



POLITÉCNICA DEL LITORAL
GUAYAQUIL - ECUADOR

Escuela Superior Politécnica del Litoral

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

**“DISEÑO DE UNA MAQUINA PICADORA DE
RASTROJO, PARA PRODUCCION DE ABONO
ORGANICO”**

TESIS DE GRADO

**Previa a la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO**

Presentada por:

Luis Ramón Zambrano Santana

**Guayaquil – Ecuador
Año – 2004**

AGRADECIMIENTO

A todas las personas que de uno u otro modo colaboraron con la realización de este trabajo, y especialmente al Ing. Manuel Helguero, por darme la oportunidad de explotar mi capacidad como Ing. Mecánico.

DEDICATORIA

A quien estuvo conmigo en todos los malos momentos, apoyándome y haciéndome recapacitar, mi Dios, y gracias a el a mis padres que han aportado todo lo que les ha sido posible, y por la paciencia que tuvieron. A mis hermanas, mis abuelos, toda mi familia y mis amigos que han demostrado tener fe en mí.

TRIBUNAL DE GRADUACION

Ing. Eduardo Ribadeneira
DECANO

Ing. Manuel Helguero
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Eduardo Orcés Pareja
VOCAL

Ing. Federico Camacho Braussendorf
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de graduación de la ESPOL).

LUIS ZAMBRANO SANTANA

RESUMEN

La presentación de este tema de tesis: DISEÑO DE UNA MAQUINA PICADORA DE RASTROJO, PARA PRODUCCION DE ABONO ORGANICO, propone la utilización del rastrojo, como una fuente importante de la alimentación de los cultivos; la creación de un método para la producción de abono orgánico, tratando de dar una propuesta para la solución de problemas en su elaboración, relacionando todo esto con la reducción del costo y mejoramiento de la eficiencia para procesarlo.

En esta tesis se propondrá el diseño de una máquina, que pueda, no sólo desarrollar la actividad primaria que es la de picar el rastrojo, hasta dejarlo en un tamaño previamente establecido, sino que también pueda utilizarse como un molino de martillos, para moler diversos tipos de granos, que usualmente en granjas son usados para alimento de los animales.

Se debe tener conocimiento de las propiedades mecánicas que poseen los rastrojos, el valor de las mismas no ha sido ampliamente investigado con anterioridad, por lo que se ha debido realizar pruebas con rastrojos de diferentes características, para obtener un valor referencial que permita el desarrollo de la presente tesis.

En esta tesis se dará una breve descripción de las ventajas que presentan los cultivos orgánicos, su crecimiento a nivel interno, como se realiza el proceso de compostificado; luego se darán a conocer las diferentes alternativas de solución, dando una descripción de cada una de ellas y eligiendo la opción más óptima.

Se realizará posteriormente el diseño de las partes que constituyen la máquina, el diseño de la estructura y la tolva de alimentación, después se procederá a realizar el análisis económico de las partes constitutivas, y para terminar se dará a conocer las conclusiones y recomendaciones.

INDICE GENERAL

RESUMEN.....	II
INDICE GENERAL.....	IV
ABREVIATURAS.....	X
SIMBOLOGIA.....	XI
INDICE DE FIGURAS.....	XII
INDICE DE TABLAS.....	XIV
INDICE DE PLANOS.....	XV
INTRODUCCION.....	1
CAPITULO 1	
1. FACTIBILIDAD DEL PROYECTO.....	3
1.1. Antecedentes.....	5
La certificación de productos provenientes de cultivos orgánicos.....	9

El servicio de la certificación orgánica en el Ecuador.....	11
La producción orgánica certificada en el Ecuador.....	12
Oferta y Demanda.....	15
Perspectivas.....	16
1.2. Información sobre abonos orgánicos.....	17
Abonos orgánicos.....	17
Tipos de abonos orgánicos.....	18
Estiércol sólido.....	18
Estiércol semi-líquido.....	18
Paja.....	18
Compost.....	19
Abono verde.....	19
Efectos del compost en el suelo	19
El proceso de compostaje.....	20

Consideraciones a tener en cuenta.....	21
Factores importantes	22
Humedad.....	22
Temperatura.....	23
Microorganismos.....	23
Época del año.....	23
Aplicación del compost.....	23
Requerimiento de compost.....	24
¿Cuándo está listo el compost?	25
Ayudas para el compostaje	26
Soluciones de algunos problemas.....	28
Propiedades Físico – Mecánicas.....	28
1.3. Definición del Problema.....	33
1.4. Objetivos.....	35

CAPITULO 2

2. ANALISIS TECNOLOGICO DE DIFERENTES ALTERNATIVAS.....	37
2.1. Procedimiento Manual.....	38
2.2. Picadora con Sistema de tornillo sin fin.....	39
2.3. Picadora con Sistema de disco y martillos.....	41
2.4. Picadora con Sistema de Rodillo.....	43
2.5. Matriz de decisión.....	45

CAPITULO 3

3. INGENIERIA DEL PROYECTO.....	48
3.1. Diseño del Sistema de Transmisión de Potencia	49
3.1.1. Cálculo de la Potencia necesaria.....	49
3.1.2. Cálculo de sistema de transmisión	56
3.1.3. Cálculo del sistema de rodadura.....	60
3.1.3. Diseño del árbol de transmisión.....	70

3.2. Diseño del Sistema de Corte.....	83
3.2.1. Diseño del disco Porta Cuchilla.....	83
3.2.2. Diseño de la Cuchilla.....	89
3.2.3. Diseño de martillos.....	98
3.2.4 Cálculo del volante.....	108
3.3. Diseño del sistema de eliminación de polvos para rastrojos secos.....	114
3.3.1. Cálculo del ciclón.....	114
3.3.2. Cálculo del ventilador.	122
3.4. Diseño de la Estructura de la Máquina.....	125
3.4.1. Diseño de tolva de alimentación	125
3.4.2. Diseño del cuerpo de la máquina.....	132

CAPITULO 4

4. ANALISIS ECONOMICO.	138
------------------------------------	------------

CAPITULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.144

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

A	Área
D _e	Diámetro exterior interior
D _i	Diámetro exterior interior
F	Fuerza
E	Modulo de elasticidad
H	Potencia
Kg	Kilogramo
m	Metro
mm	Milímetro
min	Minuto
N	Newton
Pa	Pascal
r ₀	Radio exterior
r _i	Radio interior
r	Radio donde se desea tomar la medición
rad	Radian
rpm	Revoluciones por minuto
T	Torque
s	Segundo

SIMBOLOGÍA

μ_K	Coeficiente de fricción dinámica
σ	Esfuerzo normal
τ	Esfuerzo cortante
σ_{prueba}	Esfuerzo de prueba
K_a	Factor de superficie
K_b	Factor de tamaño
K_c	Factor de carga
K_d	Factor de temperatura
K_e	Factor de efectos diversos
η	Factor de seguridad
S_e	Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico
S'_e	Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico corregido
S_y	Resistencia a la fluencia
S_{ut}	Resistencia última de tensión
ω	Velocidad de rotación de la flecha

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Pila del compost.....	21
Figura 1.2 Picado del compost	26
Figura 1.3 Almacenamiento del compost.....	27
Figura 1.4 Banco de prueba.....	30
Figura 1.5 Material que resulta del picado	31
Figura 1.6 Valor obtenido en la prueba	32
Figura 2.1 Procedimiento manual	38
Figura 2.2 Picadora con sistema de tornillo sin fin	40
Figura 2.3 Picadora con sistema de discos y martillos.....	42
Figura 2.4 Picadora con sistema de rodillo.....	44
Figura 3.1 Descripción del sistema de entrada de rastrojo	51
Figura 3.2 Carga distribuida en el corte de rastrojo	53
Figura 3.3 Carga puntual en el corte de rastrojo.....	54
Figura 3.4 Esquema de sistema Básico.....	54
Figura 3.5 Sistema de transmisión.....	56
Figura 3.6 Sistema de corte y de martillos	60
Figura 3.7 Longitudes de prueba de los componentes en el árbol de transmisión	62
Figura 3.8 Distribución de fuerzas en la polea.....	62
Figura 3.9 Ángulo de pruebas y cargas existentes.....	66
Figura 3.10 Pag. B11 catalogo NTN.....	69
Figura 3.11 Partes que componen la máquina	70
Figura 3.12 Fuerzas actuantes sobre el árbol de transmisión	71
Figura 3.13 Diagrama de cortantes V	73
Figura 3.14 Diagrama de momentos M.....	74
Figura 3.15 Factor de tamaño.....	75
Figura 3.16 Factor de temperatura.....	76
Figura 3.17 Factor de confiabilidad.....	76

Figura 3.18 Coeficientes para la ecuación de K_a	77
Figura 3.19 Factor de superficie.....	77
Figura 3.20 Disco porta cuchilla.....	84
Figura 3.21 Sistema de Corte.....	90
Figura 3.22 Dimensiones consideradas en la cuchilla.....	90
Figura 3.23 Fuerzas ejercidas sobre la cuchilla.....	92
Figura 3.24 Dimensiones asumidas para la cuchilla.....	92
Figura 3.25 Forma preliminar de los martillos	99
Figura 3.26 Sistema de martillos.....	99
Figura 3.27 Descripción del sistema de martillos	101
Figura 3.28 Dimensiones asumidas para los martillos.....	103
Figura 3.29 Diagrama de pulsos en el sistema.....	109
Figura 3.30 Descripción de funcionamiento de ciclón.....	114
Figura 3.31 Relaciones de proporcionalidad.....	121
Figura 3.32 Forma preliminar de tolva.....	128
Figura 3.33 Fuerzas actuantes sobre la tolva.....	128
Figura 3.34 Dimensiones consideradas para la tolva.....	129
Figura 3.35 Estructura soporte.....	134
Figura 3.36 Fuerzas actuantes en el soporte.....	134
Figura 3.37 Diagrama de fuerzas actuantes en el soporte.....	135

INDICE DE TABLAS

Tabla I	Hectáreas de productos certificados como orgánicos.....	13
Tabla II	Sobrepuestos que pagan por productos orgánicos.....	16
Tabla III	Requerimientos del compost por cultivo.....	24
Tabla IV	Etapas de madures en el compost.....	25
Tabla V	Rastrojo sin procesar	34
Tabla VI	Rastrojo procesado	35
Tabla VII	Matriz de decisión.....	46
Tabla VIII	Módulo de potencia, k C.V.	58
Tabla IX	Secciones de bandas en V estándares.....	59
Tabla X	Duración o vida útil de rodamientos en función de tipo de trabajo.....	67
Tabla XI	Coefficientes de fluctuación.....	110
Tabla XII	Dcorte Vs. Bc.....	118
Tabla XIII	Dimensiones asumidas para el ciclón.....	122
Tabla XIV	Ángulo máximo de inclinación.....	127

INDICE DE PLANOS

- Plano 01 Conjunto
- Plano 02 Árbol de transmisión
- Plano 03 Cajera
- Plano 04 Disco porta cuchillas
- Plano 05 Martillos
- Plano 06 Cuchillas
- Plano 07 Ciclón
- Plano 08 Estructura

INTRODUCCIÓN

En agricultura, una revisión seria del pasado y el futuro de diversas formas de ayuda (bilateral, multilateral, investigación, asesoramiento técnico y obras) puede convertirse en un ejercicio valioso. Podría ayudar a corregir errores del pasado y dirigir el camino hacia una "agricultura sustentable y un desarrollo rural",

El ámbito más polémico e importante a revisar es la opción tecnológica en la agricultura. En el pasado, la mayoría de la ayuda agrícola ha sido para promover el modelo de la Revolución Verde, que utiliza semillas de alta respuesta a grandes dosis de fertilizantes inorgánicos y plaguicidas químicos. Estas pocas variedades de semillas han desplazado a una gran variedad de semillas tradicionales, desgastando así la biodiversidad de cultivos. Hay también cada vez más pruebas y mayor preocupación por otros problemas ecológicos como la mayor infertilidad del suelo, la contaminación química de los recursos terrestres e hídricos, contaminación con plaguicidas e infestación de plagas debido a la creciente inmunidad a plaguicidas.

Es en este momento, en donde se debe realizar un cambio de actitud y comenzar a buscar soluciones alternativas a la necesidad de garantizar un proceso que desarrolle tecnológicamente una solución al problema. Es aquí donde se presenta un viejo y guardado concepto como es el de abono orgánico (o mejor conocido como compost), en el proceso de fabricarlo consta de varias etapas, pero entre una de las más importantes de ellas

tendremos el picado de material orgánico (plantas), porque decir que es uno de los más importantes, porque es el que reduce el tamaño de los residuos y permite que la degradación se pueda realizar muy rápidamente.

La tecnificación de los procesos para un mejor aprovechamiento de los recursos, da como resultado que sumemos la tecnología a procesos que antiguamente se hacían sin un conocimiento y sin una posibilidad de poder ser eficientes y efectivos en el cometimiento de la tarea.

Es por eso el objetivo de esta tesis, que permitirá mediante la creación de una máquina, optimizar un proceso que podría durar mucho tiempo más que el necesario.

CAPITULO 1

1. FACTIBILIDAD DEL PROYECTO

En la actualidad, el uso de tecnologías de producción agrícola, pecuaria y forestal inadecuadas a las particularidades de los ecosistemas, vienen dando como resultado la destrucción de los recursos naturales y la contaminación del medio ambiente, envenenando literalmente al mundo, donde los ríos, los mares, la tierra y la atmósfera soportan descargas tóxicas nocivas, cuyos límites están llegando a extremos críticos, para desembocar finalmente en aberrantes secuelas de orden social, psicológico, económico, político y ecológico, que están deteriorando de manera acelerada las relaciones del hombre: con la naturaleza y con sus semejantes.

Es por esto que la propuesta del uso de abonos orgánicos como opción para el mejoramiento de los cultivos, sin perjudicar a nuestro ecosistema, se vuelve una propuesta atractiva, teniendo en cuenta que

las políticas internacionales se están involucrando más, para exigir un producto con cero insumos químicos y no permitir la importación de dichos productos. Todo esto da como consecuencia que las exportaciones de productos que usan insumos químicos queden relegados al abandono.

Otro de los factores para implementar la fabricación de abonos orgánicos, es la de reducción de costos por insumos, porque la diferencia en costos de abonos orgánicos y químicos es de 4 a 1 y en algunos casos mayores; aunque la utilización de abonos orgánicos presenta la desventaja, de que las producciones pueden disminuir, pero esto se ve compensado, en un mejoramiento de suelo y un alto precio de los productos que tengan calificación de productos verdes.

En la elaboración de abonos orgánicos (de origen vegetal) hay tres factores, de importancia en el proceso, a uno de los que hacemos referencia es el de reducción de tamaño de rastrojo, esto se debe que al estar expuesto en mayor proporción al ambiente su degradación se produce con mucha mayor rapidez; este es el objetivo de esta tesis, es el de aprovechar la tecnología para efectuar esta operación con una mayor eficiencia y una alta rentabilidad.

1.1. Antecedentes

En los últimos tiempos, en múltiples foros a nivel mundial se ha venido analizado y discutiendo aspectos relacionados con la tecnología de producción agrícola basada en los principios de la denominada revolución verde, cuya utilización en paquetes o partes de paquetes técnico- productivos es en la actualidad mayoritaria.

Ciertamente, nadie puede negar los resultados positivos logrados por la revolución verde en sus inicios: el cultivo basado en variedades de alto rendimiento, la mecanización y sobre todo el uso de insumos sintéticos, contribuyó a resolver la crisis alimentaría de algunos países al permitirles superar los déficit crónicos en el abastecimiento de granos básicos que eran las causas de recurrentes hambrunas en determinadas regiones del mundo.

En el contexto antes referido, en América Latina, la contribución de la estrategia preconizada por la revolución verde ha sido menos notoria , pero la difusión de los métodos científicos y tecnológicos involucrados facilitaron el mejoramiento promedio de algunos cultivos, sin embargo también es cierto que esta estrategia no logró superar otros graves problemas hacia los que estaba dirigida, particularmente aquellos de carácter socio económico, que en muchos de los casos se acentuaron e

incluso aparecieron otros como consecuencia de efectos adversos no previstos.

Los efectos adversos no previstos se presentaron especialmente en el nivel ecológico. El uso masivo de variedades agrícolas y especies forestales de alto rendimiento, tendió a la uniformización de los cultivos y/o plantaciones, con graves consecuencias, tales como: la erosión de los recursos genéticos por la pérdida de las variedades locales y de la biodiversidad, disminución en el contenido nutricional de las variedades comerciales y mayor resistencia de malezas, insectos plaga y enfermedades que encontraron condiciones para su reproducción y expansión.

Por otra parte, el paquete tecnológico de la revolución verde, es en si mismo un modelo basado en el consumo intensivo de petróleo. El cultivo de variedades o híbridos de cereales, leguminosas, hortalizas, frutas, etc. como el establecimiento de grandes plantaciones forestales de alto rendimiento trae aparejado un paquete tecnológico que demanda el uso creciente de fertilizantes y plaguicidas sintéticos, la mayoría de los cuales se extraen de procesos químicos a partir de hidrocarburos. Así mismo el uso de maquinaria agrícola, implica también un mayor consumo de combustibles.

En concreto, la disrupción ecológica causada por el modelo de la revolución verde, es ya evidente: contaminación de aguas y de alimentos, degradación de suelos y pérdida de flora y fauna, como consecuencia de la sustitución de complejos y variados ecosistemas por extensos monocultivos, a lo que se suman una serie de graves afecciones en la salud de los productores y técnicos del sector agrícola, como de los consumidores finales de productos procedentes del campo.

Desde el punto de vista económico este modelo también ha mostrado ser frágil, puesto que el consumo continuado de una fuente de energía no renovable como el petróleo, se traduce inevitablemente en alzas de los costos de producción, los cuales solo podrán ser contrarrestados mediante una mejora más que proporcional en la productividad de los cultivos, lo cual no siempre es factible. La gran dependencia de este modelo, de insumos derivados del petróleo se traduce finalmente en diversos grados de sometimiento de los países en vía de desarrollo, los cuales tienen que importar o los insumos o las materias primas, el petróleo y la tecnología necesaria para producirlos localmente. En estas condiciones su seguridad alimentaria se ve ampliamente afectada por esa dependencia.

Por los argumentos hasta aquí expuestos, el surgimiento de nuevos modelos para la agricultura mundial y particularmente para la de los

países tercermundistas depende del desarrollo de innovaciones biológicas que permitan mejorar la productividad no necesariamente ligada al incremento de insumos agroquímicos. Sistemas de producción menos tóxicos contribuirán a atenuar los enormes costos ambientales ya mencionados y la reducción en los costos de producción, posibilitará el desarrollo de políticas que también ofrezcan oportunidades a los productores de menores recursos.

Todo esto ha dado como resultado que las leyes internacionales aceleren un proceso de autoprotección del medio ambiente, restringiendo la producción de alimentos, que contengan insumos químicos.

En el Ecuador se están desarrollando desde varios años cultivos orgánicos, que incluyen la elección de tierras libres del uso de químicos sintéticos y/o la transición a partir de cultivos convencionales, la utilización de abonos e insumos permitidos, usándose técnicas como cultivos asociados y la rotación de cultivos (de ciclo corto), entre otras.

Desde hace dos a tres años la producción orgánica en el país se ha incrementado considerablemente, al punto que se estima que existen mas de 11.500 hectáreas certificadas orgánicas según estándares internacionales (incluidas las certificadas, en transición y de recolección

silvestre), pertenecientes a más de 4.100 productores individuales, incluyendo a empresas y miembros de grupos productores asociados.

La mayoría de la producción certificada es destinada para la exportación a Europa, Estados Unidos y Japón, debido a los mejores precios y/o el reducido mercado interno y regional para los productos orgánicos.

LA CERTIFICACIÓN DE PRODUCTOS PROVENIENTES DE CULTIVOS ORGÁNICOS

Es indispensable partir de una definición clara, de que es un producto orgánico certificado, ya que muchas veces se confunde a la certificación orgánica con otras certificaciones ambientales o "sellos verdes". Entre los diferentes estándares o requerimientos del mercado aplicables para productos agrícolas y agroindustriales de calidad, salud e inocuidad, ambiente o comercio justo (p.e. ISO 14.000, GAP, HACCP, FLO, etc.), se puede constatar que la certificación orgánica es la más exigente en términos de la producción agrícola.

La Agricultura ecológica u orgánica "es un sistema de gestión de la producción que fomenta y mejora la salud del agroecosistema, y en particular la biodiversidad, los ciclos biológicos y la actividad biológica del suelo. Los sistemas de producción orgánica se basan en normas de

producción específicas y precisas cuya finalidad es lograr agroecosistemas que sean sostenibles desde el punto de vista social, ecológico y económico" (FAO/OMS, Codex Alimentarius, 1999) y se caracteriza por:

- a) un nivel bajo del uso de insumos externos (a la unidad productora), los mismos que básicamente deben provenir de orígenes naturales.
- b) El no uso de químicos de síntesis como fertilizantes y plaguicidas.
- c) La no modificación genética de las plantas.

Es importante recalcar que el reglamento de la Unión Europea sobre la producción orgánica del año 1991 (CEE 2092/91), que determina el marco legal de la producción, el procesamiento, etiquetaje y el control/certificación de un producto orgánico, define que son sinónimos los términos orgánico, biológico y ecológico, en el caso de productos alimenticios comercializados en la Unión Europea, por lo que estos quedan protegidos en toda la UE2. En otras palabras, cualquier producto final que lleve el término "eco" o "bio" en su etiqueta, tiene que estar certificado según sus normas. Mientras, otros países como EE.UU. (2000) y Japón (2001) han establecido sus propias normativas

parecidas al reglamento Europeo y se espera un reconocimiento mutuo en un futuro cercano.

El servicio de la certificación orgánica en el Ecuador

El servicio de certificación en el Ecuador es actualmente ofrecido por agencias certificadoras europeas, norteamericanas y latinoamericanas, que en parte tienen representación o alianzas con una asociación en el país. Uno que otro cuenta con inspectores locales capacitados. Las primeras certificaciones de productos orgánicos datan de 1993/94. Las certificadoras activas en el país son BCS (alemana, 70 - 80% del mercado), OCIA (EE.UU.), Biolatina (5 países sur- y centroamericanos), Ecocert (francesa) y Naturland (alemana).

No existe un ente certificador nacional. La Corporación de Productores Biológicos - PROBIO, que certificaba hasta hace poco según normas propias - no reconocidas internacionalmente - para sus miembros, ha dejado de hacerlo y optó por un convenio con Bioagricoop (italiana).

Para el funcionamiento de un sello orgánico para el mercado nacional, sería indispensable contar con un marco legal de normas/leyes sobre la producción orgánica, certificación y acreditación; un proyecto que está llevando adelante el Ministerio de Agricultura (SESA, DITTE). Esto

tendría la ventaja de evitar la competencia desleal y fraudes con productos falsamente denominados orgánicos, entre otras.

LA PRODUCCIÓN ORGÁNICA CERTIFICADA EN EL ECUADOR

Comprende el banano y sus derivados (puré, flakes, polvo), orito y morado, cacao y café, cereales tradicionales (quinua, amaranto), caña de azúcar, hortalizas frescas y congeladas (brócoli, lechugas, etc.), hierbas y especias (pimienta) y productos acuícolas (camarones). Las exportaciones más importantes actualmente son el banano, brócoli congelado, café, la quinua y, en menor escala, cacao, camarón, mango, panela molida de caña y hongos secos. Los productos ecológicos se destinan a Europa, Estados Unidos y Japón. Se espera que en dos a tres años Ecuador ocupara el primer lugar de las exportaciones mundiales de banano orgánico certificado. Ecuador es el primer país que ha desarrollado la producción de camarones orgánicos, con primeras exportaciones en el 2001. Existe un gran interés en la agricultura orgánica por parte de varios productores; desde grupos de pequeños productores asociados hasta grupos empresariales grandes y se espera que un crecimiento significativo del área certificada en los próximos años.

Productos	Hectáreas estimadas*
Banano y orito	6000
Hongos(Recolección silvestre)	1500
Quinoa	1295
Cacao	1000
Camarón	420
Hierbas y hortalizas	356
Caña de azúcar	260
Otras frutas	265
Pimienta	22
Achiote	70
Otros	520
TOTAL	11.500

* = certificadas y en transición

Fuente: Estimaciones del diagnóstico preliminar CORPEI, 2001

TABLA I
HECTAREAS DE PRODUCTOS CERTIFICADOS COMO
ORGANICOS

Hasta ahora, el mercado se ha caracterizado por tener una demanda que supera ampliamente la oferta y en consecuencia, por una participación significativa de las importaciones, generando oportunidades de mercado particularmente atractivas para los países de desarrollo que tienen la posibilidad de desarrollar cultivos ecológicos.

