

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA PARA LA PRODUCCIÓN
DE CONCENTRADO PARA ANIMALES**

EDUARDO HENRIQUE FLOREZ RODRIGUEZ

MAURICIO ALBERTO MOLINA PABON

LISSET SANJUAN SALGADO

CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

CARTAGENA DE INDIAS D.T. Y C.

1999

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA PARA LA PRODUCCIÓN
DE CONCENTRADO PARA ANIMALES**

EDUARDO HENRIQUE FLOREZ RODRIGUEZ

MAURICIO ALBERTO MOLINA PABON

LISSET SANJUAN SALGADO

**Trabajo de Grado, presentado como requisito para optar al título de
Ingenieros Mecánicos.**

**Director
CARLOS JOSE OSORIO NORIEGA
Ingeniero Mecánico**

CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

CARTAGENA DE INDIAS D.T. Y C.

1999

ARTICULO 105 La Institución se reserva el derecho de propiedad intelectual de todos los Trabajos de Grado aprobados, los cuales no pueden ser explotados comercialmente sin su autorización.

Nota de aceptación

Presidente del jurado

Jurado

Jurado

Cartagena de Indias 9 de junio de 1999

DEDICATORIA

A la memoria de mi padre Panteleon Flórez Muñoz. Que desde el cielo me dio fuerzas para alcanzar lo que hoy logro, ser un profesional.

A mi madre Esperanza Rodríguez Figueroa por su fe, sacrificio, y por hacer de mí un hombre de bien y de buenos sentimientos, sobre todo me brindo su apoyo en los momentos más difíciles de mi vida.

A mi esposa Soreidis Pajaro Guardo por su comprensión, amor, y apoyo, por soportar mi ausencia en mis momentos de estudio.

A mi hijo Eduardo Jose a quien quiero mucho por darme fuerzas para seguir adelante y traer la alegría a mi vida.

A mis compañeros de tesis por la paciencia, dedicación, y compañerismo, durante el tiempo que compartimos de estudio

Eduardo

AGRADECIMIENTOS

Los autores del presente proyecto expresan sus agradecimientos a:

Carlos Jose Osorio, Ingeniero Mecánico, por su grandiosa colaboración en la realización del proyecto y por su invaluable conocimientos en la fabricación de la máquina.

Jorge Reyes Méndez. Ingeniero Metalúrgico, por habernos orientado en la selección del proyecto.

Walberto Roca Bechara, Ingeniero Mecánico, por orientarnos en la realización de los cálculos.

Trabajadores de la empresa TECOSON Ltda, por su colaboración en la construcción y montaje de la máquina

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN

1. GENERALIDADES DE LA PRODUCCIÓN POR ANIMAL

1.1. VALOR NUTRITIVO DEL ALIMENTO

1.2. FORRAJE CONSUMIDO

1.3. CARACTERISTICAS FISIOLÓGICAS DEL ANIMAL

2. PASTOS Y FORRAJES

2.1. CLASES DE PASTOS Y FORRAJES

2.1.1. Pastos y forrajes de tierras altas

2.1.1.1. Gramíneas

2.1.1.1.1. Colosoana, Kikuyina o Kikuyo

2.1.1.1.2. Angletón

2.1.1.1.3. Guinea

2.1.1.1.4. Climacuna

2.1.1.1.5. Granadilla

2.1.1.1.6. Gramas

2.1.1.2. Arbóreas leguminosas y no leguminosas forrajeras

2.1.1.2.1. Leucaena

2.1.1.2.2. Matarraton

2.1.1.2.3. Totumo

2.1.1.2.4. Orejero

2.1.2. Pastos y forrajes de tierras bajas

2.1.2.1. Gramíneas

2.1.2.1.1. Alemana

2.1.2.1.2. Admirable o Pará

2.1.2.1.3. India

2.1.2.1.4. Estrella o tumba viejo

2.1.2.1.5. Urare y Braquipará

2.1.2.2. arbóreas leguminosas y no leguminosas forrajeras

3. RESIDUOS AGRICOLAS

3.1. CLASES DE RESIDUOS AGRICOLAS

3.1.1. Maíz

3.1.2. Caña de azúcar

3.1.3. Yuca

4. ADITIVOS O PRESERVATIVOS

4.1. USO DE MELAZA

4.2. USO DE LA UREA

4.3. USO DE GRANOS ALIMENTICIOS

5. GENERALIDADES DE MÁQUINAS PICADORAS, TRITURADORAS,
MEZCLADORAS DE MATERIALES AGRICOLAS

5.1. MÁQUINAS PICADORAS – SOPLADORAS

5.1.1. Picadoras – sopladoras estacionarias

5.1.2. Picadoras – sopladoras de campo

5.1.2.1. Picadoras – sopladoras de acción simple

5.1.2.2. Picadoras – sopladoras de doble acción

5.2. EQUIPOS DE TRITURACIÓN O MOLIENDA

5.2.1. Molinos de martillos

5.2.2. Molinos de rodillos

5.2.3. Molinos de discos

5.3. GENERALIDADES SOBRE MÁQUINAS MEZCLADORAS

5.3.1. Mecanismos mezcladores

5.3.1.1. Tipos de máquinas mezcladoras de sólidos

5.3.1.1.1. Volteador

5.3.1.1.2. Artesa o casco estacionario

5.3.2. Características de funcionamiento

5.3.2.1. Uniformidad de la mezcla

5.3.2.2. Tiempo de mezclado

5.3.2.3. Carga y descarga

5.3.2.4. Potencia

5.3.2.5. Limpieza

6. CAPACIDAD DE LA MÁQUINA

7. GENERALIDADES DE LA MÁQUINA PARA LA PRODUCCIÓN DE CONCENTRADO PARA ANIMALES

7.1. DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA

7.2. DESCRIPCIÓN DE LAS PARTES DE LA MÁQUINA PICADORA Y TRITURADORA

7.2.1. Máquina motriz (motor o máquina conductora)

7.2.2. sistema de transmisión de potencia

7.2.3. Sistema para corte, soplado y triturado

7.2.3.1. sistema de corte – soplado de forraje

7.2.3.1.1. soporte de cuchillas

7.2.3.1.2. Cuchillas

7.2.3.1.3. Contracuchilla

7.2.3.2. sistema triturador

7.2.3.2.1. Martillos trituradores

7.2.3.2.2. Portamartillos

7.2.3.2.3. arandelas espaciadoras

7.2.3.2.4. Criba o tamiz

7.2.4. Cuerpo de las máquina

7.2.5 Tolva de alimentación

7.2.6. Ducto de descarga del material picado y/o triturado

7.2.7. dispositivo ciclón

7.3. DESCRIPCIÓN DE LAS PARTES DE LA MÁQUINA MEZCLADORA

7.3.1. Máquina motriz

7.3.2. sistema de transmisión de potencia

7.3.3. Tornillo transportador – mezclador

7.3.4. Cuerpo de la mezcladora

7.3.5. Tolva de alimentación y descarga

7.4. FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA PARA PRODUCIR
CONCENTRADO PARA ANIMALES

8. CALCULOS PARA LA POTENCIA DE LA MÁQUINA PICADORA O TRITURADORA
 - 8.1. CALCULO DE LOS MOMENTOS DE MASA DE COMPONENTES MOTRICES DE LA MÁQUINA PICADORA TRITURADORA
 - 8.1.1. Momento de inercia de masa del triángulo rotor
 - 8.1.2. Momentos de inercia de masa de los martillos trituradores
 - 8.1.3. Momentos de inercia de los portamartillos
 - 8.1.4. Momento de inercia debido a los soportes de las cuchillas
 - 8.1.5. Calculo del momento de inercia de las cuchillas
 - 8.2. CALCULO DE LA POTENCIA PARA VENCER LA INERCIA DE LOS CUERPOS EN MOVIMIENTO DE LA MÁQUINA PICADORA TRITURADORA
 - 8.2.1. Triángulo rotor
 - 8.2.2. Potencia para vencer la inercia de los martillos
 - 8.2.3. Potencia para vencer la inercia de los ángulos que soportan las cuchillas
 - 8.2.4. Potencia para vencer la inercia de los soportes de cuchillas
 - 8.3. CALCULO DE LA POTENCIA DE CORTE DE LA MÁQUINA CORTADORA DE FORRAJE
 - 8.3.1. Calculo de la fuerza de corte de la máquina cortadora de forraje
 - 8.3.2. Calculo de la potencia de corte de la máquina cortadora de forraje
 - 8.4. CALCULO DE LA POTENCIA DE TRITURACIÓN
 - 8.5. CALCULO DE LA POTENCIA ALMACENADA EN EL ROTOR DE LA MÁQUINA PICADORA TRITURADORA DE FORRAJE
 - 8.5.1. Calculo de la energía cinética almacenada en el rotor de la máquina picadora trituradora debido a su movimiento
 - 8.6. POTENCIA DEL MOTOR DE LA MÁQUINA PICADORA O TRITURADORA DE FORRAJES

- 8.6.1. Análisis para el calculo de la potencia del motor de la máquina picadora o trituradora de forres.
- 8.6.2. Calculo de la potencia del motor de la máquina picadora o trituradora de forrajes
- 8.7. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE LA MÁQUINA PICADORA – TRITURADORA
- 8.8. CALCULO DEL EJE MÁQUINA PICADORA TRITURADORA
- 8.9. CALCULO DE LA CHAVETA DEL EJE DONDE VA ACOPLADA LA POLEA
 - 8.9.1. Diseño de la chaveta teniendo en cuenta la fluencia en cizalladura del material
 - 8.9.2. Calculo de la longitud de la chaveta teniendo en cuenta la compresión de las paredes del material
- 8.10. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DE LA MÁQUINA PICADORA O TRITURADORA
- 9. DISEÑO DEL TORNILLO SINFÍN ELEVADOR MEZCLADOR
 - 9.1. SELECCIÓN DEL TIPO DE TORNILLO SINFÍN
 - 9.2. SELECCIÓN DE LAS DIMENSIONES DEL TORNILLO SINFÍN ELEVADOR – MEZCLADOR
 - 9.3. SELECCIÓN DEL DIÁMETRO DEL EJE DEL TORNILLO SIFÍN ELEVADOR MEZCLADOR
 - 9.4. ACOPLA FINAL DEL EJE DEL TORNILLO SINFÍN ELEVADOR MEZCLADOR
 - 9.5. DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD DEL TORNILLO SINFÍN ELEVADOR – MEXCLADOR
 - 9.6. COMPROBACIÓN DE LAS DIMENSIONES DEL TORNILLO MEZCLADOR
 - 9.7. CALCULO DE LA POTENCIA DEL TORNILLO SINFÍN ELEVADOR MEZCLADOR

- 9.7.1. Potencia del tornillo sinfín para impulsar el tornillo en vacío
- 9.7.2. Potencia del tornillo sinfín para desplazar el material
- 9.7.3. Potencia total del tornillo sinfín elevador – mezclador
- 9.8. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DEL TORNILLO MEZCLADOR
- 9.9. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL TORNILLO MEZCLADOR
- 10. MANUAL DE MANTENIMIENTO
- 11. PROCEDIMIENTO DE MANEJO Y MONTAJE DE PICADORAS Y MOLINOS A MARTILLOS
- 12. EVALUACIÓN ECONOMICA
 - 12.1 VALOR PRESUPUESTADO CONTRA VALOR REAL GASTADO
 - 12.2. COSTO DE LA MÁQUINA
 - 12.3 COSTO DE PRODUCCIÓN
 - 12.3.1 Costo de producción por materia prima consumida
 - 12.3.2. Costo de producción por energía consumida por la máquina
 - 12.4. TIEMPO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN
- CONCLUSIONES
- BIBLIOGRAFIA
- ANEXOS

LISTA DE CUADROS

	Pag
Cuadro 1. Consumo diario aproximado de razas lecheras según su estado productivo y edad	2
Cuadro 2. Kilogramos de preservativos o aditivos añadidos por tonelada de material verde	16
Cuadro 3. Factores de servicio, Nsf	83
Cuadro 4. Longitudes normalizadas de correas trapezoidales norteamericanas	86
Cuadro 5. Coeficientes de diámetro pequeño	89
Cuadro 6. Coeficientes de arco de contacto	91
Cuadro 7. Factores de corrección de longitud K_L	92
Cuadro 8. Características y propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros rolados en caliente y estirados en frío	104
Cuadro 9. Factores de acabado de superficie	106
Cuadro 10. Aceros utilizados para chavetas	112
Cuadro 11. Dimensiones de chavetas cuadradas	114
Cuadro 12. Características de los materiales críticos de proceso	120
Cuadro 13. Dimensiones estandars de tornillos transportador	124
Cuadro 14. Standard tail shafts	125
Cuadro 15. Capacity and speed	128

LISTA DE FIGURAS

	Pag
Figura 1. Partes básicas de una máquina picadora de forrajes	18
Figura 2. Cabezal de cuchillas axiales	20
Figura 3. Partes constitutivas de una máquina picadora estacionaria	22
Figura 4. Máquina picadora – sopladora de campo de acción simple	24
Figura 5. Máquina picadora – sopladora de campo de doble acción	25
Figura 6. Molino de martillos	28
Figura 7. Molino de rodillos	29
Figura 8. Molino de discos de doble impulsor	31
Figura 9. Mezcladores volteador	33
Figura 10. Mezclador de gusano vertical	33
Figura 11. Mezclador de rotor simple	35
Figura 12. Rotor de la máquina picadora – sopladora	44
Figura 13. Cuerpo de la máquina picadora - trituradora	45
Figura 14. Tolva de alimentación de la máquina trituradora	46
Figura 15. Máquina mezcladora	49
Figura 17. Triángulo rotor	54
Figura 18. Martillos trituradores	56
Figura 19. Portamartillos	58
Figura 20. Soportes de las cuchillas	61

Figura 21. Cuchillas	64
Figura 22. Eje máquina picadora trituradora	93
Figura 23. Fuerzas producidas por el sistema de transmisión de potencia.	95

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Características de materiales

Anexo B. Código de clasificación de los materiales

Anexo C. Forma de leer el código del material.

Anexo D. Tablas catalogo SKF selección rodamientos

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

TITULO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA PARA LA PRODUCCIÓN DE CONCENTRADO PARA ANIMALES.

AUTORES

FLOREZ RODRÍGUEZ Eduardo, MOLINA PABÓN Mauricio, SANJUAN SALGADO Lisset.

Fecha de terminación: Abril 1999.

DESCRIPCIÓN

Diseñar y construir una maquina para la producción de concentrado para animales con el propósito de suministrar una alternativa de alimentación para animales productores de carne, leche, etc.

METODOLOGÍA

Es una investigación de tipo experimental en la cual se elabora una maquina, de alta capacidad de producción, contribuyendo así al desarrollo tecnológico en la explotación animal.

RESULTADOS

En el presente trabajo se ha tomado como parámetro de desarrollo el diseño y construcción de una maquina que conjuga las funciones de picar, triturar, mezclar para procesar concentrado para animales. Se realizó con el fin de mejorar la baja de producción carne, leche y otros productos derivados de la explotación animal, por medio del aprovechamiento de desechos agrícolas, y la utilización de una amplia

variedad de forrajes y aditivos minerales que suministran al animal una balanceada alimentación, además de hacerlo agradable al paladar del animal.

La implementación de la máquina diseñada es importante para los ganaderos y agricultores ya que simplifica las actividades en la preparación del alimento para animales, además la maquinaria que actualmente existe para suplir estas necesidades es en su gran mayoría importada, lo cual eleva demasiado su costo de adquisición y no se adapta a las necesidades particulares de cada productor.

El desarrollo de esta máquina se llevó a cabo a través de las siguientes etapas:

La primera etapa constituye el desarrollo del marco teórico necesario para la ilustración de todos los conceptos que se tienen en cuenta para la selección del mecanismo más adecuado para la producción de concentrado para animales.

En la segunda etapa se muestra el resultado de los cálculos matemáticos y parámetros de diseño utilizados como base para la construcción de la máquina, además de la descripción del funcionamiento y las partes que constituyen a ésta.

En la parte final se determinan los elementos que constituyen la máquina, mencionando el manual de mantenimiento periódico que se le debe realizar a ésta, para su conservación y buen funcionamiento.

INTRODUCCIÓN

Por lo general en las zonas ganaderas existentes en Colombia, la producción de leche y carne de diversas especies en forma tecnificada, implica altos costos de adquisición de maquinaria, equipos y el acondicionamiento de un lugar amplio para ubicar dichas máquinas, las que normalmente se utilizan son las máquinas picadoras, trituradoras (reductoras tamaño) y las mezcladoras (que procesan el forraje para su posterior consumo directamente o ensilaje)

El objetivo de la cosecha y del manejo del forraje es obtener un producto de alta calidad, y altamente digestible, preferiblemente para que el animal no gaste energía en recolección y picado del material, de esta manera puede lograrse una ganancia de hasta 30% en la producción de leche y carne de la misma cantidad de forraje.

Además, por medio de una cosecha mecanizada se logra una adecuada conservación de alimentos, para ser utilizados en inviernos o en otros periodos de menos producción forrajera.

Para que la explotación forrajera presente adelantos en su desarrollo se es necesario mejorar las condiciones de crecimiento y peso del ganado.

El maíz, la caña, restos de yuca, cascaras de piña y todos aquellos productos sobrantes en general, constituyen desechos agrícolas que se pueden utilizar también como forrajes. Estos al ser procesados en forma adecuada pueden constituir un producto de gran valor nutritivo para la alimentación animal.

Las sales, melazas y minerales nutritivos hacen parte de los aditivos para los forrajes, que con una dosis adecuada, conforme un alimento de excelentes propiedades nutricionales para el animal.

Se desea contribuir con la solución de algunos de estos problemas, diseñando una máquina que posea las funciones de cortar, triturar y mezclar (forrajes con sales, melazas, etc.) forrajes u otros productos (desechos agrícolas), con el objetivo de proporcionar un medio que facilite la obtención de un producto alimenticio aceptable para la degustación del animal.

Después de analizar varias alternativas referentes al sistema de corte, triturado y mezclado de forrajes u otros productos agrícolas y evaluando las ventajas y desventajas, se consideró ventajosa integrar en una sola máquina las tres operaciones, ocasionando con esto una disminución en el costo de adquisición

1. GENERALIDADES DE LA PRODUCCIÓN POR ANIMAL

La producción por animal es una medida de la calidad del forraje consumido. La producción por animal depende fundamentalmente de tres factores:

- Valor nutritivo del alimento.
- Forraje consumido.
- Características fisiológicas del animal.

1.1. VALOR NUTRITIVO DEL ALIMENTO.

Se considera que el valor nutritivo de un pasto depende de dos factores:

- Su composición.
- Su digestibilidad.

Estos factores varían principalmente con la edad, fertilidad del suelo, especie de pasto, parte de la planta, periodo del año y manejo. La presencia de una leguminosa, y con mayor razón dos, mejora no solamente el valor nutritivo de los forrajes sino también la apetibilidad de este.

Frecuentemente el contenido de proteína cruda se toma como un índice del valor nutritivo de un forraje.

1.2. FORRAJE CONSUMIDO.

El consumo de forraje por animal depende de tres factores:

1. La gustosidad o palatabilidad del forraje.
2. La presión de pastoreo o forraje disponible.
3. El efecto del medio sobre el animal.

Cuando el forraje es gustoso, el animal consume más.

En la tabla 1 se incluyen algunos datos sobre el consumo de forraje o ensilaje por animal.

Cuadro 1. Consumo diario aproximado de razas lecheras según su estado productivo y edad.

ANIMAL	CANTIDAD MÍNIMA KG.	CANTIDAD MÁXIMA KG.
Vacas productivas	30	50
Vacas secas	30	40
Novillas de 360 kg.	25	35
Novillas de 300 kg.	20	25
Terneritas de 5 meses	9	13
Novillas y toretes	20	35

Cuando se considera el efecto del medio sobre el animal, se ha observado que en medios desfavorables los animales son menos productivos como resultado, entre otros

factores, de un menor consumo de forraje. Este caso se presenta cuando los animales se encuentran pastoreando bajo condiciones de topografía muy pendiente, en donde tienen que recorrer bastante terreno y gastar mucha energía para obtener el alimento que necesitan, en estas condiciones la ganancia en peso es baja; otro caso del efecto del ambiente es el de los climas cálidos, como es el caso del valle del Sinu, en esta zona el ganado pasa la mayor parte del tiempo en la sombra y en los pantanos y pastorean muy poco, lo cual se refleja en una baja producción.

La precipitación y la temperatura, que son los dos factores ambientales que más influyen en el clima de una región, tienen una gran influencia sobre la adaptación y producción del ganado.

1.3. CARACTERISTICAS FISIOLÓGICAS DEL ANIMAL.

Existen tres factores que nos determinan las características fisiológicas de un animal y son:

1. Edad.
2. Herencia
3. Alimentación anterior.

Es importante que los animales seleccionados para la producción de leche, carne, lana, etc., se encuentren muy bien adaptados al medio, que posean unas buenas características genéticas y una edad adecuada para la reproducción y producción. El

control de parásitos (internos y externos) debe hacerse con regularidad y según exigencias de la zona.

Al combinarse bien los factores de forraje, animal y medio ecológico, se es posible el aumento de la producción (leche, carne, lana, etc.) y del porcentaje de natalidad, con una disminución de la mortalidad animal.

2. PASTOS Y FORRAJES

El término pasto se refiere principalmente a las gramíneas y leguminosas rastreras, naturales o introducidas, y la palabra forraje corresponde a especies vegetales en general, ya sean herbáceas, arbustivas y arbóreas; tanto los pastos como los forrajes son utilizados en la alimentación de bovinos, equinos, caprinos y ovinos, principalmente de los animales rumiantes. Las gramíneas, los henos, los ensilajes y residuos de cosecha como la socas y otros pueden considerarse también como forrajes.

El sur de los departamentos de Bolívar, Sucre y Magdalena presentan gran variabilidad de suelos, topografía y humedad. En las páginas siguientes se describirán las principales especies forrajeras.

