# UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE QUITO

# FACULTAD DE INGENIERÍAS CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

# TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CORTADORA DE PASTO TIPO REMOLQUE PARA ZONAS AGRÍCOLAS CON CAPACIDAD DE 600 m²/h"

#### **AUTORES:**

LUNA RIVADENEIRA JORGE XAVIER Y
POMA RAMÓN PAULO CESAR

**DIRECTOR:** 

**ING. MILTON JAMI** 

Quito, abril 2014

**DECLARACIÓN** 

Nosotros Luna Rivadeneira Jorge Xavier y Poma Ramón Paulo César, declaramos bajo

juramento que el trabajo realizado es de nuestra autoría, que no ha sido previamente

presentado y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en

este documento.

A través de la presente declaración cedemos el derecho de propiedad intelectual

correspondiente de este trabajo a la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad

Politécnica Salesiana según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su

reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Además autorizamos a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o

parcial de este trabajo de grado y su reproducción sin fines de lucro.

Quito, abril 2014

\_\_\_\_\_

Jorge Xavier Luna Rivadeneira

C.I. 171923322-1

Paulo César Poma Ramón

C.I. 171830553-3

i

# CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado	por los señores Jorge Xavier Luna
Rivadeneira y Paulo César Poma Ramón, bajo mi	supervisión.
	Quito, abril 2014
	Ing. Milton Jami
	mayprom_ing@hotmail.com
	DIRECTOR DE TESIS

## **DEDICATORIA**

A Dios, por haber encendido en nuestros corazones la pasión, el amor y la fuerza para conseguir cada meta propuesta en nuestras vidas.

A nuestros padres, por ser el ejemplo perfecto de superación, valor, lucha y éxito, por enseñarnos a caminar en todos los aspectos de nuestras vidas y por ese incansable apoyo que nos ha permitido llegar cada vez más lejos.

Jorge y Paulo

## **AGRADECIMIENTOS**

Al Ing. Milton Jami, quién demostró ser más que un excelente docente, un buen amigo que estuvo presto a brindarnos su apoyo en todo momento.

A todos los profesores de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana, que estuvieron prestos para brindarnos su ayuda incondicional.

Jorge y Paulo

iv

# ÍNDICE GENERAL

DECLARACIÓNi
CERTIFICACIÓNii
DEDICATORIAiii
AGRADECIMIENTOSiv
ÍNDICE GENERALv
ÍNDICE DE TABLASxi
ÍNDICE DE FIGURASxii
RESUMENxv
ABSTRACTxvi
OBJETIVOSxvii
Generalxvii
Específicosxvii
ALCANCExviii
HIPÓTESIS xviii

CAPÍTULO 11
ESTUDIO DEL PASTO1
1.1. Conceptos básicos
1.2. Estudio agronómico del pasto
1.2.1. Factores en la producción de pastos
1.2.1.1. El clima
1.2.1.2. El suelo
1.2.1.3. Especie forrajera
1.2.1.4. Labores de cultivo
1.2.2. Recursos forrajeros
1.2.2.1. Recursos forrajeros naturales
1.2.2.2. Recursos forrajeros artificiales
1.2.3. Conservación de forrajes
1.2.3.1. Henificación
1.2.3.2. Ensilaje
1.3. Estudio de Campo
CAPÍTULO 2
ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS
2.1. Alternativas
2.1.1. Alternativa # 1
2.1.1.1. Cortadora de cuchillas alternativas con altura de corte controlada
mediante un sistema mecánico

2.1.2. Alternativa # 2	18
2.1.2.1. Cortadora de cuchillas radiales con altura de corte varia	ble y sistema
de brazo basculante	18
2.2. Selección de la mejor alternativa	20
2.2.1. Criterios de selección	20
2.2.2. Calificación de la alternativa	22
2.3. Selección de elementos normalizados	23
2.3.1. Estudio y selección de alternativas	23
2.3.1.1. Sistema de suspensión	23
2.3.1.2. Sistema de tiro	27
2.3.1.3. Neumáticos	30
2.3.1.4. Sistema de enganche	35
2.3.2. Ponderaciones para la selección de las alternativas	38
2.3.2.1. Sistema de suspensión	39
2.3.2.2. Sistema de tiro	40
2.3.2.3. Neumáticos	41
2.3.2.4. Sistema de enganche	42
CAPÍTULO 3	44
DISEÑO DE LA MÁQUINA CORTADORA DE PASTO	44
3.1. Sistema de transmisión	45
3.1.1. Procedimiento de cálculo	46
3 1 1 1 Canaralidadas	16

	3.1.1.2.	Potencia transmitida	46
	3.1.1.3.	Selección del tipo de correa	49
	3.1.1.4.	Relación de transmisión	50
	3.1.1.5.	Diámetros de poleas	51
	3.1.1.6.	Distancia entre ejes	53
	3.1.1.7.	Longitud de la correa	55
	3.1.1.8.	Arco de contacto	57
	3.1.1.9.	Velocidad lineal de la correa	58
	3.1.1.10.	Prestación base de la correa	59
	3.1.1.11.	Potencia efectiva por correa	60
	3.1.1.12.	Cálculo del número de correas	61
	3.1.1.13.	Fuerzas en las poleas	61
	3.1.1.14.	Momento de la polea	63
3.2.	Diseño	o del sistema de corte	65
3.	2.1. Con	sideraciones de diseño	65
3.	2.2. Sele	ección de la cuchilla giratoria	66
3.	2.3. Dise	eño del eje	75
	3.2.3.1.	Diseño a fatiga del eje	88
3.3.	Estruc	tura	91
3.	3.1. Ren	nolques	91
	3.3.1.1.	•	
3.	3.2. Dise	eño de la estructura	
		rza de tiro	
		eño del pasador	
		eño de la soldadura	
.7.	J.J. DISC	511U UV 1A SUIUAUUIA	109

CAPÍTULO	O 4	12
COSTOS		12
4.1. Cost	tos directos	12
4.1.1.	Materia prima	13
4.1.2.	Servicios	13
4.1.3.	Consumibles	13
4.1.4.	Mano de obra	13
4.2. C	Costos indirectos	15
CAPÍTULO	O 51	l <b>17</b>
PLAN DE	MANTENIMIENTO1	l <b>17</b>
5.1. Man	itenimiento preventivo	l <b>17</b>
5.1.1.	Extracción y limpieza de la bujía	17
5.1.2.	Control de aceite	18
5.1.3.	Verificación de combustible	18
5.1.4.	Control del medidor de combustible	19
5.1.5.	Chequeo del filtro de aire	19
5.1.6.	Limpieza del carburador	19
5.1.7.	Afilado de cuchillas	120
5.1.8.	Chequeo de las ruedas	120
5.1.9.	Chequeo de bandas	120

CONCLUSIONES	123
RECOMENDACIONES	124
BIBLIOGRAFÍA	125
GLOSARIO DE TÉRMINOS	127

# ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Ensayo de corte.	14
Tabla 2.1: Criterios de selección y evaluación	21
Tabla 2.2: Calificación de la alternativa.	22
Tabla 2.3: Valoración sistema de suspensión.	39
Tabla 2.4: Valoración sistema de tiro.	40
Tabla 2.5: Valoración neumáticos	41
Tabla 2.6: Valoración sistema de enganche.	42
Tabla 3.1: Factor de servicio k.	48
Tabla 3.2: Diámetros mínimos de poleas.	52
Tabla 3.3: Cargas que soporta la estructura.	97
Tabla 3.4: Coeficiente de rodadura.	105
Tabla 4.1: Materia prima.	114
Tabla 4.2: Servicios.	115
Tabla 4.3: Consumibles	115
Tabla 4.4: Intangibles.	116
Tabla 4.5: Costo total.	116
Tabla 5.1: Mantenimiento preventivo del motor	122

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Recursos forrajeros en Pradera Interandina, Lasso - Prov. Cotopaxi 5
Figura 1.2: Recursos forrajeros en el Páramo Andino, Píllaro - Prov. Tungurahua 6
Figura 1.3: Corte manual (guadaña)9
Figura 1.4: Mecanismo para ensayo de corte
Figura 1.5: Pasto para el ensayo de corte.
Figura 1.6: Ensayo de corte
Figura 2.1: Cortadora de cuchillas alternativas con altura de corte controlada
mediante un sistema mecánico
Figura 2.2: Cortadora de cuchillas radiales con altura de corte variable y sistema de
brazo basculante
Figura 2.3: Sistema de suspensión por ballestas
Figura 2.4: Sistema de suspensión por muelles helicoidales
Figura 2.5: Sistema de suspensión Mac Pherson
Figura 2.6: Sistema de tiro con barra central
Figura 2.7: Sistema de tiro triangular total
Figura 2.8: Sistema de tiro con barra central
Figura 2.9: Neumático Altimax
Figura 2.10: Neumático ContiEcocontact 3
Figura 2.11: Neumático EuroDrive
Figura 2.12: Tirón tipo gancho.
Figura 2.13: Tirón tipo ojo
Figura 2.14: Tirón recto 1 7/8"
Figura 2 15: Bola de enganche 1 7/8"

Figura 3.1: Componentes del sistema.	44
Figura 3.2: Elementos del sistema de transmisión.	45
Figura 3.3: Selección de la sección de la correa.	50
Figura 3.4: Esquema cuchillas giratorias.	65
Figura 3.5: Carga puntual sobre la cuchilla.	67
Figura 3.6: Carga distribuida sobre la cuchilla.	68
Figura 3.7: Analogía de la cuchilla con una viga de ancho unitario.	69
Figura 3.8: Consideración de la viga de espesor unitario.	70
Figura 3.9: Diagrama de cuerpo libre plano XY.	75
Figura 3.10: Diagrama de cuerpo libre plano XZ.	76
Figura 3.11: Volúmenes del brazo de giro y la cuchilla.	78
Figura 3.12: Volumen base porta cuchillas.	79
Figura 3.13: Fuerza cortante en el plano XY.	82
Figura 3.14: Momento flexionante en el plano XY.	82
Figura 3.15: Fuerza cortante en el plano XZ	83
Figura 3.16: Momento flexionante en el plano XZ.	83
Figura 3.17: Diagrama de Mohr para el esfuerzo cortante máximo.	87
Figura 3.18: Resistencia a la fatiga diversos aceros.	88
Figura 3.19: Esfuerzo vs. Número de ciclos.	90
Figura 3.20: Suspensión independiente	93
Figura 3.21: Suspensión semi independiente.	93
Figura 3.22: Códigos en neumáticos.	95
Figura 3.23: Enganche fijo.	96
Figura 3.24: Placa base motor.	99
Figura 3.25: Esquema de la estructura.	100

Figura 3.26: Diagrama cuerpo libre vigueta CD.	100
Figura 3.27: Diagrama cuerpo libre vigueta ACEG	103
Figura 3.28: Diagrama cuerpo libre fuerza de tiro.	104
Figura 3.29: Diagrama cuerpo libre pasador.	106
Figura 3.30: Reacción sobre la junta soldada	109

#### **RESUMEN**

El presente proyecto tiene la finalidad de aplicar los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica para diseñar una cortadora de pasto tipo remolque con capacidad de 600 m²/h lo cual evitará el uso de un tractor, disminuyendo costos considerablemente.

En el primer capítulo se clarifica conceptos luego de lo cual, se realiza un estudio agronómico de los diferentes tipos de pastos existentes en las zonas ganaderas, obteniendo datos importantes para el posterior diseño de la máquina.