Una tendencia clara es la demanda creciente por ingredientes orgánicos para la industria alimenticia (materia prima como café, te, cacao, hierbas y especias, miel, nueces, cereales, semillas y semiprocesados, como purés y concentrados de frutas tropicales, fruta secas, aceites esenciales pero también aceites vegetales y grasas) y los productos "conviniere" (p.e. mezclas de vegetales congelados).

Otros nichos se pueden abrir al combinar el valor agregado "orgánico" con los diversos sellos para el comercio justo (unidos ahora bajo la FLO International), el mismo que se esta abriendo también para el banano, mangos y hasta flores.

Precios: Dependiendo del producto, los precios FOB suelen tener un "premio" de entre un 20 a 40%, hasta un 100% y más frente al producto convencional. Analistas del mercado estiman que hay la tendencia a mediano y largo plazo de que el sobreprecio disminuirá, hasta reflejar la compensación por el menor rendimiento por hectárea frente a la producción convencional (siempre puesto que la oferta crezca hasta alcanzar los niveles de demanda). Ejemplos de estas tendencias se dan recientemente en el caso del café orgánico, donde por la crisis actual de precios, muchos productores han ingresado a la producción orgánica, con efectos de un ajuste del precio hacia abajo.

OFERTA Y DEMANDA

Oferta: Los países latinoamericanos, con su amplia diversidad de climas, como de culturas, flora y fauna, ofrece una cantidad considerable de productos orgánicos, cuyas áreas de cultivo y volúmenes de producción se espera que continúen creciendo, puesto que la demanda por éstos está aún muy lejos de estar satisfecha. Lo anterior es igualmente cierto tanto para los respectivos mercados nacionales como internacionales.

Demanda: La demanda principal por productos orgánicos de origen latinoamericano proviene de los mercados de los EE. UU., Canadá y

varios de los países de la Unión Europea, cuyos consumidores están dispuestos a pagar un sobreprecio por algunos de estos (Tabla II).

PAÍS	VEGETALES	CEREALES	LECHE	PAPA	FRUTAS
Suecia	30	10	15	30	100
Dinamarca	20	20	20	20	50
Finlandia	94	64	31	78	-
Austria	40	40	10	50	50
Suiza	-	20	25	50	-
Alemania	20	20	25	50	20
Italia	50	125	20	70	50

Fuente: Programa Nacional de Agricultura Orgánica el Ministerio de Agricultura y Ganadería de Costa Rica. En: Núñez, M.J. 2001. Aprobado nuevo sello de calidad. Periódico La República (Costa Rica) 18.8.01:6-A.

TABLA II

SOBREPREGIOS QUE PAGAN LOS CONSUMIDORES DE SIETE PAISES EUROPEOS POR ALGUNOS PRODUCTOS ORGANICOS (FN %)

PERSPECTIVAS

Las perspectivas del mercado orgánico mundial continúan siendo alentadoras, tal y como lo demuestran los diferentes estudios realizados sobre esta materia desde años atrás, los cuales señalan que la oferta está aún muy lejos de satisfacer la demanda existente, la cual continúa aumentando a un ritmo acelerado. En algunos casos, como Gran

Bretaña, Suiza, Dinamarca y Suecia, se espera un crecimiento anual en las ventas de hasta un 30-40%

1.2. Información sobre abonos orgánicos

Aunque la historia del compost (abono orgánico) se remonta a 1,000 años antes de Cristo en el valle de la Mesopotamia, no fue sino hasta en 1905 en la India, cuando el agrónomo inglés Alberth Howard logró establecer la verdadera técnica del compost al combinar sus conocimientos científicos con los tradicionales de los campesinos. Su método llamado Indore, se basaba en combinar tres partes de desechos vegetales con una de excrementos animales y voltearlos mientras se iban descomponiendo.

Los abonos orgánicos además de aportar al suelo sustancias nutritivas, influyen positivamente sobre la estructura del suelo y sirven de alimento a los microorganismos que lo habitan.

Abonos orgánicos

Constituyen un grupo muy diverso de materiales procedentes de residuos de animales y vegetales más o menos transformados y que presentan unos altos contenidos en materia orgánica, estos abonos se pueden utilizar de varias formas según sea su procedencia, cabe indicar que los

abonos en su mayoría dependen de factores como la temperatura y la humedad existente en el medio, por lo cual variara en su proceso dependiendo del país donde se lo procese.

Tipos de abonos orgánicos.

Los abonos orgánicos que se utilizan son principalmente: estiércol sólido, estiércol semilíquido, paja, compost y abono verde.

Estiércol sólido: Se compone fundamentalmente de excrementos de animales domésticos y una pequeña cantidad de orina y paja. Contiene N orgánico y amoniacal, fósforo, potasio y micronutrientes como Cu, Zn, Fe y Mn.

Estiércol semi-líquido: Se trata de una mezcla de excrementos y orina, a la que se le añade agua para facilitar su transporte y distribución.

Paja: La paja es pobre en nutrientes, pero suministra materia orgánica degradable, por ejemplo celulosa, lo que constituye una fuente energética.

Dado que la descomposición de la paja es lenta, esta debe enterrarse con gran antelación a la siembra.

Compost: Es un producto de descomposición de residuos vegetales y animales, con diversos aditivos. Este grupo es el más amplio de los abonos orgánicos; comprende desde materiales sin ninguna calidad, procedente de los basureros, hasta sustratos perfectamente preparados con alto poder fertilizante.

Abono verde: Se utilizan plantas enteras, o solamente residuos, como las raíces.

El efecto del abonado verde consiste en la aportación de nitrógeno, de materia orgánica, así como la mejora de la estructura del suelo, y por último contribuye con gran cantidad de nutrientes asimilables, facilitando la movilidad de fosfatos y oligoelementos.

Se utilizan fundamentalmente leguminosas, dada su propiedad fijadora de nitrógeno y otras plantas verdes como cereales y leguminosas.

Efectos del compost en el suelo

- . Estimula la diversidad y actividad microbial en el suelo.
- . Mejora la estructura del suelo.
- . Incrementa la estabilidad de los agregados.

- Mejora la porosidad total, la penetración del agua, el movimiento a través del suelo y el crecimiento de las raíces.
- La actividad de los microbios presentes en el compost reduce la de los microbios patógenos a las plantas como los nemátodos.
- Contiene muchos macro y micronutrientes esenciales para el crecimiento de las plantas.
- Provoca la formación de humus, complejo más estable de la materia orgánica que se encuentra sólo en el suelo y es el responsable de su fertilidad natural.

El proceso de compostaje

Para lograr que los microorganismos trabajen eficientemente en el proceso de descomposición se requiere suministrar aire para lo cual se debe hacer lo siguiente:

- Remover la pila del compost semanalmente.
- Evitar que la pila o ruma sea demasiado grande, lo recomendable es 2m de ancho y 1,5m de alto (figura 1).

- Regar para mantener una humedad óptima (60-70% de humedad).
- Ubicar las pilas de preferencia en la sombra.



FIGURA 1

PILA DEL COMPOST

Consideraciones a tener en cuenta

Al momento de instalar la compostera debe elegirse un lugar sombreado, en caso contrario la pila o ruma deberá cubrirse con paja o rastrojo con la finalidad de no perder la humedad, de este modo facilitar el proceso de descomposición.

Para obtener un compost óptimo, es necesario garantizar una buena descomposición de los materiales o desechos orgánicos, esto permitirá matar las semillas de las malas hierbas, agentes patógenos, esporas de hongos y bacterias que causan enfermedades a las plantas cultivadas.

Cuando se utiliza estiércol de vacuno estabulado existen riesgos de problemas por sales, en estos casos se recomienda utilizar una cantidad

reducida de estiércol y paja. Este compost es muy apreciado en los viveros, para realizar diversos tipos de mezclas con arena y tierra de chacra que sirven para realizar almácigos de hortalizas, flores, arbustos y árboles.

El compost a utilizar debe ser homogéneo y no debe notarse el material de origen que ha sido utilizado al inicio de la preparación, además debe tener un olor parecido a la tierra de los bosques y la temperatura en el montón no debe ser diferente a la temperatura del ambiente.

Cuando se usa el compost fresco los microorganismos del suelo explotan los nutrientes muy rápido y las raíces de las plantas pueden asimilarlas inmediatamente, de esta manera sólo se favorece a la planta pero no se contribuye a mejorar la estructura del suelo. En cambio, cuando el compost es más viejo, los nutrientes, especialmente el nitrógeno, están fijados en la fracción húmica y los microorganismos del suelo tienen que explotarla lentamente y durante un tiempo más largo. Este compost es bueno para cultivos de largo periodo vegetativo y mejora la estructura del suelo.

Factores importantes

Humedad: Para medir humedad apriete un puñado del material de la pila en su mano. Si puede hacer una pelota de material con la mano sin que ésta gotee o se desmenuce fácilmente, está correcto (como una esponja bien

estrujada). Si está seco, agregue material húmedo (verde), o agua uniformemente.

Temperatura: Dependiendo de qué materiales ha añadido a la pila y si se voltea frecuentemente, habrá una alza de temperatura dentro de ésta, debido al calor generado por la actividad de los microorganismos. Esto es bueno pues indica un proceso activo y el compostaje se hace más rápido. Si desea obtener compost en poco tiempo deberá airear (voltear) la mezcla cada vez que la temperatura descienda. Finalmente, cuando el compost esté casi listo, la temperatura bajará sin importar cuantas veces lo voltee.

Microorganismos: Si su pila o compostera está colocada directamente sobre la tierra, los microorganismos y otros que se requieren en el proceso pasarán solos a la mezcla. Sin embargo, si sus materiales se encuentran aislados, es bueno agregar a la mezcla unos puñados de compost viejo o tierra para ayudar a iniciar el proceso.

Época del año: Bajas temperaturas (lugares que puedan presentar esta característica) retrasarán el compostaje. Es mejor iniciar una pila en verano.

Aplicación del compost

Se aplica al voleo, en el trigo, cebada, pasto, en la preparación de camas de hortalizas y en forma localizada en el cultivo de papa, maíz y frutales. Por lo

menos debemos abonar el suelo con compost una vez por año, pero si tenemos cantidades pequeñas conviene aplicarlas varias veces al año. Es recomendable que la cantidad aplicada no sea menor de 6 toneladas por hectárea (más o menos 3 palas por metro cuadrado). Las cantidades también dependen de los cultivos que tenemos.

Requerimiento de compost

De acuerdo a las exigencias del cultivo, teniendo la disponibilidad de compost y la fertilidad del suelo, se recomienda aplicar las siguientes cantidades de acuerdo a los cultivos (Tabla III).

3 t/ha	6 t/ha	9 t/ha
Alfalfa, haba,	Camote, zanahoria,	Papas, maíz,
arvejas, frijol,	cebolla, ajo,	trigo, cebada,
trébol, tarwi.	betarraga, yuca, frutales en general.	arroz, zapallo, col, acelga, quinua.

TABLA III

REQUERIMIENTOS DE COMPOST POR CULTIVO

¿Cuándo está listo el compost?

Dependiendo de cuánto trabajó el proceso, el compost está listo en un período de 3 a 12 meses. El compost puede haber alcanzado la etapa de madurez o encontrarse como compost inmaduro. La tabla IV le ayudará a definirlo:

Compost inmaduro	Compost maduro
Café oscuro	Café oscuro
Más o menos pronunciado	Sin olor fuerte
Hay gusanos y partes del material que pueden ser identificados	No hay gusanos y nada del material puede ser identificado
Puede ser usado como cobertura para jardines, arbustos y árboles perennes	Incorporado en la tierra
Usar poca cantidad (puede quemar las plantas)	No hay riesgos, es bueno realizar varias aplicaciones

TABLA IV
ETAPA DE MADUREZ EN EL COMPOST

También se puede hacer la prueba de la bolsa: Coloque aproximadamente 1 kilo de compost en una bolsa transparente, ciérrela y ubíquela en un lugar fuera del sol directo a temperatura ambiente. Si después de 24 horas la bolsa ha transpirado mucho, por aumento de la temperatura dentro de la bolsa, es porque aún no se encuentra maduro y debe seguir procesándose.

Ayudas para el compostaje

El proceso de compostaje se realiza mejor cuando se trabaja con trozos pequeños. Es conveniente el uso de una trituradora (figura 2).



FIGURA 2
PICADO DE COMPOST

Si el material esta muy seco el proceso puede ser muy largo, por el contrario si esta muy húmedo el contenido puede liberar olores.

Mezcle (sin compactar) el compost varias veces a la semana, o cada vez que adicione nuevo material. Debe cuidar que el compost debe estar bien aireado.

En caso de lluvias, el compost deberá realizarse en un lugar techado o taparlo con material plástico tipo invernadero, para lo cual se requiere de composteras (figura 3).



FIGURA 3

ALMACENAMIENTO DEL COMPOST (COMPOSTERAS)

Soluciones de algunos problemas

Realizar compostaje es sencillo, pero requiere un trabajo extra. He aquí algunas claves para resolver algunos problemas básicos y comunes con los cuales se puede encontrar:

Si la pila no disminuye su tamaño o genera calor, el compostaje necesita ayuda como mayor volteo, mezcla con compost nuevo.

Si la pila está seca, humedézcala

Si la pila esta húmeda y pastosa, extiéndala al sol y seque el material, o mezcle con compost nuevo o tierra de hoja.

Si el centro de la pila está húmeda y calurosa, pero el resto está frío, indica que la pila puede ser muy grande. Mezcle.

Si la pila está húmeda y de olor dulce pero no caliente, significa que necesita nitrógeno. Adicione recorte de césped, trocitos de madera o fertilizante orgánico.

Propiedades Físico – Mecánicas.

Para poder realizar los cálculos matemáticos tendremos que tener conocimiento sobre las propiedades mecánicas de los materiales a

procesar, usualmente existe bibliografía que describe las propiedades no con valores numéricos, sino que simplemente da una referencia, con la que se describe la propiedad analizada, como por ejemplo: dureza- nivel alto, medio o bajo, fibrosidad- alta, baja, así un sinnúmero de características, que no son representativas para efectuar cálculo alguno; debido a que existen muy pocos análisis sobre dichas propiedades, se tiene la necesidad de realizar pruebas para poder determinar un valor referencial, de la propiedad que nos permita realizar los cálculos.

Para el efecto se utilizará un banco de pruebas (figura 4), que constara básicamente de una prensa, en la que será dispuesta una cuchilla de prueba que permita modificar su geometría para poder comparar el efecto de esta, en el desempeño de la operación, de esta manera se podrá determinar el esfuerzo de aplastamiento, bajo las condiciones planteadas. A continuación, se presenta la prueba en fotografías, hecha con una especie de planta ornamental, que tiene unas características similares en las propiedades mecánicas, a muchas de las plantas que existen en nuestro país.



FIGURA 4

BANCO DE PRUEBA



FIGURA 5

MATERIAL QUE RESULTA DEL PICADO



FIGURA 6

VALOR OBTENIDO EN LA PRUEBA

El valor que se ha obtenido en esta experiencia es de $400 \text{ lb/in}^2 = 3 \times 10^6 \text{ N/m}^2$, este es un valor referencial inicial, que permite tener una idea de los valores que se requieren para picar el rastrojo.

Para poder tener una referencia, a continuación se presenta las propiedades de la caña guadua que son las siguientes:

- 1) **Compresión.** Sigma: 18 N/mm^2 , Módulo de Elasticidad: 18.400

$$\text{N/mm}^2$$

- 2) **Tensión.** Sigma: 4 N/mm^2 , Módulo de Elasticidad: 19.000 N/mm^2

- 3) **Flexión:** Sigma $18 \frac{N}{mm^2}$, Módulo de Elasticidad: $17.900 \frac{N}{mm^2}$
- 4) **Cortante:** sin cemento en el canuto - $1.1 \frac{N}{mm^2}$
- 5) **Peso Específico:** $790 \frac{Kg}{m^3}$.

1.3. Definición del Problema

La formulación del problema en su forma más amplia y sin detalles es que se desea picar rastrojos para la elaboración de abonos orgánicos, tomando como referencia un volumen de producción que este acorde al nivel de producción que se puede procesar, además de buscar la funcionalidad en una máquina, que pueda realizar más de un proceso.

En el análisis del problema tendremos que basarnos en una cantidad de deliberaciones, investigaciones y consultas especialmente con los trabajos realizados, en el medio e internacionalmente. Estudios que se han realizado hace años y la actualización, aplicando los conocimientos adquiridos con el transcurso de los años sobre la eficiencia y la rentabilidad sobre un recurso que se obtiene a bajo costo, y con las ventajas de la reducción del impacto ambiental.

Para todo problema existe una condición inicial, llamémoslo estado “A”. Asimismo hay otro estado en el cual el problema que se quiere resolver tiene su culminación; designémoslo estado “B”.

Estos estados “A” y “B” pueden llamarse “entrada” y “salida”.

<u>Variables de entrada</u>	<u>Limitaciones de entrada</u>
Tipo de rastrojo	No rastrojos que hayan tenido contacto con químicos.
Porcentaje de humedad	Ninguno
Longitud	No mayor 500mm.
Diámetro máximo de ramas ingresadas	No mayor de 10mm
Área de entrada de la materia a procesar	Longitud 120mm. Altura 7mm.
Sistema de almacenamiento temporal del rastrojo	Tolva.

TABLA V

Entrada: rastrojo sin procesar

<u>Variables de salida</u>	<u>Limitaciones de salida</u>
Tamaño de rastrojo	Aproximadamente un 10mm.
Polvos producidos en el proceso	Partículas pequeñas
Evacuación de material en proceso	Uso de ciclón
Tiempo de permanecía del rastrojo	Solo cuando se trabaja con rastrojos secos.

TABLA VI

Salida: rastrojo procesado

1.4. Objetivos

La presente tesis de grado tiene por objetivo, presentar el diseño de una máquina picadora moledora, que cumpla con los requerimientos necesarios para el proceso de picado de rastrojos, y otras aplicaciones, de una forma sencilla, para poner a consideración la construcción a futuro de la misma.

De poner en conocimiento las ventajas del uso de abono orgánico, como un recurso real y abundante, de fácil uso y producción, su bajo costo como factor en el desarrollo de una agroindustrial competitiva,

ante el crecimiento y el desarrollo de nuevas normativas para el cuidado del ecosistema y de la biodiversidad existente.

Presentar una opción tecnológica enfocada a la tecnificación y reconciliación del hombre y su medio ambiente, aplicando los conocimientos adquiridos en la ESPOL para el diseño de la máquina y la reintroducción de viejas ideas a una desgastada sociedad agrícola.

CAPITULO 2

2. ANALISIS TECNOLOGICO DE DIFERENTES ALTERNATIVAS

Después de identificada la necesidad y una vez definido el problema, es necesario buscar la solución más conveniente al mismo. Las alternativas de solución se reúnen mediante la indagación, invención e investigación, todas las alternativas se evalúan, comparan y seleccionan hasta que se obtiene la solución óptima. La solución elegida se expone por escrito detalladamente en los capítulos posteriores.

2.1. Procedimiento Manual

El procedimiento manual de picado de rastrojos, consiste en la reducción del tamaño del rastrojo, hasta dejarlo de aproximadamente 10cm. Lo que dificulta el proceso, es la cantidad y la poca practicidad en el procedimiento, el cual se llevaba a cabo no para la producción exclusiva de abonos, sino para el cuidado de los diferentes cultivos.

Aunque esta es una opción muy poca ortodoxa para el picado de grandes cantidades de rastrojo a dimensiones aceptables para someterlo, a el proceso de descomposición, se tendrá que efectuar cuando no se disponga de un tractor, que pique previamente el rastrojo en la operación de zafra.

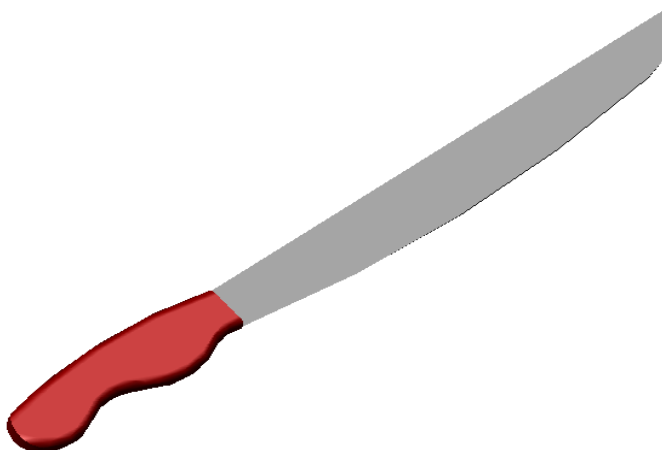


FIGURA 2.1

Machete (Procedimiento Manual)

2.2. Picadora con Sistema de tornillo sin fin

El tiempo y el esfuerzo realizado en el proceso anterior, sumado a la poca productividad nos lleva a pensar en una diferente alternativa que realice el proceso de una mejor manera, con mayores producciones y con menor esfuerzo para el operador.

Teniendo en consideración lo mencionado anteriormente, y considerando los inconvenientes que se tienen con la cantidad y con el tamaño de rastrojo a procesar, se presenta un mecanismo que funciona de la siguiente manera, el rastrojo se lo deposita en una tolva de alimentación, para que ingrese al sistema pausadamente, luego el rastrojo al caer es comprimido por el tornillo sin fin y llevado hacia unas cuchillas que hacen el trabajo de picado del producto.

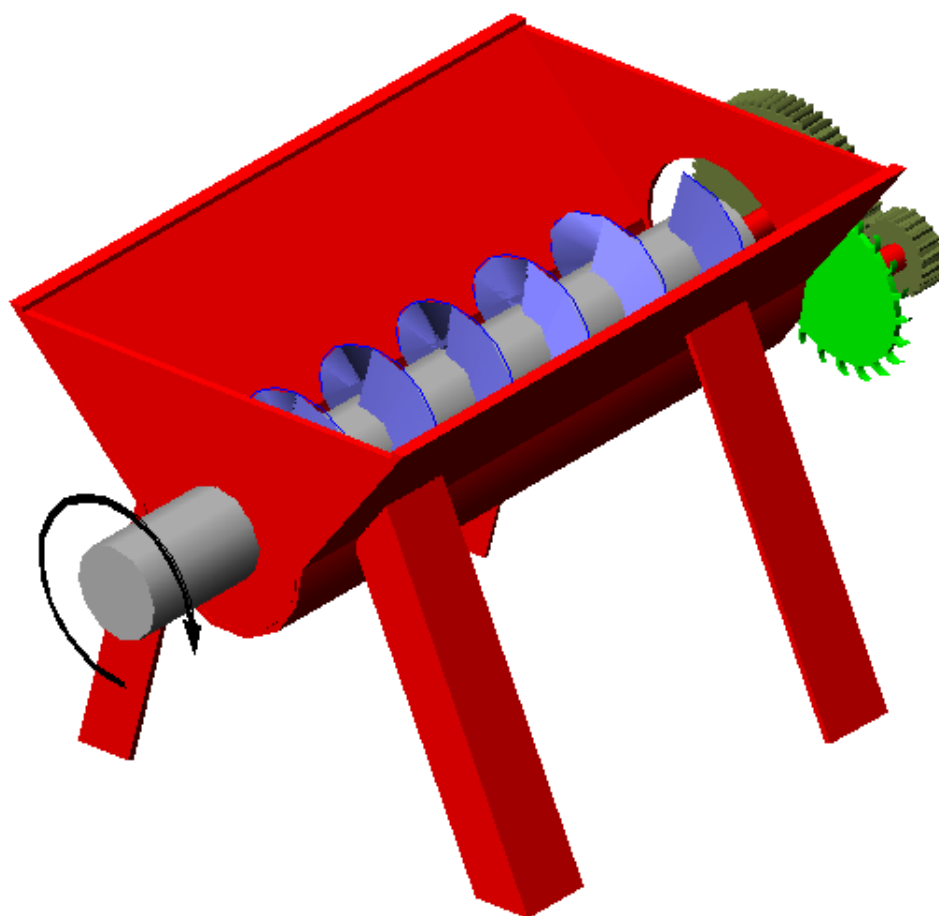


FIGURA 2.2

Picadora con Sistema de tornillo sin fin

2.3. Picadora con Sistema de disco y martillos

Esta máquina estaría constituida de dos sistemas, uno para procesar los rastrojos secos y otro para los verdes. La constitución de la máquina es muy sencilla y practica, por lo cual facilita la utilización de la misma.

La máquina funciona de la siguiente forma: ingresa a la máquina el rastrojo por medio de una tolva de alimentación, el cual es picado por la cuchilla, después pasa por los martillos donde posteriormente es impulsado fuera de la misma.