Cuando hablamos de tierras altas nos referimos a las sabanas de sucre, Bolívar y Magdalena, tierras no inundables de topografía ondulada y cuando mencionamos las tierras bajas estamos refiriéndonos a toda la llanura inundable de la región conocida como depresión momposina.

2.1. CLASES DE PASTOS Y FORRAJES

2.1.1. Pastos y forrajes de tierras altas

2.1.1.1. Gramíneas

2.1.1.1.1 Colosoana, Kikuyina o Kikuyo. Es la gramínea mas común en las tierras altas de la región. Es de porte bajo y emradiza con facilidad. No resiste inundación ni suelos con bajo drenaje y aunque soporta suelos de baja fertilidad su rendimiento es mejor en tierras de mediana fertilidad.

2.1.1.1.2. Angletón. Es una gramínea de buena calidad que crece en matojos erectos en suelos pocos ondulados de buena fertilidad y en la zona de sabanas planas semibajas de bajo drenaje y de buena fertilidad. Resisten mas humedad que la Colosoana.

Tiene gran capacidad de producir muy buena cantidad de forrajes en estado tierno.

Los ganaderos prefieren usar los potreros de Angletón para la finalización del ganado de ceba y para las vacas de mejor producción de leche; de igual forma terneros recién destetados y animales débiles, se recuperan rápidamente en potreros de Angletón en estado tierno.

2.1.1.1.3. Guinea. Es una gramínea común en las tierras altas arenosas y bien drenadas del municipio de Santa Ana (Magdalena). Es de porte mediano y de raíz profunda y crecimiento rápido en matojos.

A pesar de que su forraje es de muy buena calidad y producciones individuales de carne y leche pueden ser altas, la producción por hectárea año se reduce notablemente.

2.1.1.1.4. Climacuna. Es una especie de muy buena calidad con habito de crecimiento similar al Angletón, pero mas rastrera y con menor matojamiento. De las especies es quizás la de mas alta gustosidad, lo que hace que cuando esta asociada con otras gramíneas su persistencia sea mas baja y pueda ser colonizada por ellas.

Por adaptarse bien en zonas húmedas y poseer buena calidad y disponibilidad de forraje por hectárea es una buena reserva para los veranos en tierras altas; su persistencia depende en gran medida del control del pastoreo (por su alta gustosidad) y de su establecimiento en las zonas mas fértiles, arcillosas y húmedas de las fincas.

2.1.1.1.5. Granadilla. Es una especie natural y anual de las tierras altas, erecta y bastante agresiva. Crece donde hay baja población de pasto, en zonas recién aradas o quemadas y en lotes donde se haya presentado fuerte ataque de plagas, siempre al inicio del verano.

2.1.1.1.6. Gramas. Sobresalen la pelo de vieja, pata de gallina, horquellita, coquito, liendrepuerco, teatino, panza'e vaca, etc. son plantas de porte bajo, algunas de ellas anuales. Se presentan al inicio del invierno en zonas que han sido sobrepastoreadas el año anterior; muchas permanecen en suelos compactados y sobrepastoreados y otras como el teatino, pasto nativo, invaden las sabanas de Colosoana que han sido atacadas por plagas de pastos.

2.1.1.2. Arbóreas leguminosas y no leguminosas forrajeras

2.1.1.2.1. Leucaena. Es una leguminosa arbórea bien adaptada a la tierras altas secas y arenosas no encharcables que no sean rojas; se comporta bien en suelos de baja fertilidad.

Se ha observado que terneros que pastan en bancos de Leucaena tienen un comportamiento que no tienen acceso a los bancos.

2.1.1.2.2. Matarraton. Es la leguminosa arbórea más común en la región; se adaptan bien a todos los suelos de la región exceptuando los inundables; se ha utilizado tradicionalmente para cercas vivas debido a la facilidad de su prendimiento por estacas.

2.1.1.2.3. Totumo. No es una leguminosa. Es muy rústica, de gustosidad media y gran capacidad de propagación por semilla.

2.1.1.2.4. Orejero. Leguminosa de gran tamaño, de baja gustosidad; muy importante por que produce frutos y follaje en la época más crítica del verano cuando ya no hay pastos, por lo que el ganado la puede consumir en esta época.

2.1.2. Pastos y forrajes de tierras bajas.

2.1.2.1. Gramíneas

2.1.2.1.1. Alemana. Es la gramínea introducida mas importante en las zonas inundables de la Depresión Momposina. Requiere de inundación en ciertos periodos para asegurar su persistencia. Es de menor gustosidad y valor nutritivo que el admirable o Pará pero es más resistente a las plagas, más rústico, tolera más carga y compite mas con las melazas. Se utiliza especialmente para pastoreo de vacas y terneros de ordeño, y ceba de novillos en época de verano.

2.1.2.1.2. Admirable o Pará. Se adapta bien a los suelos inundables de la zona, sobre todo en los de más altura. Es menos exigente en inundación y humedad que la alemana, pero es bastante susceptible a plagas como el pulgón, carboncito, etc. que lo pueden destruir completamente después de las crecientes y al inicio del verano que es cuando más se necesita.

Es de mejor valor nutritivo y gustosidad que la alemana, pero de menor persistencia. Se utiliza principalmente para finalización de novillos de ceba en el verano.

2.1.2.1.3. India. Se utiliza para ceba de novillos y para vacas en ordeño. Es de muy buena calidad cuando está tierna y se constituye en material de reserva en épocas de inundación por ubicarse en las partes más altas de las tierras bajas.

2.1.2.1.4. Estrella o tumba viejo. Es una gramínea de crecimiento rastrero; se adapta bien a los suelos compactados y de baja inundabilidad de la Depresión Momposina. Es de baja gustosidad.

2.1.2.1.5. Urare y Braquipará. No se conoce bien el comportamiento de estas especies debido a que en los últimos años es que se ha venido sembrando en algunas fincas de la Depresión Momposina.

2.1.2.2. Arbóreas leguminosas y no leguminosas forrajeras. En las tierras bajas en épocas de verano se presentan algunas leguminosas espontaneas rastreras que deben protegerse del control de malezas pues el ganado las consume sobre todo cuando se presentan escasez de gramíneas por algún motivo.

En general las leguminosas y arbóreas forrajeras tienen menor importancia relativa en las zonas bajas; una de las razones es que por ser estas últimas más húmedas deben tener menor luminosidad y una menor densidad de árboles que en las tierras altas secas ya que se ha observado que mucha densidad de arbóreas incrementa la humedad relativa presentándose efectos negativos en el animal en su disipación de calor corporal, producción y reproducción.

3. RESIDUOS AGRICOLAS

Para la producción de concentrado para el consumo animal además de los pastos y/o forraje, es ventajoso utilizar productos o desechos agrícolas, como lo son caña de azúcar, cascaras de plátano, cascaras de piña, yuca seca, maíz, etc.

Las ventajas de la utilización de los desechos agrícolas en la producción de concentrado para animales son:

- Se contribuye con el equilibrio ambiental.
- Adiciona alto valor nutritivo al forraje.
- Aumenta la gustosidad del concentrado.
- Aumenta la cantidad de alimento disponible para el consumo animal

3.1. CLASES DE RESIDUOS AGRICOLAS

Los residuos agrícolas comúnmente utilizados en la producción de concentrado para animal se describen a continuación:

3.1.1. Maíz. El maíz, las tusas y los tallos contienen un gran valor nutricional para la alimentación animal dado su contenido de aceites, carbohidratos y proteínas.

Con el maíz puede salvarse el bache veraniego, llenar los silos y cosechar mazorca; es decir, dar cumplida respuesta a toda una amalgama de necesidades alimentarias a lo largo de la mayor parte del año.

Los tipos más recomendables son de tallo azucarado; resultan más interesantes desde el punto de vista forrajero que los ordinarios, no desmerecen a la hora de cosechar las mazorcas y proporcionan la mayor producción energética.

3.1.2. Caña de azúcar. Es un producto de alto valor nutricional debido principalmente a su alto contenido de vitaminas, hierro y calcio. Al ser suministrado en forma individual o mezclado con otros alimentos se obtiene un producto con alta fuente de energía.

3.1.3. Yuca. La yuca, al igual que la caña de azúcar, contiene alto porcentaje de carbohidratos y proteínas. Aunque este valor alimenticio puede perderse sino se procesa antes de tres días después de haberse cortado la raíz.

4. ADITIVOS O PRESERVATIVOS

Los aditivos o preservativos son sustancias o materiales que sirven para preservar el pasto dentro del silo, además de aumentar el valor nutritivo de este.

Los forrajes con bajo contenido de carbohidratos, tales como los pastos y las leguminosas, productos con niveles superiores de 75% de humedad y/o productos con niveles inferiores al 65%, requieren algunos productos aditivos como melaza, maíz molido de 3ª molida, etc. para corregir la humedad ó aumentar el contenido de carbohidratos, y a su vez asegurar una buena fermentación del material ensilado.

Los aditivos tienen las siguientes ventajas:

- Absorben el exceso de humedad.
- Reducen la penetración del agua hacia niveles inferiores del ensilaje.
- Aumentan el valor nutritivo del alimento para el animal (forraje - ensilaje).
- Mejoran el sabor del forraje - ensilaje.

En la actualidad se utilizan dos tipos generales de preservativos:

1. Sustancias que estimulan la fermentación del ácido láctico por medio de agregados de azúcar u otros carbohidratos fácilmente fermentables.

2. Sustancias que reducen al mínimo la fermentación únicamente porque evitan el desarrollo de bacteria indeseables.

En el primer caso se utilizan:

- Melazas, ya sean secas o en solución, que son carbohidratos que ayudan a la formación de ácido láctico en pasto maduro.
- Granos de cereales, molidos, tales como maíz, tusa, cebada, sorgo.
- Pulpa de remolacha azucarada
- Suero de leche o lactosa.
- Papa cocida.
- Bagazo de caña de azúcar.
- Cascarilla de algodón
- Pulpa cítrica seca.

Es necesario mezclar bien estos materiales con el forraje antes de o al ser introducidos. Poner en practica estas técnicas no siempre es fácil, de ahí el cuidado con ellas. No se debe usar sal porque no estimula la actividad bacteriana ni actúa como antiséptico.

4.1. USO DE LA MELAZA.

Es unos de los aditivos más importantes y económicos, mejora el gusto del ensilaje y obviamente lo vuelve mas palatable. Un galón de melaza pesa aproximadamente 6

kilogramos. Un tambor de melaza de los de 55 galones que se utilizan para combustible pesa aproximadamente unos 300 kilogramos.

Cuando se ensilan gramíneas solo pueden añadirse 20 a 30 kilogramos de melaza por tonelada de forraje, disuelto en un peso igual de agua.

Cuanto menos madura este la cosecha, es decir esta muy verde o sea muy húmeda, mayor cantidad de melaza debe usarse.

El exceso de melaza no es perjudicial pero es antieconómico.

4.2. USO DE LA UREA

El uso de la urea aumenta el contenido proteínico del ensilaje para ganado vacuno, se utiliza urea, del tipo para alimentar ganado en el ensilaje, ya sea sola o en combinación a razón de 4.5 kilogramos por tonelada de material verde, aumentando así el contenido de ácido del ensilaje.

4.3. USO DE GRANOS ALIMENTICIOS

Los granos alimenticios han demostrado ser muy buenos preservativos. El maíz molido, la tusa molido, la avena molido, la cebada y otros elementos como pulpa seca de remolacha, pulpa cítrica seca, cascara de algodón, paja picada de cereales.

Estos materiales absorben el exceso de humedad, aumenta el valor nutritivo del forraje o ensilaje, mejoran el sabor del forraje. El grano molido puede ser agregado a razón de 50 a 100 kilogramos por tonelada del ensilaje dependiendo del contenido de humedad del forraje.

Cuadro 2. Kilogramos de preservativos o aditivos añadidos por tonelada de material verde

MATERIAL VEGETAL	MELAZAS	MAÍZ Y TUSA MOLIDOS	MAÍZ, CEBADA Y TRIGO MOLIDO	SUERO SECO
	(kilos por tonelada de material vegetal verde)			
Leguminosas, verdes, frescas: Alfalfa, trébol rojo.	40	100	75	20
Soya.	50	125	100	30
Leguminosas marchitas	30	75	50	15
Leguminosas y gramíneas mixtas, después de que las gramíneas han espigado:	40	100	75	20
Verdes frescas				
Marchitas	30	50	50	15
Gramíneas y cereales antes de espigar:	30	100	75	20
Verdes, frescas.				
Marchitas	20	50	50	15
Gramíneas y cereales, después de espigar:	20	50	35	10
Verdes				
Marchitas	nada	nada	nada	nada

6. CAPACIDAD DE LA MÁQUINA

La capacidad de la máquina para la producción de concentrado para animales se estima teniendo en cuenta la cantidad de animales a alimentar, la cantidad de alimento consumido por cada animal además del número de horas que estará en funcionamiento de la máquina.

El número de animales (reses) a alimentar es de 94, cada una de estas consume el 10% de su peso en comida por día, y el promedio en peso de las reses es de 400 kilogramos, por lo tanto la cantidad de alimento concentrado consumido por animal es de 40 kg./día. La cantidad total consumida por los 94 animales es de 3760 kg./día.

El funcionamiento de la máquina se estima que será de 5 horas/día.

Entonces, la capacidad de la máquina se estima de la siguiente manera: La cantidad de alimento consumido por día en kilogramos dividido entre el número de horas que funciona la máquina diariamente, esto da como resultado:

Capacidad de la máquina = 752 kg./hora.

7. GENERALIDADES DE LA MÁQUINA PARA LA PRODUCCIÓN DE CONCENTRADO PARA ANIMALES

7.1. DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA.

La máquina para la producción de concentrado para animales se diseña teniendo en cuenta factores de economía, espacio, funcionamiento y mantenibilidad.

La máquina realizará tres operaciones que son: picar material verde como pastos (forrajes), desechos agrícolas (caña de azúcar, yuca, etc.), moler o triturar productos secos (maíz en granos, hojas secas, etc.) y mezclar los productos anteriores junto con aditivos como melazas, sales, etc.

Los procesos de picado y trituración se realizan en una misma máquina, en la cual los dispositivos para realizar estas labores están acoplados a un mismo eje.

El mezclado se llevará a cabo en un tornillo sinfin transportador-mezclador en disposición vertical.

Para realizar estos procesos la máquina cuenta con dos fuentes motrices, una para el proceso de picar y triturar, y otra para el proceso de mezclado.

Para el diseño y construcción de la máquina se tuvo en cuenta aspectos como: velocidad del rotor, tipo de cuchilla (ángulo de corte), capacidad de producción.

La velocidad del rotor se escogió teniendo en cuenta que los dos procesos (picado y trituración) se realizan en el mismo eje rotor. La velocidad para el picado utilizada frecuentemente es de 600 o más r.p.m. dependiendo del tamaño y disposición de la máquina, y la velocidad para el proceso de trituración es de 2100 r.p.m. Se estableció que la máquina debe trabajar a una sola velocidad, por consiguiente la velocidad de la máquina para el picado y trituración es de 2100 r.p.m.

7.2. DESCRIPCIÓN DE LAS PARTES DE LA MÁQUINA PICADORA Y TRITURADORA.

Para el proceso de picado se selecciona una máquina picadora-sopladora estacionaria debido a lo práctico de su funcionamiento, además de ser de fácil mantenimiento y de bajo costo de adquisición.

Para el proceso de trituración se escoge un molino de martillos, esto se hace teniendo en cuenta que los procesos de picado y trituración se encuentran ubicados sobre un mismo eje rotor, entonces el mecanismo que mejor se adapta para esta disposición es el de molino de martillos, además de ser de fácil fabricación y poca mantenibilidad.

Básicamente la máquina picadora o trituradora está constituida por las siguientes partes:

7.2.1. Máquina motriz (motor o máquina conductora). Es aquella que proporciona el movimiento al eje del sistema rotativo para corte y molienda (trituración). La máquina diseñada esta dotada de un motor eléctrico trifasico de 3 HP de potencia y 1800 r.p.m. teniendo en cuenta los siguientes parámetros: son silenciosos, producen pocas vibraciones, relativamente económicos y además comparados con los motores de combustión interna son de menores proporciones y no contaminantes.

7.2.2. Sistema de transmisión de potencia. Es uno de los elementos más importantes, su función es la de transmitir el giro al eje de la máquina y reducir y aumentar la velocidad de salida del motor para así obtener la velocidad que se requiere en los elementos de corte y trituración. Para la transmisión de potencia desde la máquina motriz o motor al eje de la máquina conducida se emplea un sistema de transmisión de correas en V.

Para la selección de este tipo de transmisión de potencia se tiene en cuenta los siguientes parámetros:

1. Relación de velocidades.
2. Flexibilidad de la correas.
3. Transmite mayor potencia debido al efecto cuña.
4. Por su forma y efecto cuña se requiere distancias de centros cortas.
5. Facilidad de montaje.

6. Mantenimiento mínimo.
7. Costos de adquisición relativamente bajos comparados con otros sistemas de transmisión (cadenas, reductor de velocidad, etc.).

7.2.3. Sistema para corte, soplado y triturado. Este sistema esta equipado por los sistemas de corte - soplado de forraje y el sistema de triturado.

7.2.3.1. Sistema de corte - soplado de forraje. Esta constituido por los siguientes elementos:

7.2.3.1.1. Soporte de cuchillas: En este van instaladas las cuchillas para el corte de forraje, además sirven de paletas o aspas para soplar el material picado o triturado, empleando el mismo principio de una bomba centrífuga.

7.2.3.1.2. Cuchillas. Son los elementos encargados de realizar el corte del forraje. Las cuchillas que serán utilizadas en el presente proyecto fueron diseñadas y patentadas por el ingeniero mecánico Carlos José Osorio Noriega, el cual se baso en diversos ensayos para la determinación del ángulo de corte que ofrezca mayor eficiencia en el corte de forraje. Las características de estas cuchillas son:

- Material Acero AISI 4018
- Angulo de corte 30°
- Angulo de filo 50°
- Angulo de alivio 10°

Las cuchillas deben poseer resistencia al desgaste y una dureza alta. La máquina será equipada con tres cuchillas y estarán dispuestas de forma tal que realicen la operación de corte en forma gradual.

7.2.3.1.3. Contracuchilla: También llamada cuchilla fija, es el elemento que ayuda a las cuchillas al corte del material o forraje, con ella se logra un trabajo de picado más uniforme y suave, por lo tanto es indispensable que presente características o propiedades mecánicas similares a la de las cuchillas.

7.2.3.2. Sistema triturador. Este esta constituido por los siguientes elementos

7.2.3.2.1. Martillos trituradores. Están constituidos por cinco platinas pivoteadas a un tornillo, las cuales tiene el objetivo de triturar materiales como maíz seco con tusa, cascara, hojas y productos secos, deben presentar características de alta dureza en la parte que hace contacto con el material a triturar. Están fabricados de acero AISI 1070.

7.2.3.2.2. Portamartillos. Es la cavidad donde se encuentran alojados y pivoteados los martillos trituradores. Se encuentran ubicados en la periferia del rotor.

7.2.3.2.3. Arandelas espaciadoras. Son las encargadas de que exista un movimiento libre de los martillos, evitan que estos entren en contacto entre si y obstaculicen la labor de triturado.

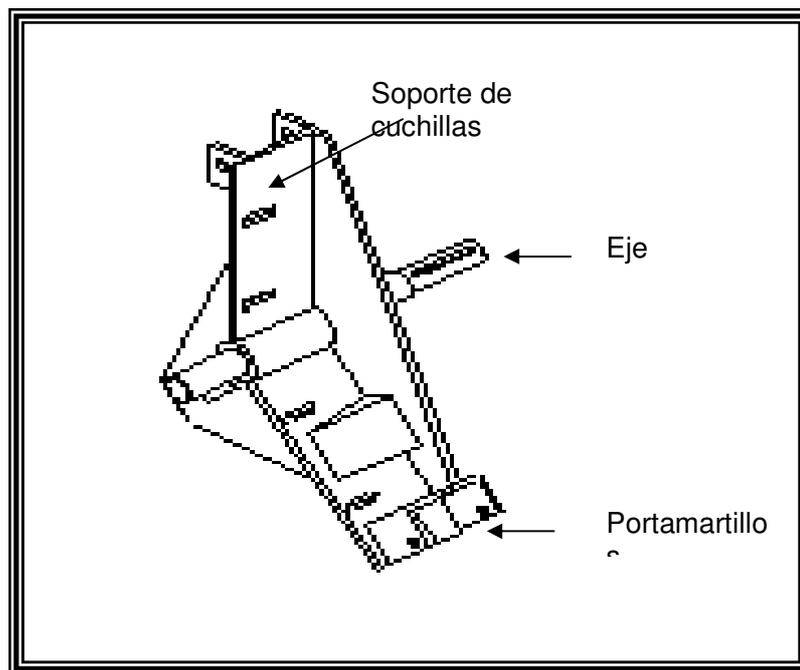


Figura 12. Rotor de la máquina picadora - trituradora

7.2.3.2.4. Criba o tamiz. Es una especie de malla situada antes de la salida del material de la máquina y se encarga de dejar pasar solamente el material triturado que cumpla con las características de tamaño deseado, el material que no cumpla con las características permanece en el interior de la maquina hasta que su tamaño es reducido y pueda pasar por el tamiz. Esta fabricado de acero al carbono.

7.2.4. Cuerpo de la máquina. Tiene una disposición similar a la de una bomba centrifuga para permitir el soplado del material picado o triturado. Sirve como caja de la sopladora, Esta dividido en dos módulos lo cual facilita su limpieza y mantenimiento. En su interior va alojado la parte motriz de la máquina.

