

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA

FACULTAD DE INGENIERÍA

ÁREA DE POSGRADO

MAESTRÍA Y DOCTORADO EN CIENCIAS E INGENIERÍA



TESIS

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA MACERADORA PARA PROCESADO DE FORRAJE
SECO UTILIZADA EN DIETAS PARA GANADO”**

Que presenta para obtener el grado de:

MAESTRO EN INGENIERÍA

TESISTA:

ING. ARILÍ CÁRDENAS ROBLES

DIRECTOR DE TESIS:

DR. ISRAEL SAUCEDA MEZA

30 de Octubre de 2009

ÍNDICE

Índice de figuras.....	i
Índice de tablas	iii
Glosario.....	iv
Planteamiento del problema.....	v
Objetivo.....	vi
Justificación	vii
Introducción	viii
Resumen.....	ix
ABSTRACT.....	x
Hipótesis	xi
Metas.....	xii
Metodología	xiii

Capítulo I Estado del Arte

1.1.- MAQUINARIA AGRÍCOLA.....	2
1.1.1.- Molinos de piedra.....	4
1.1.1.1.- Molinos de piedra horizontal.....	5
1.1.1.2.- Molinos de piedra vertical.....	5
1.1.2.- Molinos de frotación.....	5
1.1.2.1.- Molinos con un disco fijo y otro móvil.....	6
1.1.2.2.- Molinos con ambos discos móviles.....	6
1.1.3.- Molinos de percusión o desintegradores.....	6
1.1.3.1.- Molinos de una etapa con batidores rígidos.....	7
1.1.3.2.- Molinos multi-etapa con batidores rígidos o semi-rígidos.....	7
1.1.3.3.- Molinos de una etapa con batidores o martillos de oscilación libre.....	7
1.1.4.- Molinos de rodillos.....	8
1.2.- ALIMENTACIÓN DEL GANADO.....	9
1.2.1.- Forrajes voluminosos (residuos de cultivos comerciales).....	10
1.2.2.- Composición de la paja.....	10
1.2.3.- Atributos de la fibra que afectan el valor alimenticio de la paja.....	11
1.2.4.- Uso de la paja de cereales en la alimentación de rumiantes.....	12
1.3.- PROCESAMIENTO DE LOS FORRAJES.....	12
1.3.1.- Tratamientos químicos.....	13
1.3.2.- Tratamientos enzimáticos.....	13
1.3.3.- Tratamientos mecánicos.....	14
1.4.- LA MACERACIÓN.....	14
1.4.1.- Antecedentes.....	14
1.4.2.- Macerar (definición).....	14
1.4.3.- Recursos existentes en el Estado de Baja California.....	15
1.4.4.- Maquinaria similar en el mercado.....	16

Capítulo II. Antecedentes Teóricos

2.- DEFINICIÓN Y CONCEPTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	19
2.1.- MÁQUINAS SIMPLES.....	19
2.2.- GENERACIÓN Y TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	20
2.3.1.- Consideraciones para la selección de fuentes y transmisiones de potencia.	24
2.3.2.- Eficiencia de transmisión de potencia.	25
2.4.- TRANSMISIÓN DE POTENCIA FLEXIBLES.....	26
2.4.1.- Bandas y poleas.	26
2.4.1.1.- Clasificación de bandas o correas.....	27
2.4.1.2.- Poleas.....	28
2.4.1.3.- Principio de trabajo de transmisión por bandas y poleas.....	29
2.4.2.- Cadenas y sprockets.....	31
2.4.2.1.- Clasificación de cadenas.....	32
2.4.2.2.- Tipos de cadenas.....	32
2.4.2.3.- Características de las cadenas.....	33
2.4.2.4.- Lubricación de cadenas.	35
2.4.2.5.- Sprockets (piñón o corona).....	37
2.4.2.6.- Clasificación de la transmisión de potencia por medio de cadenas y sprockets.....	38

Capítulo III. Análisis y Solución del Problema

3.1.- INTRODUCCIÓN A LA PROPUESTA DE DISEÑO.....	41
3.2.- DESCRIPCIÓN DETALLADA DE CADA UNA DE SUS PARTES.....	42
3.3.- CÁLCULOS PARA EL MOTOR (7) Y RODILLOS (1 Y 3).	46
3.3.1.- Cálculo de la potencia requerida para el sistema.....	46
3.3.2.- Selección de cadenas según ANSI.....	48
3.3.3.- Cálculo de los componentes de transmisión de potencia.	50
3.4.- CÁLCULOS PARA EL MOTOR (6) Y RODILLOS (2 Y 4).	52
3.4.1.- Cálculo de la potencia requerida para el sistema.....	52
3.4.2.- Selección de cadenas según ANSI.....	54
3.4.3.- Cálculo de los componentes de transmisión de potencia.	56
3.5.- SISTEMA HIDRÁULICO.	59
3.5.1.- Cálculo del vástago del pistón.....	60
3.5.2.- Cálculo del volumen total necesario para escoger el modelo de la bomba y la capacidad del depósito de aceite.	61
3.5.3.- Especificaciones de los equipos seleccionados.	62
3.6.- ANÁLISIS ECONÓMICO.....	65

Capítulo IV. Evaluación y Análisis de Resultado

4.1.- EXPERIMENTACIÓN.....	69
4.1.1.- Introducción.....	69
4.1.2.- Resumen del método de digestibilidad in vitro.....	69
4.1.3.- Procedimiento.....	70
4.1.4.- Cálculos realizados.....	72
4.1.5.- Resultados experimentales.....	72
4.2.- ANÁLISIS DE RESULTADO.....	75
CONCLUSIONES.....	76
REFERENCIAS.....	78
Anexo 1.....	80
Anexo 2.....	84

A mis Padres y Hermanos

Por su amor y su apoyo inagotables.

Muchas gracias a CONACYT por creer

Mil gracias a todos por sus invaluable aportaciones, sin ustedes nada hubiera sido posible:

Dr. Israel Saucedo, Dr. Alejandro Plascencia, Serrano, Bere y por tu apoyo único Noé.

Índice de figuras

Figura 1. Clasificación de alimentos complementarios para la producción de carne.	10
Figura 2. Mecanismo de rodillos maceradores.	15
Figura 3. Máquina Macerator 6620 Series.	16
Figura 4. Sistema de rodillos en la máquina Macerator 6620 Series.	17
Figura 5. Esquema de una transmisión por bandas y poleas.	26
Figura 6. Elemento de poleas.	29
Figura 7. Poleas en trapezoidales.	29
Figura 8. Poleas planas y acanaladas.	29
Figura 9. Impulsor de cadena de rodamientos.	32
Figura 10. Parte de una cadena de rodillos.	33
Figura 11. Cadenas a) Sencilla, b) Doble, c) Triple.	34
Figura 12. Elementos de una cadena de rodillos. [22].	34
Figura 13. Tipos de uniones de cadenas. a) Unión simple de “clip” b) Unión simple de “pinar”, c) Candado, estribo o unión acodada.	35
Figura 14. Procesos para lograr un mayor porcentaje de nutrientes digestibles [2].	41
Figura 15. Paja de arroz a) Antes de la maceración b) Después de la maceración.	42
Figura 16. Sistemas integrados de la máquina maceradora.	42
Figura 17. Banda alimentadora.	43
Figura 18. Desgarrador.	43
Figura 19. Vista lateral izquierda máquina maceradora.	44
Figura 20. Vista lateral derecha máquina maceradora.	45
Figura 21. Vista isométrica de la máquina maceradora.	45
Figura 22. Rodillos maceradores.	46
Figura 23. Diagrama de rodillo fijo.	46
Figura 24. Selección de número de cadena.	49
Figura 25. Tabla de capacidad para cadenas sencillas No.120 paso 1 ½”.	50
Figura 26. Distancia entre centros a) Mínima absoluta. b) Mínima recomendada.	51
Figura 27. Diagrama de distancias entre centros motor (7), rodillos (1 y 3).	52
Figura 28. Diagrama de rodillo ajustable.	52
Figura 29. Selección de número de cadena.	55
Figura 30. Tabla de capacidad para cadenas sencillas No.100 paso 1 ¼”.	55
Figura 31. Diagrama de distancias entre centros motor (6), rodillos (2 y 4).	56
Figura 32. Sistema de transmisión de potencia flexible.	57
Figura 33. Cálculo del sistema motriz mediante programa elaborado en Microsoft Excel.	58
Figura 34. Clasificación del sistema hidráulico.	59
Figura 35. Pistón.	62
Figura 36. Especificaciones de mangueras utilizadas.	62
Figura 37. Adaptador de manguera.	62
Figura 38. Tanque NorthStar.	63
Figura 39. Filtro para tanque de aceite.	63
Figura 40. Bomba de engranes.	63
Figura 41. Motor eléctrico para bomba de engranes.	63
Figura 42. Cople estándar.	63

Figura 43. Manómetro con glicerina.....	64
Figura 44. Válvula de alivio.....	64
Figura 45. Válvula de control.	64
Figura 46. Medidor de flujo.....	64
Figura 47. Filtro de aceite.	64
Figura 48. Sistema Hidráulico.	65
Figura 49. Bovino canulado.....	69
Figura 50. Báscula para el pesaje de la muestra.	70
Figura 51. Sistema de extracción del líquido ruminal mediante la bomba de vacío.	70
Figura 52. Tanque gasificador de CO ₂ y recipiente sellado herméticamente.	71
Figura 53. Bolsas de nylon colocadas en el horno.....	71
Figura 54. Paja de Trigo a) Antes de la maceración b) Después de la maceración.	73
Figura 55. Paja de trigo molida.....	73
Figura 56. %DIVMS Vs Presión y rpm.	75
Figura 57. Sistema a) Bandas y poleas b) Cadenas y sprockets.	76
Figura 58. Desgarrador a) Dos ejes, b) Disco con cuchillas.....	76

Índice de tablas

Tabla 1. Producción bovina anual en el Estado de Baja California.....	15
Tabla 2. Clasificación de movimientos y mecanismos empleados en diseño de maquinaria.	21
Tabla 3. Mecanismos útiles en el diseño de maquinaria.....	22
Tabla 4. Información comparativa entre los diferentes mecanismos de transmisión de potencia.	23
Tabla 5. Tipos de motores y su rango de potencia.....	24
Tabla 6. Eficiencias en transmisiones de potencia.....	26
Tabla 7. Velocidades máximas dependiendo del tipo de banda.	27
Tabla 8. Tipos de Bandas o Correas.	28
Tabla 9. Valores típicos del coeficiente de deslizamiento en bandas.	31
Tabla 10. Tipo de lubricación según su temperatura de operación.....	36
Tabla 11. Número mínimo de dientes según su velocidad.	37

Tabla 12. Vueltas del rodillo por unidad de tiempo con la frecuencia calculada.	47
Tabla 13. Factores para calcular el factor de servicio compensatorio.	48
Tabla 14. Vueltas del rodillo por unidad de tiempo con la frecuencia calculada.	53
Tabla 15. Cuadro comparativo entre cálculos y prototipo de la máquina maceradora.	57
Tabla 16. Capacidades de los elementos del sistema hidráulico.	61
Tabla 17. Volumen de cilindros.	61
Tabla 18. Volumen de mangueras.	61
Tabla 19. Resultados experimentales in vitro en 12 horas.	73
Tabla 20. Resultados experimentales in vitro en 24 horas.	74
Tabla 21. Resultados experimentales in vitro en 48 horas.	74
Tabla 22. Tabla comparativa de Costos.	77

Glosario

Autopropulsada: Dar impulso hacia delante automáticamente.

Barbas: Se le conoce de esta manera a los arbustos.

Batidores: Instrumento constituido por una barra metálica en forma de U que, al golpearlo, vibra y produce un sonido.

Cáustico: Que quema o corroe los tejidos orgánicos.

Celulosa: Polisacárido compuesto de diversos tipos de monosacáridos, que forma parte de la membrana de las células vegetales.

Ensilar: Colocar en lugar convenientemente seco y preparado para guardar trigo u otros granos, semillas, tubérculos, raíces o forrajes.

Entropía: Magnitud termodinámica que indica el grado de desorden molecular de la materia.

Enzimas: Proteínas que producen todos los organismos vivos y están presentes en prácticamente todos los procesos naturales. Actúan como biocatalizadores que aceleran y aumentan la eficacia de los compuestos que intervienen en las reacciones químicas, independientemente del estado energético en que se encuentren.

Fermentación: Proceso de transformación de un sustrato orgánico producido por enzimas de bacterias, levaduras u hongos en el cual se pueden liberar gases o no.

Fibrolíticas: Bacterias celulolíticas, realizan el proceso de degradación de la fibra con la adhesión de las bacterias a la pared vegetal.

Fluctuante: Variar una magnitud por encima o por debajo de su valor medio.

Frecuencia: Número de veces que se repite un suceso determinado en un intervalo de tiempo o espacio.

Huelgo: Espacio vacío que existe entre dos piezas que han de encajar una en otra.

Gluma: Vaina estéril, externa, basal y membranosa presente en plantas gramíneas y ciperáceas.

GPM: Unidad de medición para el caudal volumétrico, su símbolo significa de galones por minuto.

Lignificada: Leñosas, por lo tanto difíciles de digerir.

Malacate: Especie de torno de eje vertical con una cuerda o cable que se va enrollando en él a medida que gira y que sirve para mover grandes pesos.

Piensos: Alimento seco, utilizado en nutrición de animales.

Rastrojo: Campo o terreno después de segar la parcela y antes de recibir una nueva cosecha.

rpm: Símbolo de revoluciones por minuto.

Rumen: Primera de las cuatro cavidades de que consta el estómago de los rumiantes.

Rumiante: Grupo de mamíferos artiodáctilos que se caracterizan por su dentadura en la que faltan los incisivos superiores; patas con dos dedos funcionales y estómago dividido en tres o cuatro cámaras.

Sprocket: Rueda pequeña y con dientes en el borde, que ajusta con otra de igual o mayor tamaño en una máquina para transmitir movimiento.

Tacómetro: Instrumento que mide la velocidad de rotación de un eje.

Tamiz: Filtro, cedazo muy tupido.

Tolva: Recipiente o depósito cónico o piramidal para almacenar mineral.

Incubar: Mantener a una temperatura de calor constante por medios naturales o artificiales.

In vitro: Medio artificial producido en laboratorio.

Urea: Fertilizante nitrogenado de gran riqueza, hasta un 46% de nitrógeno, muy soluble en agua.

Vástago: Barra o varilla metálica que sirve para unir o sostener otras piezas o transmitir un movimiento a un mecanismo.

Velocidad angular: Para un móvil puntual, derivada respecto al tiempo del ángulo recorrido por el vector de posición. Se expresa en rad/s.

Planteamiento del problema

El Estado de Baja California se distingue por ser uno de los principales productores de ganado bovino para carne, ubicado en el 2007 en el 4to puesto a nivel nacional, según datos de SAGARPA (Secretaría de Agricultura, Ganadería, Desarrollo Rural, Pesca y Alimentación).

En la actualidad, el sector ganadero está siendo afectado por el alza constante de precios de los alimentos necesarios para la elaboración de piensos, provocando una búsqueda de nuevas alternativas para la utilización de los recursos existentes en la región.

Una de ellas es el uso de paja de trigo, considerado como forraje barato y que en nuestros días es quemado en campo, esto debido a su pobre aportación nutricional; sin embargo, recientes análisis experimentales han demostrado que después de un proceso mecánico como lo es la maceración, se aumenta la exposición de las enzimas fibrolíticas resultando una opción viable y fácil de implementar.

Existen máquinas maceradoras para forraje verde en diversos lugares del mundo, sin embargo, son utilizadas para diferentes aplicaciones y sus costos son demasiado altos.

Por esta razón, se diseñó el prototipo de una máquina maceradora para el aprovechamiento de los forrajes de la región, y con esto evitar la quema innecesaria de la paja reduciendo así los niveles de contaminación generados por dicha práctica e impulsar el desarrollo del sector agrícola y ganadero en el Valle de Mexicali.

Objetivo

Diseñar una máquina maceradora, con los materiales y mecanismos adecuados para la obtención de un producto que proviene del forraje seco con la finalidad de incrementar su valor nutricional.

Justificación

En el Valle de Mexicali, Baja California; por cada tonelada de cereal cosechado, se generan aproximadamente 250 Kg. de paja, la cual es quemada, agravando con esto la contaminación ambiental. Lo anterior obedece a su pobre valor nutrimental y a sus efectos negativos asociados con otros ingredientes de la dieta, el cual se ve reflejado en la disminución del consumo y pobres comportamientos productivos del animal.

La búsqueda en la aplicación de nuevas tecnologías para el aprovechamiento de los recursos existentes de la región, ha llevado al diseño de esta máquina con la finalidad de mejorar la calidad de la paja de trigo para su potencial uso como una fuente alternativa de forraje barato y de alta disponibilidad entre los ganaderos.

La falta de apoyo a este sector afecta directamente a los productores de carne, por el incremento constante de insumos (diesel y granos), de aquí la importancia de impulsar iniciativas que ofrezcan diferentes opciones, como el diseño de la máquina maceradora, que promuevan y fomenten el desarrollo así como el crecimiento de tecnología rentable.

Introducción

Recientemente se ha intensificado la búsqueda de alternativas para el aprovechamiento de los recursos como lo es el forraje para ganado. En ese sentido se han probado diversos procesos, entre los cuales destaca el proceso mecánico llamado maceración, el cual ha demostrado que produce cambios en la integridad estructural y la densidad de la fracción fibrosa del forraje suficientes para permitir un mayor acceso de las enzimas fibrolíticas, estos cambios han resultado una mejora en la digestión de la fibra y un aumento del consumo de alta densidad energética, provocando así el escenario ideal para que el ganado de engorda obtenga el mejor comportamiento productivo posible, evitando así trastornos metabólicos.

El presente trabajo tiene como propósito el análisis y elaboración de un prototipo especial para macerar el forraje seco, diseñado para simular el efecto de la masticación. La máquina está constituida por: banda alimentadora, desgarrador, rodillos corrugados, sistema hidráulico, sistema de transmisión de potencia flexible y banda recolectora.

Esta tesis se desglosa de la siguiente manera:

En el Capítulo 1.- Se tienen los antecedentes de las diversas maquinarias utilizada para procesar el forraje en la elaboración de piensos, así como los tratamientos a los que éstos son sometidos para aumentar su valor nutricional.

En el Capítulo 2.- Se encuentran diversos componentes de mecanismos y herramientas necesarias en la elaboración del sistema motriz de la máquina maceradora.

En el Capítulo 3.- Se describe detalladamente cada una de las partes que integran la máquina maceradora, así como los cálculos para la selección de los componentes para el sistema de transmisión de potencia y el sistema hidráulico; mostrando a su vez los costos de cada una de las partes de los sistemas utilizados.

En el Capítulo 4.- Se plantea el procedimiento de la experimentación in vitro, los datos obtenidos y el análisis de los resultados; determinando la presión óptima de trabajo con la cual se obtienen los mejores resultados que derivan en el aumento del porcentaje de digestibilidad total en un 10.4636%.

Resumen

Por cada tonelada de cereal producido en campo, se generan aproximadamente 250 Kg. de paja; residuo que en su mayoría es quemado, agravando así la contaminación ambiental. Lo anterior obedece a su pobre valor nutrimental y a sus efectos negativos que ésta provoca cuando es combinada con algunos ingredientes en la dieta para ganado. Estos efectos se reflejan en disminución del consumo y pobres comportamientos productivos del animal por lo que su uso está muy limitado en la alimentación de ganado de corral. La búsqueda en la aplicación de nuevas tecnologías en el procesado de la paja de trigo, que produzcan los cambios requeridos para su potencial utilización como una fuente alternativa de forraje barato y de alta disponibilidad se hace cada vez más necesario.

Para lograrlo, se diseñó un prototipo que simula la masticación del rumiante por medio de ciertos aditamentos mecánicos, el cual está constituido por: una banda alimentadora, desgarrador, dos pares de rodillos corrugados, sistema hidráulico, sistema de transmisión de potencia flexible y banda recolectora; con la cual se demostró mediante experimentación in vitro, que produce cambios en la integridad estructural así como en la densidad de la fracción fibrosa del forraje, suficientes para permitir un mayor acceso de las enzimas fibrolíticas y lograr así el aumento en la digestibilidad de la fibra y del consumo de materia seca en un 10.4636%. Las mejores condiciones para dicho procesado de maceración se dieron a una presión de 600 Psi con una velocidad angular de 28/20 rpm; datos con los cuales se calculó y seleccionó cuidadosamente cada una de sus partes, tomando en cuenta la capacidad, dimensiones y costos.

ABSTRACT

For each ton of cereal produced in the field, approximately 250 kg of straw are generated; surplus that in its majority is burned, therefore aggravating environmental contamination. This is due to its poor nutritional value and the negative effects it has on ruminal digestion when it is combined with other ingredients in the diet. Its use is very limited in the feeding of ruminant animals because of the reduced consumption and poor productive behaviors observed in the animal. The development of new technologies for the processing of straw has enabled researchers to produce alternative sources of cheap forage.

In order to obtain the required special machinery that simulates the mastication of ruminant, a prototype was designed which consists of a feed conveyor band, two pairs of dented rollers, a hydraulic

system, a flexible transmission, and a band collector. This machine demonstrated by in vitro experimentation that it produces enough changes in the structural integrity and the density of the fibrous fraction of the forage to allow fibrolytic enzymes greater access. This result in an increase in the digestibility of the fiber and the consumption of dry matter by 10.4636%. The best conditions for the processing of maceration were under 600 Psi of pressure with an angular velocity of 28/20 rpm, information used to calculate and to select each part of the machine taking into account the capacity, machine dimensions and the cost of materials.

Hipótesis

Con el diseño de la máquina maceradora, se obtendrá un producto con las variaciones necesarias tanto en densidad como en volumen para aumentar el porcentaje de digestibilidad de forrajes altos en fibra con la finalidad de incluirlos, sin efectos negativos en el comportamiento productivo del ganado, en las dietas de finalización utilizadas en las engordas.

Metas

- Cálculo de la potencia requerida para el sistema.
- Cálculo de las rpm necesarias en los rodillos.
- Selección del sistema de transmisión de potencia.
- Cálculo de cadenas y bandas en todo el sistema.
- Experimentación para determinar las mejores condiciones del procesado de la paja.
- Análisis y evaluación de resultados.
- Modelado de la máquina maceradora en Pro-E.
- Elaborar programa para determinar el sistema motriz.
- Determinación del costo total de la máquina.
- Culminación de tesis.
- Patentar máquina maceradora.

Metodología

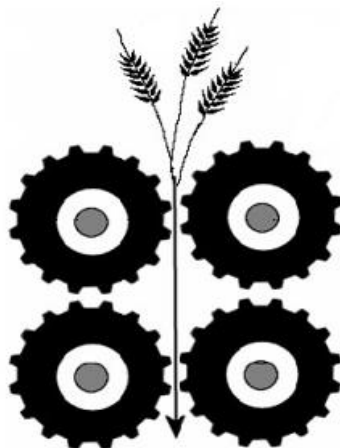
Elaboración de un prototipo que se puso a prueba en el “Rancho San Francisco”.

El macerado de la paja se realizó pasando el producto en una sola ocasión a través de dos pares de rodillos corrugados 27 in de largo y 8 in de diámetro, los cuales giran encontrados presionando así la paja de trigo.

Se realizaron los cálculos del sistema hidráulico y motriz para adecuar el funcionamiento de la máquina, así mismo se rediseñó el desgarrador de paja con el objetivo de eficientizar el trabajo de los rodillos maceradores; posteriormente se hicieron las pruebas necesarias a diferentes presiones y velocidades para tomar las muestras con las que se realizaron las pruebas in vitro, y con el resultado de éstas, determinar el porcentaje de digestibilidad de materia seca para comprobar si en realidad hay una mejora sustancial en las propiedades de la paja macerada que permitan que sea considerada en la alimentación del ganado de engorda.

Capítulo I

Índice de tablas.....
Glosario.....
Planteamiento del problema
Objetivo.....
Justificación.....
Introducción
Resumen.....
ABSTRACT.....
Hipótesis.....
Metas
Metodología



1.1.- MAQUINARIA AGRÍCOLA.

En los primeros años de vida de nuestra nación, la agricultura se hizo parte fundamental para la economía. En aquellos tiempos el país crecía rápidamente llegando a un punto en que la población en las ciudades sobrepasó a la del campo. Fue entonces cuando se originó un gran problema; debido a que la agricultura en México era estrictamente comercial, es decir, las cosechas eran exportadas y el poco producto que se quedaba para consumo interior no era suficiente para satisfacer la demanda alimenticia de la creciente población.

Aunque los campos y granjas agrícolas eran lo suficientemente vastos para producir el alimento necesario y cubrir ambas demandas; la escasa fuerza de trabajo así como los limitados implementos utilizados hacían imposible trabajar la tierra a toda su capacidad.

Es entonces cuando se hace necesaria la implementación de fuerza motriz dejando de lado los métodos de antaño. Fue en el año de 1850 cuando se empezó a utilizar maquinaria como segadoras y trilladoras de granos [1], pero no fue sino hasta después de 1900 cuando se pudo disponer de una maquinaria que supliera por completo la utilización de la fuerza animal y lograr el aumento en la capacidad de producción tanto tiempo buscada [2]. Fue así como se sentó el precedente del uso de maquinaria agrícola (trilladoras, molinos, etc.) en nuestro país, hasta llegar al punto en que actualmente sería imposible obtener las cosechas sin su utilización.

Las máquinas agrícolas más comúnmente utilizadas son:

Tractor. Es un vehículo agrícola que se usa para accionar otras herramientas tales como arados, cosechadoras, segadoras o remolques. También es utilizado como fuente de potencia.

Su uso hizo posible disminuir sustancialmente la mano de obra en el trabajo agrícola, además de lograr la mecanización de tareas de carga y tracción que tradicionalmente se habían realizado con animales como el asno o el buey.

El tractor también se utiliza en obras de construcción, generalmente con accesorios tales como palas o brazos de retroexcavadoras.

Los tractores de un solo eje son muy usados en la agricultura del Mar Mediterráneo, teniendo precios muy bajos y efectividad igualmente comparable [2].

Cosechadora. Máquina dedicada a realizar labores de recolección de productos agrícolas. El 90% de los productos en los cuales se utiliza son cereales tales como arroz, maíz, trigo, cebada, aunque también puede recolectar oleaginosas, proteaginosas y otros cultivos como el algodón o productos forestales.

En sus comienzos, esta máquina era accionada por un tractor y servía para cosechar en el sentido de cortar el cultivo, que posteriormente era procesado por otros medios para extraer los granos, proceso denominado trilla o trillado.

Actualmente es común que realice ambas operaciones y que sea autopropulsada.

Sembradora. Máquina re-inventada en 1701 por el agricultor Jethro Tull. En agricultura se denomina sembradora a una máquina destinada a sembrar, y cuyo motor solía ser un malacate arrastrado por caballerías. En la actualidad lo usual es obtener potencia de un tractor. La mayoría de estas máquinas llevan unas rejas delante de los tubos por los cuales se distribuyen los granos, que van abriendo el surco en que se depositan, y rastros, rodillos o gradas que los cubren luego de tierra.

Existen diversos tipos: adecuadas para realizar la siembra habiendo arado previamente la tierra, para siembra directa con cajón para semilla y para fertilizante, etc.

Los equipos agrícolas que se utilizan para realizar muchas tareas reciben el nombre de apero, estos equipos se acoplan a las máquinas agrícolas, especialmente a los tractores. Entre los aperos más destacados cabe citar los siguientes:

Vertedera. Se denomina vertedera al elemento del arado destinado a voltear y extender la tierra levantada. Se inventó en el siglo XI, utilizándose desde el arado normando y hasta la actualidad. Es uno de los elementos que determina el efecto sobre el suelo que se produce con la labranza dado que, en función de su forma realiza distintas acciones, aunque normalmente siempre invierte la capa inferior cortada con la capa que estaba en la superficie, pudiendo llegar a ser contraproducente en muchos casos.

Grada. Es una herramienta que se utiliza en agricultura para tapar los surcos, allanar la tierra y deshacer los terrones de arena que quedan en la superficie tras el arado, de forma que la tierra quede suelta. Además se usa para cubrir las semillas tras la siembra dejándolas a poca profundidad. Suelen ser de madera o hierro y consta de varias púas montadas sobre una base habitualmente rectangular con un tirador en la parte delantera que puede ser enganchado a animales o a un tractor.

Cada máquina, equipo o herramienta tiene varias consideraciones particulares de acuerdo al cultivo y la tarea que se realice.

Molino. Como su nombre lo indica un molino es una máquina para moler. El primer molino de viento fue ideado por Herón (c. 20-62 d.C.) y servía para mover los fuelles de un órgano.

Los persas, a partir del siglo VII, ya poseían molinos para riego y molienda, formados por alas montadas sobre un palo vertical, cuyo extremo inferior movía una molienda [1]. Estos molinos se difundieron por los países árabes y fueron llevados a Europa por los cruzados (aunque otros investigadores opinan que fueron los mismos árabes quienes los introdujeron en Europa). Se cree que alrededor del Siglo XI Inglaterra había adoptado este invento, y en los Países Bajos, un molino se supone que data del 1197 [1]. Entre los siglos XI y XIII se difundieron por Europa. El ejemplar que ha llegado a conocerse era de un molino, en que todo el cuerpo giraba alrededor de un eje vertical montado sobre troncos de encino, apoyados sobre una base de ladrillos.

Eran estructuras de madera (torres de molino), que se hacían girar a mano alrededor de un poste central para levantar sus aspas al viento. El molino de torre se desarrolló en Francia a lo largo del siglo XIV. Consistía en una torre de piedra coronada por una estructura rotativa de madera que soportaba el eje del molino y la maquinaria superior del mismo. Más adelante, todo el edificio se construyó de ladrillos, generalmente de la parte superior sobresalía un eje horizontal, de este eje partían de cuatro a ocho aspas con una longitud de entre tres y nueve metros. Las vigas de madera se cubrían con telas o planchas de madera (en los primeros se usaron velas de barcos). La energía generada por el eje al girar se transmitía a través de un sistema de engranajes a la maquinaria ubicada en la base de la estructura.

Los molinos de viento se usaban para el riego y moler el grano, además de bombeo de agua en tierras bajo el nivel del mar, aserraderos de madera, fábricas de papel, prensado de semillas para la obtención de aceite y triturado de todo tipo de materiales.

Un gran adelanto en el molino fue el agregado del abanico de aspas, inventado en 1745, que giraban impulsadas por el viento [1]. En 1772 se introdujo el aspa con resortes, consistentes en cerraduras de madera que se controlan de forma manual o automática, con el objeto de mantener una velocidad constante en caso de vientos variables [2]. Otro avance fue el freno hidráulico para detener el movimiento y el uso de hélices aerodinámicas para aumentar el rendimiento de los molinos en zonas con vientos débiles.

En la actualidad, no se utilizan los molinos harineros medievales, puesto que, con la aparición de la máquina a vapor, y posteriormente otras máquinas motrices y altamente tecnificadas, fueron disminuyendo y desapareciendo los molinos de viento europeos.

Para uso agrícola los molinos se clasifican en cuatro categorías:

1.1.1.- Molinos de piedra.