Cuando se trabaja con rastrojos secos se utiliza un ciclón para la eliminación de polvos producidos en el proceso.

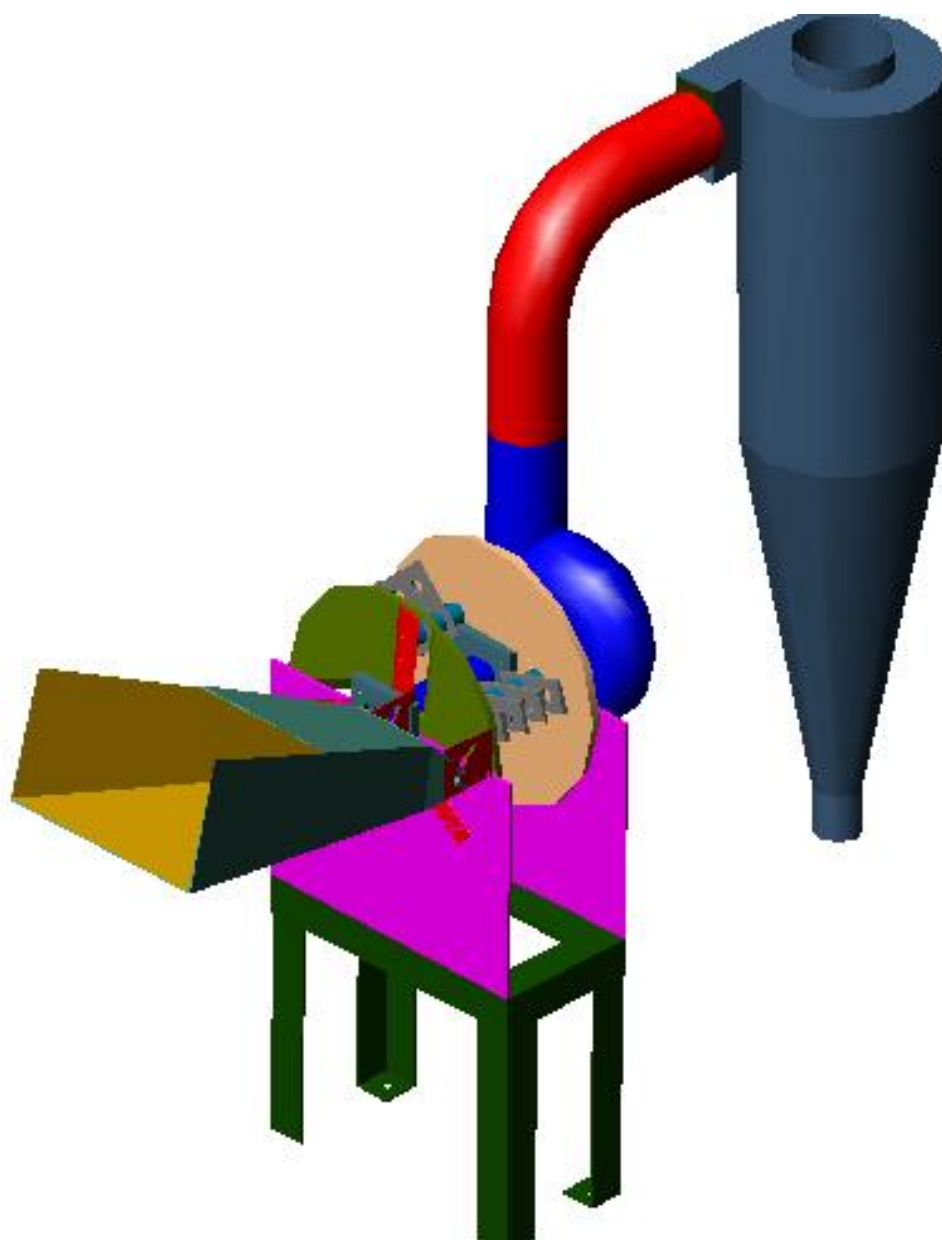


FIGURA 2.3

Picadora con Sistema de disco y martillos

2.4. Picadora con Sistema de Rodillo

El sistema que se presentara a continuación, usualmente es usado en tractores cegadores y cosechadoras, que producen tamaños de rastrojos de grandes dimensiones, que no es conveniente, cuando se requieren longitudes de rastrojo pequeñas, pero si se dimensiona de tal manera que la separación de la distancia de corte de las cuchillas, es uno de los sistemas más eficientes.

Este ultimo sistema, consiste en un rodillo provisto de cuchillas que se encuentran posicionadas de tal forma que permitan el acceso de parte del rastrojo, para de esta manera al completar la vuelta se pueda realizar el corte, en el rodillo se encuentra un canal interior por donde el rastrojo que es picado ingresa a una bandeja donde se almacena.

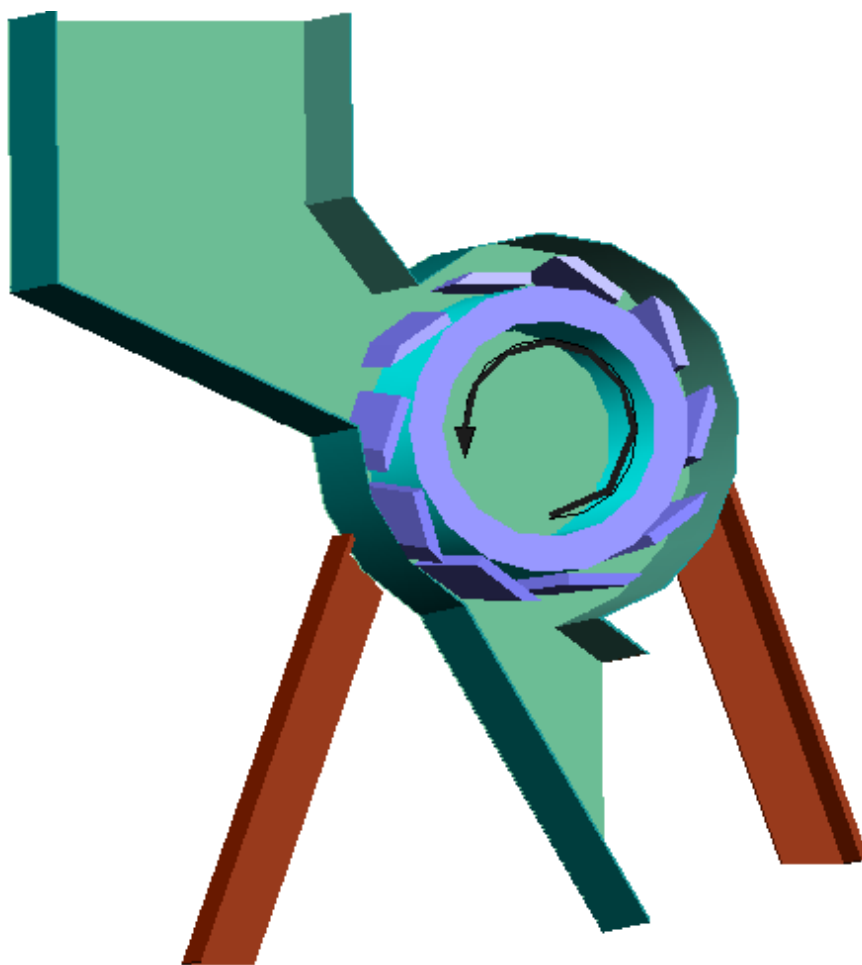


FIGURA 2.4

Picadora con Sistema de Rodillo

2.5. Matriz de decisión

Después de que se ha presentado, las opciones de los diferentes diseños, el mejor de ellos debe ser seleccionado.

Se debe incluir en el proceso de selección, un análisis comparativo de las opciones disponibles. En este momento es donde se debe realizar una matriz de decisión para ayudar a identificar la solución óptima, tomando en consideración diversos factores que pueden ser los más representativos.

Como se ve en la tabla # , cada diseño ocupa una casilla en la primera columna matriz. Las columnas siguientes corresponden a los espacios asignados para valorar, según se hallan propuesto las categorías, las cuales serán: costo, seguridad, productividad, y confiabilidad. A cada categoría se le asigna un factor de peso, que mide la importancia en el diseño; la suma de los factores de peso es igual a 1.

Los valores que se le asignaran a los diseños serán de 1 a 10, según la importancia que tenga cada uno de ellos, en referencia a la categoría, luego esos valores asignados se los multiplicara, por el factor de peso que corresponda a la categoría.

	Costo	Seguridad (operario)	Productividad	Confiabilidad	Rango
Factor de peso	0.2	0.3	0.4	0.1	1
Procedimiento Manual	9 1.8	7 2.1	2 0.8	9 0.9	5.6
Picadora con de Sistema tornillo sin fin	5 1	9 2.7	7 2.8	8 0.8	7.3
Picadora con Sistema de disco y martillos	7 1.4	9 2.7	9 3.6	8 0.8	8.5
Picadora con de Sistema Rodillo	5 1	9 2.7	9 3.6	9 0.9	8.2

TABLA VII

Matriz de decisión

En factor de confiabilidad, el sistema manual es el más confiable y se le da un valor de 9. en el sistema de picadora de tornillo sin fin , como aparecen componentes baja el factor a 8. los diseños de picadora con sistema de disco y martillos, y picadora con sistema de rodillos, como tienen más componentes que no son muy complejos entonces baja el factor a 7.

Según el estudio realizado a través de la matriz de decisión de la tabla 1, el sistema optimo es el de picadora con sistema de disco y martillos. Esta alternativa se define como la idónea para el desarrollo de la máquina en detalle.

Consecuentemente en base a ella se realizará todo el estudio posterior.

CAPITULO 3

3. INGENIERIA DEL PROYECTO

Después de identificada la necesidad y una vez que se considera definido el problema, es necesario buscar la solución más conveniente al mismo. Las alternativas de solución se reúnen mediante la indagación, invención e investigación, todas las alternativas se evalúan, comparan y seleccionan hasta que se obtiene la solución óptima. La solución elegida se expone por escrito detalladamente en este capítulo.

Como datos de diseño tendremos que la cantidad requerida para la operación es de $150m^3 / dia_{trabajo}$. Este es un valor asumido debido a los espacios que se requieren para el proceso de descomposición de los rastrojos procesados.

De los datos obtenidos en la investigación, sabremos las propiedades mecánicas que poseen cierto tipo de rastrojos, a partir de los cuales se

seleccionará los que representan una mayor dificultad para poder ser cortados, por lo que tomaremos el valor referencial de las pruebas hechas que es de $\sigma_{prueba} = 3 \times 10^6 \text{ N/m}^2$.

3.1.1. Cálculo de la Potencia necesaria

Para determinar la potencia necesaria que requerirá la máquina para su funcionamiento, se determinaran en primer lugar el torque que debe ejercer el motor.

Para esto tenemos que determinar el torque que se producirá al cortar un rastrojo, haremos la selección basándonos en las propiedades de esfuerzo cortante de mayor demanda de potencia.

Para calcular el torque que produce la máquina al efectuar la operación de picado debemos conocer que la mayor parte de rastrojos presentan un bajo esfuerzo de corte cuando se trata de rastrojos verdes, y que cuando se tratan de rastrojos secos el esfuerzo que presentan es mayor, por la fibricidad, todo esto se tendrá en consideración para la selección del material con que se construyan las cuchillas, tanto como los martillos.

Al pasar el rastrojo al interior de la máquina se ejerce un torque producido por el choque de los martillos con el material que se pico previamente. La

utilización de los martillos en otro tipo de proceso, nos va a sugerir que se tendrá que disponer de un torque de mayor magnitud.

Para el cálculo de la potencia requerida, procederemos a dimensionar el sistema de acuerdo a una cantidad determinada de producto que se requiere producir, asumiremos valores arbitrarios de dimensiones de los elementos de la máquina para obtener un valor promedio de potencia requerida. El valor que se puede obtener deberá tener un margen de seguridad para una mayor demanda de potencia.

Asumiendo un valor de rastreo de prueba de características mecánicas

Tendremos entonces que:

$$P_{requerida} = T * \omega$$

la velocidad angular, será asumida de la gama de velocidades de los motores existentes en el mercado, es así que se tiene velocidades de: 1250 RPM, 1525 RPM, 1750 RPM, 1875 RPM, 3250 RPM, 3685 RPM ,de estos valores tomamos el de 1750 RPM, por necesitarse un número alto de revoluciones para mantener cierta regularidad en los cortes efectuados, la energía cinética producida por el sistema, tendrá gran utilidad porque en el sistema de martillos, será esta la que mantenga la posición del martillo, mediante la fuerza centrífuga, para poder efectuar la operación de trabajo.

El sistema de transmisión de potencia, puede realizarse tanto con un motor eléctrico, uno a gasolina (o diesel), o acoplándolo a un tractor, ya que el ingreso de potencia al sistema se realiza mediante poleas y bandas, que puede ser acoplado en las diferentes opciones presentadas.

Tendremos que determinar los torques que se producen en el sistema, para determinar la potencia requerida se calculará un valor aproximado, basado en la producción estimada de la máquina. Por lo tanto, las dimensiones del sistema de corte, asumiendo parámetros, serán las siguientes un disco que esta girando a 1750 RPM, tendrá tres entradas, de 120mm de longitud, un ancho de 70mm y un espesor de corte de 10mm, entonces el orificio de entrada es de 120x70 mm². Esto quiere decir que por cada vuelta corta un volumen de 3(120x70x10)mm³.

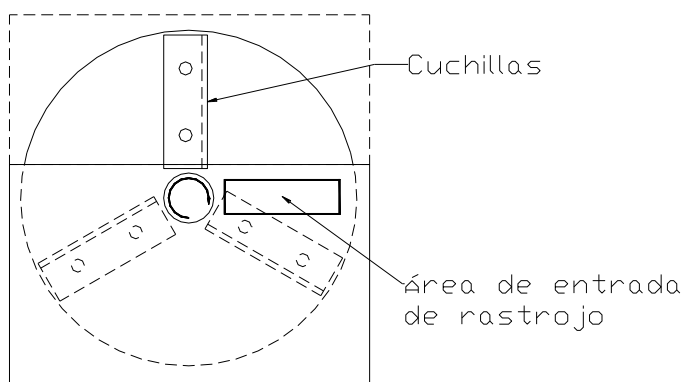


FIGURA 3.1

Descripción del sistema de entrada de rastrojo

$$V = 252 \times 10^3 \text{ mm}^3 / \text{vuelta}$$

$$V_{\text{produccion}} = \frac{252 \times 10^3 \text{ mm}^3}{\text{rev}} * 1750 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{\text{m}^3}{1 \times 10^9 \text{ mm}^3} * \frac{60 \text{ min}}{\text{h}} = 26.46 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Asumiendo un día de trabajo de la máquina de 8h

$$V_{\text{produccion}} = 26.46 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 8\text{h}$$

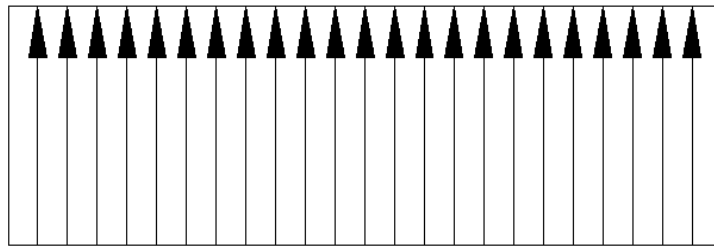
$$V_{\text{produccion}} = 211.68 \text{ m}^3 / \text{dia}_{\text{trabajo}}$$

Como podemos observar el volumen de producción es superior al sugerido en un principio, por lo que las dimensiones asumidas cumplirán con los requerimientos.

Como vimos la longitud de corte debe ser mayor que 120mm. Por lo que asumimos un aproximado de radio de corte de 180mm., con este valor determinaremos el primer torque, partiendo de las propiedades conocidas de los rastrojos.

El esfuerzo es de forma distribuida como podemos ver en la fig. 13, por lo que la fuerza de corte es también distribuida, aunque si analizamos el corte,

partiendo de que el corte es radial, la distribución de fuerzas sería de forma triangular, desde el extremo más alejado como la menor fuerza y el más próximo al radio mínimo con la fuerza máxima. Para efectos de cálculo asumiremos el esfuerzo encontrado en las pruebas, del cual determinaremos la fuerza que se requiere, para realizar la operación de picado.



$$\sigma = 3 \text{ MPa}$$

FIGURA 3.2

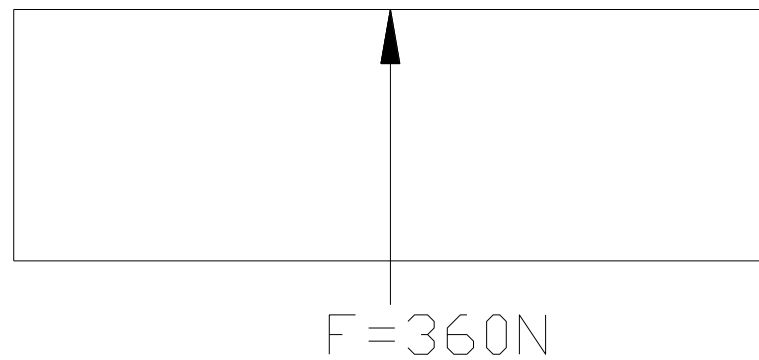
Carga distribuida en el corte de rastrojo

El valor de esfuerzos encontrado en pruebas es de $\sigma_{prueba} = 3 \times 10^6 \text{ N/m}^2$, con

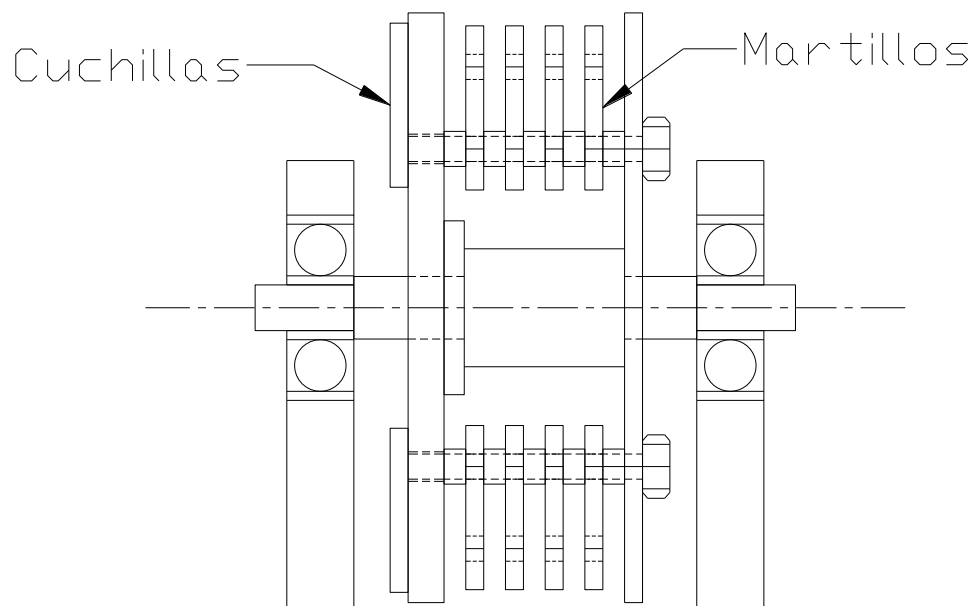
este valor determinaremos la fuerza requerida, entonces

$$\sigma_{prueba} = \frac{F}{A}$$

$$F = A * \sigma_{prueba} = (1 \times 10^{-3} \text{ m})(12 \times 10^{-2} \text{ m}) * (3 \times 10^6 \text{ N/m}^2) = 360 \text{ N}$$

**FIGURA 3.3**

Carga puntual en el corte de rastrojo

**FIGURA 3.4**

Esquema de sistema básico

Con una fuerza promedio de resistencia al corte de $F = 360N$

$$\Rightarrow T = F * r$$

donde r es el radio medido desde el origen hasta la ubicación de la carga.

$$\Rightarrow T = 360N * 9 * 10^{-2} m$$

$$\Rightarrow T = 32.4Nm$$

$$P = T * \omega = 32.4N - m * 1750rpm * \frac{2\pi \text{ rad / s}}{1 \frac{N - m / s}{60 \text{ rpm}}} = 5938W$$

Éste es un valor referencial al que se le deberá sumar la potencia absorbida por el ventilador del sistema, que no es de gran valor en comparación con la demanda preliminar.

en el mercado encontraremos un motor de 10hp, este valor nos servirá como base para el dimensionamiento del equipo.

$$\Rightarrow P = 7457W = 10hp$$

con un motor de estas dimensiones el funcionamiento del sistema estará garantizado.

3.1.2. Cálculo de sistema de transmisión

Después de calcular la potencia en el motor se calculará la transmisión de la misma, mediante poleas y bandas como se muestra en la figura 3.5.

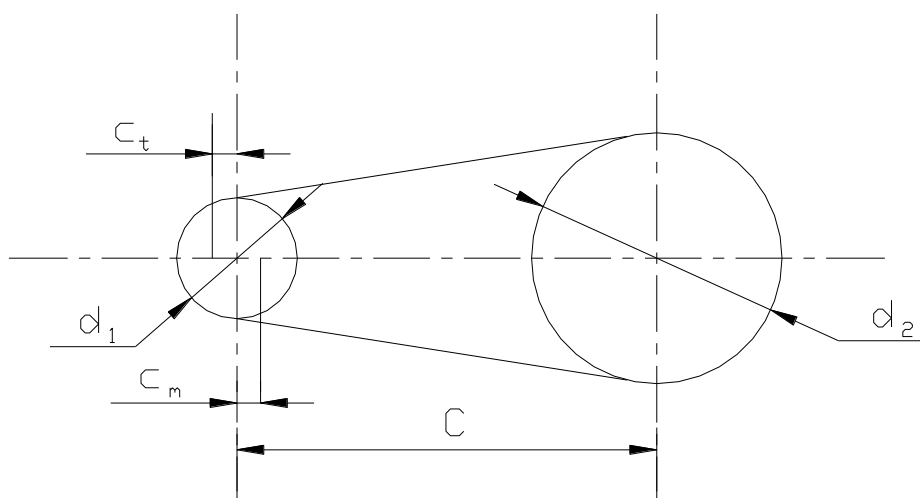


FIGURA 3.5

Sistema de transmisión

Primeramente seleccionaremos la polea motriz en base a la velocidad que requerimos, como sabemos que nuestra velocidad rotación del árbol es de 1750 RPM, la velocidad de rotación que poseen generalmente los motores es de 3600 RPM, la cual será la base para efectuar el cálculo, escogemos un diámetro de paso de polea de 152.4mm que existe en el mercado, calculamos el diámetro de paso de la polea motriz.

$$d_2 = d_1 \frac{n_1}{n_2} = 152.4mm \frac{1750r.pm.}{3600r.pm.} = 74.1mm$$

Seleccionamos una polea de 76.2mm que existe en el mercado.

Cálculo aproximado de potencia transferible.

La potencia transferible aproximada es:

$$P = k * c * n$$

siendo:

k el modulo de potencia.

c el coeficiente de reducción según el arco abrazado por la polea motriz .

n número de correas.

P en CV

Tipo de correa		Y	Z	A	B	C	D	E
Velocidad periférica m/seg.	2	0,025	0,11	0,23	0,40	0,90	1,60	2,40
	3	0,04	0,16	0,35	0,61	1,35	2,40	3,60
	4	0,055	0,23	0,46	0,83	1,85	3,20	4,90
	6	0,08	0,33	0,69	1,23	2,65	4,75	7,00
	8	0,11	0,42	0,91	1,62	3,35	6,25	9,00
	10	0,13	0,50	1,11	2,00	4,06	7,70	11,00
	12	0,14	0,58	1,31	2,34	4,70	8,90	12,80
	14	0,15	0,63	1,47	2,60	5,35	10,0	14,30
	16	0,145	0,67	1,58	2,78	5,85	10,9	15,50
	18	0,135	0,67	1,62	2,90	6,15	11,8	16,40
20	0,12	0,63	1,60	2,98	6,20	12,5	17,00	
COEFICIENTE DE REDUCCIÓN SEGÚN EL ARCO ABRAZADO								
Arco abrazado (polea motriz)		180°	170°	160°	150°	140°	130°	120°
Coefficiente de reducción		1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,85	0,81

TABLA VIII

Módulo de Potencia, kC.V.