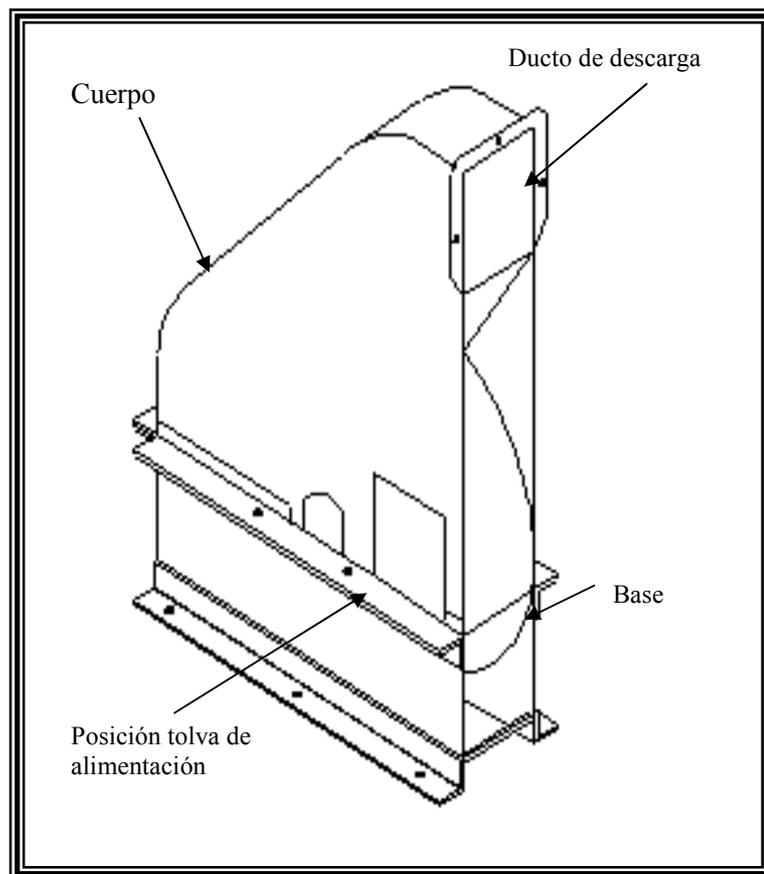


Figura 13. Cuerpo de la máquina picadora - trituradora

7.2.5. Tolva de alimentación. Dispositivo por el cual se introduce el material a la máquina, consta de un cuerpo y una tapa dosificadora la cual se utiliza en el momento de introducir el material a triturar.

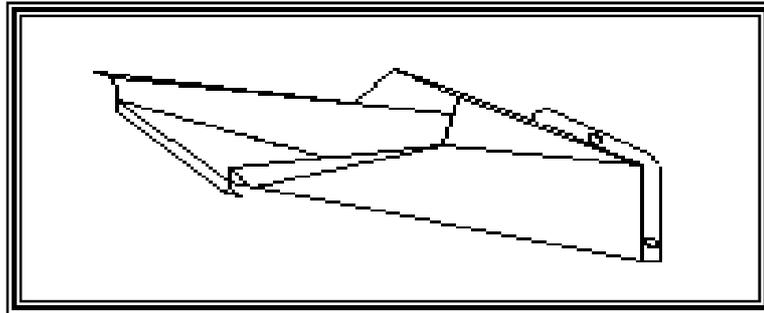


Figura 14. Tolva de alimentación de la máquina trituradora

7.2.6. Ducto de descarga del material picado y/o triturado. Conduce el material triturado o picado desde la maquina picador y/o trituradora hasta la máquina mezcladora, donde se prepara el alimento concentrado mediante la adición de sales, melazas, minerales, etc.

7.2.7. Dispositivo Ciclón. Es el dispositivo para la recolección de polvo que se emplea con mayor frecuencia en el cual el aire cargado de polvo penetra tangencialmente en una cámara cilíndrica o cónica, en uno o más puntos, y sale de la misma a través de una abertura central. En virtud de su inercia, las partículas de polvo tienden a desplazarse hacia la pared exterior del separador, desde la cual son conducidas a un receptor. El ciclón es esencialmente una cámara de sedimentación en la que la aceleración gravitacional se sustituye con la aceleración centrífuga.

7.3. DESCRIPCIÓN DE LAS PARTES DE LA MÁQUINA MEZCLADORA

Para realizar el proceso de mezclado se escogió un mezclador de tipo tornillo sinfin vertical, el cual es de fácil mantenimiento, disposición sencilla y practica. Con este tipo de mezclador se obtienen mezclas homogéneas, poco consumo de potencia para el funcionamiento, evitan formación de polvos.

Las principales partes de esta máquina son:

Máquina motriz (motor). Es la que proporciona el movimiento al eje del sistema rotativo para el proceso de transporte y mezclado desde la tolva de alimentación hacia el deposito de mezclado. La máquina diseñada esta dotada de un motor eléctrico trifasico, de 1.5 HP y con 1800 r.p.m. teniendo en cuenta los mismos parámetros del ítem 7.2.1.

7.3.2. Sistema de transmisión de potencia. Para la transmisión de potencia desde el motor hasta el eje de la máquina mezcladora se emplea un sistema de transmisión de 3 correas en V, sección A .

Para la selección de este tipo de transmisión de potencia se tiene en cuenta los siguientes parámetros:

Relación de velocidades

Transmite mayor potencia debido al efecto cuña.

Por su forma y efecto cuña se requiere distancias de centros cortas.

Facilidad de montaje.

Mantenimiento mínimo.

Costos de adquisición relativamente bajos comparados con otros sistemas de transmisión (cadenas, reductor de velocidad, etc.).

7.3.3. Tornillo transportador-mezclador. Este tornillo es de doble sección, la primera sección se utiliza para elevar el material desde la tolva de alimentación hacia el depósito de mezclado, donde la segunda sección del tornillo de hélice de mayor diámetro realiza la mezcla del material.

7.3.4. Cuerpo de la mezcladora. Tiene forma de cónica, fabricado en lamina de acero calibre 16. Consta de dos compartimentos, el primero de forma cilíndrica el cual permite el transporte del material y un segundo compartimento de forma cónica que facilita el mezclado del material.

7.3.5. Tolva de alimentación y descarga. La tolva de alimentación se encuentra ubicada en la parte inferior del mezclador, en ella se deposita el materia prima para realizar el concentrado. La tolva de descarga se encuentra ubicada en la sección donde se realiza el mezclado, por ellas se evacua el material mezclado el cual es el alimento concentrado para el consumo animal.

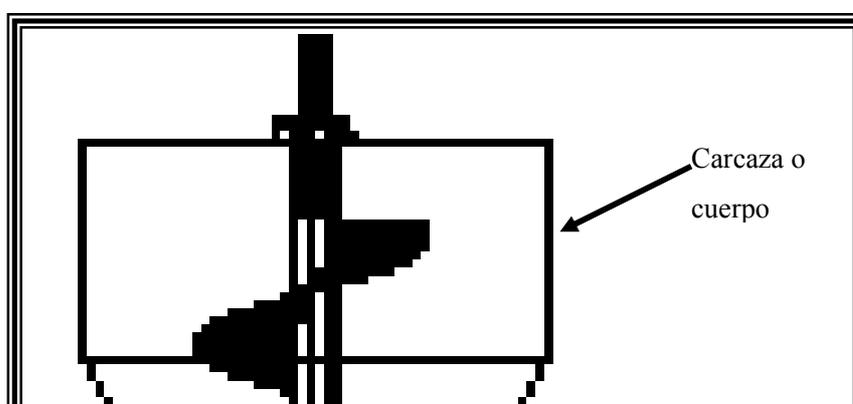


Figura 15. Máquina mezcladora

7.4. FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA PARA PRODUCIR CONCENTRADO PARA ANIMALES.

La máquina se empleara para procesar material verde o seco. Inicialmente se debe determinar el modulo de operación de la máquina ya sea de picado o de molienda, cuando se utiliza esta maquina como picadora de forraje no se utilizan las zarandas. Entonces se procede a introducir el pasto sosteniéndolo, nunca soltándolo sino

halándolo un poco, ya que la máquina tiende a halarlo por la acción succionadora de las cuchillas. Se debe dejar que la máquina vaya tragando el material.

- **Proceso de picado.** Cuando el material se introduce en la máquina picadora entra en acción las cuchillas las cuales gracias a su peso, fuerza de corte y su movimiento rotatorio cortan el material.

Debido a la fuerza centrífuga que le imprime la máquina al forraje cortado y por poseer esta un conducto de descarga en la parte superior, el material es soplado hacia fuera, simulando el principio de una bomba centrífuga.

- **Proceso de molienda.** Cuando se desea procesar granos para obtener un producto más harinoso, se puede poner a funcionar la máquina como molino. Se debe seleccionar la zaranda o criban deseada y se coloca en la corredera que tapa la puerta de enfrente, la tapa dosificadora se abre de acuerdo al producto que se vaya a procesar.

Los granos son triturados por la acción de los martillos los cuales golpean repetidamente el material ocasionando la fragmentación de este.

El material descargado se dirige hacia el ciclón el cual tiene como función reducir la velocidad con que sale el material de la picadora y/o trituradora, y para separar las partículas trituradas, del aire y el polvo, provenientes de la molienda,.

El material en el ciclón realiza un recorrido circular y descendente.

Posteriormente el material picado y/o triturado junto con los aditivos suministrados a la máquina (sales, melazas, minerales, etc.) se dirigen, a la entrada de la sección del tornillo mezclador que eleva el material por la fricción ejercida entre las hélices y las paredes del canal vertical. Alcanzando el material la segunda sección del tornillo; este, al no encontrar una superficie aleadaña a las hélices y por la misma velocidad de rotación del tornillo cae a la parte inferior de la segunda sección, acumulándose el material y mezclándolo con la ayuda de un elemento agitador acoplado al eje del tornillo, hasta una determinada duración de mezclado, para así obtener una mezcla homogénea la cual es el producto final que servirá como alimento concentrado para el consumo animal.

8. CALCULOS PARA LA POTENCIA DE LA MÁQUINA PICADORA O TRITURADORA

8.1. CALCULO DE LOS MOMENTOS DE MASA DE COMPONENTES MOTRICES DE LA MÁQUINA PICADORA - TRITURADORA

El calculo de los momentos de inercia es importante para poder calcular o estimar la potencia necesaria la vencer la inercia.

Para el calculo del momento de inercia del centro o rotor, se calcula el momento de inercia de cada componente.

8.1. 1. Momento de inercia de masa del triángulo rotor.

$$I_z = m (a^2 + b^2) / 18 \quad \text{Ecuación 8.1}$$

$$m = v * \rho \quad \text{Ecuación 8.2}$$

$$v = \frac{b * h}{2} * t \quad \text{Ecuación 8.3}$$

$$a = 2/3 h \quad \text{Ecuación 8.4}$$

Donde:

I_z = momento de inercia de masa respecto al eje Z (kg. mm²)

m = masa del cuerpo (kg.)

a = Distancia de un vértice al centroide (mm)

b = Lado del triángulo (mm)

v = volumen triángulo rotor (mm³)

ρ = densidad del acero (kg. / mm³)

h = Altura del triángulo (mm)

t = calibre del triángulo rotor (mm)

$$b = 337 \text{ mm}$$

$$\rho = 7.86 \text{ E-6 kg. / mm}^3$$

$$h = 292 \text{ mm}$$

$$t =$$

Reemplazando los valores en las respectivas fórmulas se obtiene:

$$a = 194.67 \text{ mm}$$

$$v = 0.3124 \text{ E6 mm}^3$$

$$m = 2.456 \text{ kg.}$$

$$I_z = 20700.3 \text{ kg. mm}^2$$

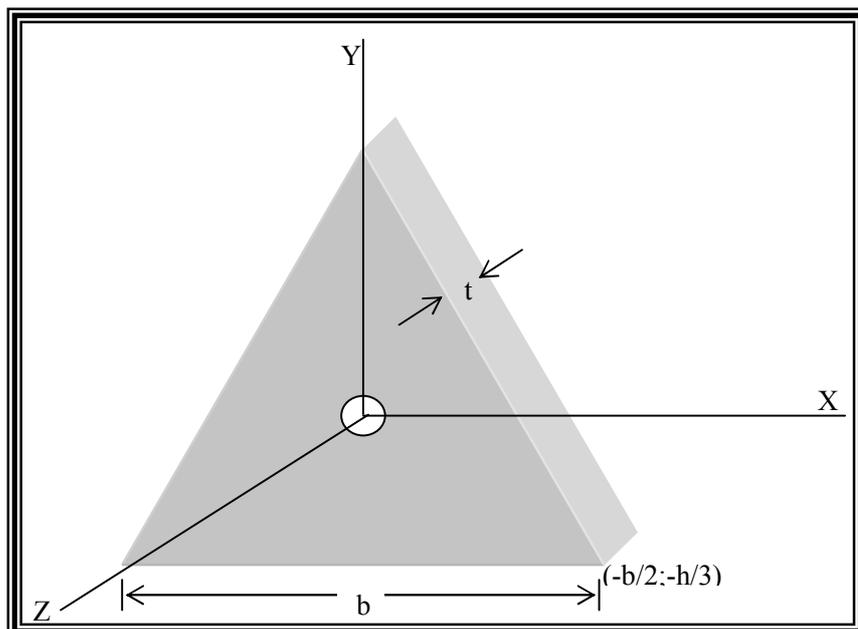


Figura 17. Triángulo rotor.

8.1.2. Momentos de inercia de masa de los martillos trituradores. Los martillos trituradores son cinco platinas de ¼ “ de espesor. Para el calculo del momento de inercia de los martillos se toman como si fuese un solo cuerpo con espesor y masa igual a la de las cinco platinas.

Momento de inercia de masa de los martillos

$$I_Z = 3 I_{XZ} + 3 I_{YZ} \quad \text{Ecuación 8.5}$$

$$I_{XZ} = I'_{XZ} + m (d_1)^2 \quad \text{Ecuación 8.6}$$

$$I'_{XZ} = \frac{1}{12} m b^2 \quad \text{Ecuación 8.7}$$

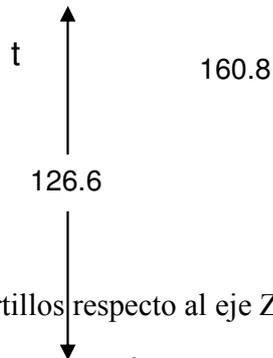
$$I_{YZ} = I'_{YZ} + m (d_2)^2 \quad \text{Ecuación 8.8}$$

$$I'_{YZ} = \frac{1}{12} m c^2 \quad \text{Ecuación 8.7}$$

$$m = \rho v$$

$$v = c * b * t$$

c



Donde:

I_Z = momento de inercia de masa dde los martillos respecto al eje Z (kg. mm²)

I_{XZ} = momento de inercia respecto al plano XZ (kg. mm²)

I_{YZ} = momento de inercia respecto al plano YZ (kg. mm²)

I'_{XZ} = momento de inercia respecto al plano XZ en el eje centroidal (kg. mm²)

I'_{YZ} = momento de inercia respecto al plano YZ en el eje centroidal (kg. mm²)

m = masa de los martillos (kg)

ρ = densidad del material de los martillos (kg. / mm³)

v = volumen de los martillos (mm³)

d_1 = distancia del centroide del martillo hasta el eje X (mm)

d_2 = distancia del centroide del martillo hasta el eje Y (mm)

c = ancho de los martillos (mm)

b = altura de los martillos (mm)

t = espesor de los martillos (mm)

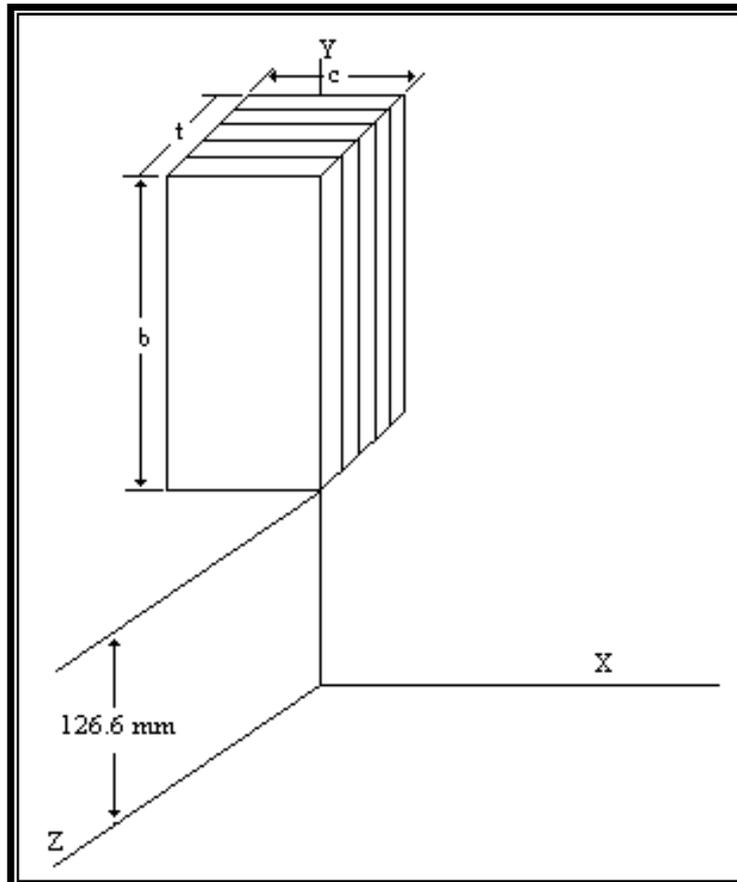


Figura 18. Martillos trituradores

$$\rho = 7.86E-6 \text{ kg/mm}^3$$

$$d_1 =$$

$$d_2 =$$

$$c = 24.5 \text{ mm}$$

$$b = 68 \text{ mm}$$

$$t = 5 * 63.5 \text{ mm} = 31.75 \text{ mm}$$

Remplazando los valores en las respectivas fórmulas obtenemos

$$v = 52895.5 \text{ mm}^3$$

$$m = 0.41 \text{ kg}$$

$$I'_{YZ} = 20.796 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{YZ} = 83.184 \text{ kg. mm}^2$$

$$I'_{XZ} = 160.2 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{XZ} = 10885 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_Z = 32904.55 \text{ kg. mm}^2$$

8.1.3. Momento de inercia de los porta martillos

Para el calculo del momento de inercia de masa de los portamartillos se toman este como dos cuerpos independientes para facilitar los cálculos.

Momento de inercia del cuerpo 1

$$v = c * b * t$$

Donde:

c = ancho de los portamartillos martillos = 50.8 mm

b = altura de los portamartillos = 50.8 mm

t = profundidad espesor de los portamartillos = 4.76 mm

v = volumen de los portamartillos = 12283.8 mm³

$$m = \rho v$$

ρ = densidad del acero = 7.86E-6 kg/mm³

m = masa de los portamartillos = 9.66 E -2 kg.

Momento de inercia de masa del cuerpo 1

$$I_{ZG} = I'_{XZ} + I'_{YZ} = \frac{1}{2} m * b^2 + \frac{1}{2} m * c^2$$

I_{ZG} = momento de inercia con respecto a Z en el eje centroidal

$$I'_{XZ1} = \frac{1}{12} m b^2$$

$$I'_{XZ1} = 20.77 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{XZ1} = I_{X1}' + m d^2$$

$$I_{XZ1} = 2039.93 \text{ kg. mm}^2$$

$$I'_{YZ1} = \frac{1}{12} m c^2$$

$$I'_{YZ1} = 20.77 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{YZ1} = I_{Y1}' + m d^2$$

$$I_{XZ1} = 52.0729 \text{ kg. mm}^2$$

Momento de inercia del cuerpo 2

$$v = c * b * t$$

Donde:

$$c = \text{Ancho de los portamartillos} = 50.8 \text{ mm}$$

$$b = \text{Altura de los portamartillos} = 4.7 \text{ mm}$$

$$t = \text{Profundidad de los portamartillos} = 46 \text{ mm}$$

$$v = \text{Volumen de los portamartillos} = 10982 \text{ mm}^3$$

$$m = \rho v$$

$$\rho = \text{densidad del acero} = 7.86 \text{E-6 kg/mm}^3$$

$$m = \text{masa de los portamartillos} = 0.086 \text{ kg.}$$

Momento de inercia de masa de los portamartillos

$$I_{ZG} = I'_{XZ} + I'_{YZ} = \frac{1}{2} m * b^2 + \frac{1}{2} m * c^2$$

I_{ZG} = momento de inercia con respecto a Z en el eje centroidal

$$I'_{XZ2} = \frac{1}{12} m b^2$$

$$I'_{XZ2} = 0.16547 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{XZ2} = I'_{XZ2} + m d^2$$

$$I_{XZ2} = 1293.59 \text{ kg. mm}^2$$

$$I'_{YZ2} = \frac{1}{12} m c^2$$

$$I'_{YZ2} = 18.8268 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{YZ2} = I'_{YZ2} + m d^2$$

$$I_{YZ2} = 47.1914 \text{ kg. mm}^2$$

Momento total de inercia de masa del ángulo con respecto a los planos XZ y YZ

$$I_{XZtotal} = 3 (I_{XZ1} + I_{XZ2})$$

$$I_{XZtotal} = 10000.56 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{YZtotal} = 3 (I_{YZ1} + I_{YZ2})$$

$$I_{YZtotal} = 297.793 \text{ kg. mm}^2$$

Momento total de inercia respecto al eje Z

$$I_Z = I_{XZtotal} + I_{YZtotal}$$

$$I_Z = 10298.35 \text{ kg. mm}^2$$

8.1.4. Momento de inercia debido a los soportes de las cuchillas

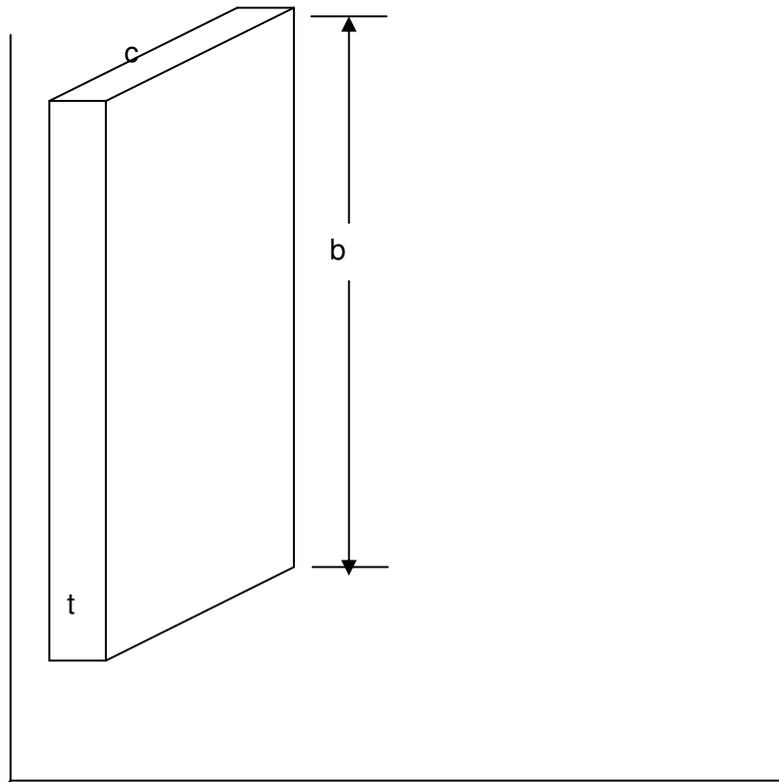


Figura 8 Soportes de las cuchillas.

$$v = c * b * t$$

donde:

t = ancho de los soporte cuchillas = 6.35 mm

b = altura de los soporte cuchillas = 150 mm

c = profundidad de los soporte cuchillas = 70 mm

v = volumen de los soporte cuchillas = 66675 mm³

$$m = \rho v$$

ρ = densidad del acero = 7.86E-6 kg/mm³

$m = \text{masa de los portamartillos} = 0.52 \text{ kg.}$

Momento de inercia de masa de los soporte de cuchillas.

$$I_{ZG} = I'_{XZ} + I'_{YZ} = \frac{1}{2} m * b^2 + \frac{1}{2} m * t^2$$

$I_{ZG} = \text{momento de inercia con respecto a Z en el eje centroidal}$

$$I'_{XZ} = \frac{1}{12} m b^2$$

$$I'_{XZ} = 982.5 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{XZ} = I'_{XZ} + m d^2$$

$$I_{XZ} = 5152.7 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{XZtotal} = 3 I_{XZ}$$

$$I_{XZtotal} = 15455.3 \text{ kg. mm}^2$$

$$I'_{YZ} = \frac{1}{12} m t^2$$

$$I'_{YZ} = 1.76 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{YZ} = I'_{YZ} + m d^2$$

$$I_{YZ} = 14.9 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{YZtotal} = 3 I_{YZ}$$

$$I_{YZtotal} = 45. \text{ kg. mm}^2$$

Momento de inercia respecto al eje Z.

$$I_Z = I_{XZtotal} + I_{YZtotal}$$

$$I_Z = 15500 \text{ kg. mm}^2$$

8.1.5. Calculo del momento de inercia de la cuchilla.

Figura 9. Cuchillas.