El segundo capítulo propone alternativas para el diseño de la máquina cortadora de pasto, así como un estudio y selección de elementos normalizados.

En el tercer capítulo se procede al dimensionamiento del sistema de transmisión, además se diseña las cuchillas, el eje y la estructura del remolque con los datos obtenidos previamente.

El cuarto capítulo indica el análisis de costos de materia prima, servicios, consumibles e intangibles invertidos en el proyecto.

Finalmente, el quinto capítulo proporciona un plan de mantenimiento de los diferentes elementos de la máquina.

#### **ABSTRACT**

This project aims to apply knowledge acquired throughout Mechanical Engineering's career in order to design a lawnmower type towing with capacity of 600 m<sup>2</sup>/h, this will avoid to use a tractor, decreasing cost considerably.

The first chapter talks about concepts, after that it shows an agronomic study of different kinds of pastures that there are in cattle areas and obtaining important data for the subsequent design of the machine.

The second chapter proposes alternatives in order to design a lawnmower type towing, well as it studies and chooses standard elements.

In the third chapter, it talks about sizing of the transmission system, moreover blades, shaft and structure of towing are designed here, using data previously obtained.

The fourth chapter shows a costs analysis of raw materials, services, consumables and intangible invested in this project.

Finally, the fifth chapter provides a maintenance plan of the different elements of the machine.

#### **OBJETIVOS**

#### General

Diseñar y construir una cortadora de pasto tipo remolque para zonas agrícolas con capacidad de  $600~\text{m}^2/\text{h}$ .

# **Específicos**

- Plantear diferentes sistemas de corte, analizando la mejor alternativa en función de costos, facilidad de construcción y montaje.
- Reconocer los tipos de pastos existentes en las zonas agrícolas, lo que permite una adecuada elección del sistema, así como la fuerza adecuada para el corte de cada uno de ellos.
- Diseñar las partes necesarias para la construcción, tomando en cuenta todos los parámetros establecidos por las Normas Ecuatorianas de Construcción (NEC), además de normas internacionales.
- Realizar los planos de los diferentes componentes del sistema de corte y
  estructura, así como una selección de elementos normalizados.
- Construir una cortadora de pasto adaptada a un remolque, capaz de optimizar los recursos del ganadero, tanto humano al disminuir el número de campesinos empleados para esta tarea, así como económicos debido al bajo costo del equipo.

#### ALCANCE

El sistema de corte de pasto en cual se basará el diseño del mecanismo dependerá del estudio que se desarrollará en el campo, además de la factibilidad en su diseño y construcción.

Una vez definida la mejor alternativa para el mecanismo de corte, así como del sistema motriz, se diseñarán los distintos componentes en función de normativas locales e internacionales, teniendo en cuenta la disponibilidad de materiales en el mercado ecuatoriano. Se seleccionarán los distintos elementos normalizados que se requieran para la máquina en función de los parámetros y restricciones establecidas. Una vez concluida la etapa de diseño se procederá a elaborar los planos de conjunto, despiece y montaje para con esta información realizar la construcción respectiva.

Para incrementar la vida útil de la máquina, se planteará un manual de mantenimiento y finalmente se elaborará una tabla de costos incurridos en el proyecto.

#### HIPÓTESIS

El diseño y construcción de una cortadora de pasto tipo remolque con capacidad de 600 m²/h dirigida a pequeños agricultores, utilizando materiales existentes en el mercado nacional, disminuirá costos y optimizará el tiempo de trabajo del campesino encargado de esta tarea, la cual será construida en un período comprendido desde diciembre del 2012 hasta enero del 2014.

CAPÍTULO 1

ESTUDIO DEL PASTO

1.1. Conceptos básicos

Pasto: Denominación genérica de varias hiervas destinadas al ganado. Hierba que

come el ganado en el mismo terreno donde se cría. (Wikipedia, 2013)<sup>1</sup>

Pastizal: Los pastizales son aquellos ecosistemas donde predomina la

vegetación herbácea. Estos ecosistemas pueden ser de origen natural o ser producto de

la intervención humana con fines de la crianza de ganado o recreación. (Wikipedia,

 $2013)^2$ 

Pastura: Campo forrajero a base de pastos artificiales, lugar donde pasta el ganado.

Potrero: Parcela limitada por cercas, en que se divide la hacienda dedicada a la

ganadería.

Heno: El heno es el pasto seco, cortado y utilizado como alimento para los animales.

 $(Wikipedia, 2012)^3$ 

<sup>1</sup> http://es.wikipedia.org/wiki/Pasto\_(ganader%C3%ADa)

<sup>2</sup> http://es.wikipedia.org/wiki/Herbazal

<sup>3</sup> http://es.wikipedia.org/wiki/Heno

1

**Remolque:** Es un vehículo de carga no motorizado que consta como mínimo de chasis, ruedas, superficie de carga y, dependiendo de su peso y dimensiones, frenos propios. No se puede mover por sus propios medios sino que es arrastrado y dirigido por otro vehículo: desde camiones-remolque específicos hasta motos y bicicletas, pasando por tractores. (Wikipedia, 2012)<sup>4</sup>

## 1.2. Estudio agronómico del pasto

## 1.2.1. Factores en la producción de pastos

Los factores principales que influyen en el desarrollo del pasto y en su calidad son: clima, suelo, la especie forrajera y las labores de cultivo.

#### 1.2.1.1. El clima

Los procesos vitales de la planta se inician a partir de los 0°C, alcanzando el máximo a los 35°C y paralizándose temporalmente al elevarse a los 45°C. El aumento de la temperatura actúa sobre la respiración y la energía de la planta, doblándose o triplicándose la producción de anhídrido carbónico por cada 10°C.

\_

<sup>4</sup> http://es.wikipedia.org/wiki/Remolque

Los aspectos más importantes del clima son la precipitación y la temperatura. Para el cultivo de pastos el país se divide en 4 pisos térmicos: el cálido y el frío (pastos de clima cálido y pastos de clima frío) en ellos se incluyen la zona media y el páramo.

El clima cálido, tiene temperaturas promedio de alrededor 25°C y una altitud de 0 a 1000 m.s.n.m.

El clima medio, se considera a temperaturas entre 17°C y 25°C y a una altitud de 1.100 a 2.400 m.s.n.m.

El clima frío, tiene temperaturas 12°C a 17°C y una altitud de 2.500 – 2900 m.s.n.m.

El páramo, tiene temperaturas entre 6° C y 11°C y una altitud de 3.000 a 4.000 m.s.n.m.

En la zona media, se pueden cultivar pastos tanto de clima frío como de clima cálido, aunque sus rendimientos son inferiores a los de la región específica. En el páramo se pueden cultivar especies de clima frío con menos rendimientos.

De los factores climáticos la lluvia es el que más influye en la producción forrajera, es necesario por tanto, conocer la pluviometría del lugar y su distribución por meses, es decir, los períodos de lluvia y sequía.

Respecto a la temperatura, en la Sierra es necesario conocer el riesgo de las heladas pues existen plantas resistentes a las bajas temperaturas y otras sensibles.

#### **1.2.1.2.** El suelo

Después del clima el nivel de fertilidad del suelo es el factor más importante que rige la productividad de los pastos. Existen pastos exigentes en fertilidad, otros que se adaptan a cualquier clase de suelos, incluyendo los pobres.

La topografía del lugar tiene una relación directa sobre la cantidad de pasto que puede producir. La finca ideal es la que es razonablemente llana y situada en laderas con buena exposición al sol.

## 1.2.1.3. Especie forrajera

La producción depende de las características intrínsecas de la especie o variedad de pasto.

Los pastos permanentes son el factor clave en la economía del ganadero. Si se tiene una alta y permanente producción de forraje, se tiene varios beneficios: los gastos de mantenimiento son mínimos, la inversión de capital en maquinaria e implementos es baja, los requerimientos de mano de obra por unidad de producción son menores.

#### 1.2.1.4. Labores de cultivo

Como para cualquier cultivo, antes de nada se debe efectuar un reconocimiento del terreno para prever la ejecución de ciertas actividades, sobre todo aquellas que preceden a las relacionadas con el cultivo en sí, es decir toma de muestras para análisis de suelo, necesidad de construcción de drenajes, nivelaciones, etc.

# 1.2.2. Recursos forrajeros

## 1.2.2.1. Recursos forrajeros naturales

En la zona Seca y Baja Interandina (1.500 - 2.500 m.s.n.m.) se tiene vegetación xerofítica como el sigse, penco, cabuya, tuna, algarrobo, guarango, algarrobo pequeño, leguminosas herbáceas como el trébol, y gramíneas como la pajilla, grama, etc.

En la zona de las Praderas Interandinas (2.500 - 3.000 m.s.n.m.) crecen en forma espontánea el kikuyo, holco, trébol blanco, llantén entre otras. (Figura 1.1)



Figura 1.1: Recursos forrajeros en Pradera Interandina, Lasso - Prov. Cotopaxi.

Fuente: Los autores.

En la zona de los Páramos Andinos (3.000 - 4.000 m.s.n.m) existen extensos pajonales formados por paja de páramo, poa, milín y holco. (Figura 1.2)



Figura 1.2: Recursos forrajeros en el Páramo Andino, Píllaro - Prov. Tungurahua.

Fuente: Los autores.

# 1.2.2.2. Recursos forrajeros artificiales

**Gramíneas de pastoreo:** Kikuyo, Ray grass anual, Ray grass perenne, Pasto azul, Festuca alta.

Gramíneas de corte: Avena, Maíz.

Leguminosas: Alfalfa, trébol blanco, trébol rojo, trébol híbrido.

Leguminosas de corte: Vicia común, Vicia velluda.

#### 1.2.3. Conservación de forrajes

Conservar forrajes es disponer de los excedentes estacionales para usarlos como alimento para ganado estabulado o como suplemento alimenticio en épocas de escasez forrajera. Se pueden conservar forrajes de pasturas naturales, de pastos artificiales, de especies de raíces forrajeras y de residuos de cosecha.

Las principales formas de conservación de cultivos forrajeros, son: henificación y ensilaje.

#### 1.2.3.1. Henificación

El proceso de henificación convierte un forraje verde y perecedero en un producto que puede ser almacenado en forma segura y transportado fácilmente sin riesgo de deteriorarse; al mismo tiempo, la pérdida de materia seca y nutrientes se limitan a un mínimo. Este proceso se basa en una reducción del contenido de humedad de 70-90 por ciento a 20-25 por ciento o menos. (FAO, 2012)<sup>5</sup>

La alfalfa, mezclas de pastos y leguminosas, cultivos de avena, ray grass, pangóla, bermuda, guinea, estrella, etc. son cultivos de buena calidad nutritiva y de fácil manejo que más se adaptan a este método de conservación.

\_

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> http://www.fao.org/docrep/007/x7660s/x7660s06.htm

Para obtener heno de alta calidad y buen rendimiento es necesario cortar el cultivo a tiempo. Para la alfalfa se ha determinado que el momento óptimo de corte es cuando el cultivo alcanza un 10% de floración en promedio. Para la avena, el momento ideal es cuando el grano está en estado pastoso y para los pastos al iniciar la floración.

Existen diferentes métodos de henificación. Normalmente la operación incluye lo siguiente:

1. Corte del forraje, estos se hace manual o mecánicamente.

#### a) Corte Manual

Hasta cerca de la mitad del siglo XIX todo el forraje era cortado a mano. Para ello se contaba con dos herramientas básicas: la hoz y la guadaña.

