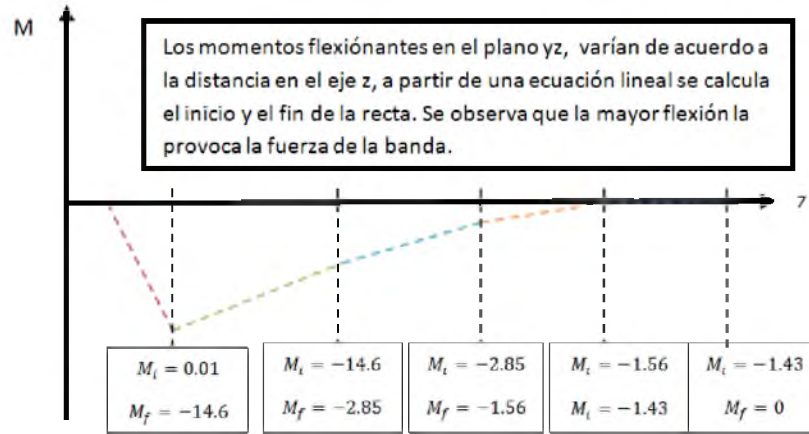


Figura 4.12. Momentos flexionantes en el plano yz del cilindro desfibrador.

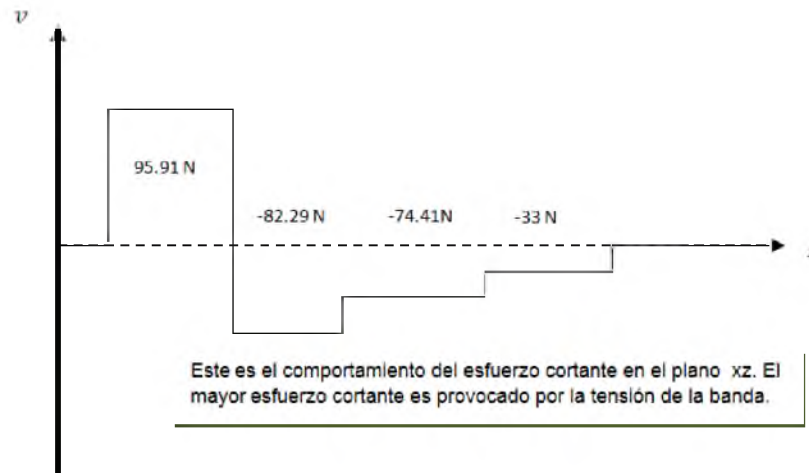


Figura 4.13. Fuerzas cortantes en el plano xz del cilindro desfibrador

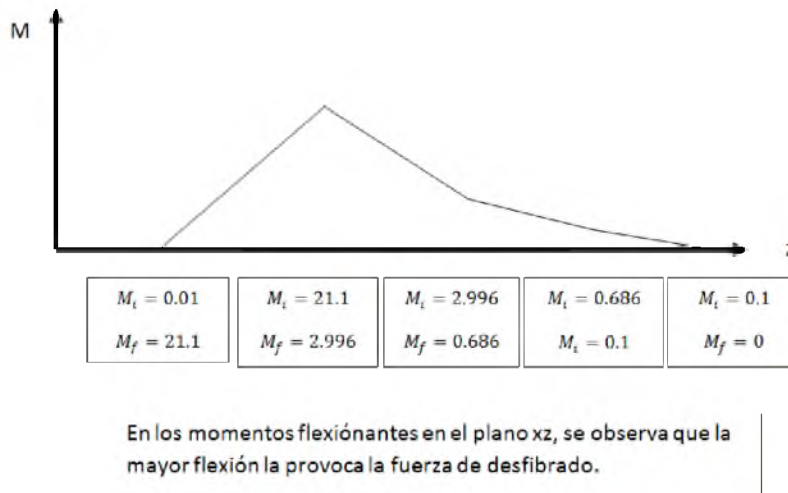


Figura 4.14. Momentos flexionantes en el plano xz del cilindro desfibrador.

Finalmente, en la figura 4.15 se presenta el diagrama de cargas de torsión, mismas que se presentan en el plano XY. En este plano se observan los momentos torsionantes dirigidas en el eje Z.

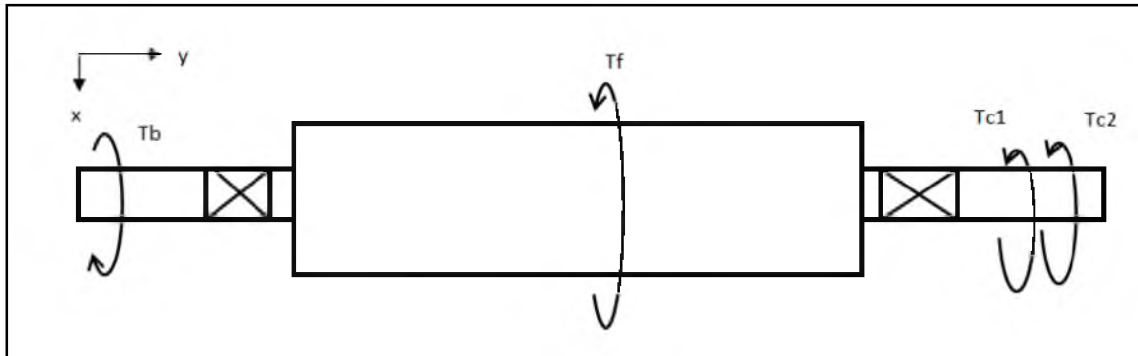


Figura 4.15. Cargas en el plano xy del cilindro desfibrador

Dónde:

T_b = Momento torsional en la banda = 24 N.m

T_f = Momento torsional en el desfibrado = 17.824 N.m

T_{c1} y T_{c2} = Momentos torsionales en las cadenas = 3.088 N.m en cada una

b). Análisis estático de la placa de montaje del motor

El motor se encuentra fijo a la estructura mediante uniones atornilladas las cuales se consideran como apoyos de empotramiento, y está sometida bajo la acción de la fuerza de la banda figura 4.16. Bajo estas condiciones, las cargas y reacciones en estos elementos se determinan con un análisis hiperestático cuyo diagrama de fuerzas se muestra en la figura 4.17. Las fórmulas para este análisis se encuentran en la tabla 4.7.

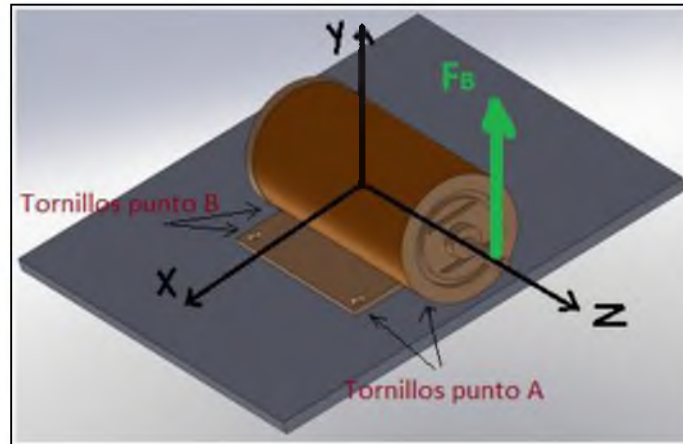


Figura. 4.16 Estructura placa-motor

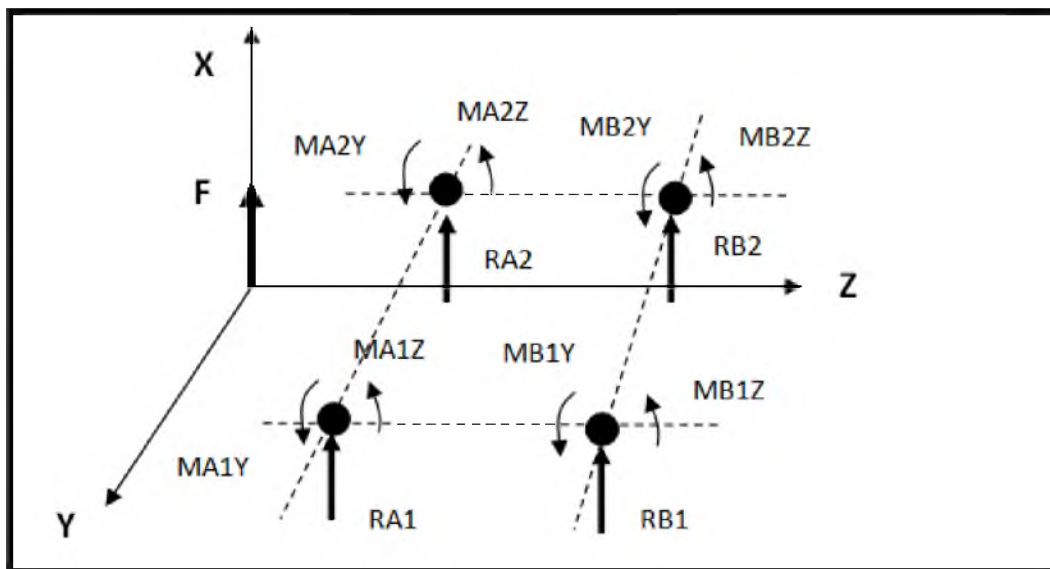


Figura 4.17 Diagrama de cuerpo libre de la placa-motor

Tabla 4.7: Fórmulas para cálculo de momentos y reacciones, de la estructura placa-motor

Momentos	$M_{Ay} = \frac{-FL_z}{8} + \frac{M}{4}$	$M_{By} = \frac{FL_z}{8} + \frac{M}{4}$	$M_{A1z} = \frac{-R_A \cdot L_y}{8}$
Momentos	$M_{A2z} = \frac{R_A \cdot L_y}{8}$	$M_{B1z} = \frac{R_B \cdot L_y}{8}$	$M_{B2z} = \frac{-R_B \cdot L_y}{8}$
Momentos	$M_{A2y} = M_{A1y} = \frac{M_{Ay}}{2}$	$M_{B1y} = M_{B2y} = \frac{M_{By}}{2}$	-----
Reacciones	$R_A = \frac{-F}{2} + \frac{3M}{2L_z}$	$R_B = \frac{-F}{2} - \frac{3M}{2L_z}$	$R_{A1} = \frac{-R_A}{2}$
Reacciones	$R_{A2} = \frac{-R_A}{2}$	$R_{B1} = \frac{R_B}{2}$	$R_{B2} = \frac{R_B}{2}$

Dónde:

F = Fuerza de tensión de la banda, **171.72 N**

M = Momento causado por la fuerza de la banda, con respecto al centro de la placa, **34.344 Nm**

L_z = distancia entre agujeros de la placa paralela al eje z, **0.14m**

L_y = distancia entre agujeros de la placa paralela al eje y, **0.12m**

R_A, R_B = Reacciones sobre los agujeros de la placa

Finalmente, los resultados obtenidos se muestran en la tabla 4.8. Estos valores se utilizaron en el capítulo 5 como datos de carga en la simulación por elementos finitos para la placa-motor.