Momento de inercia del cuerpo de la cuchilla.

$$v = c * b * t$$

Donde:

$$c = \text{ancho de la cuchillas} = 6.35 \text{ mm}$$

$$b = \text{altura de la cuchillas} = 140 \text{ mm}$$

$$t = \text{profundidad de la cuchillas} = 65 \text{ mm}$$

$$v = \text{volumen de los soporte cuchillas} = 57785 \text{ mm}^3$$

$$m = \rho v$$

$$\rho = \text{densidad del acero} = 14.8 \text{ E-6 kg/mm}^3$$

$$m = \text{masa de las cuchillas} = 0.85 \text{ kg.}$$

momento de inercia de masa de las cuchillas.

$$I_{ZG} = I'_{xz} + I'_{YZ} = \frac{1}{2} m * b^2 + \frac{1}{2} m * c^2$$

I_{ZG} = momento de inercia con respecto a Z en el eje centroidal

$$I'_{XZI} = \frac{1}{12} m b^2$$

$$I'_{XZ1} = 1396 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{XZ1} = I'_{XZ1} + m d^2$$

$$I_{XZ1} = 7934 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{XZtotal} = 3 I_{XZ1}$$

$$I_{Xtotal} = 23803 \text{ kg. mm}^2$$

$$I'_{YZ1} = \frac{1}{12} m c^2$$

$$I'_{YZ1} = 2.87 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{YZ1} = I'_{YZ1} + m d^2$$

$$I_{YZ1} = 152.6 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_{YZtotal} = 3 I_{YZ1}$$

$$I_{YZtotal} = 547.7 \text{ kg. mm}^2$$

$$I_Z = I_{XZtotal} + I_{YZtotal}$$

$$I_Z = 24350.7 \text{ kg. mm}^2$$

8.2. CALCULO DE LA POTENCIA PARA VENCER LA INERCIA DE LOS CUERPOS EN MOVIMIENTO DE LA MAQUINA PICADORA TRITURADORA.

8.2.1. Triángulo rotor.

$$Pot = \frac{T (\text{N m}) \text{RPM}}{7124}$$

$$T = I_Z \alpha$$

$$I_Z = 20700 \text{ kg. mm}^2$$

$$\alpha = \frac{W}{t} \Rightarrow \alpha = \frac{dw}{dt}$$

5 segundos es el tiempo estimado que se demora un motor eléctrico en estabilizar su velocidad después del encendido.

$$\int_0^w dw = \int_0^3 \alpha dt$$

$$w \Big|_0^w = \alpha t \Big|_0^3$$

$$w = \alpha * 3$$

$$\alpha = \frac{w}{3} = \frac{2 \pi n}{3 * 60}$$

$$\alpha = 73.3 \text{ rad./seg.}$$

$$T = 1.51 \text{ N m.}$$

$$\text{Pot}_{\text{trian}} = 0.4 \text{ HP.}$$

8.2.2. Potencia para vencer la inercia de los martillos.

$$T = I_z \alpha$$

$$T = 2.4318 \text{ N m.}$$

$$\text{Pot}_{\text{martillo}} = 0.7 \text{ HP.}$$

8.2.3. Potencia para vencer la inercia de los ángulos que soportan los martillos.

$$T = I_z \alpha$$

$$T = 0.7548 \text{ N m.}$$

$$\text{Pot}_{\text{angulo}} = 0.22 \text{ HP.}$$

8.2.4. Potencia para vencer la inercia de los soportes de las cuchillas.

$$T = I_z \alpha$$

$$T = 1.93 \text{ N m.}$$

$$\text{Pot}_{\text{platina}} = 0.57 \text{ HP.}$$

8.2.5. Potencia para vencer la inercia de las cuchillas.

$$T = I_z \alpha$$

$$T = 1.14 \text{ N m.}$$

$$\text{Pot}_{\text{cuchillas}} = 0.33 \text{ HP.}$$

Potencia total para vencer inercia de las partes móviles

$$\text{Pot}_{\text{total}} = \text{Pot}_{\text{trian}} + \text{Pot}_{\text{martillo}} + \text{Pot}_{\text{angulo}} + \text{Pot}_{\text{platina}} + \text{Pot}_{\text{cuchillas}}$$

$$\text{Pot}_{\text{total}} = 2.2 \text{ HP.}$$

8.3 CALCULO DE LA POTENCIA DE CORTE DE LA MAQUINA CORTADORA DE FORRAJE

8.3.1. Calculo de la fuerza de corte de la maquina cortadora de forraje. Para el calculo de la fuerza de corte se utiliza como patrón de diseño, la caña de azúcar, el cual se considera el material mas resistente al corte utilizado en la preparación de concentrado para animales.

$$F_c = A_c \times \sigma_i \text{ ecuación 8.1}$$

Donde

F_c = fuerza de corte (N)

A_c = área de corte (mm^2)

σ_i = resistencia al corte de la caña de azúcar (Mpa).= 0.663 MPa

El área de corte A_c se calcula por la siguiente formula:

$$A_c = L \times H$$

Donde

L = longitud de corte de la cuchilla (mm) = 90 mm.

H = luz entre cuchilla móvil y cuchilla fija (contra cuchilla) mm = 2 mm.

$$A_c = 90 \times 2 = 180 \text{ mm}^2$$

Reemplazando los valores en la ecuación 8.1. de fuerza de corte.

$$F_c = 180\text{mm} \times 0.663 \text{ MPa} = 119.3 \text{ N}$$

8.3.2. Calculo de la potencia de corte de la maquina cortadora de forraje. Para

el calculo de la potencia de corte se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_c = \frac{F_c \cdot R_c \cdot n}{7124}$$

Donde

P_c = potencia necesaria para el corte de forraje (HP)

F_c = fuerza de corte (N) = 119.3 N

R_c = distancia del eje de la maquina al punto medio de la contra cuchilla, (m) = 0.13
m

n = velocidad angular de la maquina (r.p.m.) = 2100 r.p.m.

Reemplazando los valores en la formula de potencia de corte, se tiene:

$$P_c = \frac{119.3 \times 0.13 \times 2100}{7124} = 4.57 \text{HP}$$

8.4. CALCULO DE LA POTENCIA DE TRITURACIÓN

Para el calculo de la potencia de trituración se tiene en cuenta la inercia que adquiere el material en el interior de la máquina en los puntos donde se produce el impacto, en el cual las partículas son golpeadas por los martillos que en ese momento tiene una velocidad V_A como se indica .

Empleando la ecuación de impacto entre dos cuerpos

$$m_A V_A + m_B V_B = m_A V_A' + m_B V_B' \quad \text{Ecuación 8.2}$$

Donde

m_A = masa del martillo

m_B = masa del maíz.

V_A = Velocidad del martillo

V_B = Velocidad de le grano de maíz.

Todas las velocidades están a lo largo del mismo eje.

El cociente de las magnitudes de los impulsos que corresponden al periodo de restitución y al periodo de deformación, respectivamente se denomina coeficiente de restitución y se indica por e

$$e = \frac{u - v_A'}{v_A - u} \quad \text{Análisis para la partícula A.}$$

$$e = \frac{v_B' - u}{u - v_B} \quad \text{Análisis para la partícula B}$$

Resolviendo estas dos ecuaciones tenemos

$$v_B' - v_A' = e (v_A - v_B) \quad \text{Ecuación 8.3}$$

$v_B' - v_A'$ representa la velocidad relativa de las dos partículas después del choque.

$v_A - v_B$ es la velocidad relativa antes del choque.

Teniendo en cuenta que el choque que se realiza sobre el grano de maíz es un impacto perfectamente plástico. En este caso $e = 0$, la ecuación 2 da por resultado $V'_B = V'_A$ no hay periodo de restitución y las dos partículas permanecen unidas después del impacto. Al sustituir $V'_B = V'_A = V$ en la ecuación 8.3, en el cual se expresa la cantidad de movimiento total de las partículas.

$$m_A V_A + m_B V_B = (m_A + m_B) V'$$

$$V' = \frac{m_A}{m_A + m_B} V_A + \frac{m_B}{m_A + m_B} V_B$$

Podemos despreciar la masa del maíz comparada con la del martillo

$$V' = V_A$$

Aplicando el principio de impulso y cantidad de movimiento en un tiempo t

$$m V_B + F_A \Delta t = m_B V'_B = m_B V'_A$$

$$F_A \Delta t = m_B V'_A$$

$$V'_A = \frac{2\pi r n}{60} = \frac{2\pi * 0.195 * 2100}{60} = 42.8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$F = (m_B V'_A) / \Delta t = 4.7 \text{ N / grano}$$

$$t = 0.002 \text{ segundos}$$

$$m = \rho * v = 82\text{E-5} * 0.268 = 0.2197\text{E-3 kg.}$$

$$N = (Q/m) * 1 / (60 * n * 2\pi) = 12.28 \cong 13 \text{ granos / vuelta}$$

$$F_T = F_B * N = 4.7 * 13 * 1/2\pi = 9.72 \text{ N}$$

$$P_{\text{trituration}} = (F_t * V_B) / 746 = (9.72 \text{ N} * 42 \text{ m / s}) = 0.54 \text{ HP.}$$

8.5 CALCULO DE LA POTENCIA ALMACENADA EN EL ROTOR DE LA MAQUINA PICADORA O TRITURADORA DE FORRAJE.

En el calculo de la potencia total de la máquina cortadora de forraje, se considera como factor importante la potencia almacenada en el rotor de la máquina, debido a que este rotor actúa como una volante de inercia, la cual produce una potencia adicional (energía cinética almacenada debido al movimiento de la masa del rotor) a la inducida por el motor.

La potencia almacenada en el rotor de la maquina cortadora debido a su movimiento se calcula por el siguiente principio:

$$P_k = \frac{\epsilon}{746 t} \quad \text{Ecuación 8.42}$$

Donde

P_k = potencia almacenada en el rotor por el movimiento del rotor (HP)

ϵ = energía cinética almacenada en el rotor en movimiento (N.m)

t = tiempo que dura un punto del rotor en dar una vuelta completa (seg.)

8.5.1 Cálculo de la energía cinética almacenada en el rotor de la máquina picadora o trituradora debido a su movimiento. La energía cinética almacenada en el rotor debido a su movimiento se calcula en el momento en que la máquina se estabiliza, es decir cuando alcanza las revoluciones de trabajo de la máquina cortadora (2100 r.p.m)

Esta energía cinética se determina por la siguiente fórmula:

$$\epsilon = \frac{m(V_1^2 - V_2^2)}{2} \quad \text{Ecuación 8.44}$$

Donde

ϵ = energía cinética almacenada por el movimiento del rotor (N.m.)

m = masa del rotor (Kg.)= 8.6 Kg.

V_{1-2} = velocidad tangencial del rotor antes y después del corte del forraje (m/seg).

La velocidad tangencial del rotor en cualquier instante se determina por la siguiente ecuación:

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot K \cdot n}{60} \quad \text{Ecuación 8.45}$$

Donde

V = velocidad tangencial del rotor (m/seg).

$$K = \text{radio de giro del rotor (m)} = \sqrt{\frac{I_Z}{m_{total}}} = 0.11 \text{ m}$$

n = velocidad angular en un instante dado (r.p.m)

Reemplazando en la ecuación 8.7 en la ecuación 8.6 se obtiene la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{m \cdot K^2 (n_1^2 - n_2^2)}{182.4} \quad \text{Ecuación 8.46}$$

La variación de la velocidad angular esta determinada por la siguiente ecuación:

$$\mu = \frac{n_1 - n_2}{n} \quad \text{Ecuación 8.47}$$

Donde

μ = coeficiente de fluctuación de rotación, para la maquina picadora o trituradora es 0.025

n = velocidad media de rotación del rotor (r.p.m.)

$$n = \frac{n_1 + n_2}{2} \quad \text{Ecuación 8.48}$$

Multiplicando miembro a miembro las ecuaciones 8.47 y 8.48 tenemos:

$$2 \cdot \mu \cdot n^2 = n_1^2 - n_2^2$$

Reemplazando este termino en la Ecuación 8.46

$$\epsilon = \frac{2 \cdot m \cdot k^2 \cdot n^2 \cdot \mu}{182 \cdot 4} \quad \text{Ecuación 8.49}$$

Entonces la potencia almacenada en el rotor debido a su movimiento se obtiene reemplazando la ecuación 8.48 en la ecuación 8.42

$$P_k = \frac{m \cdot k^2 \cdot n^2 \cdot \mu}{68035 \cdot (t)} \quad \text{Ecuación 8.50}$$

Para $t = \frac{60}{n}$

Reemplazando en la ecuación 8.50 se tiene:

$$P_k = \frac{m \cdot k^2 \cdot n^3 \cdot \mu}{68035 \cdot (60)}$$

Reemplazando los valores de m, k, n, μ en esta última ecuación se obtiene:

$$P_k = 6 \text{ Hp}$$

8.6. POTENCIA DEL MOTOR DE LA MAQUINA PICADORA O TRITURADORA DE FORRAJES.

8.6.1 Análisis para el cálculo de la potencia del motor de la máquina picadora o trituradora de forraje. Para el cálculo de la potencia del motor de la máquina picadora o trituradora de forraje se utiliza la potencia necesaria para el corte de la máquina picadora ya que esta es mayor que la potencia necesaria para la trituración,

de esta forma el motor seleccionado con esta potencia realizara los dos procesos. La potencia que debe poseer el motor utilizado para el funcionamiento de la maquina picadora o trituradora se calcula con las siguientes consideraciones:

- La potencia entregada al sistema (máquina) cuando se estabiliza su velocidad debe ser mayor o igual a la potencia consumida por el sistema.

$$\text{Potencia entregada}_{\text{sistema}} \geq \text{Potencia consumida}_{\text{sistema}}$$

- La potencia entregada al sistema (máquina), cuando se estabiliza su velocidad, debe ser igual a la potencia entregada por el motor mas la potencia almacenada en el rotor por su movimiento (P_K).

$$\text{Potencia entregada}_{\text{sistema}} = \text{Potencia}_{\text{motor}} + P_K$$

- La potencia consumida por el sistema (máquina) debe ser igual a la potencia para vencer la inercia del rotor mas la potencia para realizar el corte del forraje (P_c).

$$\text{Potencia consumida}_{\text{sistema}} = \text{Potencia}_{\text{vencer la inercia}} + P_c$$

- En el instante en que la máquina picadora o trituradora arranca, la potencia para vencer la inercia de las partes móviles de esta (rotor) , debe ser menor o igual que la potencia entregada por el motor.

$$\text{Potencia}_{\text{vencer la inercia}} \leq \text{Potencia}_{\text{motor}}$$

Analizando y conjugando estas consideraciones y teniendo en cuenta la eficiencia de la maquina picadora de forrajes, se concluye que:

$$P_k + \text{Potencia}_{\text{motor}} = (\text{Potencia}_{\text{vencer la inercia}} + P_c) / \eta_1 \cdot \eta_2$$

Donde

η_1 = eficiencia del sistema de transmisión de potencia = 90 %

η_2 = eficiencia de la maquina picadora de forrajes = 85 % , tomada de un promedio de las eficiencias de las máquinas picadoras de forraje existentes que varia entre 80 y 90%.

8.6.2. Calculo de la potencia del motor de la maquina picadora o trituradora de forrajes.

$$\text{Potencia}_{\text{motor}} = [(\text{Potencia}_{\text{vencer la inercia}} + P_c) / \eta_1 \cdot \eta_2] - P_k$$

Reemplazando los valores de las potencias relacionadas en esta formula potencia que debe tener el motor es:

$$\text{Potencia}_{\text{motor}} = [(2.2 + 4.5) / 0.9 \times 0.85] - 6$$

$$\text{Potencia}_{\text{motor}} = 2.8 \text{ HP}$$

MOTOR SELECCIONADO

Potencia = 3 hp estándar.

Velocidad = 1800 r.p.m.

Trifásico (220 V)

8.7 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE LA MAQUINA PICADORA - TRITURADORA.

el sistema de transmisión de potencia adoptado es de correas en V.

Maquina picadora:

R.P.M. del motor = 1800

R.P.M. de la máquina = 2100

Motor eléctrico devanado

Potencia = 3 HP

n = 1800 R.P.M.

Relación de velocidades.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{2100}{1800} = 1.166$$

Como la relación de velocidades es menor que 6 se recomienda transmisión por correa, además de poseer ciertas ventajas como son:

1. Bajo costo

2. Transmisión silenciosa

3. No requiere mantenimiento.

Selección de correas a utilizar.

Teniendo en cuenta los tipos de maquinas conducidas y conductora de la tabla 3 se establece el coeficiente de servicio (Nsf).