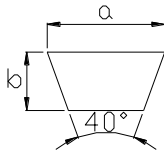
La velocidad del motor es de 3600 RPM, el diámetro de la polea motriz es

76.2mm el arco abrazado por la polea motriz es $\alpha = 170^\circ$

=> Velocidad en la periferia

$$\Rightarrow V = \omega * r = 3600 \frac{\text{Re } v}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{Rad}}{1 \text{Re } v} * \frac{1 \text{min}}{60 \text{seg}} * 76.2 \text{mm} * \frac{1 \text{m}}{1000 \text{mm}}$$

$$\Rightarrow V = 28.7 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \approx 29 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$



SECCIÓN	ANCHO a (pulg.)	ESPESOR b (pulg.)	POTENCIA PARA UNA O MAS BANDAS, HP
A	0.5	0.34	0.25-10
B	0.66	0.44	1-25
C	0.88	0.53	15-100
D	1.25	0.75	50-250
E	1.5	1	100 o mayor

TABLA IX
SECCIONES DE BANDAS EN V ESTANDARES

Para la velocidad calculada con correa de tipo B por ejemplo, el modulo potencial $k = 2.98$ según la tabla VIII

Como $\alpha = 170^\circ$, $c = 0.92$, entonces la potencia transferible es:

$$P = 2.98 * 0.92 = 2.742CV$$

$$n = \frac{10Hp * \frac{745.7W}{1Hp} * \frac{1CV}{736W}}{2.742CV} = \frac{10.13CV}{2.742CV} = 3.6$$

Por lo tanto se dispondrá cuatro bandas tipo B

3.1.2. Cálculo del sistema de rodadura

Para el cálculo del sistema de rodadura, se debe conocer la carga a la cual son sometidos los rodamientos, los rodamientos se encuentran dispuestos para soportar las cargas ubicadas dentro de una cajera que tendrá mucha utilidad cuando se realice el montaje y el desmontaje.

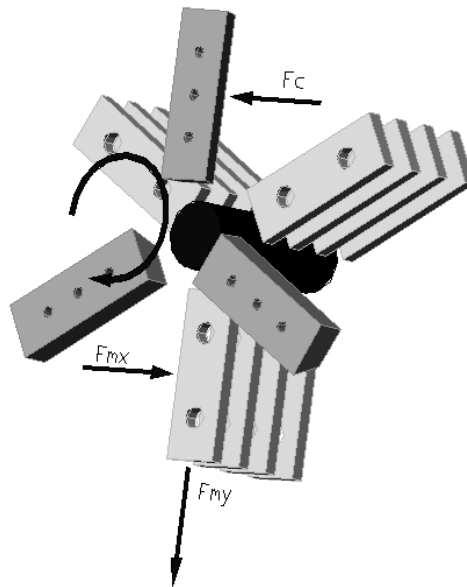


FIGURA 3.6

Sistema de corte y de martillos

Los rodamientos que seleccionaremos, serán de acuerdo a la carga que van a estar sometidos, y sabemos que la máquina produce a los rodamientos cargas netamente radiales, por lo cual se seleccionan Rodamientos de Bolas.

Para proceder al cálculo determinamos primeramente las reacciones, que son las siguientes:

Las cargas producidas por cargas inerciales es cero, porque el sistema está en equilibrio dinámico.

Otra fuerza que debemos considerar es la que ejercen las bandas.

Por lo tanto se procederá a realizar una sumatoria de las fuerzas actuantes.

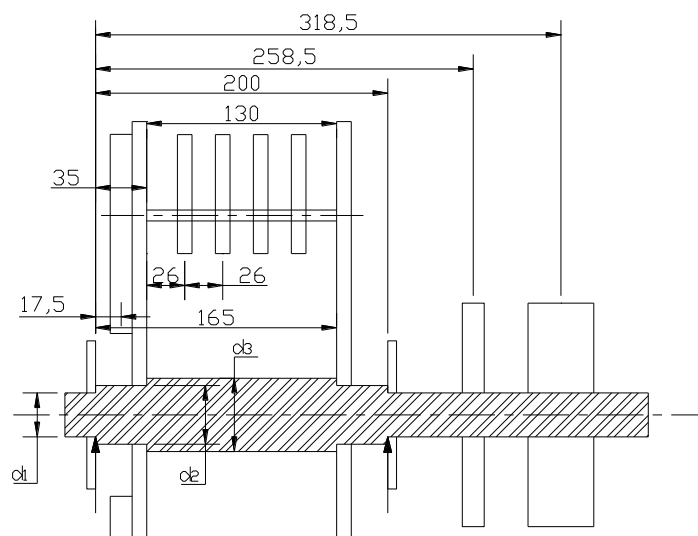


FIGURA 3.7

Longitudes de prueba de los componentes en el árbol de transmisión

Fuerza de las polea (eje X)

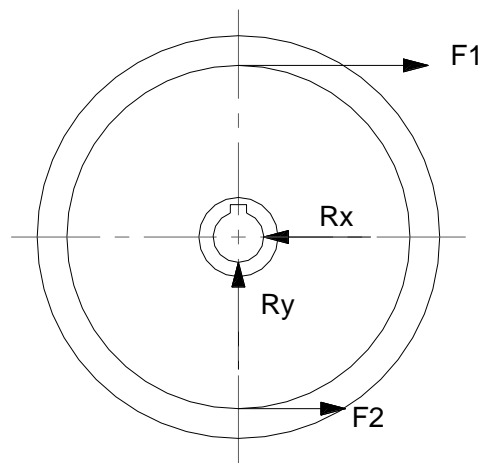


FIGURA 3.8

Distribución de fuerzas en la polea

Una banda en V tiene tensión en ambos lados, y la relación entre el lado tirante F_1 y F_2 en el lado “flojo” por lo general se supone de 5. La fuerza neta asociada con el par de torsión impulsor es de $F_n = F_1 - F_2$, pero la fuerza con la cual deflexiona el árbol es $F_s = F_1 + F_2$. Combinando estas relaciones, nos da $F_s = 1.5F_n$ desde el extremo de la polea:

$$F_n = \frac{T}{r} = \frac{32.4Nm}{76.2 \times 10^{-3}m} = 425.2N$$

$$F_s = 1.5 * F_n = 1.5(425.2) = 637.8N$$

Fuerza del sistema de corte (eje X y eje Y):

El valor máximo de fuerza, o la condición más crítica, se produce cuando el radio es mínimo,

$$F_n = \frac{T}{r}$$

$$F_n = \frac{32.4Nm}{30 \times 10^{-3}m} = 1080N$$

Fuerza del sistema de molino de martillos.

El sistema de martillos esta compuesto por cuatro martillos (por hilera), cada uno de los cuales ejercerá una fuerza al impactar con el producto que se desee procesar.

La fuerza de impacto la calcularemos de igual manera que se calculó la del sistema de corte, ya que el torque que es transmitido no varía a lo largo del árbol.

Entonces:

$$F_{\text{martillos}} = \frac{T}{r}$$

Donde r es el radio medio, que es la distancia donde se ubicará el pasador de soporte de los martillos.

$$F_{\text{martillos}} = \frac{32.4Nm}{90 \times 10^{-3}m} = 360N$$

Como son cuatro martillos la fuerza será $F_{\text{martillos}} = 4 \times 360N = 1440N$, y esta fuerza equivalente estará ubicada en el centro de la fila de los martillos.

Consideremos que las fuerzas, están concentradas cerca de sus respectivos centros. Se resuelve en función de las fuerzas de reacción en los planos xz y yz , mediante $\sum F_x = 0$, $\sum M_x = 0$ y $\sum F_y = 0$, $\sum M_y = 0$ con las dimensiones del árbol de prueba.

Entonces tenemos que:

$$\sum M_A = F_{sis.corte}(17.5 \times 10^{-3}) + F_{martillos}(85 \times 10^{-3}) + R_2(200 \times 10^{-3}) + F_{polea}(318.5 \times 10^{-3}) = 0$$

$$R_2 = -\frac{F_{sis.corte}(17.5) + F_{martillos}(85) + F_{polea}(318.5)}{(200)}$$

$$R_2 = -\frac{(1080)(17.5) + (1440)(85) + (637.8)(318.5)}{(200)} = -1722.2N$$

$$\Rightarrow R_2 = -1722.2N$$

$$\sum F = R_1 + F_{sis.corte} + F_{martillos} + R_2 + F_{polea} = 0$$

$$R_1 = -(F_{sis.corte} + F_{martillos} + R_2 + F_{polea})$$

$$R_1 = -(1080 + 1440 - 1722.2 + 637.8) = -1435.6N$$

$$R_1 = -1435.6N$$

de los valores calculados de las reacciones, se considera el mayor valor para ambos casos, este valor será de un valor de $R = 2000N$, ya que es un valor próximo al mayor calculado, este sería el valor de la carga radial que soportaría el rodamiento.

El valor de la carga axial va a existir, por el ángulo que posee la cuchilla y se asume para este cálculo, que el ángulo de ataque de la cuchilla es de 30° , por lo que la fuerza axial producida por el sistema de corte sería:

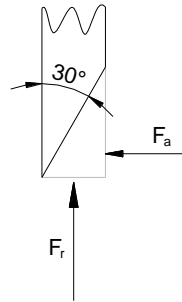


FIGURA 3.9

Ángulo de prueba y cargas existentes

$$F_{axial_corte} = 1080 \times \tan(30) = 624N$$

Para efectos de cálculo se asumirá $F_{axial_corte} = 700N$

TIPO DE APLICACIÓN	VIDA kh
Instrumentos y aparatos de poco uso frecuente	Hasta 0.5
Motores de avión	0.5 – 2
Máquinas para operación breve o intermitente, donde la interrupción del servicio es de poca importancia	4 – 8

Máquinas para servicio intermitente, donde la operación confiable es de gran importancia	8 – 14
Máquinas para el servicio de 8h que no siempre se utilizan plenamente	14 – 20
Máquinas para el servicio de 8h que se utilizan plenamente	20 – 30
Máquinas para servicio continuo las 24h	50 – 60
Máquinas para servicio continuo las 24h, donde la confiabilidad es de suma importancia.	100 – 200

TABLA IX

DURACION O VIDA UTIL DE RODAMIENTOS EN FUNCION DEL TIPO DE TRABAJO

La selección del tipo de rodamiento se lo hará de acuerdo a las características de las cargas, como se puede observar en los gráficos, la carga predominante es la radial.

Calcularemos un rodamiento de ranura profunda para las siguientes consideraciones [$F_r = 2000N$ $F_a = 700N$] y gira a 1750rpm.

En máquina para servicio intermitente, de la Tabla IX $L_{10} = 8KN$

$$C_r = \left[L_{10} * \frac{60n}{10^6} \right]^{1/p} * P_r$$

$$C_r = \left[8000 * \frac{60 * 1750}{10^6} \right]^{1/3} * P_r$$

$$C_r = 9.44 * P_r$$

la carga equivalente $P_r = X * F_r + Y * F_a$

\Rightarrow asumo $X = 1 \wedge Y = 0$ \therefore la carga axial no afecta en el cálculo

$$\Rightarrow P_r = 1 * F_r + 0 * F_a$$

$$\Rightarrow P_r = F_r = 2KN$$

$$\Rightarrow C_r = 9.44 * 2 = 18.88KN \quad \Rightarrow C_r = 18.88KN$$

Para la selección del rodamiento tendremos que tener conocimiento del diámetro del árbol. Este valor como veremos en la siguiente sección será de 35mm, este valor es el de referencia para determinar el diámetro interior del rodamiento, el procedimiento que se sigue es el que se usa regularmente para la selección.

El rodamiento más económico es el 6207 (referencia catálogo NTN en la pag. B-10).

$$C_r = 25.7KN \wedge C_a = 15.3KN$$

$$P_r = X * F_r + Y * F_a$$

$$\frac{F_a}{C_{or}} = \frac{0.7}{15.3} = 0.05 \Rightarrow \varepsilon = 0.26 \text{ (figura 3.12)}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0.7}{2} = 0.35 > \varepsilon \Rightarrow X = 0.56 \wedge Y = 1.72$$

calculamos nuevamente

$$\Rightarrow P_r = X * F_r + Y * F_a$$

$$\Rightarrow P_r = 0.56 * 2 + 1.72 * 0.7$$

$$\Rightarrow P_r = 2.324KN$$

$$\Rightarrow C_r = 9.44 * 2.324 = 21.94KN < C_r \text{ asumida } 25.7KN \Rightarrow OK$$

Entonces el rodamiento seleccionado es el 6207, en el apéndice A se pueden ver sus características.

**Carga equivalente del rodamiento
dinámica**
 $P = X F_r + Y F_a$

$\frac{F_a}{C_{or}}$	ε	$\frac{F_a}{F_r} \cdot \varepsilon$		$\frac{F_a}{F_r} \cdot \varepsilon$	
		X	Y	X	Y
0.010	0.18				2.46
0.020	0.20				2.14
0.040	0.24				1.83
0.070	0.27				1.61
0.10	0.29	1	0	0.56	1.48
0.15	0.32				1.35
0.20	0.35				1.25
0.30	0.38				1.13
0.40	0.41				1.05
0.50	0.44				1.00

estática

$$P_{or} = 0.6 F_r + 0.5 F_a$$

Donde $P_{or} < F_r$ use $P_{or} = F_r$

FIGURA 3.10

Pag. B-11, catalogo NTN

3.1.3. Diseño del árbol de transmisión

Sobre el árbol de transmisión van a ir montado tanto el porta cuchilla, el ventilador, como los martillos; estos ejercerán torques al árbol, el que debe estar muy bien dispuesto, ya que él es el receptor tanto como el trasmisor de movimiento que es proporcionado por el motor.

Para determinar las dimensiones que tendrá nuestro árbol y los esfuerzos que tendrá que soportar, tenemos que determinar las fuerzas que se ejercen sobre él, las mismas fueron realizadas en la sección.

Para poder visualizarlo, presento el siguiente diagrama del sistema

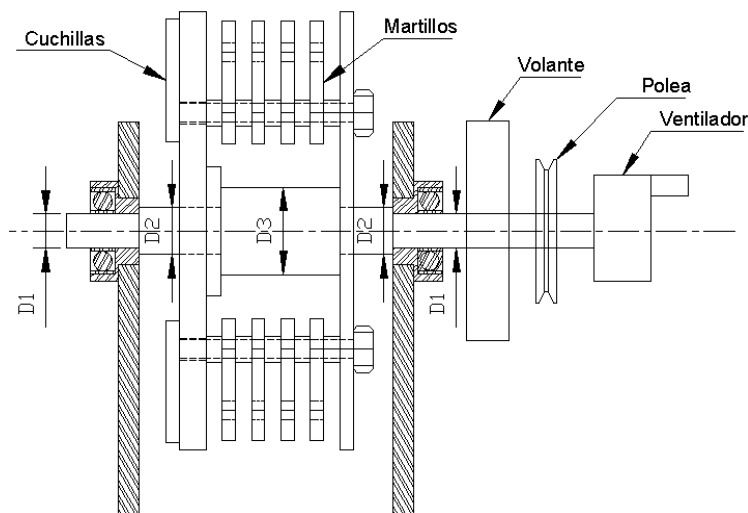


FIGURA 3.11

Partes que componen la máquina

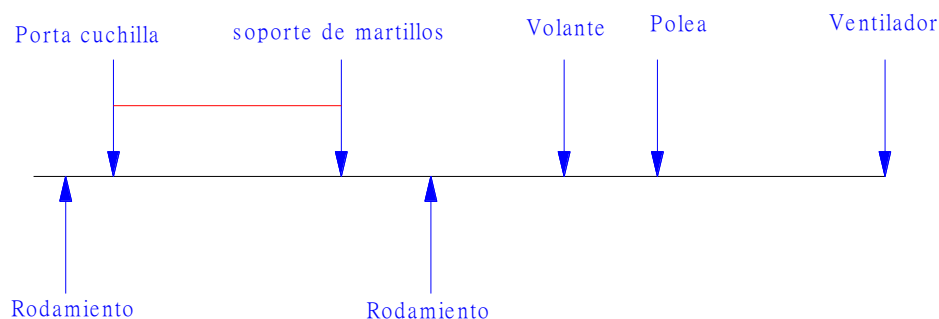


FIGURA 3.12

Fuerzas actuantes sobre el árbol de transmisión

Como podemos darnos cuenta en el diagrama habrá 7 fuerzas actuantes, de las cuales sólo se tomarán en cuenta 5, que son realmente las que producen una carga al sistema, casi en su totalidad ejercen esfuerzos de torsión, por el esquema se podría decir que existen también esfuerzos de flexión, pero como veremos después, dichos esfuerzos son muy pequeños, ya sea por el peso de los elementos, como por el efecto de la inercia sobre ellos al rotar a una gran velocidad; la fuerza ejercida por el temple de la banda que se aloja en la polea, puede producir mayores efectos en los rodamientos que en el eje.

El análisis que realizaré será dinámico, porque un estático fallaría en su propósito, ya que la máquina sólo trabaja cuando se encuentra en movimiento.

Primero determinaremos el par de torsión transmitido al árbol conociendo la potencia y la velocidad angular.

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{7457W * 1 \frac{N \cdot m / s}{W}}{1750rpm * \frac{2\pi \text{ rad} / s}{60 \text{ rpm}}} = 40.7Nm$$

Este par de torsión es valor máximo producido, que esta aplicado en la polea, y es uniforme en toda la longitud del árbol.

Con los datos obtenidos en la sección anterior podemos determinar la carga por corte y el momento de flexión, que actúan sobre la flecha. Se debe escribir de acuerdo a las funciones de singularidad una ecuación para la función de carga q , para proceder a integrarla para obtener una función de corte V y volver a integrarla para obtener la función de momento M , con estos datos se procederá a obtener la gráfica del comportamiento de los esfuerzos en el árbol.

La ecuación de singularidad de las cargas que soporta el árbol, nos permitirá graficar con una mayor claridad las cargas.

$$q = R_1 \langle z-0 \rangle^{-1} + F_{corte} \langle z-17.5 \rangle^{-1} + F_{martilla} \langle z-61 \rangle^{-1} + F_{martilla} \langle z-87 \rangle^{-1} \\ + F_{martilla} \langle z-113 \rangle^{-1} + F_{martilla} \langle z-139 \rangle^{-1} + R_2 \langle z-200 \rangle^{-1} + F_{polea} \langle z-318.5 \rangle^{-1}$$

$$V = R_1 \langle z-0 \rangle^0 + F_{corte} \langle z-17.5 \rangle^0 + F_{martilla} \langle z-61 \rangle^0 + F_{martilla} \langle z-87 \rangle^0 \\ + F_{martilla} \langle z-113 \rangle^0 + F_{martilla} \langle z-139 \rangle^0 + R_2 \langle z-200 \rangle^0 + F_{polea} \langle z-318.5 \rangle^0$$

$$V = -1435.6 \langle z-0 \rangle^0 + 1080 \langle z-17.5 \rangle^0 + 360 \langle z-61 \rangle^0 + 360 \langle z-87 \rangle^0 \\ + 360 \langle z-113 \rangle^0 + 360 \langle z-139 \rangle^0 - 1722.2 \langle z-200 \rangle^0 + 637.8 \langle z-318.5 \rangle^0$$

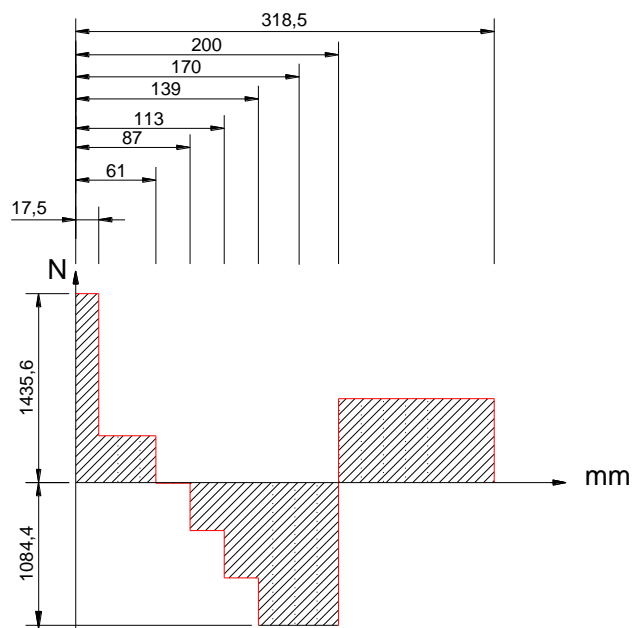


FIGURA 3.13

Diagrama de cortantes V

Como se puede ver en la gráfica el cortante máximo se produce en R_1 ,

entonces se tiene que $V_{\text{máx}} = 1435.6N$.

$$M = R_1 \langle z - 0 \rangle^1 + F_{\text{corte}} \langle z - 17.5 \rangle^1 + F_{\text{martilla}} \langle z - 61 \rangle^1 + F_{\text{martilla}} \langle z - 87 \rangle^1 \\ + F_{\text{martilla}} \langle z - 113 \rangle^1 + F_{\text{martilla}} \langle z - 139 \rangle^1 + R_2 \langle z - 200 \rangle^1 + F_{\text{polea}} \langle z - 318.5 \rangle^1$$

$$M = -1435.6 \langle z - 0 \rangle^1 + 1080 \langle z - 17.5 \rangle^1 + 360 \langle z - 61 \rangle^1 + 360 \langle z - 87 \rangle^1 \\ + 360 \langle z - 113 \rangle^1 + 360 \langle z - 139 \rangle^1 - 1722.2 \langle z - 200 \rangle^1 + 637.8 \langle z - 318.5 \rangle^1$$

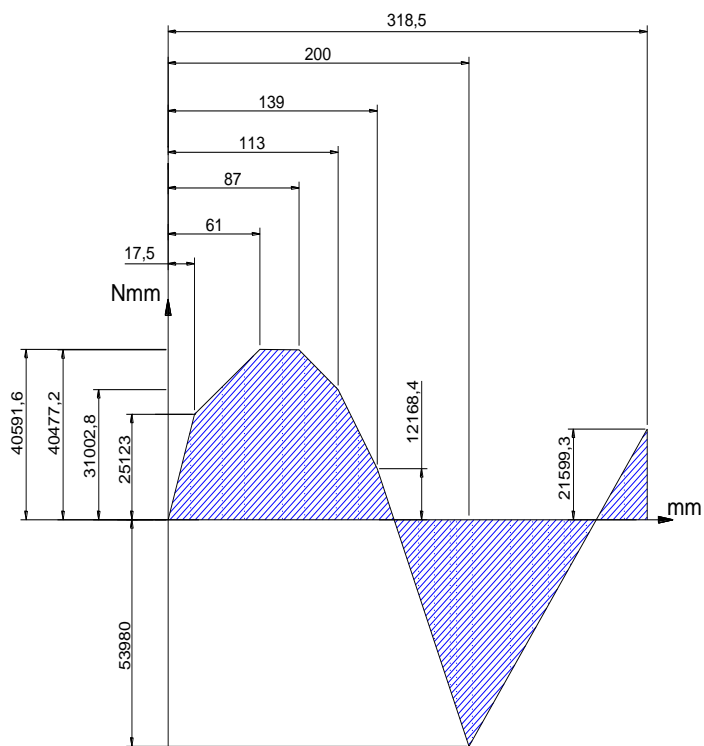


FIGURA 3.14

Diagrama de momentos M

Como se puede ver en la grafica el valor de $M_{\max} = 53.98 N \cdot m$.

Después de tener los valores de cortante y momento, seleccionaremos el material el cual se mecanizará el árbol. En base a las características de costo y aplicación seleccionaremos un acero laminado en frío al medio carbono, como es el acero SAE 1045, que tiene como propiedades mecánicas un $S_{ut} = 627 MPa$ y un $S_y = 531 MPa$.

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

$$\Rightarrow S_e' = 0.5S_{ut} = 0.5(627 MPa) = 313.5 MPa$$

este resultado debe modificarse aplicando los factores de carga, para poder determinar las diferencia entre la pieza de prueba y la pieza real.

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_e'$$

La carga es a flexión y a torsión por lo que C_{carga} es igual a 1.

$$k_b = \begin{cases} 0.869d^{-0.097} & 0.3 \text{ pulg} < d \leq 10 \text{ pulg} \\ 1 & d \leq 0.3 \text{ pulg} \text{ o } d \leq 8 \text{ mm} \\ 1.189d^{-0.097} & 8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm} \end{cases}$$

FIGURA 3.15

Factor de tamaño k_b

Al no conocer el tamaño de la pieza asumiremos un $C_{\text{tamaño}}=1$ y después lo ajustaremos.

Temperatura		k_d
°F	°C	
840	450	1.00
940	482	0.71
1020	550	0.42

FIGURA 3.16

Factor de temperatura k_d

La temperatura a la cual va a estar sometido el árbol no es elevada por lo que asumiremos un $C_{\text{temperatura}}=1$.