Las hoces han sido diseñadas para el corte de cereales y no están bien adaptadas para cortar forraje, son más lentas y difíciles de manejar que las guadañas.

La guadaña, dalle o dalla es una herramienta agrícola compuesta de una cuchilla curva ensartada en un palo, usada para segar hierba, forraje para el ganado o cereales. La llegada de los medios mecánicos la ha llevado al desuso en los países desarrollados, aunque sobrevive por tradición en muchas zonas rurales. (Wikipedia, 2013)<sup>6</sup>

.

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> https://es.wikipedia.org/wiki/Guada%C3%B1a

La guadaña es la herramienta tradicional para el corte de forraje; puede cortar hasta cinco veces más rápido que la hoz. Necesita un cultivo razonablemente libre de obstáculos, se debe afilar varias veces por día y es preciso tener una cierta habilidad para su uso. (Figura 1.3)



Figura 1.3: Corte manual (guadaña).

Fuente: Los autores.

# b) Corte mecánico

Durante miles de años se usaron la hoz y la guadaña para cortar cultivos y pastos para heno. A partir de 1880 se empezaron a usar las primeras segadoras para tractor, con altísimos rendimientos.

Los cultivos de pastos pueden cortarse aplicando ya sea una fuerza de impacto o una fuerza de cizallamiento a la vegetación presente.

La fuerza de impacto se imparte cuando una cuchilla que gira a alta velocidad rompe o rasga el tallo de la planta. La guadaña o segadora rotativa tiene una o más cuchillas que giran horizontalmente. Debido a que tienden a desmenuzar y rasgar el heno en vez de cortarlo, son poco utilizadas para el efecto.

- 2. Secado natural al sol, para favorecer el proceso de secado natural se usan máquinas acondicionadoras, aflojadoras, volteadoras y desparramadoras. Hasta reducir el nivel de humedad a un 20%. Bajo condiciones del trópico cálido 6 horas de exposición al sol son suficientes para que la humedad de los tejidos alcance el óptimo, en las zonas frías de la sierra son necesarios 2 días. Se reconoce el punto óptimo cuando el pasto estando seco mantiene elasticidad y no llega a volverse quebradizo (reseco).
- Amontonar el material secado, esto se hace manualmente o mediante máquinas henificadoras de descarga lateral.
- 4. Empacado por medio de una máquina empacadora.
- 5. Transporte de las pacas a la bodega.

#### **1.2.3.2.** Ensilaje

El ensilado es un proceso de conservación del forraje basado en una fermentación láctica del pasto que produce ácido láctico y una disminución del pH por debajo de 5.

Permite retener las cualidades nutritivas del pasto original mucho mejor que el henificado, pero precisa de mayores inversiones y conocimientos para conseguir un producto de calidad. (Wikipedia, 2013)<sup>7</sup>

El ensilaje es guardado en una estructura llamada silo. Existen diversas clases de silos, la elección entre uno u otro depende de factores como: tipo de explotación ganadera, recursos económicos disponibles, topografía del terreno y otros.

#### 1.3. Estudio de Campo

Para el presente proyecto se realizan ensayos de corte de los diferentes tipos de pastos existentes en el medio, con la finalidad de determinar los valores de resistencia al corte que serán utilizados posteriormente para el diseño de los elementos de la máquina.

Al cultivar forrajes para la producción de heno la tierra debe estar libre de piedras y troncos con el fin de facilitar el corte, además debe ser nivelado, libre de pequeños obstáculos y huecos para evitar vacíos en el cultivo. En el caso de los cultivos con riego es obvio que la nivelación es necesaria para una buena distribución del agua.

La planta está constituida básicamente de tallos y hojas, pero a medida que va creciendo, aumenta la proporción de tallos y disminuye la proporción de hojas. Por tal motivo se debe cortar el cultivo, en un estado que permita obtener una cantidad importante de materia con alto valor nutritivo para el animal.

.

<sup>&</sup>lt;sup>7</sup> http://es.wikipedia.org/wiki/Ensilado

Debido a que en el país no existen estudios de la fuerza necesaria para el corte de forrajes, se hace necesario experimentar con los diferentes tipos de pastos existentes, con la finalidad de evaluar esta fuerza.

Se procede a construir un mecanismo similar al de las cuchillas existentes en el mercado para este propósito con láminas de acero A36 para el ensayo. (Figura 1.4)

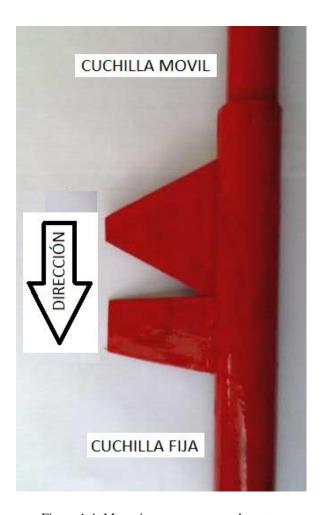


Figura 1.4: Mecanismo para ensayo de corte.

Fuente: Los autores.

Posteriormente se procede a recolectar los diversos tipos de pastos existentes en el medio para cuantificar la fuerza necesaria para dicho corte (ray grass, holco, pasto azul, trébol, alfalfa). (Figura 1.5)

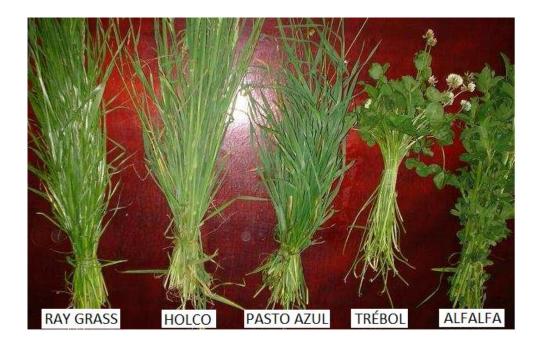


Figura 1.5: Pasto para el ensayo de corte.

Fuente: Los autores.

Finalmente se realiza dicho ensayo. (Figura 1.6) Para medir la fuerza se ubica las variedades de pasto entre las dos cuchillas y se verifica en la balanza la fuerza necesaria para cortar cada uno de ellos.



Figura 1.6: Ensayo de corte.

Fuente: Los autores.

Así se obtiene los siguientes resultados: (Tabla 1.1)

VARIEDAD	FUERZA (lbf)	FUERZA (kgf)	FUERZA (N)
Ray Grass	25	11,4	111,4
Holco	29	13,2	129,2
Pasto Azul	33	15,0	147,0
Trébol	22	10,0	98,0
Alfalfa	31	14,1	138,1

Tabla 1.1: Ensayo de corte.

Fuente: Los autores.

Se obtiene que la mayor fuerza de corte aplicada es al pasto azul (15 kgf), dato que se considerará al momento del diseño del sistema de corte en el capítulo 3.

# **CAPÍTULO 2**

# ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

## 2.1. Alternativas

En base a los parámetros de diseño y funcionalidad de la máquina cortadora de pasto, se presentan dos alternativas que se dan a continuación:

- Cortadora de cuchillas alternativas con altura de corte controlada mediante un sistema mecánico.
- 2. Cortadora de cuchillas radiales con altura de corte variable mediante un sistema mecánico.

## **2.1.1.** Alternativa # 1

# 2.1.1.1. Cortadora de cuchillas alternativas con altura de corte controlada mediante un sistema mecánico

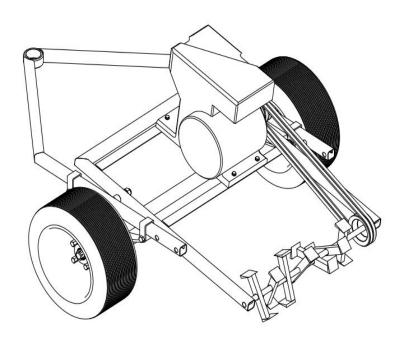


Figura 2.1: Cortadora de cuchillas alternativas con altura de corte controlada mediante un sistema mecánico.

Fuente: Los autores.

El principio de corte de la máquina es similar a un sistema de corte rotativo alternativo, considerando como principal aditamento el posicionamiento de las cuchillas, las cuales son montadas con cierto grado de disparidad para que el eje se mantenga con carga equilibrada y su vida útil incremente. (Figura 2.1)

Los componentes más importantes son:

Estructura: Es el cuerpo de la máquina que sirve de bastidor a todos los mecanismos

y rigidiza al sistema de corte, transmisión así como a las ruedas y el sistema de

sujeción. (Figura 2.1)

Sistema de transmisión: El sistema de transmisión está compuesto por bandas y

poleas, que son los elementos que transmiten la potencia del motor al eje motriz del

sistema de corte. (Figura 2.1)

**Sistema de corte: S**e compone del eje, brazos de giro y las cuchillas. (Figura 2.1)

Sistema de regulación de altura de corte: La máquina debe ser capaz de cortar a

partir de los 50 mm sobre el nivel del suelo, para eso se utiliza un sistema deslizante

para subir y bajar todo el sistema de corte, el cual sirve para regular la altura de las

cuchillas y a la vez para que se pueda elevar la máquina hasta una altura de 300 mm y

poderla transportar al sitio donde se almacena.

Ventajas:

Estructura simple.

Facilidad de construcción.

Facilidad de operación

El sistema realiza el corte del pasto en forma adecuada, garantizando un rebrote

rápido.

El sistema de transmisión es fijo por lo cual las bandas no se destemplaran.

El sistema deslizante es muy confiable, ya que desplaza en conjunto al sistema

de trasmisión con el de corte.

17

### Desventajas:

- El avance de la máquina es lento respecto al de cuchillas rotativas.
- Estructura inestable.

#### **2.1.2.** Alternativa # 2

# 2.1.2.1. Cortadora de cuchillas radiales con altura de corte variable y sistema de brazo basculante

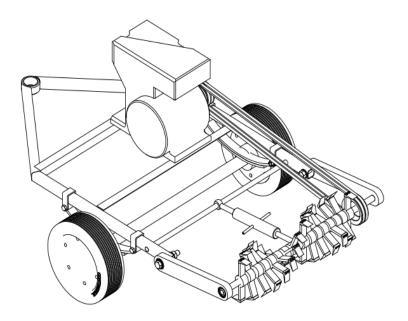


Figura 2.2: Cortadora de cuchillas radiales con altura de corte variable y sistema de brazo basculante.

Fuente: Los autores.

Esta máquina consta de un sistema de transmisión por bandas, a las cuales se encuentra acoplado el eje motriz del sistema de corte; el mismo que consta de cuchillas dispuestas de manera continua, estas se encuentran dispuestas de forma perpendicular al porta cuchillas, aseguran un corte tangencial al área. (Figura 2.2)

Además el sistema de corte esta acoplado por brazos giratorios que se encuentran unidos por pasadores el cual es regulado con un sistema de tornillo sin fin interno, que le proporciona fijación y su utilidad principal es poder contar con una adecuada regulación de altura según la necesidad de corte del pasto. (Figura 2.2)

#### Ventajas:

- Proporciona un buen rendimiento de trabajo en condiciones accesibles debido a su forma de corte.
- Su corte es uniforme debido a que las cuchillas se encuentran con espaciadores equidistantes para que se logre un corte adecuado.
- El mantenimiento de las cuchillas se realiza desmontando el eje porta cuchillas,
   permitiendo de esta manera desmontar y montar todas las cuchillas.