Tabla 4.8: Resultados de los momentos y reacciones de la placa-motor

Momentos	$M_{Ay} = 5.5809 Nm$	$M_{By} = 11.5911 Nm$	$M_{A1z} = -4.3Nm$
Momentos	$M_{A2z} = 4.3Nm$	$M_{B1z} = 6.92Nm$	$M_{A1z} = -6.92Nm$
Momentos	$M_{A2y} = M_{A1y} = 2.7904Nm$	$M_{B1y} = M_{B2y} = 5.7955Nm$	-----
Reacciones	$R_A = 282.11 N$	$R_B = -453.8314 N$	$R_{A1} = -141.05 N$
Reacciones	$R_{A2} = -141.05 N$	$R_{B1} = 226.91 N$	$R_{B2} = 226.91 N$

4.5.5. Diseño del resorte

Los resortes se utilizarán en la máquina desfibradora con el objeto de ejercer una fuerza normal a las hojas de la planta, con el fin de machacarlas. Estos proporcionarán flexibilidad y almacenarán energía entre la hoja y los rodillos alimentadores. El tipo de resorte que se utilizara será un helicoidal de compresión fabricados de alambre de acero, que soporta una carga axial F . A este resorte se le designará un diámetro medio (D), que depende del espacio donde será utilizado; y un diámetro del alambre (d); ambos datos nos ayudarán a calcular el índice del resorte, esfuerzo máximo y la carga axial. En la figura 4.18 se muestra una sección, en la que se indica una fuerza cortante directa F y un momento de

torsión T derivado de la forma en que reaccione el material de que está fabricado el resorte en la parte restante.

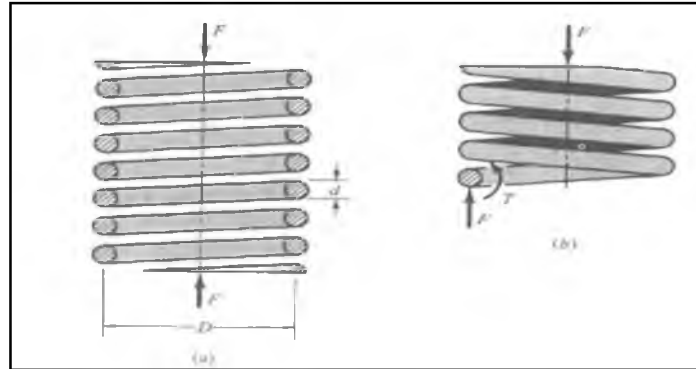


Figura 4.18 a) Resorte helicoidal con carga axial, b) Torsión y flexión en el alambre.

A continuación se presentan las ecuaciones que permiten obtener los esfuerzos en este tipo de resortes.

Esfuerzo cortante, τ .

$$\left[\tau = \frac{F}{A} \right] \dots \dots \dots (4.44)$$

Momento polar de inercia para la torsión, J .

$$\left[J = \frac{\pi d^4}{32} \right] \dots \dots \dots (4.45)$$

Esfuerzo máximo del alambre, τ_{\max} .

$$\tau_{\max} = \left[\frac{T_r}{J} + \frac{F}{A} \right] \dots \dots \dots (4.46)$$

Donde: $\frac{T_r}{J}$ es esfuerzo cortante maximo y $\frac{F}{A}$ es el esfuerzo cortante directo

De la referencia [19] de especificaciones varias. Se selecciona un alambre estirado, duro, AISI 1066, calibre 3mm y un diámetro de 25mm. De acuerdo a la

fórmula 4.47 se evalúa la resistencia a la tensión en función del diámetro del alambre. De acuerdo a la referencia [19], $A=140 \text{ KP}_{si}$, $m=0.190$.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \dots \dots \dots (4.47)$$

$$S_{ut} = \frac{140 \text{ KP}_{si}}{0.1181^{0.190}} = 210 \text{ KP}_{si}$$

Para calcular la resistencia de fluencia en torsión del alambre de los resortes se obtiene el siguiente valor [6]:

Para aceros al carbón estirados en frío

$$S_{sy} = \tau_{adm} = 0.45 S_{ut} \dots \dots \dots (4.48)$$

$$S_{sy} = 0.45 S_{ut} = 0.45 \cdot 210 = 94.5 \text{ KP}_{si}$$

El diámetro medio del resorte es $D=0.9842 - 0.1181=0.8666 \text{ in}$, y el índice del mismo es: $c = \frac{0.8666}{0.1181} = 7.33$

$$\text{Por lo tanto: } K_s = \frac{2c+1}{2c} \dots \dots \dots (4.49)$$

$$K_s = \frac{15.66}{14.66} = 1.06$$

Dónde K_s es un factor de corrección de esfuerzo cortante.

Retomando la fórmula 4.46, sustituyendo los términos y reordenando:

$$T = \frac{FD}{2}, \quad r = \frac{d}{2}, \quad J = \frac{\pi d^2}{32} \quad \text{y} \quad A = \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{se tiene: } \tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2}$$

Entonces:

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \dots \dots \dots (4.50)$$

Despejando F de la fórmula 4.50, utilizando la resistencia a la fluencia torsional en vez del esfuerzo cortante, se tiene:

$$F_s = \frac{S_{sy}\pi d^3}{8K_s D} \dots\dots\dots (4.51)$$

Por lo tanto:

$$F_s = \frac{\pi \cdot 94500 \cdot 0.1181^3}{8 \cdot 1.06 \cdot 0.9842} = 58.63 \text{ lb} = 26.6 \text{ kg}$$

La longitud cerrada del resorte (L_s) se calcula con la fórmula 4.52, y se requiere que sea de aproximadamente de 20mm, con la finalidad de cuidar la longitud final del resorte y como consecuencia, la altura del mecanismo alimentador.

$$L_s = d(N_t) \dots\dots\dots (4.52)$$

$$N_t = \frac{L_s}{d} \dots\dots\dots (4.53)$$

$$N_t = \frac{20}{3} = 6.66$$

Dónde:

N_t = Número de espiras

d = Diámetro del alambre del resorte

N_a =Espiras activas

En la tabla 1 del ANEXO I, $N_a = 6.66 - 2 = 4.66$ espiras, ya que, $N_t = N_a + 2$; utilizando el módulo de la rigidez del acero de la tabla 2 de ANEXO I, $G = 11,5KP_{si}$.

Módulo de fuerza del resorte es:

$$K = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \dots\dots\dots (4.54)$$

Por lo tanto:

$$K = \frac{0.1181^4 \cdot 11.5 \times 10^6}{8(0.9842)^3 \cdot 5} = 58.71 \frac{lb}{in} = 105 \frac{N}{cm}$$

La compresión que originaría la aplicación de la carga en el resorte es:

$$Y_s = \frac{F_s}{K} = \frac{58.63}{58.71} = 0.998 \text{ in}$$

La longitud del resorte libre es:

$$L_0 = Y_s + L_s = 0.998 + 0.5905 = 1.588 \text{ in} = 4 \text{ cm}$$

Para evitar que exista pandeo $L_0 < 2.63 \frac{D}{\alpha}$, Donde $\alpha = 0.5$ [19], por lo tanto:

$$4 < 2.63 \left[\frac{0.9842}{0.5} \right] = 5.176$$

Por lo que se asegura que no existirá pandeo.

Por todo lo anterior se debe utilizar un resorte con las siguientes especificaciones:

1. Material. Alambre estirado duro AISI 1066.
2. Extremos. A escuadra y aplanados.
3. Diámetro del alambre. $d = 3 \text{ mm}$.
4. Diámetro exterior. $D_o = 25 \text{ mm}$.
5. Diámetro medio. $D = 0.8666 \text{ in}$.
6. Número total de espiras. $Nt = 6.66$.
7. Longitud libre. $L_0 = 1.588 \text{ in}$ ó $L_0 = 4 \text{ cm}$.
8. Longitud comprimida $L_s = 0.5905 \text{ in}$.
9. Índice del resorte. $C = 7.33$.
10. Módulo del resorte. $k = 58.71 \text{ lb/in}$ ó $k = 105 \text{ kg/cm}$
11. Resistencia de fluencia a la torsión $S_{sy} = 94.5 \text{ KP}_{si}$

4.6. Selección de rodamientos

La selección de los rodamientos se realiza en base a las cargas de catálogo o dinámica (C_{10}), la mayor reacción que es de 225.1 N. y la dimensión de la barra, la cual tiene un diámetro de 35 mm. De acuerdo a las cargas a las que será sometido el rodamiento a utilizar, mismas que son consideradas como pequeñas, de acuerdo a esto se elige un rodamiento de bolas, ya que los cilíndricos son utilizados para grandes cargas [19]. La nomenclatura de este tipo de rodamiento se muestra en la figura 4.19.

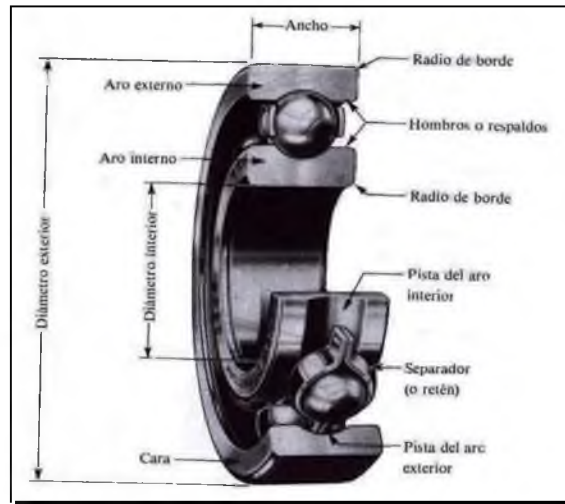


Figura 4.19 Nomenclatura de un cojinete de bolas.

Para el cálculo de la carga dinámica (C_{10}), se utiliza la fórmula 4.55.

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D n_D 60}{L_R n_R 60} \right)^{\frac{1}{a}} \dots \dots \dots (4.55)$$

$$C_{10} = 50.56 \left(\frac{(5000) \cdot (349) \cdot (60)}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 176.22 \text{ lbf} = 0.78525 \text{ KN}$$

Dónde:

F_D = carga de trabajo, 50.56 lbf

L_D = Vida deseada, 5000 hrs

n_D = velocidad deseada, 349 rpm

$a = 3$ para rodamiento de bolas

De acuerdo a manuales técnicos de rodamientos, para la vida útil L_{10} de sus cojinetes para un millón de revoluciones, el término $L_R n_R 60$ de la expresión 4.55 es igual a 10^6 revoluciones. Para la adecuada selección estandarizada, se utiliza la tabla de la referencia [19], donde se selecciona uno con un diámetro exterior de 72mm, un ancho de 17mm y una carga de dinámica máxima de 27 KN.

4.7. Especificaciones finales

4.7.1 Costos

En esta parte se presentan los costos de los diferentes materiales que serán necesarios para la construcción de la máquina propuesta, así como el costo final. Para un mejor procesamiento se agrupan en dos categorías:

Categoría 1: Materiales

Categoría 2. Elementos mecánicos y motrices

Los costos se basan en la información facilitada por proveedoras y tiendas de materiales mostrados en las tablas 4.9 y 4.10.

a) Materiales

Tabla 4.9 Costo de materiales (Noviembre 2012).

Material	Costo unitario \$	Cantidad	unidad	Costo total \$
Inox. Lamina T-3042B C-22 122x305 CMS	87.77	10	KG	877.70
Placa A-36 3/8" 3x10 Mts	3,850	1/4	PZ	962.50
Inox. Barra redonda T-304 PUL 76.2MM	105.57	24.7	KG	2,607.579
Solera de hierro 3/16"x1"	127	2	PZ	254.00
Angulo fierro 3/16"x1"	213	1	PZ	213.00
Perfil-Tubular-Rectangular (PTR) de 2" x 2" cal 14	361	2	PZ	722.00
Soldadura E6010, E7018	49	5	KG	245.00
Pintura base anticorrosiva	98	4	LT	392.00
Total	-----	-----	-----	6,273.779

b) Elementos motriz y mecánicos

Tabla 4.10 Costo de elementos mecánicos y motriz (Septiembre 2011).