Los molinos de piedra o muela son los más adecuados para la elaboración de un molido suave y fino, debido a su acción de cojín, distinguiéndose de la molienda más granular que hacen los molinos de impacto o percusión. La calidad del producto molido puede regularse mediante la colocación de muelas de diferente duración y filo. Por ejemplo, las muelas naturales, al ser más blandas que las artificiales producen un molido más fino, pero dejan una cáscara más dura. Por otra parte las artificiales son más duras y de autoafilado; por lo tanto más adecuadas para moler cáscaras difíciles hasta un grado fino.

Aunque inicialmente más baratos y capaces de producir harina de buena calidad, los molinos de piedra tienen un consumo de potencia comparativamente alto, una capacidad muy pequeña y costos de mantenimiento elevados en relación a las máquinas de percusión.

Las clases de piedras utilizadas en este tipo de molino son:

- Piedras naturales
 - a) French Burr
 - b) Derbyshire Peak
- Piedras artificiales o compuestas

Las piedras naturales ya no son tan utilizadas en el molido; han sido sustituidas casi completamente por las piedras artificiales debido entre otras cosas a la duración y capacidad por encima de las naturales [1].

1.1.1.1.- Molinos de piedra horizontal.

Este tipo de molinos han sido reemplazados casi en su totalidad por el tipo más moderno de molino vertical. La apariencia y la textura de los productos molidos en las máquinas horizontales frecuentemente son de mejor calidad, pero esta sola ventaja está con mucho contrapesada por las otras ventajas del molino vertical. Una de las mayores desventajas de las piedras horizontales es que requieren un acomodamiento más frecuente y experto que el tipo vertical, y cada vez es más difícil encontrar operarios con experiencia en este trabajo.

a) Tipo de muela superior móvil. En este tipo la velocidad de giro de la muela superior es solo de unas 150-180 rpm y en consecuencia tiene una capacidad muy baja. El ajuste de molido es difícil de regular, ya que la presión se deriva del peso de la piedra giratoria [1].

b) Tipo de muela inferior móvil. Este tipo es el más popular de los dos y aún se usa ocasionalmente. Las piedras son más pequeñas a las del tipo anterior, con lo cual el material no tarda tanto en alcanzar la circunferencia o borde. La piedra inferior gira a unas 300 rpm y la capacidad es mayor que en el otro tipo. Además la acción de molido se controla por medios mecánicos [1].

1.1.1.2.- Molinos de piedra vertical.

La ventaja de este tipo de molinos sobre los horizontales puede resumirse como sigue:

- En las molineras modernas es más conveniente el operar un eje horizontal que uno vertical.
- Mayor capacidad para cualquier tamaño de piedra debido, principalmente, a que las máquinas verticales pueden ir a mayores velocidades.
- Re-acondicionamiento de la piedra más fácil debido a una disposición más simple de los surcos de las muelas artificiales que son las que se usan normalmente en los molinos verticales.
- La caja de alimentación mejorada de los molinos verticales.
- La mayor accesibilidad, menores costos de mantenimiento y menor espacio superficial necesario.

1.1.2.- Molinos de frotación.

Estos se desarrollaron a partir del molino de piedra; trabajan según el principio de frotamiento, siendo de diseño similar que el molino de piedra vertical, teniendo en lugar de piedras unas placas de hierro fundido. El objeto fue eliminar el re-acondicionamiento especializado que necesitaban las piedras e incrementar la vida de las caras de molido.

1.1.2.1.- Molinos con un disco fijo y otro móvil.

La alimentación se controla mediante una banda transportadora y entra a la máquina a través de una pequeña tolva y una bandeja sacudidora movida excéntricamente. Los discos tienen unas ranuras o surcos de forma curva en ambos lados, con lo cual pueden invertirse cuando se gastan. Debido a la cantidad mínima de atención especializada que necesita este tipo de molino es muy popular entre los granjeros, comerciantes de grano y pequeños fabricantes, pero la capacidad y la uniformidad del producto no es usualmente suficiente para los grandes fabricantes.

1.1.2.2.- Molinos con ambos discos móviles.

Este molino tiene una capacidad mucho mayor al anterior, por lo tanto, es adecuado para las grandes fábricas productoras. Cada disco va sobre un eje separado montado sobre cojinetes de rodillos, y los discos giran en direcciones opuestas. La dirección de rotación de ambos discos puede invertirse periódicamente con objeto de igualar la cantidad de desgaste y prolongar su vida útil. En el centro de los discos hay un conjunto de rayos inclinados que llevan el material hacia ellos. La distancia entre los discos que controla el grado de finura de la molienda, se ajusta por medio de tornillos colocados debajo de los cojinetes principales exteriores. La alimentación de la máquina se regula mediante una válvula situada en el interior del canal de alimentación en hierro fundido. Cada disco gira a velocidades de 1500-2500 rpm, con lo cual la velocidad entre discos es de 3000-5000 rpm [1].

Estos molinos rompen una cierta cantidad del material por impacto o percusión debido a la alta velocidad a que éste se mueve de un lado para otro entre los discos o placas, ya que en este tipo de molinos no hay un tamiz de clasificación como el que se usa en los molinos de percusión, para evitar que salga el material hasta que ha quedado reducido a un tamaño uniforme. Esta dificultad, que aparece en la mayoría de los molinos de disco, puede vencerse usando una máquina que haga que las partículas más gruesas de material vuelvan a molerse después de haber cribado las partículas finas. En estas condiciones los molinos de discos tienen una alta capacidad, especialmente con granos duros como el maíz, para el que están particularmente adecuados. Sin embargo, el consumo de potencia es alto, lo cual es una característica de los molinos de frotación.

1.1.3.- Molinos de percusión o desintegradores.

Son el tipo más popular que se usa en las fábricas de compuestos. Para tratar con materias primas de diversas características son el único tipo de molino capaz de dar en una operación la uniformidad de producto y la alta capacidad necesaria para la composición de alimento; son más fáciles de manejar y el cambio de los batidores y tamices no requiere el trabajo especializado que es necesario para el acondicionamiento de las muelas. La uniformidad del producto se controla mediante el tamaño de las

perforaciones de los tamices intercambiables a través de los que debe pasar el material antes de dejar la máquina.

1.1.3.1.- Molinos de una etapa con batidores rígidos.

Usualmente tienen cuatro batidores sujetos a un eje que gira en una cámara de molido simple dotada con un tamiz en la periferia. El material entra en el centro de la cámara de molido mediante un canal de alimentación, y los batidores, girando a alta velocidad, rompen las partículas del material y al mismo tiempo las proyectan contra los lados y periferia de la cámara que le dan un segundo impulso. La acción de molido está ayudada por unas barras dentadas colocadas en ambos lados de la cámara que vuelven a lanzar las partículas al camino de los batidores. La acción se repite hasta que las partículas se han reducido suficientemente de tamaño para pasar a través del tamiz periférico. Los batidores hilados dentados, que están hechos de acero duro, pueden invertirse cuando se gastan y son reemplazables.

1.1.3.2.- Molinos multi-etapa con batidores rígidos o semi-rígidos.

Esta clase tiene un cierto número de batidores rígidos o semi-rígidos unidos a un eje giratorio, pero el material se muele en dos o más etapas, distinguiéndose así del tipo anterior. Todos estos tipos de molinos son particularmente adecuados para moler granos gruesos.

Consta de una tolva alimentadora controlada mediante una deslizadera, suministra a una bandeja vibradora que está dotada con un tamiz vasto que retiene los cuerpos extraños. El sacudidor o vibrador se mueve mediante un motor separado que opera sobre un eje excéntrico. El material pasa al centro de la sección de molido que contiene dos anillos de molido estacionarios y una malla que los rodea completamente, dos batidores que giran a 3000-4000 rpm reducen el material en la cámara de molido interior, que está formada por el anillo interior estacionario; esta es la primera etapa [1].

En la segunda etapa el material pasa a través del huelgo del molido interior a la cámara de molido exterior donde los dos batidores que giran en el mismo eje, muelen el material contra el anillo exterior hasta que está lo suficientemente reducido para pasar a través de la malla.

1.1.3.3.- Molinos de una etapa con batidores o martillos de oscilación libre.

Esta clase de máquinas es particularmente popular entre los fabricantes de alimento para ganado como molino para todo fin. Hay muchas variantes, pero la característica esencial es que los batidores se encuentran sobre un eje giratorio en tal forma que pueden oscilar libremente según un arco limitado a su marco de rotación. Así pues, comúnmente se les llama molinos de martillo oscilante.

Una ventaja de estos molinos es que en la eventualidad de la entrada de un cuerpo extraño, tal como una tuerca o un tornillo, se provoca menos daño que en una máquina de batidor rígido; usualmente lo peor que puede suceder es la rotura del tamiz que puede remplazarse fácilmente. Además, los molinos de martillo producen un producto más uniforme a partir de un rango más alto de materiales que otros tipos de molinos. Los dos tipos principales de molino de martillo son:

a) Pulverizadores. El ancho de la entrada está diseñado para introducir el material sin ninguna reducción previa en una máquina trituradora. Sin embargo, si se instala una trituradora, la alimentación del pulverizador será más constante, dando por resultado un beneficio en el consumo de potencia, capacidad y uniformidad de molido.

b) Molinos de martillo. Este tipo de molino se fabrica en un amplio rango de tamaños. La cámara de molido está formada por una serie de placas de acero o discos incorporados sobre un eje y separados lo suficiente para permitir el montaje de los batidores o martillos que pasan a través de los batidores cerca de su borde exterior. A diferencia del pulverizador la malla normalmente rodea a los batidores excepto en el punto de entrada del material a la máquina. En todos los molinos de martillo el material entra a la máquina por un punto en la periferia y no por el centro. Al posicionarse en un lado la alimentación los martillos llevan y lanzan el material contra las placas, reduciendo así el tamaño de partícula antes de la reducción final y clasificación por la pantalla.

1.1.4.- Molinos de rodillos.

Este tipo de molino nunca reemplazará al molino de alta velocidad en la fabricación de alimento. La eficiencia de estos molinos depende del principio de la reducción gradual. Aún la planta más simple debe consistir en por lo menos dos o tres operaciones de molido distintas, y para asegurar la calidad normalizada del producto de los rodillos es esencial un equipo de clasificación. Cualquier uso de los

molinos de rodillo en las fábricas de alimentos es demasiado elaborado y costoso, ya que implica el uso de un cierto número de máquinas y ocupa mucho espacio en relación con el molino de alta velocidad.

Por otra parte, los diseños de molinos normales no se prestan al manejo de algunos materiales, por ejemplo: los copos de expulsor, y no es ciertamente tan adaptable como el molino de alta velocidad para tratar con la amplia gama de materias primas que se usan en la fabricación de alimentos.

Los molinos de rodillos se utilizaron en gran escala para el molido de productos puros, pero en estos casos su principal desventaja es su incapacidad para cortar las cáscaras gruesas. Para asegurar que las estrías se mantengan afiladas deben cambiarse constantemente los rodillos con los consiguientes costes de re-afilado.

Ventajas:

- Bajo consumo de potencia, que en algunos casos puede significar un ahorro de hasta 35%.
- Molido más frío, dando lugar a una reducción de las pérdidas de humedad desde aproximadamente 1-3%. Una temperatura más baja en el producto molido, por lo que sus cualidades de mantenerse cuando se guarda se mejoran aunque el contenido de humedad puede ser más alto.
- Textura más suave en el material molido.
- Mejora en la eficiencia del molido, así como la calidad del producto a causa del acondicionamiento de grano.

Los rodillos que se usan para fines de forraje son normalmente de un metro o menos de longitud y 25 centímetros de diámetro; la velocidad diferencial entre ambos generalmente es de 2.5 a 1 rpm. El estriado depende del material con el que se trabaja pero usualmente el rodillo superior cuenta con cinco estrías por pulgada, mientras que el inferior con siete estrías por pulgada [1,2].

1.2.- ALIMENTACIÓN DEL GANADO.

Los sistemas de engorda de ganado deben basar su producción en el uso eficiente de recursos mediante la suplementación de alimentos complementarios que utilizados en forma estratégica permitan mejorar los índices productivos y económicos de los sistemas de crianza para producción de carne.

Los alimentos complementarios para la producción de carne se clasifican en las siguientes categorías (Figura 1):

- Forrajes voluminosos (residuos de cultivos comerciales).
- Concentradores (alimentos energéticos y proteínicos).
- Suplementos (minerales, vitaminas y otros aditivos).

Las raciones en la alimentación de bovinos de engorda se compone alrededor de un 86% de concentrados y suplementos y el 14% restante de forrajes voluminosos.

Existe una diversidad muy grande de alimentos para ganado en todo el mundo; esta variedad en un lugar específico dependerá de los productos locales que se cultivan y cosechan en esa zona, así como la clase y especie de los animales relacionados. El costo es un concepto importante y los productos que se proporcionan a los animales son aquellos que abundan o no se consumen por los humanos [3-8].

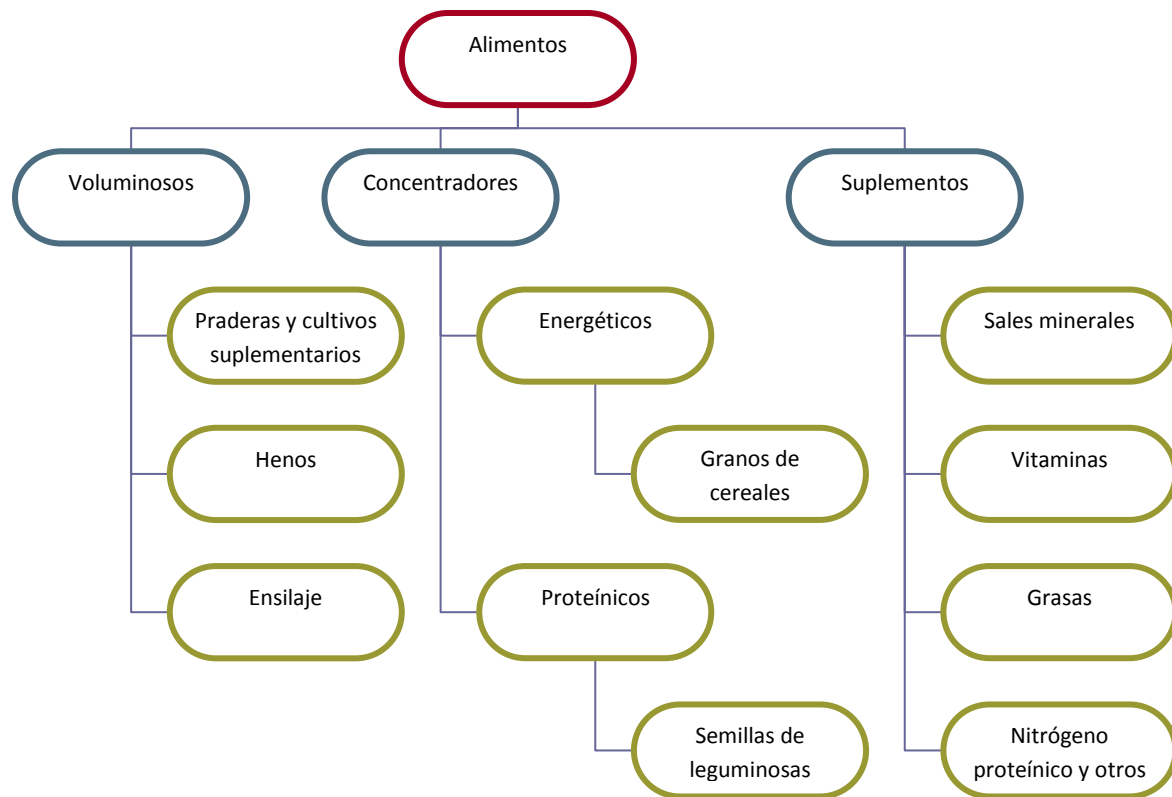


Figura 1. Clasificación de alimentos complementarios para la producción de carne.

1.2.1.- Forrajes voluminosos (residuos de cultivos comerciales).

Se le denomina de esta manera a los residuos de las plantas que se quedan en el campo después de cosechar el cultivo principal. Los tres tipos de residuos son: paja, glumas y barbas. Algunas características generales de la mayoría de estos residuos son las siguientes:

- Son un alimento barato y voluminoso.
- Son altos en fibra indigestible debido a su contenido alto de lignina.
- Tratamientos físicos, químicos o enzimáticos pueden mejorar su valor nutritivo.
- Son bajos en proteína cruda.
- Son bajos en energía.
- Pueden ser incluidos en las raciones de vacas no-lactantes que tienen demandas menores de energía [2,7].

1.2.2.- Composición de la paja.

La paja está constituida principalmente de fibra, con una cantidad variable de carbohidratos solubles (1-2%), muy poca proteína o grasa (3-4%), una considerable cantidad de sustancias minerales, rica en sílice (8-12%), pero deficiente en calcio, fósforo y vitaminas. El pobre contenido de carbohidratos solubles y alto contenido de paredes celulares lignificadas limita su digestibilidad [3-5, 7].

La mayoría de los forrajes tienen un contenido elevado de material de pared celular. La fracción de la pared celular puede tener una composición muy variable, pero contienen cantidades considerables de lignina, celulosa, sílice y otros componentes.

La cantidad de lignina es un factor crítico en lo que se refiere a digestibilidad, es un material amorfo que se asocia estrechamente con los glúcidos fibrosos de la pared celular de los tejidos vegetales [9]. Limita la digestibilidad de las fibras, probablemente debido a la barrera física que existe entre las enzimas digestivas y los glúcidos que se encuentran relacionados. Si se elimina la lignina aumenta en forma considerable la digestibilidad que efectúan los organismos microscópicos del rumen. El contenido de lignina en los tejidos vegetales aumenta en forma gradual con la madurez de la planta; existe una correlación altamente negativa entre el contenido de lignina y la digestibilidad.

1.2.3.- Atributos de la fibra que afectan el valor alimenticio de la paja.

Los forrajes son ricos en carbohidratos estructurales (fibra). Los carbohidratos (fibrosos y no fibrosos) son transformados por los microorganismos del rumen, uno de los cuatro estómagos del animal, en energía (hasta en un 70 %), la cual es usada por los rumiantes en los procesos del metabolismo basal. En el proceso de fermentación los forrajes también contribuyen significativamente en la síntesis de proteína microbiana ruminal y consecuentemente en el aporte de la proteína requerida [3,7].

Los atributos específicos de los componentes fibrosos en el forraje comprenden el término de fibra efectiva, fibra funcional o fibra detergente neutra (FDNe). La fibra efectiva puede definirse como la capacidad real para estimular la masticación, regurgitación, salivación y la rumia, la cual proporciona condiciones rumiales óptimas para su funcionamiento, y depende del tipo, forma y tamaño de la fibra.

Con base a estos principios se han desarrollado índices de valor para el forraje que estiman el tiempo de masticación y/o rumia por kg. de materia seca (MS), y que han servido de base para estimar el valor de fibra efectiva [2-4].

Desde el punto de vista productivo, la inclusión de forrajes en las dietas del ganado de engorda puede ayudar a alcanzar una mayor talla en el ganado en crecimiento, en tanto que para el ganado en finalización, la fibra contribuye a evitar trastornos metabólicos como: acidosis (reducción del PH rumial), laminitis, timpanismo, muerte súbita, etc., ya que las exigencias de producción del ganado de engorda demandan una alta densidad energética en las raciones (granos y grasa) reduciendo al mínimo la adición de fibra en los programas de alimentación, con la finalidad de maximizar el consumo de energía, optimizando el nivel de forraje en dietas de ganado de engordan es posible alcanzar el máximo consumo de energía disponible en ausencia de problemas digestivos. En este contexto los forrajes son referidos como ingredientes que hacen funcionar al resto de los alimentos de la ración.

En general, los forrajes son importantes desde el punto de vista del consumo, rumia, producción de saliva, fermentación y pasaje, garantizando un ambiente ruminal sano y funcional.

1.2.4.- Uso de la paja de cereales en la alimentación de rumiantes.

La especie animal que mejor rendimiento consigue de las pajas son los rumiantes, debido a la especial conformación de sus cavidades gástricas y a su tipo particular de digestión, en la que colabora la abundante y variada flora microbiana del rumen [2].

Si las pajas son reducidas y mezcladas con los alimentos concentrados, granos, salvado o harinas, serán aún mejor aprovechadas; en primer lugar, por disminuir extraordinariamente el trabajo de masticación y por ser más accesibles a los jugos digestivos.

El uso de las pajas de cereales en la alimentación de rumiantes presenta factores ventajosos como son la disponibilidad y una posible maximización de los recursos. Con respecto a la disponibilidad, los rastrojos de cereales constituyen los subproductos más abundantes en Mexicali y la paja de trigo es el más importante entre ellos. En general, los cultivos de cereales producen una relación grano:paja cercana a 1:1, con la cual cada hectárea puede producir entre 3,000 y 5,000 kg. de paja. Otro punto ventajoso es la maximización del uso de recursos en la producción, generalmente los residuos vegetales o rastrojos remanentes después de la cosecha constituyen un problema para el agricultor, ya que éstos deben ser extraídos del predio o eliminados antes de la preparación del suelo para el cultivo siguiente. Además, de haber una sequía, desfavorecería el crecimiento de las praderas o cuando se produce una falla en la planificación forrajera predial, la conservación de forraje puede ser insuficiente para cubrir las demandas en las épocas críticas de déficit de alimento. Bajo estas condiciones se puede utilizar otros recursos alimenticios alternativos, como son las pajas de cereales.

En ésto estriba la importancia del uso de la paja como alimento alternativo en la alimentación de ganado rumiante. El de maximizar recursos disminuyendo los costos.

1.3.- PROCESAMIENTO DE LOS FORRAJES.

El procesamiento de los alimentos sirve para mejorar la utilización de los carbohidratos estructurales obteniendo un mayor efecto sobre su digestibilidad. Sin embargo, algunos de estos procesamientos para forrajes tienen efectos intensos sobre la zona de su digestión, ya que al reducir el tamaño de las partículas de los forrajes disminuye el tiempo de retención de la materia, disminuyendo así el tiempo que los forrajes están expuestos a los microbios del rumen causando un descenso global de la digestibilidad del forraje; como resultado del procesamiento aumenta la proporción digerida de fibra total, así como la materia orgánica posruminal. Además, los animales que consumen forrajes procesados de esta manera, aumentan también su nivel de consumo voluntario de forma que el consumo de energía digestible es igual o superior que el de animales alimentados con forrajes partidos en trozos mayores o henos largos.

Recientemente se ha intensificado la búsqueda de alternativas para el uso de estas fuentes de alta disponibilidad como forraje para el ganado de engorda. En este sentido se han probado distintos procesos mecánicos tal como la maceración el cual ha demostrado que produce cambio en la integridad estructural y densidad de la fracción fibrosa suficiente para permitir el acceso de las enzimas fibrolíticas, estos cambios han resultado en aumento en la digestión de la fibra y del consumo de materia seca.

1.3.1.- Tratamientos químicos.

Los métodos químicos, en general, actúan como agentes hidrolizantes de la pared celular de la paja, aumentando así la biodisponibilidad de los carbohidratos estructurales para su utilización a nivel ruminal. Se han empleado distintos productos químicos para aumentar el valor nutritivo de la paja, entre los alcalinizantes se encuentran el hidróxido de sodio (NaOH), óxido de calcio (CaO) o hidróxido de calcio (Ca(OH)₂) y el amonio (NH₃) o acuoso (NH₄OH).

La digestibilidad y el consumo de paja puede mejorarse mezclando con urea o sustancias cáusticas (hidróxido de sodio). El hidróxido de sodio es de difícil manejo y de alto riesgo debido a su alto poder

abrasivo. En el caso de la urea la ventaja es que, además de mejorar la digestibilidad y el consumo, es una fuente económica de nitrógeno, pero no supera el 0.02% del peso vivo (20 grs. por 100 kg. de peso vivo). Para su uso es recomendable agregar la urea diluida en agua a lo menos 24 hrs. Antes del consumo (bien distribuida y mezclada con la paja) para permitir una acción sobre la degradación de la fibra [2].

Desventajas:

- Requerimiento de un equipo especial.
- Son difíciles de manejar
- Tóxicos y cáusticos.

1.3.2.- Tratamientos enzimáticos.

El empleo de enzimas en nutrición animal, arranca con una amplia base de investigación debido al empleo extendido de estos aditivos en otras aplicaciones industriales. Existen trabajos de investigación en marcha y otros recientemente publicados donde se persigue analizar la efectividad de enzimas que actúen sobre la fracción fibrosa de la ración (celulosas, pectinasas, xilanasas, endocelulasas) así como sobre la fracción amilácea (amilasas) [2].

El método de aplicación empleado es en forma líquida rociando el ensilado completamente; existe una segunda forma de aplicación que consiste en añadir las enzimas directamente sobre él. Suelen ser mezclas de celulosas y hemicelulosas. Diferentes trabajos de investigación demuestran su efectividad en reducir los niveles de fibra ácido detergente y fibra neutro detergente de los ensilados, pero en posteriores ensayos in vitro este efecto no se traduce en una mejora de las condiciones de fermentación del mismo.

En el futuro se precisan trabajos de investigación que delimiten qué factores son los que influyen en la efectividad de la enzima:

- Variedad del forraje.
- Madurez del forraje.
- Condiciones de cultivo y otros.

Desventajas:

- Costosos.
- Respuesta irregular.
- Falta de información.

1.3.3.- Tratamientos mecánicos.

La molienda o picado, son los principales tratamientos de este tipo utilizados para aumentar la calidad de la paja. El hecho de cortar y de moler hace que el forraje adquiera una forma física que puede manejarse en forma fácil con algún equipo mecánico, tiende a presentar un producto mucho más uniforme y, generalmente, disminuye los rechazos y los desperdicios de los alimentos.

Sin embargo puede incurrirse en gastos adicionales con la molienda y la pérdida en polvo puede ser considerable en la molienda que se realiza en molinos de martillos. El picado produce una textura física que es más deseable que la molienda.

El tratamiento físico de la molienda o picado tiene un efecto positivo en rumiantes al incrementar el consumo, debido al aumento de la densidad y la superficie específica del forraje, se permite que sea atacada por microorganismos teniendo como consecuencia la disminución de la producción de saliva.

Desventajas:

- Disminuyen el tamaño de partícula.
- Pierden su propiedad funcional [2].

1.4.- LA MACERACIÓN.

1.4.1.- Antecedentes.

La quema en campo es el método más común para la remoción de la paja resultante de la cosecha de cereales. Aún cuando éste es un método efectivo, ciertos riesgos de contaminación ambiental y de salud están presentes durante y después del proceso de quema; como resultado de lo anterior, nuevas regulaciones ambientales se están promoviendo actualmente para evitarla, por lo que debe prestarse un interés cada vez mayor por darle diversos usos al residuo, entre ellos, el aumentar su valor nutrimental con la finalidad de utilizarse en la alimentación del ganado.

Recientemente se ha intensificado la búsqueda de alternativas para el uso de estas fuentes de alta disponibilidad como forraje para el ganado. En ese sentido se han probado procesos mecánicos tales como la “maceración”.

1.4.2.- Macerar (definición).

Macerar: Ablandar un sólido estrujándolo, golpeándolo o sumergiéndolo en un líquido. El proceso mecánico de maceración consiste en provocar el aplastamiento-machacamiento de la paja desgarrando la fibra sin cortar o disminuir la partícula del forraje, provocando así los cambios en la estructura y la densidad de la fibra necesarios para favorecer el incremento en la digestión [10,11].

El equipo para macerar está diseñado para simular el efecto de la masticación. El mecanismo (Figura 2); comprende dos juegos de rodillos corrugados, opuestos y presionados entre sí, utilizando para ello la fuerza hidráulica. Los rodillos opuestos girando a diferentes velocidades aplastan y desgarran la paja para la óptima penetración y acción de las enzimas que digieren los componentes de la fibra, que es el principal obstáculo para su utilización [12].

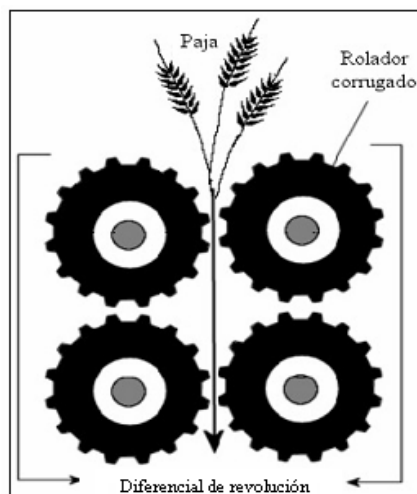


Figura 2. Mecanismo de rodillos maceradores.

La maceración aumenta el valor nutrimental de la paja de arroz a un nivel similar al de un heno de sudán de buena calidad. Esta mejora se atribuye principalmente al incremento en la digestión de la materia orgánica y de la fracción fibrosa observada para la paja macerada.

1.4.3.- Recursos existentes en el Estado de Baja California.

La crianza de ganado bovino para la producción de carne es una de las actividades económicas más importantes en nuestro Estado (Tabla 1). De los 55 corrales de engorda establecidos en la entidad 40 de ellos se encuentran en la ciudad de Mexicali; con una producción de aproximadamente 140,000 cabezas, que conforman el 78% de la producción total anual generada en los 5 municipios [13].

Tabla 1. Producción bovina anual en el Estado de Baja California.

Año	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005
Producción	165,663	156,220	146,417	146,417	158,325	164,204	173,581	171,985	165,846	175,820

En el Valle de Mexicali, el ciclo pasado se cosecharon aproximadamente 100,000 has. de trigo con un rendimiento promedio de 5 ton/ha., lo que representa una producción potencial de 125,000 toneladas de paja [13]. Dada la característica nutricional de las pajas hacen que éstas sean muy poco utilizadas para incluirse en las dietas para ganado de engorda y que su uso sea prácticamente inexistente en dietas para ganado lechero.

Como se explicó anteriormente, el problema nutrimental que presentan las pajas, es su pobre contenido de carbohidratos solubles combinado con su alto contenido en paredes celulares (fibra) altamente lignificadas. Adicionalmente, la utilización de la fibra también está limitada por restricciones dadas a nivel de su organización celular que hacen al material poco susceptible a hidratarse y por consecuencia

resistente a las enzimas microbianas. Lo anterior ocasiona un bajo índice de reducción del tamaño de la partícula y un mayor tiempo de retención ruminal teniendo como consecuencia que el material se acumule en el rumen afectando el consumo voluntario.

El proceso mecánico de Maceración ha demostrado que produce cambios en la integridad estructural y la densidad de la fracción fibrosa de forrajes suficientes para permitir un mayor acceso de las enzimas fibrolíticas, estos cambios han resultado en aumentos en la digestión de la fibra y del consumo de materia seca [10-12].

1.4.4.- Maquinaria similar en el mercado.

Existen diversos diseños patentados de máquinas similares relacionadas a la maceración [14-19], sin embargo solo una se comercializa, “Macerator 6620 series” (Figura 3), esta es una máquina diseñada para mejorar la calidad del forraje verde. Esto permite que los tallos y los nudos sequen mucho más rápido que de manera convencional. El Macerator se ha utilizado en cosechas como los mijos, alfalfa, maíz, hierbas, y otros.



Figura 3. Máquina Macerator 6620 Series.

La máquina corta la cosecha y la alimenta a través de un sistema de rodillos de goma, después los rodillos corrugados de metal imparten la acción de desgarre y prensado de forma agresiva sobre la cosecha (Figura 4). Esta acción de desgarre y prensado da lugar a las fracturas a lo largo del tallo, que aumentan perceptiblemente el secado del forraje.