#### **Desventajas:**

- Su disposición de cuchillas pueden ocasionar la rotura del filo de corte de la cuchilla o a su vez el brazo giratorio, considerando que en el lugar de trabajo puede haber piedras u otros elementos.
- Estructura inestable.
- Dificultad de construcción, por la forma de unión de la estructura al sistema de corte.
- El templado de las bandas puede ser un elemento adverso, pues al ser el sistema de corte diferente de la estructura, cuando se realice el cambio de altura las bandas se pueden destemplar o no pueden coincidir.
- Tiene problemas en el corte de cultivos forrajeros muy densos.

#### 2.2. Selección de la mejor alternativa

#### 2.2.1. Criterios de selección

La selección de la máquina cortadora, se realiza considerando diferentes criterios de comparación. (Tabla 2.1)

- Daños en el cultivo: Este factor es importante considerar ya que la forma de corte afectara a la rapidez de rebrote de la planta.
- Costo: Es importante porque cumple con los objetivos de conseguir una máquina que esté dirigida a explotaciones ganaderas pequeñas.
- Facilidad de construcción: Factor que se considera muy importante, este influye en la facilidad de adquisición de materiales existentes en la industria nacional.
- 4. **Operación:** Este factor influye en la complejidad del uso de la máquina, es elemental que no requiera un mayor conocimiento del operario.
- Consumo de potencia: Importante, mientras mayor sea la potencia del motor mayor es el costo de la máquina.
- 6. **Facilidad de montaje y desmontaje:** Factor importante que define la facilidad de montaje y desmontaje de la máquina en caso de reparación.

7. **Mantenimiento:** Factor que define cuan complejo es el cuidado que se debe dar a la máquina después de su uso.

En la Tabla 2.1 se muestran los criterios de selección y evaluación para la máquina cortadora.

# CRITERIOS DE SELECCION EVALUACIÓN

CRITERIOS DE SELECCIÓN	EVALUACIÓN		
CRITERIOS DE SELECCION	1	0	
Daños en la planta	no causa daño	si causa daño	
Costo	económico	costoso	
Facilidad de construcción	fácil	complicado	
Operación	fácil	complicado	
Consumo de potencia	bajo	alto	
Facilidad de montaje	fácil	complicado	
Mantenimiento	fácil	complicado	

Tabla 2.1: Criterios de selección y evaluación.

Fuente: Los autores.

### 2.2.2. Calificación de la alternativa

En la Tabla 2.2 se indica la calificación para seleccionar la mejor alternativa.

### CRITERIOS DE SELECCION ALTERNATIVA 1 vs. ALTERNATIVA 2

CRITERIOS DE SELECCIÓN	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Daños en la planta	1	0,5
Costo	0,8	0,2
Facilidad de construcción	0,5	0,7
Operación	0,9	0,3
Consumo de potencia	0,8	0,3
Facilidad de montaje	0,8	0,6
Mantenimiento	0,8	0,5
TOTAL	5,6	3,1

Tabla 2.2: Calificación de la alternativa.

Fuente: Los autores.

En vista de los resultados obtenidos se procede a elegir la Alternativa 1, cortadora de cuchillas alternativas con altura de corte controlada mediante un sistema mecánico.

#### 2.3. Selección de elementos normalizados

#### 2.3.1. Estudio y selección de alternativas

Para seleccionar las mejores alternativas se consideran los criterios más importantes entre ellos: costos, diseño, tiempo de construcción, facilidad de montaje, de operación, de mantenimiento, seguridad, estética, etc. Además se toma en cuenta las condiciones a las que está expuesto el remolque.

Para efectuar un adecuado análisis, la máquina se lo subdivide en varios grupos de elementos:

- Sistema de suspensión.
- Sistema de tiro.
- Neumáticos.
- Sistema de enganche.

#### 2.3.1.1. Sistema de suspensión

Este sistema es importante ya que la una buena suspensión de la máquina, ayudaría a reducir las circunstancias agrestes del terreno y por ende una mayor maniobrabilidad para el conductor del vehículo motriz.

Este análisis arroja tres alternativas perfectamente aplicables:

Alternativa A: Sistema con ballestas.

- Alternativa B: Sistema con muelles helicoidales.
- Alternativa C: Puntal Mc Pherson.

#### Alternativa A

El sistema de ballestas corresponde a un resorte de flexión, el cual se emplea generalmente en forma de resorte semi elíptico, este soporta las cargas en los extremos flexionando y transmitiendo la fuerza en todo el elemento. (Figura 2.3)

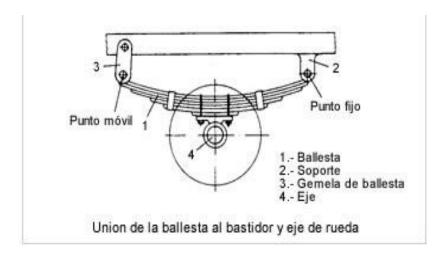


Figura 2.3: Sistema de suspensión por ballestas.

Fuente: http://equipoyaparatode6to2013.blogspot.com/2013/05/claudia-inoztroza.html<sup>8</sup>

#### Ventajas:

- Gran resistencia.
- Menos Costo.
- Facilidad de montaje.

<sup>8</sup> http://equipoyaparatode6to2013.blogspot.com/2013/05/claudia-inoztroza.html

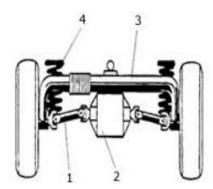
- Facilidad de adquisición.
- Acción amortiguadora.

#### Desventajas:

- Baja estabilidad.
- Mayor rigidez.

#### Alternativa B

El sistema por muelles helicoidales trabaja principalmente a torsión, tienen característica lineal. Este sistema de suspensión está exenta de acción amortiguadora ya que los resortes helicoidales del sistema no pueden transmitir ninguna fuerza de guía a las ruedas, por tal motivo la presencia de amortiguadores es indispensable puesto que gracias a los mismos, aumenta la confiabilidad y la estabilidad. (Figura 2.4)



- Soportes artículados Grupo diferencial Traviesa o tubo De Dion

Figura 2.4: Sistema de suspensión por muelles helicoidales.

Fuente: http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension3.htm<sup>9</sup>

<sup>&</sup>lt;sup>9</sup> http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension3.htm

### Ventajas:

- Mayor estabilidad.
- Sistema seguro.
- Menos rigidez en el sistema.

### **Desventajas:**

- Mayor costo.
- Complicaciones en el diseño.
- Adquisición limitada de los componentes.

#### Alternativa C

El elemento principal es el amortiguador que se conoce como conjunto estructural Mc Pherson o pierna, ya que soporta el elemento elástico o resorte y une la carrocería con rueda y el sistema de dirección. (Figura 2.5)



Figura 2.5: Sistema de suspensión Mac Pherson.

 $Fuente: \ http://www.todoautos.com.pe/portal/autos/200-especiales/2379-suspension-independiente-mcpherson^{10}$ 

\_

 $<sup>^{10}\</sup> http://www.todoautos.com.pe/portal/autos/200-especiales/2379-suspension-independiente-mcpherson$ 

Ventajas:

• Excelente amortiguación.

Buena estabilidad del remolque en la vía.

Desventajas:

Alto costo.

Complejidad en el diseño.

• Exceso de componentes en este tipo de sistema.

2.3.1.2. Sistema de tiro

Siendo el sistema de tiro un elemento estructural crítico, el análisis de las alternativas

presentes garantiza la adecuada transferencia de esfuerzos en toda la estructura

evitando la concentración de esfuerzos en los puntos de acople:

Alternativa A: Tiro con barra central.

Alternativa B: Tiro triangular total.

• Alternativa C: Tiro triangular con barra central.

Alternativa A

Este sistema de tiro se compone de una barra central que se sujeta en la parte delantera

del chasis, la cual va soldada a los travesaños delanteros. (Figura 2.6)

27

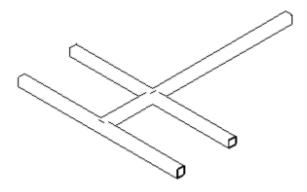


Figura 2.6: Sistema de tiro con barra central.

Fuente: Los autores.

# Ventajas:

- Un solo componente utilizado en el sistema de tiro.
- Facilidad de instalación.
- Bajo peso.
- Bajo costo.

#### **Desventajas:**

- Se transmiten altos esfuerzos a los travesaños.
- El diseño se torna más complejo.
- El componente tiene que ser más robusto.

#### Alternativa B

Este sistema consta de dos barras unidas entre sí a un punto del sistema de enganche con el vehículo motriz y soldadas a la parte delantera del bastidor. (Figura 2.7)

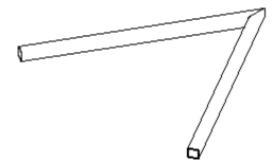


Figura 2.7: Sistema de tiro triangular total.

Fuente: Los autores.

# Ventajas:

- Menor cantidad de elementos.
- Bajo costo.
- Diseño sin complejidad.

### **Desventajas:**

- Bajo rango de movilidad.
- Estructura muy robusta.
- Peso elevado.
- Flexibilidad limitada.

### Alternativa C

El sistema de tiro triangular con barra central, consta de dos barras sujetas al bastidor, pero a diferencia del anterior sistema, este se une a otra barra central que va a la barra de tiro del vehículo motriz. (Figura 2.8)

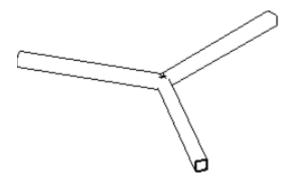


Figura 2.8: Sistema de tiro con barra central.

Fuente: Los autores.

### Ventajas:

- Componentes de menor espesor por lo que sus costos bajan.
- Los esfuerzos que se generan en el sistema son distribuidos y bajos.
- Sistema muy fiable.

#### Desventajas:

- Diseño complejo.
- La dificultad en su fabricación es alta.
- Mayor cantidad de componentes.

#### 2.3.1.3. Neumáticos

Los neumáticos al ser parte integral del sistema de suspensión deben reunir características de fiabilidad y calidad altamente reconocidas, que aseguren un correcto desplazamiento del prototipo.

En el mercado nacional existen varios tipos de neumáticos por lo que se ha seleccionado tres alternativas fiables que se adaptan perfectamente a los requerimientos del prototipo:

- Alternativa A. Neumático modelo Altimax RT.
- Alternativa B: Neumático modelo: Conti-eco-contact 3.
- Alternativa C: Neumático modelo: Euro drive.

#### Alternativa A

Altimax RT es un modelo de neumático ofrecido por General Tire existente en el mercado nacional con una oferta en diferentes tamaños que van desde el rin 13 al rin 17. (Figura 2.9)



Figura 2.9: Neumático Altimax.

Fuente: http://www.tireschile.cl/neumaticos-aro-14/963-neumatico-185-65-R14-altimax-rt-general% 20tire.html 11

-

<sup>&</sup>lt;sup>11</sup> http://www.tireschile.cl/neumaticos-aro-14/963-neumatico-185-65-R14-altimax-rt-general%20tire.html

Las características que ofrece son:

- Diseño de piso asimétrico de bloques cruzados.
- Ranuras circunferenciales anchas.
- Hombros con ranuras laterales profundas.

#### Ventajas:

- Mejor desplazamiento en piso mojado y seco.
- Mejor desalojo de agua e incremento de maniobrabilidad.
- Optimo balance y rendimiento.