Material	Costo unitario \$	Cantidad	unidad	Costo total \$
Motor eléctrico monofásico Siemens 1 HP 1745 rpm	1,320	1	PZ	1,320.00
Chumaceras de piso SKF SY25TF	389	10	PZ	3,890.00
Correa tipo v	85	1	PZ	85.00
Cadena de rodillos #50	229	1.5	MT	343.50
Polea de 1 canal Φ 100 mm	110	1	PZ	110.00
Polea de 1 canal Φ 500 mm	135	1	PZ	135.00
Catarinas de 5/8 de paso Φ 7.1374 cm	120	4	PZ	480.00
Tomillos de acero de 3/4" x 3"	5.50	40	PZ	220.00
Tuercas de acero de 3/4"	2	40	PZ	80.00
Engranés rectos	145	4	PZ	580.00
Total	-----	-----	-----	7,243.50

El costo total de los materiales y elementos para la construcción de un prototipo serán aproximadamente de \$ 13, 517.27 pesos M.N. Hay que aclarar que no se contemplan costos de mano de obra ni de algún proceso de manufactura o acabado de piezas; mismas que aumentarían estos costos.

4.7.2 Velocidad de operación y volumen de producción

La máquina operará con una velocidad angular de 349 rpm, por lo que su velocidad lineal será de 0.365 m/s. Esta velocidad es prácticamente la velocidad de alimentación de la máquina. Conociendo estos parámetros es posible determinar el volumen de producción, como se muestra a continuación:

Se considera una hoja de 1 m. de longitud en promedio por lo que dada la velocidad de alimentación (V_a), se calcula el tiempo de procesamiento de esa hoja,

obteniéndose $t = 2.74$ s por cada hoja. Conociendo este tiempo se puede asegurar que se estaría procesando un total de 10,510 hojas en una jornada de 8 hrs, mismo que equivale a 630 Kg. Se aclara que la máquina está diseñada para alimentarse hasta con 7 hojas en paralelo de manera simultánea; este hecho aumenta la capacidad productiva de dicho equipo.

Se sabe que del peso de la hoja verde de la planta, el 2 a 3% es fibra, por lo que de 630 Kg de planta estaría obteniéndose 18.9 Kg de fibra. Comparado con un raspador manual, en la cual se obtiene 5 a 6 Kg de fibra, se tiene una productividad mayor al 300%.

En cuanto a los requerimientos de mano de obra, el equipo diseñado ocuparía aproximadamente 423 horas-hombre para producir una tonelada de fibra; incluso esta cantidad podría disminuirse si se alimenta con varias hojas simultáneamente.

Resumen del Capitulo

El capítulo presento el modelo descriptivo, análisis cinemático, Análisis estático para analizar (Fuerzas cortantes y momentos Flexionantes sobre el cilindro desfibrador), Análisis estático sobre la placa de montaje del motor, Selección de resorte, rodamiento y por último un reporte aproximado de costos. Estos datos se utilizaron para tener un diseño más confiable que consta de conocer las velocidades lineales y radiales de operación del mecanismo, el tramo de correa y cadena a utilizar, potencia de diseño y permisible de ambas transmisiones. El cálculo de fuerza y torques ayudo a determinar el torque y potencia del motor al arranque. El análisis estático determinó las reacciones en los rodamientos, estos cálculos para mostrar que no afectaría en demasía la flexión y torsión en las barras. Se seleccionaron los resortes y rodamientos a utilizar de acuerdo a los datos técnicos mostrados anteriormente y por último se determino el costo aproximado de construcción del prototipo.

5. Análisis estructural y simulación

En este capítulo se presenta el análisis y simulación de la estructura y el cilindro desfibrador por el método de elementos finitos (MEF) [25]. Las cargas que se ocupan en la simulación son los obtenidos en el apartado 4.5.4, mismas que se representan en las figuras 4.9, 4.10 y 4.13, de dicho apartado, para el cilindro desfibrador y en la figura 4.15 en el caso de la estructura de soporte.

5.1 Consideraciones generales

Los componentes estructurales de este diseño se clasifican en placas, columnas, vigas y elementos rotacionales. Estos componentes pueden ser representados por elementos lineales, planos o tridimensionales. En este caso se considera un modelo tridimensional (3D), generado en un software de diseño asistido por computadora (CAD) que posteriormente se exporta a otro software de ingeniería asistida por computadora (CAE) con aplicaciones del MEF.

Modelado y mallado:

Los perfiles de la estructura son mallados con elementos SOLID 186, utilizando un mallado libre e inteligente, los nodos de los elementos se muestran en la figura 5.1. El análisis se realiza hasta el límite de fluencia del material (acero), por lo que se considera un material elástico, lineal e isotrópico. A continuación se dan las características del material:

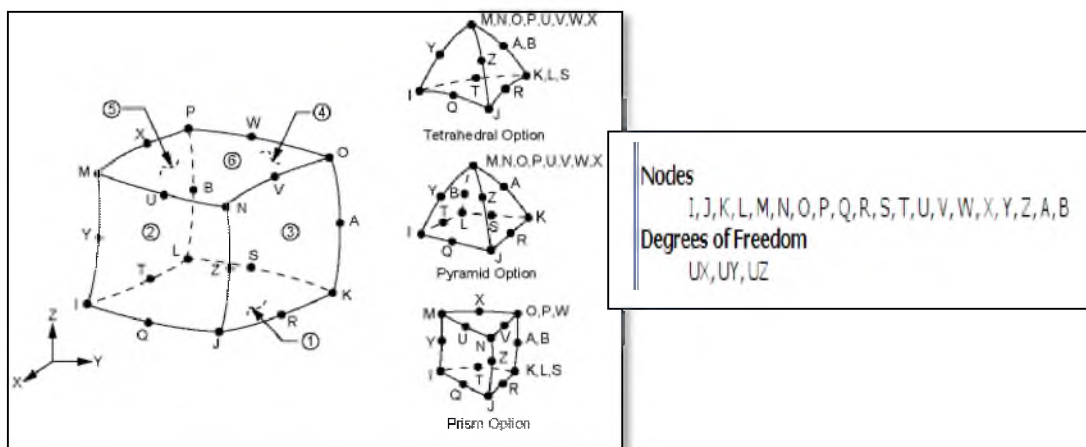


Figura 5.1 Elemento SOLID 186 utilizado en la simulación de la estructura.

Material:**Perfiles de la estructura: Acero AISI 1045**

Esfuerzo de fluencia = 270 Mpa

Módulo de Elasticidad = 200 Gpa

Razón de poisson = 0.3

Densidad = 7850 Kg/ m³

Condiciones de frontera:

Para el cilindro desfibrador: Se aplica una restricción de desplazamientos en todos los grados de libertad, sobre las áreas en contacto con la chumacera figuras 5.2, 5.3 y 5.4. En cuanto a la estructura: los soportes quedan empotrados al suelo para evitar desplazamiento alguno al ser sometida a cargas; esto se logra restringiendo los desplazamientos de las áreas que simulan el contacto soporte-suelo figura 5.5.

Condiciones de carga:

En el cilindro se simulan las fuerzas aplicándolas sobre nodos tal como se muestra en las figuras 5.2, 5.3 y 5.4. Esto para determinar las condiciones óptimas de resistencia. En cuanto a la estructura, las cargas se aplican en dos regiones: en las placas soporte de las chumaceras del cilindro y sobre la placa de soporte del motor figura 5.5. En las primeras, las fuerzas que actúan son las reacciones de las chumaceras, mientras que en la placa del motor actúa la fuerza de reacción que genera la banda; ambas se aplican sobre nodos.

Alternativas del cilindro desfibrador

Después de realizar el respectivo análisis por elementos finitos, de las tres alternativas consideradas en el capítulo cuatro. La mejor alternativa seleccionada es la A, mostrada en la figura 5.2. Esto en cuanto a estética y características mecánicas. Esta alternativa es la óptima al tener poco material le ayudara al arranque de la máquina, el esfuerzo y la deformación obtenido del análisis son pequeñas.