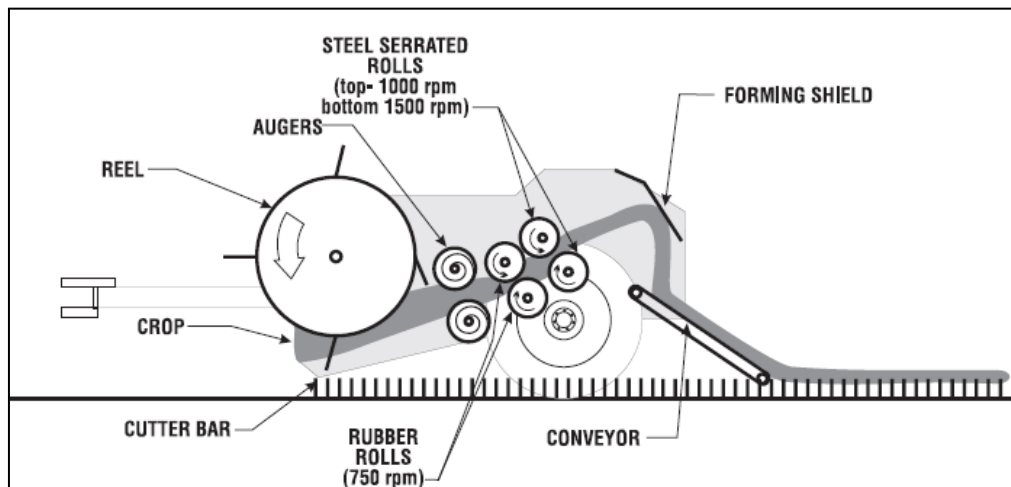


Figura 4. Sistema de rodillos en la máquina Macerator 6620 Series.

La máquina maceradora existente es empleada primordialmente en zonas templadas para la cosecha de heno, presentando buenos resultados; sin embargo, en nuestra zona geográfica sería casi imposible obtenerlos ya que la gran mayoría del forraje producido en el Valle de Mexicali es seco, esto nos lleva a la búsqueda de diferentes alternativas en el procesado de forrajes.

Debido a que el cultivo más abundante en esta zona es el trigo, se intenta desarrollar un diseño de una máquina maceradora para este tipo de cultivo.

Índice

1.1.- MAQUINARIA AGRÍCOLA.....	29
1.1.1.- Molinos de piedra.....	32
1.1.1.1.- Molinos de piedra horizontal.....	32
1.1.1.2.- Molinos de piedra vertical.....	33
1.1.2.- Molinos de frotación.....	33
1.1.2.1.- Molinos con un disco fijo y otro móvil.....	33
1.1.2.2.- Molinos con ambos discos móviles.....	34
1.1.3.- Molinos de percusión o desintegradores.....	34
1.1.3.1.- Molinos de una etapa con batidores rígidos.....	35
1.1.3.2.- Molinos multi-etapa con batidores rígidos o semi-rígidos.....	35
1.1.3.3.- Molinos de una etapa con batidores o martillos de oscilación libre.....	36
1.1.4.- Molinos de rodillos.....	36
1.2.- ALIMENTACIÓN DEL GANADO.....	37
1.2.1.- Forrajes voluminosos (residuos de cultivos comerciales).....	39
1.2.2.- Composición de la paja.....	40
1.2.3.- Atributos de la fibra que afectan el valor alimenticio de la paja.....	40
1.2.4.- Uso de la paja de cereales en la alimentación de rumiantes.....	41
1.3.- PROCESAMIENTO DE LOS FORRAJES.....	42
1.3.1.- Tratamientos químicos.....	42
1.3.2.- Tratamientos enzimáticos.....	43
1.3.3.- Tratamientos mecánicos.....	44
1.4.- LA MACERACIÓN.....	44
1.4.1.- Antecedentes.....	44
1.4.2.- Macerar (definición).....	45
1.4.3.- Recursos existentes en el Estado de Baja California.....	46
1.4.4.- Maquinaria similar en el mercado.....	47

Índice de Figuras

Figura 1. Clasificación de alimentos complementarios para la producción de carne.....	39
Figura 2. Mecanismo de rodillos maceradores.....	46
Figura 3. Máquina Macerator 6620 Series.....	47
Figura 4. Sistema de rodillos en la máquina Macerator 6620 Series.....	48

Índice de Tablas

Tabla 1. Producción bovina anual en el Estado de Baja California.....	46
------------------------------------------------------------------------------	-----------

Capítulo II

Antecedentes
Históricos

2.-DEFINICIÓN Y CONCEPTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

2.1.- MÁQUINAS SIMPLES.

Prácticamente cualquier objeto puede llegar a convertirse en una máquina, solo basta con darle la utilidad adecuada. Las máquinas inventadas por el hombre se pueden clasificar conforme a tres puntos de vista:

1. **Según su complejidad.** Si analizamos nuestro entorno podemos encontrarnos con máquinas simples (pinzas de depilar, cuchillo o un corta uñas), máquinas complejas (motor de combustión interna o una retroexcavadora) y con máquinas muy complejas (cohetes espaciales o un motor de reacción). Todo depende del número de piezas que las componen.

2. **Según el número de pasos o encadenamientos que necesitan para realizar su trabajo.** Las máquinas que solamente emplean un paso para realizar su trabajo en un solo paso se denominan máquinas simples, mientras que las que necesitan más de uno son llamadas máquinas compuestas.

3. **Según el número de tecnologías que la integran.** Estas máquinas son las que mezclan varios tipos de energías para funcionar, por ejemplo una retroexcavadora dispone de elementos mecánicos, eléctricos, neumáticos, térmicos y químicos [20].

Muchas de estas máquinas son conocidas desde la prehistoria y han evolucionado incansablemente, en cuanto a forma y materiales se refiere.

Las máquinas simples se pueden clasificar en tres grandes grupos:

1. Palanca. La palanca es un operador compuesto de una barra rígida que oscila sobre un eje (fulcro). Según los puntos en los que se aplique la potencia (fuerza que provoca el movimiento) y las posiciones relativas de eje y barra, se pueden conseguir tres tipos diferentes de palancas a los que se denomina: de primero, segundo y tercer género (o grado). El esqueleto humano está formado por un conjunto de palancas cuyo punto de apoyo (fulcro) se encuentra en las articulaciones y la potencia en el punto de unión de los tendones con los huesos; es por tanto un operador presente en la naturaleza. De este operador derivan multitud de máquinas muy empleadas por el ser humano: cascanueces, alicates, tijeras, pata de cabra, carretilla, remo, pinzas, etc.

2. Plano inclinado. El plano inclinado es un operador formado por una superficie plana que forma un ángulo oblicuo con la horizontal. Las rampas que forman montañas y colinas son planos inclinados, también pueden considerarse derivados de ellas los dientes y las rocas

afiladas, por tanto este operador también se encuentra presente en la naturaleza. De este operador derivan máquinas de gran utilidad práctica como: broca, cuña, hacha, sierra, cuchillo, rampa, escalera, tornillo-tuerca, tirafondos, etc.

3. Rueda. La rueda es un operador formado por un cuerpo redondo que gira respecto de un punto fijo denominado eje de giro. Normalmente la rueda siempre tiene que ir acompañada de un eje cilíndrico (que guía su movimiento giratorio) y de un soporte (que mantiene al eje en su posición). Aunque en la naturaleza también existen cuerpos redondeados (troncos de árbol, cantos rodados, huevos.etc.), ninguno de ellos cumple la función de la rueda en las máquinas, por tanto se puede considerar que esta es una máquina totalmente artificial. De la rueda se derivan multitud de máquinas de las que cabe destacar: polea simple, rodillo, tren de rodadura, máquinas extractoras de agua (norias), polea móvil, polipasto, rodamiento, engranajes, sistema correa-polea, etc.

Todas las máquinas simples convierten una fuerza pequeña en una grande, o viceversa (ventaja mecánica) y también algunas cambian la dirección de la fuerza. La relación entre la intensidad de la fuerza de entrada y la de salida es la ventaja mecánica. Por ejemplo, la ventaja mecánica de una palanca es igual a la relación entre la longitud de sus dos brazos. La ventaja mecánica de un plano inclinado, cuando la fuerza actúa en dirección paralela al plano, es la cosecante del ángulo de inclinación. A menudo, una herramienta consta de dos o más máquinas o artefactos simples, de modo que las máquinas simples se usan habitualmente en una cierta combinación, como componentes de máquinas más complejas.

2.2.- MÁQUINAS COMPUESTAS.

Cuando no es posible resolver un problema técnico en una sola etapa hay que recurrir al empleo de una máquina compuesta, que no es otra cosa que una combinación de diversas máquinas simples, de forma que la salida de cada una de ellas se aplica directamente a la entrada de la siguiente hasta conseguir cubrir todas las fases necesarias. Prácticamente la totalidad de las máquinas empleadas en la actualidad son de este tipo. Básicamente se utilizan dos tipos de movimientos; el resto se obtiene mediante una combinación entre éstos [20].

- **Movimiento Giratorio.** Cuando el operador no sigue ninguna trayectoria (no se traslada), sino que gira sobre su eje.
- **Movimiento Lineal.** Si el operador se traslada siguiendo la trayectoria de una línea recta, es decir una trayectoria rectilínea.

Estos movimientos se pueden encontrar a su vez en dos formas:

- **Continuo.** Si el movimiento se realiza siempre en la misma dirección y sentido.

- **Alternativo.** Cuando el operador está dotado de un movimiento de vaivén, es decir, mantiene la dirección pero va alternando el sentido.

Por lo tanto, para diseñar máquinas primeramente se debe estar seguro de dos cosas: que movimientos de entrada y de salida se quieren inducir; y con esta información elegir el mecanismo más adecuado para tal efecto; lo anterior se observa mas claramente en la Tabla 2.

Tabla 2. Clasificación de movimientos y mecanismos empleados en diseño de maquinaria.

Movimiento Entrada	Movimiento Salida	Mecanismo/Operador a Emplear
Giratorio	Giratorio	-Ruedas de fricción -Transmisión por cadena -Rueda dentada -Engranajes -Sinfín-Piñón
	Oscilante	-Leva-Palanca -Excéntrica-Biela-Émbolo (Biela-Manivela)
	Lineal Alternativo	-Cigüeñal-Biela -Excéntrica-Biela-Émbolo (Biela-Manivela) -Leva-Émbolo
	Lineal Continuo	-Cremallera-Piñón -Tornillo-Tuerca -Torno-Cuerda
Oscilante	Giratorio	-Excéntrica-Biela-Palanca
	Oscilante Lineal Alternativo	-Sistema de Palancas

Lineal Continuo	Giratorio	-Cremallera-Piñón ó Cadena-Piñón -Aparejos de Poleas -Rueda -Torno
Lineal Alternativo	Giratorio Alternativo	-Cremallera-Piñón
	Giratorio Continuo	-Biela-Manivela (Excéntrica-Biela, Cigüeñal-Biela)
	Lineal Alternativo	-Sistema de Palancas

Además de lo anterior, para nuestro diseño necesitaremos hacer uso de otros mecanismos, éstos no se utilizan para transformación de movimientos, más bien son para controlarlos o facilitarlos (Tabla 3).

Tabla 3. Mecanismos útiles en el diseño de maquinaria.

Mecanismo	Utilidad Práctica
Cuña	Transmitir fuerzas entre dos puntos variando la dirección de éstas.
Gatillo	Evitar el movimiento de objetos rodantes. Multiplica la fuerza.
Palanca	Permite mover masas más fácilmente.
Polea Fija de Cable	Reducir el rozamiento en los cambios de dirección de una cuerda.
Polipasto	Permite elevar cargas importantes con pequeños esfuerzos.
Rampa	Guía el desplazamiento de objetos sobre una superficie.
Tren de Rodadura	Facilitar el desplazamiento de objetos sobre una superficie.
Trinquete	Evita que un eje gire en un sentido no deseado.

2.3.- GENERACIÓN Y TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

Para transmitir potencia de una máquina motriz a una máquina conducida, existen al menos tres métodos a utilizar: transmisión con engranajes, bandas o correas flexibles y cadenas de rodillos (Tabla 4). Dependiendo de la potencia, posición de los ejes, relación de transmisión deseada, sincronía, distancia entre ejes y costo; se seleccionará el método más adecuado para su diseño.

La potencia es una cantidad física escalar, que relaciona intercambios de energía por unidad de tiempo. Este concepto permite valorar la capacidad de un sistema para intercambiar energía, siendo más potente un sistema que intercambie mucha energía y poco potente uno que lo haga en cantidades menores durante el mismo periodo de tiempo. Teniendo en cuenta la primera ley de la termodinámica, es posible afirmar que la energía se conserva en cualquier sistema de la naturaleza, lo que quiere decir que la energía que ingresa al sistema es igual a la energía que sale más la energía que se almacena. Además, la segunda ley afirma que cada vez que se realice una transformación o transmisión de energía ésta perderá calidad y será más difícil aprovecharla nuevamente, es decir, aumenta la entropía [21].

Siendo la potencia una cantidad directamente dependiente de la energía, se puede deducir que la potencia también se conserva y que en cada transformación o transmisión perderá su calidad. Al aplicar estos principios a los sistemas mecánicos, se comprende que la potencia que ingrese al sistema será equivalente a la potencia que sale más la que se almacena o disipa.

Parte de la potencia que sale del sistema mecánico lo hace como trabajo útil por unidad de tiempo, por lo tanto, la potencia instantánea se calcula como el producto escalar de una fuerza por una velocidad lineal o de un torque por una velocidad angular. Otra parte de la energía que sale se disipa como calor (normalmente generado por la fricción o impacto entre los componentes).

Dado que las transformaciones y transmisiones de potencia implican una pérdida de calidad, los sistemas mecánicos no son ciento por ciento eficientes. La eficiencia de los sistemas mecánicos se mide como la razón entre la potencia útil que sale más la potencia almacenada que puede ser usada sobre la potencia suministrada. El calentamiento de los componentes, su desgaste y el ruido emitido, es evidencia de la potencia que pierde calidad y no puede ser aprovechada.

Tabla 4. Información comparativa entre los diferentes mecanismos de transmisión de potencia.

Elemento	Ventajas	Desventajas	Tipo de transmisión
Bandas y Poleas	<ul style="list-style-type: none"> - Altas Velocidades. - Relación de velocidades fija en función del diámetro de poleas. - Grandes distancias entre centros (casi ilimitadas en bandas planas). - Bandas en V: no hay inversión de giro. - Bandas planas: configuración cruzada o abierta que genera inversión de giro o no según la necesidad; permite conectar ejes en cualquier ángulo o posición relativa. - Bandas dentadas: sincronización de ejes. - Estandarizadas bajo norma. - Bajo costo. - Transmisión por múltiples bandas. - Funcionamiento relativamente silencioso. - No requieren lubricación. 	<ul style="list-style-type: none"> - Bajos torques - Retensionamiento periódico o uso de tensores debido a estiramiento gradual. - Deslizamiento relativo, pérdidas de potencia, calentamiento y vibraciones cuando se aflojan. - Bandas planas requieren tensiones altas. - Se deterioran por acción de la humedad, ácidos y exposición al sol. 	Flexible
Cadenas y Sprockets	<ul style="list-style-type: none"> - Para cualquier torque y velocidad. - Distancia entre centros pequeñas. - Relación de velocidades fija en función del número de dientes (excepto engranajes no circulares). - Altas relaciones de velocidades en poco espacio (trenes de engranajes simples, compuestos y planetarios). - Pueden conectarse ejes paralelos o perpendiculares entre sí. 	<ul style="list-style-type: none"> - Bajas velocidades. - Alto costo relativo. - Peso. - Vibración y ruido; variaciones de la velocidad tangencial en sprockets pequeños. - Lubricación obligatoria y específica según el régimen de velocidad. - Ejes deben ser paralelos. 	Flexible
Engranajes	<ul style="list-style-type: none"> - Para cualquier torque y velocidad. - Distancia entre centros pequeñas. - Relación de velocidades fija en función del número de dientes (excepto engranajes no circulares). - Altas relaciones de velocidades en poco espacio (trenes de engranajes simples, compuestos y planetarios). - Pueden conectarse ejes paralelos o perpendiculares entre sí. 	<ul style="list-style-type: none"> - Tolerancias pequeñas en distancia entre centros. - Modelo de cálculo complejo. - Módulos en tamaños limitados. - Material y fabricación costosos. - Peso. - Vibración, ruido; desgaste elevado en presencia de defectos de fabricación. - Lubricación. - Inversión de giro por cada contacto externo. 	Rígida

Existen sistemas mecánicos dedicados exclusivamente a transmitir potencia, generalmente modificando las condiciones dinámicas de los componentes de salida respecto a los de entrada. Tal es el caso de los mecanismos, trenes de engranajes, bandas y cadenas, los cuales modifican los torques y velocidades angulares de la salida respecto a las de entrada. En general estos sistemas son muy eficientes, en muchos casos su eficiencia supera el 90%.

2.3.1.- Consideraciones para la selección de fuentes y transmisiones de potencia.

Una de las principales tareas del ingeniero de diseño es seleccionar las fuentes de potencia adecuadas para realizar las funciones útiles de la máquina. El procedimiento de síntesis de subsistemas recomendado comienza por la elección del subsistema funcional (o salida de la máquina). De su síntesis se obtiene:

- Número de salidas, tanto dependientes como independientes.
- Para cada salida, especificar si su movimiento es rotatorio, lineal u otro.

Normalmente la velocidad (angular o lineal) suele estar limitada por los requerimientos funcionales de la máquina o por lo menos se puede elegir 'libremente' de un rango típico de valores de operación. Por su parte, el torque o la fuerza debe calcularse a partir del modelo estático y dinámico de la máquina o subsistema funcional. Además, las cargas en una máquina suelen ser variables, lo que implica que tanto el torque como las velocidades de operación no son constantes. Se debe seleccionar la fuente para la situación más crítica, es decir, para el máximo valor de potencia; en este punto cabe señalar dos tipos de potencias máximas: la potencia máxima promedio de trabajo (en condiciones de estado estacionario) y la potencia máxima consumida para satisfacer el pico de torque que se presenta durante los arranques en carga (estado transitorio).

Es obvio que la fuente seleccionada debe poder entregar en cualquier instante una potencia mayor o igual a la potencia consumida por la máquina impulsada. De lo contrario, puede suceder que durante el arranque la máquina acelere en un menor tiempo del deseado, no alcance la velocidad nominal de operación o simplemente no sea capaz de arrancar [21-25].

Una vez calculada la potencia consumida por cada una de las salidas, se debe seleccionar la fuente de potencia. Por regla general debe haber una fuente por cada salida independiente (o grado de libertad). Las fuentes de potencia más comunes son los motores, elementos comerciales de diferentes tipos que se clasifican de acuerdo con las siguientes variables de selección. Las principales entre muchas otras son:

1. **Según la alimentación disponible:** pueden ser eléctricos de corriente directa o alterna (monofásicos, trifásicos); motores de combustión interna; actuadores neumáticos u oleohidráulicos, tanto rotativos como lineales.

2. **Según el rango de potencias:** cada motor viene en un rango de potencia determinado según su principio de funcionamiento, limitaciones constructivas o técnico económicas (Tabla 5).

Tabla 5. Tipos de motores y su rango de potencia.

Motor	Rango de potencia (Hp)
Corriente directa CD	0 - 2
Corriente alterna CA	0 - 40
Gasolina (no automotriz)	5 - 80
Diesel (no automotriz)	10 ± 100

3. **Según velocidad nominal:** normalmente se puede encontrar para un tipo de motor y una potencia determinada, un número limitado de modelos con velocidades nominales de operación diferentes. Su selección debe hacerse a partir de catálogos técnicos comerciales. Sin embargo, para cada tipo de motor existe una forma convencional de variar su velocidad: potenciómetros en motores de corriente directa (CD), variadores electrónicos de frecuencia para motores de corriente alterna (CA), aceleradores para motores de combustión interna, etc. Además, el caso más común es que la carga se mueva a una velocidad mucho menor al rango de velocidades convencional del motor, por lo que se requiere una reducción de velocidad que puede lograrse con una o más etapas de transmisiones mediante bandas, cadenas o engranajes; o bien, directamente con el uso de trenes de engranajes acoplados directamente al motor (motorreductores), opción que resulta mucho más conveniente desde un punto de vista técnico, constructivo y económico cuando la relación de velocidades es alta. Los motorreductores son elementos comerciales seleccionables por catálogo y que ofrecen diferentes relaciones para un mismo modelo y potencia nominal del motor.

4. **Según régimen de operación o necesidad de control:** existen subtipos de motores diseñados especialmente para ciertas condiciones específicas de operación: continua, intermitente, paros y arranques frecuentes, inversión de marcha; condiciones ambientales: temperatura, ventilación, polvo y humedad, nivel de ruido; o requerimientos de control: de posición o velocidad. Por ejemplo: motores sincrónicos, asíncrónicos, paso a paso, servos, etc.

2.3.2.- Eficiencia de transmisión de potencia.

Idealmente la potencia que debe entregar un motor sería igual a la potencia transmitida y a la potencia consumida por el elemento funcional. Sin embargo en la realidad, cada transformación energética es imperfecta y por lo tanto hay una pérdida expresada como una eficiencia de transformación o

transmisión (Tabla 4, Tabla 6). Por ello, la potencia nominal de la fuente debe ser mayor a la consumida y puede estimarse a partir de la siguiente expresión:

$$Pot_{fuente} = \frac{Pot_{cons} * FS}{\eta_{fuente} * \pi \eta_{trans}}; \quad 0 < \eta < 100\% \quad (1)$$

Donde

FS : Factor de servicio.

η_{fuente} : Eficiencia de la fuente.

η_{trans} : Eficiencia de la transmisión.

Pot_{cons} : Potencia consumida.

Pot_{fuente} : Potencia de la fuente.

Tabla 6. Eficiencias en transmisiones de potencia.

Transmisión	Eficiencia	Causa pérdida de potencia.
Ejes	98 a 100%	Fricción en cojinetes, elasticidad torsional.
Bandas en V	75 a 90 % (vel < 6000 fpm)	Fricción, deslizamiento entre banda y polea.
Bandas dentadas	92 a 98 % (vel < 40 m/s)	Fricción, deformación.

Cadenas de rodillos	95 a 98 % (vel < 520 fpm)	Fricción, vibración, desgaste por impacto.
Engranajes	85 a 90 % (vel < 300 m/s)	Fricción, deslizamiento, vibración.

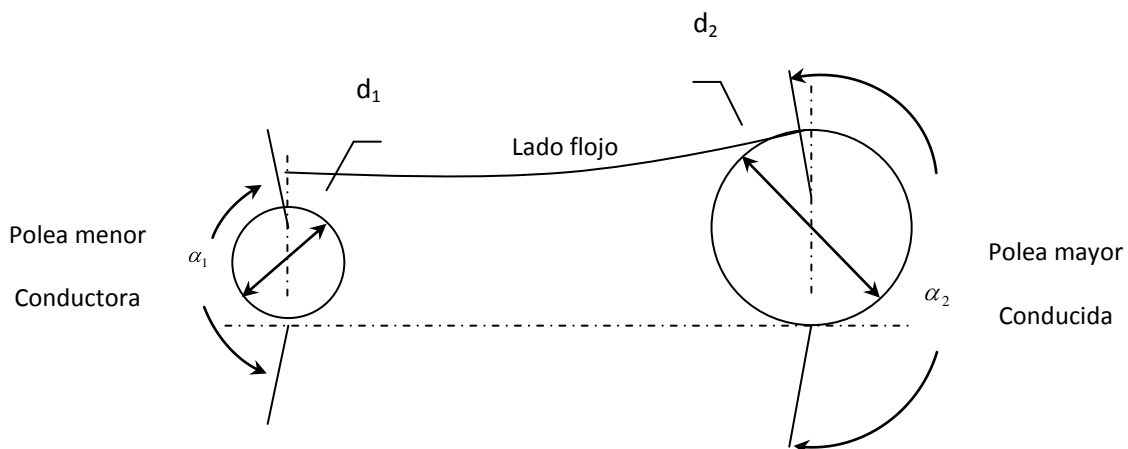
2.4.- TRANSMISIÓN DE POTENCIA FLEXIBLES.

2.4.1.- Bandas y poleas.

Las transmisiones por bandas o correas se caracterizan por su forma especialmente sencilla, marcha silenciosa y una considerable capacidad de absorber elásticamente los choques. Sus componentes tienen generalmente un precio reducido, de aproximadamente el 63% de las transmisiones por engranajes cilíndricos, sin embargo las dimensiones de las ruedas son mayores, así como las distancias entre centros y la carga sobre los cojinetes, la poca duración de las bandas las cataloga como una transmisión de mediana durabilidad y existe deslizamiento elástico durante el funcionamiento de la transmisión.

Son transmisiones por fricción y flexibles, lo que le permite transmitir el movimiento de la polea conductora a la conducida, con la potencia deseada, gracias a la fuerza de rozamiento que surge en el contacto entre la polea y correa dado por el tensado de esta última.

La transmisión de este tipo más sencilla consta de una polea conductora, una polea conducida y una banda o correa montada con tensión sobre las poleas, que transmite la fuerza circunferencial por rozamiento.



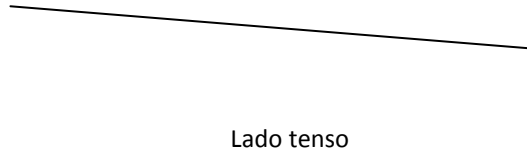


Figura 5. Esquema de una transmisión por bandas y poleas.

En este arreglo (Figura 5), el lado menos tensado se encuentra en la parte superior, lo cual es conveniente en transmisiones por enlace flexible que tienen grandes distancias entre centros, pues el propio peso del ramal hace que la correa caiga sobre la polea, aumentando el ángulo de contacto en la polea menor, en donde siempre será menor el ángulo de contacto es en la polea mayor para transmisiones como se muestra en el esquema.

Potencia. Los valores de las potencias transmisibles con este tipo de transmisión van desde valores muy pequeños hasta medios (0.4 Hp hasta 67 Hp); no obstante, pueden llegar a transmitir hasta 2012 Hp con transmisiones de gran tamaño y varias correas, correas multi-V o planas de gran ancho.

Velocidad. La alta velocidad de la correa caracteriza a estas transmisiones, generalmente las velocidades máximas pueden variar para cada tipo de correa (Tabla 7).

Tabla 7. Velocidades máximas dependiendo del tipo de banda.

Tipo de Banda	Velocidades (m/s)
Planas tradicionales	< 50
Planas especiales sinfín	< 25
Trapeciales normales	< 25

Trapeciales estrechas	< 30
-----------------------	------

El límite superior de las velocidades se determina por el deterioro en las condiciones de funcionamiento de las correas, debido al incremento de las fuerzas centrífugas y el calentamiento, lo que produce una brusca reducción de la vida útil y de la eficiencia de la transmisión.

Eficiencia. La eficiencia en bandas planas y dentadas puede ser de un 98% y en bandas trapeziales se encuentra entre el 94-96%.

Razón de transmisión. Por lo general se emplean razones de transmisión cinemática de hasta 4 y 5, aunque pudiera llegarse incluso hasta 10 ó 15. No se recomiendan razones de transmisión muy elevadas porque las dimensiones exteriores aumentan considerablemente y disminuye el ángulo de contacto en la polea menor en ausencia de rodillos tensores y esquemas semejantes al de la Figura 5.


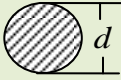

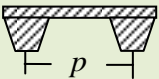
2.4.1.1.- Clasificación de bandas o correas.

Comercialmente, las bandas se clasifican en bandas transportadoras y bandas de transmisión de potencia. Estas últimas se subdividen a su vez en bandas planas, redondas, trapezoidales (en V) y dentadas (sincronizadoras). Las bandas se pueden clasificar de acuerdo a los siguientes aspectos:

1. **Según la sección transversal de la correa.** En la Tabla 8, se muestran las características de las bandas de este tipo utilizadas para la transmisión de potencia [24].

Tabla 8. Tipos de Bandas o Correas.

Tipo de banda	Figura	Junta	Intervalo de tamaños	Distancia entre centros
---------------	--------	-------	----------------------	-------------------------

Plana		Si	$t = \left\{ \begin{array}{l} 0.03 - 0.20in \\ 0.75 - 5mm \end{array} \right\}$	No hay límite superior
Redonda		Si	$d = 1/8 - 3/4 in$	No hay límite Superior
Trapezoidal o en V		Ninguna	$b = \left\{ \begin{array}{l} 0.31 - 0.91in \\ 8 - 19mm \end{array} \right\}$	Limitada
Dentada ó Reguladora		Ninguna	$p = 2mm \text{ y mayor}$	Limitada

2. Según el empalme de los extremos.

- Bandas engrapadas.
- Bandas pegadas.
- Bandas cosidas.
- Bandas sinfín.

2.4.1.2.- Poleas.

Las poleas son ruedas que tienen el perímetro exterior diseñado especialmente para facilitar el contacto con cuerdas o correas. Su utilidad se centra en que fungen como impulsor de bandas para transmisión de movimiento giratorio entre dos ejes distantes; permitiendo aumentar, disminuir o mantener la velocidad de giro. La podemos encontrar en diversos aparatos o máquinas ya sea como multiplicador de velocidad, caja de velocidades (transmisión) y/o tren de poleas [24].

Las poleas constan de tres partes (Figura 6):

1. **Cuerpo.** Es el elemento que une el cubo con la garganta. En algunos tipos de poleas está formado por radios o aspas para reducir y facilitar la ventilación de las máquinas en las que se instalan.

2. **Cubo.** Es la parte central que comprende el agujero, permite aumentar el grosor de la polea para aumentar su estabilidad sobre el eje. Suele incluir un chavetero que facilita la unión de la polea con el eje o árbol, esto con la finalidad de que ambos giren solidarios.

3. **Garganta o canal.** Es la parte que entra en contacto con la banda o correa y está especialmente diseñada para conseguir al mayor agarre posible. La parte más profunda recibe el nombre de llanta. Puede adoptar distintas formas: plana (Figura 8), semicircular, triangular, etc. dependiendo del tipo de banda a utilizar, la más empleada es la trapezoidal para bandas V (Figura 7).

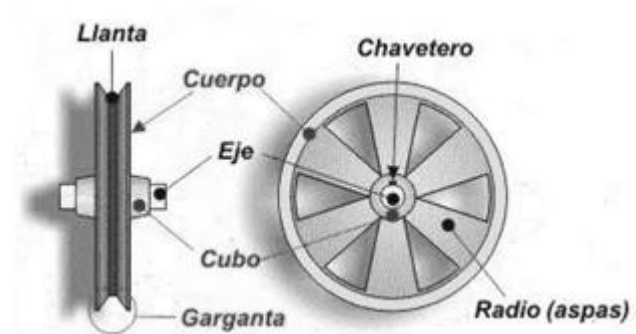


Figura 6. Elemento de poleas.

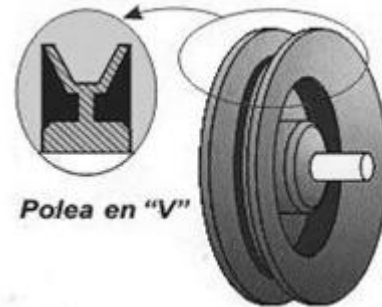


Figura 7. Poleas en trapezoidales.