Maquina conductora tipo C.C. trifasico devanado en derivación y con un tipo de maquina conducida tipo Cizalladora

Da cómo resultado $Nsf = 1.2$

A este valor se le debe restar 0.2 por que el funcionamiento es intermitente.

$$Nsf = 1.2 - 0.2 = 1.0$$

La potencia de proyecto = $Nsf * Hp = 1.0 * 3 \text{ hp} = 3 \text{ Hp}$

Cuadro 3. Factores de servicio, N_{sf} (Tabla 17.7 Faired)

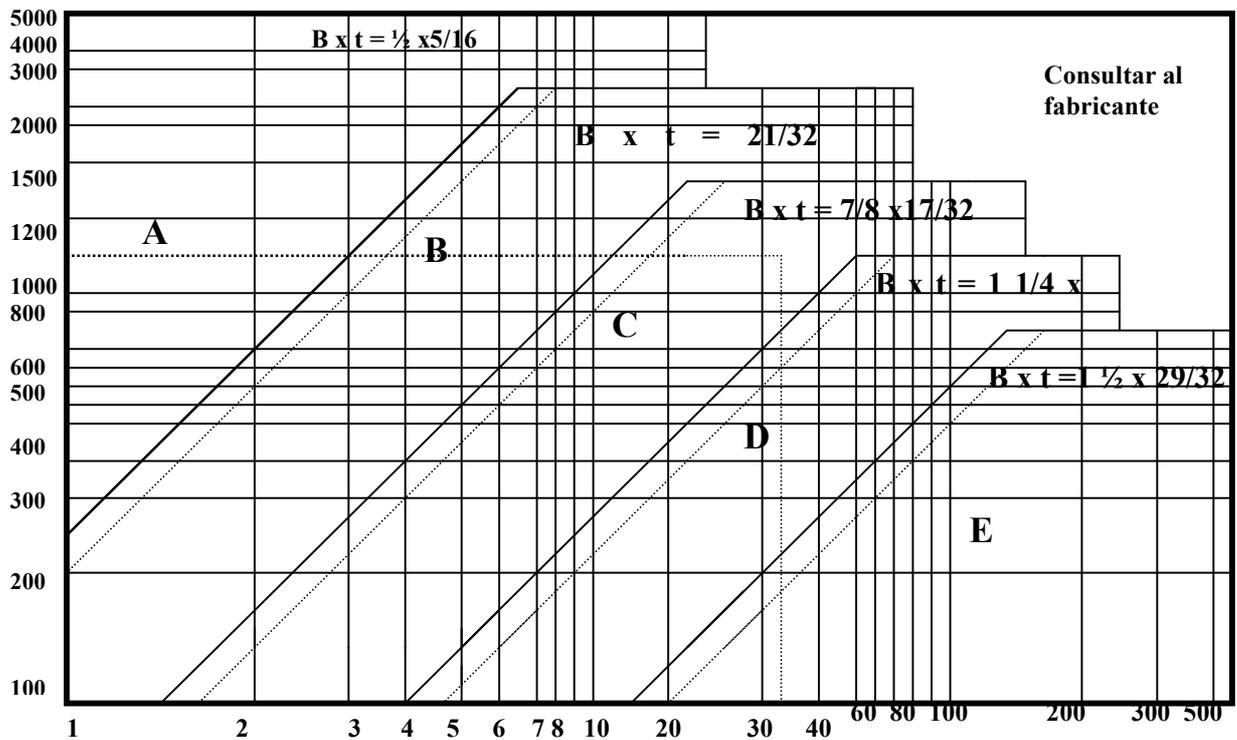
MAQUINAS CONDUCIDAS	Motores eléctricos C.A fase partida C.A de jaula ardilla par normal y sincrónicos C.C devanado en derivación Ruedas hidráulicas Turbinas hidráulicas y de vapor Motores de combustión interna (transmisión hidráulica)	Motores eléctricos C.A monofasicos devanado serie C.A alto par o alto deslizamiento C.A anillos rozantes C.A con condensador C.C devanado compuesto Maquinas de vapor y ejes de transmisión Embrague sobre eje conductor o conducido.
Agitadores, liquido Fresadoras para levas Transportadores, empaquetadoras. Taladradoras, tornos Tornos o maquinas de rosca Pequeñas ventiladoras hasta 10 CV	1.1	1.2
Compresores y sopladores (giratorios) Transportadores de mineral, arena. Dinamos y alternadores Ejes de transmisión o de línea Maquinas-herramientas (otras) Maquinas de imprimir. Bombas (giratorias) Cizalladoras.	1.2	1.4
Molinos de bolas Mezcladoras Sierras circulares Compresores (alternativos) Transportadores, de cangilones, de banda articulada, de tornillo sinfín, de cadena sinfín con arrastre Trituradoras, machacadoras, etc Molinos de martillos Pulverizadoras Bombas (alternativas) Punzonadoras, prensas Hélices Tambores clasificadores, cribadoras Molinos tubulares	1.4	1.6

Cabrestantes o tornos izadores Ventiladores de minas Ventiladores de acción directa Continuas de hilar Tambores o barriles de frotación Retorcedoras textiles	1.6	1.8
--	-----	-----

Sumar 0.2 a los valores dados para cada una de las siguientes condiciones: servicio continuo mas de 16 horas por día); ambiente húmedo; transmisiones con polea loca; transmisiones aceleradas. Restar 0.2 si el funcionamiento es completamente intermitente o de temporada. Estos coeficientes representan términos medios de los valores que se encuentran en la literatura técnica y en particular para las correas trapezoidales; sin embargo pueden servir de guía para otros elementos de transmisión.

Por el gráfico 1 con las r.p.m. de la polea pequeña y con la potencia de proyecto:

r.p.m. polea pequeña.



$$\text{Potencia de proyecto} = \text{Potencia transmitida} \times N_{sf}$$

Gráfico 1. (Gráfica 17.14 Faired) Tomada de. Secciones de correas según la potencia y la velocidad. La potencia de proyecto es igual a la potencia transmitida multiplicada por el coeficiente de servicio. Las rectas diagonales continuas son según ASA ; las rectas diagonales de trazos concuerdan estrechamente con las de catalogo de la mayoría de fabricantes .

se obtiene una correa de sección A ($b * t = \frac{1}{2} * \frac{5}{16}$)

Con constantes para potencia nominal:

$$a = 2.684$$

$$c = 5.326$$

$$e = 0.0136$$

Se escoge un diámetro superior al diámetro mínimo recomendado en el cuadro 4

$$D_{\min} = 3.5 \text{ in.}$$

Cuadro 4. LONGITUDES NORMALIZADAS DE CORREAS TRAPEZOIDALES NORTEAMERICANAS CONSTANTES DE POTENCIA.

El valor D_s min es el diámetro primitivo de la polea menor que debe utilizarse con esta sección. Si se emplea una polea más pequeña, lo probable es que la correa tenga poca duración. L esta expresada en pulgadas (y en centímetros)

Sección A			Sección B		
D_s min = 3 pulg (7.62 cm)			D_s min = 5.4 pulg (13.71 cm)		
Correa núm.	Longitud primit. Pulg	Cm	Correa num.	Longitud primitiv. Pul	Cm
A26	27.3	69.3	B35	36.8	93.4
A31	32.3	82	B38	39.8	101.1
A35	36.3	92.2	B42	43.8	111.2
A38	39.3	99.8	B46	47.8	121.4
A42	43.3	1099	B51	52.8	134.1
A46	47.3	120. .1	B55	56.8	144.2
A51	52.3	132.8	B60	61.8	156.9
A55	56.3	143	B68	69.8	177.2
A60	61.3	155.7	B75	76.8	195
A68	69.3	176	B81	82.8	210.3
A75	76.3	193	B85	86.8	220.4
A80	81.3	206.5	B90	91.8	233.1
A85	86.3	219.2	B97	98.8	250.9
A90	91.3	231.9	B105	106.8	271.2
A96	97.3	247.1	B112	113.8	289
A105	106.3	270.0	B120	121.8	308.3
A112	113.3	287.7	B128	129.8	329.6
A120	121.3	308.1	B144	145.8	370.3
A128	129.3	328.4	B158	159.8	405.8

Constantes para potencia nominal: a = 2.684 c = 5.326 e = 0.0136	Constantes para potencia nominal: A = 4.737 c = 13.962 e = 0.0234
ALGUNOS DIAMETROS DE POLEA NORMALIZADOS	
Varia en aumentos de 0.2 pulg (0.50 cm) desde 2 pulg hasta 12 pulg, luego en aumentos de 0.4 pulg hasta 6.4 pulg; luego diámetros de 7; 8.2; 10.6; 12; 15; 18 pulg ósea respectivamente, 7.78; 20.82; 22.86; 26.92; 30.48; 38.10; 54.72 Cm.	Varia en aumentos de 0.2 pulg (0.5 cm) hasta 4.6 pulg (11.68 cm); luego los diámetros de 5; 5.2; 5.4; 5.6; 6; 6.4; 6.8; 7.4; 8.6; 9.4; 11; 12.4; 15.4; 18.4; 20; 25; 30; 38 pulg (osea, respectivamente, 12.7; 13.2; 13.71; 14.22; 15.24; 16.25; 17.27; 18.79; 21.84; 23.87; 27.94; 31.50; 39.12; 46.74; 50.80; 63.50; 76.20; 96.52 cm)

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2} = 1.166 \rightarrow \text{relacion de diámetros} = \text{relacion de velocidades}$$

Para que la correa no sufra deslizamiento se debe cumplir que:

$$D_1 n_{\text{maq}} = D_2 n_{\text{motor}}$$

Donde

D1= diámetro de la polea más pequeña.

D2 = diámetro de la polea mas grande.

Siendo la relación de velocidades = (D2 /D1) = 1.16;

D2= 1.16 x 3.5 = 4.08 in para un diámetro de polea pequeña (D1)= 3.5 in.

Por tabla 4. se estandarizó D2 = 4 in.

Luego se verifica si este diámetro cumple con la relación de velocidades:

$$D2 / D1 = 4 / 3.5 = 1.14 \text{ (si cumple)}$$

Se calcula la velocidad lineal de las poleas, reemplazando valores en la siguiente formula:

$$V_m = \pi \times D1 \times n_{\text{motor}} = 1924.22 \text{ ft / min}$$

Calculo de la potencia nominal

El calculo de la potencia nominal se realiza con la siguiente formula:

$$PN \equiv \left[a * \left(\frac{10^3}{v_m} \right)^{0.09} - \frac{c}{Kd * D_1} - e * \frac{v_m^2}{10^6} \right] * \left(\frac{v_m}{10^3} \right) \text{ en CV}$$

Donde:

V_m se reemplaza en unidades de ft/min.

$D1$ se reemplaza en pulgadas

Reemplazando las constantes para la potencia nominal anteriormente mencionadas y con el coeficiente de diámetro pequeño $Kd = 1.05$ (cuadro 5 con la relación de diámetros $D2/D1=1.14$,

Se tiene:

$$PN = 1.983 \text{ HP}$$

Cuadro 5. COEFICIENTES DE DIAMETRO PEQUEÑO K_d

D_2 / D_1	K_d
1.000-1.019	1.00
1.020-1.032	1.01
1.033-1.055	1.02
1.056-1.081	1.03
1.082-1.109	1.04
1.110-1.142	1.05
1.143-1.178	1.06
1.179-1.222	1.07
1.223-1.274	1.08
1.275-1.340	1.09
1.341-1.429	1.10
1.430-1.562	1.11
1.563-1.814	1.12
1.815-2.948	1.13
2.949 y más	1.14

Calculo de la potencia nominal ajustada.

La potencia nominal ajustada es hallada mediante la aplicación de la siguiente

fórmula:

$$PNA = K_{\theta} * K_L * PN$$

Donde:

K_{θ} = Coeficiente de arco de contacto

K_L = Factor de conversión de longitud de la correa.

PN = Potencia nominal

El valor de K_{θ} se halla por medio de la tabla 6 con la siguiente relación:

$$\frac{D_2 - D_1}{C}$$

Donde C es la distancia entre centros de las poleas; tomando una distancia mínima entre centros de

$$C = \frac{D_1 + D_2}{2} + D_1 = 7.25 \text{ in.}$$

Reemplazando valores incluidos en la ecuación de longitud de la correa se tiene:

$$L = 2 * C + 1.57 * (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 * C}$$

L = 26.28 in → estandarizando por tabla 17.6 (faired) **L_{std} = 31 in**

Con esta longitud de correa y con la fórmula de distancia real entre centros, se tiene:

$$C_{\text{reall}} = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32 * (D_2 - D_1)^2}}{16}$$

De donde $B = 4 * L - 6.28 (D_1 + D_2)$

$$B = 76.9 \text{ in}$$

$$C_{\text{reall}} = 9.6 \text{ in.}$$

Teniendo el valor de C_{reall} se obtiene el valor de K_{θ}

$$\text{Para } (D_2 - D_1) / C_{\text{reall}} = 0.05 \rightarrow K_{\theta} = 0.995 \text{ para V V}$$

Cuadro 6. COEFICIENTES DE ARCO DE CONTACTO, K_{θ}

$(D_2 - D_1) / C$	K_{θ}	
	VV	V-plana
0.00	1.00	0.75
0.10	0.99	0.76
0.20	0.97	0.78
0.30	0.96	0.79
0.40	0.94	0.80
0.50	0.93	0.81
0.60	0.91	0.83
0.70	0.89	0.84
0.80	0.87	0.85
0.90	0.85	0.85
1.00	0.82	0.82
1.10	0.80	0.80
1.20	0.77	0.77
1.30	0.73	0.73
1.40	0.70	0.70
1.50	0.65	0.65

Para correa sección A . con una longitud de 31 in. Se obtiene un $K_L = 0.84$

(cuadro 7)

Cuadro 7. FACTORES DE CORRECCION DE LONGITUD K_L

Designación de la longitud normalizada		Sección transversal de la correa				
Cm	pulg	A	B	C	D	E
66	26	0.81
78.7	31	0.84
88.9	35	0.87	0.81
96.5	38	0.88	0.83
106.6	42	0.9	0.85
116.8	46	0.92	0.87	
129.5	51	0.94	0.89	0.8
139.7	55	0.96	0.9
152.4	60	0.98	0.92	0.82
172.7	68	1.00	0.95	0.85
190.5	75	1.02	0.97	0.87
203.2	80	1.04
205.7	81	..	0.98	0.89
215.9	85	1.05	0.99	0.90
228.6	90	1.06	1.00	0.91

La potencia nominal ajustada es igual

$$PNA = 1.65 \text{ HP}$$

Determinación del numero de correas

El numero de correas es igual a

No correas = potencia de proyecto / PNA = 1.81 \cong 2 correas

Da como resultado 2 correas sección A en V con una longitud de 31 in y con diámetros de poleas de $D_1=3.5$ in y $D_2= 4$ in. necesarias para la transmisión de potencia para la maquina picadora – trituradora

8.8. CALCULO DEL EJE MÁQUINA PICADORA TRITURADORA

Para el calculo del eje de la máquina picadora trituradora se tienen en cuenta las fuerzas que actúan sobre el eje, al igual que los torques y momentos torsores generados por el motor y fuerza de corte.

Se empleara la teoría de Goodman modificada para ejes sometidos a esfuerzos de fatiga, debido a los cambios de esfuerzos que se presentan, estos esfuerzos son esfuerzos a flexión y torsión.

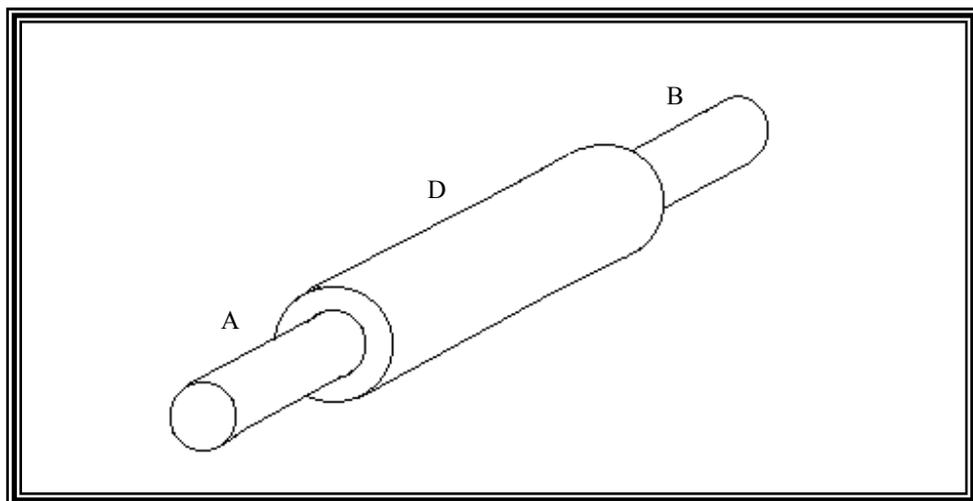


Figura 22. Eje maquina picadora-tritutadora

Calculo del torque entregado por el motor.

$$T = P * 7124 / n \quad \text{Ecuación 8.51}$$

Donde

T = torque (N . m)

P = Potencia total en el eje (HP) = 3 HP

n = 2100 r.p.m.

T = 10.17 N . m

Calculo del torque entregado por la inercia del rotor.

$$T = P * 7124 / n \quad \text{Ecuación 8.52}$$

Donde

T = torque (N . m)

P = Potencia total en el eje (HP) = 6 HP

n = 2100 r.p.m.

T = 20.35 N . m

Momento torsor debido a la fuerza de corte.

$$T_c = F_c * r$$

Ecuación 8.53

Donde

T_c = momento torsor debido a la fuerza de corte (N . m)

F_c = Fuerza de corte (N) = 119.3 N

r = radio medio de corte (m) = 0.13 m

$$T_c = 15.51 \text{ N . m}$$

Calculo de las fuerzas originadas en sistema de transmisión de potencia.

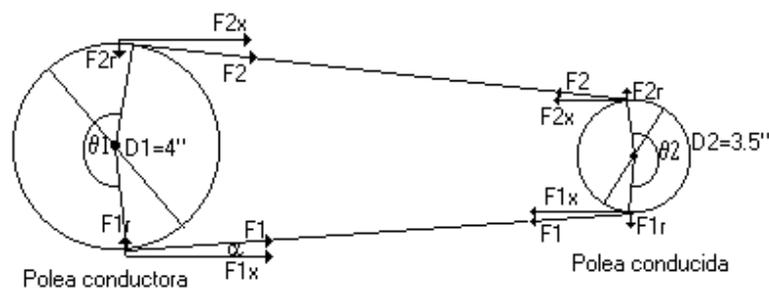
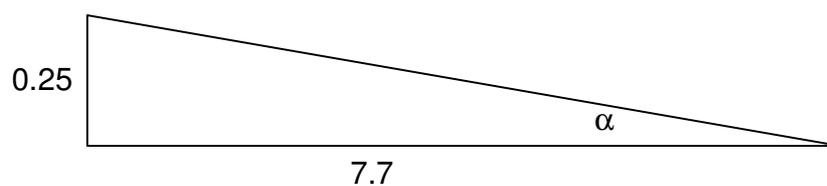


Figura 23. Fuerzas producidas por el sistema de transmisión de potencia



$$\alpha = 1.86^\circ$$

Calculo de los ángulos de contacto entre las poleas y correa.

$$\theta = \pi \pm (D_2 - D_1) / C$$

Donde:

D1= diámetro de la polea pequeña

D2= diámetro de la polea pequeña

C= distancia entre centros de poleas

Angulo de contacto entre la polea grande y la correa.

$\theta_1 = 3.2$ radianes.

Angulo de contacto entre la polea pequeña y la correa.

$\theta_2 = 3.07$ radianes.

Calculo de la fuerza F1

Se emplea la ecuación 8.51 donde

$n = 1800$ r.p.m.

$P = 3$ HP

$T = 11.37$ N . m

$F1 = T / r$

Donde

r= radio de la polea (m)

$F1 = 116.14$ N

Calculo de la fuerza F2

Por medio de la ecuación para correas trapezoidales.

$$F_1 - F_2 = A (S - 12 * \rho * v_s^2 / g_c) * (e^{f\theta} - 1 / e^{f\theta})$$

Ecuación 8.52

Donde

A = área de la sección de la correa (in²)

S = esfuerzo de tensión de la correa (psi)

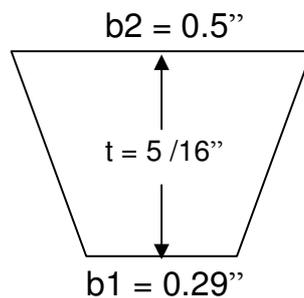
ρ = densidad del caucho (lb / in³) = 0.04 lb / in³

v_s = velocidad periférica de la polea (ft / seg.)

g_c = aceleración de la gravedad (ft / seg²)

f = coeficiente de fricción (dimensional) = 0.2

θ = ángulo de contacto entre la polea grande y la correa (rad) = 3.2 rad.



$$X = \text{centroide de la sección de la correa} = t (b_2 + 2 b_1) / 3 (b_2 + b_1)$$

$$X = 4.38''$$

$$v_s = \pi (D + 2 X) / (60 * 12) = 34.24 \text{ ft / seg.}$$

$$A = (b_1 + b_2) * t / 2 = 0.1234 \text{ in}^2$$

$$S = F_1 / A = 238 \text{ psi}$$

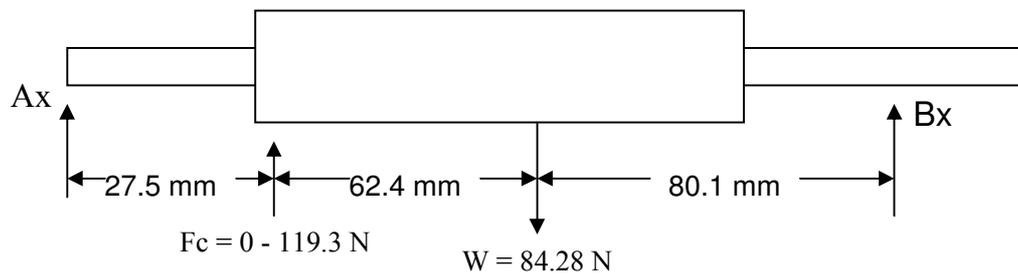
Despejando F2 de la ecuación 16.2

$$F_2 = F_1 - A (S - 12 * \rho * v_s^2 / g_c) * (e^{f\theta} - 1) / e^{f\theta}$$

$$F_2 = 14.8 \text{ lbf} = 64.6 \text{ N}$$

$$F_1 + F_2 = 116 + 64.6 = 180.6 \text{ N}$$

Diagrama de cuerpo libre en el plano XY



Se calculan las componentes alternantes de las reacciones en A y B

$$A_x = 60.29 \text{ N} \quad \downarrow$$

$$B_x = 25.27 \text{ N} \quad \uparrow$$

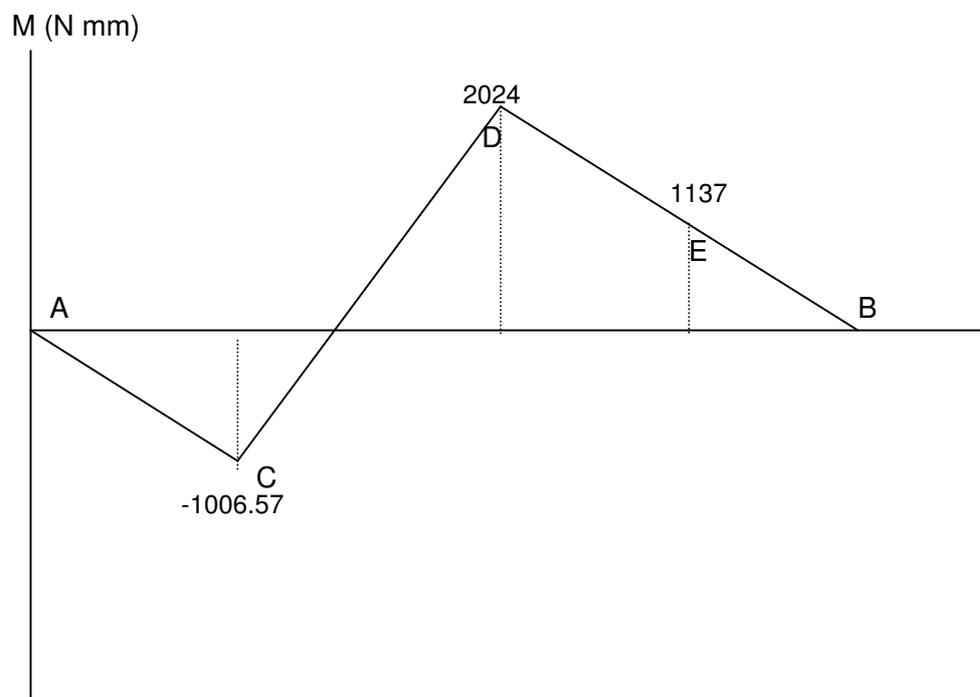
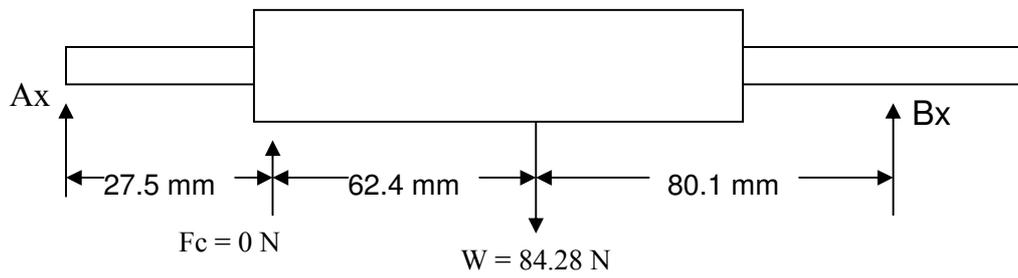