#### **Beneficios:**

- Mayor seguridad.
- Mayor respuesta al frenado.
- Evita aquaplaning.
- Mayor tracción en curvas.
- Manejo silencioso.

#### Alternativa B

ContiEcocontact 3 es un modelo de neumático ofrecido por la marca Continental existe en el mercado nacional una gama que va desde el rin 13 al 15. (Figura 2.10)



Figura 2.10: Neumático ContiEcocontact 3.

Fuente: http://www.neumaticosconti.com.ar/conti\_eco\_3/master\_eco3\_es.html 12

#### Las características que ofrecen son:

- Diseño de piso asimétrico, con un diseño circunferencial firme en el centro y hombros externos compactos.
- Novedoso compuesto flexible de silica con un alta y dinámica rigidez, además de un nuevo concepto en polímeros.
- Nuevo concepto de piso (cinturones más planos) y tecnología innovadora (contorno biónico).

#### Ventajas:

•

- Óptimo contacto con el camino.
- El neumático tiene un mejor agarre con la superficie del camino.
- Contorno de cinturones planos y un dibujo de piso que minimiza la deformación al contacto con el camino.

<sup>12</sup> http://www.neumaticosconti.com.ar/conti\_eco\_3/master\_eco3\_es.html

#### **Beneficios:**

- Mejor distancia de frenado en caminos secos y mojados.
- Excelente tracción en caminos secos y mojados.
- Bajo consumo de combustible.
- Bajo desgaste de piso otorgando u servicio de larga vida.

#### Alternativa C

EuroDrive es un modelo de neumático ofrecido por la marca Euzkadi existente en el mercado nacional una oferta en diferentes tamaños (Rin 13 al Rin 17). (Figura 2.11)



Figura 2.11: Neumático EuroDrive.

Fuente: http://euromart.com.mx/euzkadi/precios.php?codigo=1546924<sup>13</sup>

Las características que ofrecen son:

- Hombros sólidos y amplias ranuras.
- Amplias ranuras circunferenciales.

<sup>&</sup>lt;sup>13</sup> http://euromart.com.mx/euzkadi/precios.php?codigo=1546924

Cinco costillas longitudinales.

• Piso con bloques asimétricos.

• Compuesto de piso con tecnología de punta.

Ventajas:

• Distancia de frenado más corto en piso seco y mojado.

• Sobresaliente respuesta y estabilidad en curvas.

• Mayor direccionalidad.

• Manejo silencioso.

• Optimo desempeño.

**Beneficios:** 

• Reduce el riesgo de aquaplaning.

• Respuesta precisa al volante.

• Mayor confort.

Mayor kilometraje.

2.3.1.4. Sistema de enganche

Para la selección del sistema de enganche debe considerarse las facilidades que preste

el vehículo motriz, para remolcar el prototipo. En el mercado nacional dos tipos de

sistema de enganche:

• Alternativa A: Tirón tipo gancho y tipo ojo.

• Alternativa B: Tirón recto y bola de enganche.

35

#### Alternativa A

Este tipo de tirón se utiliza en condiciones duras de trabajo, soporta grandes cargas debido a su diseño y gran resistencia del material. (Figura 2.12)

En el anexo 3 se muestra las características de tirones tipo gancho.



Figura 2.12: Tirón tipo gancho.

Fuente: http://shnohard.en.made-in-china.com14

Conjugado: Tirón tipo ojo.

Este dispositivo de enganche es apto para conjugarse con el tiro tipo gancho.

En la tabla de anexo 3 se indican características de algunos tirones tipo ojo. (Figura 2.13)

\_

<sup>&</sup>lt;sup>14</sup> http://shnohard.en.made-in-china.com



Figura 2.13: Tirón tipo ojo.

Fuente: http://www.quazarcorp.com/blog/archives/197<sup>15</sup>

#### Alternativa B

Este tipo de tirón es utilizado en condiciones medianas de trabajo, debido a su baja capacidad de carga es común en el mercado nacional. (Figura 2.14)

En la tabla del anexo 3 se muestra características de tirones rectos.



Figura 2.14: Tirón recto 1 7/8".

Fuente: http://www.cargafacil.com/tirones.php<sup>16</sup>

-

<sup>&</sup>lt;sup>15</sup> http://www.quazarcorp.com/blog/archives/197

<sup>16</sup> http://www.cargafacil.com/tirones.php

#### Conjugado: Bola enganche.

Este dispositivo de enganche (Figura 2.15) es el conjugado de tirón recto, las limitaciones de carga del tiro se definen por la capacidad de carga del remolque.

En la siguiente tabla del anexo 3 se muestra características de algunas bolas de enganche.



Figura 2.15: Bola de enganche 1 7/8".

Fuente: http://es.made-in-china.com/co\_1027870552/product\_Tow-Hitch-Ball-ST-1-\_esyhugohg.html 17

#### 2.3.2. Ponderaciones para la selección de las alternativas

El método de evaluación de soluciones más viable en la etapa de diseño conceptual es el método ordinal corregido de criterios ponderados que sin estimar específicamente el peso de cada criterio, más aún permite obtener resultados globales suficientemente significativos.

<sup>&</sup>lt;sup>17</sup> http://es.made-in-china.com/co\_1027870552/product\_Tow-Hitch-Ball-ST-1-\_esyhugohg.html

#### 2.3.2.1. Sistema de suspensión

#### Criterios de valoración

Fiabilidad: El sistema debe brindar estabilidad a la cortadora de pasto.

Facilidad de diseño y montaje: El sistema debe ser lo más simple lo que permite un fácil diseño.

**Costo**: Garantizar un buen desempeño del sistema de suspensión a bajo costo refleja un buen diseño.

**Peso:** El sistema no debe exceder cierto peso por lo que los componentes del sistema deben ser pocos.

CRITERIOS	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	ALTERNATIVA C	TOTAL
Fiabilidad	0,7	0,5	1	2,2
Diseño	0,7	0,8	0,8	2,3
Costo	1	0,7	0,6	2,3
Peso	1	0,8	0,6	2,4
TOTAL	3,4	2,8	3	

Tabla 2.3: Valoración sistema de suspensión.

Fuente: Los autores.

**Conclusión**: Mediante el método de evaluación, se determinan que la solución más adecuada para el diseño es la opción A, la cual es el sistema con ballestas. (Tabla 2.3)

#### 2.3.2.2. Sistema de tiro

#### Criterios de valoración

Fiabilidad: El sistema debe brindar estabilidad a la cortadora de pasto.

Facilidad de diseño y montaje: El sistema debe ser lo más simple lo que permite un fácil diseño.

Costo: Garantiza un buen desempeño del sistema de tiro a bajo costo.

**Peso**: El sistema debe ser ligero pero muy resistente ya que este sistema se acopla al vehículo.

CRITERIOS	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	ALTERNATIVA C	TOTAL
Fiabilidad	0,5	0,7	0,9	2,1
Diseño	0,8	0,6	1	2,4
Costo	0,6	0,6	0,8	2
Peso	0,7	0,7	0,7	2,1
TOTAL	2,6	2,6	3,4	

Tabla 2.4: Valoración sistema de tiro.

Fuente: Los autores.

**Conclusión:** Mediante el método de evaluación de soluciones, se concluye que la solución más adecuada para el diseño es la alternativa C ya que presenta un mayor grado de movilidad, la cual es el sistema de tiro triangular con barra central. (Tabla 2.4)

#### 2.3.2.3. Neumáticos

#### Criterios de valoración

**Fiabilidad**: Los neumáticos deben garantizar un desplazamiento seguro de la cortadora de pasto.

Costo: El producto que ofrece el mercado nacional debe estar en los precios convenientes para el usuario, garantizando la calidad.

**Funcionalidad:** El comportamiento de los neumáticos garantiza un buen desempeño en cualquier tipo de vía.

**Peso**: Se toma en cuenta que el producto publicitado en los catálogos se encuentre presente en el mercado nacional.

CRITERIOS	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	<b>ALTERNATIVA C</b>	TOTAL
Fiabilidad	0,8	0,7	0,6	2,1
Diseño	0,7	0,8	0,6	2,1
Costo	1	1	1	3
Peso	1	1	1	3
TOTAL	3,5	3,5	3,2	

Tabla 2.5: Valoración neumáticos.

Fuente: Los autores.

Conclusión: Mediante el método de evaluación de soluciones, se concluye que las soluciones más adecuadas para el remolque son las alternativas A y B, por la fácil

adquisición y garantía brindada se selecciona la solución A, la cual es Altimax RT de General Tire. (Tabla 2.5)

#### 2.3.2.4. Sistema de enganche

#### Criterios de valoración

Fiabilidad: El sistema de enganche debe brindar estabilidad a la cortadora de pasto.

Facilidad de diseño y montaje: El sistema debe ser lo más simple, permitiéndonos un fácil montaje.

Costo: Garantizar un buen desempeño del sistema de enganche a bajo costo.

**Peso:** El sistema no debe exceder cierto peso por lo que los componentes del sistema deben ser pocos.

CRITERIOS	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	TOTAL
Fiabilidad	0,5	1	1,5
Diseño	0,8	0,8	1,6
Costo	0,7	0,8	1,5
Peso	0,8	0,9	1,7
TOTAL	2,8	3,5	

Tabla 2.6: Valoración sistema de enganche.

Fuente: Los autores.

**Conclusión**: Mediante el método de evaluación, se determinan que la solución más adecuada para el diseño es la opción B, la cual es el sistema de tirón recto y bola de enganche. (Tabla 2.6)

## CAPÍTULO 3

# DISEÑO DE LA MÁQUINA CORTADORA DE PASTO

En este capítulo se procede a diseñar los diferentes componentes a construirse y la selección apropiada de elementos normalizados que fácilmente se pueden adquirir en el mercado nacional.

Este diseño abarca los siguientes componentes del sistema: (Figura 3.1)

- Sistema de trasmisión.
- Sistema de corte.
- Estructura.

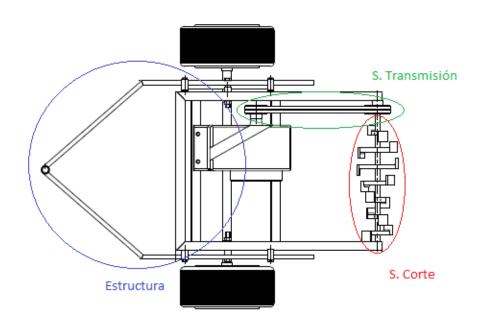


Figura 3.1: Componentes del sistema.

Fuente: Los autores.

#### 3.1. Sistema de transmisión

Para el sistema de transmisión de potencia se utilizará un sistema de bandas, las cuales serán impulsadas por un motor de combustión interna de 6.5 Hp y 3600 rpm, que se anclara sobre la estructura.

La relación de transmisión planteada es 0,83 ya que se debe reducir las revoluciones del eje a 3000 rpm para obtener para un correcto funcionamiento de sistema de corte. (Ivanegas, 2009)<sup>18</sup> (Figura 3.2)

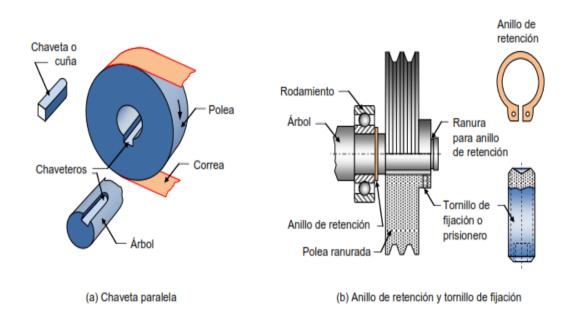


Figura 3.2: Elementos del sistema de transmisión.