Las poleas empleadas para la tracción y elevación de cargas tienen el perímetro acanalado en forma de semicírculo (Figura 8), mientras que las empleadas para la transmisión de potencia suelen tenerlo trapezoidal o plano.

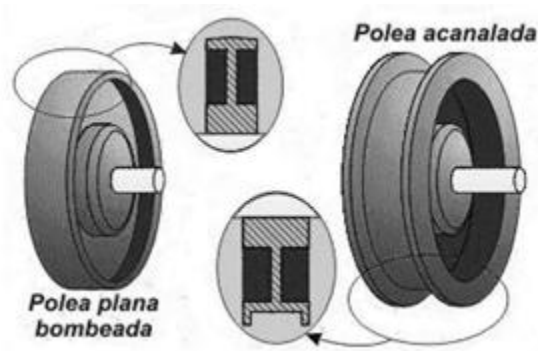


Figura 8. Poleas planas y acanaladas.

2.4.1.3.- Principio de trabajo de transmisión por bandas y poleas.

El principio de trabajo en este tipo de transmisiones se basa en la dependencia analítica que existe entre las tensiones de un hilo flexible que envuelve un cilindro. Esta relación se conoce como la ecuación de Euler, y se expresa de la forma:

$$\frac{S_1}{S_2} e^{f\alpha} = m \quad (2)$$

En esta expresión “ S_1 ” y “ S_2 ” son las fuerzas aplicadas en los extremos del hilo, “ f ” es el coeficiente de rozamiento entre el hilo y el cilindro y “ α ” es el ángulo (en radianes) abrazado por el hilo en el cilindro. La ecuación de Euler se deduce para un hilo flexible, inextensible y sin peso que se desliza por un cilindro fijo. El órgano de tracción de una transmisión por correas se diferencia en mucho de este hilo, por lo que la Ecuación de Euler para el caso de la transmisión por correas da una relación aproximada entre las tensiones de los ramales de la correa. El grado de aproximación depende de la autenticidad de los valores del coeficiente de fricción.

En una transmisión por correas el aumento de la tensión en un ramal de la correa hace que disminuya la tensión en el otro, mientras que la suma de las tensiones se mantiene constante. Esto se define en la Ecuación de Poncelet:

$$S_1 + S_2 = 2S_0 \quad (3)$$

En la ecuación “ S_0 ” es la tensión inicial, igual en ambos ramales antes de iniciar la transmisión de carga. Esta expresión no corresponde totalmente con la realidad, pues generalmente la suma de las tensiones es mayor que $2S_0$, y además no es siempre constante, pues con el aumento de la velocidad crece la fuerza centrífuga y la tensión en los ramales, pero desde el punto de vista matemático ofrece una aceptable solución al análisis de las fuerzas en la correa.

Por otra parte las tensiones en los ramales se relacionan con la fuerza útil que se desea transmitir. Si planteamos una suma de momentos con respecto al centro de la polea se obtiene:

$$S_1 - S_2 = F \quad (4)$$

De esta forma, en una transmisión sin movimiento o trabajando sin carga, las tensiones son iguales en cada ramal e igual a S_0 , pero si se carga la transmisión con una fuerza periférica, las tensiones se distribuyen de la siguiente forma:

$$S_1 = S_0 + \frac{F}{2} \quad S_2 = S_0 - \frac{F}{2} \quad (5)$$

Como se deduce, al iniciar el movimiento en la transmisión se produce un alargamiento en el ramal inferior y un acortamiento en el superior, siendo ambas deformaciones de la misma magnitud, esto nos indica que en la superficie de la polea en contacto con la correa se produce un deslizamiento.

Mientras el mecanismo está funcionando, la velocidad de la banda no es igual en toda su longitud, sino que depende de la deformación de la misma, de manera que en aquellos puntos donde la banda esté más deformada la velocidad será mayor, provocándose así un movimiento deslizante de la banda sobre las poleas.

La banda pasa por las poleas a una velocidad V_1 y de ella con una velocidad V_2 , mientras que en la polea conductora mantiene la velocidad periférica V_1 . En los puntos de contacto, donde las velocidades son diferentes, es donde se produce lo que se conoce como deslizamiento elástico.

$$V_2 = V_1(1 - s) \left[\frac{m}{s} \right] \quad (6)$$

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - s)} \quad (7)$$

Como se deduce en las fórmulas anteriores; debido a la existencia de este fenómeno, el cual se provoca por la sobrecarga del sistema de transmisión, se alteran las velocidades así como la razón de transmisión (u), de ahí la importancia que se le debe dar a la selección de las bandas adecuadas para el trabajo que se requiera hacer. En la Tabla 9 se brindan algunos valores típicos del coeficiente de deslizamiento dependiendo el material de la banda, que resulta útil a la hora de su selección [23].

Tabla 9. Valores típicos del coeficiente de deslizamiento en bandas.

Valores mínimos de S		S
Correas Planas	Caucho, textiles, sintéticos	0.01
	Cuero	0.015
Correas trapeciales	Tejido cord	0.12
	Cordón cord	0.01

2.4.2.- Cadenas y sprockets.

Las primeras cadenas existentes eran las de eslabones de hierro y tal como hoy, no se emplean para la transmisión de potencia entre ejes, sino como elementos de arrastre, sustentación de pesos o amarre. Fue Leonardo D’Vinci en el siglo XV quien inventó la cadena como la conocemos hoy en día, pero no pudo construirla por falta de tecnología; en 1850 apareció la cadena Galle de pines y eslabones, la cual se desgastaba fácilmente, pero no fue sino hasta 1880 que Hans Renold la perfeccionó, utilizando rodillos endurecidos [26]. Esto constituyó un hecho revolucionario para el diseño de transmisiones de potencia.

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia que se fabrica con una serie de eslabones que se unen mediante pernos (Figura 9). El diseño proporciona flexibilidad mientras permite que la cadena transmita fuerzas de tensión cuya magnitud es considerable. Cuando transmiten potencia entre ejes o flechas que giran, la cadena activa ruedas dentadas que se enlazan, conocidas como sprockets [21].

Las transmisiones por cadenas son las más empleadas cuando se demanda grandes cargas en los accionamientos con alta eficiencia y sincronismo de velocidad en los elementos de rotación.

Existe una amplia gama de tipos de cadenas donde se destacan de manera significativa las cadenas de rodillos, esto se debe a que son elementos altamente eficientes y versátiles de transmisión de potencia. En el campo de las aplicaciones industriales este tipo de cadena ha sido empleado en contraposición a otras de su gama.

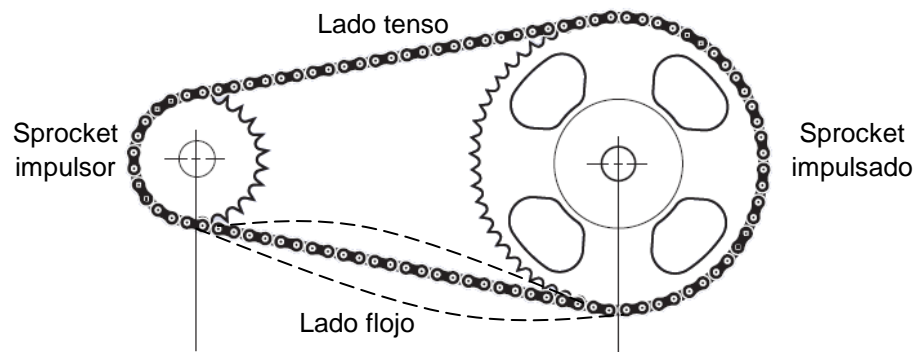


Figura 9. Impulsor de cadena de rodamientos.

Debido al extendido uso de las transmisiones por cadenas de rodillos, sus componentes son de los elementos de máquinas más normalizados internacionalmente. El Instituto Nacional Americano de Estandarización (ANSI, por sus siglas en inglés), estandarizó las cadenas de rodillos con respecto a sus tamaños [21].

2.4.2.1.- Clasificación de cadenas.

Se clasifican en dos grupos:

1. **Cadenas de tracción.** Trabajan a velocidades medias (2-4 m/s), se componen de bridas de forma sencilla y ejes con casquillos o sin éstos, también se emplean cadenas abiertas. En estas cadenas son típicos los pasos grandes, pues casi siempre tienen una gran longitud e interaccionan con ruedas de cadena de grandes proporciones.

2. **Cadenas impulsoras.** Trabajan con altas velocidades, se ejecutan con pasos menores para reducir las cargas dinámicas, y con pasadores resistentes al desgaste para asegurar la duración necesaria.

2.4.2.2.- Tipos de cadenas.

La cadena constituye el elemento principal de la transmisión y define la seguridad así como la duración de todas; se constituyen de eslabones unidos articuladamente. Algunos de esos tipos son los siguientes:

- **Cadenas de rodillos.** Las cadenas de rodillos están formadas por una serie de piezas de revolución, que actúan como cojinetes, estando situado cada conjunto a una distancia precisa del otro mediante piezas planas llamadas placas o bridas. El conjunto cojinete está formado por un pasador y un casquillo sobre el que gira el rodillo de la cadena. El pasador y el casquillo se recomienda que se cementen para permitir el trabajo de la articulación bajo presiones elevadas, y para soportar la carga y la acción de engrane impartida a través de los rodillos de cadena. Los rodillos sustituyen el rozamiento de rodadura y permiten reducir el desgaste de los dientes de la rueda y los pasadores de los eslabones. Los pasadores (ejes) de las cadenas se someten al remachado, por lo que sus eslabones no son desmontables. Los extremos de las cadenas se unen por eslabones de unión. En ocasiones es necesario emplear cadenas con un número impar de eslabones, en este caso se utilizan eslabones especiales de transición, que son menos resistentes que los principales, por lo que se recomienda el uso de cadenas con número par de eslabones.
- **Cadenas de rodillos con bridas curvas o de eslabones acodados.** Se arman de eslabones iguales, semejantes al eslabón de transición. Debido a que las bridas trabajan a flexión, por lo tanto, poseen una alta flexibilidad, se emplean para cargas dinámicas y baja velocidad, es decir para choques, y trabajo con inversiones frecuentes. Este tipo de transmisión suele emplearse en accionamientos que trabajan a la intemperie, con carga de trabajo elevada como tambores rotatorios, equipos de excavadoras, etc.
- **Cadenas de rodillos de paso largo.** Utilizan pasadores, casquillos y rodillos de cadenas de paso corto, pero tienen bridas de paso doble. Estas cadenas se reservan para aplicaciones menos exigentes que las demandas en las cadenas equivalentes de paso corto, son particularmente útiles en aplicaciones de baja velocidad en transmisiones con grandes distancias entre centros de ruedas, donde debe minimizarse el costo y el peso de la máquina. Se aplican en equipos agrícolas y maquinaria de embalaje.
- **Cadenas de casquillos.** Estructuralmente coinciden con las cadenas de rodillos, pero no tienen este último elemento, lo que abarata la cadena y reduce su masa. Estas cadenas se hacen de pasos pequeños y se emplean mucho en accionamientos de equipos de transporte como automóviles, motos, etc [21].

2.4.2.3.- Características de las cadenas.

- La especificación de la cadena en relación a su capacidad para transmitir potencia considera tres modos de falla: fatiga de las placas de los eslabones por aplicación sucesiva de la tensión en el lado flojo de la cadena, impacto en los rodamientos conforme se enlazan en los dientes de la rueda dentada y raspaduras entre los pernos de cada eslabón y los bujes en los pernos.
- La vida útil especificada es de 15,000 horas aproximadamente.
- Las variables importantes son el tamaño y velocidad de giro de la rueda dentada más pequeña así como las características geométricas principales que son el paso (distancia lineal entre los centros de los rodillos) y el ancho (espaciamiento entre las placas de eslabón interiores) (Figura 10), con estas magnitudes se realiza la selección de la cadena.

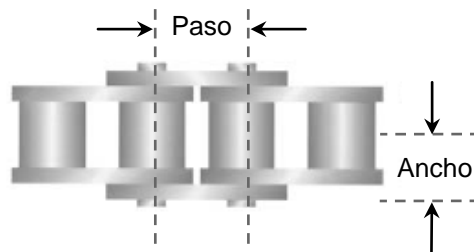


Figura 10. Parte de una cadena de rodillos.

- Las cadenas se fabrican de hilos sencillos, dobles, triples y cuádruples (Figura 11).
- Todas las especificaciones corresponden a un solo tramo de cadena; si bien hilos múltiples incrementan la capacidad de potencia, no proporcionan un múltiplo directo de la capacidad de un solo hilo, por lo tanto es necesario multiplicarlo por los factores correspondientes.

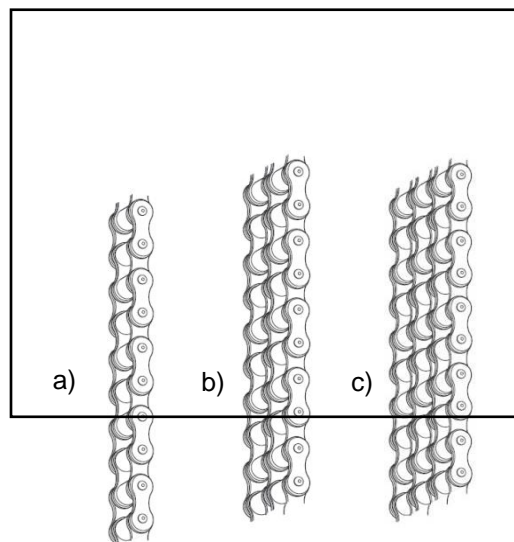


Figura 11. Cadenas a) Sencilla, b) Doble, c) Triple.

- La lubricación es fundamental para la operación satisfactoria de un impulsor de cadena. Los fabricantes recomiendan el tipo de método de lubricación para combinaciones particulares de tamaño de cadena en los catálogos de fabricantes.
- Una cadena está constituida por los siguientes elementos mostrados en la Figura 12.

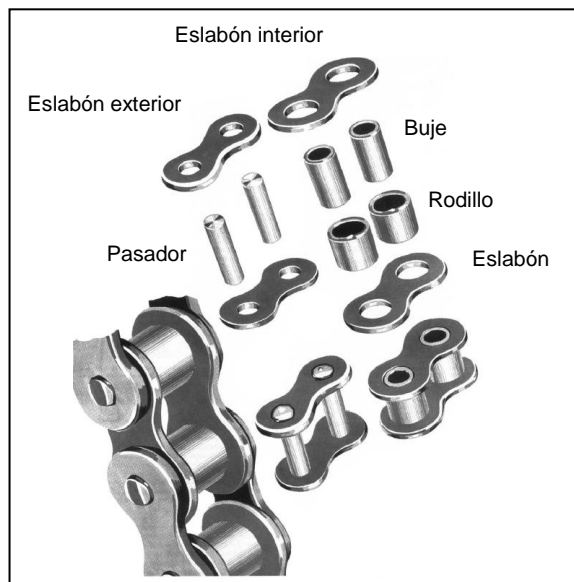


Figura 12. Elementos de una cadena de rodillos. [22]

- Eslabones planos o chavetas: son las piezas laterales con dos lóbulos perforados a una distancia constante conocida como paso (p); siempre vienen por pares y en dos tamaños distintos, siendo los internos ligeramente más anchos que los externos. Los eslabones están sometidos a esfuerzos normales a tensión bajo fatiga.
- Rodillos: elementos tubulares que hacen contacto directo con los dientes de los sprockets por lo que están sometidos a esfuerzos superficiales y desgaste; también mantienen el espaciamiento en los eslabones.
- Bujes o casquillos: están situados entre los rodillos y los pasadores, permitiendo la rotación relativa entre las piezas y evitando el desgaste de pasadores y rodillos.
- Pines o pasadores: transmiten la tensión de la cadena entre eslabones por lo que están sometidos a esfuerzos cortantes bajo fatiga.

- Tipos de uniones: para unir o cerrar las cadenas resultan indispensables unos elementos denominados uniones. Se fabrican en dos tipos distintos y no son más que eslabones de construcción especial.

a) Al primer tipo se le conoce como unión simple, este tipo de unión es el más utilizado y siempre en cadenas con un número par de eslabones.

Cuando la transmisión es de servicio pesado son aconsejables uniones que vienen de fábrica para ajuste a presión, es decir, cuyos pasadores entran a presión en los huecos de las chavetas ver Figura 13a.



a)

b)

c)

Figura 13. Tipos de uniones de cadenas. a) Unión simple de “clin”.

b) Existen otras uniones que son las de tipo de ajuste deslizante, es decir, aquellas en las que los pasadores entran fácilmente empujados con la mano dentro de los huecos de las chavetas, como se muestra en la Figura 13b.

c) El tercer tipo es el candado, estribo o unión acodada, que además de servir como unión también sirve para agregarle o quitarle a la cadena un solo eslabón o sea un solo paso, ya que con la unión simple es forzoso agregar o quitar dos eslabones o un número siempre par de eslabones cuando se quiere alargar o acortar la cadena ver Figura 13c.

2.4.2.4.- Lubricación de cadenas.

La lubricación juega un papel fundamental en el funcionamiento de las transmisiones por cadenas, esta puede ser periódica o continua, en función de la velocidad de la cadena y de la potencia transmitida. A continuación se describen los cuatro tipos de lubricación básicos para accionamientos de cadenas.

1. **Operación manual.** Este tipo de lubricación se realiza periódicamente con brocha o aceitera, el volumen y frecuencia debe ser suficiente para mantener la cadena húmeda de aceite y permitir la penetración de lubricante entre las piezas de la cadena. En este procedimiento, el lubricante se introduce en los espacios debiendo resistir la tendencia a gotear o escurrirse, como a ser expulsado por efecto de la fuerza centrífuga cuando la cadena está en movimiento.

2. **Lubricación por goteo.** Las gotas se dirigen entre los extremos de las placas de los eslabones desde un lubricador de goteo. El volumen y la frecuencia deben ser suficientes para permitir la penetración del lubricante entre las piezas de la cadena.

3. **Lubricación por baño o disco.** El ramal inferior de la cadena se mueve a través de un depósito de aceite en una guardacadena. El nivel de aceite debe cubrir la cadena en su punto más bajo estando en funcionamiento. Para la lubricación por disco se usa un baño de aceite, pero la cadena funciona por encima del nivel de aceite. Un disco recoge aceite del depósito y lo coloca encima de la cadena, normalmente mediante un recipiente.

4. **Lubricación por chorro de aceite.** Se dirige hacia la cadena un suministro continuo de aceite desde una bomba o un sistema de lubricación central. Es importante asegurar que las líneas conductoras de aceite estén alineadas con los extremos de las placas de la cadena, además, la

línea debe situarse de tal modo que el aceite caiga sobre la cadena justo antes de que engrane con el piñón motriz, con esto se asegura que el aceite es centrifugado en toda la cadena y ayuda a disminuir el impacto del rodillo con el diente del piñón. Cuando la cadena se lubrica adecuadamente se forma una cuña de lubricante entre las partes de la cadena y se minimiza el contacto metal – metal. La lubricación con chorro de aceite da también una refrigeración efectiva y un amortiguamiento de impacto a altas velocidades.

En general, los accionamientos de cadenas deben lubricarse empleando aceite con base de petróleo de buena calidad, no detergente. Los aceites pesados y grasas son generalmente demasiado densos para introducirse entre las superficies de trabajo de la cadena y no deben emplearse. La viscosidad del aceite recomendado para la lubricación de transmisiones por cadenas a diferentes temperaturas de trabajo se muestra en la Tabla 10 [22, 26].

Tabla 10. Tipo de lubricación según su temperatura de operación.

Temperatura ambiental Grados Centígrados (°C)	6 a 5	5 a 38	38 a 49	49 a 60
Viscosidad recomendada Grado SAE del aceite lubricante	SAE 20	SAE 30	SAE 40	SAE 50

2.4.2.5.- Sprockets (piñón o corona).

Es una rueda dentada en la cual engrana o calza la cadena para transmitir la fuerza al eje. Lo característico de la forma del diente es su fondo en medio círculo para que en este sienten los rodillos de la cadena, se le conoce como piñón al sprocket pequeño, mientras que al de mayor tamaño se le conoce con el nombre de corona. Para especificar un sprocket basta suministrar el paso de cadena correspondiente (p) y el número de dientes (N).

El número mínimo de dientes del sprocket pequeño no está dado por el ángulo de contacto con la cadena (como en bandas) puesto que se verifica una transmisión de potencia positiva (sin deslizamiento) del diente al eslabón.

El factor limitante es un fenómeno conocido como variación tangencial de velocidad, que consiste en una velocidad lineal no uniforme (a pesar que el eje impulsor tenga velocidad constante) debido a que el sprocket semeja cinemáticamente a un polígono, de modo que el radio de giro no es constante.

La relación de velocidad máxima debe de ser 1:7, aunque son factibles relaciones más altas. Se pueden utilizar dos o más fases de reducción para obtener relaciones más altas.

El arco de contacto de la cadena en la rueda dentada más pequeña no debe de ser menor a 120° .

La distancia central entre los ejes de la rueda dentada debe ser de entre 30 y 50 pasos aproximadamente.

A menor número de dientes, la variación de la velocidad será mayor, produciendo un fenómeno de cabalgadura de la cadena por vibración elevada, y en ciertos casos, se puede generar una onda estacionaria que conlleva a una autodestrucción de la transmisión por efecto de resonancia mecánica. Es por esto que a operaciones uniformes con velocidad moderada se recomienda un mínimo de 17 dientes con una potencia menor de 100 Hp (Tabla 11).

Tabla 11. Número mínimo de dientes según su velocidad.

No. Dientes	Velocidad
12	Baja
17	Media

Se debe entender por velocidad baja de cadena una menor a los 2 m/s y por velocidad alta cuando se superan los 20 m/s.

Un detalle importante a la hora del diseño de la transmisión es que seleccionando un número impar de dientes en el sprocket pequeño y un número par en el sprocket mayor se asegura que la frecuencia del contacto entre un diente y un rodillo sea mínima, lo que origina una mejor distribución del desgaste.

2.4.2.6.- Clasificación de la transmisión de potencia por medio de cadenas y sprockets.

La clasificación de las cadenas está basada en dos aspectos fundamentales:

1. De acuerdo al tipo de cadena que se emplee:

- De rodillos.
- De casquillos.
- Dentadas.
- Abiertas o Vaucanson.

2. De acuerdo al trabajo que realizan:

- Tracción que sirve para mover cargas en las máquinas transportadoras.
- Transmisión de energía mecánica de un árbol o eje a otro.

Las transmisiones por cadenas se emplean fundamentalmente, en accionamientos con árboles dispuestos a mayor distancia entre centros que los engranajes de ruedas cilíndricas con ejes paralelos. Para relaciones de transmisión hasta seis, aunque pudieran emplearse como máximo hasta diez, tienen una eficiencia del 97-98% y en su funcionamiento no se manifiesta el deslizamiento. Su duración es menor que la de los engranajes debido al desgaste en las articulaciones de las cadenas, lo que también impone regímenes de lubricación específicos según la velocidad lineal de trabajo de la cadena. Comparando las transmisiones por cadenas de rodillos con las transmisiones por engranajes cilíndricos, el costo de inversión inicial es aproximadamente el 85% de estas últimas.

Durante el funcionamiento de las transmisiones por cadenas de rodillos se pueden producir diferentes fallos, pueden ser: desgaste en la articulación, que provoca un alargamiento de la cadena y su engrane incorrecto con las ruedas.

La rotura por fatiga de los agujeros de las bridas, es el fallo más frecuente en transmisiones que trabajan a altas velocidades y muy cargadas, en cárteres cerrados con buena lubricación.

El resbalamiento de los ejes y casquillos de las bridas en los sitios de su montaje a presión, esto se relaciona con la falta de calidad de fabricación.

- Picadura y agrietamiento de los rodillos.
- Desgaste de los dientes de las ruedas.

Todos estos fallos provocan una pérdida de potencia apreciable debido a los impactos y al mal funcionamiento de la transmisión, pero el criterio más generalizado es que el desgaste en la articulación de la cadena, es el que determina la capacidad de carga en este tipo de transmisión.

Los cálculos de capacidad de carga más usados en transmisiones por cadenas son tres: según la fuerza útil que puede transmitirse, según la presión específica que puede soportar la articulación y según la potencia útil que puede transmitir.

El determinar la durabilidad de las transmisiones por cadenas es un cálculo de referencia, ya que es en extremo difícil determinar con exactitud cuánto tiempo puede trabajar sin deteriorarse una transmisión. Los factores que influyen en el proceso de desgaste de las articulaciones son muy diversos. Pero este cálculo no deja de ser muy útil a la hora de diseñarlas.

Generalmente, el criterio que se toma en cuenta es el aumento del paso en la cadena hasta el punto en que puede ocurrir el salto de la cadena por encima de la rueda. Es admisible un estiramiento en la cadena del 3% de su longitud inicial. Por consiguiente, este criterio toma en cuenta la norma de desgaste admisible, las condiciones de lubricación, la limpieza de la transmisión, el tipo de cadena y el dinamismo de carga.

Para aumentar la duración de una transmisión se debe bajar el dinamismo de carga, esto se logra con la disminución del paso, el aumento del número de dientes de la rueda motriz y la distancia entre centros. También puede lograrse con el empleo de mayor número de hileras y por supuesto mejores condiciones de lubricación y limpieza. Se considera la duración de una transmisión aceptable si es superior a la duración mínima de referencia de 5000 horas [21, 23-25,27].

2.-DEFINICIÓN Y CONCEPTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	52
2.1.- MÁQUINAS SIMPLES.....	52
2.2.- MÁQUINAS COMPUESTAS.....	53
2.3.- GENERACIÓN Y TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	55
2.3.1.- Consideraciones para la selección de fuentes y transmisiones de potencia.	58
2.3.2.- Eficiencia de transmisión de potencia.....	59
2.4.- TRANSMISIÓN DE POTENCIA FLEXIBLES.....	61
2.4.1.- Bandas y poleas.....	61
2.4.1.1.- Clasificación de bandas o correas.....	63
2.4.1.2.- Poleas.....	64
2.4.1.3.- Principio de trabajo de transmisión por bandas y poleas.....	66
2.4.2.- Cadenas y sprockets.....	68
2.4.2.1.- Clasificación de cadenas.....	69
2.4.2.2.- Tipos de cadenas.....	70
2.4.2.3.- Características de las cadenas.....	71
2.4.2.4.- Lubricación de cadenas.....	74
2.4.2.5.- Sprockets (piñón o corona).....	75
2.4.2.6.- Clasificación de la transmisión de potencia por medio de cadenas y sprockets.....	77

Índice de Figuras

Figura 5. Esquema de una transmisión por bandas y poleas.....	62
Figura 6. Elemento de poleas.....	65
Figura 7. Poleas en trapezoidales.....	65
Figura 8. Poleas planas y acanaladas.....	65

Figura 9. Impulsor de cadena de rodamientos.

Figura 10. Parte de una cadena de rodillos.

Figura 11. Cadenas a) Sencilla, b) Doble, c) Triple.

Figura 12. Elementos de una cadena de rodillos. [22] ..

Figura 13. Tipos de uniones de cadenas. a) Unión sim
 b) Unión simple de “pinar”, c) Candado, estr

Índice de Tablas

Tabla 2. Clasificación de movimientos y mecanismo
 maquinaria.

Tabla 3. Mecanismos útiles en el diseño de maquinaria

Capítulo III

Tabla 4. Ejemplos de mecanismos de transmisión
 Tabla 7. Velocidades máximas dependiendo del tipo
 Tabla 8. Tipos de Bandas o Correas.

Tabla 9. Valores típicos del coeficiente de deslizamier
 Tabla 10. Tipo de lubricación según su temperatura d
 Tabla 11. Número mínimo de dientes según su velocid

3.1.- INTRODUCCIÓN A LA PROPUESTA DE DISEÑO.

En la actualidad se han estado promoviendo nuevas regulaciones ambientales para tratar de evitar la remoción de la paja de trigo por medio de la quema, por lo que debe prestarse un interés cada vez mayor a encontrarle utilidad a este residuo; la que se recomienda en esta investigación es su utilización como parte de la alimentación de ganado bovino, después de ser debidamente procesada en pro del aumento de su valor nutrimental.

En el Valle de Mexicali, el ciclo pasado se cosecharon aproximadamente 100,000 has de trigo con un rendimiento promedio de 5 ton/has, lo que representa una producción potencial de 125,000 toneladas de paja. Debido a las características nutrimentales de la paja y a su pobre nivel de digestibilidad, las cuales provocan una serie de efectos asociativos que influyen negativamente en el valor de la energía neta de la dieta cuando son incluidas en las raciones, hacen que ésta sea muy poco utilizada para incluirse en las dietas para ganado de engorda y que su uso sea prácticamente inexistente en dietas para ganado lechero.

Recientemente se intensificó la búsqueda de alternativas para el uso de estas fuentes de alta disponibilidad como forraje para ganado. En ese sentido se han probado diversos procesos, (Figura 14) entre los cuales destaca el proceso mecánico llamado maceración, el cual simula la masticación del animal y ha demostrado que produce cambios en la integridad estructural y la densidad de la fracción fibrosa del forraje (Figura 15), suficientes para permitir un mayor acceso de las enzimas fibrolíticas, estos cambios dan como resultado una mejora en la digestión de la fibra y un aumento en el consumo de alta densidad energética, provocando así el escenario ideal para cubrir las necesidades del ganado de engorda: **ofrecer máxima energía y mínima fibra sin causar trastornos metabólicos.**

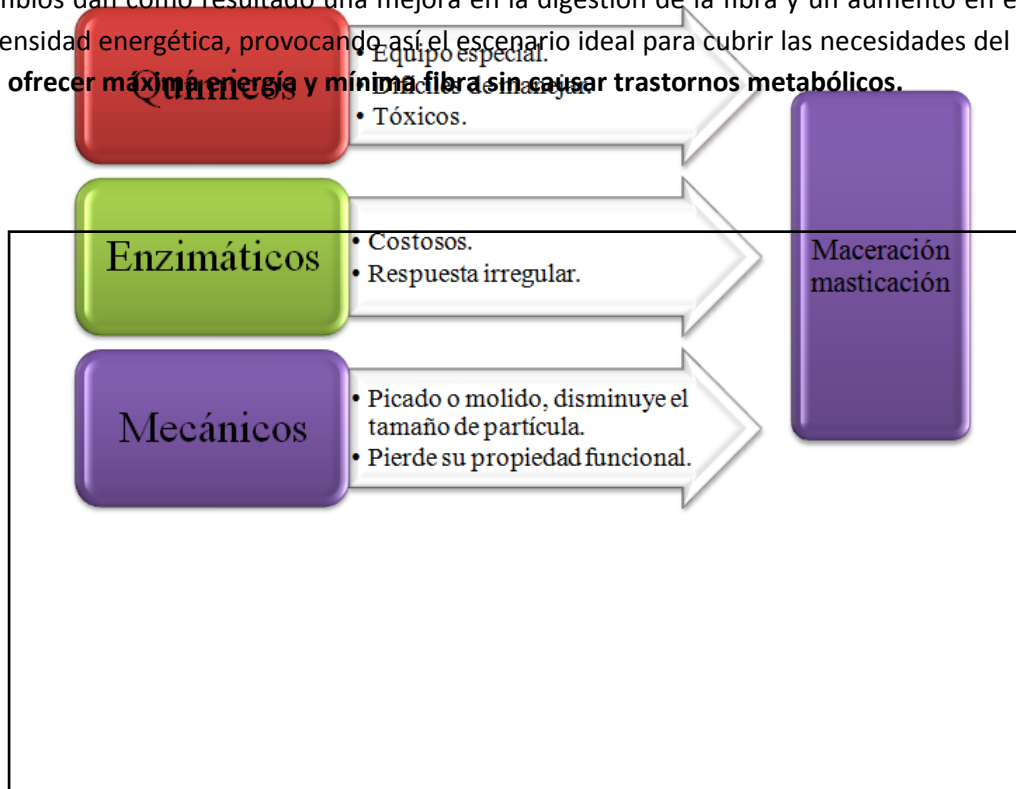


Figura 14. **Procesos para lograr un mayor porcentaje de nutrientes digestibles [2].**

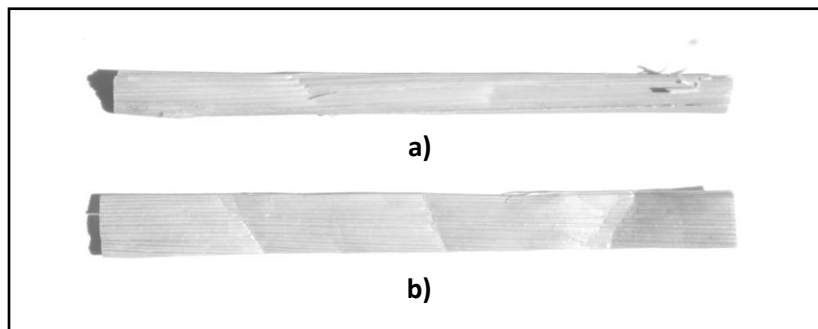


Figura 15. **Paja de arroz a) Antes de la maceración
b) Después de la maceración.**

Para mejorar las propiedades y valor nutricional de la paja mediante un proceso mecánico y así poder ser digerida por los rumiantes, se diseñó una máquina especial creada para simular el efecto de la masticación, este prototipo se construyó en el Rancho San Francisco, ubicado en el Km. 7 carretera Mexicali - San Felipe en el Estado de Baja California.