Diagrama de cuerpo libre en el plano XY (cuando la fuerza debido al corte $F_c = 0$)



Componentes cuando la fuerza $F_c = 0$

$$A_x = 39.7 \text{ N} \quad \uparrow$$

$$B_x = 44.56 \text{ N} \quad \uparrow$$

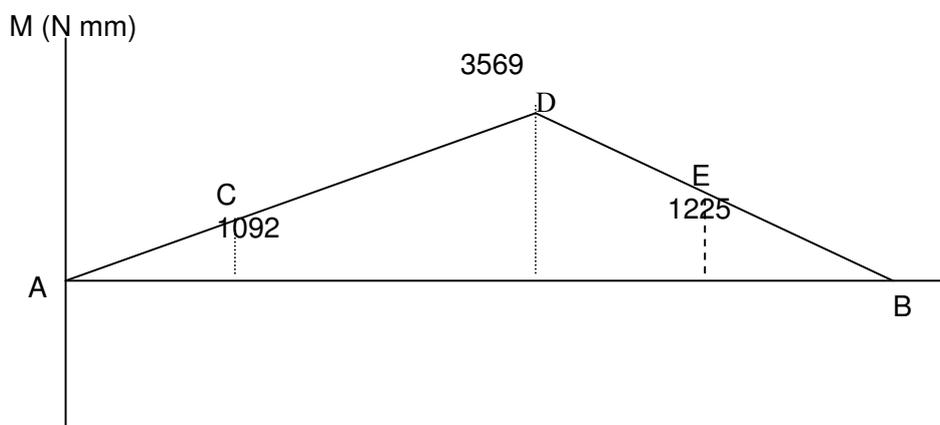


Diagrama de momentos cuando $F_c = 0$

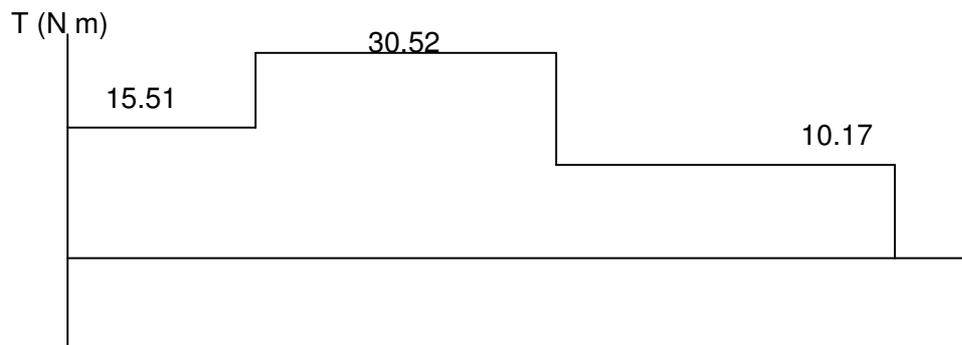


Diagrama de momentos torsores en el plano XY

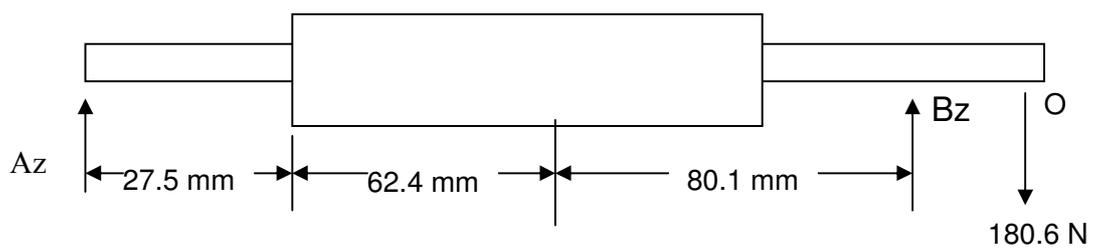


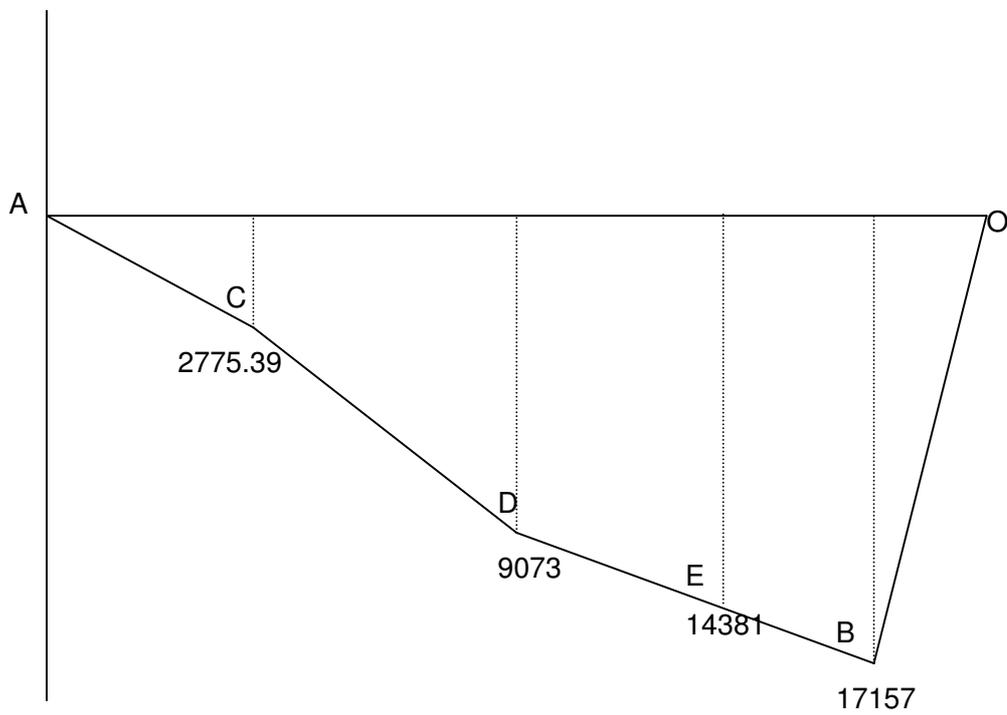
Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ

Se calculan las componentes alternantes de las reacciones en A y B

$$A_z = 100.92 \text{ N} \quad \downarrow$$

$$B_z = 281.52 \text{ N} \quad \uparrow$$

Diagrama de momentos



Calculo de los momentos resultantes.

Estos momentos se calculan teniendo en cuenta los momentos originados en los planos XY y XZ, escogiendo los puntos de concentración de esfuerzo.

Los puntos a analizar son: C, E

$$M_R = \sqrt{\left((M_{XY})^2 + (M_{XZ})^2 \right)}$$

Analizando el punto C

$$M_{C\text{maximo}} = \sqrt{\left((1092)^2 + (2775)^2 \right)} = 2982 \text{ N mm}$$

$$M_{C\text{minimo}} = \sqrt{\left((1006)^2 + (2775)^2 \right)} = 2951 \text{ N mm}$$

Analizando el punto D

$$M_{D\text{maximo}} = \sqrt{\left((1225)^2 + (14381)^2 \right)} = 14433 \text{ N mm}$$

$$M_{D\text{minimo}} = \sqrt{\left((1137)^2 + (14381)^2 \right)} = 14425 \text{ N mm}$$

Se calculan los Momentos alternantes y medios, en los puntos de concentración de esfuerzos C y D

$$M_m = (M_{\text{max}} + M_{\text{min}}) / 2$$

$$M_a = (M_{\text{max}} - M_{\text{min}}) / 2$$

En el punto C

$$M_{mc} = (2982 + 2951) / 2 = 2967 \text{ N mm}$$

$$M_{ac} = (2982 - 2951) / 2 = 15 \text{ N mm}$$

En el punto D

$$M_{mD} = (14933 + 14425) / 2 = 14429 \text{ N mm}$$

$$M_{aD} = (14933 - 14425) / 2 = 4 \text{ N mm}$$

Material seleccionado para el eje

Acero AISI 1020 por ser un acero recomendado para la fabricación de ejes de máquinas.

Las propiedades de este acero se encuentran en la cuadro 8.

Cuadro 8. Características y propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros rolados en caliente (HR) y estirados en frío (CD)

Las resistencias indicadas son valores mínimos ASTM estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm (3/4 a 1 1/4 in). Tales resistencias son adecuadas para el uso con el factor de diseño definido en la sección 1-9, siempre que los materiales cumplan los requisitos ASTM A6 o A568, o sean requeridos en las especificaciones de compra. Conviene recordar que una designación numérica no es una especificación.

ELONGACION EN 2in, %	UNS NÚM	SAE Y/O AISI NO.	PROCESAMIENTO	RESISTENCIA ULTIMA Mpa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA Mpa (kpsi)	REDUCCION EN AREA %	DUREZA BRINELL
30	G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	55	86
20			CD	330 (48)	280 (41)	45	95
28	G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	50	95
20			CD	370 (53)	300 (44)	40	105
28	G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	50	101
18			CD	390 (56)	320 (47)	40	111
25	G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	50	116
15			CD	440 (64)	370 (54)	40	126
25	G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	50	111
15			CD	470 (68)	390 (57)	40	131
20	G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	42	137
12			CD	520 (76)	440 (64)	35	149
18	G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	40	143
12			CD	550 (80)	460 (67)	35	163
18	G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	40	149
12			CD	590 (85)	490 (71)	35	170
16	G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	40	163
12			CD	630 (91)	530 (77)	35	179
15	G10500	1050	HR	320 (90)	340 (49.5)	35	179
10			CD	390 (100)	580 (84)	30	197

Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2..15.

Para acero AISI 1020, se tiene:

$$S_{ut} = 380 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 210 \text{ Mpa}$$

Para el calculo del diámetro del eje de la máquina picadora trituradora se empleara la teoría modificada de Goodman.

$$d = \left(\frac{32 n}{\pi} \left\{ \left[\left(\frac{k_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{k_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} + \left[\left(\frac{M_m}{S_{ut}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Donde:

d = Diámetro del eje (mm)

n = Factor de seguridad (adimensional) = 2

k_f = factor de concentración de esfuerzo en fatiga por flexión

M_a = momento alternante (N m)

S_e = limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

K_{fs} = factor de concentración de esfuerzo en fatiga por torsión

T_a = Torque alternante (N m)

S_{ut} = resistencia mínima a la tensión

M_m = momento medio (N m)

T_m = torque medio (N m)

Calculando los valores que intervienen en la ecuación anterior se tiene:

1. Limite de resistencia a la fatiga (Se)

$$S_e = K_a K_b K_c K_d S_e'$$

Ecuación 8.53

Donde:

K_a = factor de superficie

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Los valores de a y b se encuentran en el cuadro 9 para acero laminado en caliente.

Cuadro 9. Factores de acabado de superficies

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE B
	Kpsi	Mpa	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frio	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272	-0.995

$$K_a = 0.81$$

k_b = Factor de tamaño

$\left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.1133} \quad \text{in} \quad \rightarrow 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in.}$
$\left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} \quad \text{mm} \quad \rightarrow 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$

1

→ carga axial.

Para consideraciones de diseño se toma un valor de $K_b = 0.85$

K_c = Factor de carga

Kc →	0.0923	carga axial	$S_{ut} \leq 220 \text{ kpsi (1520 Mpa)}$
	1	carga axial	$S_{ut} > 220 \text{ kpsi (1520 Mpa)}$
	1	flexion	
	0.577	torsion y cortante	

$k_c = 1$ (cargas de flexión)

K_d = Factor de temperatura = 1

S_e' = limite de resistencia a la fatiga de una muestra de viga rotatoria

El cual se determina de acuerdo a la resistencia ultima a la tensión que posea el material.

S_e	S_{ut}
$0.504 (1, 0.146)S_{ut}$	$S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 Mpa)}$
100 (1, 0.146) kpsi	$S_{ut} > 200 \text{ kpsi}$
700 (1, 0.146) Mpa	$S_{ut} < 1400 \text{ Mpa}$

$S_e' = 0.504 S_{ut} = 205.2 \text{ Mpa}$

Reemplazando los valores de k_a , k_b , k_c , k_d y S_e' en la ecuación 8.53

$$S_e = 141.4 \text{ Mpa}$$

2. Factor de concentración de esfuerzo en fatiga por flexión (K_f)

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

Donde:

q = sensibilidad a la muesca

La sensibilidad a la muesca se determina por medio de la gráfica 2, considerando un radio de entalle de $r = 2.5 \text{ mm}$, se obtiene un valor de $q = 0.71$

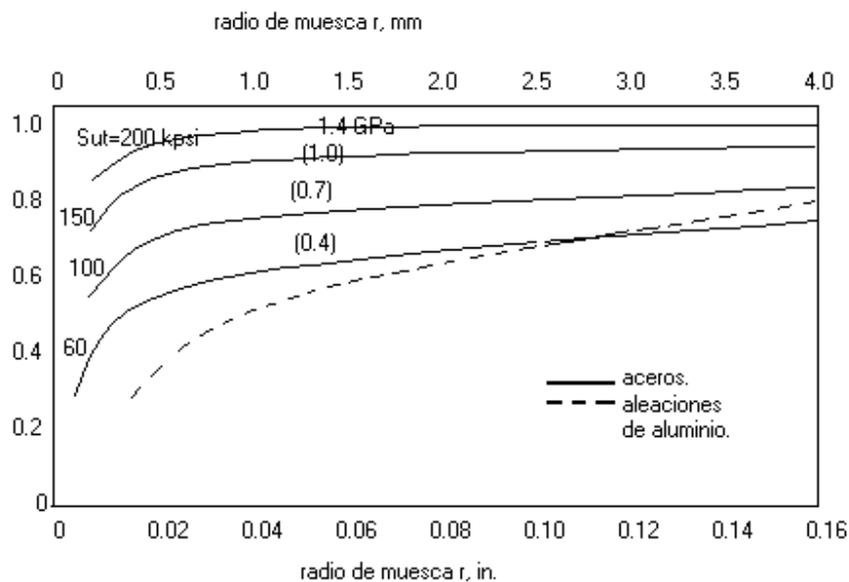
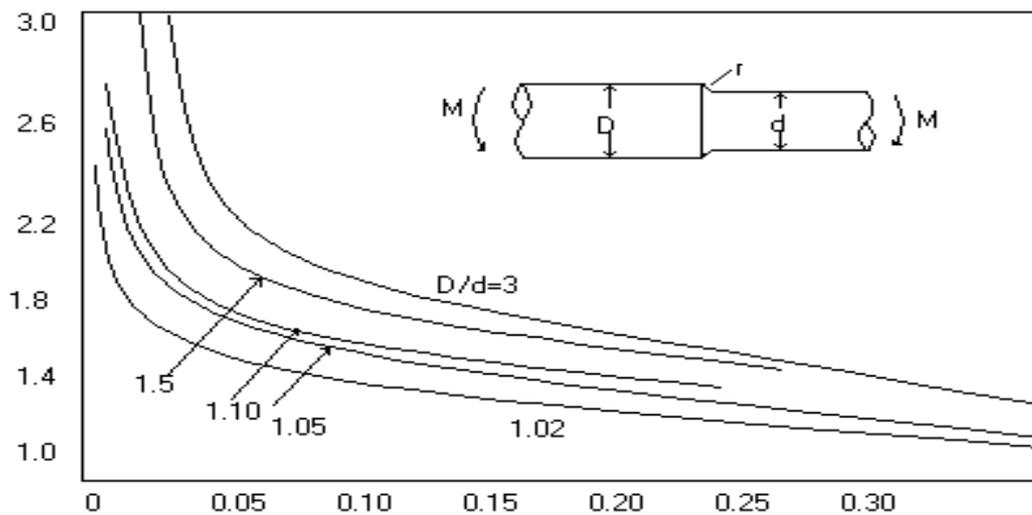


Gráfico 2

Diagramas de sensibilidad a la muesca para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024T sometidas a carga a flexión y cargas axiales, con inversión ambas. para radios de muescas mayores, use tres valores de q correspondientes a $r=0.16$ in (4 mm).

K_t = factor de concentración de esfuerzo

Este factor se determina con la gráfica 3.



Gráfica 3.

barra circular con entalle circular sometida a flexión $\sigma = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$.

Para consideraciones de diseño se debe asumir la relación $D/d = 1.5$ y $r/d = 0.15$;

Donde:

D = diámetro mayor en el cambio de sección del eje

d = diámetro menor en el cambio de sección del eje

Entonces $k_t = 1.55$

Reemplazando los valores de k_t y q se obtiene:

$K_f = 1.39$

3. Factor de concentración de esfuerzos en fatiga por torsión con inversión

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

Donde :

q = sensibilidad a la muesca por torsión

Considerando para diseño de eje, un radio de entalle de $r = 2.5$ mm se obtiene un $q = 0.98$ (Gráfica 4.)

k_{ts} = factor de concentración del esfuerzo por torsión, se determina con el siguiente gráfico 5.

Para consideraciones de diseño se asume una relación $D/d = 1.5$ y $r/d = 0.15$

$$K_{ts} = 1.35$$

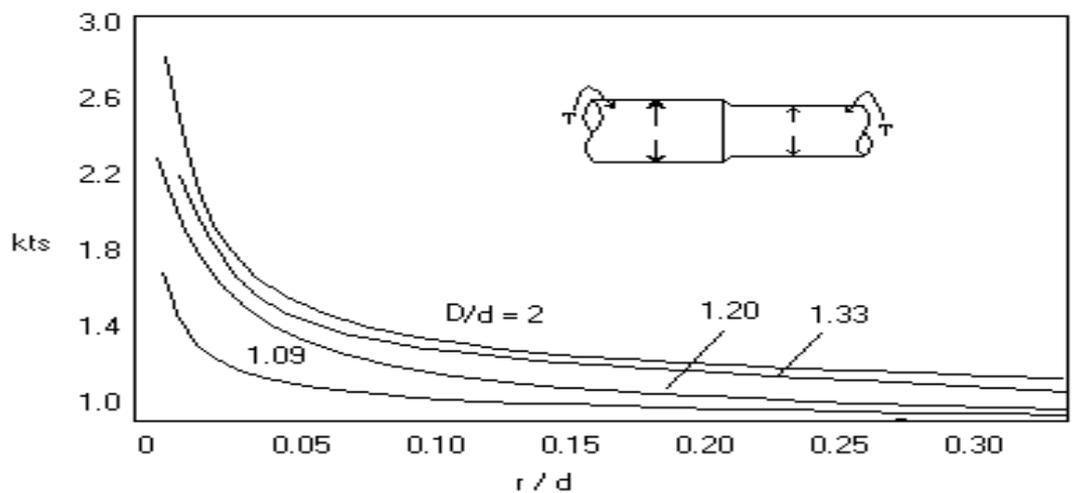


Gráfico 5. diagrama del factor de concentración de esfuerzos, barra circular con entalle sometida a torsión

de q correspondientes a $r = 0, 10, 15, 20, 25, 30$ mm.

6

los valores

Entonces reemplazando los valores de q y k_{ts} se obtiene:

$$K_{fs} = 1.35$$

Reemplazando los valores en la ecuación Goodman modificada

$$d_D = 14.5 \text{ mm estandarizando} \rightarrow 18 \text{ mm}$$

$$d_C = 14.2 \text{ mm estandarizando} \rightarrow 18 \text{ mm}$$

$$D_C = 1.5 d = 27 \text{ mm estandarizando} \rightarrow 28 \text{ mm}$$

8.9. CALCULO DE LA CHAVETA DEL EJE DONDE VA ACOPLADA LA POLEA.

Las chavetas se diseñan teniendo en cuenta dos parámetros:

1. Teniendo en cuenta la fluencia en cizalladura de la chaveta.
2. Teniendo en cuenta las paredes de las chavetas.

Todos estos cálculos son tomados del catalogo de FALK (Power transmission products)

Los materiales mas utilizados en la fabricación de chavetas son :

Acero AISI 1018

Acero AISI 1045

Cuadro 10. Aceros utilizados para chavetas.

Material	Tratamiento térmico	Esfuerzos admisibles Psi	
		Cizalladura	Compresión
AISI 1018	Ninguno	7500	15000
AISI 1045	255 –300 HB	15000	30000

Se selecciona el Acero AISI 1018 por tener menor resistencia ultima a la fluencia que el eje en donde va acoplado.

Se selecciona una chaveta de sección cuadrada, recomendada para ejes de pequeñas dimensiones y por ser de fácil fabricación y montaje.