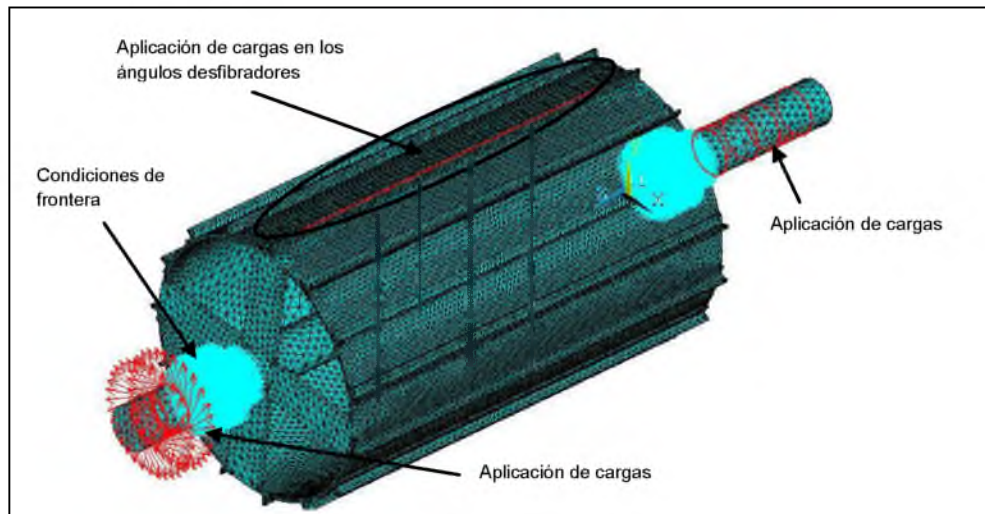


Figura 5.2 Mallado del cilindro desfibrador alternativa A

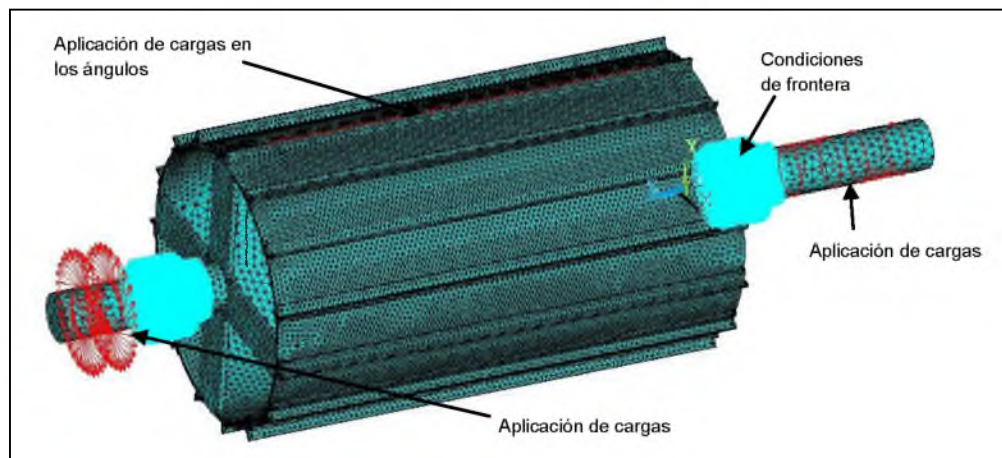


Figura 5.3 Mallado del cilindro desfibrador alternativa C

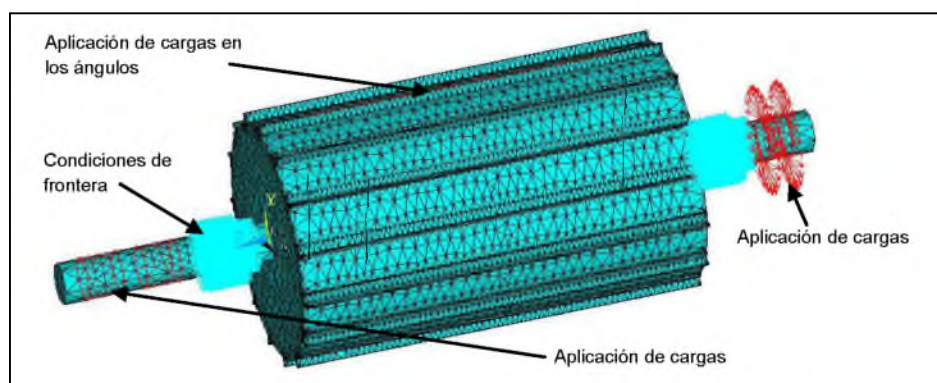


Figura 5.4 Mallado del cilindro desfibrador alternativa B

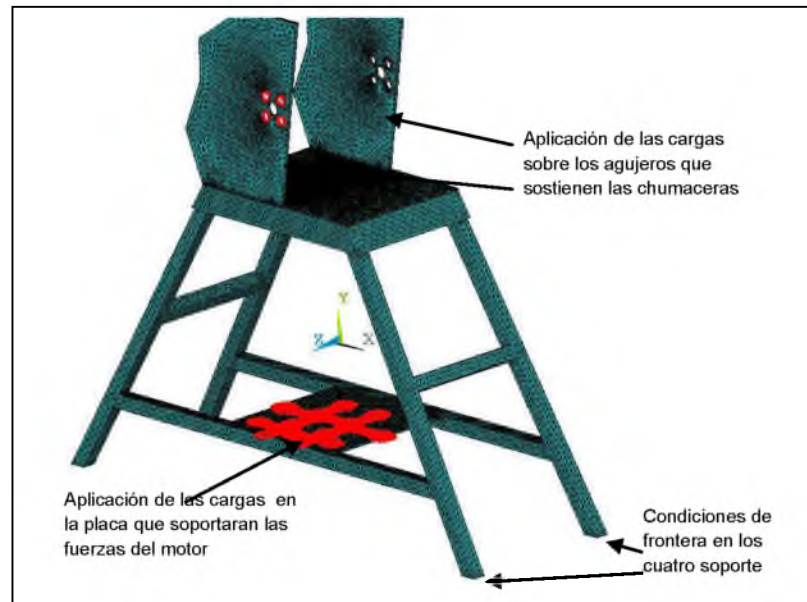


Figura 5.5 Mallado de la estructura

5.2 Resultado del análisis

Los resultados se muestran siguiendo los criterios de esfuerzos y deformación de Von Mises, se muestran en la figuras 5.5, 5.6 y 5.7. Para mejorar la visualización del comportamiento de dichos esfuerzos, los resultados se presentan por separado para cada uno de estos componentes. En donde podemos observar la máxima deformación sobre la placa de la estructura, y ver la deformación y esfuerzos en el cilindro desfibrador.

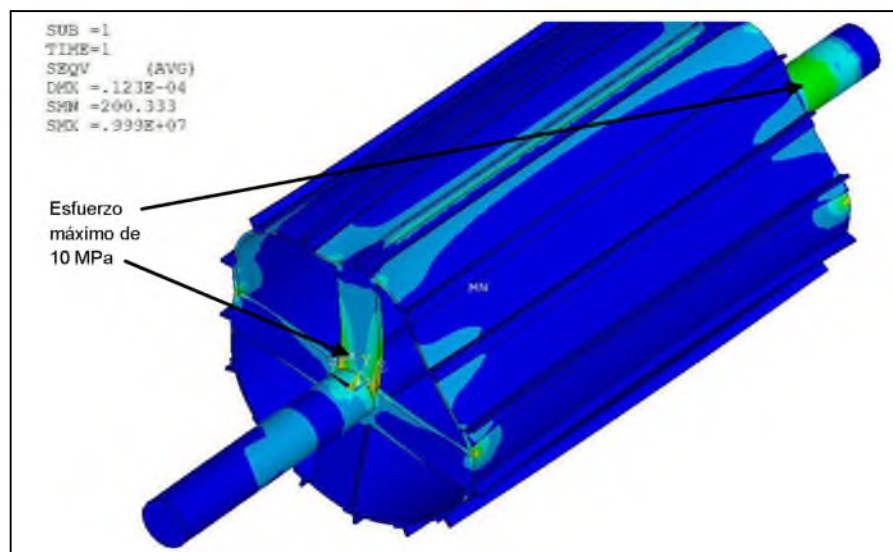


Figura 5.6 Esfuerzo máximo en el cilindro desfibrador.

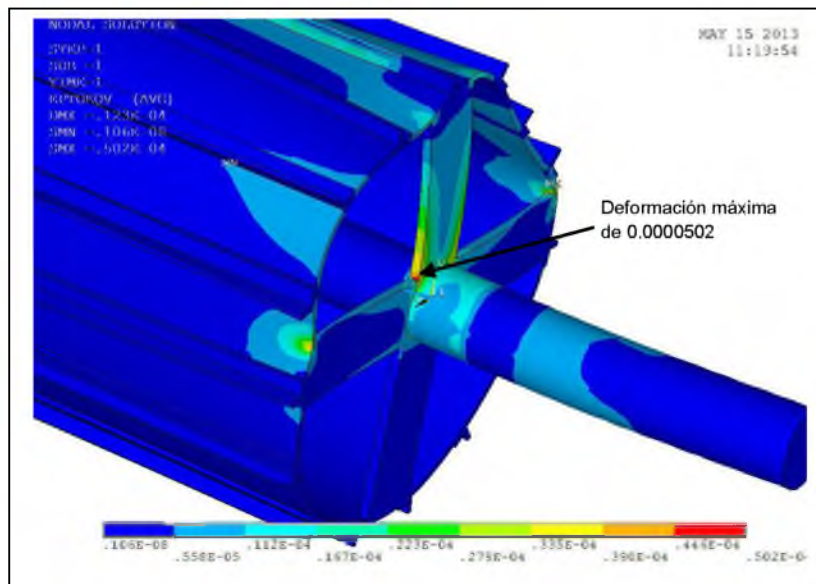


Figura 5.6 Deformación máxima en el cilindro desfibrador.

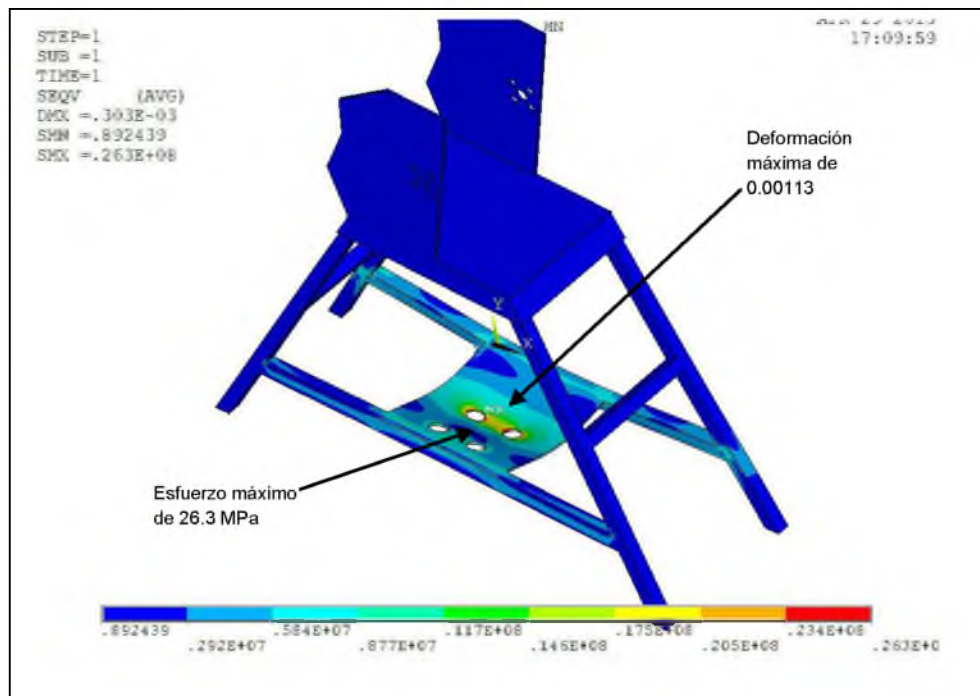


Figura 5.7 Esfuerzo y deformación máximos en la estructura

5.3 Discusión de resultados

El esfuerzo máximo obtenido en la estructura es de 26.3 MPa, esto indica estar por debajo del esfuerzo de fluencia máximo del acero que es considerado de 270 MPa. La deformación del material es 0.00113, lo cual aún se mantiene en la parte elástica ya que para el acero la máxima es de 0.00135, considerando el esfuerzo de fluencia y un módulo de young de 200 GPa. En las placas laterales, en las zonas de sujeción de las chumaceras, los esfuerzos son despreciables, por lo cual la deformación es mínima en dichas placas. En cuanto al cilindro desfibrador el esfuerzo máximo es de 10 MPa, esto en la unión de la flecha con las soleras; conociendo el esfuerzo de fluencia del acero, la deformación en el cilindro es de 0.0000502.

En la parte del mallado, esto se podría mejorar u optimizar mediante elementos con nodos intermedios o con mayor número de nodos que el elemento solid 186 (Ansys) utilizado o bien variando las dimensiones de estos elementos durante la discretización; Mallado burdo en la parte de la estructura con esfuerzos casi nulos y mallado fino en las zonas con esfuerzos máximos. Esto lograría una mayor eficiencia, rapidez del software y hardware durante la resolución y resultados más precisos en las zonas de mayores esfuerzos internos.

La aplicación de las cargas son idealizadas o simplificadas, puesto que el torque se aplicó como un par de fuerzas calculados en un inicio sobre las poleas y catarinas y Esto pudiera resultar en un valor de esfuerzos inexacto en las zonas cercanas al punto de aplicación. Además, la concentración de esfuerzos no está determinada o bien definida. El resto de las zonas de la estructura presentan resultados lógicos que habría que corroborar con una prueba experimental.

6. Conclusiones y recomendaciones

El proyecto presenta el concepto de una Máquina desfibradora de hoja de piña, concretada en un modelo virtual tridimensional y la ingeniería respectiva con sus planos de pieza y manufactura. Este modelo satisface los parámetros funcionales y operacionales definidos para este proceso, mismos que se refieren a la funcionalidad, desempeño o productividad, resistencia y costo. En este sentido, la productividad de la máquina planteada (18.9 Kg/h de fibra) es 3 veces superior a la producción manual, su costo está al alcance de los pequeños productores y el factor de seguridad de los diversos componentes estructurales resultan menores a 10 (respecto al esfuerzo de fluencia del acero), según un análisis por el Método de elementos finitos (MEF). Sin embargo, es necesario hacer notar que estos resultados y la ingeniería presentada se basan solamente en datos teóricos, cálculos dinámicos, estáticos y métodos numéricos por lo que la evaluación de varios de los parámetros necesita forzosamente la construcción de la máquina y la consecuente optimización y validación de los modelos y simulaciones virtuales. Debido a todo lo anterior se puntualizan las siguientes recomendaciones:

- Realizar las pruebas mecánicas necesarias a la hoja de la planta de la piña. Esto con el objetivo de determinar los esfuerzos de tensión y corte.
- Construir el prototipo para evaluar los parámetros de calidad, buen desempeño, operatividad de la máquina y para validar los resultados del análisis por MEF. En base a esto se podrá realizar las adecuaciones o modificaciones pertinentes.
- Optimizar el análisis por elemento finito mediante la modificación del tipo y tamaño de elementos, la discretización y aplicación de las condiciones de frontera y carga.
- Realizar un análisis de vibraciones por MEF para considerar la estabilidad de la estructura y desarrollar un análisis de fatiga en ejes o flechas.
- Desarrollar un control de velocidades para el motor, para de esta manera poder variar la productividad y desarrollar una máquina más versátil.