El mecanismo consta de un desgarrador, dos pares de rodillos corrugados, una banda alimentadora y una banda recolectora para transportar el producto macerado, como se muestra en la Figura 16.

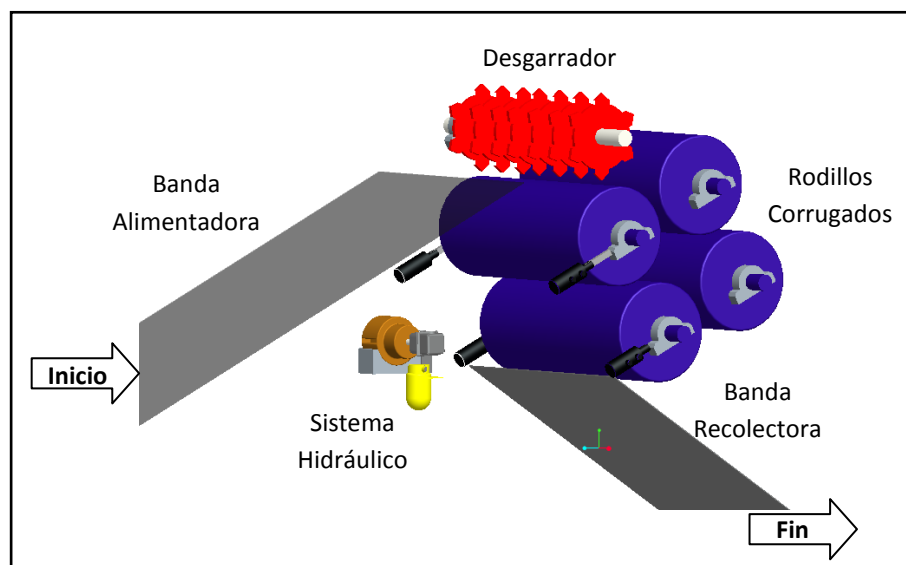


Figura 16. **Sistemas integrados de la máquina maceradora.**

3.2.- DESCRIPCIÓN DETALLADA DE CADA UNA DE SUS PARTES.

El proceso inicia conduciendo el material por medio de una banda transportadora hacia el desgarrador; como se muestra en la Figura 17, esta banda es suministrada manualmente con la cantidad requerida para la dieta para el ganado, las dimensiones de la banda surtir una paca de forraje sin complicaciones.



en la Figura 17, esta cantidad suministrada para la elaboración de la dieta correspondiente teniendo las dimensiones necesarias para forraje sin

Figura 17. **Banda alimentadora.**

El material se hace pasar por el desgarrador, el cual consta de siete cuchillas sobre un eje rotativo en donde la paja es reducida a una longitud óptima necesaria para evitar un acumulamiento excesivo en los rodillos corrugados y evitar la obstrucción del paso. El desgarrador se encuentra dentro de una tolva para el fácil manejo del material a tratar (Figura 18).



Figura 18. **Desgarrador.**

La máquina incluye dos pares de rodillos corrugados (**1, 2, 3 y 4**) mostrados en la Figura 19; fabricados de acero y paralelos uno con el otro; cada uno de los rodillos está adaptado a un motor (**6 y 7**) por medio de un sistema de transmisión de potencia flexible (cadenas y sprockets) que los hacen girar en direcciones opuestas promoviendo así el flujo del forraje entre ambos. Además se cuenta con un par de

rodillos (2 y 4) ajustados por medio de un sistema hidráulico para regular la presión de trabajo necesaria que asegure el cambio estructural de la paja.

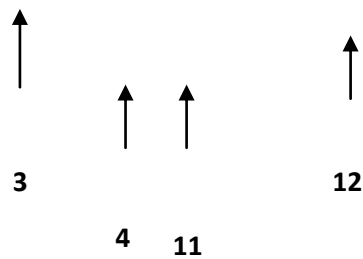
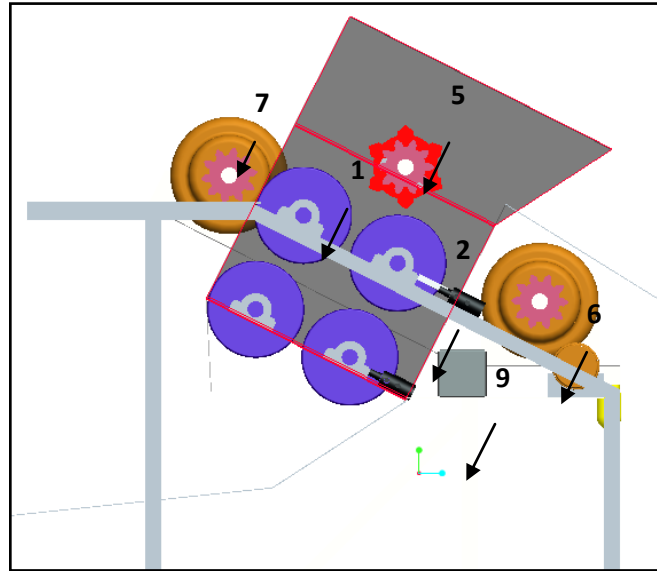


Figura 19. Vista lateral izquierda máquina maceradora.

El sistema hidráulico está conformado por una bomba con una capacidad máxima de 1600 Psi, acoplada a un motor eléctrico de 3 Hp (12) (Figura 19) que gira a 1725 rpm con un mecanismo que permite ajustar manualmente la presión. Para determinar la presión correcta de operación de la máquina maceradora se realizó un muestreo con la paja macerada y diversas presiones, determinándose por medio de experimentación y análisis de resultados que la presión con mejores resultados para el ganado de engorda es de 600 Psi (ver sección 4.1). En los rodillos (2 y 4) de la Figura 19 y 20, se encuentran los pares de pistones (8 y 9) y (10 y 11) respectivamente, éstos se encargan de ejercer la fuerza necesaria

para lograr la maceración de la paja suministrada, la máquina ha sido diseñada para que este proceso se repita en dos ocasiones.

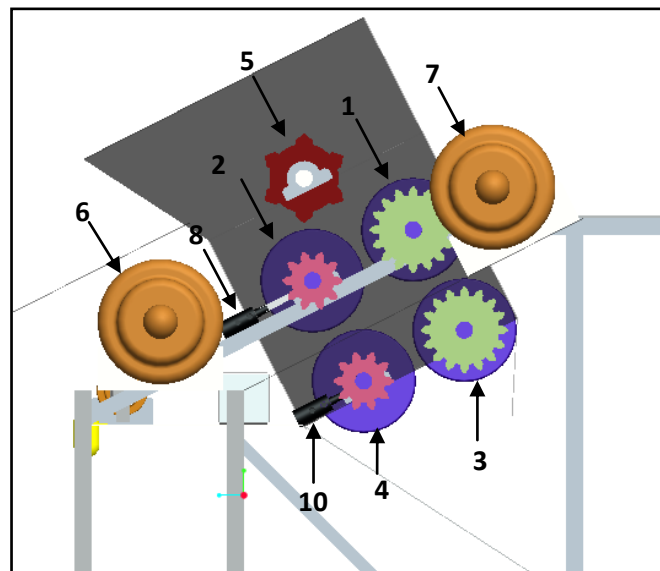


Figura 20. **Vista lateral derecha máquina maceradora.**

En la Figura 21 podemos observar el flujo de material iniciando por la banda alimentadora y finalizando con la banda recolectora que transporta la paja macerada a un molino para dar por terminado el procesamiento del forraje y poder ser utilizado en la elaboración de piensos. Las dimensiones de la máquina se encuentran en los planos del Anexo 1.

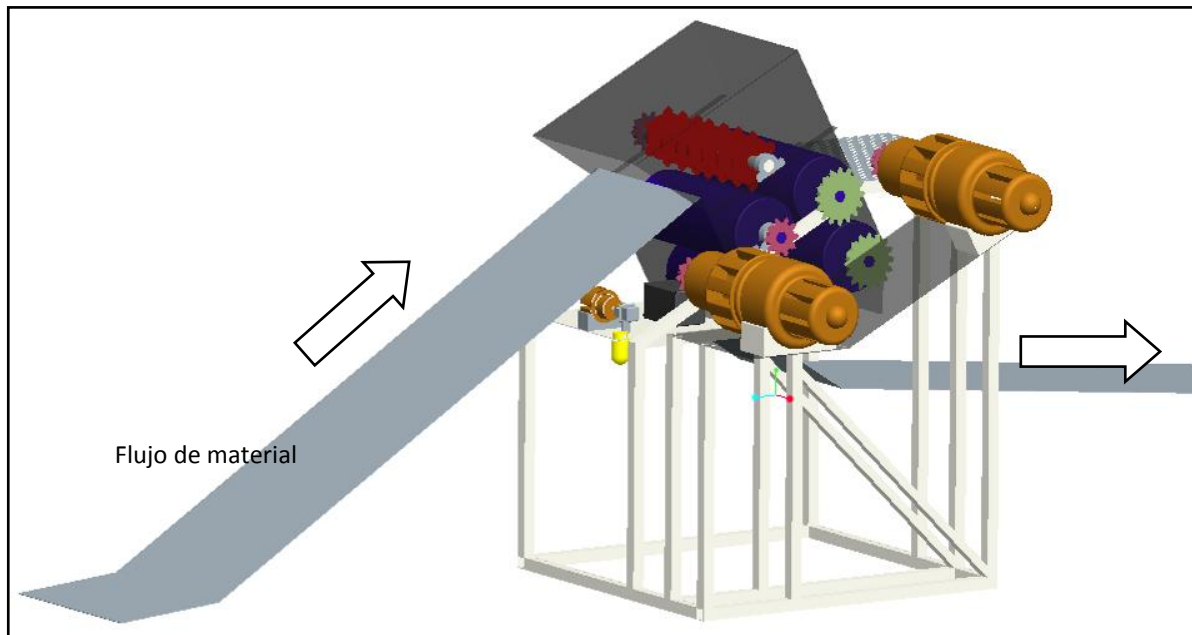


Figura 21. Vista isométrica de la máquina maceradora.

Se tienen cuatro rodillos maceradores de 27 in de largo y 8 in de diámetro los cuales giran encontrados a la par con una diferencia de velocidad de 8 rpm presionando la paja y produciendo a su vez el efecto de maceración, ver Figura 22.

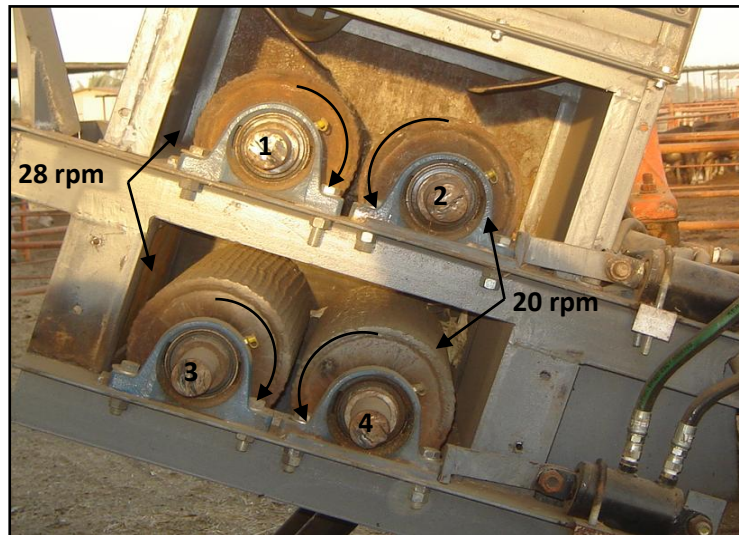
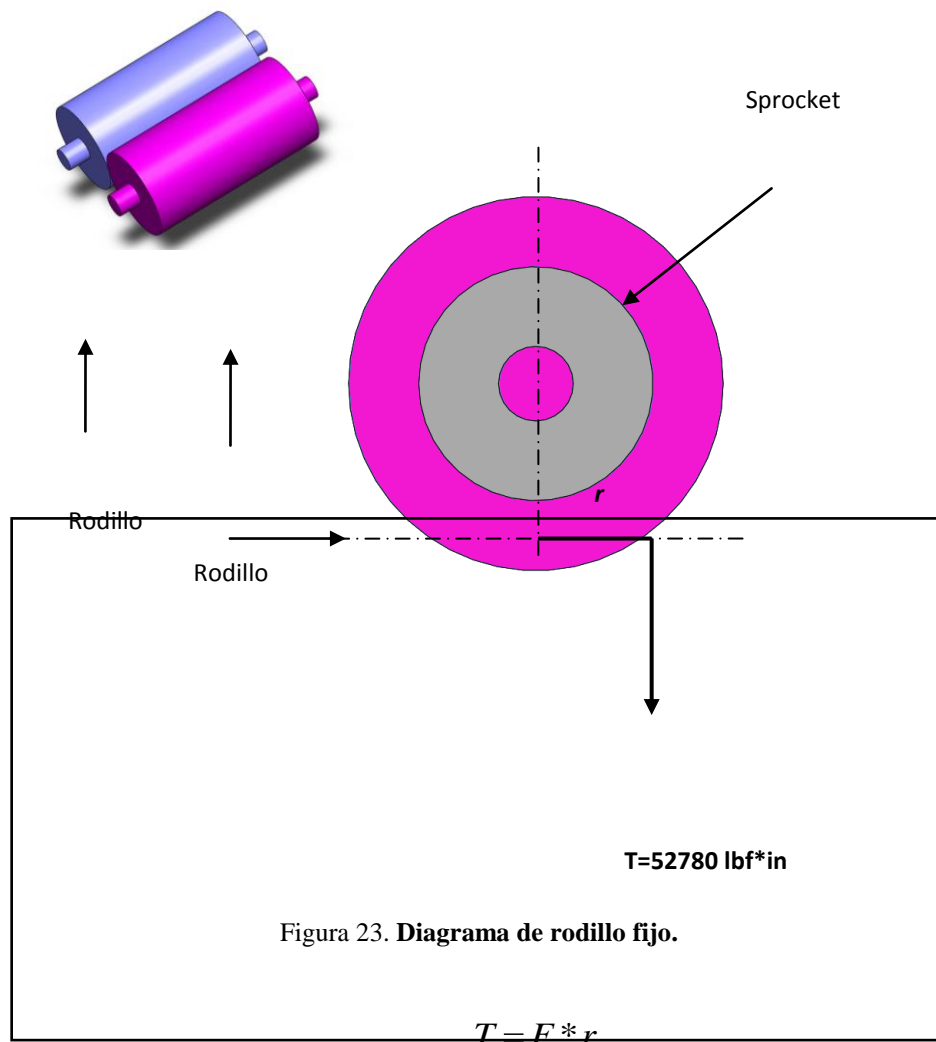


Figura 22. Rodillos maceradores.

3.3.- CÁLCULOS PARA EL MOTOR (7) Y RODILLOS (1 Y 3).

3.3.1.- Cálculo de la potencia requerida para el sistema.

Para obtener la potencia requerida del motor es necesario determinar el par torsor que transmitirá el sistema motriz, ya que se cuenta con la fuerza del sistema hidráulico de 15080 lbf y el radio del sprocket de 3.5 in (Figura 23) se puede deducir:



$$T = (15080\text{ lbf}) * 3.5\text{ in} = 52778.76\text{ lbf} * \text{in}$$

Donde:

T = Par torsor.

F = Fuerza.

r = Radio.

Para medir la velocidad angular se utilizó un tacómetro óptico digital que nos sirvió para calcular la frecuencia [28,29] se utilizó la velocidad angular medida de 28 rpm y se despejó la frecuencia de la ecuación (9).

$$\omega = 2\pi f \quad (9)$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{28\text{ rpm}}{2\pi} = 4.46 \frac{\text{rad}}{\text{min}} \left(\frac{1\text{ min}}{60\text{ seg}} \right) = 0.0743 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

Donde:

ω = Velocidad angular.

f = Frecuencia.

En la Tabla 12 se observa la frecuencia así como el número de vueltas del rodillo macerador por unidad de tiempo; el rodillo gira una vuelta completa en 13.46 segundos.

Tabla 12. Vueltas del rodillo por unidad de tiempo con la frecuencia calculada.

Frecuencia de 0.0743 (rad/Seg)	
Vueltas	Tiempo (Seg)
0.0743	1
1	13.46
2	26.93
3	40.39
4	53.85
4.45	60
5	67.32

Tomando los valores obtenidos del par torsor en la ecuación (8) y la frecuencia en la ecuación (9) se cuenta con los datos completos para obtener la potencia necesaria en el sistema motriz.

$$P = T * 2\pi f \quad (10)$$

$$P = \left(2778.76 \text{ lbf} * \text{in} \right) * 2\pi \left(0.0743 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right) = 24630.09 \frac{\text{lbf} * \text{in}}{\text{seg}}$$

Donde:

P =Potencia.

T =Par torsor.

ω =Velocidad angular.

La equivalencia de $1Hp = 6600 \frac{\text{lbf} * \text{in}}{\text{seg}}$ por consiguiente:

$$24630.09 \frac{lbf * in}{seg} = \left(\frac{1Hp}{6600 \frac{lbf * in}{seg}} \right) = 3.732Hp \quad (11)$$

3.3.2.- Selección de cadenas según ANSI.

El procedimiento de selección de cadenas es muy similar en todas las marcas ya que es un elemento normalizado (ANSI y BS para el sistema inglés y DIN para el sistema métrico); pueden presentarse variaciones mínimas según el fabricante por lo que siempre hay que recurrir al catálogo técnico correspondiente.

Debido a que las máquinas conducidas tienen formas particulares de funcionamiento, se deben prevenir fallas debidas a los golpes, vibraciones o tirones. De forma similar, las máquinas motoras tienen formas particulares de funcionamiento, algunas son más suaves que otras, o tienen un impulso inicial o un giro a tirones. Estas situaciones se consideran a través de un factor de servicio (FS) que aumenta la potencia a transmitir para obtener la potencia de proyecto que considera las características de la máquina y el motor utilizado.

Con los datos obtenidos por la ecuación (11), se determinó que era necesario un motor con una capacidad de 3.732 Hp y una velocidad angular del sprocket conductor de 28 rpm. La potencia de proyecto se calculó con la ecuación (12) y utilizando la Tabla 13 se obtiene un FS=1.5 ya que se requiere un motor eléctrico con tipo de carga muy fluctuante.

Tabla 13. Factores para calcular el factor de servicio compensatorio.

Tipo de carga	Clase de fuente de potencia		
	Motor de combustión interna	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con

	con convertidor hidráulico		embrague o caja mecánica
Uniforme	1.0	1.0	1.2
Fluctuante	1.2	1.3	1.4
Muy fluctuante	1.5	1.5	1.7

$$Pot_{proyecto} = Pot_{diseño} * FS; FS > 1 \quad (12)$$

$$Pot_{proyecto} = 3.732Hp * 1.5 = 5.598Hp$$

Donde:

$Pot_{proyecto}$ = Potencia de proyecto.

$Pot_{diseño}$ = Potencia de diseño.

FS = Factor de Servicio.

Para realizar la selección de la cadena se utiliza la Figura 24, que mediante las revoluciones de $\omega_{conductora} = 28rpm$ y una Potencia de proyecto determinada en la ecuación (12) de 5.598 Hp. La cadena correspondiente es de No.120 [26].

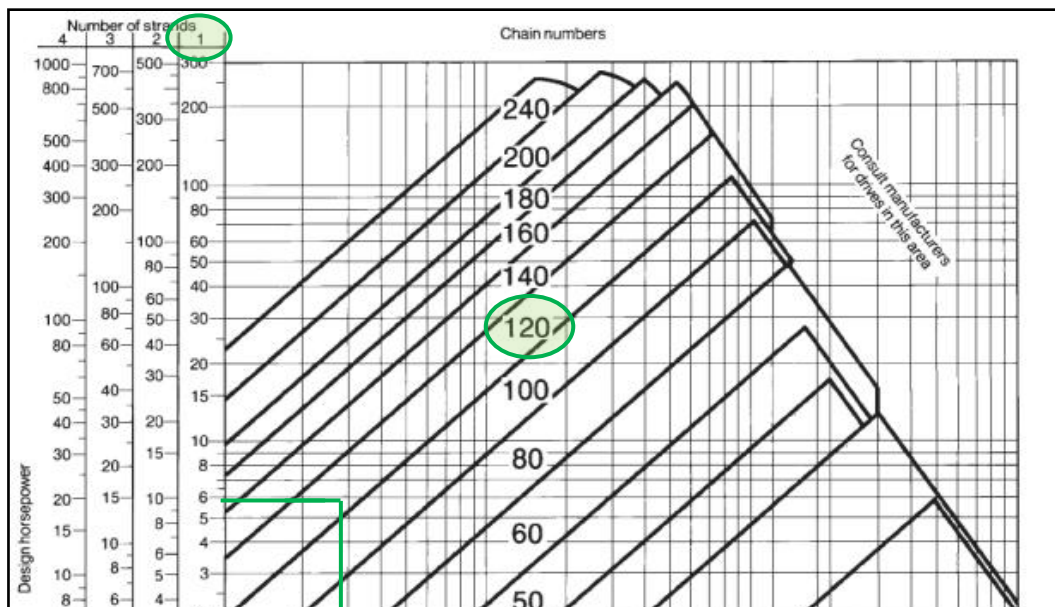


Figura 24. **Selección de número de cadena.**

El número de dientes recomendado para el sprocket conductor se determinó utilizando la Figura 25 de la cadena seleccionada No.120, paso 1 ½" así como los rpm y potencia de proyecto [26].

No. de dientes piñón conductor		RPM DEL PIÑÓN CONDUCTOR																							
		10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
9	1.10	2.52	4.69	8.76	12.6	16.3	23.5	30.5	37.3	43.2	34.3	28.1	23.5	20.1	17.4	15.3	13.5	12.1	10.9	9.92	9.06	8.31	7.67	7.10	6.60
10	1.24	2.82	5.26	9.81	14.1	18.3	26.4	34.2	41.8	49.2	40.1	32.9	27.5	23.5	20.4	17.9	15.9	14.2	12.8	11.6	10.6	9.74	8.98	8.31	7.73
11	1.37	3.12	5.83	10.9	15.7	20.3	29.2	37.9	46.3	54.6	46.3	37.9	31.8	27.1	23.5	20.6	18.3	16.4	14.8	13.4	12.2	11.2	10.4	9.59	0
12	1.50	3.43	6.40	11.9	17.2	22.3	32.1	41.6	50.9	59.9	52.8	43.2	36.2	30.9	26.8	23.5	20.9	18.7	16.8	15.3	13.9	12.8	11.8	10.9	0
13	1.64	3.74	6.98	13.0	18.8	24.3	35.0	45.4	55.5	65.3	59.5	48.7	40.8	34.9	30.2	26.5	23.5	21.0	19.0	17.2	15.7	14.4	13.3	12.3	0
14	1.78	4.05	7.56	14.1	20.3	26.3	37.9	49.1	60.1	70.8	66.5	54.4	45.6	39.0	33.8	29.6	26.3	23.5	21.2	19.2	17.6	16.1	14.9	8.94	0
15	1.91	4.37	8.15	15.2	21.9	28.4	40.9	53.0	64.7	76.3	73.8	60.4	50.6	43.2	37.4	32.9	29.1	26.1	23.5	21.3	19.5	17.0	16.5	0	0
16	2.05	4.68	8.74	16.3	23.5	30.4	43.8	56.8	69.4	81.8	81.3	66.5	55.7	47.6	41.2	36.2	32.1	28.7	25.9	23.5	21.5	19.7	18.2	0	0
17	2.19	5.00	9.33	17.4	25.1	32.5	46.8	60.6	74.1	87.3	89.0	72.8	61.0	52.1	45.2	39.6	35.2	31.5	28.4	25.8	23.5	21.6	19.9	0	0
18	2.33	5.33	9.92	18.5	26.7	34.6	49.8	64.5	78.8	92.9	97.0	79.4	66.5	56.8	49.2	43.2	48.3	34.3	30.9	28.1	25.6	23.5	11.3	0	0
19	2.47	5.64	10.5	19.6	28.3	36.6	52.8	68.4	83.6	98.5	105	86.1	72.1	61.6	53.4	46.8	41.5	37.2	33.5	30.4	27.8	25.5	0	0	0
20	2.61	5.96	11.1	20.7	29.9	38.7	55.8	72.2	88.3	104	114	92.9	77.9	66.5	57.6	50.6	44.9	40.1	36.2	32.9	30.0	27.5	0	0	0
21	2.75	6.28	11.7	21.9	31.5	40.8	58.8	76.2	93.1	110	122	100	83.8	71.6	62.0	54.4	48.3	43.2	39.0	35.4	32.3	29.6	0	0	0
22	2.90	6.60	12.3	23.0	33.1	42.9	61.8	80.1	97.9	115	131	107	89.9	76.7	66.5	58.4	51.8	46.3	41.8	37.9	34.6	16.6	0	0	0
23	3.04	6.93	12.9	24.1	34.8	45.0	64.9	84.0	103	121	139	115	96.1	82.0	71.1	62.4	55.3	49.5	44.6	40.5	37.0	0	0	0	0
24	3.18	7.25	13.5	25.3	36.4	47.1	67.9	88.0	108	127	146	122	102	87.4	75.8	66.5	59.0	52.8	47.6	43.2	39.4	0	0	0	0
25	3.32	7.58	14.1	26.4	38.0	49.3	71.0	91.9	112	132	152	130	109	92.9	80.6	70.7	62.7	56.1	50.6	45.9	41.3	0	0	0	0
26	3.47	7.91	14.8	27.5	39.7	51.4	74.0	95.9	117	138	159	138	115	98.6	85.4	75.0	66.5	59.5	53.7	48.7	26.6	0	0	0	0
28	3.76	8.57	16.0	29.8	43.0	55.7	80.2	104	127	150	172	154	129	110	95.5	83.8	74.3	66.5	60.0	54.4	0	0	0	0	0
30	4.05	9.23	17.2	32.1	46.3	60.0	86.4	112	137	161	185	171	143	122	106	92.9	82.4	73.8	66.5	42.4	0	0	0	0	0
32	4.34	9.90	18.5	34.5	49.6	64.3	92.6	120	147	173	199	188	158	135	117	102	90.8	81.3	73.3	0	0	0	0	0	0
35	4.78	10.9	20.3	38.0	54.7	70.9	102	132	162	190	219	215	180	154	133	117	104	92.9	47.7	0	0	0	0	0	0
40	5.52	12.6	23.5	43.9	63.2	81.8	118	153	187	220	253	263	220	188	163	143	127	99.5	0	0	0	0	0	0	0
45	6.27	14.3	26.7	49.8	71.7	92.9	134	173	212	250	287	314	263	224	195	171	80.0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Lubricación Tipo A	Lubricación Tipo B										Lubricación Tipo C													

Figura 25. Tabla de capacidad para cadenas sencillas No.120 paso 1 1/2”.

Interpolando se obtiene que el sprocket conductor debe ser de 18 dientes para la transmisión de potencia requerida. El tipo de lubricación recomendada es tipo A, se realiza periódicamente con brocha o aceitera, el volumen y frecuencia debe ser el suficiente entre las piezas de la cadena indispensable

para evitar el contacto directo de metal – metal entre dientes y rodillos, entre eslabones internos y externos y sobre todo, entre pasador, buje y rodillo. Es por ello que se debe garantizar una suficiente cantidad de lubricante y una penetración adecuada del mismo entre los elementos de la cadena.

3.3.3.- Cálculo de los componentes de transmisión de potencia.

Generalmente en los sistemas de transmisión de potencia se cuenta con un sprocket conducido y un sprocket conductor. En este análisis se realizó el diseño con una relación de 1:1, esto significa que los dos sprockets tienen el mismo diámetro como consecuencia giran a la misma velocidad tal y como se muestra en la ecuación (13).

$$R = \frac{\omega_{conductor}}{\omega_{conducida}} = \frac{28rpm}{28rpm} = 1 \quad (13)$$

El diámetro de los sprockets tanto conductor como conducido se determinó mediante la ecuación (14) utilizando el paso de 1 ½" de la cadena No.120 seleccionada. El diámetro calculado tanto del sprocket conductor como el conducido es de 8.64 in.

$$d_{sprockets} = \frac{p}{\text{Sen}\left(\frac{180^\circ}{n}\right)} = \frac{1.50in}{\text{Sen}\left(\frac{180^\circ}{18}\right)} = 8.64in \quad (14)$$

Donde:

p=Paso de la cadena.

n=Número de dientes sprocket.

d=Diámetro en pulgadas del sprocket.

Existen restricciones en la separación de un sprocket a otro, por lo tanto se debe verificar la distancia entre las ruedas dentadas conductora y conducida, ésta última debe cumplir con el requisito de ser mayor de la mitad de la suma de los diámetros exteriores de las ruedas dentadas; para evitar así la interferencia entre los dientes como se muestra en la Figura 26 [26].