Fuente: Diseño de árboles, cap. 7.

<sup>&</sup>lt;sup>18</sup> http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap7.pdf

#### 3.1.1. Procedimiento de cálculo

#### 3.1.1.1. Generalidades

Todo fabricante que comercializa correas de transmisión dispone de catálogos con las especificaciones técnicas de sus correas que son accesibles al público en general.

En dichas especificaciones técnicas se incluyen, para cada sección nominal, la potencia que puede transmitir cada correa, en función del diámetro y las r.p.m. a que gire la polea más pequeña, ya que ésta es la que va a condicionar la resistencia por fatiga a flexión de la correa.

No obstante los valores de estas tablas son teóricos, y están calculados suponiendo una hipótesis de carga constante y un arco de contacto de la correa sobre la polea de 180°.

Evidentemente, la realidad en cada caso será distinta y habrá que ajustarse a las condiciones específicas de trabajo a la que se someta a la correa. Es por ello que es necesario hacer uso de unos coeficientes de corrección que tengan en cuenta la realidad en el diseño y las condiciones de trabajo de cada correa.

#### 3.1.1.2. Potencia transmitida

En primer lugar habrá que calcular la potencia de diseño o total de la potencia transmitida sobre la que se diseñará la correa. La potencia que desarrolla el motor

conductor (P) es el punto de partida, pero a este valor habrá que afectarlo de un

coeficiente corrector en función de diversos factores como: (Isemanal, 2010)<sup>19</sup>

Tipo de motor conductor que se utilice para accionar la transmisión

Tipo de máquina conducida que se vaya a accionar

Horas de servicio por día.

De esta manera la potencia corregida (Pc) o total de la potencia transmitida, que es la

que habrá que utilizar en el diseño, vendrá dada por la siguiente expresión:

Pc = P.k[Ecuación 3.1]

Donde:

Pc: Potencia corregida.

Р: Potencia transmitida del motor conductor.

k: Factor de corrección de la potencia. (Tabla 3.1)

Para iniciar los cálculos del sistema de transmisión, se debe considerar algunos datos

importantes:

**Motor conductor:** 

Motor gasolina

Potencia (*P*): 6.5 Hp.

Revoluciones (N): 3600 rpm.

Diámetro polea salida: 100 mm.

<sup>19</sup> http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html

47

# • Dispositivo conducido:

Sistema de corte unida a un eje rotacional.

Revoluciones (n): 3000 rpm

Diámetro polea conducida: a determinar.

# • Potencia corregida (Pc):

$$Pc = P.k$$
 [Ecuación 3.1]

Donde:

k = 1,1 es el factor de corrección de la potencia (Tabla 3.1)

$$P_c = 6.5 \, Hp \, (1.1) + 0.1 \, Hp$$
 
$$P_c = 7.25 \, Hp$$

Máquinas motrices	Motores eléctricos od = 2 on Motores térmicos multicilindros > 600 rpm			Motores elèctricos c maxi > 2 cn Monocilindro < 600 rpm		
	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 à 24 h/d	<6h/d	6 à 16 h/d	16 à 24 h/d
Cargas uniformes ligeras: Agitadores para líquidos, bombas y compresores centrilugos ventiladores hasta 7,5 Kw Pequeños transportadores	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Cargas uniformes medias: Transportadores de cinta (arena, grano) Ventiladores superiores 7,5 Kw Generadores-alternadores, máquinas herramientas Maquinaria artes gráficas, prensas, cizallas, lavadoras, bombas rotativas.	1,3	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Cargas irregulares con sobrecargas: Maquinaria para tadrillos y cerámica. Elevadores con canjilones. Compresores y bombas de pistones. Maquinaria papel. Pulverizadores, Maquinaria textil.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Cargas irregulares y sobrecargas importantes: Molinos, machacadoras, laminadoras, calandras mezcladoras, Gruas, dragas.	1.3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
Cargas muy irregulares y grandes sobrecargas.	2	2	2	2	2	2

Tabla 3.1: Factor de servicio k.

Fuente: Isemanal, 2010.<sup>20</sup>

\_

 $<sup>^{20}\</sup> http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html$ 

A la tabla anterior, cuando sea necesario el uso de poleas tensoras, habrá que adicionar al coeficiente de corrección anterior los valores siguientes en función de la posición de la polea tensora:

sobre el ramal flojo interior: ---

sobre el ramal flojo exterior: +0,1

sobre el ramal tenso interior: +0,1

sobre el ramal tenso exterior: +0,2

#### 3.1.1.3. Selección del tipo de correa

Cada fabricante dispone de gráficas donde se muestra el tipo de correa adecuada para trabajar en función de la potencia a transmitir y de las revoluciones de giro de la polea menor. (Isemanal, 2010)<sup>21</sup>

Se adjunta una gráfica tipo, (Figura 3.3) de un fabricante de correas de transmisión donde se puede seleccionar la sección correcta de la correa. (Monografías, 2012)<sup>22</sup>

Para elegir el tipo de banda se debe ingresar a la gráfica con las revoluciones de la polea conductora y la potencia corregida:

 $N = 3600 \, rpm$ , velocidad de giro de la polea menor;

• Pc = 7.25 hp.

trasmision-polea-banda.shtml

<sup>21</sup> http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html

<sup>22</sup> http://www.monografias.com/trabajos82/diseno-sistema-trasmision-polea-banda/diseno-sistema-

Tras realizar el ingreso de datos a la gráfica se concluye que la banda a utilizar la Tipo A.

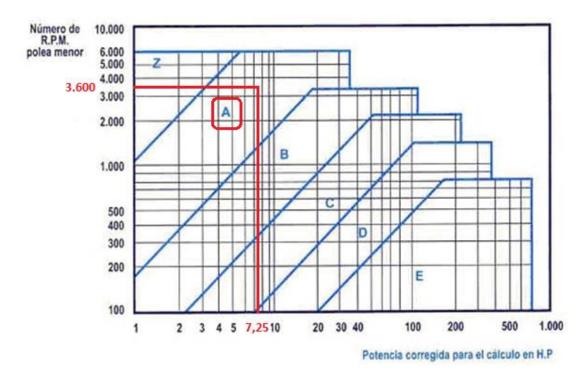


Figura 3.3: Selección de la sección de la correa.

Fuente: http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html 23

#### 3.1.1.4. Relación de transmisión

La relación de transmisión se calcula de acuerdo a la siguiente expresión:

$$R = \frac{N}{n} = \frac{d}{D}$$
 [Ecuación 3.2]

Donde:

<sup>23</sup> http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html

- *R:* Relación de transmisión.
- *N:* Revoluciones por minuto (rpm) de la polea conducida.
- n: Revoluciones por minuto (rpm) de la polea conductora.
- D: Diámetro de la polea conducida.
- *d:* Diámetro de la polea conductora.

Así, la relación de transmisión se calcula en función de las revoluciones de la polea conductora y conducida:

$$R = \frac{N}{n}$$
 [Ecuación 3.2]  

$$R = \frac{3000 \ rpm}{3600 \ rpm}$$
  

$$R = 0.83$$

#### 3.1.1.5. Diámetros de poleas

Generalmente se parte del conocimiento del diámetro de alguna de las poleas, de la mayor o de la menor. (Isemanal, 2010)<sup>24</sup>

Así, si se parte del diámetro de la polea conductora (d), el diámetro de la otra polea, la conducida (D), se obtendría a partir de la relación de transmisión (R).

$$D = \frac{d}{R}$$
 [Ecuación 3.3]

\_

<sup>&</sup>lt;sup>24</sup> http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html

Si por el contrario, se conoce el diámetro de la polea conducida (D), el de la conductora (d) se calcula de igual manera: (Mecánica, 2012)<sup>25</sup>

$$d = D.R$$
 [Ecuación 3.3]

Por último, habrá que comprobar que el diámetro de la polea menor, se elige siempre mayor al mínimo requerido para cada sección, en este caso A. (Tabla 3.2)

Diámetro				8250	1020	10000
polea (mm)	z	Α	В	С	D	E
60	v			- 5		
63	R					
67	V					
71	R	V				
75	V	v				
80	R	v				
90	v	R				
95		v				
100	R	R				-
106		V				
112	v	R	v			
118		V	v			
125	R	R	v			
	K					_
132	v	V R	V			
140	V		R			-
150		v				
160	R	R	R			
170			V			-
180	v	R	R	V		
200	R	R	R	R		
212			377 3	V		-
224	V	V	V	R		
236				V		
250	v	R	R	R		
265				V		2
280		V	V	R		
300		V	V	V		100
315		R	R	R		
355		V	V	V	R	
375			V	V	V	35
400		R	R	R	R	
425			-		V	
450		V	V	v	R	
475					V	
500		R	R	R	R	R
530		- '`		- 10	- ''	V
560		v	v	v	v	R
600			v	v	v	V
630		R	R	R	R	R
670			_ ^			V
710		v	V	V	v	R
		V	V	V	v	R
750						-
800			R	R	R	R
900			V	V	V	V
1000			R	R	R	R
1060				12	V	
1120		2	9	V	v	V
1250		2	- 1	R	R	R
1400			3	V	V	V
1500		5	3	35.00	V	V
1600		9		R	R	R
1800		4	6 6		V	V
1900				- 2		V
2000				- 5	R	R
2240						V
2500				- 5		R

Tabla 3.2: Diámetros mínimos de poleas.

 $Fuente: www.uc3m.es/ingenieria-mecanica/diseno-mecanico-1/.../ocw\_correas1^{26}$ 

-

<sup>&</sup>lt;sup>25</sup> http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html

<sup>&</sup>lt;sup>26</sup> www.uc3m.es/ingenieria-mecanica/diseno-mecanico-1/.../ocw\_correas1

#### Donde:

V: Diámetro válido de polea.

R: Diámetro de polea especialmente recomendado.

Así, el diámetro de la polea conductora (d): 100 mm, es válido según la Tabla 3.2 para correa de perfil A seleccionado.

Diámetro polea mayor (conducida, D):

$$D = \frac{d}{R}$$
 [Ecuación 3.3]

$$D = \frac{100 mm}{0.83}$$

$$D = 120 mm$$

De todos los datos recopilados se puede revisar que la polea conducida llevará un diámetro de 120 mm.

#### 3.1.1.6. Distancia entre ejes

La distancia entre ejes (E) de las poleas suele estar establecida en la transmisión que debe calcularse. No obstante, puede que en algunos casos este dato no esté decidido, quedando a mejor criterio calcular esta distancia. (Isemanal, 2010)<sup>27</sup>

<sup>&</sup>lt;sup>27</sup> http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html

De acuerdo a la experiencia de las empresas fabricantes, y con el objetivo de optimizar el rendimiento de la transmisión, la distancia entre ejes de poleas (E) mínima se puede obtener a partir de las siguientes expresiones: (monografias, monografias, 2010)<sup>28</sup>

• Si la relación de transmisión R está comprendida entre 0,5 y 3:

$$E \ge \frac{(R+1)*d}{2} + d$$
 [Ecuación 3.4]

• Si  $R \ge 3$ :

Para este caso bastaría que se cumpliese que  $E \ge D$ .

Donde:

*E:* Distancia entre ejes de poleas.

*R:* Relación de transmisión.

*d:* Diámetro de la polea conductora.