- Formulas para el calculo de los esfuerzos

$$S_s = \frac{2T}{d * w * L} \quad \text{Ecuación 8.54}$$

$$S_c = \frac{2T}{d * h_1 * L} \quad \text{Ecuación 8.55}$$

Donde:

S_s = resistencia a la fluencia en cizalladura (psi)

S_c = resistencia a la compresión (psi)

T = torque en el eje = HP x 63000 /RPM (lb pul)

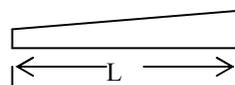
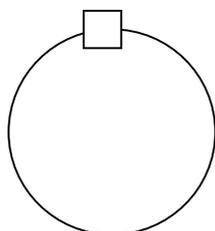
d = diámetro del eje, pul.

w = ancho de la chaveta, tabla (in)

h_1 = altura de la chaveta en el eje (in)

L = longitud mínima que debe tener la chaveta.

8.9.1. Diseño de la chaveta teniendo en cuenta la fluencia en cizalladura del material. Para un eje de 20 mm (0.78 in) de diámetro y por la tabla. sección de chavetas y ejes del catalogo de FALK se encuentran los siguientes datos:



Cuadro 11. Dimensiones de chavetas cuadradas.

Diametro del eje en i n	Chaveta cuadrada w	Chaveta plana W x H
1/2 - 9/16	1/8	1/8 x 3/32
5/8 - 7/8	3/16	3/16 x 1/8
15/16 - 11/4	1/4	1/4 x 3/16
1 5/16 - 1 3/8	5/16	5/16 x 1/4
1 7/16 - 1 3/4	3/8	3/8 x 1/4
1 13/16 - 2 1/4	1/2	1/2 x 3/8

Se selecciona:

$$W = 1/8 \text{ in}$$

- **Calculo de torque a que esta sometido la chaveta**

Para calcular el torque a que esta sometida la chaveta se utiliza la siguiente ecuación:

$$T = \frac{HP \times 63000}{n}$$

Donde

T = torque en la chaveta (lb. In)

HP = potencia entregada al eje (HP) = 3 HP

n = velocidad angular a la cual gira el eje (rpm)= 2100 r.p.m

$T = 90 \text{ Lb. In}$

- **Calculo de la longitud de la chaveta teniendo en cuenta la fluencia de cizalladura.** Para calcular la longitud de la chaveta se utiliza la ecuación 8.54, despejando L:

$$L = \frac{2 * T}{S_s * d * W}$$

Donde:

L= longitud de la chaveta (in)

T=torque en la chaveta (Lb.in)= 90 Lb.in

S_s = resistencia a la fluencia por cizalladura de la chaveta (Psi) = 7500 psi . tomado del catalogo de FALK.

d = diámetro de l eje (in)= 0.78 in

W= anchura de cara de la chaveta 1/8 in

La longitud de la chaveta es:

$L = 0.24 \text{ in}$ (esta debe ser la longitud mínima que debe poseer la chaveta)

8.9.2. Calculo de la longitud de la chaveta teniendo en cuenta la compresión de las paredes del material

Para calcular la longitud de la chaveta se utiliza la Ecuación 8.55, despejando L:

$$L = \frac{2 * T}{S_c * d * h}$$

$$T = 90 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$S_c = 15000 \text{ psi (tomado del cuadro 11)}$$

$$d = 1 \text{ in}$$

$$h = 3/32 \text{ in}$$

Remplazando

$$L = 0.28 \text{ in (longitud mínima que debe tener la chaveta)}$$

8.10. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DE LA MAQUINA PICADORA O TRITURADORA

Para la selección de los rodamientos a utilizar en la máquina picadora o trituradora, se tienen en cuenta las fuerzas que actúan en los apoyos del eje calculado.

Analizando las fuerzas actuantes sobre el eje puede verse que este solo está sometido a fuerzas de tipo radial en sus apoyos.

El tamaño del rodamiento se debe seleccionar en base a su capacidad de carga estática C_0 y no en base a su duración.

Para la selección del tipo de rodamiento por medio de la capacidad de carga estática, es necesario emplear el factor de seguridad S_o , que representa la relación entre la capacidad de carga estática normal C_o y la carga estática equivalente P_o .

Para calcular la capacidad de carga estática equivalente se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a$$

Donde:

P_o = carga estática equivalente (N)

F_r = carga radial real (N)

F_a = carga axial real (N)

X_o = factor de carga radial del rodamiento

Y_o = factor de carga axial del rodamiento

Como el eje esta sometido únicamente a cargas radiales, la ecuación queda:

$$P_o = F_r$$

El calculo de la capacidad de carga estática del rodamiento se efectúa mediante la siguiente ecuación

$$C_o = S_o P_o$$

Donde

C_o = Capacidad de carga estática (N)

S_o = factor de seguridad estático, se encuentra en la tabla 9, pagina 53. Catalogo de rodamientos SKF.

P_o = Carga estática equivalente

Se analiza el apoyo donde se encuentra el mayor valor de la fuerza de reacción sobre el eje, es decir el apoyo B

$$F_B = 117.55 \text{ N} = P_o$$

$S_o = 1$ (Funcionamiento suave sin vibración)

$$C_o = P_o = 285 \text{ N}$$

El rodamiento seleccionado es de bolas dadas las condiciones de funcionamiento de la máquina, ya que en el eje solamente se presentan cargas radiales.

Con un diámetro de eje 20 mm, ya que comercialmente no se encuentran rodamientos de 18 mm que es el diámetro calculado para el eje de la maquina, y con el valor de C_o y el catálogo de la SKF se halla un rodamiento con las siguiente designación:

Rodamiento rígido de una hilera de bolas 61804

Velocidad nominal = 19000 r.p.m.

Lubricación por grasa.

C_o = Carga estática equivalente = 1500 N

C = Carga dinámica equivalente = 2700 N

Con el valor de C se calcula la vida útil del rodamiento

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Donde

L_{10} = Vida nominal en millones de revoluciones

C = Capacidad de carga dinámica (N)

P = Carga dinámica equivalente = P_o

p = exponente de la fórmula de vida

$p = 3$ para rodamientos de bola.

$p = 10/3$ para rodamientos de rodillos

Reemplazando obtenemos

$L_{10} = 850$ millones de revoluciones

Cálculo de la vida nominal en horas de servicio

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} * L_{10}$$

Donde

L_{10h} = vida nominal (horas)

n = revoluciones (r.p.m.)

$$L_{10h} = 6748 \text{ horas}$$

9. DISEÑO DEL TORNILLO SINFÍN ELEVADOR MEZCLADOR.

Para diseñar un tornillo sinfín elevador transportador y en nuestro caso mezclador se debe tener en cuenta:

- Las características del material de proceso mas denso.
- La capacidad total de la máquina.
- La disponibilidad de espacio existente.
- Tipo de tornillo / dimensiones / accesorios.
- Potencia y velocidad requeridas para el proceso de elevación y mezclado de los materiales críticos de proceso.

Cuadro 12. Características de los materiales críticos de proceso.

Material	Peso especifico (lb/ft ³)	Código	Factor HP	Factor Carga
Maíz	45	C1/2-25	0.4	45
Heno cortado	12	C1/2-35JY	1.6	30A
Remolacha	45	C1/2-35X	1.2	30A

Diseñando críticamente.

Se escoge el maíz por ser el material mas denso, además de ser uno de los mas empleados en la preparación de concentrado para la alimentación animal.

Por código, el maíz posee las siguientes propiedades.(Ver anexos. Lectura del código de materiales a transportar)

C1/2 = tamaño granular.

2 = flujo libre.

5 = mediana abrasividad.

Capacidad de producción de la máquina

$$C = 0.75 \text{ TON} / \text{hr} = 750 \text{ Kg} / \text{hr} = 1653 \text{ lb} / \text{hr}$$

La capacidad de producción de la máquina expresada en ft^3 / hr es:

$$C = 1653 \text{ lb} / \text{hr} * \text{ft}^3 / 45 \text{ lb} = 36.733 \text{ ft}^3 / \text{hr}$$

$$C = 36.733 \text{ ft}^3 / \text{hr}.$$

9.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE TORNILLO SINFIN.

La selección de tipo de tornillo se hizo basándose en los requerimientos para realizar el proceso de mezclado.

Se trata de un tornillo vertical de doble sección, la primera, con diámetro de hélice menor, el cual tiene como función elevar el material picado y/o triturado, junto con los aditivos hasta la sección donde se realizara el proceso de mezclado, esta sección es de diámetro de hélice mayor que la anterior además de la forma cerrada de la carcaza que la contiene (forma cónica).

9.2. SELECCIÓN DE LAS DIMENSIONES DEL TORNILLO SINFIN ELEVADOR-MEZCLADOR.

Para la primera sección de tornillo vertical se estimaron las siguientes dimensiones:

- $d_1 = 144$ mm (diámetro de hélice), el cual se determino por la proporcionalidad de las dimensiones de la máquina además de buscar el menor espacio,
- Paso igual al diámetro ($p = d$, tornillo estándar), debido a que si el paso es menor que el diámetro de hélice podría suceder que el material se compactase debido al corto espacio entre hélice y hélice siguiente, en el proceso de elevación del material. Por el contrario si el paso es de mayor dimensión que el diámetro de hélice, podría suceder la acumulación de material en una sola hélice, forzando a esta.
- Longitud del tornillo de la primera sección, $L_1 = 600$ mm, se escoge esta longitud por disposición de espacio y proporcionalidad de la máquina, además de

que la longitud no es factor para el proceso de mezclado.

Para la segunda sección de tornillo vertical se estimaron las siguientes dimensiones:

- $d_2 = 300$ mm (diámetro de hélice), el cual se determinó por la necesidad presentada en el proceso de mezclado, la cual requiere mayor espacio de hélice debido a la acumulación de material a mezclar.
- Paso igual al diámetro ($p = d$, tornillo estándar), esta consideración se tomó por simplificación de selección de tornillo, debido a que esta dimensión (paso del tornillo) no es inherente en el diseño de un tornillo que cumpla la función de mezclado.
- Longitud del tornillo de la segunda sección, $L_2 = 460$ mm, se escoge esta longitud por disposición de espacio y proporcionalidad de la máquina, además de que la longitud no es factor prioritario para el proceso de mezclado.

9.3. SELECCIÓN DEL DIÁMETRO DEL EJE DEL TORNILLO SINFIN ELEVADOR-MEZCLADOR.

Para la selección del diámetro de eje del tornillo transportador, se escogió como referencia el diámetro de hélice mayor (2da sección) debido a la mayor cantidad de material procesado por esta hélice, además que la reducción de diámetro de hélice de primera sección con este diámetro del eje del tornillo, es tan diminuta que se

desprecia.

Por tabla 7. del catalogo se obtiene con diámetro de hélice del tornillo mayor

Cuadro 13. DIMENSIONES ESTANDARS DE TORNILLO TRANSPORADOR

A SCREW DIA.	B SHAFT DIAMETER	C STANDARD SCREW SECTION	D STANDARD TROUGH SECTION	E LOADING SPOUT	F MIN. DISCHARG E SPOUT	G SPOUT DIAMETER
6	1 - ½	10' - 0''	10' - 0''	1 - ½	6	7
9	1 - ½	10' - 0''	10' - 0''	1 - ½	8	10
	2					
12	2	12' - 0''	12' - 0''	2	10- ½	13
	2 - 7/16					
	3					
14	2 - 7/16	12' - 0''	12' - 0''	2	11- ½	15
	3					
16	3	12' - 0''	12' - 0''	2	13 - ½	17
18	3	12' - 0''	12' - 0''	2 - ½	14 - ½	19
	3 - 7/16					
20	3	12' - 0''	12' - 0''	2 - ½	15 - ½	21
	3 - 7/16					
24	3 - 7/16	12' - 0''	12' - 0''	2 - ½	17 - ½	25

Con $D_1=11.8$ in , de diámetro de hélice.

Estandarizando $D_1 = 12$ in, seleccionando el diámetro del eje del tornillo en la tabla

12 este se encuentra entre 2 in y 3 in

Se selecciona un diámetro de eje:

$$D_{\text{eje del tornillo}} = 2 \text{ in}$$

Este es el diámetro mínimo que debe tener el eje en el tramo de hélice mayor, ya que satisface las condiciones de resistencia de este tramo y además no reduce el área de hélice para el transporte de material de la primera sección del tornillo.

9.4. ACOPLE FINAL DEL EJE DEL TORNILLO SINFIN ELEVADOR-MEZCLADOR

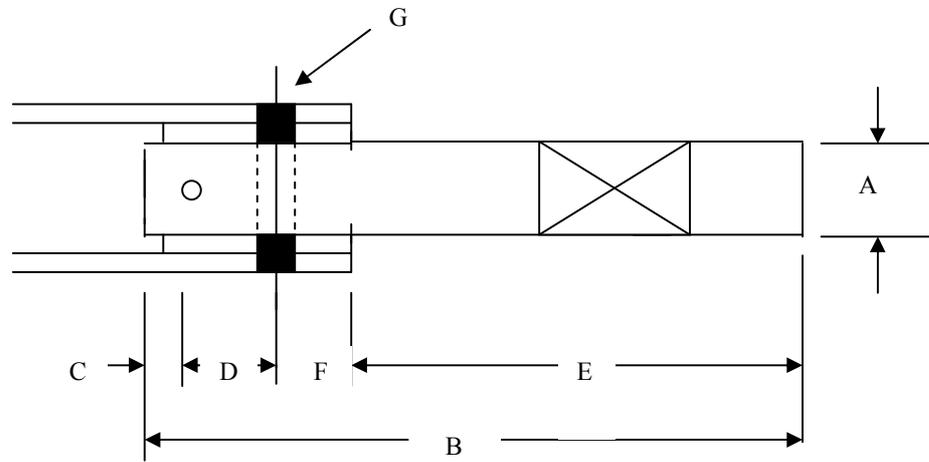
Para el montaje de rodamientos y demás elementos como la polea para la transmisión por correas, es importante seleccionar el elemento de acople, el cual es un eje macizo que se determina de la siguiente manera:

Como el diámetro de eje seleccionado es de $D = 2 \text{ in}$, se determina un eje acoplado(macizo) menor de 2 in.

Por medio Cuadro 14. con el diámetro del eje acoplado de $A = 1 \frac{1}{2} \text{ in}$,

Cuadro 14. Standard tail shafts

Shaft diamet. (in) A	B	C	D	E	F	Bolts G
1 - 1/2	6 - 7/8	7/8	3	2 - 1/8	7/8	1/2
2	6 - 7/8	7/8	3	2 - 1/8	7/8	5/8
2 - 7/16	8 - 1/8	15/16	3	3 - 1/4	15/16	5/8
3	8 - 1/4	1	3	3 - 1/4	1	3/4
3 - 7/16	11 - 1/8	1 - 1/4	4	4 - 3/8	1 - 1/2	7/8



se tiene:

$$B=6-7/8''$$

$$C=7/8''$$

$$D=3''$$

$$E=2-1/8''$$

$$F=7/8''$$

$$G=1/2'' \text{ (tornillos de } \frac{1}{2} \text{ in)}$$

Como en el caso del tornillo mezclador diseñado, no es requiere el desmontaje de este eje(macizo); para mayor facilidad de construcción y economía, se decidió soldar este eje (macizo) al eje del tornillo mezclador (hueco).

9.5. DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD DEL TORNILLO SINFÍN ELEVADOR-MEZCLADOR

Como lo que se requiere es que la parte superior del tornillo realice el proceso de mezclado, se estima una velocidad angular de:

375 r.p.m.

Esta velocidad promedio, es tomada de los estándares de los equipos agrícolas para una mayor eficiencia.

La velocidad a la cual debe girar el tornillo, provoca que el material que sube por la segunda sección, al no encontrar superficie de carcaza adjunta a las hélices, caiga hasta la parte inferior del cono y vuelva a subir repitiéndose este proceso continuamente haciendo que el material se mezcle, con la ayuda de una paleta raspadora.

9.6 COMPROBACION DE LAS DIMENSIONES DEL TORNILLO MEZCLADOR

Del cuadro 15. (capacidades y velocidades del tornillo), con la capacidad de 36.73 ft^3 / hr. e interpolando con 45% como factor de carga se tiene:

Cuadro 15. CAPACITY AND SPEED

Trough Loading 45%				
Screw Diam.	Max Lump Size	Max. RPM	Capacity Cu.Ft./Hr	
			At Max RPM	At 1 RPM
6	¾"	180	409	2.27
9	1-1/2"	170	1360	8.0
12	2"	155	2991	19.3
14	2-1/2"	150	4620	30.8
16	3"	140	6524	46.6
18	3-1/4"	130	8593	66.1
20	3-1/2"	120	11400	95.0
24	4"	105	17535	167.0
Trough Loading 30% A				
Screw Diam.	Max Lump Size	Max. RPM	Capacity Cu.Ft./Hr	
			At Max RPM	At 1 RPM
6	¾"	130	195	1.5
9	1-1/2"	120	672	5.6
12	2"	110	1463	13.3
14	2-1/2"	105	2215	21.1
16	3"	95	2983	31.4
18	3-1/4"	90	4.086	45.4
20	3-1/2"	80	4968	62.1
24	4"	70	7644	109.2
Trough Loading 15 %				
Screw Diam.	Max Lump Size	Max. RPM	Capacity Cu.Ft./Hr	
			At Max RPM	At 1 RPM
6	¾"	65	49	0.75
9	1-1/2"	60	168	2.8
12	2"	60	402	6.7
14	2-1/2"	55	577	10.5
16	3"	55	863	15.7
18	3-1/4"	50	1135	22.7
20	3-1/2"	45	1399	31.1
24	4"	40	2184	54.6

d=4.82 in =122.4 mm,

Es el diámetro mínimo de hélice que debe poseer el tornillo para cumplir con la función de transportar dicha capacidad.

Habiendo determinado anteriormente los diámetros de hélice de la sección del que realiza la función de transporte del material ($d_1=144$ mm) y la segunda sección del tornillo que realiza la función de mezclado ($d_2 = 300$ mm), se concluye que estos dos últimos diámetros, si satisfacen la condición de diámetro mínimo que debe tener el tornillo para transportar el material.

Con la ayuda de la tabla 3 se determinan las revoluciones del tornillo, solo para realizar el transporte del material.

Interpolando se tiene que para un diámetro $d= 4.82$ in

r.p.m. para transportar = 183.915 r.p.m.

Es decir que las revoluciones seleccionadas anteriormente para el proceso de mezclado (375 r.p.m.), también satisfacen las condiciones de transporte de material.

9.7. CALCULO DE LA POTENCIA DEL TORNILLO SINFIN ELEVADOR-MEZCLADOR.

En el calculo de la potencia del tornillo elevador se han tenido en cuenta dos factores:

- La potencia necesaria para impulsar el tornillo en vacío, la cual se encuentra en función de la longitud del mezclador, la velocidad de rotación y la fricción de los componentes del tornillo.

- La potencia requerida para desplazar el material, la cual esta en función de la capacidad del tornillo por unidad de tiempo, la longitud del tornillo y las propiedades del material transportado.

Para el calculo de la potencia del tornillo elevador mezclador, se determina la potencia de las dos secciones del tornillo como si fuese un solo tornillo con el diámetro de hélice mayor.

9.7.1. Potencia del tornillo sinfín para impulsar el tornillo en vacío. La potencia para mover el tornillo desde cero a la velocidad deseada, se determina por la siguiente formula:

$$HP = L * rpm * fa / 1 E 6$$

Donde

L = longitud del tornillo = L1 + L2= 3.47 ft

r.p.m. = velocidad angular del tornillo = 375 r.p.m.

Fa = factor de soporte =1 por no poseer soportes el tornillo a lo largo de su longitud (solo en sus extremos, por ser de pequeña longitud)

$$HP = 0.0013 HP$$

9.7.2. Potencia del tornillo sinfín para desplazar el material. La potencia de un tornillo vertical necesaria para desplazar el material se determina por la siguiente fórmula.

$$HP = \frac{7Q * L * F}{1E6} + C$$

Esta fórmula se obtuvo del manual de conferencia Universidad del Norte.

Donde

Q = capacidad máxima (lb / hr)=1653 lb / hr.

L = longitud del tornillo vertical (ft)= L1 +L2 = 3.47 ft

F = factor de potencia = 0.4 por tabla.

C = 1.3 para tipo C, por tabla.

Reemplazando valores

$$HP = 1.31 \text{ HP}$$

9.7.3. Potencia total del tornillo sinfín elevador-mezclador.

Potencia total = Potencia necesaria para impulsar el tornillo en vacío + Potencia necesaria para desplazar el material.

$$P_t = 0.0013 + 1.3$$

$$P_t = 1.3013 \text{ HP}$$

MOTOR SELECCIONADO

Potencia = 1.5 HP

Revoluciones = 1800 r.p.m

Trifasico.

9.8. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DEL TORNILLO MEZCLADOR

MOTOR SELECCIONADO:

Potencia = 1,5 Hp

r.p.m. = 1800

trifasico

Máquina conducida

r.p.m. = 375 rpm

RELACION DE VELOCIDADES.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{1800}{375} = 4.8$$

Como la relación de velocidades es menor que 6 se recomienda transmisión por correa, además de poseer ciertas ventajas como son:

1. Bajo costo
2. Transmisión silenciosa
3. No requiere mantenimiento.

SELECCIÓN DE CORREAS A UTILIZAR.

Por el cuadro 3.(tabla 17.7 faires)

Se establece el coeficiente de servicio (Nsf).

Maquina conducida tipo = C.C. trifasico devanado en derivación, y con un tipo de maquina conducida tipo = transportador tornillo sinfin.