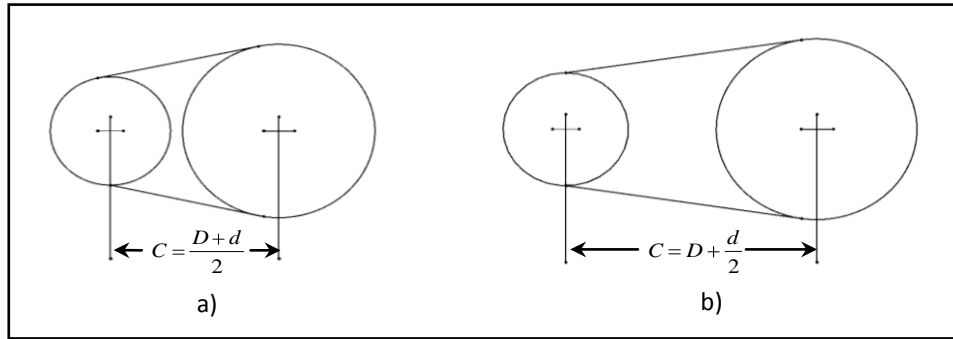


Figura 26. Distancia entre centros a) Mínima absoluta. b) Mínima recomendada.

Los sprockets cuentan con diámetros exteriores de 8.64 in, realizando los cálculos se obtiene en la ecuación (15) una distancia mínima recomendada entre centros de:

$$C = 8.64 + \frac{8.64}{2} = 12.96in \quad (15)$$

En el diagrama de la Figura 27 se observa la distancia entre centros real del sistema motriz del motor (7); comparando las 3 distancias de un sprocket a otro utilizando el resultado de la ecuación (15) se observa que cumple satisfactoriamente con dos distancias donde una se encuentra por debajo del límite con casi 1 in de lo mínimo recomendado de separación entre sprocket a sprocket.

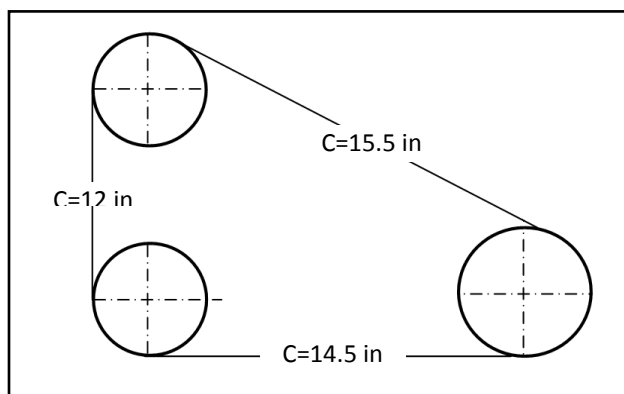


Figura 27. Diagrama de distancias entre centros motor (7), rodillos (1 y 3).

3.4.- CÁLCULOS PARA EL MOTOR (6) Y RODILLOS (2 Y 4).

3.4.1.- Cálculo de la potencia requerida para el sistema.

Para obtener la potencia requerida del motor es necesario determinar el par torsor mediante la ecuación (16) que transmite el sistema motriz, se cuenta con la fuerza de 15080 lbf y el radio del sprocket de 2.5 in (Figura 28).

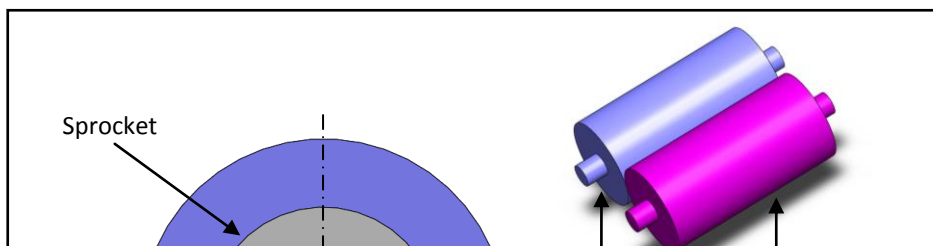


Figura 28. **Diagrama de rodillo ajustable.**

$$T = F * r \quad (16)$$

$$T = (15080\text{lb}f) * 2.5\text{in} = 37700\text{lb}f * \text{in}$$

Donde:

T = Par torsor.

F = Fuerza.

r = Radio.

Se establece en el sistema una velocidad angular de 20 rpm (Figura 22) se toma la ecuación (17) y despejando la frecuencia se obtiene [28,29]:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{20rpm}{2\pi} = 3.18 \frac{rad}{min} \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \right) = 0.0531 \frac{rad}{seg} \quad (17)$$

Donde:

ω = Velocidad angular.

f = Frecuencia.

En la Tabla 14 tenemos un cuadro comparativo de la frecuencia, número de vueltas del rodillo macerador por unidad de tiempo; el rodillo gira una vuelta completa en 18.85 segundos.

Tabla 14. Vueltas del rodillo por unidad de tiempo con la frecuencia calculada.

Frecuencia de 0.0531 (rad/Seg)	
Vueltas (2π)	Tiempo (Seg)
0.053	1
1	18.85
2	37.70
3	56.55

3.18	60
4	75.40
5	94.25

Tomando los valores obtenidos del par torsor en la ecuación (16) y la frecuencia en la ecuación (17) se cuenta con los datos completos para obtener la potencia necesaria en el sistema utilizando la ecuación (18).

$$P = T * 2\pi f \quad (18)$$

$$P = (7700 \text{ lbf} * \text{in}) * 2\pi \left(0.05305 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right) = 12566.37 \frac{\text{lbf} * \text{in}}{\text{seg}}$$

Donde:

P =Potencia.

T =Par torsor.

ω =Velocidad angular.

La equivalencia de $1Hp = 6600 \frac{\text{lbf} * \text{in}}{\text{seg}}$ por consiguiente:

$$12566.37 \frac{\text{lbf} * \text{in}}{\text{seg}} = \left(\frac{1Hp}{6600 \frac{\text{lbf} * \text{in}}{\text{seg}}} \right) = 1.904Hp \quad (19)$$

3.4.2.- Selección de cadenas según ANSI.

Con los datos obtenidos por cálculos, se determinó que era necesario un motor con una capacidad de 1.904 Hp y una velocidad angular del sprocket conductor de 20 rpm. Calculando la potencia de proyecto se determinó con la ecuación (20) utilizando la Tabla 13 y seleccionando un FS=1.5 ya que se requiere un motor eléctrico con tipo de carga muy fluctuante.

$$Pot_{proyecto} = Pot_{diseño} * FS; FS > 1 \quad (20)$$

$$Pot_{proyecto} = 1.904Hp * 1.5 = 2.856Hp \approx 2.9Hp$$

Donde:

$Pot_{proyecto}$ = Potencia de proyecto.

$Pot_{diseño}$ = Potencia de diseño.

FS = Factor de Servicio.

Se utiliza la Figura 29, que mediante las revoluciones $\omega_{conductora} = 20rpm$ y una potencia de proyecto determinada en la ecuación (20) de 2.9 Hp. La cadena correspondiente es de No.100 [26].

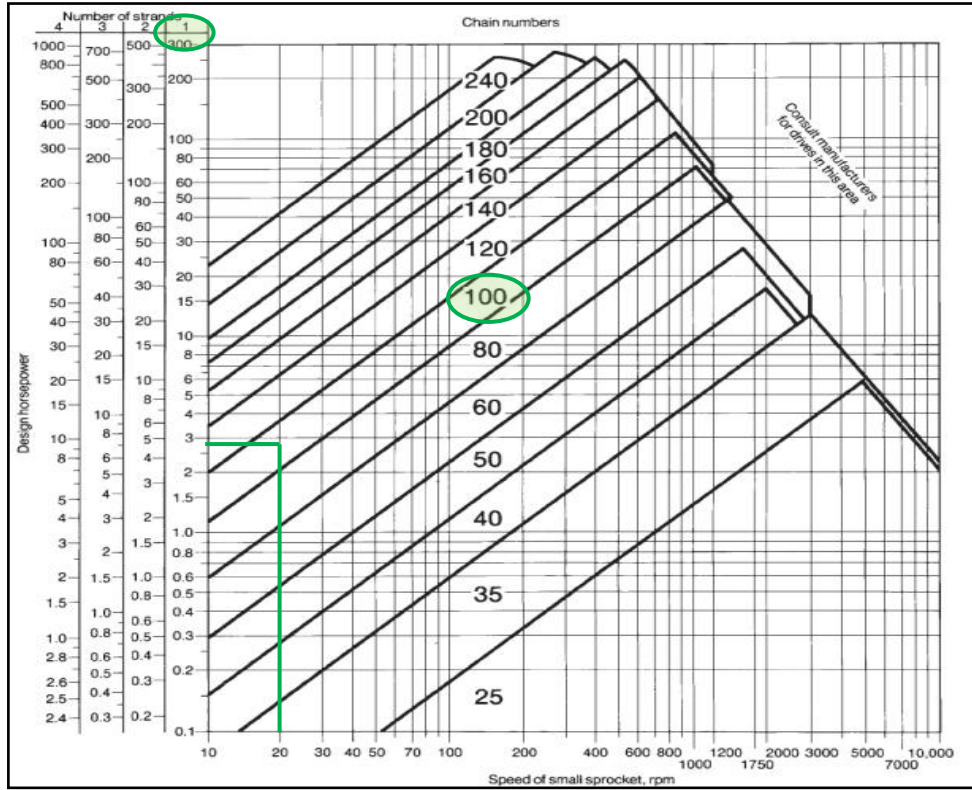


Figura 29. Selección de número de cadena.

El número de dientes recomendado para el sprocket conductor se determina utilizando la Figura 30 de la cadena seleccionada No.100, paso 1 ¼” así como los rpm y potencia de proyecto [26].

No. de dientes piñón conductor		TABLA DE CAPACIDAD																										
		CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS No. 100 PASO 1 1/4"																										
		R.P.M DEL PIÑON CONDUCTOR																										
		10	20	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2700	
9	0.65	1.49	2.78	5.19	7.47	9.68	13.9	18.1	22.1	26.0	29.6	24.2	20.3	17.4	15.0	13.2	11.7	10.5	8.57	7.19	6.13	5.32	4.67	4.14	0			
10	0.73	1.67	3.11	5.81	8.37	10.8	15.6	20.2	24.7	29.2	33.5	28.4	23.8	20.3	17.6	15.5	13.7	12.3	10.0	8.42	7.19	6.23	5.47	4.85	0			
11	0.81	1.85	3.45	6.44	9.28	12.0	17.3	22.4	27.4	32.3	37.1	32.8	27.5	23.4	20.3	17.8	15.8	14.2	11.6	9.71	8.29	7.19	6.31	1.29	0			
12	0.89	2.03	3.79	7.08	10.2	13.2	19.0	24.6	30.1	35.5	40.8	37.3	31.3	26.7	23.2	20.3	18.0	16.1	13.2	11.1	9.45	8.19	7.19	0				
13	0.97	2.22	4.13	7.72	11.1	14.4	20.7	26.9	32.8	38.7	44.5	42.1	35.3	30.1	26.1	22.9	20.3	18.2	14.9	12.5	10.6	9.23	8.10	0				
14	1.05	2.40	4.48	8.36	12.0	15.6	22.5	29.1	35.6	41.9	48.2	47.0	39.4	33.7	29.2	25.6	22.7	20.3	16.6	13.9	11.9	10.3	9.65	0				
15	1.13	2.59	4.83	9.01	13.0	16.8	24.2	31.4	38.3	45.2	51.9	52.2	43.7	37.3	32.4	28.4	25.2	22.5	18.4	15.5	13.2	11.4	10.0	0				
16	1.22	2.77	5.17	9.66	13.9	18.0	26.0	33.6	41.1	48.4	55.6	57.5	48.2	41.1	35.7	31.3	27.7	24.8	20.3	17.0	14.5	12.6	11.1	0				
17	1.30	2.96	5.52	10.3	14.8	19.2	27.7	35.9	43.9	51.7	59.4	63.0	52.8	45.0	39.0	34.3	30.4	27.2	22.3	18.7	15.9	13.8	0.79	0				
18	1.38	3.15	5.88	11.0	15.8	20.5	29.5	38.2	46.7	55.0	63.2	68.6	57.5	49.1	42.5	37.3	33.1	29.6	24.2	20.3	17.4	15.0	0					
19	1.46	3.34	6.23	11.6	16.7	21.7	31.2	40.5	49.5	58.3	67.0	74.4	62.3	53.2	46.1	40.5	35.9	32.1	26.3	22.0	18.8	16.3	0					
20	1.55	3.53	6.58	12.3	17.7	22.9	33.0	42.8	52.3	61.6	70.8	79.8	67.3	57.5	49.8	43.7	38.8	34.7	28.4	23.8	20.3	17.6	0					
21	1.64	3.72	6.94	13.0	18.7	24.2	34.8	45.1	55.1	65.0	74.6	84.2	72.4	61.8	53.6	47.0	41.7	37.3	30.6	25.6	21.9	19.0	0					
22	1.71	3.91	7.30	13.6	19.6	25.4	36.6	47.4	58.0	68.3	78.5	88.5	77.7	66.3	57.5	50.4	44.7	40.0	32.8	27.5	23.4	20.3	0					
23	1.80	4.10	7.66	14.3	20.6	26.7	38.4	49.8	60.8	71.7	82.3	92.8	83.0	70.9	61.4	53.9	47.8	42.8	35.0	29.4	25.1	7.74	0					
24	1.88	4.30	8.02	15.0	21.5	27.9	40.2	52.1	63.7	75.0	86.2	97.2	88.5	75.6	65.5	57.5	51.0	45.6	37.3	31.3	26.7	0						
25	1.97	4.49	8.38	15.6	22.5	29.2	42.0	54.4	66.6	78.4	90.1	102	94.1	80.3	69.6	61.1	54.2	48.5	39.7	33.3	28.4	0						
26	2.05	4.68	8.74	16.3	23.5	30.4	43.8	56.8	69.4	81.8	94.0	106	99.8	85.2	73.8	64.8	57.5	51.4	42.1	35.3	30.1	0						
28	2.22	5.07	9.47	17.7	25.5	33.0	47.5	61.5	75.2	88.6	102	115	112	95.2	82.5	72.4	64.2	57.5	47.0	39.4	33.7	0						
30	2.40	5.47	10.2	19.0	27.4	35.5	51.2	66.3	81.0	95.5	110	124	124	106	91.5	80.3	71.2	63.7	52.2	43.7	10.0	0						
32	2.57	5.86	10.9	20.4	29.4	38.1	54.9	71.1	86.9	102	118	133	136	116	101	88.5	78.5	70.2	57.5	48.2	0							
35	2.83	6.46	12.0	22.5	32.4	42.0	60.4	78.3	95.7	113	130	146	156	133	115	101	89.8	80.3	65.8	55.1	0							
40	3.27	7.46	13.9	26.0	37.4	48.5	69.8	90.4	111	130	150	169	188	163	141	124	110	98.1	80.3	0								
45	3.71	8.47	15.8	29.5	42.5	55.0	79.3	103	126	148	170	192	213	194	168	148	131	117	45.3	0								
		Lubricación Tipo A					Lubricación Tipo B										Lubricación Tipo C											

Figura 30. **Tabla de capacidad para cadenas sencillas No.100 paso 1 ¼”.**

Por medio de interpolación se obtiene que el sprocket conductor requiere 21 dientes para la transmisión de potencia requerida. El tipo de lubricación recomendada es tipo A, se realiza periódicamente con brocha o aceitera.

3.4.3.- Cálculo de los componentes de transmisión de potencia.

Generalmente en los sistemas de transmisión de potencia se cuenta con un sprocket conducido y un sprocket conductor. Este diseño se realizó para una relación de 1:1, esto significa que los dos sprockets tienen el mismo diámetro como consecuencia giran a la misma velocidad tal y como se muestra en la ecuación (21).

$$R = \frac{\omega_{conductora}}{\omega_{conducida}} = \frac{20rpm}{20rpm} = 1 \quad (21)$$

La relación de los sprockets tanto conductor como conducido es 1:1. El diámetro de los sprockets tanto conductor como conducido se puede determinar con la ecuación (22) utilizando el paso de $1 \frac{1}{4}$ " de la cadena No.100 seleccionada.

$$d_{sprockets} = \frac{p}{\text{Sen}\left(\frac{180^\circ}{n}\right)} = \frac{1.25in}{\text{Sen}\left(\frac{180^\circ}{21}\right)} = 8.387in \quad (22)$$

Donde:

p=Paso de la cadena.

n=Número de dientes sprocket.

d=Diámetro en pulgadas del sprocket.

En el diagrama de la Figura 31 se observa la distancia entre centros real del sistema motriz del motor **(6)**; comparando las 3 distancias de un sprocket a otro utilizando el resultado de la ecuación (23) se concluye que cumple satisfactoriamente con dos distancias y en una se encuentra debajo del límite inferior de separación recomendada de sprocket a sprocket por solo 0.58 in.

$$C = 8.387 + \frac{8.387}{2} = 12.58in \quad (23)$$

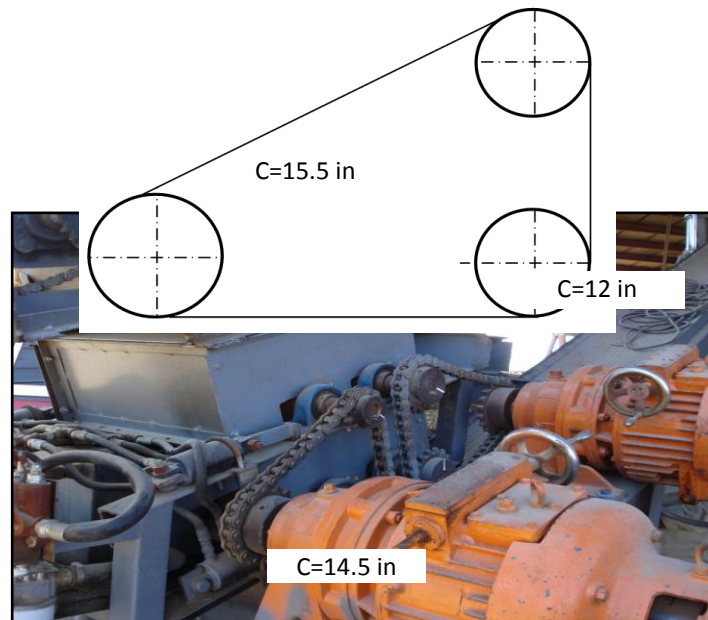


Figura 31. **Diagrama de distancias entre centros motor (6), rodillos (2 y 3)**. Con los cálculos realizados se determinó la capacidad necesaria de los motores, en la Figura 32 se observa ya instalado el sistema de transmisión de potencia flexible (motores, sprockets y cadenas) para el motor (6), en donde los rodillos maceradores giran a favor de las manecillas del reloj se seleccionó una cadena No.100 con paso $1\frac{1}{4}$ "; para el motor (7), el cual provoca el giro de los rodillos maceradores en contra de las manecillas del reloj fue necesaria una cadena No.120 con paso $1\frac{1}{2}$ ". Para ambas es indispensable contar con una lubricación manual con brocha o aceitera para no disminuir la vida útil de la cadena, recordando que toda cadena fallará eventualmente por desgaste superficial y que la selección correcta del lubricante y método de lubricación no impedirá pero si retardará que éste ocurra.

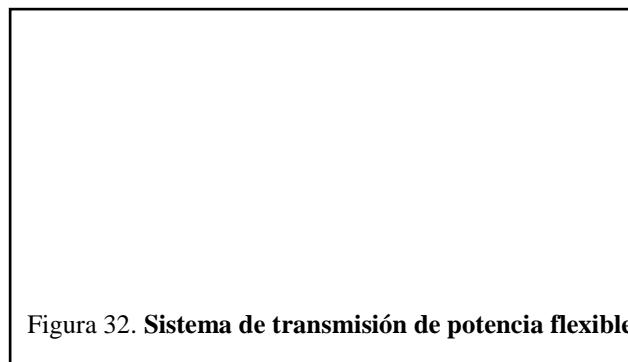


Figura 32. **Sistema de transmisión de potencia flexible**

En la Tabla 15 se muestra una comparación con lo requerido por medio de cálculos y lo que se tiene en el prototipo de la máquina maceradora, cabe destacar que se tomaron ciertos datos con los elementos que se tenían ya integrados para elaborar algunos cálculos.

Tabla 15. Cuadro comparativo entre cálculos y prototipo de la máquina maceradora.

Datos	Calculados		Prototipo		Observación
	6	7	6	7	
Motor	6	7	6	7	
Potencia requerida (Hp)	1.904	3.732	7	7	Sobredimensionados.
Factor de servicio	1.5	1.5	-----	-----	Falta de cálculos.
Potencia de proyecto (Hp)	2.856	5.598	-----	-----	Falta de cálculos.
No. Cadena	100	120	100	100	Cadena motor 7 por debajo de requerida.
Paso (in)	1.25	1.5	1.25	1.25	El paso es establecido por el No. de cadena.
W conducida (rpm)	20	28	20	28	Se cuenta con transmisión en motores.
W conductora (rpm)	20	28	-----	-----	Falta de medición.
Relación	1:1	1:1	1.8	1.25	Diversos tamaños de sprockets.
#dientes conductora	21	18	18	18	Cantidad incorrecta de dientes.
# dientes conducida	21	18	10	16	Cantidad incorrecta de dientes.
Diámetro conductora (in)	8.387	8.64	8	8	Diámetro incorrecto.
Diámetro conducida (in)	8.387	8.64	5	7	Diámetro incorrecto.
Lubricación	Tipo A	Tipo A	Ninguna	Ninguna	Disminución en vida útil de la cadena.

Para realizar un cálculo más eficiente del sistema motriz se elaboró un programa en el software Microsoft Excel, en el cual solo se piden tres datos: **presión de operación, velocidad máxima y mínima**; con esta información se realiza automáticamente la selección correcta de todos los elementos requeridos para un óptimo funcionamiento de la máquina maceradora, todo esto fue elaborado mediante una base de datos, fórmulas y especificaciones necesarias para los cálculos de sistemas de transmisión de potencia; se observa que los datos coinciden con los obtenidos en esta sección, ver Figura 33. Se incluye una descripción mayor en el Anexo 2, en el cual se tienen todos los datos para las diferentes presiones y velocidades requeridas para las pruebas experimentales de la paja en la máquina maceradora.

Introduzca los valores deseados para la maceración.

Presión de trabajo	600	600 Psi a 900 Psi
Velocidad Rodillo Rápido	28	10 rpm - 40 rpm
Velocidad Rodillo Lento	20	10 rpm - 40 rpm

Motor No. 7 Rápido		
Torque	52778,757	lbf*in
Frecuencia	0,0743	rad/seg
Potencia	24630,09	lbf*in/seg
Potencia en Hp	3,732	Hp

Cadenas Rodillos Rápidos-Fijos		
Factor de carga	1,5	
Potencia de proyecto	5,598	Hp
Redondear	5,6	Hp
Concatenar Hp y rpm	5,628	
Selección de cadena	120	
Paso de la cadena	1,5	Pulgadas
C recomendada	53,15	Pulgadas
C mínima recomendada	12,96	Pulgadas
Long cadena recomendada	88,87	Pulgadas
Long mínima recomendada	35,28	Pulgadas
Relación 1:1	1,00	
No. dientes conducido	18	dientes
No. dientes conductor	18	dientes
Diám. sprocket conducido	8,64	Pulgadas
Diám. sprocket conductor	8,64	Pulgadas
Lubricación recomendada	Tipo A. Aceitera o brocha	
Velocidad lineal	63,32	Fpm

Motor No. 6 Lento		
Torque	37699,11	lbf*in
Frecuencia	0,0531	rad/seg
Potencia	12566,37	lbf*in/seg
Potencia en Hp	1,904	Hp

Cadenas Rodillos Lentos-Ajustables		
Factor de carga	1,5	
Potencia de proyecto	2,856	Hp
Redondear	2,9	Hp
Concatenar Hp y rpm	2,920	
Selección de cadena	100	
Paso de la cadena	1,25	Pulgadas
C recomendada	47,24	Pulgadas
C mínima recomendada	12,58	Pulgadas
Long cadena recomendada	96,59	Pulgadas
Long mínima recomendada	41,13	Pulgadas
Relación 1:1	1,00	
No. dientes conducido	21	Dientes
No. dientes conductor	21	Dientes
Diám. sprocket conducido	8,387	Pulgadas
Diám. sprocket conductor	8,387	Pulgadas
Lubricación recomendada	Tipo A. Aceitera o brocha	
Velocidad lineal	43,91	Fpm

Resistencia mín a la tensión	28000	lbf	Resistencia mín a la tensión	19500	Lbf
Peso promedio	3,87	lb/ft	Peso promedio	2,58	lb/ft
Vida útil de la cadenas	15000	Horas	Vida útil de la cadenas	15000	Horas
Elongación máxima	3	%	Elongación máxima	3	%

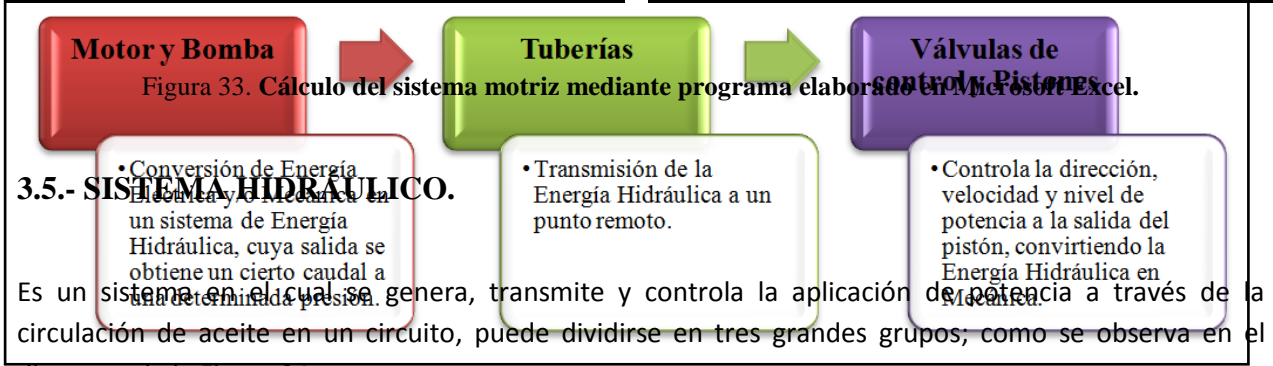


Figura 34. Clasificación del sistema hidráulico.

Se cuenta con una presión interna del fluido de 600 Psi indicada por el manómetro del sistema, ésta actúa sobre el área del pistón produciendo una fuerza de empuje en el extremo del vástago.

Realizando los cálculos pertinentes tenemos que la presión es la misma para los cuatro pistones, $P1=P2=P3=P4$ aplicando la Ley de Pascal "La presión existente en un líquido confinado actúa igualmente en todas direcciones, y lo hace formando ángulos rectos con la superficie del recipiente".

Se cuentan con 4 pistones, 2 por cada rodillo macerador. El diámetro del pistón es de 4 in calculando el área como se muestra en la ecuación (24).

$$Area = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 4^2}{4} = 12.566in^2 \quad (24)$$

Despejando la fuerza en la ecuación (25) y sustituyendo el valor obtenido en la ecuación (24) con la presión de 600 Psi obtenemos:

$$Presión = \frac{Fuerza}{Área} \quad (25)$$

$$Fuerza = Presión * Área = 600 \frac{lb}{in^2} * 12.566in^2 = 7539.82 \approx 7540lbf$$

La fuerza máxima aplicada por cada pistón es 7540 lbf, pero debido a que se cuenta con dos pistones por cada rodillo macerador la fuerza total equivale a 15080 lbf por cada uno de ellos.

3.5.1.- Cálculo del vástago del pistón.

Una posible falla o rotura común, es debido a una inestabilidad llamada pandeo; que se refiere a elementos esbeltos cargados centralmente en compresión (columnas). Cuanto más larga y más esbelta es la columna menor es el esfuerzo que puede soportar.

Para realizar el cálculo de este elemento es necesario hacer algunas observaciones.

Se cuenta con el diámetro del vástago de 1.6 in, carrera de $\frac{3}{4}$ in, longitud total del vástago de 5.5 in y uno de sus extremos se encuentra empotrado.

Para determinar la fuerza máxima resistida por vástago sin sufrir pandeo, se utiliza el análisis para columnas sometidas a compresión de J.B. Johnson ecuación (26) [24].

$$F = \frac{S_y}{n} \times A \times \left[1 - \frac{S_y (L/k)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad (26)$$

$$F = \frac{47 \text{Kpsi}}{3} \times \frac{\pi(1.6 \text{in})^2}{4} \times \left[1 - \frac{47 \text{Kpsi} (5.5 \text{in} / 0.4 \text{in})^2}{4\pi^2 30 \text{Mpsi}} \right] = 31263.37 \text{ lbf}$$

Datos:

Material: AISI 1015 CD $S_y=47$ KPsi [24].

Longitud del vástago (L): 5.5 in.

Diámetro del vástago: 1.6 in.

Área del vástago ecuación (27): 2.01 in².

Radio de giro ecuación (28): 0.4 in.

Módulo de elasticidad (E): 30x10⁶ Psi.

Factor de seguridad (n): 3.

Área del vástago:

$$A_{\text{Vástago}} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi(1.6)^2}{4} = 2.01 \text{ in}^2 \quad (27)$$

Radio de giro:

$$k = \frac{D}{4} = \frac{1.6in}{4} = 0.4in \quad (28)$$

El acero 1015 CD resiste una fuerza de 31263.37 lbf antes del pandeo y comparado con 7540 lbf que se determinó en la ecuación (25) es 4.14 veces más del necesario.

Utilizando la ecuación (26) y sustituyendo la fuerza máxima aplicada a cada pistón de 7540 lbf, se obtiene por medio de la fórmula general el valor mínimo de la resistencia a la cedencia del material $S_y=11,274.021$ Psi.

El material con una resistencia a la cedencia más próxima al valor obtenido es el acero AISI 1006 HR con $S_y=24$ KPsi; de la ecuación (26) de J.B. Johnson obtenemos que el vástago resiste una fuerza de pandeo de 16023.33 lbf, siendo ésta el doble de la utilizada. Ver tabla comparativa (Tabla 16) la cual muestra diversas capacidades de los elementos que constituyen el sistema hidráulico a diferentes presiones.

Tabla 16. Capacidades de los elementos del sistema hidráulico.

Presión de trabajo	300 Psi	600 Psi	900 Psi
Bomba	1600 Psi	1600 Psi	1600 Psi
Pistones	1200 Psi	1200 Psi	1200 Psi
Mangueras	4250 Psi	4250 Psi	4250 Psi
Área Pistón	12.566 in ²	12.566 in ²	12.566 in ²
Fuerza c/Pistón	3769.8 lbf	7539.6 lbf	11309.4 lbf
Pandeo Vástago	16023.0 lbf	16023.0 lbf	16023.0 lbf

3.5.2.- Cálculo del volumen total necesario para escoger el modelo de la bomba y la capacidad del depósito de aceite.

Para realizar este cálculo se utiliza el diámetro interno del cilindro, su carrera (Tabla 17), así como la longitud máxima de manguera que se pudiera necesitar y su diámetro interior (Tabla 18).

Tabla 17. Volumen de cilindros.

Elemento	Diá. Interno (in)	Carrera (in)	Cantidad pistones	Volumen (in ³)
Pistón	4	0.75	4	37.70

Tabla 18. Volumen de mangueras.