Referencias Bibliográficas

- [1] Arredondo C.C ,2002, Reporte final del Sistema Agroindustrial Piña (*Annanas comusus*) , Tesis de licenciatura, Universidad Autónoma Chapingo.
- [2] ASTM Designation:C1557-03 (Standard Test Method for Tensile Strength and Young Modulus of Fiber), 2004, Standard for designation, Pág. 10.
- [3] Bartholomew D.P., Paull R.E. y Rohrbach K.G. 1997. The pineapple, Botany, Production and uses., University of Hawai at manoa Honolulu
- [4] Contreras M. F., Hormaza W. A. y Marañón A., 2009, Fractografía de la fibra natural extraída del fique y de un material compuesto reforzado con tejido de fibra de fique y matriz resina poliéster, Revista latinoamericana de metalurgia y materiales, vol. 1, pág. 67.
- [5] Chongwen Y., 2001, Properties and processing of plant fiber, New Frontiers in fiber Science, Pág. 17.
- [6] E. Joerres R. y col., Standard Handbook of Machine Design, McGraw-Hill, New York, 1986. pp.24 y 19.
- [7] Goytia Jiménez M. A, México, Solicitud de patente MX/A/2007/004938, 25 de mayo 2007, Máquina desfibradora de hoja de piña.
- [8] Horrocks A.R., Anand S.C., 2000, Handbook of Technical Textiles Woodhead, primera edición, Abington Hall, England.
- [9] Khalil A., 2006. "Chemical Composition, Anatomy, Lignin Distribution, and Cell Wall Structure of Malaysian Plant Waste Fibers". Bio-Resources 1(2):220-232.
- [10] Mayorga, H., E., D. Rössel K., y H. Ortiz L. 2001. Evaluación Funcional de una máquina desfibradora de lechuguilla (*Agave lechuguilla Torr*). XI Congreso Nacional de Ingeniería Agrícola. Chapingo, Texcoco, México. pp: 32-38.
- [11] Mayorga, H., E., D. Rössel K., y H. Ortiz L., et. al. 2004. Análisis comparativo en la calidad de fibra de *Agave lechuguilla Torr.*, procesada manual y mecánicamente. Agro ciencia, año/vol. 38, Núm. 002, Colegio de postgraduados, Texcoco, México. pp. 219-225.
- [12] Mokhtar M., Rahmat A.R., and Jabatan A. H., Kejuruteraan Polimer, Fakulti Kejuruteraan Kimia dan Kejuruteraan Sumber Asli Universiti Teknologi Malaysia 2007, RESEARCH VOT NO: 75147

- [13] Mukhejee P.S., Satyanarayana K.G., 1985, Structure and properties of some vegetable fibers, Part 2 pineapple fiber (*Ananas Comosus*), Journal of materials science., pag.6
- [14] Nigel .C., 200, Métodos de diseño (Estrategias para el diseño de productos), Primera edición, LIMUSA WILEY.
- [15] PAHL, G. and W. BEITZ, 2005 *Engineering Design*, Second Edition, Springer, London, UK.
- [16] Quesada S. K., Alvarado A. P., Sibaja B. R., y Vega B. J., 2005, Utilización de las fibras del rastrojo de piña como material de refuerzo en resinas de poliéster., Revista Iberoamericana de Polímeros, Núm. 2, Vol. 6,pág. 23.
- [17] Revista Agro-Produce, 2006. "La tecnología del campo de experimentación a la parcela del productor".
- [18] Rebolledo M. A., D.E. Eriza A., Rebolledo M. 1998. "Tecnología para la producción de piña en México". INIFAP-CIRGOC. Campo experimental Papaloapan. Folleto Técnico núm. 20. Veracruz, México. 159p.
- [19] Richard G.B., Nisbett J.K. 2008. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava edición, Mc Graw Hill.
- [20] Rössel, K. D., E. Mayorga H., y H. Ortiz L. 2003. Teoría funcional de una máquina desfibradora de lechuguilla (*Agave lechuguilla Torr*) de tipo tambor, vol. 1, Núm. 2, Texcoco, México. pp. 219-225.
- [21] SAGARPA, Revista Claridades Agropecuarias No. 86. 2000.
- [22] www.infoserca.gob.mx, consulta (24/11/11).
- [23] Hollen N, Jone Saddler y L. Langford A; Introducción a los Textiles, Edt.Limusa; 1997. 24pp.
- [24] Altunar J.M., 2006, Ejemplificación del proceso de diseño sistemático. Máquina trasplantadora de hortalizas., Tesis de licenciatura, Universidad Autónoma Chapingo.
- [25] Altunar J.M. , 2009, Diseño y construcción de estructuras de emergencia para líneas de transmisión eléctrica., Tesis de Maestría en Ciencias, Instituto Tecnológico de Celaya.

ANEXOS I

Tablas, hoja de datos y costos de algunos materiales.

Tabla 1 Formulas para calcular las dimensiones de resortes de Compresión (N_a = Número de espiras activas).

TÉRMINO	TIPOS DE EXTREMOS DE RESORTES			
	SIMPLE	SIMPLE Y APLANADO	A ESCUADRA	A ESCUADRA Y APLANADO
Espiras de extremo, N_e	0	1	2	2
Espiras totales, N_t	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, L_0	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Longitud cerrada, L_s	$d(N_t + 1)$	dN_t	$d(N_t + 1)$	dN_t
Paso p	$(L_0 - d)/N_a$	$L_0/(N_a + 1)$	$(L_0 - 3d)/N_a$	$(L_0 - 2d)/N_a$

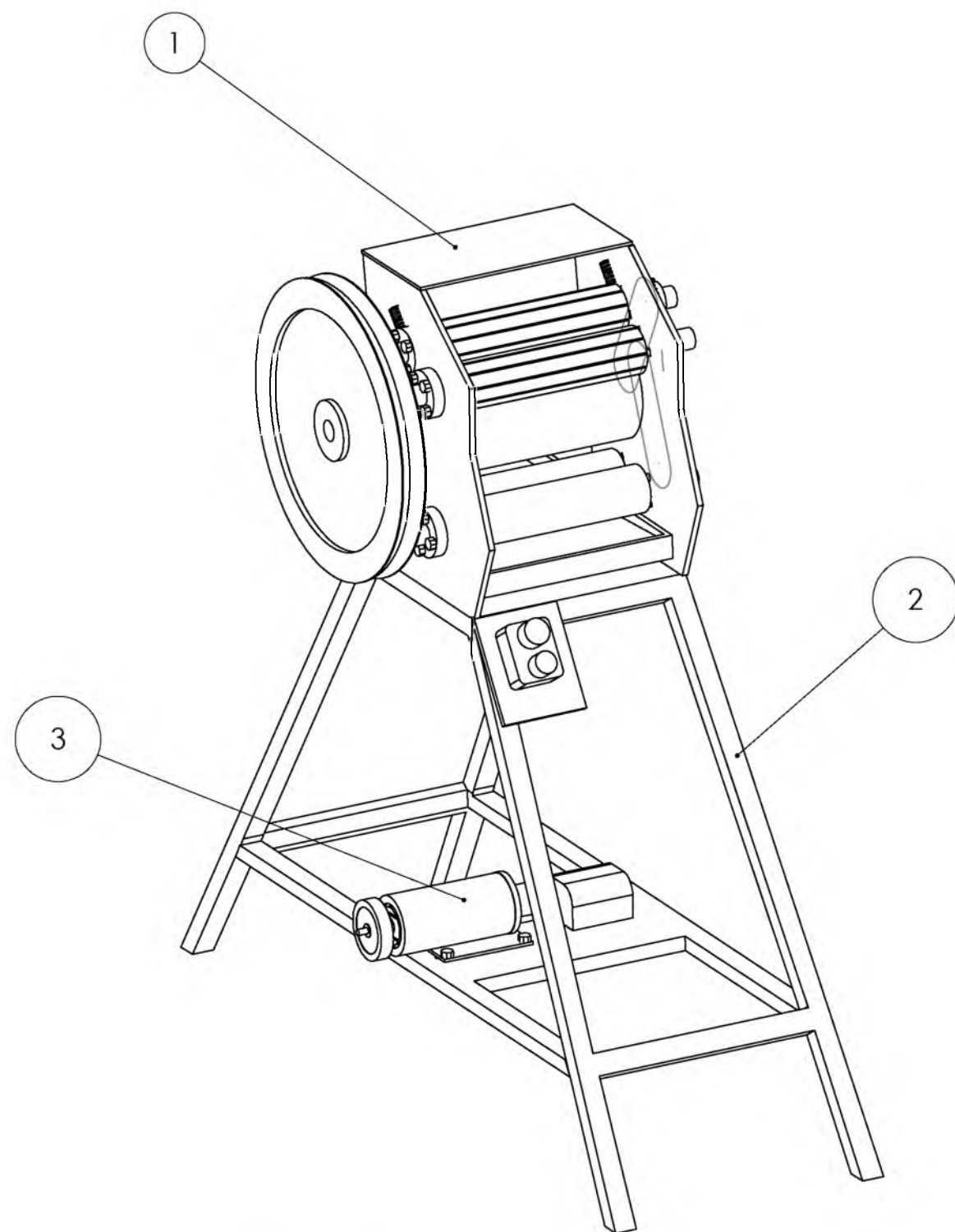
Fuente: Associated Spring-Barnes Group, *Design Handbook*, Bristol, Conn., 1981, p. 32.

Tabla 2 Constantes elásticas y físicas de materiales

MATERIAL	MÓDULO DE ELASTICIDAD E		MÓDULO DE RIGIDEZ G		RELACIÓN DE POISSON ν	PESO UNITARIO w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in ³	lb/ft ³	kN/m ³
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero común	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Hierro colado (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Madera (abeto Douglas)	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Moibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Niquel plata	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.395	510	80.1
Acero inoxidable	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0