Confiabilidad, %	k_c
50	1.00
90	0.89
95	0.87
99	0.81

FIGURA 3.17

Factor de confiabilidad k_c

Por ser un diseño preliminar asumiremos una confiabilidad del 50%, por razón de $C_{\text{confiabilidad}} = 1$

Coefficientes para la ecuación de factor superficial					
Fuente: Shigley y Mischke, <i>Mechanical Engineering Design</i> , 5a ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1989, pág. 283 con permiso					
Acabado superficial	MPa		kpsi		
	<i>A</i>	<i>b</i>	<i>A</i>	<i>b</i>	
Rectificado	1.58	-0.085	1.34	-0.085	
Maquinado o estirado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265	
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718	
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995	

FIGURA 3.18

Coefficientes para la ecuación de k_a

Condición de la superficie	S_{ut} , miles de lb			
	60	120	180	240
Pulida	1.00	1.00	1.00	1.00
Rectificada	0.89	0.89	0.89	0.89
Maquinada o estirada en frío	0.84	0.71	0.66	0.63
Laminada en caliente	0.70	0.50	0.39	0.31
Según se forje	0.54	0.36	0.27	0.20

FIGURA 3.19**Factor de superficie k_a**

$$C_{\text{superficie}} = A(S_{ut})^b$$

$$C_{\text{superficie}} = 4.51(627)^{-0.265} = 0.818$$

Tenemos entonces que:

$$S_e = (1)(1)(0.818)(1)(1)(313.5MPa) = 256.44MPa$$

la sensibilidad de las muescas del material se determinan gráficamente o por medio de la siguiente ecuación, llamada fórmula de Kunn-Hardrath, en función de la constante de Neuber a y radio de la muesca r , ambos expresados en pulgadas.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

asumiendo un radio de muesca de $r = 0.01in$, el valor de \sqrt{a} se puede ver en el apéndice B.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.070}{0.1}} = 0.59$$

se determina el factor de concentración de esfuerzos a la fatiga, conforme al factor de concentración de esfuerzos que se ha asumido. En el punto más crítico, para esfuerzo a flexión asumimos un factor de concentración de esfuerzos de 3.5 ($K_t = 3.5$):

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.59(3.5 - 1) = 2.475$$

en un escalón cargado a torsión la concentración de esfuerzos es inferior que para la misma geometría, para carga a flexión, asumimos $K_{ts} = 2$:

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0.59(2 - 1) = 1.59$$

determinamos para nuestro análisis que no existe fluencia en el material, por lo que deberá aplicarse el mismo factor sobre el componente medio del esfuerzo a torsión:

$$K_{fsm} = K_{fs} = 1.59$$

planteamos ahora la ecuación para determinar el diámetro del árbol en el punto más crítico, mediante la magnitud del momento en dicho punto que es

$$M_{\max} = 53.98N * m$$

$$d_1 = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = \left\{ \frac{32(2.48)}{\pi} \left[\left(2.48 \frac{53.98Nm}{256.44 \times 10^6 N/m^2} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(1.59 \frac{40.7Nm}{531 \times 10^6 N/m^2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 0.0238m$$

si K_{fsm} se hace igual a 1, como recomienda ASME entonces el resultado de la ecuación nos da $d_1 = 0.0237m$. Usando la ecuación general

$$d_1 = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{\left(K_f M_a \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fs} T_a \right)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{\left(K_{fm} M_m \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} T_m \right)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = \left\{ \frac{32(2.48)}{\pi} \left[\frac{\sqrt{((2.48)(53.98))^2 + \frac{3}{4}((1.59)(40.7))^2}}{256.44 \times 10^6} + \frac{\sqrt{((2.48)(53.98))^2 + \frac{3}{4}((1.59)(40.7))^2}}{627 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} = 0.0272m$$

El resultado que se obtiene usando esta ecuación es el más conservador, y prevé una falla a la fatiga.

Tendremos que considerar los puntos donde se encuentran dispuestas cuñas porque en este sitio se tiene un factor de concentración de esfuerzo mayor, asumimos entonces un valor de $K_t = 4$.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.59(4 - 1) = 2.77$$

en este caso el factor de concentración de esfuerzo por fatiga a la torsión

$$K_{fs} = K_f$$

entonces el diámetro mínimo, que se recomienda es de:

$$d_2 = \left\{ \frac{32(2.77)}{\pi} \left[\frac{\sqrt{((2.77)(25.123))^2 + \frac{3}{4}((2.77)(40.7))^2}}{256.44 \times 10^6} + \frac{\sqrt{((2.77)(25.123))^2 + \frac{3}{4}((2.77)(40.7))^2}}{627 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} = 0.0265m$$

se debe considerar también como un probable punto de falla, donde se asienta la polea, vemos que el cuñero para la polea está en una región de momentos iguales igual a cero por lo que se variara el factor de concentración de esfuerzos.

$$d_3 = \left\{ \frac{32(2.48)}{\pi} \left[\frac{\sqrt{((2.48)(40.592))^2 + \frac{3}{4}((1.59)(40.7))^2}}{256.44 \times 10^6} + \frac{\sqrt{((2.48)(40.592))^2 + \frac{3}{4}((1.59)(40.7))^2}}{627 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} = 0.0252m$$

en conclusión, con el valor de estos diámetros calculados, se pueden determinar dimensiones seguras y razonables, tomando en consideración el maquinado del árbol, y las dimensiones del material que se puede conseguir en el mercado.

Aplicando un margen de seguridad de 1.25 tendremos que la dimensión del $d_1 = 35mm$ que será la mínima dimensión que alcance el árbol, el diámetro que tendrá el árbol será de $d = 50mm$, que se utilizará para el mecanizado de los escalones, que sirven de tope a los elementos.

3.2. Diseño del Sistema de Corte

3.2.1. Diseño del disco Porta Cuchilla

El disco porta-cuchilla será el encargado de transmitir la potencia a las cuchillas, en el se va a encontrar los pernos de sujeción que son los encargados de mantener la cuchilla en su posición y transmitir los efectos de corte al disco porta cuchilla; por esto debemos determinar las dimensiones adecuadas que tendrá el disco porta-cuchilla y el modo de funcionamiento del mismo.

La sujeción del disco porta-cuchilla al árbol en este caso será por medio de cuñas que son las encargadas de impedir que exista deslizamiento entre el porta cuchillas y el árbol de transmisión.

El porta-cuchilla a su vez servirá de apoyo para las barras que soportan los martillos, que junto con otro disco de apoyo tendrán la tarea de soportar los esfuerzos de torsión y de aplastamiento, que se tendrá al entrar en funcionamiento los mismos.

Cabe indicar que la masa es un factor muy importante, por la relación directa que guarda con la inercia, ya que este tipo de mecanismos estará diseñado para trabajar a grandes velocidades.

Los esfuerzos principales serán de torsión y cortante.

Procediendo al cálculo, se debe determinar los esfuerzos del portacuchilla tomando como asunción que es un solo elemento con las cuchillas, el efecto que producen los martillos será pequeño en comparación con los producidos por el proceso que realiza al efectuar el corte, en base a esto se dimensionará el espesor, ya que el portacuchilla también se comporta como un volante.

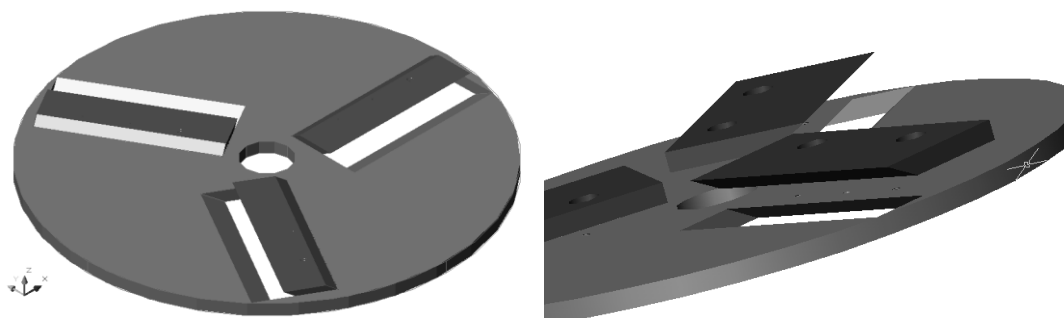


FIGURA 3.20

Disco Porta Cuchilla

Como se puede apreciar en la figura, el porta cuchilla no es más que un disco que sirve de soporte a las cuchillas y a las flechas que sirven de asiento donde se disponen los martillos

La ubicación de los agujeros, tienen que ser de forma de mantener la simetría con respecto al eje del disco.

Se debe considerar que en el comienzo del capítulo, se dieron unas dimensiones previas debido a una demanda de producción, conociendo de este hecho, procederemos a calcular los esfuerzos producidos y sus factores de seguridad, el calculo de los mismos será de manera igual a que si se estuviese calculando un volante.

Tenemos entonces que las dimensiones que se utilizaran para realizar el cálculo son las siguientes:

$$r_0 = 180mm \text{ (Radio exterior)}$$

$$r_i = 20mm \text{ (Radio interior)}$$

$$e = 10mm \text{ (Espesor)}$$

Los esfuerzos que se producen son de característica tangencial y radial, que se expresan en las siguientes ecuaciones:

El esfuerzo tangencial de un volante de disco sólido en función de su radio es

$$\sigma_t = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \left(\frac{3+\nu}{8} \right) \left(r_i^2 + r_0^2 + \frac{r_i^2 r_0^2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} r^2 \right)$$

y el esfuerzo radial de un volante de disco sólido en función de su radio es

$$\sigma_r = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \left(\frac{3+\nu}{8} \right) \left(r_i^2 + r_0^2 - \frac{r_i^2 r_0^2}{r^2} - r^2 \right)$$

Donde:

γ = peso específico del material

ω = velocidad angular en rad/s

r_0 = radio exterior

r_i = radio interior

r = radio donde se desea obtener el esfuerzo

Se puede ver en las ecuaciones que existe una diferencia, entre el esfuerzo tangencial y radial, la misma es que el esfuerzo tangencial es mayor ,y que el punto donde se produce un mayor esfuerzo tangencial es cuando r es igual a r_i pero a la vez el esfuerzo radial es cero. Por lo que en nuestro cálculo usaremos como crítico el esfuerzo tangencial. Evaluando r como r_i y además utilizando una velocidad de 1750 r.p.m., los datos que se evaluarán son los siguientes:

$$\gamma = 76005.2 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\omega = 1750 \text{rpm} = 183.26 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$r_0 = 0.18 \text{m}$$

$$r_i = 0.02 \text{m}$$

$$r = 0.02 \text{m}$$

se reemplaza los datos en la ecuación teniendo precaución en el uso de las unidades, para que el resultado sea coherente, entonces en la ecuación del esfuerzo tangencial obtenemos que el esfuerzo tangencial es:

$$\sigma_t = \frac{76005.2}{9.8} (183.26)^2 \left(\frac{3 + 0.28}{8} \right)^* \left((0.02)^2 + (0.18)^2 + \frac{(0.02)^2 (0.18)^2}{(0.02)^2} - \frac{1 + 3(0.28)}{3 + (0.28)} (0.02)^2 \right)$$

$$\sigma_t = 107 \text{MPa}$$

éste valor de esfuerzo se lo tiene que multiplicar por un factor de concentración de esfuerzo, debido a que se ha calculado asumiendo que es un disco sólido simple, y no se ha tomado en cuenta los destajes que lleva

para permitir el ingreso de material, por lo tanto se necesita asumir un valor que pueda considerarse en un rango seguro, con un $K_t = 1.25$ es posible tener un diseño reservado.

$$\sigma'_t = \sigma_t * K_t = 107 * 1.25 = 133.75MPa$$

por la característica del elemento, puede usarse para el diseño un acero SAE-1010 que tiene como propiedades un $S_y = 180MPa$ y $S_{ut} = 320MPa$, con estos valores se procede a encontrar el factor de seguridad.

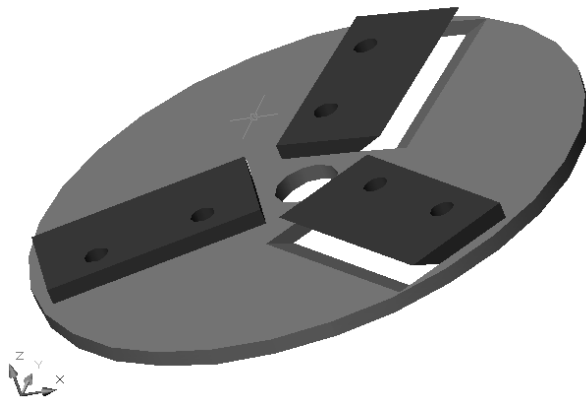
$$n = \frac{S_y}{\sigma'_t} = \frac{180MPa}{133.75Mpa} = 1.4$$

3.2.2. Diseño de las Cuchillas

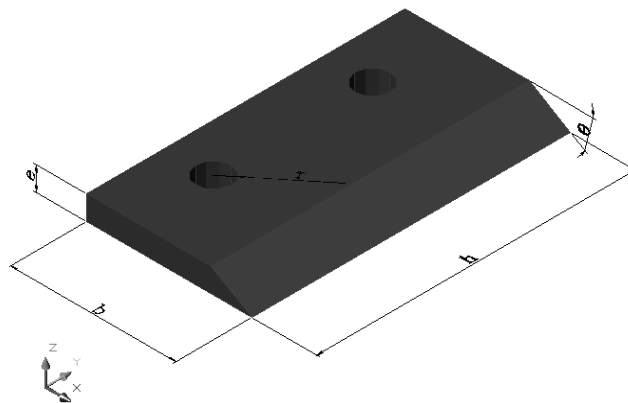
Para el diseño de las cuchillas, tendremos que determinar la fuerza requerida para cortar el rastrojo, para el análisis de corte obviaremos las consideraciones que se deben tomar cuando es un rastrojo seco o uno húmedo, para evitar introducir muchos parámetros que harán variar la forma y dimensión de la cuchilla; al igual que los martillos éstos giran a una gran velocidad, la cual hará que la cuchilla esté sometida a una fricción casi constante, al igual que a un esfuerzo de corte.

El efecto del corte del rastrojo, se presume de forma similar a un simple esfuerzo de cizallamiento, el cual corta al material usando la cuchilla que gira a una determinada velocidad, que hace que el material quede seccionado. Aunque además del corte se produce un desgarramiento en las fibras por la fuerza que posee las cuchillas al girar a grandes revoluciones.

En la figura 3.23, se podrá ver la forma asumida para la cuchilla y la posición con respecto al portacuchillas, con su debida sujeción.

**FIGURA 3.21****Sistema de corte**

Como podemos observar en el gráfico las cuchillas son de forma rectangular y tienen un cierto ángulo que va a ser el ángulo de corte.

**FIGURA 3.22****Dimensiones consideradas en la cuchilla**

Para los cálculos, se ha asumido que la cuchilla tiene un ángulo de inclinación de 30° , por considerarse un ángulo que disminuye el esfuerzo en el plano vertical, según las observaciones hechas por algunos textos, estas consideraciones se tienen que conocer para determinar un ángulo que no aumente las vibraciones y los impactos que pueden ser peligrosos si se considera que se pueden formar armónicos que puedan colapsar el árbol donde se encuentran dispuestos todos los elementos. Asumiremos nuevamente que el ángulo de corte es variable, en nuestro caso utilizaremos tres ángulos de prueba uno de 30° , otro de 45° y otro de 60° , en base a estos veremos la relación entre el ángulo de corte y el comportamiento de los esfuerzos; basado en este análisis se determinará cual es el ángulo de cuchilla más óptimo y si alguno de los asumidos es el más conveniente en nuestro diseño, y por lo tanto el que deberá llevar la cuchilla.

Las dimensiones que tiene la cuchilla la podemos observar en el gráfico; vemos que es de una forma muy sencilla, debido que se deben simplificar las operaciones para obtener un mejor resultado.

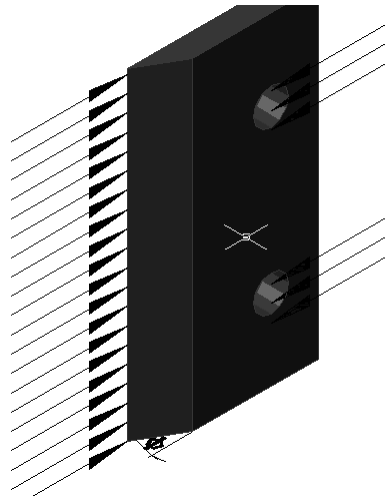


FIGURA 3.23

Fuerzas ejercidas sobre cuchilla

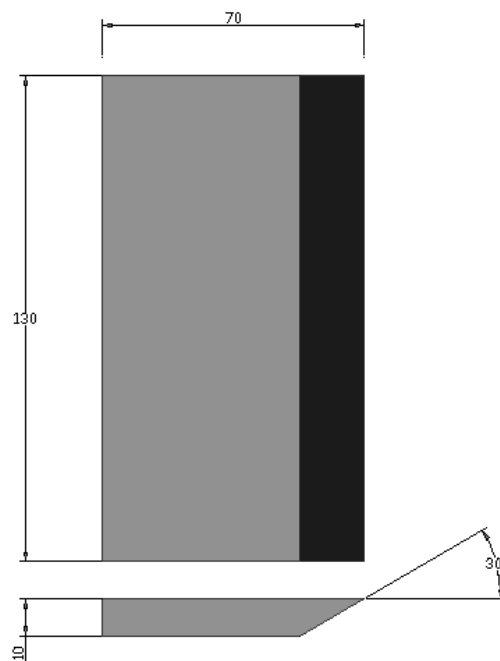


FIGURA 3.24

Dimensiones asumidas para la cuchilla

Como podemos observar en esta figura la fuerza será ejercida sobre la cara de corte, esta fuerza va a producir varios clases de esfuerzos en la cuchilla, un esfuerzo de aplastamiento, un esfuerzo cortante, y un esfuerzo de flexión debido al ángulo.

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

De las condiciones consideradas en la primera parte del capítulo, sabemos que el valor referencial máximo de fuerza que se necesita para realizar satisfactoriamente el corte, es de $F_{corte} = 1080N$

En nuestro caso las dimensiones de la cuchilla serán de, 135mm de largo con un espesor de 10mm y una longitud de 70mm.

El esfuerzo medio de aplastamiento es

$$\sigma_{prueba} = 3 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Por las condiciones de trabajo el material que se empleará para mecanizar la cuchillas será un acero SAE/AISI S-1 que tiene como propiedades un $S_y = 60kpsi = 414MPa$ y un $S_{ut} = 100kpsi = 689MPa$.

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{414MPa}{3MPa} = 138$$

Análisis de falla de las cuchillas por fatiga

Determinaremos el factor de seguridad para evitar fallas por fatiga producidos en la cuchilla, ya que ellas van de un esfuerzo máximo cuando actúan los dos esfuerzos combinados hasta cuando actúan sobre ellas un solo esfuerzo lo que denominamos esfuerzos fluctuantes.

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

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

$$\Rightarrow S_e' = 0.5S_{ut} = 0.5(689MPa) = 344.5MPa$$

este resultado debe modificarse aplicando los factores de carga, para poder determinar las diferencias entre la pieza de prueba y la pieza real.

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_e'$$

La carga es a axial por lo que C_{carga} es igual a 0.7.

Los factores que se encuentran en la figura de factor de tamaño, son sólo validos para partes cilíndricas por lo que, conociendo el tamaño de la cuchilla, podremos determinar el factor de carga utilizando un diámetro equivalente, según la formula siguiente:

$$d_{equivalente} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}}$$

Donde el valor A_{95} para una sección rectangular es:

$$A_{95} = 0.05b * h = 0.05 * 10 * 130 = 65mm^2$$

$$d_{equivalente} = \sqrt{\frac{65}{0.0766}} = 29.1mm$$

$$C_{tamaño} = 1.189 * 29.1^{-0.097} = 0.86$$

La temperatura de operación no es elevada por lo que asumiremos un

$$C_{temperatura} = 1.$$

Por ser un diseño preliminar asumiremos una confiabilidad del 50%, por

razón de $C_{confiabilidad} = 1$

$$C_{\text{superficie}} = A(S_{ut})^b$$

$$C_{\text{superficie}} = 2.7(100)^{-0.265} = 0.797$$

Tenemos entonces que:

$$S_e = (1)(0.86)(0.797)(1)(1)(344.5MPa) = 236.13MPa$$

La cuchilla esta sometida a esfuerzos fluctuantes ya que tiene un esfuerzo máximo cuando se encuentra en proceso de corte, y un esfuerzo de cero porque permanece un tiempo sin realizar ninguna acción.

$$\sigma_{\text{max}} = 3MPa \text{ y } \sigma_{\text{min}} = 0MPa$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2} = \frac{3+0}{2} = 1.5MPa$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} = \frac{3-0}{2} = 1.5MPa$$

Utilizando la relación de Goodman modificada:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Despejando

$$n = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma_a S_{ut} + \sigma_m S_e}$$

Reemplazando los valores tenemos que:

$$n = \frac{(236.13)(689)}{(1.5)(689) + (1.5)(236.13)} = 117$$

como se puede observar los valores de factor de seguridad son muy elevados, la justificación de esto es que la operación para que las que son diseñados los elementos de corte, tienen requerimientos muy pequeños, en comparación a la capacidad que nos brindan los materiales en el mercado, esto no quiere decir que puede usarse un material para la elaboración de las cuchillas de menor calidad , porque el efecto de fatiga por el corte y por la corrosión, son de mucha consideración en la elección del material, considerando esto se producen valores significativamente grandes, en comparación de esfuerzos, sin considerar las dimensiones que se requieren.

3.2.3. Diseño de martillos

La función de los martillos es la de impactar la materia que ingrese por la entrada después de pasar por las cuchillas, es decir que se transforma de simplemente un cortador a un molino de martillos, que es muy comúnmente usado para la desgerminación de granos, desclasificación de basura, picadora de pasto, etc. La manera en la cual este funciona es impactando con los martillos lo que se desee moler, con una fuerza superior a la del material introducido, que se determina mediante la fuerza de impacto que se produce básicamente por la inercia y la velocidad de rotación.

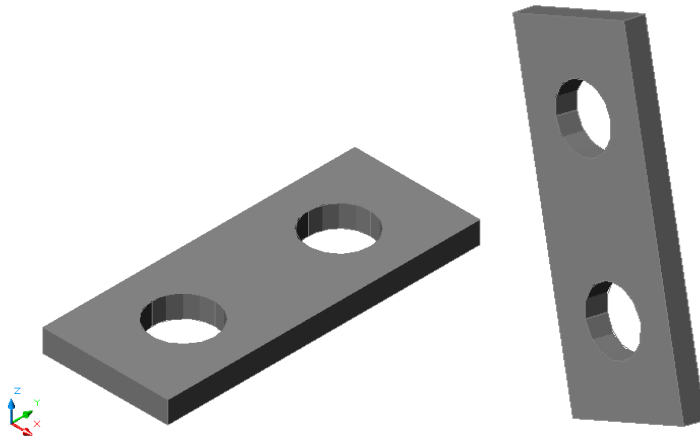
Para el desarrollo de los cálculos se comenzará asumiendo los siguientes parámetros:

El número de martillos será de 4 por hilera (posteriormente en base al análisis se podrá incrementar el número para mayor producción)

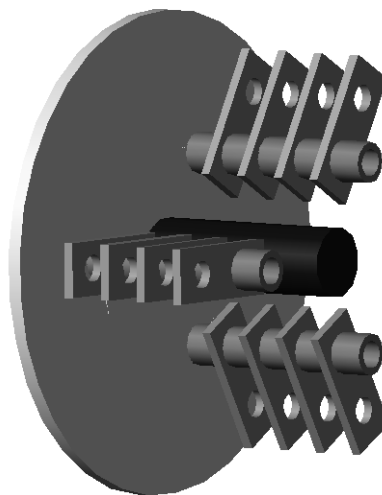
La velocidad de rotación será de 1750rpm (la transmitida en todo el sistema)

La barra rectangular será de acero AISI/SAE S1 al igual que el de las cuchillas.

La materia a procesar es una variable que se verá luego de definido el cálculo.

**FIGURA 3.25****Forma preliminar de los martillos**

La forma de la pieza preliminar tendrá esta forma con la cual se comenzará el proceso de cálculo determinando las dimensiones más convenientes.

**FIGURA 3.26****Sistema de martillos**

Primero debemos saber la fuerza que se requerirá para aplastar el rastrojo seco, comenzaremos asumiendo un valor preliminar de trabajo.

Otro de los puntos que tenemos que citar es, el de cómo estarán sujetos los martillos, las formas de sujeción de los martillos pueden ser variada, pero tenemos que tomar en cuenta cuál de ellas nos presenta mayores ventajas y facilidad para poder realizar una operación de desmontaje, sabiendo que los martillos son de naturaleza dinámica, por lo que debe permitírseles el movimiento.