Elemento	Diá. Interno (in)	Longitud (ft)	Volumen (in ³)
Mangueras	1	1.5	14.14
Mangueras	0.5	10	23.56

El volumen total necesario como se obtiene de la ecuación (29) es:

$$\text{Volumen}_{\text{Total}} = \text{Volumen}_{\text{Cilindros}} + \text{Volumen}_{\text{Mangueras}} \quad (29)$$

$$\text{Volumen}_{\text{Total}} = 37.70in^3 + 14.14in^3 + 23.56in^3 = 75.40in^3$$

Se tomó un tanque de acero NorthStar de 2.8 galones de 9 x 8 x 8 in.

Se desea que aproximadamente en un tiempo de 1 segundo se llenen tanto los cilindros como las mangueras, tenemos que se ocupan 9.79 GPM de flujo.

Se seleccionó una bomba hidráulica de engranajes HALDEX con una presión máxima de 4000 Psi, operando a 1725 rpm y un flujo de 20.2 GPM, impulsada por un motor eléctrico marca LEESON de 3 Hp.

Una válvula de alivio ajustable de la marca PRINCE, cumple con las necesidades y aplicaciones hidráulicas de trabajo.

3.5.3.- Especificaciones de los equipos seleccionados.

A continuación se describen los equipos seleccionados que se requieren en el sistema hidráulico.

Pistón mostrado en la Figura 35.

Marca: Prince.

Presión nominal: 3000 Psi.

Diámetro interno: 4 in.

Carrera del vástago: 10 in.

Diámetro del vástago: ½ in – 3½ in.

Temperatura: -10 °F a +165 °F.



Figura 35. Pistón.

Especificaciones de mangueras (Figura 36).

Marca: Poberaj.

Clasificación: SAE 100R1AT de la norma SAE J517.

Tubo: Goma sintética negra, resistente a los aceites y fluidos hidráulicos.

Refuerzo: Trenza de alambre de acero de alta resistencia, calidad cuerda de piano.

Cobertura: Goma sintética negra, resistente al aceite, a la abrasión, al envejecimiento provocado por los cambios climáticos y a las llamas directas.

Manguera con una trenza de acero SAE 100 R1AT

Hidráulica

M126



Nº Código	Diámetro interior manguera		Número de la medida	Presión de trabajo		Presión mínima de rotura		Cambio longitud (%) bajo presión	Ø exterior trenzado alambre (mm)	Ø exterior manguera (mm)	Radio mínimo de curvatura (mm)
	pulgadas	milímetros		Kg/cm²	Lb/pulg²	Kg/cm²	Lb/pulg²				
126-05T	3/16"	4,8	3	210	3000	844	12000	+0, -6	9,5	12,5	89
126-06T	1/4"	6,4	4	193	2750	773	11000	+0, -6	11,1	14,1	102
126-08T	5/16"	7,9	5	176	2500	703	10000	+2, -4	12,7	15,7	114
126-10T	3/8"	9,5	6	158	2250	633	9000	+2, -4	15,1	18,1	127
126-13T	1/2"	12,7	8	141	2000	452	8000	+2, -4	18,2	21,5	178
126-16T	5/8"	15,9	10	105	1500	422	6000	+2, -4	21,4	24,7	203
126-19T	3/4"	19,1	12	88	1250	351	5000	+2, -4	25,4	28,6	241
126-25T	1"	25,4	16	70	1000	281	4000	+2, -4	33,3	36,6	305
126-32T	1-1/4"	31,8	20	44	625	176	2500	+2, -4	40,5	44,8	419
126-38T	1-1/2"	38,1	24	35	500	141	2000	+2, -4	46,8	52,0	508
126-51T	2"	50,8	32	26	375	105	1500	+2, -4	60,3	65,9	635

<p>Temperatura: -40 °C a +100 °C.</p>	<p>Figura 36. Especificaciones de mangueras utilizadas.</p>
<p>Adaptador para mangueras (Figura 37). Marca: Buyer. Presión de trabajo: Hasta 3000 Psi.</p>	 <p>Figura 37. Adaptador de manguera.</p>
<p>Tanque hidráulico de aceite (Figura 38). Marca: NorthStar. Capacidad: 2.8 Galones. Dimensiones: 9x8x8 in. Material: Acero inoxidable.</p>	 <p>Figura 38. Tanque NorthStar.</p>
<p>Filtro en succión de tanque (Figura 39). Marca: NorStar. Material: Acero inoxidable. Dimensiones: 1-1/4 x 8 in.</p>	 <p>Figura 39. Filtro para tanque de aceite.</p>

Bomba mostrada en la Figura 40.

Marca: Haldex.

Modelo No: 2102725.

Dimensión: 2.60 in³.

Rotación: CW.

Flujo a 1800 rpm: 20.2 GPM.

Flujo a 3600 rpm: 40.4 GPM.

Presión máxima: 4000 Psi.

Eficiencia: 85%.

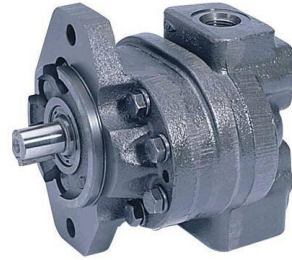


Figura 40. **Bomba de engranes.**

Motor eléctrico (Figura 41).

Marca: Leeson.

Trifásico.

Voltaje: 460/208-230V.

Rotación: CW.

Potencia: 3 Hp.

Velocidad: 1725 rpm.



Figura 41. **Motor eléctrico para bomba de engranes.**

Cople estándar mostrado en la Figura 42.



Marca: NorthStar.

Diámetro ext.: 2-1/8 in.

Máx. vel: 3600 rpm.



Figura 42. **Cople estándar.**

<p>Manómetro con glicerina (Figura 43).</p> <p>Marca: Valley Instrument.</p> <p>Rango de presiones: 0-1000 Psi.</p> <p>Diámetro: 2-1/2 in.</p>	 <p>Figura 43. Manómetro con glicerina.</p>
<p>Válvula de alivio (Figura 44).</p> <p>Marca: Prince.</p> <p>Flujo: 20 GPM.</p> <p>Presión máxima: 3000 Psi.</p> <p>Presión ajustable de: 0-3000 Psi.</p>	 <p>Figura 44. Válvula de alivio.</p>
<p>Válvula de control (Figura 45).</p> <p>Marca: Prince.</p> <p>Flujo máximo: 30 GPM.</p> <p>Presión máxima: 3000 Psi.</p> <p>Presión ajustable de: 0-3000 Psi.</p>	 <p>Figura 45. Válvula de control.</p>

Medidor de flujo (Figura 46).

Marca: Prince.

Flujo máximo: 32 GPM.

Presión máxima: 6000 Psi.



Figura 46. **Medidor de flujo.**

Filtro de aceite (Figura 47).

Marca: Northern.

Flujo máximo: 30 GPM.



Figura 47. **Filtro de aceite.**

En la Figura 48 se muestra el sistema hidráulico completo de la máquina maceradora.



Figura 48. **Sistema Hidráulico.**

3.6.- ANÁLISIS ECONÓMICO.

La máquina maceradora para forrajes secos está compuesta por un sistema hidráulico, un desgarrador, transmisión de potencia flexible, bandas transportadoras y la construcción de la máquina, por lo que es necesario un análisis de costos para poder comprobar que es más factible el rediseño propuesto que la compra de una nueva máquina. Por lo tanto, en las siguientes tablas se muestran los costos de cada una de las partes de los sistemas utilizados.

Transmisión de Potencia Flexible (Sistema Motriz)			
Descripción	Cantidad	\$ UNIT	\$ TOTAL
Motor trifásico 7.5 Hp, 1750 rpm	2	6000	12000
Cadena ANSI 120	1	1711.32	1711.32
Sprocket conducido	2	2127.32	4254.64
Sprocket conductor	1	2088.45	2088.45
Cadena ANSI 100	1	1226.16	1226.16
Sprocket conducido	2	1288.17	2576.34

Sprocket conductor	1	1591.85	1591.85
Rodillos maceradores	4	13000	52000
		TOTAL	\$77 448.76

Sistema Hidráulico

Descripción	Cantidad	\$ UNIT	\$ TOTAL
Tanque de almacenamiento de aceite	1	779.87	779.87
Bomba hidráulica, 2 etapas, 13.6 gal	1	1949.87	1949.87
Válvula reguladora de 4 vías	1	1039.87	1039.87
Motor eléc trifásico, 3 Hp, 1725 rpm, 208-230 v, 9 Amp	1	4809.87	4809.87
Cople estándar	1	181.87	181.87
Filtro de aceite c/20 GPM de capacidad	1	220.87	220.87
Filtro en succión de tanque de almacenamiento	1	220.87	220.87
Manguera reforzada de 1/2"	50 ft	974.87	974.87
Adaptadores de 1/2"	16	162.435	2598.96
Manguera reforzada de 1"	50 ft	2209.87	2209.87
Adaptadores de 1"	4	487.435	1949.74
Válvula de alivio	1	649.87	649.87
Pistones 4 x 10". 3000 Psi	4	2989.87	11959.48
Medidor de flujo c/termostato	1	4419.87	4419.87
Manómetro	1	259.87	259.87
Conexiones	-	1000.00	1000.00
		TOTAL	\$35 225.62

Desgarrador

Descripción	Cantidad	\$ UNIT	\$ TOTAL
Eje rotatorio de acero	1	443.04	443.04
Disco para cuchilla	7	181.74	1272.18
Cuchillas de corte	42	25.79	1083.16
Motor eléctrico trifásico, 2 Hp, 460/206-280 V	1	4029.87	4029.87
Cadena para transmisión de potencia	1	7887.36	7887.36
Sprocket conductor	1	1524.51	1524.51
Sprocket conducido	1	1288.17	1288.17
		TOTAL	\$17 528.29

Bandas Transportadoras

Descripción	Cantidad	\$ UNIT	\$ TOTAL
Banda alimentadora	1	45850	45850
Banda recolectora	1	35750	35750
		TOTAL	\$81 600.00

Estructura de la Máquina

Descripción	Cantidad	\$ UNIT	\$ TOTAL
-------------	----------	---------	----------

PTR 2-1/2 x 2-1/2 x 72"	12	703.43	8441.16
PTR 2 x 2 x 72"	5	624.78	3123.9
Tubo 1 x 72"	1	657.54	657.54
Rod 1 x 72"	2	664.82	1329.64
Rod 1-1/2 x 72"	1	837.85	837.85
Lámina de acero al carbón 1/8"	5	2922.01	14610.05
Lámina tramada 4 x 4 x 1/8"	1	865.67	865.67
Chumaceras para desgarrador	2	1092.91	2185.82
Chumaceras para rodillos maceradores	8	1234.61	9876.88
		TOTAL	\$30 363.45
COSTO TOTAL			\$ 242 166.12

El costo total de la máquina maceradora asciende a los \$242 166.12 MN (\$18628.16 US Dlls, a tipo de cambio de \$13.00 MN por dólar); una máquina similar, Macerator 6620 marca AGLAND para forraje verde, con diferente propósito a la diseñada tiene un costo aproximado en el mercado de \$413 400.00 MN (\$31800.00 US Dlls).

Índice

3.1.- INTRODUCCIÓN A LA PROPUESTA DE DISEÑO.....	82
3.2.- DESCRIPCIÓN DETALLADA DE CADA UNA DE SUS PARTES.....	84
3.3.- CÁLCULOS PARA EL MOTOR (7) Y RODILLOS (1 Y 3).	91
3.3.1.- Cálculo de la potencia requerida para el sistema	91
3.3.2.- Selección de cadenas según ANSI.....	94
3.3.3.- Cálculo de los componentes de transmisión de potencia.	98
3.4.- CÁLCULOS PARA EL MOTOR (6) Y RODILLOS (2 Y 4).	100
3.4.1.- Cálculo de la potencia requerida para el sistema	100
3.4.2.- Selección de cadenas según ANSI.....	104
3.4.3.- Cálculo de los componentes de transmisión de potencia.	107
3.5.- SISTEMA HIDRÁULICO.....	111
3.5.1.- Cálculo del vástago del pistón.	112
3.5.2.- Cálculo del volumen total necesario para escoger el modelo de la bomba y la capacidad del depósito de aceite.	114
3.5.3.- Especificaciones de los equipos seleccionados.	116
3.6.- ANÁLISIS ECONÓMICO.....	121

Índice de Figuras

Figura 14. Procesos para lograr un mayor porcentaje de nutrientes digestibles [2].	83
Figura 15. Paja de arroz a) Antes de la maceración b) Después de la maceración.	83
Figura 16. Sistemas integrados de la máquina maceradora.	84
Figura 17. Banda alimentadora.	85
Figura 18. Desgarrador.	86
Figura 19. Vista lateral izquierda máquina maceradora.	87
Figura 20. Vista lateral derecha máquina maceradora.	89
Figura 21. Vista isométrica de la máquina maceradora.	90
Figura 22. Rodillos maceradores.	90
Figura 23. Diagrama de rodillo fijo.	91
Figura 24. Selección de número de cadena.	96
Figura 25. Tabla de capacidad para cadenas sencillas No.120 paso 1 1/2"	97
Figura 26. Distancia entre centros a) Mínima absoluta. b) Mínima recomendada.	99
Figura 27. Diagrama de distancias entre centros motor (7), rodillos (1 y 3).	100
Figura 28. Diagrama de rodillo ajustable.	101
Figura 29. Selección de número de cadena.	105
Figura 30. Tabla de capacidad para cadenas sencillas No.100 paso 1 1/4"	106
Figura 31. Diagrama de distancias entre centros motor (6), rodillos (2 y 4).	108
Figura 32. Sistema de transmisión de potencia flexible.	108
Figura 33. Cálculo del sistema motriz mediante programa elaborado en Microsoft Excel.	111
Figura 34. Clasificación del sistema hidráulico.	111
Figura 35. Pistón.	116
Figura 36. Especificaciones de mangueras utilizadas.	117
Figura 37. Adaptador de manguera.	117
Figura 38. Tanque NorthStar.	117
Figura 39. Filtro para tanque de aceite.	117
Figura 40. Bomba de engranes.	118
Figura 41. Motor eléctrico para bomba de engranes.	118
Figura 42. Cople estándar.	118
Figura 43. Manómetro con glicerina.	119
Figura 44. Válvula de alivio.	119
Figura 45. Válvula de control.	119
Figura 46. Medidor de flujo.	120
Figura 47. Filtro de aceite.	120
Figura 48. Sistema Hidráulico.	121

Índice de Tablas

Tabla 12. Vueltas del rodillo por unidad de tiempo con
Tabla 13. Factores para calcular el factor de servicio c
Tabla 14. Vueltas del rodillo por unidad de tiempo con
Tabla 15. Cuadro comparativo entre cálculos y p
maceradora.....
Tabla 16. Capacidades de los elementos del sistema r
Tabla 17. Volumen de cilindros.....
Tabla 18. Volumen de mangueras.

Capítulo IV

4.1.- EXPERIMENTACIÓN.

4.1.1.- Introducción.

Las pruebas experimentales de fermentación *in vitro* se elaboraron bajo la supervisión del Dr. Alejandro Plascencia Jorquera, quien facilitó las instalaciones del Instituto de Investigación en Ciencias **Veterinarias** apoyado por José Gerardo Serrano Ponce y Berenice Sánchez Mendoza, estudiantes de Doctorado y Maestría respectivamente. Dichas pruebas se integran de dos fases. La primera, consiste en crear las condiciones necesarias simulando el medio óptimo para el crecimiento de bacterias, las cuales se encargan de degradar el alimento dentro del animal. La segunda, consiste en trabajar con el residuo producto de la digestibilidad *in vitro*, el cual se somete al análisis de la fibra con el fin de determinar el porcentaje de digestibilidad de dicha fracción.

4.1.2.- Resumen del método de digestibilidad *in vitro*.

Se determinaron los cambios en la digestibilidad *in vitro* del macerado de paja, incubando muestras de materia seca con la técnica de Tilley y Terry [29], la cual consiste en colocar muestras de forraje dentro de bolsas de nylon que son sometidas a un proceso de fermentación artificial que simula las condiciones del rumen, controlandose las condiciones de temperatura, oxígeno y acidez del medio; deteniendo las fermentaciones a las 12, 24 y 48 horas de digestión y realizando 3 incubaciones por tratamiento. El líquido ruminal se obtuvo de un bovino canulado (Figura 49), las muestras se molieron a 1 mm y se incubaron 3g con 50 ml de líquido ruminal por tubo a los cuales se les agregan 50 ml de saliva artificial [31] previamente calentada a 39°C con 1 g de urea (1 g/l), esto para asegurar que el nitrógeno amoniacal no limitara la actividad microbiana [32].



Figura 49. **Bovino canulado.**

4.1.3.- Procedimiento.

A continuación se muestran los pasos para llevar a cabo la experimentación:

- Colocar el forraje molido a un tamiz de 0.5mm. Se debe guardar en recipientes que no dejen entrar el aire y permitan tomar las muestras con facilidad tales como frascos de vidrio o plástico.
- Cuantificar la saliva artificial (obtenida mediante reacciones químicas) la solución debe ser fresca para su uso y gasificada con CO₂ (simulando las condiciones anaeróbicas del rumen).
- Pesar 3 gr de muestra e introducirlos en una bolsa de nylon previamente pesada e identificada. Sellada con una selladora eléctrica mostrada en Figura 50.



Figura 50. **Báscula para el pesaje de la muestra.**

- Encender 90 min antes el baño de incubación (baño María) para colocarlo a 39 °C.
- Colectar el líquido ruminal ver Figura 51 y colocarlo dentro del depósito (cubeta) [32].



Figura 51. Sistema de extracción del líquido ruminal mediante la bomba de vacío.

- Gasificar la saliva artificial por 15 minutos.
- Filtrar el líquido ruminal a través de 4 capas de gaza.
- Mezclar la saliva artificial con el líquido ruminal a proporciones iguales.
- Adicionar 1 gr de urea (fuente de Nitrógeno que ayuda a mantener vivas las bacterias) por cada litro de saliva artificial.
- Adicionar 1 ml de cloruro de calcio por cada litro de saliva artificial como amortiguador (buffer) para mantener el mismo nivel de PH.
- Introducir al recipiente las muestras a digerir previamente identificadas utilizando dos bolsas extras como blanco para saber si no hay algún otro factor que te modifique el peso de las bolsas con forraje.
- Cerrar la cubeta y gasificar nuevamente (Figura 52). Verificar que este cerrada herméticamente.



Figura 52. Tanque gasificador de CO₂ y recipiente sellado herméticamente.

- Encender agitador que realiza un movimiento oscilatorio.
- Transcurrido el tiempo de incubación, lavar perfectamente las bolsas con agua fría hasta que se encuentren limpias para detener el tiempo de fermentación.
- Colocar las bolsas dentro de un refractario en un horno y secar a 55 °C, eliminando la



humedad del forraje (Figura 53) para saber el peso real de la muestra [33].

Figura 53. Bolsas de nylon colocadas en el horno.

- Determinar los cálculos necesarios.
- Las pruebas se realizaron por triplicado, eliminando las muestras con más de 0.05% de variación.

4.1.4.- Cálculos realizados.

El peso inicial de la muestra será el 100% y el peso final se determina por medio de una regla de tres, determinando así el porcentaje de digestibilidad in vitro de la materia seca, como se muestra en la ecuación (30).

$$DIVMS \% = \frac{PMI - (PMF - BCO) \times 100}{PMI} \quad (30)$$

Donde:

DIVMS=Digestibilidad in vitro de la materia seca.

PMI= Peso de la muestra inicial.

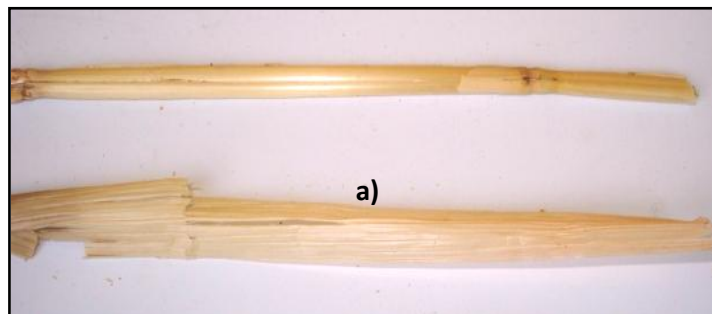
PMF= Peso de la muestra final.

BCO= Peso de la muestra residual o blanco.

4.1.5.- Resultados experimentales.

Se realiza la maceración de la paja (Figura 54) seguido por el proceso de molienda (Figura 55). Para obtener los resultados experimentales se realizaron las pruebas tres veces para cada modalidad (variación de presión y velocidad en el proceso de macerado); primeramente se pesó la bolsa de nylon vacía, se anotó el registro de la medición y se hizo su correcta identificación; posteriormente se introdujo la paja en cada una de las bolsas según el proceso y variaciones correspondientes (PMI) y se realizó el pesaje (a tres de las cuatro bolsas se les introdujo la paja mientras que una quedó vacía identificándose como "Residuo Blancos"); durante el proceso de secado al horno, las bolsas se pesaron cada 12, 24 y 48 horas registrando los valores y llenando la base de datos. Para el cálculo final se

registraron los residuos adheridos a las bolsas de “Residuos Blancos”, es decir, residuos dejados por el líquido ruminal; éstos se restaron al peso de la muestra final logrando así los datos libres de agentes externos; por último se calculó el porcentaje de digestibilidad in vitro de materia seca en cada una de las muestras utilizando la ecuación (30); los valores obtenidos se muestran en las Tablas 19-21.



b)

Figura 54. **Paja de Trigo a) Antes de la maceración**
b) Después de la maceración.



Figura 55. Paja de trigo molida.

Tabla 19. Resultados experimentales in vitro en 12 horas.

Muestra	Peso Bolsa	PMI	PMF	Residuo Blancos	%DIVMS	Promedio %DIVMS
Paja molida	0,5266	1,0005	1,3941	0,3677	63,2311	
Paja molida	0,5238	1,0019	1,3931	0,3691	63,0923	
Paja molida	0,5176	1,0006	1,3878	0,3705	62,9491	63,0908
Paja 600 Psi 28/20 rpm	0,5284	1,0024	1,3620	0,3334	66,6650	
Paja 600 Psi 28/20 rpm	0,5025	1,0030	1,3322	0,3290	67,0992	
Paja 600 Psi 28/20 rpm	0,5258	1,0022	1,3573	0,3312	66,8816	66,8819
Paja 600 Psi 38/30 rpm	0,5236	1,0030	1,3808	0,3544	64,5615	
Paja 600 Psi 38/30 rpm	0,5140	1,0018	1,3704	0,3540	64,6032	
Paja 600 Psi 38/30 rpm	0,5195	1,0029	1,3790	0,3568	64,3163	64,4937
Paja 900 Psi 28/20 rpm	0,5307	1,0041	1,3679	0,3340	66,6045	
Paja 900 Psi 28/20 rpm	0,5009	1,0041	1,3336	0,3292	67,0782	
Paja 900 Psi 28/20 rpm	0,5073	1,0014	1,3437	0,3340	66,5989	66,7606
Paja 900 Psi 38/30 rpm	0,5261	1,0006	1,3579	0,3290	67,0964	
Paja 900 Psi 38/30 rpm	0,5193	1,0010	1,3518	0,3296	67,0357	
Paja 900 Psi 38/30 rpm	0,5282	1,0007	1,3591	0,3281	67,1946	67,1089

Tabla 20. Resultados experimentales in vitro en 24 horas.

Muestra	Peso Bolsa	PMI	PMF	Residuo Blancos	%DIVMS	Promedio %DIVMS
Paja molida	0,5105	1,0014	1,3744	0,3678	63,2183	
Paja molida	0,5303	1,0021	1,3928	0,3661	63,3919	
Paja molida	0,5088	1,0038	1,3612	0,3548	64,5188	63,7097
Paja 600 Psi 28/20 rpm	0,5163	1,0023	1,3358	0,3227	67,7316	
Paja 600 Psi 28/20 rpm	0,5076	1,0011	1,2847	0,2780	72,2049	
Paja 600 Psi 28/20 rpm	0,5243	1,0040	1,3422	0,3204	67,9560	69,2975
Paja 600 Psi 38/30 rpm	0,5125	1,0029	1,3680	0,3569	64,3128	
Paja 600 Psi 38/30 rpm	0,5082	1,0008	1,3460	0,3390	66,1018	
Paja 600 Psi 38/30 rpm	0,5375	1,0019	1,3749	0,3382	66,1811	65,5319
Paja 900 Psi 28/20 rpm	0,4965	1,0024	1,3224	0,3269	67,3141	
Paja 900 Psi 28/20 rpm	0,5049	1,0034	1,3256	0,3211	67,8944	
Paja 900 Psi 28/20 rpm	0,5290	1,0030	1,3481	0,3195	68,0502	67,7529
Paja 900 Psi 38/30 rpm	0,5095	1,0051	1,3209	0,3104	68,9627	
Paja 900 Psi 38/30 rpm	0,4979	1,0028	1,3170	0,3192	68,0809	
Paja 900 Psi 38/30 rpm	0,4925	1,0026	1,3250	0,3334	66,6636	67,9024

Tabla 21. Resultados experimentales in vitro en 48 horas.

Muestra	Peso Bolsa	PMI	PMF	Residuo Blancos	%DIVMS	Promedio %DIVMS
Paja molida	0,4952	1,0028	1,2974	0,3120	68,8003	
Paja molida	0,4974	1,0036	1,2340	0,2426	75,7435	

Paja molida	0,5049	1,0038	1,2892	0,2928	70,7188	71,7542
Paja 600 Psi 28/20 rpm	0,5071	1,0034	1,2519	0,2529	74,7105	
Paja 600 Psi 28/20 rpm	0,5156	1,0015	1,2713	0,2650	73,5030	
Paja 600 Psi 28/20 rpm	0,5204	1,0030	1,3066	0,2970	70,3032	72,8389
Paja 600 Psi 38/30 rpm	0,5290	1,0061	1,3075	0,2848	71,5180	
Paja 600 Psi 38/30 rpm	0,5048	1,0014	1,2851	0,2881	71,1949	
Paja 600 Psi 38/30 rpm	0,5244	1,0044	1,2946	0,2766	72,3407	71,6845
Paja 900 Psi 28/20 rpm	0,5183	1,0043	1,2895	0,2785	72,1538	
Paja 900 Psi 28/20 rpm	0,5239	1,0021	1,3063	0,2909	70,9114	
Paja 900 Psi 28/20 rpm	0,5211	1,0052	1,2915	0,2774	72,2628	71,7760
Paja 900 Psi 38/30 rpm	0,5266	1,0033	1,3010	0,2818	71,8217	
Paja 900 Psi 38/30 rpm	0,5303	1,0045	1,2905	0,2665	73,3477	
Paja 900 Psi 38/30 rpm	0,5106	1,0046	1,2666	0,2621	73,7917	72,9870

4.2.- ANÁLISIS DE RESULTADO.

De las cinco muestras analizadas, cuatro fueron maceradas con sus respectivas variaciones de presión y velocidad (600/900 Psi y 28-20/38-30 rpm); la última muestra no pasó por este proceso ya que el fin es emplearla como indicador para realizar el análisis y hacer la comparación de resultados.

La gráfica de la Figura 56, muestra que los mejores resultados obtenidos fueron los de la paja macerada a 600 Psi a una velocidad en los rodillos de 28/20 rpm, mostrando una mejora de digestibilidad de 3.7911%, 5.5878% y 1.0847% en las 12, 24 y 48 horas respectivamente; a su vez la muestra macerada a

900 Psi y 38/30 rpm registró una mejora de digestibilidad in vitro de materia seca con respecto a la paja molida de 4.0181%, 4.1928% y 1.2328% en 12, 24 y 48 horas correspondientemente. Uno de los cambios más favorables fue que al agregar este proceso en las primeras 24 horas se acrecentó la digestibilidad del bovino, ayudando así al incremento en el consumo de alimento, propiciado un aumento en el peso del animal, que es el principal objetivo de los corrales de engorda.

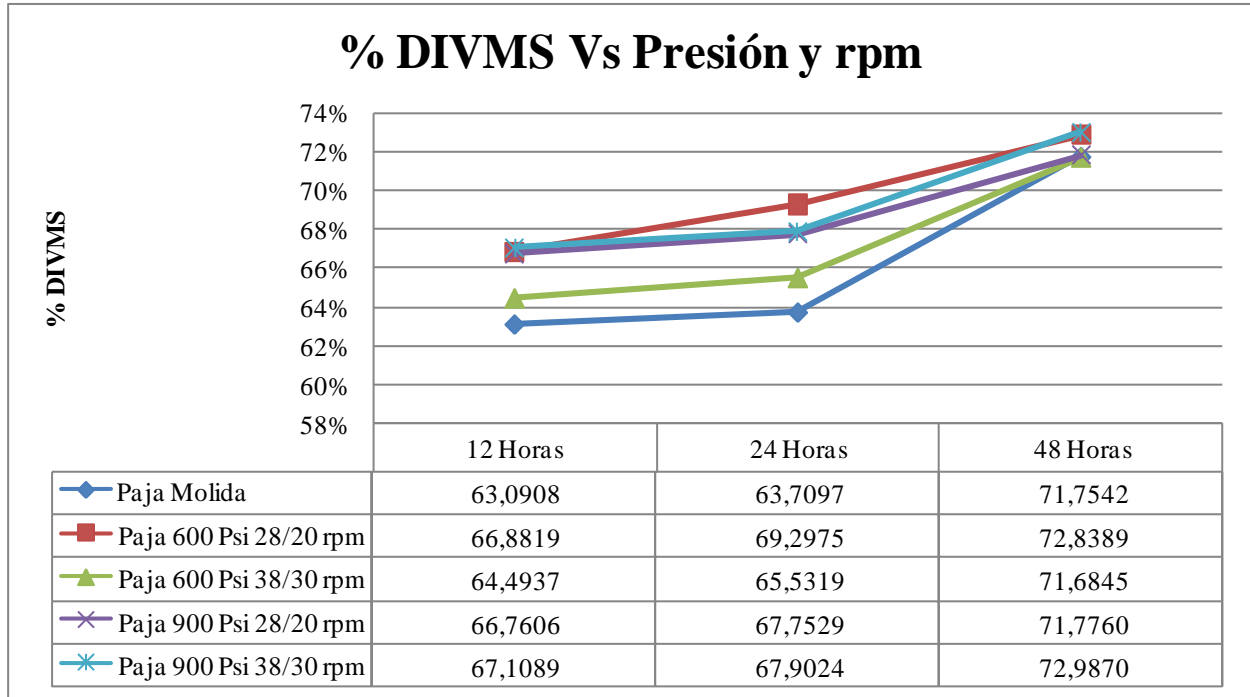
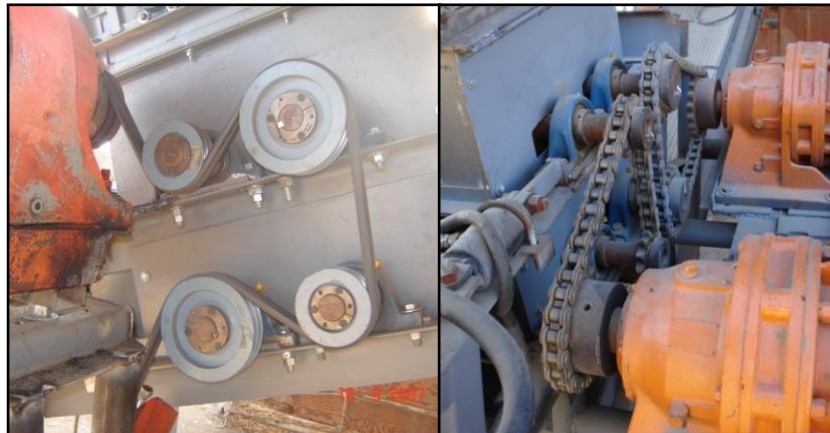


Figura 56. %DIVMS Vs Presión y rpm.