ANEXOS 2

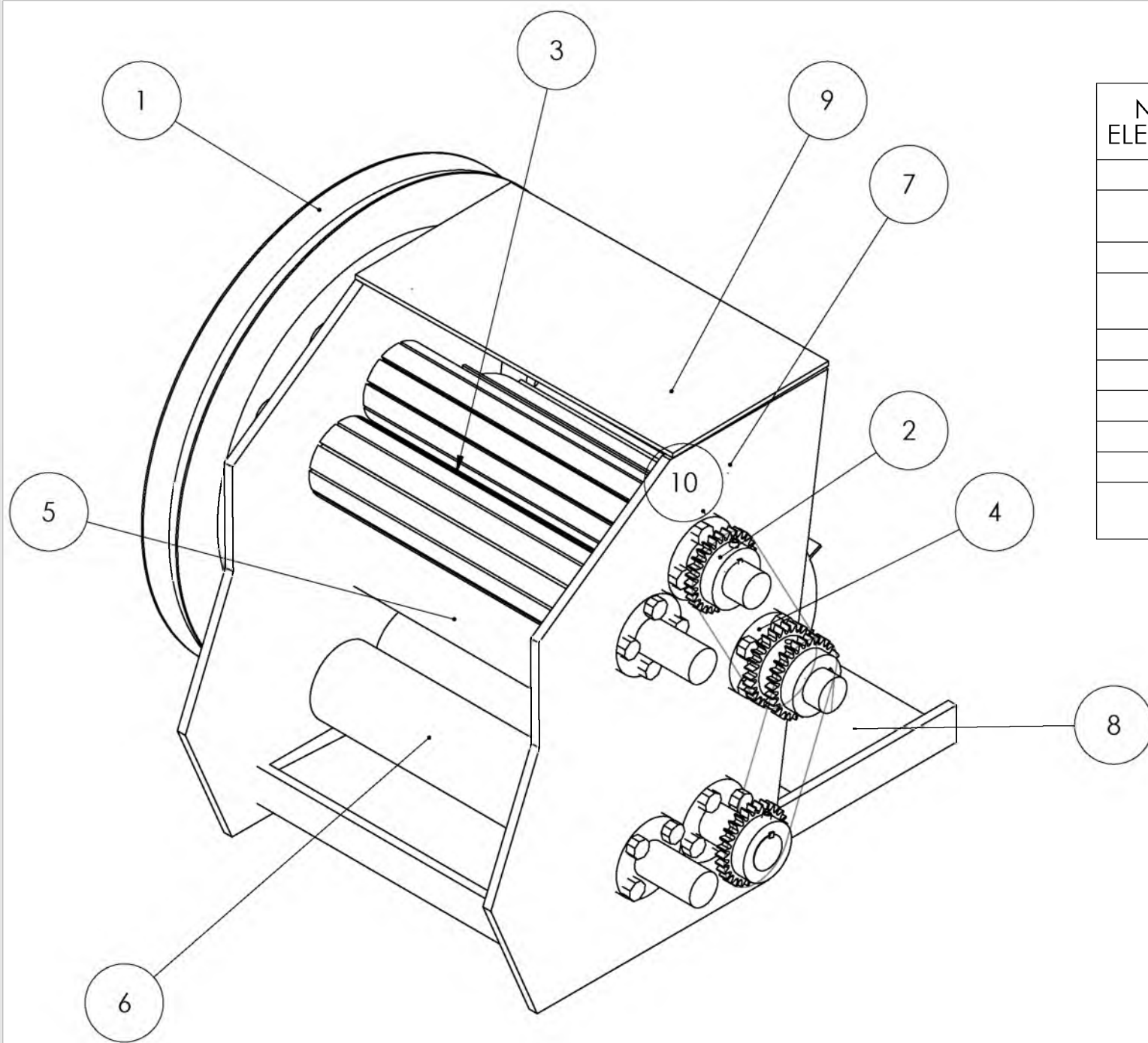
Planos de diseño y construcción



PROTOTIPO DE MÁQUINA FINAL

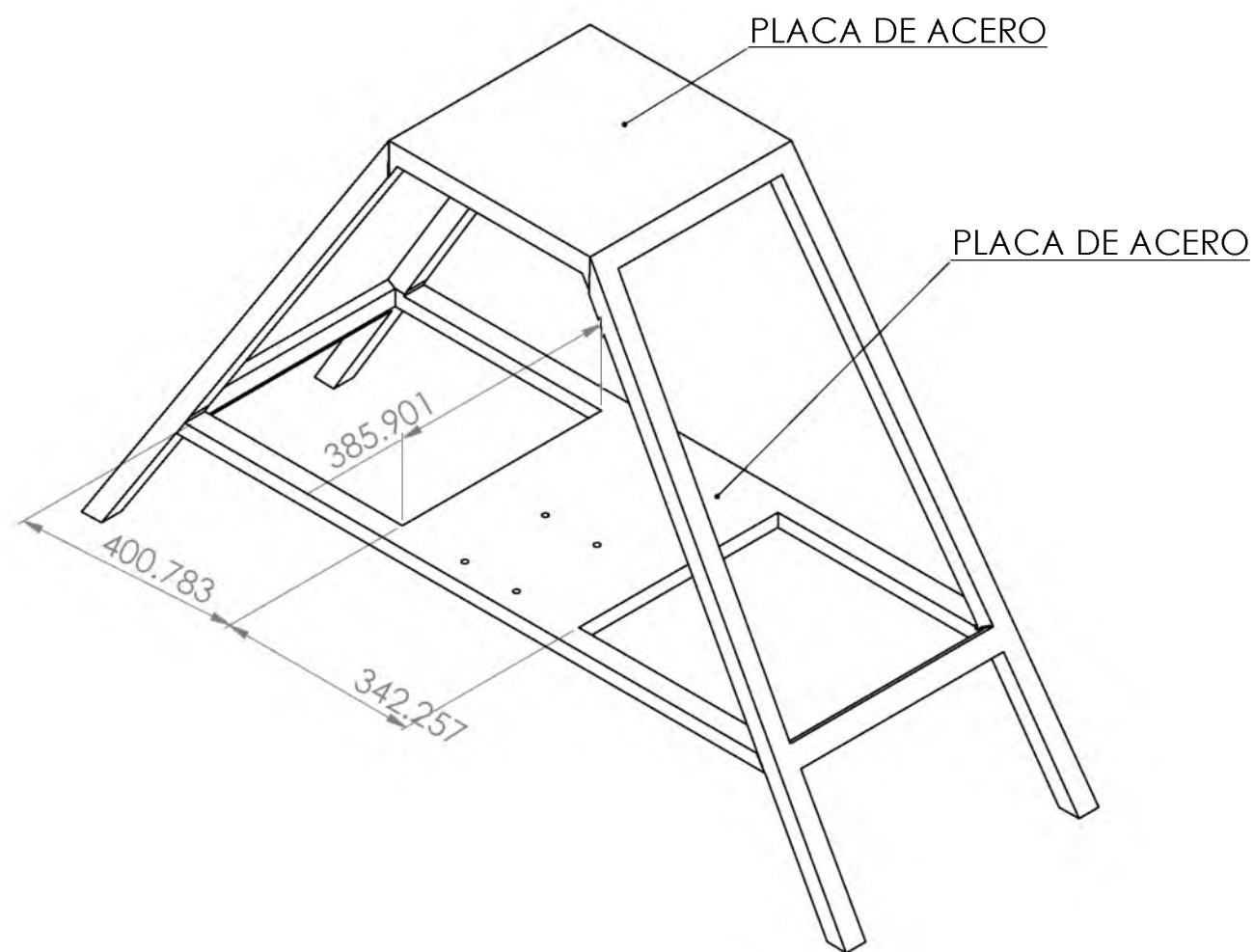
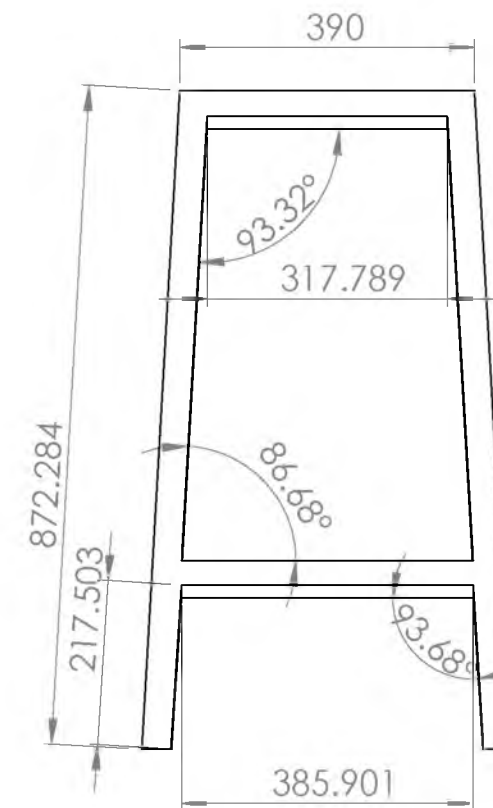
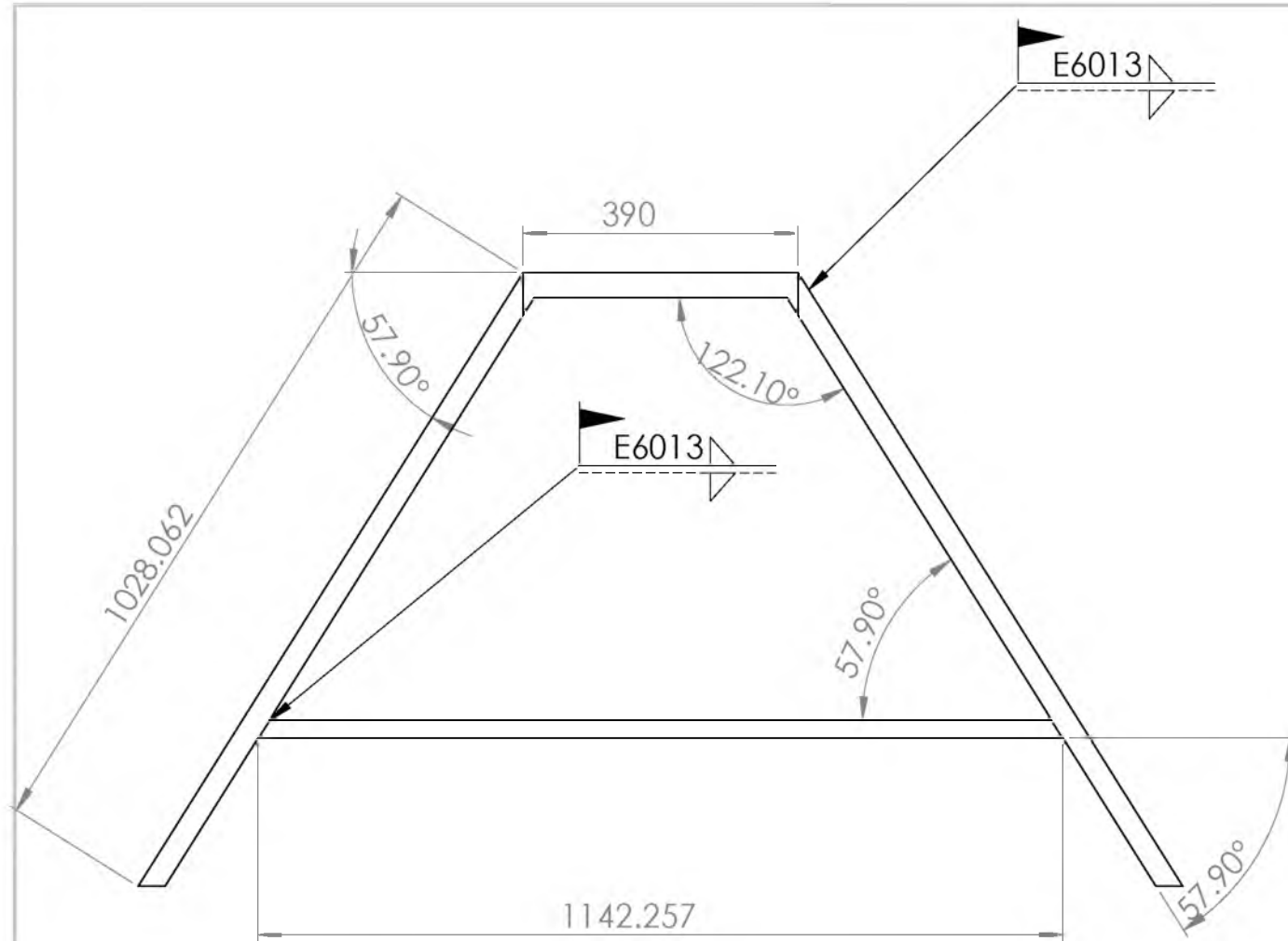
Sub-ensamble	Descripción	Cantidad
1-Mecanismo	Mecanismo de desfibrado, compuestos de rodillos, etc	1
2-Estructura	Compuesta de aceros estructurales PTR	1
Fuente de energía y sistema de encendido	Motor de induccion de un 1HP y sistema de encendido on - off con paro de emergencia	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	COTAS EN MM.	REVISIÓN
				UNIVERSIDAD DEL PAPALOAPAN	
VERIF.	M.C. EDMUNDO MENDIETA F.	FECHA	FIRMA	TÍTULO: PROTOTIPO DE MÁQUINA DESFIBRADORADE HOJA DE PIÑA	
APROB.	M.C. JOSÉ MERCEDES PABLO A.				
			MATERIAL: ACEROS ESTRUCTURALES Y ALUMINIO	N.º DE DIBUJO 1	A3
				ESCALA:1:10	HOJA 1 DE 10