Podemos ver en la figura 16, la opción de diseño que se presenta y las condiciones del porqué poner en práctica la opción sugerida, con un simple análisis basado en el criterio de ingeniería desarrollado, uno de los más importantes, es el apoyo que le da al disco portacuchillas, que por su diámetro en comparación con el espesor podría dar lugar a un pandeo y como consecuencia un fallo en la cuña, lo que terminaría en el colapso de la máquina.

Para proceder al cálculo se asumirá las dimensiones de los martillos basándonos en las dimensiones iniciales, la velocidad a la cual gira, se asumió en un principio; la inercia que posean los martillos están en relación directa con la velocidad ya que depende de esta necesariamente para efectuar la operación de moler.

Como se puede suponer las aspas realizan dos funciones, primero la de impactar al producto y después hacerlo impactar contra el cilindro de impacto.

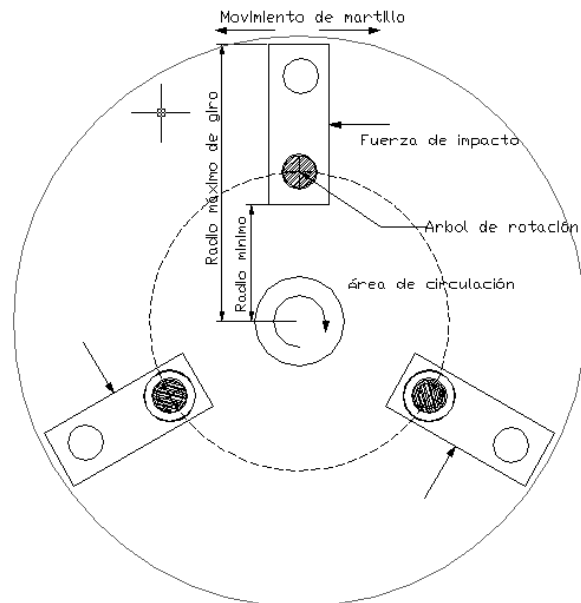


FIGURA 3.27

Descripción de sistema de martillos

Como se puede ver en la figura el sistema de martillos girara sobre un árbol, con esto se logra que se produzca una amortiguación en el movimiento, reduciendo los torques fluctuantes que se producen al estar en operación. El torque que se produce no es transmitido al árbol de transmisión, porque al estar girando libremente el sistema sólo depende de la inercia de los martillos.

Habiendo descrito el sistema procederemos a efectuar el cálculo

Por cálculos realizados anteriormente sabemos que la fuerza producida por cada martillo es de:

$$F_{\text{martillos}} = 360N$$

Esta será la fuerza mínima con la cual el rastrojo seco impactara con el martillo.

Ahora calcularemos el esfuerzo producido en el martillo por aplastamiento, considerando que él no tiene una sección homogénea.

Entonces el esfuerzo de aplastamiento será:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F_n}{A_{\text{impacto}}}$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{360}{e * h}$$

por lo tanto la eficiencia será:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{\text{aplastamiento}}}$$

Si se asume una eficiencia de 5 entonces

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{S_y}{n} = \frac{414MPa}{5} = 82.8MPa$$

$$e = \frac{360N}{82.8 \times 10^6 Pa * 0.11m} = 4.43 \times 10^{-5} m$$

como se puede ver la fuerza que resiste el material es muy inferior a su capacidad, pero por tratarse de martillos, las dimensiones que debe poseer para efectuar la operación de molido, depende de un área de impacto que permita abarcar casi en su total dimensión el material que se esté procesando, por lo que determinamos que el espesor será de 10 mm.

Por lo tanto las dimensiones de los martillos serán las siguientes:

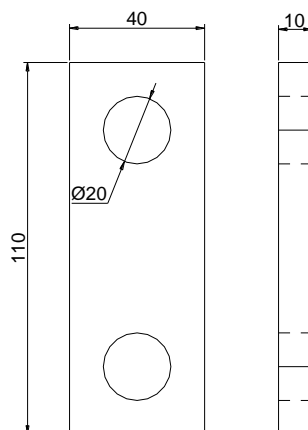


FIGURA 3.28

Dimensiones asumidas para los martillos

Se determina la fuerza centrífuga

$$F_{centrifuga} = m\omega^2 R$$

de anexo X sabemos que la $\rho_{acero} = 7800 \frac{Kg}{m^3}$, y del calculo de las dimensiones del martillo tenemos que $V = (0.01)(0.04)(0.11) = 44 \times 10^{-6} m^3$

$$F_{centrifuga} = Vx\rho * \omega^2 R$$

$$F_{centrifuga} = (7800 \frac{Kg}{m^3})(44 \times 10^{-6} m^3) \left(1725 \frac{rev}{min} * \frac{1 min}{60s} * \frac{2\pi}{rev} \right)^2 (0.09m) = 1008N$$

este valor de la fuerza centrífuga nos indica que el martillo permanecerá en su posición después de impactar con la materia a procesar, ya que es mayor que la fuerza tangencial que posee.

Análisis de falla de los martillos por fatiga

Se determinará el factor de seguridad para evitar fallas por fatiga producidos en los martillos, ya que estos trabajarán con cargas variables, aleatorias.

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

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

$$\Rightarrow S_e' = 0.5S_{ut} = 0.5(659MPa) = 344.5MPa$$

Este resultado debe modificarse aplicando los factores de carga, para poder determinar las diferencias entre la pieza de prueba y la pieza real.

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_e'$$

La carga es axial por lo que C_{carga} es igual a 0.7.

los factores que se encuentran en la figura de factor de tamaño, son sólo validos para partes cilíndricas por lo que, conociendo el tamaño de la cuchilla, podremos determinar el factor de carga utilizando un diámetro equivalente, según la formula siguiente:

$$d_{equivalente} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}}$$

donde el valor A_{95} para una sección rectangular es:

$$A_{95} = 0.05b * h = 0.05 * 10 * 110 = 55mm^2$$

$$d_{equivalente} = \sqrt{\frac{55}{0.0766}} = 26.8mm$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * 26.8^{-0.097} = 0.86$$

La temperatura de operación no es elevada por lo que asumiremos un

$$C_{\text{temperatura}} = 1.$$

Por ser un diseño preliminar asumiremos una confiabilidad del 50%, por

razón de $C_{\text{confiabilidad}} = 1$

$$C_{\text{superficie}} = A(S_{ut})^b$$

$$C_{\text{superficie}} = 2.7(100)^{-0.265} = 0.797$$

Tenemos entonces que:

$$S_e = (1)(0.86)(0.797)(1)(1)(344.5MPa) = 236.13MPa$$

Los martillos están sometidos a esfuerzos fluctuantes ya que tiene un esfuerzo máximo cuando se encuentra en proceso de molienda, y un esfuerzo de cero porque en intervalos no tiene carga.

De lo asumido en la parte anterior tenemos que:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = 82.8MPa$$

$$\sigma_{\max} = 82.8 \text{MPa} \text{ y } \sigma_{\min} = 0 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{82.8 + 0}{2} = 41.4 \text{MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{82.8 - 0}{2} = 41.4 \text{MPa}$$

Utilizando la relación de Goodman modificada:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Despejando

$$n = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma_a S_{ut} + \sigma_m S_e}$$

Reemplazando los valores tenemos que:

$$n = \frac{(236.13)(689)}{(41.4)(689) + (41.4)(236.13)} = 4$$

3.2.4. Cálculo del volante

Los volantes sirven para suavizar las variaciones en la velocidad de una flecha causada por las fluctuaciones en el par de torsión. Muchas máquinas tienen patrones de carga que hacen que la función par de torsión-tiempo varíe a lo largo del ciclo. Si la fuente del par de torsión propulsor o del par de torsión de carga es de naturaleza fluctuante, entonces por lo general se requiere un volante.

El volante es un dispositivo de almacenamiento de energía. Al acelerarse absorbe y almacena energía cinética y devuelve energía al sistema cuando éste lo necesita reduciendo su velocidad de rotación.

Tenemos entonces que el torque máximo que produce el sistema es de:

$$T = 40.7Nm$$

El comportamiento del sistema será aproximadamente, como se muestra en la figura 3.29

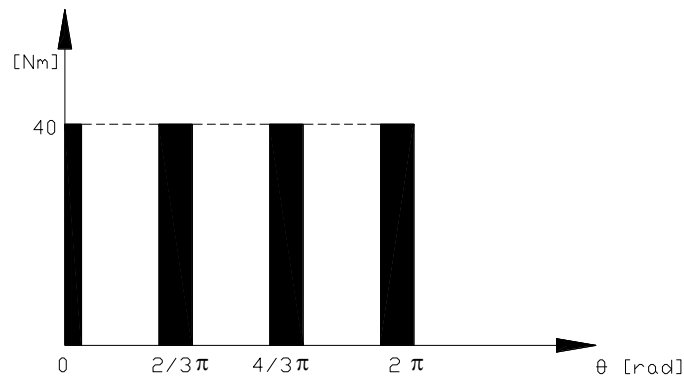


FIGURA 3.29

Diagrama de pulsos en el sistema

Nuestras funciones de par de torsión rara vez serán armónicas puras, pero el error introducido al utilizar esta expresión como aproximación al promedio es aceptable.

Encontramos el cambio requerido en energía cinética E_k integrando la curva del par de torsión.

$$E_k = \int_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} (T_l - T_{prom}) d\theta$$

Del diagrama podemos calcular la cantidad de energía necesaria

$$E_k = (40Nm - 20Nm) \left(\frac{4}{3}\pi - \frac{2}{3}\pi \right) = 20Nm * \frac{2}{3}\pi = 41.89Nm$$

Se debe seleccionar el coeficiente de fluctuación, que es un parámetro de diseño que el diseñador debe seleccionar. Se suele establecer en un valor entre 0.01 y 0.05 para maquinaria de precisión, o tan alto como 0.20 para maquinaria de trituración o molinos.

En la siguiente tabla podemos ver algunos valores del coeficiente de fluctuación C_f

<i>Tipo de máquina</i>	C_f
Maquinaria de machaqueo	0,200
Maquinaria eléctrica	0,003
Maquinaria eléctrica, transmisión directa	0,002
Motores con transmisión por correas	0,030
Maquinaria para molinos harineros	0,020
Transmisión rueda dentada	0,020
Martillos	0,200
Máquinas herramientas	0,030
Maquinaria para fabricación de papel	0,025
Bombas	0,030-0,050
Maquinaria de corte	0,030-0,050
Maquinaria de hilanderías	0,010-0,020
Maquinaria textil	0,025

* *Mechanical Engineers Handbook, de Kent, 12.ª edición, «Design and Production», pág. 7-40.*

TABLA XI

Coeficiente de Fluctuación

Cuanto menor sea el valor escogido tanto mayor tendrá que ser el volante. Esto plantea un término medio de diseño. Un volante más grande agregará

mayor costo y peso al sistema, además debe considerarse la uniformidad de operación que se desea.

Después de calcular la cantidad de energía necesaria, haber definido la velocidad de rotación del árbol de transmisión y el coeficiente de fluctuación deseado, según las características de nuestro equipo. Con todos estos datos, podemos determinar un momento de inercia de masa requerido para el sistema I_s

$$I_s = \frac{E_k}{C_f \omega_{prom}^2} = \frac{41.89 Nm}{0.2 \left(1750 \frac{rev}{min} * \frac{2\pi}{rev} * \frac{min}{60s} \right)^2} = 6.23 \times 10^{-3} Nm * s^2$$

El volante sólo necesita suministrar parte de esta cifra si están presentes otras masas en rotación, como la armadura de un motor. Supondremos que el volante aportara toda la inercia requerida, lo que hace que $I_m = I_s$

Entonces se dimensionará el volante para este momento de inercia.

Supondremos un acero con $\rho = 7800 \frac{kg}{m^3}$ y un radio interior de $r_i = 17.5 \times 10^{-3} m$, que es el que se determino anteriormente en el cálculo del árbol de transmisión.

$$I_m = \frac{\pi}{2} \rho (r_o^4 + r_i^4) * t$$

$$6.23 \times 10^{-3} \text{ Nm} \cdot \text{s}^2 = \frac{\pi}{2} 7800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} (r_o^4 - (17.5 \times 10^{-3})^4) \cdot t$$

$$(r_o^4 - 9.38 \times 10^{-8}) \cdot t = 5.09 \times 10^{-7}$$

De esta ecuación con los datos dados, se puede obtener el I_s requerido, mediante una infinidad de combinaciones de radios r_o y de espesores t del volante.

Asumamos un espesor de 10 mm., tenemos que:

$$\Rightarrow (r_o^4 - 9.38 \times 10^{-8}) \cdot (10 \times 10^{-3}) = 5.09 \times 10^{-7}$$

$$\Rightarrow r_o = 0.085 \text{ m} = 85 \text{ mm}$$

Una vez que se tiene definida la geometría del volante, se puede calcular la velocidad de rotación a la cual se iniciará la fluencia, mediante el límite de fluencia elástico como valor de esfuerzo.

$$\Rightarrow \sigma_y = S_y = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \left(\frac{3+\nu}{8} \right) \left(r_i^2 + r_o^2 + \frac{r_i^2 r_o^2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} r^2 \right)$$

$$\Rightarrow S_y = \frac{\gamma}{g} \omega_{fluencia}^2 \left(\frac{3+\nu}{8} \right) \left(r_i^2 + r_o^2 + \frac{r_i^2 r_o^2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} r^2 \right)$$

$$\Rightarrow 180 \times 10^6 = (7800) \omega_{fluencia}^2 \left(\frac{3 + 0.28}{8} \right) \left(\frac{(17.5 \times 10^{-3})^2 + (85 \times 10^{-3})^2 + \frac{(17.5 \times 10^{-3})^2 (85 \times 10^{-3})^2}{(17.5 \times 10^{-3})^2}}{1 + 3(0.28)} - \frac{(85 \times 10^{-3})^2}{3 + 0.28} \right)$$

$$\Rightarrow \omega_{fluencia} = 2293 \frac{rad}{seg}$$

Dado que estas velocidades de operación causan falla, se puede calcular un factor de seguridad contra el exceso de velocidad a partir de

$$N_{os} = \frac{\omega_{fluencia}}{\omega} = \frac{2293}{1750} = 1.3$$

3.3. Diseño del sistema de eliminación de polvos para rastrojos secos.

3.3.1. Cálculo del ciclón

El ciclón es un recolector de polvos, que funciona impulsando las partículas hacia una pared sólida, en donde se adhieren entre si para formar aglomerados que se pueden extraer.

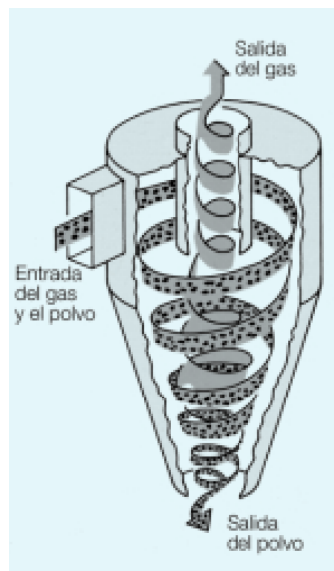


FIGURA 3.30

Descripción de funcionamiento del ciclón

Los parámetros clave en el diseño de un ciclón son la **eficiencia** y la **pérdida de carga**.

Aún no se ha podido definir de manera teórica exacta, de cómo funciona un ciclón. Casi en su totalidad las aproximaciones, se encuentran en la determinación del diámetro de la partícula crítico, es decir, aquel diámetro de la partícula a partir del cual todas las de mayor diámetro serían retenidas.

Las aproximaciones establecen algunas suposiciones relativas al modelo de flujo del gas y la trayectoria seguida por la partícula dentro del ciclón.

Entonces surge la llamada ecuación de **Rosin – Rammier**, que es bastante exacta para la estimación de la eficacia de los ciclones. La suposición realizada es que, la corriente del gas realiza un determinado número de vueltas a una velocidad constante e igual a la de la entrada de la corriente gaseosa en el ciclón, sin tomar en cuenta efectos de mezclado ni turbulencia.

La **eficiencia** se define a partir del **diámetro de corte** que equivale a aquel diámetro para el que la curva de eficiencia tiene un valor del 50%. Este valor constituye una medida del tamaño de las partículas capturadas.

Diámetro de corte, su definición proporciona una medida del tamaño de las partículas capturadas y del tamaño que pasa por un colector de partículas. Una coladera para la cocina – un plato de lámina metálica con agujeros uniformes y circulares, tiene un diámetro de corte; entonces el diámetro de corte sería el diámetro de los agujeros.

Tenemos entonces que la ecuación del **diámetro de corte** es la siguiente:

$$D_{corte} = \left(\frac{9B_c \mu}{2\pi N V_c \rho_{part}} \right)^{1/2}$$

donde:

B_c es una dimensión que representa el ancho de la entrada del ciclón, suele ser función del diámetro del ciclón.

N es el número de vueltas que el gas realiza alrededor del ciclón antes de que salga del área de captura, normalmente **$N=5$**

V_c es la velocidad del gas en la admisión del ciclón.

μ viscosidad del fluido (para el aire su valor es de $1.8 * 10^{-5} \frac{Kg}{m * s}$)

ρ_{part} densidad de la partícula (para el aire su valor es de $200 \frac{Kg}{m^3}$)

Con esto realizaremos el cálculo del diámetro de corte:

Sabiendo que la velocidad típica de admisión de un ciclón suele ser de **15 – 20 m/s**. esta velocidad se establece por motivos de pérdida de carga, para vencer la pérdida de carga existente se recurre a un ventilador o un soplante.

Dados :

- $V_c = 20 \text{ m/s}$
- $N = 5$
- $\mu = 1.8 * 10^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{m} * \text{s}}$
- $\rho_{part} = 2000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Con estos datos procedo a determinar el diámetro de corte.

$$D_{corte} = \left(\frac{9 * 1.8 * 10^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{m} * \text{s}}}{2 * \pi * 5 * 20 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 2000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} B_c \right)^{1/2}$$

$$D_{corte} = 1.14 * 10^{-5} (B_c)^{1/2} [m]$$

<i>D_{corte}</i>	<i>B_c</i>
2,53885E-06	0,05
3,59048E-06	0,1
5,07771E-06	0,2
6,21889E-06	0,3
7,18096E-06	0,4
8,02856E-06	0,5

TABLA XII

D_{corte} Vs B_c

Considerando que las partículas que se producirán en el proceso de picado y molienda de rastrojos secos tendrán un tamaño de aproximadamente 5 micras, podremos asumir el valor de $B_c = 0.1[m]$, por lo que tendremos un diámetro de corte de $D_{corte} = 4\mu$ con lo cual se garantiza que partículas de mayor diámetro no pasaran.

A partir de aquí podemos expresar el **rendimiento** con la siguiente ecuación, que representa de manera satisfactoria los datos experimentales.

$$\eta = \frac{(D/D_{corte})^2}{1+(D/D_{corte})^2}$$

donde:

D es el diámetro de la partícula que se quiere remover (asumimos por características del tipo de partícula un diámetro de 10μ).

$$\Rightarrow \eta = \frac{(10/4)^2}{1+(10/4)^2} = 0.862$$

$$\Rightarrow \eta = \%86.2$$

Como vemos este es un resultado que esta dentro de los rangos normales para ciclones que trabajan con este tamaño de partículas.

El valor del diámetro de la partícula es asumido mediante tablas con las condiciones de posible trabajo, pero si queremos aumentar la eficiencia debemos reducir el tamaño del ciclón, pero debemos tener en cuenta que un ciclón de características pequeñas esta limitada a una baja producción en la máquina, lo cual merma la capacidad instalada.

Si se mide la presión del tubo que conduce el gas hacia el ciclón y la presión el tubo que sale de éste, se encontrará que la presión en la admisión es más alta.

Entonces la pérdida de carga se puede representar por la siguiente ecuación:

$$\Delta P = K \left(\frac{\rho_{gas} V_c^2}{2} \right)$$

K es un parámetro cuyo valor suele ser normalmente igual a 8.

La velocidad de corte para cálculos se puede asumir como la de entrada que

hemos asumido $V_c = 20 \text{ m/s}$.

Y como fluido asumimos aire a condiciones normales $\rho_{gas} = 1.2 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

$$\Rightarrow \Delta P = 8 * \left(1.2 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) * \left(20 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 * \left(\frac{1}{2} \right) * \left(\frac{\text{N} * \text{s}^2}{\text{Kg} * \text{m}} \right)$$

$$\Rightarrow \Delta P = 1920 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 1.92 \text{ kPa}$$

Consideraciones de selección:

Una vez determinado los valores más idóneos de B_c procedemos a dar las dimensiones del ciclón mediante las referencias, que determinan que el ciclón debe guardar unas determinadas relaciones, que se pueden observar en la siguiente figura.

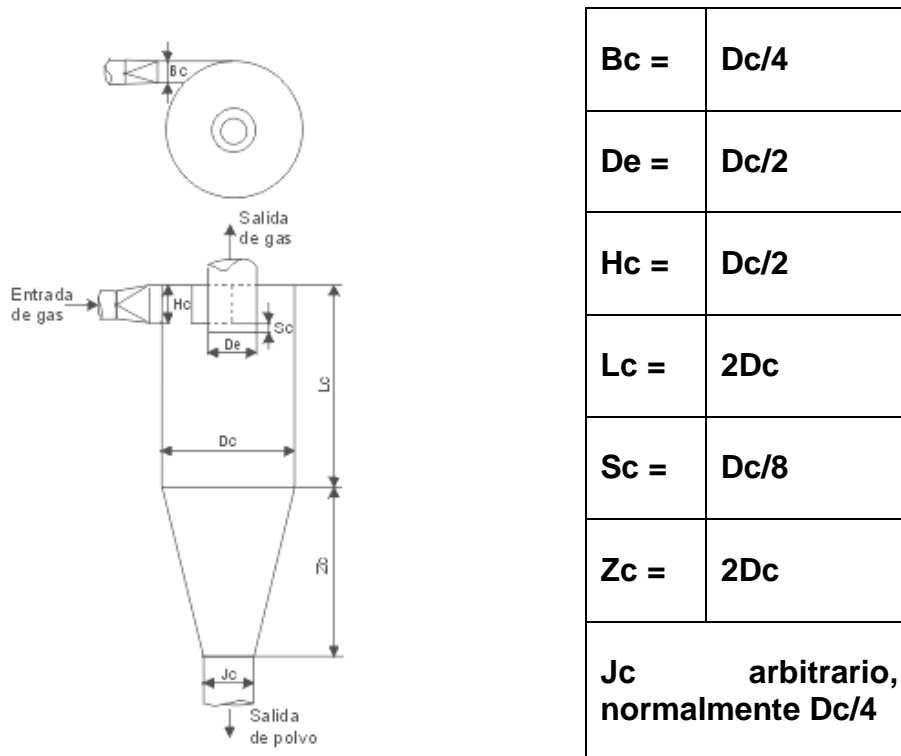


FIGURA 3.31

Relaciones de proporcionalidad

De las relaciones de proporcionalidad conociendo la dimensión de B_c , procedemos a dimensionar el ciclón, con lo cual las medidas del ciclón serían las siguientes:

Bc =	400/4	100mm
De =	400/2	200
Hc =	400/2	200
Lc =	2(400)	800
Sc =	400/8	50
Zc =	2(400)	800
Jc =	400/4	100mm

TABLA XIII

Dimensiones asumidas para el ciclón

3.3.2. Cálculo del ventilador.

La velocidad típica de admisión de un ciclón suele ser de **15 – 20 m/s**. esta velocidad se establece por motivos de pérdida de carga, para vencer la pérdida de carga existente se recurre a un ventilador o un soplante. Existen dos posibilidades de colocación del ventilador: bien en impulsión o bien en

aspiración, colocándolo antes del ciclón en la primera opción o bien tras el ciclón en la segunda opción.

Selección de la potencia consumida por el Ventilador:

La potencia del ventilador viene dada por:

$$P_m = \frac{P_f}{\eta_m}$$

Donde:

P_f Es la potencia que se entrega al fluido, y viene dado por: $P_f = Q * \Delta P$

η_m es la eficiencia mecánica del ventilador.