*D:* Diámetro de la polea conducida.

$$E \ge \frac{(R+1)*d}{2} + d$$
 [Ecuación 3.4] 
$$E \ge \frac{(0,83+1)\ 100\ mm}{2} + 100\ mm$$
 
$$E \ge 191,5\ mm$$

La distancia entre ejes válida es E=630 mm, ya que se toma en consideración que para la construcción se necesitará la mayor distancia para que sea posible un corte adecuado.

 $^{28}\ http://www.monografias.com/trabajos 82/diseno-sistema-trasmision-polea-banda/diseno-sistema-trasmision-polea-banda.shtml$ 

#### 3.1.1.7. Longitud de la correa

La longitud primitiva de la correa (Lp) de una transmisión se calcula directamente a partir de la siguiente expresión: (monografias, 2010)<sup>29</sup>

$$Lp = 2E + \frac{\pi}{2}(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4E}$$
 [Ecuación 3.5]

Donde:

*E:* Distancia entre ejes de poleas.

*d:* Diámetro de la polea conductora.

D: Diámetro de la polea conducida.

La expresión anterior calcula el valor exacto para la longitud de la correa. Las casas comerciales fabrican una serie normalizada de longitudes primitivas nominales para cada sección de correa, que seguramente no coincidirán con la longitud calculada mediante la expresión anterior. Por ello, de esta lista habrá que elegir, para el tipo de correa que se trate, la longitud más próxima al valor calculado. (Isemanal, 2010)<sup>30</sup>

Posteriormente, habrá que determinar el factor de corrección del largo de la correa (Fcl). Ello es así porque en las tablas de correas de cualquier fabricante, las prestaciones que en ellas aparecen están confeccionadas para un desarrollo base de la correa. Como en el cálculo que se realice se obtendrá una longitud de correa distinta al desarrollo base con que se han confeccionado las tablas, habrá que afectarles con un coeficiente corrector de longitud (Fcl).

<sup>&</sup>lt;sup>29</sup> http://www.monografias.com/trabajos82/diseno-sistema-trasmision-polea-banda/diseno-sistema-trasmision-polea-banda.shtml

<sup>&</sup>lt;sup>30</sup> http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html

Así, si la longitud obtenida es mayor a la longitud base, habrá que afectarle con un coeficiente corrector mayor a la unidad (Fcl > 1). Esto es así porque al ser la frecuencia con que flexiona una correa inversamente proporcional a su longitud, es decir, a mayor longitud de correa implica menor número de flexiones de cada sección, y por tanto mayor duración, por lo que se estaría del lado de la seguridad y por tanto, el Fcl deberá ser mayor a la unidad (Fcl > 1).

Por el contrario, si la longitud calculada es inferior al desarrollo estándar del fabricante, la prestación será inferior a la indicada en las tablas, y por lo tanto habrá que aplicar un coeficiente corrector menor a 1 (Fcl < 1).

Según la ecuación 3.5 se puede acceder a la formulación que proporciona la longitud exacta que debe tener la correa (Lp), en función de la distancia entre ejes de poleas ( $E=630 \ mm$ ), el diámetro de la polea conductora ( $d=100 \ mm$ ) y el diámetro de la polea conducida ( $D=120 \ mm$ ).

$$Lp = 2E + \frac{\pi}{2}(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4E}$$
 [Ecuación 3.5]  

$$Lp = 2(630 \text{ } mm) + \frac{\pi}{2}(120 \text{ } mm + 100 \text{ } mm) + \frac{(120 \text{ } mm - 100 \text{ } mm)^2}{4 (630 \text{ } mm)}$$

$$Lp = 1605,73 \text{ } mm$$

Accediendo a la tabla del Anexo 3.1 de longitudes nominales se selecciona la más próxima al valor calculado para el tipo de perfil A.

Se selecciona una correa de perfil "A" con desarrollo nominal (N° 62).

### Factor de corrección del largo de la correa (Fcl)

Al seleccionar una correa tipo A (N° 62) se puede acceder a la tabla que proporciona el factor de corrección por longitud *(Fcl)*, ubicado en el Anexo 3.2.

Vista la tabla para la longitud seleccionada resulta Fcl = 0,99.

#### 3.1.1.8. Arco de contacto

La polea determinante en el diseño y en la duración de la vida útil de la correa será la de menor diámetro. Por ello, es necesario conocer el ángulo de contacto sobre esta polea.

La determinación del ángulo de contacto (A) de la correa sobre la polea menor se realiza aplicando la siguiente expresión: (monografias, monografias, 2010)<sup>31</sup>

$$A = 180^{\circ} - 57^{\circ} \frac{(D-d)}{F}$$
 [Ecuación 3.6]

Donde:

A: Ángulo de contacto sobre la polea menor (conductora), en grados.

*E:* Distancia entre ejes de poleas.

*d:* Diámetro de la polea conductora.

D: Diámetro de la polea conducida.

 $<sup>^{31}\</sup> http://www.monografias.com/trabajos 82/diseno-sistema-trasmision-polea-banda/diseno-sistema-trasmision-polea-banda.shtml$ 

Al igual que en el caso anterior, el diseño óptimo de la correa se ha realizado para un ángulo de contacto sobre la polea de 180°. Como en general el ángulo de contacto sobre la polea menor será inferior a 180°, la prestación de la correa no será la óptima, y por tanto habrá que afectarla por un coeficiente corrector del arco de contacto (FcA).

$$A = 180^{\circ} - 57^{\circ} \frac{(D-d)}{E}$$
 [Ecuación 3.6]  

$$A = 180^{\circ} - 57^{\circ} \frac{(120 \ mm - 100 \ mm)}{630 \ mm}$$
  

$$A = 178, 19^{\circ}$$

### Factor de corrección del arco de contacto (FcA)

Según el Anexo 3.3, se puede acceder a la tabla que proporciona el factor de corrección del arco de contacto (FcA).

En la tabla para el arco de contacto sobre la polea menor de 178,19° es FcA = 0,99.

#### 3.1.1.9. Velocidad lineal de la correa

Para el cálculo de la velocidad lineal de la correa se emplea la siguiente expresión: (monografias, monografias, 2010)

$$Vt = \frac{\pi \times d \times N}{60 \operatorname{seg} \times 1000 \operatorname{mm}} \text{ [Ecuación 3.7]}$$

Donde:

Vt: Velocidad lineal o tangencial de la correa, en m/s.

- d: Diámetro de la polea menor (conductora), en mm.
- *N:* Revoluciones por minuto (rpm) de la polea menor (conductora).

La velocidad lineal de una correa trapezoidal no debe sobrepasar los 30 m/s, dado que a partir de esta velocidad las fuerzas centrífugas son de una magnitud tal que podría desencajar la correa de la ranura de la polea. Si se necesitasen velocidades superiores a los 30 m/s se deberá utilizar poleas especiales que eviten este inconveniente.

En la ecuación 3.7 se puede acceder a la formulación que proporciona la velocidad lineal de la correa en función del diámetro de la polea menor (d=100 mm) y sus revoluciones de giro (N=3600 rpm).

$$Vt = \frac{\pi \times d \times N}{60 \operatorname{seg} \times 1000 \operatorname{mm}}$$
 [Ecuación 3.7]  

$$Vt = \frac{\pi \times 100 \operatorname{mm} \times 3600 \operatorname{rpm}}{60 \operatorname{seg} \times 1000 \operatorname{mm}}$$

$$Vt = 18,85 \operatorname{m/s}$$

El valor obtenido para la velocidad lineal de la correa es válido al ser inferior a los 30 m/s.

#### 3.1.1.10. Prestación base de la correa

La prestación base o potencia base (Pb) que puede transmitir una correa, según su perfil, están tabuladas en las tablas de cualquier fabricante de correas. Como ya se ha indicado, estas prestaciones están indicadas para un ángulo de contacto de 180°.

En dichas tablas, para acceder a la información de la potencia base de la correa, habrá que entrar con las revoluciones por minuto (rpm) y diámetro de la polea menor.

Se adjunta tablas tipo donde se indican las prestaciones base de las correas trapezoidales para los perfiles clásicos Z, A, B, C, D y E, en el Anexo 3.4.

La prestación base o potencia base (Pb) de la correa puede ser consultada en las tablas del fabricante que se encuentran en el Anexo 3.4.

En dichas tablas del Anexo 3.4, entrando con el diámetro primitivo de la polea menor (d=96 mm) y sus revoluciones de giro (N=3600 rpm), se obtiene la prestación base para la correa de perfil A seleccionada.

 $Pb = 3,27 \ Hp$ , resultante de sumarle a la prestación base de la correa de perfil A  $(2,93 \ Hp)$  a la prestación adicional por relación de transmisión  $(0,34 \ Hp)$ .

### 3.1.1.11. Potencia efectiva por correa

La potencia efectiva por correa (Pe) se calcula a partir de la potencia base (Pb) afectada de los coeficientes correctores por longitud de correa (Fcl) y por arco de contacto (FcA). De esta forma la expresión que proporciona la potencia efectiva es la siguiente:

$$Pe = Pb.Fcl.FcA$$
 [Ecuación 3.8]  
 $Pe = (3,27 Hp)(0,99)(0,99)$   
 $Pe = 3,2 Hp$ 

#### 3.1.1.12. Cálculo del número de correas

El cálculo del número de correas necesarias para mover la transmisión es inmediato y resulta de dividir la potencia corregida (Pc), que constituye el total de la potencia a transmitir, entre la potencia efectiva (Pe) por correa. Es decir, que: (mecanica, 2012)<sup>32</sup>

$$N \ correas = \frac{Pc}{Pe}$$
 [Ecuación 3.9] 
$$N \ correas = \frac{7,25 \ Hp}{3,2 \ Hp}$$
 
$$N \ correas = 2,26$$

Una vez determinado esto, serán necesarias 2 correas.

### 3.1.1.13. Fuerzas en las poleas

Se supone que la fuerza de fricción en la banda es uniforme a lo largo de todo el arco de contacto y que las fuerzas centrifugas en la banda pueden ser despreciables.

Entonces la relación entre la tensión mayor F1 y la tensión menor F2 es la misma que en el caso de los frenos de banda; de donde la potencia transmitida. (Shigley, 1989, págs. 728-729)

$$P = (F_1 - F_2)Vt \qquad [Ecuación 3.10]$$

Donde:

P: Potencia en W.

<sup>32</sup> http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html

F: Fuerza (N).

Vt: Velocidad de la banda (pie/min).

Además cuando se instala una banda, se introduce una tensión inicial F<sub>i</sub> en aquella, de donde F<sub>i</sub> se considera. (Shigley, 1989)

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2}$$
 [Ecuación 3.11]

La importancia de la ecuación 3.11 es que realmente define la tensión máxima de la banda cuando se empieza aumentar carga se tiende a que F2 = 0; porque la banda no puede trabajar a compresión. En este punto  $F_1 = 2F_i$  que es la tensión máxima de la banda.

Por consiguiente, la única forma de transmitir más potencia es aumentar la tensión inicial de dicha banda. De esto se define que se diseña la transmisión de bandas limitando la tensión máxima  $F_1$  de acuerdo con la tensión permisible especificada para el tamaño y el material de la banda.

$$Pc = \frac{F_i \times Vt}{16500}$$
 [Ecuación 3.12]

Donde:

*Pc:* Potencia corregida (Hp).

Vt: Velocidad lineal o tangencial (pie/min).

Fi: Fuerza inicial (lbf).