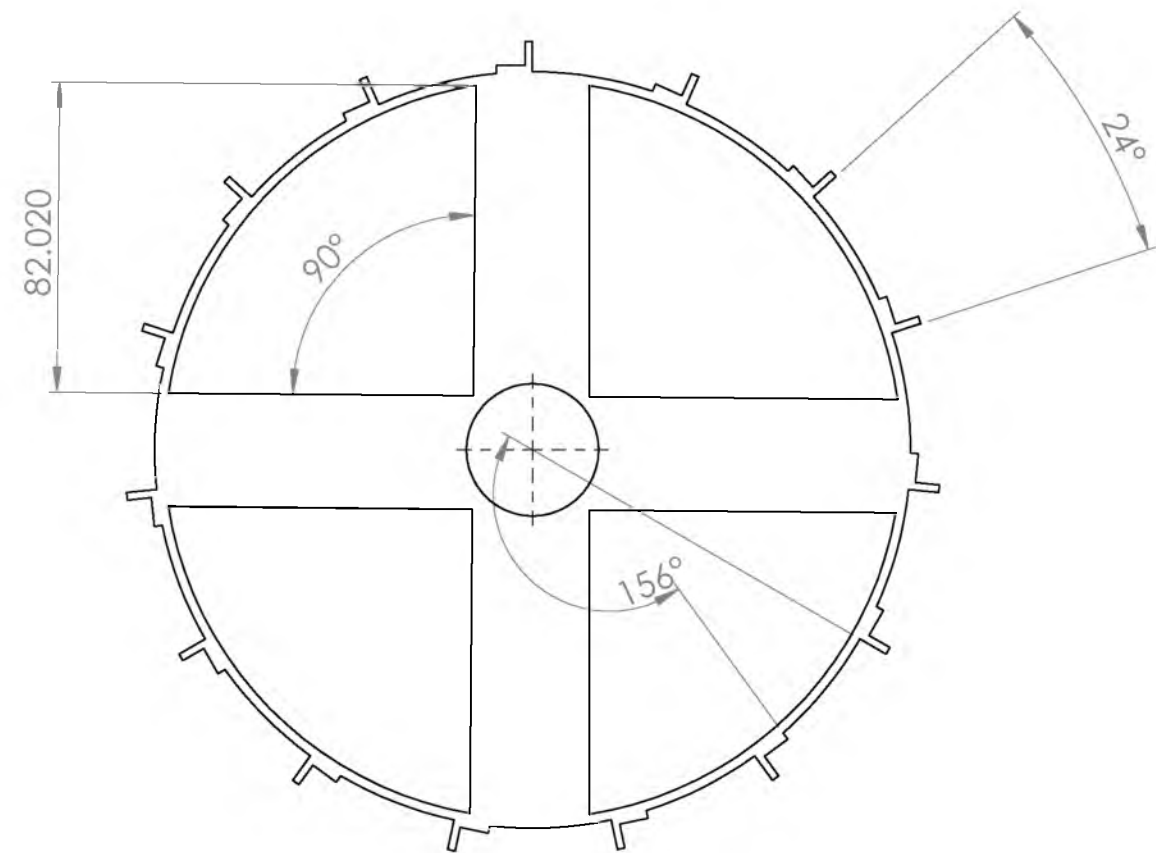
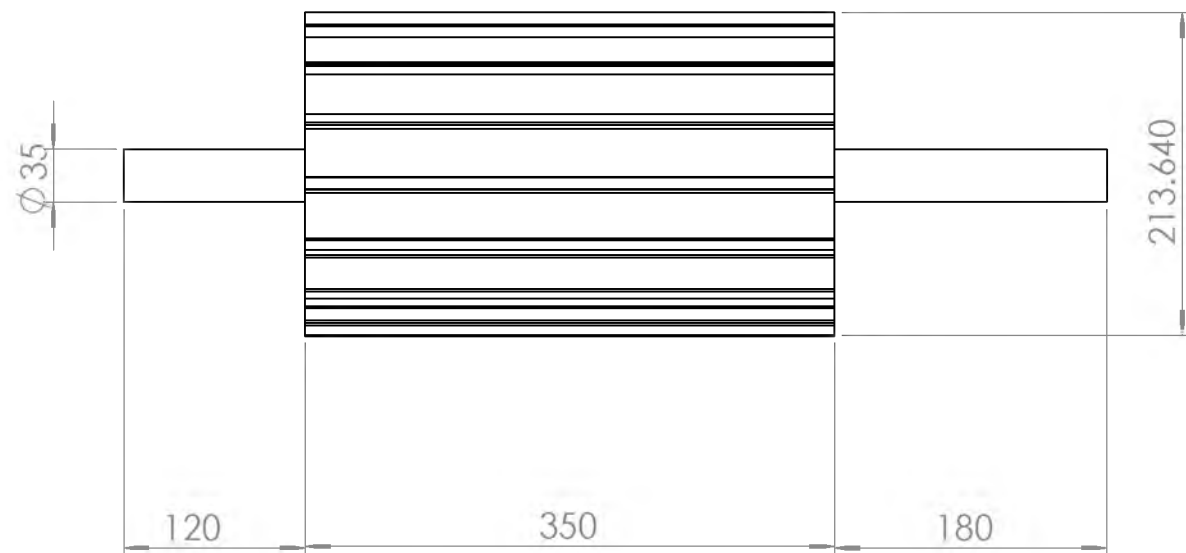
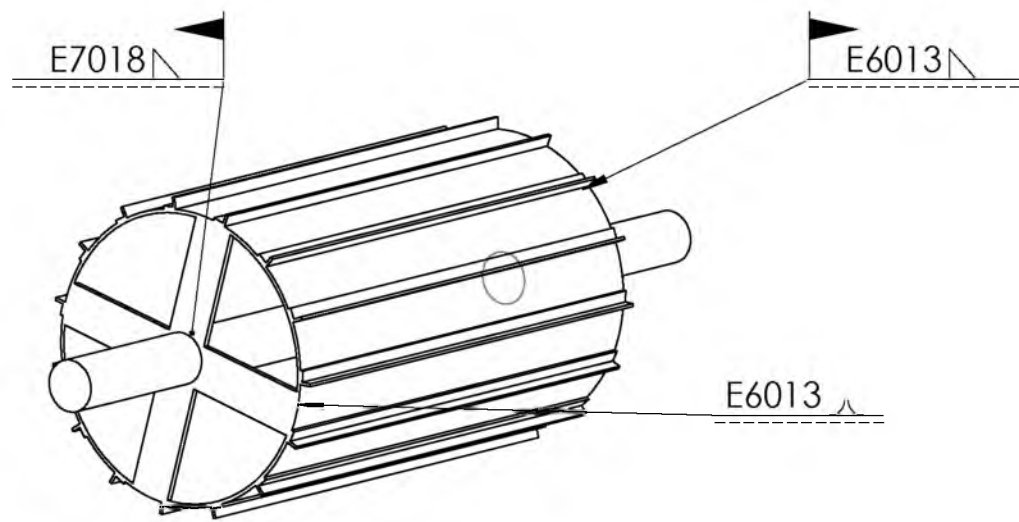
N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Polea de aluminio de 0.5 m de diametro	1
2	Catarina de 14 dientes de paso 5/8	1
3	Cilindros alimentador	2
4	Chumaceras de piso de 1 3/8 de pulgada	1
5	Cilindro Desfibrador	1
6	Cilindro de salida	2
7	Placas laterales	2
8	Tolva de salida	1
9	Placa superior	1
10	Resorte de acero AISI 1066 calibre 3mm y un diametro de 25mm	2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	COTAS EN MM.	REVISIÓN
				UNIVERSIDAD DEL PAPALOAPAN	
				TÍTULO:	
				MECANISMO DESFIBRADOR	
VERIF.	M.C. EDMUNDO MENDEIETA F.	FIRMA		N.º DE DIBUJO	2
APROB.	M.C. JOSÉ MERCEDES PABLO A.				A3
FABR.					
MATERIAL: ACERO AISI 1045 Y ALUMINIO				ESCALA:1:10	HOJA 2 DE 10
PESO:					



NOTA: TODAS LAS UNIONES SON POR SOLDADURA DE ARCO ELÉCTRICO, EN EL CASO DE LAS PLACA SE SOLDARA CON ELÉCTRODOS E7018

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	COTAS EN MM.	REVISIÓN
				UNIVERSIDAD DEL PAPALOPAN	
				TÍTULO:	
				ESTRUCTURA DEL MECÁNISMO	
				MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
				ACERO ESTRUCTURAL PTR Y PLACA DE ACERO	3
				ESCALA:1:10	HOJA 3 DE 10
NOMBRE	FIRMA			A3	
VERIF. M.C. EDMUNDO MENDIETA F.					
APROB. M.C. JOSÉ MERCEDES PABLO A.					



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	COTAS EN MM.	REVISIÓN
					UNIVERSIDAD DEL PAPALOAPAN	
					TÍTULO:	
					CILINDRO DESFIBRADOR	
			MATERIAL: SOLERA DE 1/2 PULGADA ANGULO DE 1 1/2 BARRA DE ACERO DE 35mmx650mm	N.º DE DIBUJO	5	A3
			PESO:	ESCALA:1:10	HOJA 5 DE 10	