Donde el caudal de entrada de aire del ciclón esta dado por:

$$Q = V_c * A$$

la velocidad es la misma que se asumió anteriormente que es la de la entrada del ciclón $V_c = 20m/s$, y después de haber dimensionado el ciclón determinamos en área de entrada $A = B_c * H_c = 0.1 * 0.2 = 0.02m^2$.

$$\Rightarrow Q = 20 \frac{m}{s} * 0.02m^2$$

$$\Rightarrow Q = 24 \frac{m^3}{min}$$

Caída de presión por dispositivo instalado (ΔP):

La caída de presión es la que ya calculamos, la producida por el ciclón que es:

$$\Rightarrow \Delta P = 1920 \frac{N}{m^2} = 1.92kPa$$

a este valor le sumamos un 10% por las perdidas que se presenten en la tubería

$$\Rightarrow \Delta P = 2112 \frac{N}{m^2}$$

Asumimos la eficiencia del ventilador, como $\eta_m = \%80$

$$P_m = \frac{P_f}{n_m} = \frac{Q * \Delta P}{n_m} = \frac{24 \frac{m^3}{min} * \frac{1min}{60s} * 2112 \frac{N}{m^2} * \left(\frac{W * s}{N * m} \right)}{0.8}$$

$$\Rightarrow P_m = 1056W \approx 1.42Hp$$

3.4. Diseño de la Estructura de la Máquina

La estructura de la máquina va estar compuesta por una parte que se refiere a la sujeción de las piezas de la máquina, otra que es la del ingreso del material, y la tercera que consiste en el apoyo de la máquina.

La parte del cuerpo es muy importante porque va ha ser este el que rigidice y no permita la vibración

3.4.1. Diseño de tolva de alimentación

Las tolvas de alimentación en este tipo de maquinarias se realizaran de dos maneras, una que contiene el rastrojo para procesar, y otra que se la utilizara para almacenar granos o materias similares, para la primera, no es más que diseñar una de las paredes de la tolva, considerando el ángulo de deslizamiento; para determinar el ángulo de deslizamiento, se requerirían de muchas pruebas, las cuales son muy diversas para la combinación de los rastrojos existentes en nuestro país. Teniendo en cuenta esto, el diseño de la tolva de alimentación se hará basado en tablas existentes de ángulos de deslizamiento, lo que nos dejará sólo con la variable de la capacidad de alimentación, independiente de las propiedades de cada uno de los rastrojos, se podría proponer como solución, si se desconociesen los datos experimentales, la posibilidad en el diseño de poder variar el ángulo de talud, de manera similar a como funcionan los camiones de carga donde la

inclinación del balde es regulado mediante un sistema hidráulico, haciendo con esto de que el ángulo de deslizamiento no impida el correcto funcionamiento del sistema.

Sin embargo por la funcionalidad de la máquina va a tener una pequeña tolva que cumpla con el requerimiento de almacenamiento en tránsito de la materia que se está procesando. Dicha materia puede ser por ejemplo maíz en granos, que es de múltiple uso en las haciendas como alimento de animales de granja.

Primero considerando la abertura de entrada, seleccionada en la primera parte, y las restricciones hechas en consideración de una longitud óptima para la manipulación, tendremos las dimensiones que nos permitirán poder abarcar en gran medida la variedad de rastrojos existentes.

En la siguiente tabla se pueden ver los ángulos de reposo de algunos materiales y en base a esto seleccionará el más conveniente en el diseño, para permitir un correcto desempeño, y funcionalidad.

Material transportado	Ángulo máximo de inclinación, grados*	Material transportado	Ángulo máximo de inclinación, grados*
Alúmina, seca, flujo libre, terrones de 1/8"	10 a 12	Minerales (véase piedra)	15-20
Granos enteros	8	Paquetes	15-25
Carbón, antracita	16	Palets, dependiendo del tamaño, la capa del material y la concentricidad (taconita, fertilizante, etc.)	5-15
Carbón, bituminoso, clasificado por tamaños, terrones de más de 4 in	15	Roca (véase piedra)	15-20
Carbón, bituminoso, clasificado por tamaños, terrones de 4 in o menos	16	Arena, flujo muy libre¶	15
Carbón, bituminoso, sin clasificar†	18	Arena, poca fluidez (humedad) §	20
Carbón, bituminoso, finos, flujo libre†	20	Arena, de fundición templada	24
Carbón, bituminoso, finos, poca fluidez§	22	Piedra, clasificada por tamaños, terrones de más de 4 in	15
Coque, clasificado por tamaños	17	Piedra, clasificada por tamaños, terrones de 4 in o menos, pero de más de 3/8 in	16
Coque, sin clasificar por tamaños	18	Piedra, sin clasificar por tamaños, terrones de más de 4 in	16
Coque, finos y cisco	20	Piedra, sin clasificar por tamaños, terrones de 4 in o menos pero de más de 3/8 in	18
Tierra, flujo libre†	20	Piedra, finos de 3/8 in o menos	20
Tierra, poca fluidez§	22	Astillas de madera	27
Grava, clasificada por tamaños, lavada	12		
Grava, clasificada por tamaños, sin lavar	15		
Grava, sin clasificar por tamaños	18		
Cereales	8-16		

* Para transportadores ascendentes cuando estén cargados de manera uniforme y con alimentación constante.

† Busque las definiciones de "clasificado por tamaños" y "sin clasificar por tamaños" en la segunda nota al pie (†) de la tabla 3-3, según se usan en las columnas de material transportado de la tabla 3-2.

‡ Ángulo de reposo de 30 a 45°.

§ Ángulo de reposo mayor de 45°.

¶ Muy mojado o muy seco, con ángulo de reposo inferior a 30°.

TABLA XIV

Ángulo máximo de inclinación

Como se observa en la tabla anterior la mayoría de materiales tienden a deslizarse con un ángulo superior a los 30°, por lo que se asumirá un ángulo de 35° para disponer la tolva de entrada de rastrojo a ser picado.

Las dimensiones de entrada del producto son:

$$b = 120mm$$

$$h = 70mm$$

la longitud optima para la manipulación manual es de 50 mm, que permiten agrupar al rastrojo, y ponerlo en la tolva de entrada.

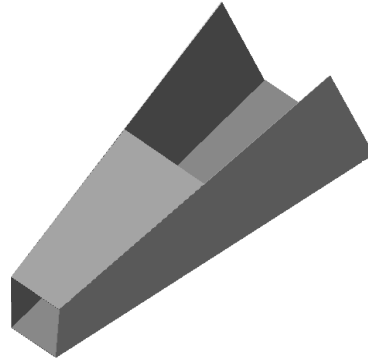


FIGURA 3.32

Forma preliminar de tolva

Ya que se tiene la forma que tendrá la tolva, se calculara el espesor de la pared, sabiendo que la longitud es de 50cm tenemos que

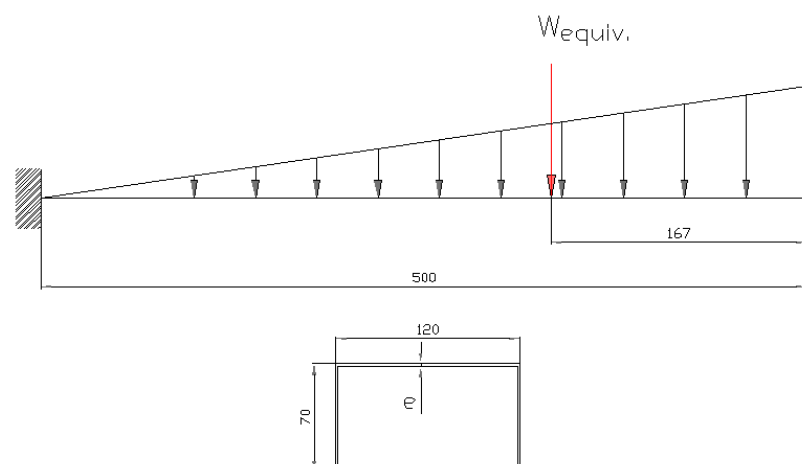
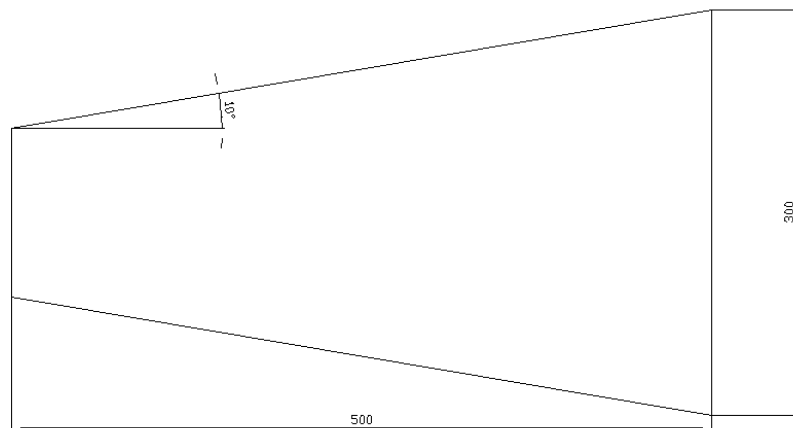


FIGURA 3.33**Fuerzas actuantes sobre la tolva**

el peso que actúa en la tolva es igual al peso de la viga más el peso del material, tenemos entonces que el volumen que contendrá será de :

**FIGURA 3.34****Dimensiones consideradas para la tolva**

$$V = B * \frac{h}{3}$$

donde:

B área de la base

h altura del prisma

$$V = (300) * (100) * \frac{500}{3} = 5 \times 10^6 \text{ mm}^3 = 5 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

sabemos que : $m = \rho * V$ y que $W = m * g = \rho * V * g$

la densidad es un valor asumido dentro de los valores de posibles materiales

$$\text{a transportarse } \rho = 800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$W = (800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}) * (5 \times 10^{-3} \text{ m}^3) * (9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) = 39.2 \text{ N}$$

el momento será:

$$M = (333 \times 10^{-3} \text{ m}) * (39.2 \text{ N}) = 13.1 \text{ Nm}$$

$$\Rightarrow \text{ el esfuerzo de flexión es } \sigma = \frac{MC}{I}$$

para un acero SAE 1010, y con un factor de seguridad igual a 2

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \Rightarrow \sigma = \frac{S_y}{n} = \frac{300 \text{ MPa}}{2} = 150 \text{ MPa}$$

despejando tenemos:

$$I = \frac{MC}{\sigma} = \frac{(13.1 \text{ Nm}) * (3.5 \times 10^{-3} \text{ m})}{150 \times 10^6 \text{ Pa}} = 3.1 \times 10^{-10} \text{ m}^4$$

$$I_{total} = I_{exterior} - I_{interior} = \frac{1}{12} \left((b * h^3 - (b - e)(h - e)^3) \right), \text{ despejando el espesor (e)}$$

$$(b * h^3) - (12) * (3.1 \times 10^{-10} m^4) = (b - e)(h - e)^3$$

$$e^4 - e^3(b + 3h) + e^2(3bh + 3h^2) - e(3bh^2 + h^3) = (b * h^3) - (12) * (3.1 \times 10^{-10} m^4) - bh^3$$

$$e^4 - e^3 33 \times 10^{-2} + e^2 39.9 \times 10^{-3} - e(21 \times 10^{-4}) + 37.2 \times 10^{-10} = 0$$

resolviendo la ecuación:

$$e = 1.77 \times 10^{-4} m$$

por tratarse de un valor muy pequeño, se selecciona un espesor de pared de 1.5mm.

3.4.2. Diseño del cuerpo de la máquina

Esta placa se la diseñara por aplastamiento, el material a utilizarse es el acero AISI 1010 que tiene como propiedades $S_y = 180MPa$ y $S_{ut} = 320MPa$

El peso unitario del acero es de $W = 0.28 \frac{lb}{in^3} = \frac{N}{m^3}$

Para utilizar este valor cálculo el valor del volumen del sistema, para este caso no utilizare fórmulas, sino que simplemente utilizare las ventajas que me da el programa **autocad** que me permite obtener la propiedades de los elementos utilizados simplemente aplicando un comando, la descripción del mismo estará documentada en el apéndice **J**.

Por lo tanto el volumen de los elementos que componen el sistema es:

$$V = 2.89 \times 10^{-3} m^3$$

el peso del sistema es :

$$\Rightarrow P = w * V = \left(76 \times 10^3 \frac{N}{m^3} \right) * (2.89 \times 10^{-3} m^3) = 219.66 N .$$

$$P = 1611 + 219.66 N = 1831 N$$

calcularemos la placa con $n=2$

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{2} = \frac{300}{2} = 150MPa$$

$$\sigma_{perm} = \frac{F}{A} = \frac{F}{t * d}$$

=> despejando para t

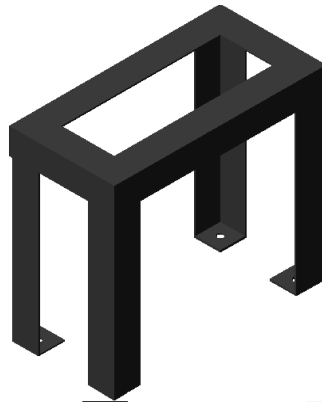
$$t = \frac{F}{\sigma_{perm} * d} \Rightarrow t = \frac{1831N}{150 \times 10^6 \times 0.1} = 1.22 \times 10^{-4}$$

$$\Rightarrow t = 6mm$$

con este espesor la lamina no fallara por aplastamiento. Esta lamina esta sometida a compresión, es muy delgada respecto a su longitud, bajo la acción de una carga fallará por flexión o pandeo ante una carga mucho menor que la necesaria que romperla por aplastamiento.

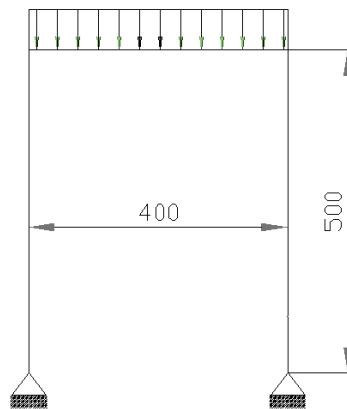
Estructura soporte

Se debe calcular la estructura, en la cual va ha descansar el cuerpo de la maquina, es decir que se va ha montar las placas calculadas con anterioridad, los soportes o patas de la máquina serán el descanso de las mismas, esta estructura estará constituida por cuatro soportes, como se muestra en la figura 3.35

**FIGURA 3.35****Estructura soporte**

Para el cálculo analizaremos sólo un soporte, ya que todos ellos tendrán una misma carga.

El diagrama de fuerzas es el siguiente:

**FIGURA 3.36****Fuerzas actuantes en el soporte**

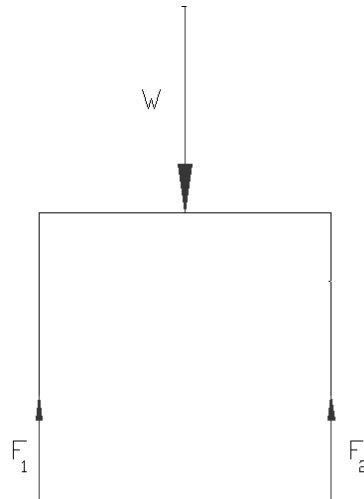


FIGURA 3.37

Diagrama de fuerzas actuantes en el soporte

Se puede ver que la carga W genera un aplastamiento en el soporte y además genera un momento probablemente flexara a uno de los soportes, la carga W tiene un valor de 2000N aproximadamente, pero como es la mitad de lo soportes la carga será de 1000N, dato calculado en el anterior calculo, la distancia que hay entre los soportes es de 0.4m que es la mayor distancia y por lo tanto la más crítica. El esfuerzo será igual a:

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

El esfuerzo de compresión que genera la carga, cuyo valor es de 500N para un solo soporte, será:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Por simplicidad se recomienda utilizar un perfil L de acero A-36 , que tiene un $S_y = 248.4MPa$, se asume un factor de seguridad de 2, por tratarse de un elemento que soporta una carga estática.

$$\sigma = \frac{S_y}{A} = \frac{248.4}{2} = 124.2MPa$$

Sabiendo que $\sigma = K(\sigma_1 + \sigma_2)$, se escoge un factor de concentración de esfuerzos de $K = 2$, recomendado cuando se tiene soportes de maquinaria ligera que son impulsadas con un árbol de transmisión o motor.

Se tiene la ecuación siguiente:

$$\frac{\sigma}{2} \geq \frac{M}{Z} + \frac{F}{A}$$

$$\Rightarrow \frac{124.2}{2} \geq \frac{100}{Z} + \frac{500}{A}$$

de esta ecuación, se varían los parámetros, según los datos que se encuentran en tablas, hasta que se satisfaga la ecuación, se tendrá entonces un perfil L adecuado para utilizarlo en la construcción de la estructura.

De la tabla del apéndice K se escoge un perfil de prueba, en este caso se escogerá un perfil L de lados iguales, escojamos un perfil de 30-30-5, reemplazando sus características:

$$62.1x \geq \frac{100}{1.04x10^{-6}} + \frac{500}{2.78x10^{-4}} \Rightarrow 62.1x10^6 \geq 97x10^6$$

⇒ no cumple , ahora seleccionemos el 45-45-5

$$62.1x10^6 \geq \frac{100}{4.3x10^{-6}} + \frac{500}{2.43x10^{-4}} \Rightarrow 62.1x10^6 \geq 25.31x10^6$$

⇒ si cumple , pero es muy grande, ahora seleccionemos el 40-40-6

$$62.1x10^6 \geq \frac{100}{4.48x10^{-6}} + \frac{500}{2.26x10^{-4}} \Rightarrow 62.1x10^6 \geq 45.36x10^6$$

Por lo tanto el perfil L 40x40x6, cumple con los requerimientos.

CAPITULO 4

ANALISIS ECONOMICO

El costo de la máquina que se desarrollo en la presente tesis, se determina considerando diversos factores, como son los costos directos e indirectos. Los factores se deben determinar asumiendo los costos reales y sin dejar de lado, los pequeños detalles.

Para todo análisis se toman en cuenta estos tres factores:

- * Materiales directos.

- * Mano de obra directa.

- * Costos indirectos de fabricación.

Materiales.

Son los principales recursos que se usan en la producción; éstos se transforman en bienes terminados con la adición de mano de obra directa y costos indirectos de fabricación.

Para determinar la cantidad y el costo de cada material, se colocara en la hoja con las respectivas especificaciones, de acuerdo a lo que se puede conseguir en el mercado.

Con el presupuesto de materiales, tendremos el primer valor del total del costo por cada máquina.

Los valores de los materiales a utilizarse en la construcción de la máquina se detallan a continuación:

Motor 10Hp	\$585
------------	-------

Poleas Hierro fundido	\$12
Banda en V Tipo C de 65" (2 unidades)	\$13
Rodamiento NTN 6207	\$ 9.8
Plancha 6mm	\$112.17
Plancha 1.5mm	\$32
Torta Φ 360mm – 10mm	\$17.55
Platina DF2 130mm-70mm-10mm (15 pedazos)	\$97.50
Platina XW5 130mm-70mm-10mm (15 pedazos)	\$144.75
Tratamiento térmico DF2 (10.64Kilos)	\$6/Kilo (\$64)
Árbol Φ 50mm SAE1045 (long. 400mm)	\$1.50/Kilo (\$10)
Árbol Φ 20mm - 130mm SAE1010 (3 pedazos)	\$9
L 40x40x6	\$12
Ventilador soplador	\$250

Costo de materiales a emplearse = \$1224.02

Costo de mano de obra = \$ 734.41

Costo de montaje = \$ 70

Se calcula un beneficio del 25%, que es un valor que incluye los gastos indirectos de fabricación.

Beneficio 25% = \$507.11

Costo total = \$ 2535.54

CAPITULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. El recurso para la obtención de abono orgánico podrá ser aprovechado con mayor eficiencia y en grandes cantidades, por tratarse de un recurso natural renovable, de bajo costo, es abundante, de rápido crecimiento, buen contenido de sustancias aptas para la producción del abono, fácil de manejar, de buen desempeño, facilidad de ser procesado, ventajas en el medio que promueven una mayor eficiencia y disminución de energía para el proceso de compostaje.
2. La diversidad de los cultivos, es conveniente porque los compuestos que se encuentran en los rastrojos, proporcionan una mayor cantidad de sustancias nutrientes, por lo que mejora las propiedades del abono.

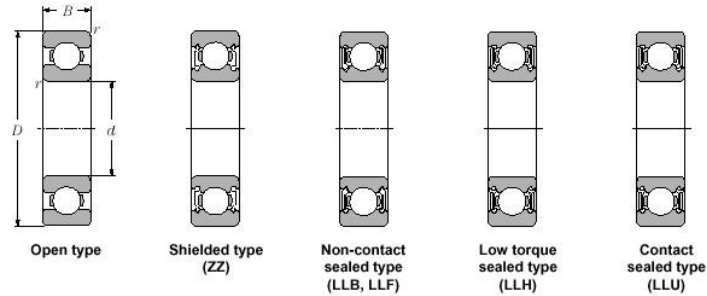
3. De los datos obtenidos durante el proceso de investigación, se puede recalcar que la utilización de la máquina picadora moledora, abarca un gran número de cultivos utilizados en el medio, basándose en la resistencia mecánica que posee cada uno de ellos, se ha tomado en consideración la abrasividad, y el deterioro por la humedad encontrada en los rastrojos verdes.
4. La utilización de este tipo de máquinas tiene una gran ventaja como la de la versatilidad obtenida, al poder ser utilizada para poder moler granos, el cual se utiliza para la alimentación de animales de granja.
5. Los mecanismos de transmisión de potencia pueden ser de diversa índole, la misma puede ser transmitida, mediante motores eléctricos, mediante un motor de combustión interna o adaptándolo a un tractor. Todos estos suministros de potencia se deben calcular previamente para la utilización en el sistema.
6. Para el desarrollo de este tipo de máquinas en la resolución de problemas de carácter similar, se pueden realizar adaptaciones de nuevos mecanismos.

7. La producción de abonos orgánicos, a pequeña escala facilita la competitividad al tener menores egresos por el uso de la tecnología.
8. La variación de las leyes a nivel internacional, cada vez más próximas restringirían el ingreso de la producción de cosechas por el uso de abonos no orgánicos.
9. Se sugiere que la secuencia del proyecto llegue a su fin, la cual basándose en el presente trabajo debería planificarse para la ejecución y culminación del proyecto, efectuando las debidas pruebas, para evaluar la real eficiencia que tendría este tipo de máquina en el desarrollo de una agricultura ecológica, y las correcciones si es que hubiera, para alcanzar un correcto funcionamiento de la misma.
10. El último punto en acotar es la sugerencia a las autoridades y organismos de investigación de la ESPOL, incentivar y apoyar proyectos que, como éste, presenten soluciones a los problemas en especial de sectores abandonados, y de vital importancia en la economía nacional a los que no se les ha brindado la posibilidad del uso de la tecnología para un correcto desarrollo en su ejercicio.