Sumando las diferencias de eficiencia con respecto a la paja molida en cada lapso de tiempo, el proceso de maceración a 900 Psi 38/30 rpm sumó un total de eficiencia de 9.4436%, mientras que con la presión de 600 Psi 28/20 rpm tiene una mejora total de 10.4636%; dando como resultado que éstas últimas son las condiciones más favorables para el proceso de maceración de paja de trigo.

CONCLUSIONES

El prototipo construido en el Rancho San Francisco sufrió varias modificaciones para lograr el funcionamiento actual, la más significativa fue la hecha al sistema de transmisión de potencia flexible (sistema motriz), que en un principio contaba con bandas y poleas ver Figura 57 a), por los conocimientos en ingeniería adquiridos se tiene en cuenta que las bandas y poleas deben ser utilizadas solo si se requieren altas velocidades y bajos torques, además de que presentaban una serie de limitantes como deslizamiento relativo por calentamiento y vibraciones, deterioro por la acción del sol, necesidad de retensionamiento periódico además de que la distancia de separación entre los rodillos era demasiado corta; por tales motivos al revisarlo se dió la recomendación de cambiarlo a cadenas y sprockets e incluir dos motores para realizar el torque requerido y lograr mover los rodillos maceradores. En la Figura 57 b) se muestra el cambio realizado.



a)

b)

Figura 57. Sistema a) Bandas y poleas b) Cadenas y sprockets.

El primer desgarrador, cuya función era cortar la paja a una medida en la que pudiera pasar sin obstruir los rodillos, solo ocasionaba que se acumulara toda la paja alrededor de los ejes; así que se hizo el cambio a un solo eje con discos y cuchillas alrededor como se muestra en la Figura 58.



a)

b)

Figura 58. Desgarrador a) Dos ejes, b) Disco con cuchillas.

La banda alimentadora utilizada está conformada por cadenas y un sistema motriz; sin embargo, existe en el mercado una banda transportadora conocida como “levanta pacas” especial para este tipo de trabajo, cuenta con ganchos y tanto la velocidad como los grados de inclinación que se deseen son ajustables, la cual sugiero utilizar para trabajos futuros.

Los rodillos maceradores de acero son totalmente sólidos, por lo tanto otro de los cambios propuestos es su fabricación de forma hueca, así como cimentar la base de la máquina maceradora para evitar vibraciones.

Elaborar la máquina maceradora óptima requirió de un diseño previo a su fabricación, el cual consistió en delimitar y analizar todos los sistemas como lo son: banda alimentadora, desgarrador, rodillos corrugados, sistema hidráulico y banda recolectora; así como seleccionar cuidadosamente cada una de sus partes, tomando en cuenta la capacidad, dimensiones y costos.

En la actualidad 125 000 toneladas de paja anuales son quemadas en el Valle de Mexicali, sin embargo con el proceso de macerado y los nutrientes requeridos en la dieta, puede ser utilizada como sustituto parcial o total de forrajes como heno de sudan y alfalfa, representando un ahorro sustancial en los costos como se muestra en la Tabla 22, presentando un ahorro total anual de \$274 757 833.88 MN.

Tabla 22. Tabla comparativa de Costos.

Costos			
Descripción	Cantidad	\$ UNIT/Ton	\$ TOTAL
Alfalfa	125000	2800.00	350 000 000
Paja	125000	600.00	75 000 000
Maceradora	1	242166.12	242 166.12
Ahorro total anual			\$274 757 833.88

Las pruebas *in vitro* realizadas en el Instituto de Investigación en Ciencias Veterinarias determinaron la presión y velocidad mas adecuada para macerar la paja, con una mejora en el porcentaje de digestibilidad total de 10.4636% las mejores condiciones para el procesado fueron la presión de 600 Psi con una velocidad angular de 28/20 rpm, datos con los cuales se diseñó, calculó y seleccionó cada uno de los elementos que constituyen el total de la máquina maceradora.

Una máquina similar en el mercado (Macerator 6620) para forraje verde, tiene un costo aproximado de \$413 400.00 MN, aunque son para trabajos distintos nos da una idea de la importancia de crear la cultura de apoyo a la investigación y desarrollo de este tipo de proyectos, teniendo en cuenta que para lograr concretarlos, siempre se debe contar con una idea ingenieril clara de lo que se desee, obteniendo los beneficios económicos así como sociales y ambientales que esta práctica genera.

REFERENCIAS

Anexo 1

Anexo 2

Índice

4.1.- EXPERIMENTACIÓN.

4.1.1.- Introducción.

4.1.2.- Resumen del método de digestibilidad in vitro.

4.1.3.- Procedimiento.

4.1.4.- Cálculos realizados.....

4.1.5.- Resultados experimentales.....

4.2.- ANÁLISIS DE RESULTADO.

CONCLUSIONES

REFERENCIAS

Anexo 1

Anexo 2

Índice de Figuras

Figura 49. Bovino canulado.

Figura 50. Báscula para el pesaje de la muestra.....

Figura 51. Sistema de extracción del líquido ruminal r
.....

Figura 52. Tanque gasificador de CO₂ y recipiente sellado.....

Figura 53. Bolsas de nylon colocadas en el horno.

Figura 54. Paja de Trigo a) Antes de la maceración b)
.....

Figura 55. Paja de trigo molida.

Figura 56. %DIVMS Vs Presión y rpm.....

Figura 57. Sistema a) Bandas y poleas b) Cadenas y s
.....

Figura 58. Desgarrador a) Dos ejes, b) Disco con cuchillos.....

Índice de Tablas

Tabla 19. Resultados experimentales in vitro en 12 horas.....

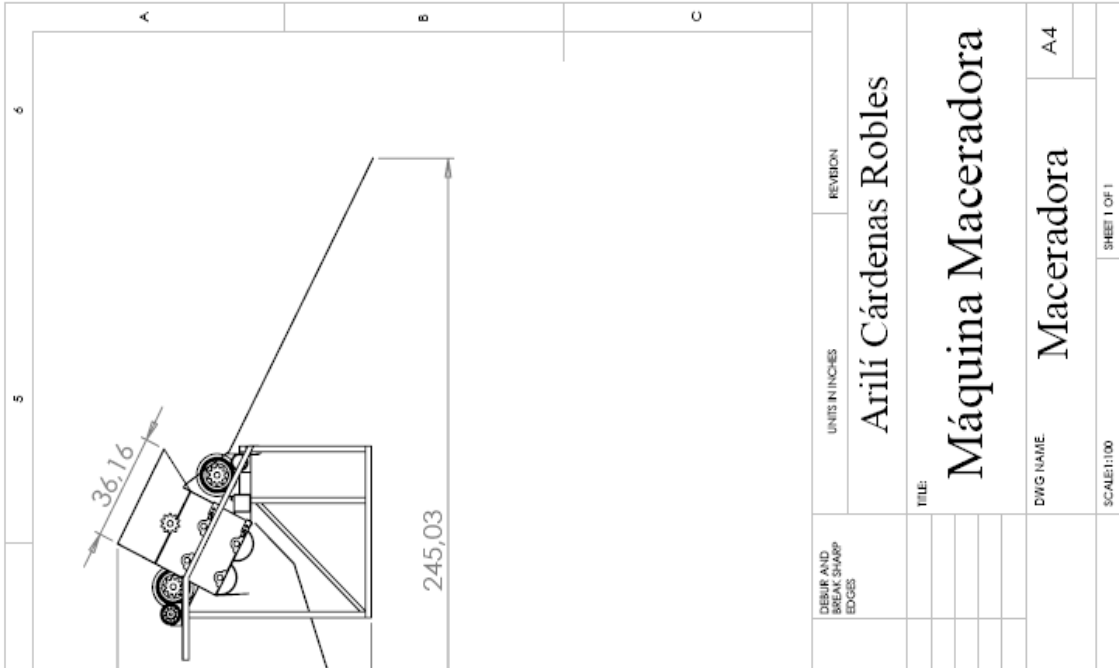
Tabla 20. Resultados experimentales in vitro en 24 horas.....

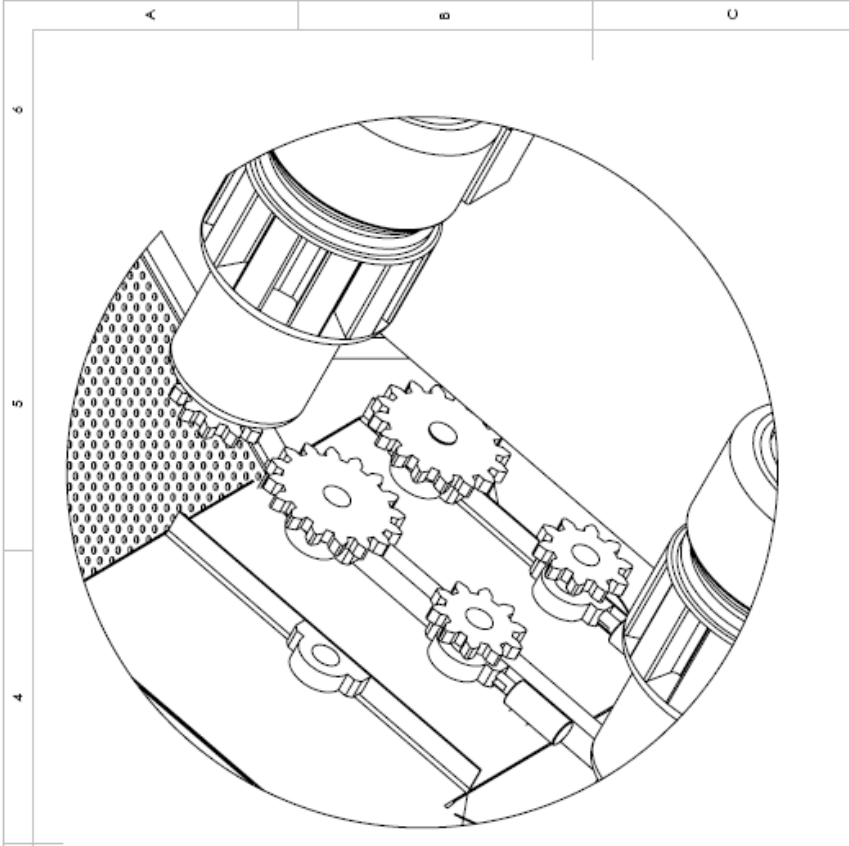
Tabla 21. Resultados experimentales in vitro en 48 horas.....

Tabla 22. Tabla comparativa de Costos.

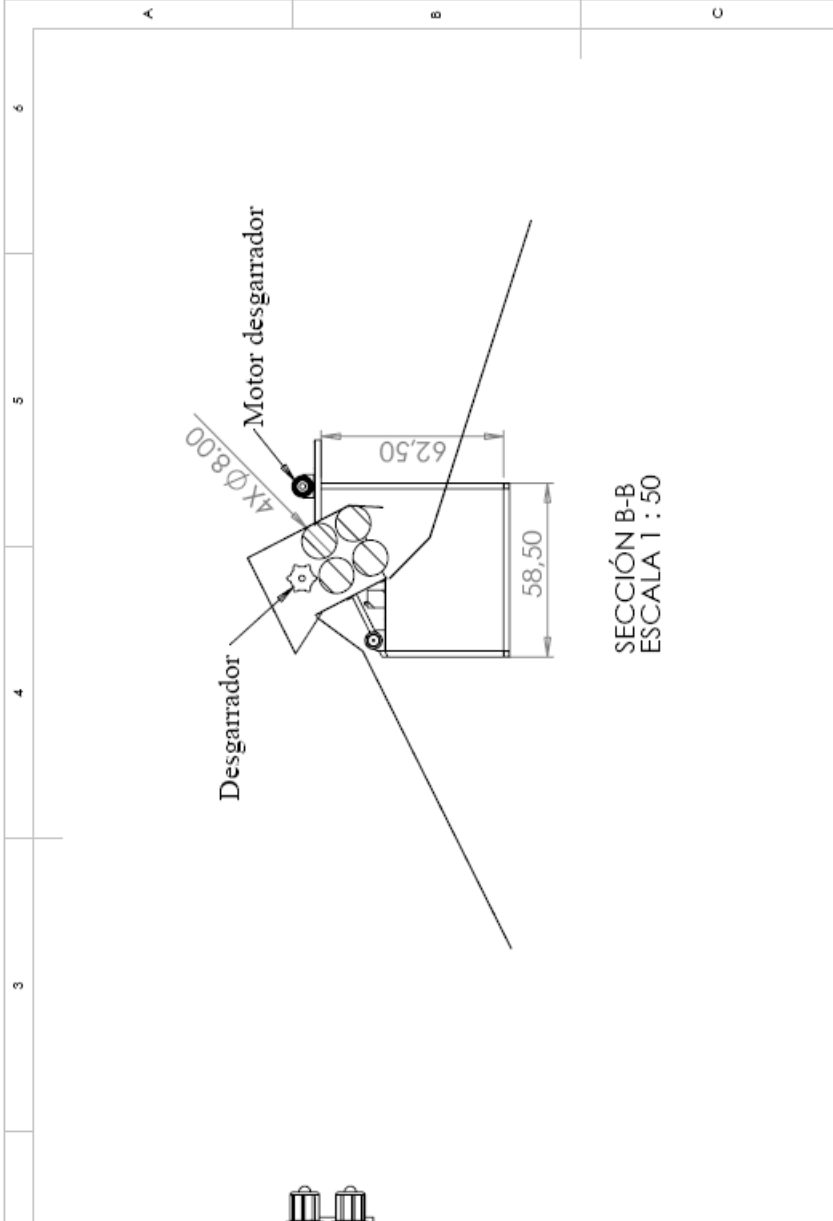
Anexo 1

Planos Máquina Maceradora





UNITS IN INCHES		REVISION	
Arlí Cárdenas Robles			
TITLE:			
Máquina Maceradora			
DWG NAME		A4	
Transmisión de Potencia			
SCALE:1:100		SHEET 2 OF 3	
DEBUR AND BREAK SHARP EDGES			
FINISH			
DATE			
SIGNATURE			
MATERIAL:			
WEIGHT:			



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 50

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		UNITS IN INCHES		REVISION	
SURFACE FINISH:						Arlí Cárdenas Robles			
TOLERANCES:						Máquina Maceradora			
LINEAR:						Rodillos Maceradores		A4	
ANGULAR:						DWG NO. A4			
NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:			
DRAWN						Rodillos Maceradores			
CHKD						SCALE: 1:100		SHEET 3 OF 3	
APPVD						WEIGHT:			
MFG									
G.A.									

Anexo 2

Programa para la
Selección del
Sistema de
Transmisión de
Potencia Flexible

Para hacer la correcta selección de un sistema de transmisión de potencia flexible, es necesario utilizar las especificaciones establecidas en el manual del fabricante, esto hace que el proceso de selección sea complicado y muy susceptible a errores debido a los múltiples factores a considerar; dado que dicho procedimiento es muy similar para todas las marcas, se tomó la decisión de elaborar un programa que sirviera como guía para la selección del sistema requerido en esta máquina en particular.

Se elaboró una base de datos vaciando toda la información de las tablas requeridas del catálogo “Renold Roller Chain, guía del diseñador y especificaciones”. Con ésta información el proceso de selección se realiza automáticamente con solo introducir tres datos; reduciendo al mínimo los errores y/o complicaciones que se pudieran presentar así como el tiempo de selección, logrando con esto que cualquier usuario pueda hacer la selección adecuada de los componentes sin la necesidad de contar con conocimientos previos en este tipo de cálculos.

Los datos necesarios para obtener la respuesta del programa son:

Presión del sistema hidráulico (Psi)

Velocidad del rodillo fijo - alta velocidad (rpm)

Velocidad del rodillo ajustable - baja velocidad (rpm)

Al introducir esta información en el programa, se obtiene la respuesta inmediata de los componentes necesarios para el sistema de transmisión de potencia. A continuación se muestran los resultados arrojados por el programa para los cuatro valores utilizados en la experimentación del proceso de macerado de paja de trigo.

Introduzca los valores deseados para la maceración.

Presión de trabajo	600	600 psi a 900 psi
Velocidad Rodillo Rápido	28	10 rpm - 40 rpm
Velocidad Rodillo Lento	20	10 rpm - 40 rpm

Motor No.7 Rápido		
Torque	52778,757	lbf*in

Motor No. 6 Lento		
Torque	37699,11	lbf*in

Frecuencia	0,0743	rad/seg
Potencia	24630,09	lbf*in/seg
Potencia en Hp	3,732	Hp

Frecuencia	0,0531	rad/seg
Potencia	12566,37	lbf*in/seg
Potencia en Hp	1,904	Hp

Cadenas Rodillos Rápidos-Fijos		
Factor de carga	1,5	
Potencia de proyecto	5,598	Hp
Redondear	5,6	Hp
Concatenar pot y rpm	5,628	
Selección de cadena	120	
Paso de la cadena	1,5	Pulgadas
C recomendada	53,15	Pulgadas
C mínima recomendada	12,96	Pulgadas
Long cadena recomendada	88,87	Pulgadas
Long mínima recomendada	35,28	Pulgadas
Relación 1:1	1,00	
No. dientes conducido	18	dientes
No. dientes conductor	18	dientes
Diám. sprocket conducido	8,64	Pulgadas
Diám. sprocket conductor	8,64	Pulgadas
Lubricación recomendada	Tipo A. A mano con aceitera o brocha	
Velocidad lineal	63,32	Fpm

Cadenas Rodillos Lentos-Ajustables		
Factor de carga	1,5	
Potencia de proyecto	2,856	Hp
Redondear	2,9	Hp
Concatenar pot y rpm	2,920	
Selección de cadena	100	
Paso de la cadena	1,25	Pulgadas
C recomendada	47,24	Pulgadas
C mínima recomendada	12,58	Pulgadas
Long cadena recomendada	96,59	Pulgadas
Long mínima recomendada	41,13	Pulgadas
Relación 1:1	1,00	
No. dientes conducido	21	dientes
No. dientes conductor	21	dientes
Diám. sprocket conducido	8,387	Pulgadas
Diám. sprocket conductor	8,387	Pulgadas
Lubricación recomendada	Tipo A. A mano con aceitera o brocha	
Velocidad lineal	43,91	Fpm

Resistencia mínima a la	28000	lbf
-------------------------	-------	-----

Resistencia mínima a la	19500	lbf
-------------------------	-------	-----

tensión		
Peso promedio	3,87	lb/ft
Vida útil de la cadenas	15000	Horas
Elongación máxima	3	%

tensión		
Peso promedio	2,58	lb/ft
Vida útil de la cadenas	15000	Horas
Elongación máxima	3	%

Introduzca los valores deseados para la maceración.

Presión de trabajo	600	600 psi a 900 psi
Velocidad Rodillo Rápido	38	10 rpm - 40 rpm
Velocidad Rodillo Lento	30	10 rpm - 40 rpm

Motor No.7 Rápido		
Torque	52778,757	lbf*in
Frecuencia	0,1008	rad/seg
Potencia	33426,55	lbf*in/seg
Potencia en Hp	5,065	Hp

Motor No. 6 Lento		
Torque	37699,11	lbf*in
Frecuencia	0,0796	rad/seg
Potencia	18849,56	lbf*in/seg
Potencia en Hp	2,856	Hp

Cadenas Rodillos Rápidos-Fijos		
Factor de carga	1,5	
Potencia de proyecto	7,597	Hp
Redondear	7,6	Hp
Concatenar pot y rpm	7,638	
Selección de cadena	120	

Cadenas Rodillos Lentos-Ajustables		
Factor de carga	1,5	
Potencia de proyecto	4,284	Hp
Redondear	4,3	Hp
Concatenar pot y rpm	4,330	
Selección de cadena	100	

Paso de la cadena	1,5	Pulgadas
C recomendada	53,15	Pulgadas
C mínima recomendada	12,96	Pulgadas
Long cadena recomendada	88,87	Pulgadas
Long mínima recomendada	35,28	Pulgadas
Relación 1:1	1,00	
No. dientes conducido	18	dientes
No. dientes conductor	18	dientes
Diám. sprocket conducido	8,64	Pulgadas
Diám. sprocket conductor	8,64	Pulgadas
Lubricación recomendada	Tipo A. A mano con aceitera o brocha	
Velocidad lineal	85,94	Fpm

Paso de la cadena	1,25	Pulgadas
C recomendada	47,24	Pulgadas
C mínima recomendada	12,58	Pulgadas
Long cadena recomendada	96,59	Pulgadas
Long mínima recomendada	41,13	Pulgadas
Relación 1:1	1,00	
No. dientes conducido	21	dientes
No. dientes conductor	21	dientes
Diám. sprocket conducido	8,387	Pulgadas
Diám. sprocket conductor	8,387	Pulgadas
Lubricación recomendada	Tipo A. A mano con aceitera o brocha	
Velocidad lineal	65,87	Fpm

Resistencia mínima a la tensión	28000	lbf
Peso promedio	3,87	lb/ft
Vida útil de la cadenas	15000	Horas
Elongación máxima	3	%

Resistencia mínima a la tensión	19500	lbf
Peso promedio	2,58	lb/ft
Vida útil de la cadenas	15000	Horas
Elongación máxima	3	%

Introduzca los valores deseados para la maceración.

Presión de trabajo	900	600 psi a 900 psi
--------------------	------------	-------------------

Velocidad Rodillo Rápido	28	10 rpm - 40 rpm
Velocidad Rodillo Lento	20	10 rpm - 40 rpm

Motor No.7 Rápido		
Torque	79168,135	lbf*in
Frecuencia	0,0743	rad/seg
Potencia	36945,13	lbf*in/seg
Potencia en Hp	5,598	Hp

Motor No. 6 Lento		
Torque	56548,67	lbf*in
Frecuencia	0,0531	rad/seg
Potencia	18849,56	lbf*in/seg
Potencia en Hp	2,856	Hp

Cadenas Rodillos Rápidos-Fijos		
Factor de carga	1,5	
Potencia de proyecto	8,397	Hp
Redondear	8,4	Hp
Concatenar pot y rpm	8,428	
Selección de cadena	120	
Paso de la cadena	1,5	Pulgadas
C recomendada	53,15	Pulgadas
C mínima recomendada	18,67	Pulgadas
Long cadena recomendada	96,87	Pulgadas
Long mínima recomendada	50,89	Pulgadas
Relación 1:1	1,00	
No. dientes conducido	26	dientes
No. dientes conductor	26	dientes
Diám. sprocket conducido	12,44	Pulgadas

Cadenas Rodillos Lentos-Ajustables		
Factor de carga	1,5	
Potencia de proyecto	4,284	Hp
Redondear	4,3	Hp
Concatenar pot y rpm	4,320	
Selección de cadena	120	
Paso de la cadena	1,5	Pulgadas
C recomendada	53,15	Pulgadas
C mínima recomendada	12,96	Pulgadas
Long cadena recomendada	88,87	Pulgadas
Long mínima recomendada	35,28	Pulgadas
Relación 1:1	1,00	
No. dientes conducido	18	dientes
No. dientes conductor	18	dientes
Diám. sprocket conducido	8,638	Pulgadas

Diám. sprocket conductor	12,44	Pulgadas
Lubricación recomendada	Tipo A. A mano con aceitera o brocha	
Velocidad lineal	91,22	Fpm

Diám. sprocket conductor	8,638	Pulgadas
Lubricación recomendada	Tipo A. A mano con aceitera o brocha	
Velocidad lineal	45,23	Fpm

Resistencia mínima a la tensión	28000	lbf
Peso promedio	3,87	lb/ft
Vida útil de la cadenas	15000	Horas
Elongación máxima	3	%

Resistencia mínima a la tensión	28000	lbf
Peso promedio	3,87	lb/ft
Vida útil de la cadenas	15000	Horas
Elongación máxima	3	%

Introduzca los valores deseados para la maceración.

Presión de trabajo	900	600 psi a 900 psi
Velocidad Rodillo Rápido	38	10 rpm - 40 rpm
Velocidad Rodillo Lento	30	10 rpm - 40 rpm

Motor No.7 Rápido		
Torque	79168,135	lbf*in
Frecuencia	0,1008	rad/seg
Potencia	50139,82	lbf*in/seg
Potencia en Hp	7,597	Hp

Motor No. 6 Lento		
Torque	56548,67	lbf*in
Frecuencia	0,0796	rad/seg
Potencia	28274,33	lbf*in/seg
Potencia en Hp	4,284	Hp

Cadenas Rodillos Rápidos-Fijos

Cadenas Rodillos Lentos-Ajustables

Factor de carga	1,5	
Potencia de proyecto	11,395	Hp
Redondear	11,4	Hp
Concatenar pot y rpm	11,438	
Selección de cadena	120	
Paso de la cadena	1,5	Pulgadas
C recomendada	53,15	Pulgadas
C mínima recomendada	18,67	Pulgadas
Long cadena recomendada	96,87	Pulgadas
Long mínima recomendada	50,89	Pulgadas
Relación 1:1	1,00	
No. dientes conducido	26	dientes
No. dientes conductor	26	dientes
Diám. sprocket conducido	12,44	Pulgadas
Diám. sprocket conductor	12,44	Pulgadas
Lubricación recomendada	Tipo A. A mano con aceitera o brocha	
Velocidad lineal	123,80	Fpm

Factor de carga	1,5	
Potencia de proyecto	6,426	Hp
Redondear	6,4	Hp
Concatenar pot y rpm	6,430	
Selección de cadena	120	
Paso de la cadena	1,5	Pulgadas
C recomendada	53,15	Pulgadas
C mínima recomendada	13,67	Pulgadas
Long cadena recomendada	89,87	Pulgadas
Long mínima recomendada	37,23	Pulgadas
Relación 1:1	1,00	
No. dientes conducido	19	dientes
No. dientes conductor	19	dientes
Diám. sprocket conducido	9,113	Pulgadas
Diám. sprocket conductor	9,113	Pulgadas
Lubricación recomendada	Tipo A. A mano con aceitera o brocha	
Velocidad lineal	71,58	Fpm

Resistencia mínima a la tensión	28000	lbf
Peso promedio	3,87	lb/ft
Vida útil de la cadenas	15000	Horas
Elongación máxima	3	%

Resistencia mínima a la tensión	28000	lbf
Peso promedio	3,87	lb/ft
Vida útil de la cadenas	15000	Horas
Elongación máxima	3	%

REFERENCIAS

- [1] Stone, Archie y Harold. "Maquinaria agrícola". México, Continental, 1981.
- [2] Simmons, Norman Owen. "Tecnología de la fabricación de piensos compuestos". España, Acribia, 1965.
- [3] Church D.C. y W.G. Pond. "Fundamentos de nutrición y alimentos de animales". México, LIMUSA, 1987.
- [4] Crampton, E.W. y L. Harris. "Nutrición animal aplicada". España, Acribia, 1979.
- [5] Jorge A. Flores Menéndez. "Bromatología animal". México, LIMUSA, 1986.
- [6] Gunter Vollmer, Schenker et al. "Elementos de bromatología descriptiva". España, Acribia, 1995.
- [7] McDonald, P., Edwards, R. y Greenhalgh, J.F.D. "Nutrición animal". España, Acribia, 1993.
- [8] Maynard Leonard, Hintz, et al. "Nutrición animal". México, McGraw-Hill, 1981.
- [9] Jung, H.G. and M. S. Allen. 1995. "Characteristics of plant cell walls affecting intake and digestibility of forages by ruminants". J. Anim. Sci. Vol 73: 2774-2790.
- [10] Lopez-Soto, M.A., A. Plascencia, G.E. Arellano, and R.A. Zinn. 2000. "Interaction of maceration and fibrolitic enzyme supplementation on the site and extent of digestion in rice straw in Holstein cows". Proc. West Sect. Am. Soc. Anim. Sci. 51: 454-457.
- [11] Torrentera N., E.G. Alvarez, and R.A. Zinn. "Influence of maceration on the feeding value of rice straw in growing-finishing diets for feedlot cattle". Proc. West. Sect. Am. Soc. Anim. Sci. 51: 496-499. 2000.
- [12] Ware, R. A., Arellano, G. E., Plascencia, A., Zinn, R. A. "Influence of partial substitution of Alfalfa hay with ground vs. macerated rice straw on dry matter intake and performance of lactating Holstein cows". Journal of Animal and Veterinary Advances, 2005 (Vol. 4) (No. 7) 694-697.
- [13] <http://www.siap.sagarpa.gob.mx/>

- [14] Kraus et al. "Apparatus for treating plant material". United States Patent. Patent Number: 6062010, 16 de Mayo de 2000.
- [15] Corominas et al. "Machine for meat treatment and maceration, with automatic loading and unloading". United States Patent. Patent Number: 4791705, 20 de Diciembre de 1998.
- [16] Haldeman et al. "Apparatus for macerating plant material". United States Patent. Patent Number: 5894716, 20 de Abril de 1999.
- [17] Koegel et al. "Method and apparatus for *macerating* plant material" United States Patent. Patent Number: 6101797, 15 de Agosto de 2000.
- [18] Koegel et al. "Process and apparatus to improve the properties and value of forage crops" United States Patent. Patent Number: 5152127, 6 de Octubre de 1992.
- [19] Krutz. "Device for treating agricultural products to enhance drying". United States Patent. Patent Number: 4265076, 5 de Mayo de 1981.
- [20] Krar, Steve y Albert Check. "Tecnología de las máquinas herramientas". México, McGraw-Hill, 2002.
- [21] Mott, Robert. "Diseño de elementos de máquinas". México, Prentice-Hall, 1995.
- [22] INTERMEC Ltda. Fabricantes de elementos para transmisión de potencia.
- [23] Bernard, Hamrock; Jacobson y otros. "Elementos de máquinas". México, McGraw-Hill, 2000.
- [24] Shigley, Joseph y Mischke. "Diseño en ingeniería mecánica". México, McGraw-Hill, 2002.
- [25] Norton, Robert. "Diseño de máquinas". México, Prentice-Hall, 1999.
- [26] <http://www.renold.com/Company/CompanyInformation/History.asp>
- [27] Faires, Virgil. "Diseño de elementos de máquinas". México, Limusa, 1998.
- [28] Gere, James M. "Mecánica de materiales". México, 5ta ed, Pág. 222, Thomson Learning, 2001.
- [29] Craig Roy R Jr. "Mecánica de materiales". México, Pág. 263, Patria, 2007.
- [30] Terry, JMA & Terry. R.A. (1963) "A two stage technique for in vitro digestion of forage crops". Journal of the British Grassland Society, 18: 104-111.

[31] McDougall, E. I. 1948. Studies on ruminant saliva. 1. The composition and output of sheep's saliva. *Biochem Journal* 43: 99-109.

[32] Mendoza M. G. D., Ricalde V. R. 1993. "Suplementación de bovinos en crecimiento en pastoreo". Universidad Autónoma Metropolitana. Libros de texto 1ª ed. 1996. 38-39pp.

[33] Gallean. M. L. "Laboratory procedures in animal nutrition research". West Texas A&M University. Division of Agriculture and Texas A&M Research and Extension Center, Amarillo.