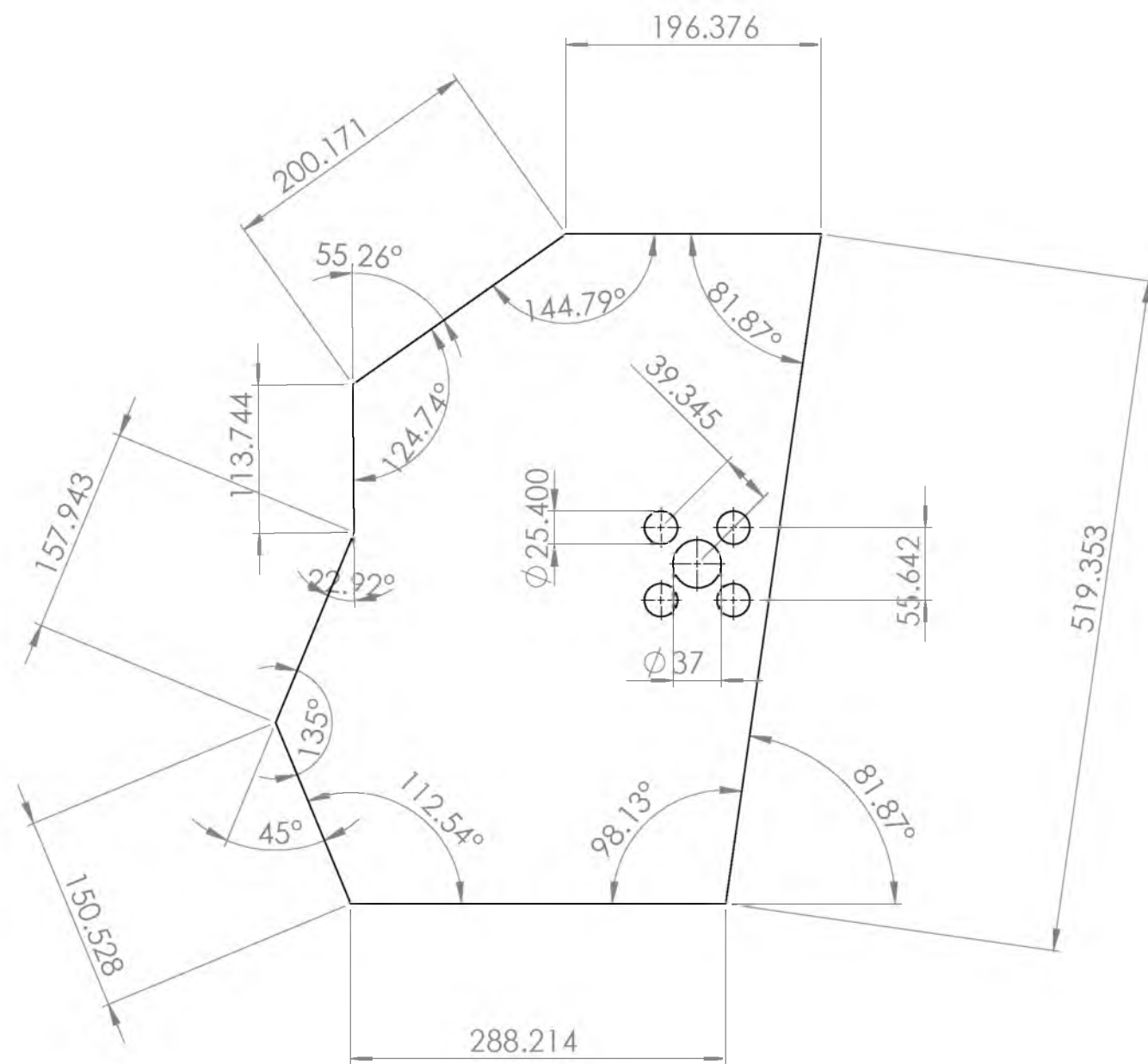
NOTA: ESTE CILINDRO REQUIERE DE MÁQUINADO COMO TORNEADO PARA DEVASTAR LOS EXTREMOS Y DARLE LA FORMA CILINDRICA DE UN RADIO MENOR, TAMBIEN REQUIERE FRESADO PARA REALIZAR LAS RANUNAR O ACANALADOS EN LA PARTE EXTERIOR.



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO: RANURAS Y PULIDO SOBRE LAS BARRAS		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	COTAS EN MM.	REVISIÓN
					UNIVERSIDAD DEL PAPALOAPAN	
					TÍTULO: CILINDRO ALIMENTADOR	
				MATERIAL: BARRAS DE ACERO DE 35X100mm Y 80X350mm	N.º DE DIBUJO 6	A3
					ESCALA:1:5	HOJA 6 DE 10



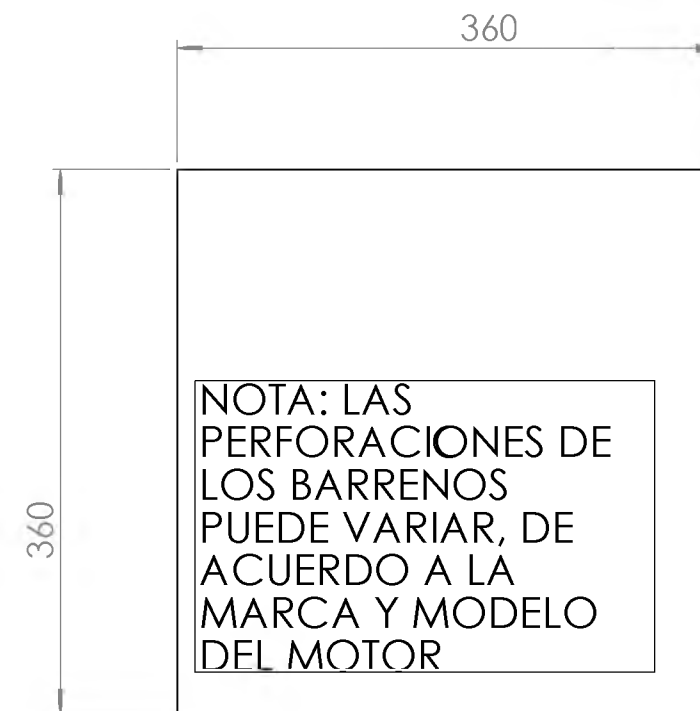
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		COTAS EN MM		REVISIÓN			
								UNIVERSIDAD DEL PAPALOAPAN					
								TÍTULO:					
								CILINDRO DE SALIDA					
								MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A3	
								BARRA DE ACERO DE 35X100mm Y80X350mm		7			
								ESCALA:1:5		HOJA 7 DE 10			



PLACA LATERAL

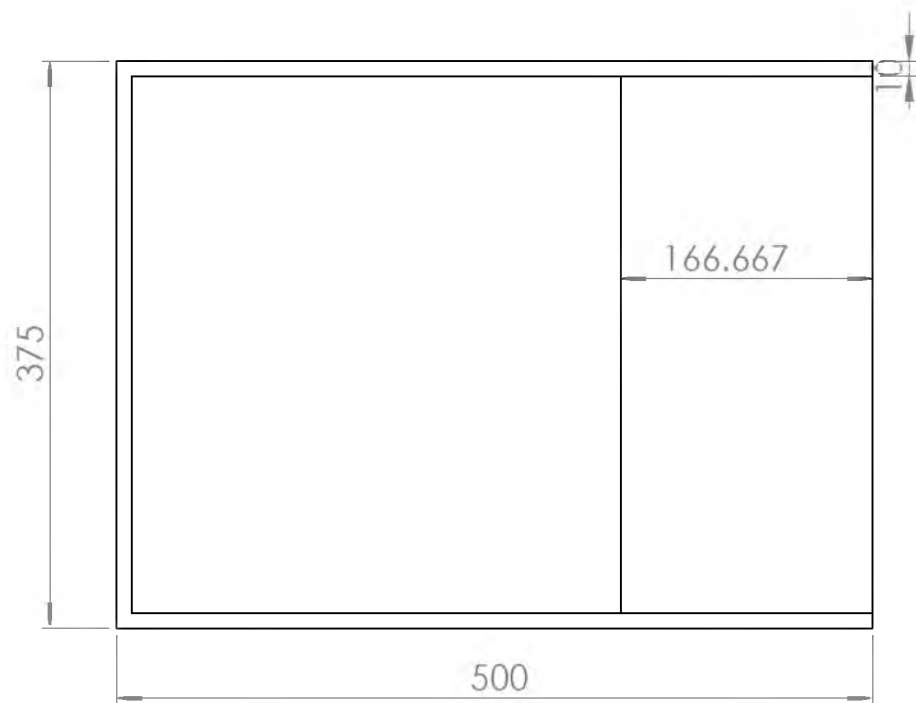
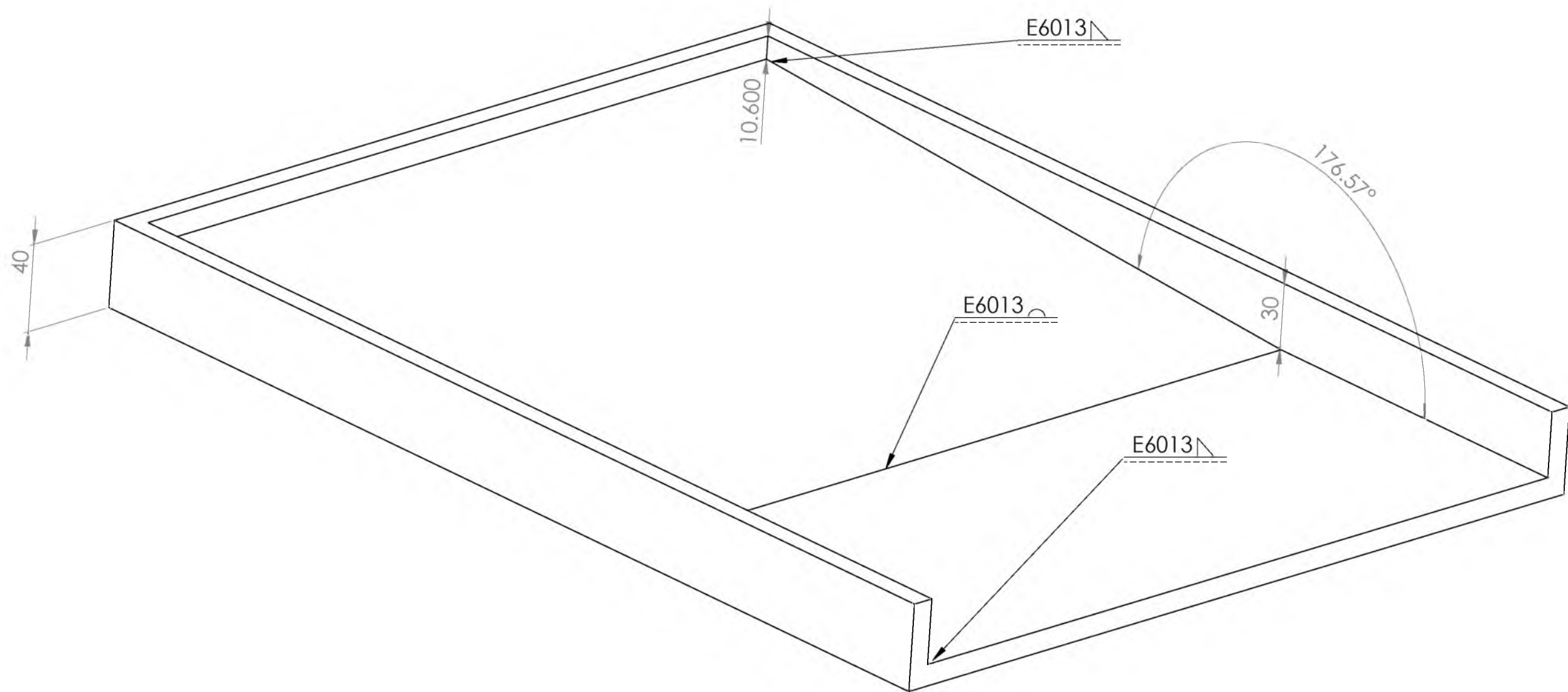


PLACA SUPERIOR



DIMENSIONES DE LA PLACA DEL MOTOR

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		COTAS EN MM.		REVISIÓN			
							UNIVERSIDAD DEL PAPALOAPAN					
							TÍTULO:					
							PLACAS DEL MECÁNISMO					
DIBUJ.			NOMBRE		FIRMA		FECHA		MATERIAL:		N.º DE DIBUJO	
VERIF.									PLACA DE ACERO 1/4 DE PULGADA		4	
APROB.									PESO:		A3	
FABR.									ESCALA:1:5		HOJA 4 DE 10	
CALID.												



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			COTAS EN MM.		REVISIÓN	
									UNIVERSIDAD DEL PAPALOAPAN			
									TÍTULO:			
									TOLVA DE SALIDA			
									N.º DE DIBUJO		8	A3
									MATERIAL:		SOLERA DE 1 X 1/8 DE PULGADA Y PLACA DE 1/8 DE PULGADA	
									ESCALA: 1:5		HOJA 8 DE 10	

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			