APENDICES

APÉNDICE A

Tabla para selección de rodamientos NTN



d 20• 85mm

d	Boundary dimensions				Basic load ratings				Limiting speeds				Bearing numbers				
	mm		$r_{s, min}$	r_{NS} min	dynamic		static		rpm				open type	sealed type	non- contact type	low torque type	contact type
	D	B			C_r	C_{or}	C_r	C_{or}	grease open type ZZ LLB	oil open type Z LB LLH	LLU						
20	72	19	1.1	••	28.5	13.9	2,900	1,420	12,000	14,000	•	•	6484	•	•	•	•
22	44	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	17,000	20,000	13,000	10,000	60/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	50	14	1	0.5	12.9	6.80	1,320	690	14,000	17,000	12,000	9,700	62/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	56	16	1.1	0.5	18.4	9.25	1,880	945	13,000	15,000	11,000	9,200	63/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
25	32	4	0.2	••	1.10	0.840	112	86	4,000	4,600	•	•	6785	••	•	•	•
	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	435	300	18,000	21,000	••	10,000	6805	ZZ	LLB	••	LLU
	42	9	0.3	0.3	7.05	4.55	715	460	16,000	19,000	••	9,800	6905	ZZ	LLB	••	LLU
	47	8	0.3	••	8.35	5.10	855	520	15,000	18,000	•	•	16085	•	•	•	•
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	1,030	595	15,000	18,000	11,000	9,400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	1,430	800	13,000	15,000	11,000	8,900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	2,160	1,110	12,000	14,000	9,700	8,100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU
80	21	1.5	••	34.5	17.5	3,550	1,780	10,000	12,000	•	•	6485	•	•	•	•	
28	52	12	0.6	0.5	12.5	7.40	1,270	755	14,000	16,000	10,000	8,400	60/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
	58	16	1	0.5	17.9	9.75	1,830	995	12,000	14,000	9,700	8,100	62/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
	68	18	1.1	0.5	26.7	14.0	2,730	1,430	11,000	13,000	8,900	7,400	63/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
30	37	4	0.2	••	1.14	0.950	117	97	3,300	3,800	•	•	6786	••	•	•	•
	42	7	0.3	0.3	4.70	3.65	480	370	15,000	18,000	••	8,800	6806	ZZ	LLB	••	LLU
	47	9	0.3	0.3	7.25	5.00	740	510	14,000	17,000	••	8,400	6906	ZZ	LLB	••	LLU
	55	9	0.3	••	11.2	7.35	1,150	750	13,000	15,000	•	•	16086	•	•	•	•
	55	13	1	0.5	13.2	8.3	1,350	845	13,000	15,000	9,200	7,700	6006	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	16	1	0.5	19.5	11.3	1,980	1,150	11,000	13,000	8,800	7,300	6206	ZZ	LLB	LLH	LLU
	72	19	1.1	0.5	26.7	15.0	2,720	1,530	10,000	12,000	7,900	6,600	6306	ZZ	LLB	LLH	LLU
90	23	1.5	••	43.5	23.9	4,400	2,440	8,800	10,000	•	•	6486	••	•	•	•	
32	58	13	1	0.5	11.8	8.05	1,200	820	12,000	15,000	8,700	7,200	60/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
	65	17	1	0.5	20.7	11.6	2,110	1,190	11,000	12,000	8,400	7,100	62/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
	75	20	1.1	0.5	29.8	16.9	3,050	1,730	9,500	11,000	7,700	6,500	63/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
35	47	7	0.3	0.3	4.90	4.05	500	410	13,000	16,000	••	7,600	6807	ZZ	LLB	••	LLU
	55	10	0.6	0.5	9.55	6.85	975	695	12,000	15,000	••	7,100	6907	ZZ	LLB	••	LLU
	62	9	0.3	••	11.7	8.20	1,190	835	12,000	14,000	•	•	16087	•	•	•	•
	62	14	1	0.5	16.0	10.3	1,630	1,050	12,000	14,000	8,200	6,800	6007	ZZ	LLB	LLH	LLU
	72	17	1.1	0.5	25.7	15.3	2,620	1,560	9,800	11,000	7,600	6,300	6207	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	21	1.5	0.5	33.5	19.1	3,400	1,950	8,800	10,000	7,300	6,000	6307	ZZ	LLB	LLH	LLU
	100	25	1.5	••	55.0	31.0	5,600	3,150	7,800	9,100	•	•	6487	••	•	•	•

APÉNDICE B

Constantes de Neuber para aceros

S_{ut} (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0.130
55	0.118
60	0.108
70	0.093
80	0.080
90	0.070
100	0.062
110	0.055
120	0.049
130	0.044
140	0.039
160	0.031
180	0.024
200	0.018
220	0.013
240	0.009

APÉNDICE C

Aceros para herramienta

Aceros al carbono

UNE F-511. Acero al carbono muy tenaz. Contiene entre 0,5 y 0,6 % de carbono. Su dureza está entre 45 y 55 HRc. Se utiliza para herramientas agrícolas, alicates, tenazas y martillos.

UNE F-512 = AISI/SAE W 112. Acero al carbono muy tenaz. Contiene entre 0,6 y 0,7 % de carbono. Su dureza está entre 47 y 57 HRc. Se usa en herramientas para minas y carpintería, pinceles, martillos, tijeras, etc.

UNE F-513. Acero al carbono tenaz. Tiene entre 0,7 y 0,8 % de carbono. Su dureza está entre 55 y 62 HRc. Se utiliza en herramientas para minas y carpintería, cuchillas de cizallas, buterolas, matrices, mandíbulas de tornillo de banco, etc.

UNE F-514. Acero al carbono tenaz duro. Contiene entre 0,8 y 0,9 % de carbono. Su dureza, como en el anterior, varía entre 55 y 62 HRc. Es utilizado en matrices para embutir y estampar, punzones, troqueles, formones, cinceles, etc.

UNE F-515. Acero duro suave. Contiene del 0,9 al 1 % de carbono. Su dureza se sitúa entre 60 y 64 HRc. Se utiliza para troqueles y estampas, machos de roscar, brocas finas, escariadores, punzones, cuchillas de cepilladoras, etc.

UNE F-516. Acero muy duro. Contiene del 1 al 1,20 % de carbono. Su dureza está, como en el anterior, entre 60 y 64 HRc. Se usa para terrajas, fresas, brocas, escariadores, mordazas, conos, cuchillas, etc.

UNE F-517. Acero muy duro. Contiene entre 1,20 y 1,40 % de carbono. Su dureza es superior a 64 HRc. Su utilización, básicamente, abarca limas, rasquetas, cuchillas de acabado, brocas, cuchillas para papel y tabaco, hileras, etc.

Es un tipo de acero que debe ser templado en muy buenas condiciones, ya que en su aplicación pueden llegar a escarbotarse o agrietarse debido a su gran dureza.

Aceros indeformables

UNE F-521. Acero indeformable con el 12 % de cromo. Contiene del 1,5 al 2,2 % de carbono. Su dureza se sitúa en torno a los 64 HRc. Es muy duro y posee gran resistencia al desgaste. Difícil de mecanizar aun después de recocido. Se emplea mayormente para matrices, troqueles, cuchillas de chapa, machos de roscar, rodillos de laminar, etc.

UNE F-522 = AISI/SAE O1. Acero indeformable al cromo-manganeso. Posee 0,9-1 % de carbono, 1,1 % de manganeso, 0,5 % de cromo, 0,5 % de wolframio y 0,12 % de vanadio. Su dureza es de 64 HRc. Es el más deformable y más resistente al desgaste. Recocido, es fácilmente mecanizable. Se utiliza para fabricar matrices, machos de roscar, rasquetas, calibres, etc.

UNE F-523 = AISI/SAE L 3. Acero indeformable con el 1,5 % de cromo. Contiene 0,85-1,05 % de carbono, 0,25-0,60 % de manganeso y 1,3-1,6 % de cromo. Su dureza es de 65 HRc. Ocupa un lugar intermedio entre los otros dos en cuanto a indeformabilidad, dureza y resistencia al desgaste. Se emplea en cojinetes de bolas y rodillos, calibres, matrices, punzones para trabajar en frío, etc.

Aceros de gran tenacidad para trabajos de choque

UNE F-524 = AISI/SAE S 1. Acero para buriles. Contiene 0,5 % de carbono, 1 % de silicio, 0,85 % de cromo y 2 % de wolframio. Su dureza está entre 50 y 55 HRc, templado en aceite y revenido. Para construir buriles y herramientas cortantes con buena resistencia al choque y cuya dureza deba ser bastante elevada.

UNE F-525. Acero para buterolas. Sus porcentajes son 0,3-0,4 % de carbono, 1 % de silicio, 0,6 % de cromo y 2 % de wolframio. Su dureza es de 45-55 HRc, templado en aceite y revenido. Para herramientas que deban ser sometidas a continuos y violentos choques, como buterolas y similares.

APÉNDICE D

Constantes elásticas Físicas de materiales

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Razón de Poisson ν	Peso específico γ lb/in ³	Densidad de masa ρ Mg/m ³	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

* *Properties of Some Metals and Alloys.* International Nickel Co., N.Y., *Metals Handbook.* American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

APÉNDICE E

Propiedades de materiales para herramientas existentes en el mercado

ASSAB DF - 2 = AISI / SAE 01 Acero para trabajo en frío

ANÁLISIS TÍPICO

	C	Si	Mn	Cr	W	V
Assab DF-2	0.90%	--	1.20%	0.50%	0.50%	0.10%
Aisi / Sae 01	0.85-0.95%	0.20-0.40%	1.00-1.30%	0.40-0.60%	0.40-0.60%	(0.20%)

PROPIEDADES MECANICAS A 62 HRC

Resistencia a la compresión	3050 N/mm ² = 310 kgf/mm ²
Límite de rotura	2250 N/mm ² = 230 kgf/mm ²
Módulo de elasticidad (a 20°C)	19380 kgf/mm ²
Densidad (a 20°C)	7800 kg/m ³

TRATAMIENTO TERMICO

Recocido blando: Proteger el acero y calentarlo en toda su masa a 780°C. Enfriarlo en el horno 15°C por hora hasta 650°C y después libremente al aire.

Alivio de tensiones: Después del desbastado en máquina, debe calentarse la pieza en toda su masa a 650°C durante 2 horas. Enfriar lentamente hasta 500°C y luego libremente al aire.

TEMPLE

Temperatura de precalentamiento	600°C - 700°C
Temperatura de austenización	790°C - 850°C

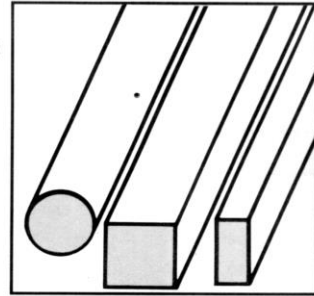
Proteger la pieza contra descarburación y oxidación durante el proceso de temple. Enfriamiento: en aceite.

GENERALIDADES

Assab DF-2 es un acero al manganeso-cromo-tungsteno. Entre sus principales características se cuentan: buena maquinabilidad, buena estabilidad dimensional en el temple y una buena combinación de gran dureza superficial y tenacidad tras el temple y revenido. Dureza de suministro del material, recocido blando a aprox. 190 Brinell.

APLICACIONES

Se recomienda para herramientas de estampado y corte, como cizallas cortas para trabajar materiales delgados en frío, cuchillas desmenuzadoras para plástico de desecho, cizalla circulares para láminas de poco espesor, cartón; para herramientas de formado, como matrices para moldeo de piezas de cerámica, ladrillos, tejas; para herramienta de medición, como rieles-guía, casquillos, manguitos.



Código de color
AMARILLO

EQUIVALENCIAS

AISI/SAE	01
WERKSTOFF	1.2510
DIN	100MnCrW4
AFNOR	90MnCW5
BS	B01
BOFORS	RT 1733
UDDEHOLM UHB ARNE	

ASSAB XW - 5 = AISI / SAE D6 (D3) Acero para trabajo en frío

ANÁLISIS TÍPICO

	C	Si	Mn	Cr	W
Assab XW-5	2.05%	0.30%	0.80%	12.5%	1.30%
Aisi/Sae D6	2.05%	0.30%	0.40%	11.5%	0.70%

PROPIEDADES MECANICAS A 62 HRC

Resistencia a la compresión	3200 N/mm ² = 325 kgf/mm ²
Límite de rotura	2200 N/mm ² = 225 kgf/mm ²
Módulo de elasticidad (a 20°C)	19790 kgf/mm ²
Densidad (a 20°C)	7700 kg/m ³

TRATAMIENTO TERMICO

Recocido blando: Proteger el acero y calentarlo en toda su masa a 850°C. Enfriarlo en el horno 10°C por hora hasta 650°C y después libremente al aire.

Alivio de tensiones: Después del desbastado en máquina, debe calentarse la pieza en toda su masa a 650°C durante 2 horas. Enfriar lentamente hasta 500°C y luego libremente al aire.

TEMPLE

Temperatura de precalentamiento	600°C - 700°C
Temperatura de austenización	940°C - 980°C

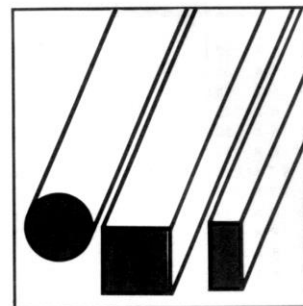
Proteger la pieza contra descarburación y oxidación durante el proceso de temple. Enfriamiento: aire-aceite.

GENERALIDADES

Assab XW-5 es un acero de alto contenido de carbón y cromo, aleado con tungsteno. Se caracteriza por: muy alta resistencia al desgaste, alta resistencia a la compresión, alta dureza superficial después del temple, buenas propiedades de endurecimiento total, buena estabilidad en el temple y buena resistencia al revenido ulterior. Dureza de suministro del material, recocido blando a aprox. 240 Brinell.

APLICACIONES

Se recomienda para aplicaciones que exijan máxima resistencia al desgaste, tales como herramientas de estampado y cizallado de materiales delgados y duros, herramientas de prensado para largas series de producción, herramientas de formado y moldes para cerámica y plásticos abrasivos.



Código de color
ROJO

EQUIVALENCIAS

AISI/SAE	D6 (D3)
WERKSTOFF	1.2436
DIN	X210CrW12
AFNOR	Z200CW12
BS	(BD3)
BOFORS	RT 60
UDDEHOLM UHB SVERKER 3	

APÉNDICE F

Propiedades mecánicas de algunos aceros de aleación y de herramienta

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1340	recocido	63	434	102	703	25	204HB
	templado y revenido	109	752	125	862	21	250HB
4027	recocido	47	324	75	517	30	150HB
	templado y revenido	113	779	132	910	12	264HB
4130	recocido @ 1 450°F	52	359	81	558	28	156HB
	normalizado @ 1 650°F	63	434	97	669	25	197HB
	templado y revenido @ 1 200°F	102	703	118	814	22	245HB
	templado y revenido @ 800°F	173	1 193	186	1 282	13	380HB
	templado y revenido @ 400°F	212	1 462	236	1 627	10	41HB
4140	recocido @ 1 450°F	61	421	95	655	26	197HB
	normalizado @ 1 650°F	95	655	148	1 020	18	302HB
	templado y revenido @ 1 200°F	95	655	110	758	22	230HB
	templado y revenido @ 800°F	165	1 138	181	1 248	13	370HB
	templado y revenido @ 400°F	238	1 641	257	1 772	8	510HB
4340	templado y revenido @ 1 200°F	124	855	140	965	19	280HB
	templado y revenido @ 1 000°F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	templado y revenido @ 800°F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	templado y revenido @ 600°F	230	1 586	250	1 724	10	486HB
6150	recocido	59	407	96	662	23	192HB
	templado y revenido	148	1 020	157	1 082	16	314HB
8740	recocido	60	414	95	655	25	190HB
	templado y revenido	133	917	144	993	18	288HB
H-11	recocido @ 1 600°F	53	365	100	689	25	96HRB
	templado y revenido @ 1 000°F	250	1 724	295	2 034	9	55HRC
L-2	recocido @ 1 425°F	74	510	103	710	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	260	1 793	290	1 999	5	54HRC
L-6	recocido @ 1 425°F	55	379	95	655	25	93HRB
	templado y revenido @ 1 600°F	260	1 793	290	1 999	4	54HRC
P-20	recocido @ 1 425°F	75	517	100	689	17	97HRB
	templado y revenido @ 400°F	205	1 413	270	1 862	10	52HRC
S-1	recocido @ 1 475°F	60	414	100	689	24	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	275	1 896	300	2 068	4	57HRC
S-5	recocido @ 1 450°F	64	441	105	724	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	280	1 931	340	2 344	5	59HRC
S-7	recocido @ 1 525°F	55	379	93	641	25	95HRB
	templado y revenido @ 400°F	210	1 448	315	2 172	7	58HRC
A-8	recocido @ 1 550°F	65	448	103	710	24	97HRB
	templado y revenido @ 1050°F	225	1 551	265	1 827	9	52HRC

* Machine Design Materials Reference Issue, Penton Publishing, Cleveland, Ohio; Metals Handbook, ASM, Materials Park, Ohio.

APÉNDICE G

Tabla para selección de separadores y filtros

		Tipo	Tamaño mínimo partículas μm	Concentración óptima g/m^3	Velocidad normal		Pérdida de carga c.d.a.	Rendimiento aproximado %
					m/s	A través de		
SEPARADORES DE POLVO	POR GRAVEDAD	CÁMARA DE SEDIMENTACIÓN	200	>180	1'5 ÷ 3	LA CÁMARA	<2'5	<50
	POR FUERZAS DE INERCIA	CÁMARA DE CHOQUE	50 ÷ 150	>180	5 ÷ 10	ENTRADA	<13	<50
		CICLÓN	>10	>35	10 ÷ 20	ENTRADA	<50	<80
		MULTICICLÓN (Ciclones de poco diámetro)	>5	>35	10 ÷ 20	ENTRADA	<100	<90
	SEPARADORES	DE CHOQUE	>5	>35	15 ÷ 30	TOBERAS	>50	<80
	HÚMEDOS (SRUBBERS)	DE CHORRO	<5	>3'5	10 ÷ 15	ENTRADA	<200	<90
	DE TOBERA SUMERGIDA	>2	>3'5	10 ÷ 20	TOBERAS	>50	<90	
FILTROS	ELECTROSTÁTICO	ALTA TENSIÓN	<2	>3'5	1 ÷ 3	PLACAS	<8	<95
		BAJA TENSIÓN	<1	<0'03	1'5 ÷ 2'5	PLACAS	<25	<90
	FILTROS DE AIRE	HÚMEDOS	>5	<0'07	1'5 ÷ 2'5		2 ÷ 18	65 ÷ 90
		SECOS	>0'5	<0'035	0'1 ÷ 2'5		2 ÷ 25	50 ÷ 95
		ABSOLUTOS	<1	<0'035	0'1 ÷ 2'5		25 ÷ 65	99'95
	PARA ABSORCIÓN DE OLORES (Carbón activo)	MOLECULAR	<0'035	0'1 ÷ 0'6		<8	>95	

Selección de Separadores y Filtros

APÉNDICE H

Rendimiento de ciclones

Diámetro del ciclón mm	Rendimiento TOTAL%	RENDIMIENTO % SEGÚN TAMAÑO PARTÍCULAS			
		Tamaño partículas μm	Rendimiento %	Tamaño partículas μm	Rendimiento %
150	90	<5	66	<5	98
230	83	<10	60	<10	99
610	70	<20	47	<20	98

APÉNDICE I

Coeficientes de rozamiento cinético para diferentes materiales

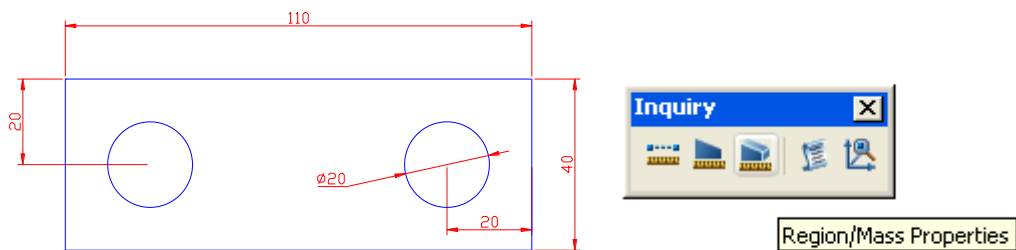
Superficies en contacto	Coeficiente dinámico μ_k
Acero sobre acero	0.18
Acero sobre hielo (patines)	0.02-0.03
Acero sobre hierro	0.19
Hielo sobre hielo	0.028
Patines de madera sobre hielo y nieve	0.035
Goma (neumático) sobre terreno firme	0.4-0.6
Correa de cuero (seca) sobre metal	0.56
Bronce sobre bronce	0.2
Bronce sobre acero	0.18
Roble sobre roble en la dirección de la fibra	0.48

Fuente: Koshkin, Shirkévich. *Manual de Física Elemental*. Editorial Mir 1975.

APÉNDICE J

Calculo de propiedades geométricas mediante el uso del AUTOCAD

Para determinar el Volumen de un elemento, primero se debe dibujar el elemento en 3D, luego que se lo ha realizado, existe el comando **massprop**, que calcula la geometría, para ejemplificarlo mejor vemos el siguiente gráfico.



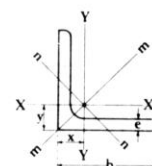
Asumamos que es un sólido de 10 de espesor, y que las perforaciones son pasantes. Entonces determinemos el volumen utilizando el comando, también se usa el icono el la barra Inquirí.

```
AutoCAD Text Window - Drawing1.dwg
Edit
----- SOLIDS -----
Mass:                37716.8147
Volume:              37716.8147
Bounding box:        X: 0.0000 -- 110.0000
                    Y: 0.0000 -- 40.0000
                    Z: 0.0000 -- 10.0000
Centroid:            X: 55.0000
                    Y: 20.0000
                    Z: 5.0000
Moments of inertia: X: 22053540.0675
                    Y: 151863276.6349
                    Z: 171402362.3896
Products of inertia: XY: 41488496.1621
                    YZ: 3771681.4693
                    ZX: 10372124.0405
Radii of gyration:  X: 24.1809
                    Y: 63.4540
                    Z: 67.4126
Principal moments and X-Y-Z directions about centroid:
I: 6023893.8231 along [1.0000 0.0000 0.0000]
J: 36826991.8218 along [0.0000 1.0000 0.0000]
K: 42222272.0667 along [0.0000 0.0000 1.0000]
Press ENTER to continue:
```

APÉNDICE K

Perfiles L (angulares), de lados iguales, europeos (unidades ST)

Perfiles L (angulares), de lados iguales, europeos (unidades ST)



Perfil 	Dimensiones en mm		Área transversal (cm ²)	Masa (peso) (kg/m)	τ (cm)	Referencia al eje							
						X - X' = Y - Y'			m - m		n - n		
	b	e				$I_x = I_y$ (cm ⁴)	$S_x = S_y$ (cm ³)	$r_x = r_y$ (cm)	I_m (cm ⁴)	r_m (cm)	I_n (cm ⁴)	S_n (cm ³)	r_n (cm)
15-15-3	15	3	0.82	0.64	0.48	0.15	0.15	0.43	0.24	0.54	0.06	0.08	0.27
15-15-4		4	1.05	0.82	0.51	0.19	0.19	0.42	0.29	0.53	0.08	0.10	0.28
20-20-3	20	3	1.12	0.88	0.60	0.39	0.28	0.59	0.62	0.74	0.15	0.17	0.37
20-20-4		4	1.45	1.14	0.64	0.48	0.35	0.58	0.77	0.73	0.19	0.21	0.36
25-25-3	25	3	1.42	1.12	0.73	0.79	0.45	0.75	1.27	0.95	0.31	0.30	0.47
25-25-4		4	1.85	1.45	0.76	1.01	0.58	0.74	1.61	0.93	0.40	0.37	0.47
30-30-3	30	3	1.73	1.36	0.85	1.41	0.65	0.90	2.24	1.14	0.57	0.48	0.57
30-30-5		5	2.78	2.19	0.92	2.16	1.04	0.88	3.41	1.11	0.91	0.70	0.57
35-35-4	35	4	2.67	2.10	1.00	2.96	1.18	1.05	4.68	1.33	1.24	0.88	0.68
35-35-6		6	3.87	3.04	1.08	4.14	1.71	1.04	6.50	1.30	1.77	1.55	0.68
40-40-4	40	4	3.08	2.42	1.12	4.48	1.56	1.21	7.09	1.52	1.86	1.17	0.77
40-40-6		6	4.48	3.52	1.20	6.33	2.26	1.19	9.98	1.49	2.67	1.57	0.77
40-40-8	45	8	5.80	4.55	1.28	7.89	2.90	1.16	12.40	1.46	3.38	1.81	0.76
45-45-5		5	4.30	3.38	1.28	7.83	2.43	1.35	12.4	1.70	3.25	1.80	0.87
45-45-7	45	7	5.86	4.60	1.36	10.4	3.31	1.33	16.4	1.67	4.39	2.28	0.87
45-45-9		9	7.34	5.76	1.44	12.6	4.12	1.31	19.8	1.64	5.40	2.65	0.86

BIBLIOGRAFÍA

- Aceros rápidos Héctor Blanco URMO, S.A. DE EDICIONES 1982
- Marks Manual del Ingeniero Mecánico, Volumen 1,2,3 (2da Edición en español, México, Mc Graw-Hill, 1984)
- Ingeniería de Control de la Contaminación del Aire, Noel Nevers, (1era Edición en español, Mexico, Mc Graw-Hill, 1998)
- Robert L. Norton, Diseño de Máquinas(1era Edición en español, México, Prentice Hall, 1999)
- Maquinas Prontuario Nicolas Larburu Arrizabalaga séptima edición 1995 editorial paraninfo S.A.
- Resistencia de materiales cuarta edición andrew pytel – Ferdinand L. Singer.
- D. Bolaños Jijón, “Diseño de un Sistema de Desgerminación de Maíz en Seco”(Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1994)
- M. Gordon Tapia, “Diseño de una Máquina Prototipo para Picar Caña Guadua”(Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2000)
- Catalogo NTN rodamientos de bolas y rodillos.

- [Catalogo Aceros Especiales IVAN BOHMAN C.A.](#)
- www.infoagro.com/maquinaria/limpieza_cosechadoras_succion.asp
- www.fai.unne.edu.ar/contenido/2ROZAMIENTO.htm
- www.monografias.com/trabajos15/coeficiente-friccion/coeficiente-friccion.shtml
- www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/dinamica/rozamiento/dinamico/dinamico.htm
- www.fao.org/DOCREP/005/Y2781S/y2781s08.htm
- www.ifad.org/evaluation/public_html/eksyst/doc/thematic/PL/organic_s.htm
- www.sica.gov.ec/agro/insumos/abonos_ferti.htm
- www.ecuarural.gov.ec/ecuagro/paginas/cominter/paginas/union_europea.htm
- www.corpei.org
- www.sniaecuador.org/internas/Docsdedescarga/La_certificacion_organica_en_Ecuador.doc