Da cómo resultado un Nsf = 1.4

A este valor se le debe restar 0.2 por que el funcionamiento es intermitente.

$$Nsf = 1.4 - 0.2 = 1.2$$

$$\text{La potencia de proyecto} = Nsf * Hp = 1.2 * 1.5 = 1.8 \text{ Hp}$$

Por gráfica 1. (17.14 Faires) con las r.p.m. de la polea pequeña y con la potencia de proyecto se obtiene :

Correa de sección A ($b * t = 1/2 * 5/16$)

Con constantes para potencia nominal:

$$a = 2.684$$

$$c = 5.326$$

$$e = 0.0136$$

Se escoge un diámetro mínimo comercial

$$D_{min} = 2 \frac{1}{2} \text{ pulgadas}$$

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2} = 4.8 \rightarrow \text{relacion de diametros} = \text{relacion de velocidades}$$

para que no exista deslizamiento se debe cumplir que:

$$\pi D_1 n_{maq} = \pi D_2 n_{motor}$$

donde D_1 = diámetro de la polea mas pequeña

D_2 = diámetro de la polea mas grande

Siendo la relación de velocidades = $(D_2 / D_1) = 4.8$;

$D_2 = 4.8 \times 2.5 = 12 \text{ in}$ para un diámetro de polea pequeña $(D_1) = 2.5 \text{ in}$.

Por cuadro 44. (tabla 17.3 faires) se estandarizó $D_2 = 12$ in.

Luego se verifica si este diámetro cumple con la relación de velocidades:

$$D_2 / D_1 = 12/2.5 = 4.8 \text{ (si cumple)}$$

Se calcula la velocidad lineal de las poleas, reemplazando valores en la siguiente formula:

$$V_m = \pi \times D_1 \times n_{\text{motor}} = 1178.097 \text{ ft/min.}$$

Calculo de la potencia nominal

El calculo de la potencia nominal se realiza con la siguiente formula:

$$PN \equiv \left[a * \left(\frac{10^3}{v_m} \right)^{0.09} - \frac{c}{Kd * D_1} - e * \frac{v_m^2}{10^6} \right] * \left(\frac{v_m}{10^3} \right) \text{ en CV}$$

Reemplazando las constantes para la potencia nominal anteriormente mencionadas y con el coeficiente de diámetro pequeño $Kd = 1.14$ de la tabla 5. (tabla17.4 (Faires)) con la relación de diámetros $D_2/D_1=4.8$, se tiene:

$$PN = 0.89 \text{ HP}$$

Donde

V_m se reemplaza en unidades de ft/ min. y

D_1 se reemplaza en pulgadas.

Calculo de la potencia nominal ajustada.

La potencia nominal ajustada es hallada mediante la aplicación de la siguiente formula:

$$PNA = K_{\theta} * K_L * PN$$

Donde:

K_{θ} = Coeficiente de arco de contacto

K_L = Factor de conversión de longitud de la correa.

PN = Potencia nominal

El valor de K_{θ} se halla por medio del cuadro 6.(tabla17.5 faires) con la siguiente relación:

$$\frac{D_2 - D_1}{C}$$

de donde C es la distancia entre centros de las poleas; tomando una distancia mínima entre centros de

$$C = \frac{D_1 + D_2}{2} + D_1 = 9.75 \text{ in.}$$

Reemplazando valores incluidos en la ecuación de longitud de la correa se tiene:

$$L = 2 * C + 1.57 * (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 * C}$$

$L = 44.57$ in → estandarizando por cuadro 7.(tabla 17.6 faires) **$L_{std} = 46$ in**

Con esta longitud de correa y con la formula de distancia real entre centros, se tiene:

$$C_{reall} = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32 * (D_2 - D_1)^2}}{16}$$

De donde $B = 4 * L - 6.28 * (D_1 + D_2)$

$$B = 92.94$$

$C_{reall} = 10.54$ in.

$(D_2 - D_1) / C_{reall} = 0.90$ → **$K_{\theta} = 0.85$** para V V

$K_L = 0.92$ para correa sección A . cuadro 7.(tabla 17.6 faires)

La potencia nominal ajustada es igual

$$PNA = 0.695 \text{ HP}$$

Determinación del número de correas

El número de correas es igual a

No correas = potencia de proyecto / PNA = 2.58 \cong 3 correas

Da como resultado 3 correas sección A en V con una longitud de 46 in y con diámetros de poleas de $D_1=2.5$ in y $D_2= 12$ in. necesarias para la transmisión de potencia para el tornillo mezclador.

9.9. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL TORNILLO MEZCLADOR

Como la capacidad que posee el tornillo es considerada pequeña, se determina que las fuerzas presentadas en los apoyos no son de gran magnitud, por lo tanto la selección de los rodamientos para el tornillo se basa en el tipo de carga presentada en este y el diámetro del eje acoplado al final del tornillo; entonces cualquier rodamiento que soporte el tipo de carga presentada en el tornillo satisficiera a este..

Las cargas presentadas en el tornillo sinfín elevador-mezclador son de tipo combinada por:

- Cargas axiales debido al peso del tornillo, al peso del material contenido y al empuje del material en el proceso de elevación.

- Cargas radiales generadas por el movimiento rotatorio del tornillo sinfin.

Se selecciona un tipo de rodamientos rígido de una hilera de bolas. Este tipo de rodamientos por poseer caminos de rodadura profundos y sin interrupciones, así como un alto grado de oscilación entre las bolas y gargantas, hacen que soporte cargas axiales aceptables en cualquiera de los dos sentidos, incluso a altas velocidades.

El rodamiento rígido de bolas seleccionado por el catálogo SKF es el 61808, para un diámetro de eje de 40 mm (1.57). cuyas características son:

- Capacidad de carga: 4940 N
- Carga límite de fatiga: 186 N

Por no encontrar comercialmente un rodamiento rígido de bolas para un diámetro de eje de 1 ½ in, entonces el diámetro del eje acoplado al tornillo se determinó de 1.57 in

10. MANUAL DE MANTENIMIENTO

Para un buen desempeño y una larga vida útil de la máquina es necesario seguir las siguientes recomendaciones:

Antes de energizar el equipo cerciorarse de la no-existencia de elementos u objetos extraños en el interior de la máquina, ya que estos podrían ocasionar un deterioro de las partes internas de la maquina como son cuchillas, martillos trituradores, elementos sopladores, rotor, etc.

Tener cuidado de no exceder la capacidad de producción de la máquina, ya que se pueden presentar fallas o deterioro en los sistemas dinámicos y estáticos de esta.

A continuación se describe un plan de mantenimiento preventivo que facilitara el control de las actividades:

MANTENIMIENTO DIARIO.

- Revisión de los elementos de corte y molienda, asegurarse que los diferentes dispositivos funcionen en la operación indicada, antes de poner a funcionar la máquina como cortadora de forraje se debe sacar las zarandas o cribas.

- Al terminar cualquiera de los tres procesos (picado, trituración o mezclado) se recomienda dejar la máquina prendida uno o dos minutos para que se limpie por dentro y evacue cualquier residuo de material que se hayan quedado pegados en el interior, esto debe hacerse utilizando un balde con agua teniendo especial cuidado en la limpieza del tornillo mezclador debido a la existencia de elementos corrosivos en el interior de este provenientes de los aditivos (sales, melazas, etc.) que se utilizan en la preparación del concentrado animal.

MANTENIMIENTO SEMANAL.

- Se recomienda suministrarle grasa a los rodamientos y limpiar las chumaceras exteriormente para evitar la acumulación de suciedad que ocasione el deterioro de estas.
- Revisión de tensión de las correas en el sistema de transmisión de potencia, tanto de la máquina picadora - trituradora, como de la máquina mezcladora.

MANTENIMIENTO MENSUAL.

- Reafilado de las cuchillas de corte, teniendo en cuenta de no sobrepasarse para evitar la variación en los ángulos de corte.

- Revisar los sistemas de anclaje, soportes y seguridad.
- Inspeccionar que la luz entre las cuchillas y la contracuchilla se mantenga constante.

MANTENIMIENTO ANUAL.

- Cambiar las correas del los sistemas de transmisión de potencia.
- Pintar la máquina para evitar la corrosión de las partes.

11. PROCEDIMIENTO DE MANEJO Y MONTAJE DE PICADORAS Y MOLINOS A MARTILLO

- A.- Seleccionar el sitio adecuado para el funcionamiento de la máquina.

- B.- Se procede al montaje del motor, con el fin de darle mayor durabilidad a las correas; para esta operación se mueve el motor ya sea a la derecha o a la izquierda de la base hasta que queden perfectamente alineados y se aprietan los tornillos del motor. Realizada esta operación se procede a la colocación de las correas; para esto se corre la base del motor hacia delante, se ponen las correas nuevamente se estira hacia atrás haciendo uso del tornillo o tensor que está a mano izquierda o del lado de las poleas.

El derecho se usa para corregir desalineamiento del conjunto Motor- Base-Motor; la tensión correcta de las correas es de la siguiente manera: Haciendo presión con los dedos en la mitad del tramo se debe bajar este punto aproximadamente $\frac{1}{2}$ " realizando lo anterior, se procede a apretar los 4 tornillos inferiores de la base del motor, quedando así ajustadas las correas y el motor.

- C.- Para la postura de la Tolva de alimentación, se debe quitar el tornillo de cierre de la picadora se abre un poco ésta, pivotando la parte de arriba hacia delante y se coloca la tolva en los tornillos de 5/16” que se encuentran en la boca de la picadora y apretarlos bien. Después de revisar que el interior de la máquina se encuentre totalmente limpia se procede a cerrarla apretándola con el tornillo de cierre.
- D.- Antes de poner a funcionar la máquina se debe sacar las zarandas o cribas que se encuentran alojadas en el interior de una corredera que oculta una pequeña compuerta que está en la parte delantera de la máquina, la cual se abre haciendo girar el tornillo mariposa que se encuentra allí enroscado. Realizado esto se procede a elegir el modo de la operación de la máquina ya sea como Picadora o Molino.
- E.- Cuando se utiliza como picadora de pastos no se colocan las Zarandas; se le quita la tapa dosificadora a la tolva de alimentación para que el pasto fluya mejor ; entonces se procede a introducir el pasto sosteniéndolo, nunca soltándolo, ya que la máquina tiende a halarlo por la acción succionadora de las cuchillas. Aguantándolo un poco y se deja que ella se lo vaya tragando, de esta manera se puede seleccionar el tamaño del picado y el real rendimiento de la maquina.

- F.- Para trabajar como MOLINO se quita la pieza para pasto y se coloca el Ciclón y la tapa dosificadora en la tolva de alimentación, se selecciona la Zaranda deseada y se coloca en la corredera que tapa la puerta del frente. La tapa dosificadora se abre de acuerdo con el producto que se vaya a procesar, ahora, bien para maíz seco con tusa, cascarón y maíz se recomienda pasar el producto por la Zaranda de 3/8" primero y luego por la de 1/8" para esta manera hacerla harina.
- G.- Al terminar cualquiera de estos dos procesos PICADA o MOLIDA se recomienda dejar la máquina prendida uno o dos minutos, para que limpie por dentro y desaloje todos los residuos que se hayan quedado (utilizando un balde de agua).
- H.- Para su mantenimiento se recomienda agregarle grasa periódicamente en los rodamientos y limpieza por dentro y por fuera ya que de esta manera se alarga la vida útil de la máquina.

12. EVALUACIÓN ECONOMICA

12.1. VALOR PRESUPUESTADO CONTRA VALORE REAL GASTADO

	Presupuestado	Gasto real
Papelería y fotocopias	\$ 150.000	\$ 80.000
Empaste, anillados, disquetes	\$ 40.000	\$ 50.000
Horas de computador	\$ 720.000	\$ 130.000
Libros y revistas	\$ 140.000	
Tinta de impresora	\$ 100.000	\$ 45.000
Transportes	\$ 250.000	\$ 220.000
Elaboración de planos	\$ 180.000	\$ 160.000
Materiales de construcción	\$ 1'500.000	\$ 800.000
Mano de obra	\$ 700.000	\$ 700.000
Asesoría	\$ 800.000	\$1'000.000
Imprevistos (15 % del total)	\$ 687.000	
TOTAL	\$ 5'267.000	\$ 3'185.000

12.2. COSTO DE LA MÁQUINA.

El costo total de la máquina se obtuvo restando del costo real del proyecto los gastos.

Costo total	\$ 3'185.000
Papelería y fotocopias	\$ 80.000
Empaste, anillados, disquetes	\$ 50.000
Tinta de impresora	\$ 45.000
Asesoría	\$ 1'000.000
Horas de computadora	\$ 130.000
COSTO DE LA MÁQUINA	\$ 1'880.000

12.3. COSTO DE PRODUCCIÓN.

12.3.1. Costo de producción por materia prima consumida. La cantidad de forraje y productos agrícolas necesarios para producir una bolsa de 40 kilogramos de concentrado para animales aproximadamente es:

Pastos = 34.48 Kilogramos.

Melazas = 1.37 kilogramos

Maíz = 3.448 kilogramos.

Sales = 0.68 kilogramos.

Se toma como base 40 kilogramos debido a que este es la cantidad de concentrado que se comercializa por bolsa.

El costo de los productos por kilogramo es:

Melazas: 200 \$/kilogramo

Maíz: 450 \$/kilogramo

Sales: 460 \$/kilogramo

Considerando el pasto como materia prima disponible en cualquier sector agrícola (costo nulo).

El costo de producción de 40 kilos de concentrado para animales por materia prima consumida es:

$$\text{Melaza} = \$ 200 / \text{Kgr} * 1.37 \text{ kgr} = \$ 274$$

$$\text{Maíz} = \$ 450 / \text{Kgr} * 3.448 \text{ kgr} = \$ 1551.6$$

$$\text{Sales} = \$ 460 / \text{kgr} * 0.68 \text{ Kgr} = \$ 312.8$$

Lo cual nos da que los costos debido a la materia prima para producir una bolsa de 40 kilogramos de concentrado es de \$ 2138.4 / bolsa

Como la capacidad de la maquina es de 750 kilos hora y trabaja 5 horas diarias nos da como resultado 3750 kilos diarios (93.75 bolsas diarias, 2812.5 bolsas mensuales)

12.3.2. Costo de producción por energía consumida por la maquina. El costo de energía necesaria para producir una bolsa de 40 kilogramos de concentrado se calcula con la siguiente formula

$$P_R = Fd * P_{\text{cons}}$$

$$F_d = F_u * F_c * F_s$$

$$F_u = \frac{n}{24}$$

$$P_{\text{cons}} = \frac{P_m}{\eta}$$

Donde

P_R = potencia real consumida

F_d = factor de demanda

P_{cons} = potencia consumida

F_u = factor de utilización

F_c = factor de carga

F_s = factor de simultaneidad

P_m = potencia del motor

n = numero de horas trabajadas por la máquina diariamente

η = eficiencia del motor

Para el motor de la picadora

$n = 5$ horas

$F_s = 1$

$F_c = 0.93$

$P_m = 3 \text{ Hp} = 2.2371 \text{ Kw}$

$\eta = 80\% = 0.8$

Remplazando en las respectivas fórmulas

$$F_u = 0.21$$

$$F_d = 0.2$$

$$P_{\text{cons}} = 2.796 \text{ Kw}$$

$$P_R = 0.5592 \text{ Kw}$$

La potencia consumida por día es

$$13.4208 \text{ Kwh}$$

La potencia consumida por bolsa es

$$0.716 \text{ Kwh}$$

Para el motor de la mezcladora

$$n = 5 \text{ horas}$$

$$F_s = 1$$

$$F_c = 0.87$$

$$P_m = 1.5 \text{ Hp} = 1.1185 \text{ Kw}$$

$$\eta = 80\% = 0.8$$

Remplazando en las respectivas fórmulas

$$F_u = 0.21$$

$$F_d = 0.183$$

$$P_{\text{cons}} = 1.39 \text{ Kw}$$

$$P_R = 0.255 \text{ Kw}$$

La potencia consumida por día es

$$6.14 \text{ Kwh}$$

La potencia consumida por bolsa es

$$0.327 \text{ Kwh}$$

Potencia total consumida por los motores para producir una bolsa de concentrado:

$$1.043 \text{ Kwh}$$

El valor del kilovatio hora se estima en 113 pesos

Costo mensual de producción de concentrado

$C = (\$Kwh * P_R + \text{Valor materia prima por bolsa}) * \text{numero de bolsas producidas mensualmente} + \text{salario operario}$

El salario del operario se estima en 250.000 pesos mensuales, incluyendo las prestaciones sociales

$$C = (113 * 1.043 + 2138.4) * 2812.5 + 250.000$$

$$C = \$ 6'595.728$$

Con este valor calculamos el valor de una bolsa de concentrado producido por la máquina

$$\text{Valor bolsa} = \$ 2345.14 / \text{bolsa}$$

El costo comercial de una bolsa de concentrado de 40 kilogramos es: \$ 16200
(Fuente Insagro)

El costo de las 2812.5 bolsas es: 45'562.500

El costo de mantenimiento mensual de la máquina es de \$ 40.000

El costo inicial de la máquina (Co) es:

$$C_o = \$ 1'880.000$$

12.3.4. TIEMPO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN.

Como la tasa de interés por lo general se toma las que ofrecen las corporaciones o bancos y en general oscilan en un 25% efectivo anual, Esta tasa mensual es:

$$i_m = 1.877\%$$

Para una inversión de \$ 1'880.000 y unas utilidades brutas mensuales de \$ 38'966.772, las cuales se calculan restando del valor comercial de las bolsas de concentrado el valor para producir esas bolsas.

$$U_B = 45'562.500 - 6'595.728$$

$$U_B = 39'966.772$$

Teniendo en cuenta los egresos e ingresos que se presentan en este proyecto, nos damos cuenta que el tiempo de recuperación de la inversión es extremadamente corto, ya que prácticamente se obtienen ganancias o ahorro de gastos de alrededor del millón de pesos diarios, por lo tanto el proyecto es rentable.

CONCLUSIONES

La máquina es ventajosa en comparación con las demás máquinas existentes en el comercio, ya que permite el ahorro de espacio y mano de obra, debido a la implementación de maquinarias para desarrollar procesos que habitualmente se realizan de forma manual.

Si se desea variar el tamaño del forraje cortado se debe modificar ya sea la velocidad de alimentación y/o el número de cuchillas. Si lo que se quiere obtener es forraje en trozos pequeños, se debe disminuir la velocidad de alimentación y/o aumentar el número de cuchillas. Si se desea obtener forraje en trozos grandes se debe aumentar la velocidad de alimentación y/o disminuir el número de cuchillas.

Para la selección del tamiz adecuado en el proceso de trituración se realizaron pruebas con diferentes tamices variando el diámetro y características de los orificios; si se aumenta el diámetro de los orificios, se aumenta la cantidad de producto triturado en el mismo tiempo, pero se obtiene un producto con características no adecuadas (tamaño) para la producción del concentrado para animales, por esta razón se escoge los tamices de 3/8" y 1/8" de diámetro, con los cuales el producto triturado es más liviano y la capacidad alcanzada es la esperada.

En el diseño del eje se obtuvo un diámetro de 18 mm, pero se decidió aumentarlo a 20 mm teniendo en cuenta los impactos a los que va estar sometido el eje en el momento de operación, ya que el criterio de diseño utilizado no asume los impactos que se presentan en el eje.

El sistema de transmisión de potencia de la máquina mezcladora utiliza una sola correa, contrario a los resultados que arrojan los cálculos (tres correas) debido a sugerencias de personas especializadas, además se pudo comprobar que con esta modificación se realiza el proceso de mezclado satisfactoriamente.

Una ventaja de la máquina para producción de concentrado para animales es que se puede aumentar la capacidad de producción de concentrado con solo aumentar el área de mezclado.

Como resultado final del presente trabajo de grado se obtiene una máquina de excelente funcionamiento y un producto con buenas propiedades alimenticias para animales productores de carne, leche, etc.

BIBLIOGRAFÍA

AGUIRRE ESPONDA; Guillermo. Diseño de elementos de maquinas. México, editorial TRILLAS, febrero 1990. Pag 98-105

ALTING. Leo. Procesos para ingeniería de manufacturas. Editorial Alfaomega. Pag. 25-27

AVALLONE, Eugene and BAUMEISTER III. Manual del ingeniero mecánico. McGraw-Hill, México 9ª EDICION 1995. Pag 8-1, 10-1, 10 -26

BEER, Ferdinand. JOHNSTON, Russell. Mecánica vectorial para ingenieros, Dinámica. Quinta edición. Editorial McGrawHill. México 1990. Pag 70-75

BOTERO, Luz M; MORENO, Ramón; TORRES, Ariel; BEDOYA, José. Alimentación animal. Modulo 4 Escuela de mayordomía., Fondo nacional del ganado - FEDEGAN. Pag 30-37

CHECA ESPAÑA, Jesús. Ensilaje y silos para pastos. Temas de orientación agropecuaria. Numero 101. 1987. Pag 35-40

DEUTSCHMAM, Aaron and MICHELS, Walter. Diseño de maquinas. Teoría y práctica. Editorial Continental, México 1991. Pag 95

DOYLE, Lawrence E. Materiales y procesos de manufacturas para ingenieros. Tercera edición. Prentice-Hall Hispanoamericana S.A. pag 120-122

ERAZO, Juan Ramón. Prados y forraje (Premio agrícola AEDOS). Editorial AEDOS. Barcelona 1985. Pag 70-76

FAIRES, Moring. Diseño de elementos de maquinas. Barcelona, UTEHA Noriega Editores, España, 1993. Pag 80-82

GRAUPERA, Francisco. Agricultura y ganadería en los trópicos. Editorial AEDOS. México. Pag 30-33

ORTIZ-CAÑAVATE, Jaime. Las maquinas agrícolas y su aplicación. Ediciones Mundi-prensa. Madrid, 1980. Pag 60-63

PERRY, Robert. Perry Manual del Ingeniero Químico. Sexta edición, tercera edición en español. Editorial McGraw-Hill. México 1995. Pag 8-30

SKF. Catalogo general de rodamientos.

Instituto Colombiano de Normas Técnicas. Normas colombianas para la presentación de tesis de grado. Santa fe de Bogotá 1998.

Guía para la elaboración de proyectos de grado. CUTB, 1994.

Conferencia. Selección, diseño. Instalación y mantenimiento de sistemas de transporte a granel. Modulo II: Tornillos transportadores. Universidad del Norte, Centro de educación continuada, CEC. Barranquilla septiembre de 1996.