Tomando en consideración que para el diseño, de la máquina se cuenta con la potencia del motor de combustión interna, de donde tomaremos como dato importante que F2 = 0, para la realización de los cálculos.

$$Pc = \frac{F_i \times Vt}{16500} \quad \text{[Ecuación 3.12]}$$

$$F_i = \frac{16500 \times Pc}{Vt}$$

$$F_i = \frac{16500 \times 7,25 \, Hp}{18.85 \, \frac{m}{s} \times \frac{3.28 \, pie}{1 \, m} \times \frac{60 \, s}{1 \, min}}$$

$$F_i = 32,25 \, lbf$$

Como  $2Fi = F_1$ , entonces:

$$F_1 = 64,50 \ lbf$$

Mientras que la F2 = 0 por lo mencionado anteriormente. Transformada dicha fuerza a unidades del sistema internacional se obtiene:

$$F_1 = 64,50 \ lbf \times \frac{1 \ kg}{2,2 \ lbf} \times 9,8 \ \frac{m}{s^2}$$
  
 $F_1 = 287,29 \ N$ 

### 3.1.1.14. Momento de la polea

Para el cálculo del momento de la polea se desarrolla con la siguiente fórmula. (Shigley, 1989)

$$M = \frac{63025 \times P \times k \times n}{N}$$
 [Ecuación 3.13]

Donde:

*M:* Momento de la polea (lbf.pulg).

*Pc:* Potencia corregida (Hp).

*n:* Factor de seguridad.

N: rpm.

Para lo cual se tienen los siguientes datos; P = 7.25 Hp, n = 3, N = 3000 rpm.

$$M = \frac{63025 \times Pc \times n}{N}$$
 [Ecuación 3.13]  

$$M = \frac{63025 \times 7,25 \ Hp \times 3}{3000 \ rpm}$$
  

$$M = 456,93 \ lbf. pulg$$

Transformado a unidades del sistema internacional, resulta:

$$M = 456,93 \ lbf.pulg \times \frac{1 \ kg}{2,2 \ lbf} \times 9.8 \ \frac{m}{s^2} \times \frac{0,0254 \ m}{1 \ pulg}$$
$$M = \mathbf{51,70} \ N. \ m$$

### 3.2. Diseño del sistema de corte

### 3.2.1. Consideraciones de diseño

Para este mecanismo se considera un sistema de corte compuesto por cuchillas giratorias, lo cual evitara daños a la planta como arrancarla de raíz, así como facilitará un rebrote rápido de la misma, lo que beneficia al ganadero dueño del pastizal. (Figura 3.1)

Se distribuye un total de 8 pares de cuchillas giratorias sobre el eje a una distancia de 75 mm cada una y un brazo de giro de 100 mm, dispuestas de forma gradual con la finalidad de minimizar el momento torsional sobre el eje. (Figura 3.4)

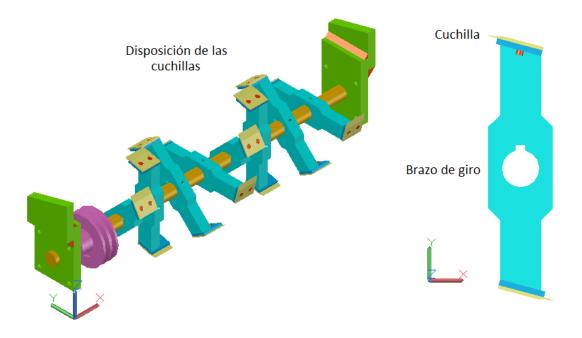


Figura 3.4: Esquema cuchillas giratorias.

Fuente: Los autores.

El sistema de corte consta de las siguientes partes:

- 1. Cuchillas.
- 2. Brazos de giro.
- 3. Eje.
- 4. Chumaceras.

Por lo consiguiente procedemos al diseño y selección de dichos elementos.

### 3.2.2. Selección de la cuchilla giratoria

A continuación se verifica el espesor necesario de la cuchilla con el fin de que realice un corte adecuado, con los datos obtenidos de la fuerza necesaria para realizarlo del capítulo 1. (Tabla 1.1)

En las pruebas realizadas se observó que la fuerza es aplicada en todo filo de la cuchilla así como que su espesor debería ser mínimo, sobreentendiendo que el momento de inercia es alto.

Con ello se asemeja a una viga simple con una carga uniformemente distribuida. Como lo se obtuvo fue una carga puntual de 15 kgf equivalente a 147 N que se indica en la figura 3.5, se procede a distribuirla a lo largo de la cuchilla obteniendo una carga distribuida de 2.94 N/mm, lo cual además asegura que la cuchilla no se destruya si llegase a encontrase con algún obstáculo en su camino.

### Donde:

## P: Carga puntual.

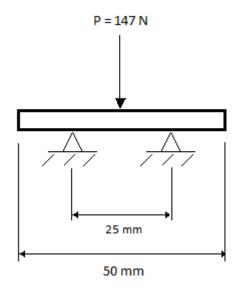


Figura 3.5: Carga puntual sobre la cuchilla.

Fuente: Los autores.

# **CÁLCULO**

Ya que la cuchilla se encuentra sujeta al porta cuchillas y brazo de giro con dos pernos, se considera como una viga simple con una carga uniformemente distribuida de 2.94 *N/mm* como se indica en la figura 3.6. Además para el cálculo se realiza una analogía de la cuchilla con una viga de ancho unitario, obsérvese la figura 3.7 y figura 3.8.

### Donde:

w: Carga distribuida.

*P*: Carga puntual.

*l*: Longitud de la viga.

$$w = \frac{P}{l}$$
 [Ecuación 3.14] 
$$w = \frac{147 N}{50 mm}$$
 
$$w = 2,94 N/mm$$

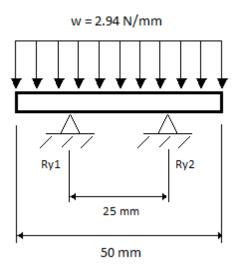


Figura 3.6: Carga distribuida sobre la cuchilla.

Fuente: Los autores.

Se calcula las reacciones de la viga simple con carga distribuida.

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$147 N(12,5 mm) - R_{y2}(25 mm) = 0$$

$$1837,5 N. mm - R_{y2}(25 mm) = 0$$

$$R_{y2} = 73,5 N$$

$$\Sigma F_y = 0$$
 [Ecuación 3.15] 
$$R_{y1} + R_{y2} - 147 N = 0$$
 
$$R_{y1} = 147 N - 73,5 N$$
 
$$R_{y1} = 73.5 N$$

Se calcula el momento de la viga simple con carga distribuida M.

$$M = R_{y1}.x$$
 [Ecuación 3.16]  
 $M = 73.5 N (12.5 mm)$   
 $M = 918.75 N.mm$ 

Se utiliza factor de conversión, así:

$$M = 918,75 \ N.mm \times \frac{1 \ m}{1000 \ mm}$$
  
 $M = 0,919 \ N.m$ 

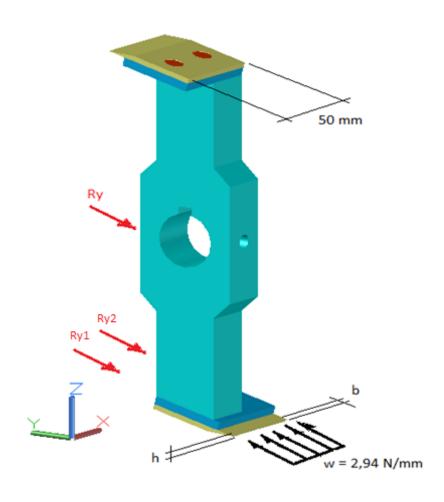


Figura 3.7: Analogía de la cuchilla con una viga de ancho unitario.

Fuente: Los autores.

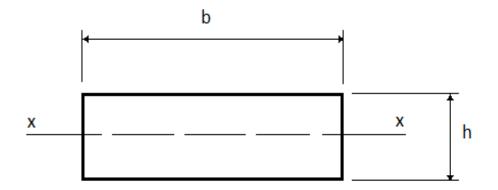


Figura 3.8: Consideración de la viga de espesor unitario.

Fuente: Los autores.

### Ecuaciones a utilizar:

$$\sigma_{cuchilla} = \frac{M}{S_{x-x}}$$
 [Ecuación 3.17] 
$$S_{x-x} = \frac{I_{x-x}}{C}$$
 [Ecuación 3.18] 
$$C = \frac{h}{2}$$
 
$$I_{x-x} = \frac{bh^3}{12}$$
 [Ecuación 3.19]

Donde:

 $\sigma_{cuchilla}$ : Esfuerzo de la cuchilla.

M: Momento en una viga simple con carga distribuida.

 $I_{x-x}$ : Inercia de la cuchilla.

 $S_{x-x}$ : Módulo de la sección.

C: Distancia al centroide de la sección.

Se reemplaza 3.19 y C en la ecuación 3.18, de la siguiente manera:

$$S_{x-x} = \frac{\frac{bh^3}{12}}{\frac{h}{2}}$$

$$S_{x-x} = \frac{bh^2}{6}$$

Como b = 1 mm (analogía viga de ancho unitario), se obtiene:

$$S_{x-x}=\frac{h^2}{6}m$$

Considerado un factor de seguridad n = 3, así:

$$n = \frac{sy}{\sigma_m}$$
 [Ecuación 3.20]

Donde:

 $\sigma_m$ : Esfuerzo admisible.

Sy: Resistencia a la tracción.

*n*: Factor de seguridad.

Se propone un acero Bohler K107 (AISI D6) altamente resistente al desgaste (12 % Cr), ya que su uso es el adecuado para herramientas de corte de este tipo tales como guadañas y hoces (Anexo 3.5), cuya resistencia a la fluencia es:

$$Sy = 1500 MPa$$

**Entonces:** 

$$\sigma_m = \frac{sy}{n}$$
 [Ecuación 3.20]
$$\sigma_m = \frac{1500 \, MPa}{3}$$

$$\sigma_m = 500 MPa$$

$$\sigma_m = 500 000 000 Pa$$

Se toma en cuenta esta mínima condición de esfuerzo admisible y se reemplaza en la ecuación 3.17, así:

$$500\ 000\ 000\ Pa\ \ge \frac{M}{S_{x-x}}$$

Se utiliza la igualdad, se reemplaza el valor anteriormente obtenido de M,  $S_{x-x}$ , se despeja h, y se simplifica unidades.

$$500\ 000\ 000\ Pa = \frac{M}{S_{x-x}}$$

$$S_{x-x} = \frac{M}{500\ 000\ 000\ Pa}$$

$$\frac{h^2}{6}m = \frac{0,919\ N.\ m}{500\ 000\ 000\ \frac{N}{m^2}}$$

$$h^2 = \frac{6\ (0,919\ )\ m^2}{500\ 000\ 000}$$

$$h = \sqrt{1,1028\ E^{-8}\ m^2}$$

$$h = 1,05\ E^{-4}\ m$$

Realizando la conversión a milímetros:

$$h = 1.05 E^{-4} m \times \frac{1000 mm}{1 m}$$
 $h = 0.11 mm$ 

Entiéndase este resultado como el espesor necesario para que la cuchilla realice el corte del pasto. Al ser este espesor similar al del filo de las cuchillas de cualquier tipo existentes en el mercado, se selecciona un fleje de acero Bohler K107 (AISI D6) para el diseño de las mismas.

Es necesario confirmar que la potencia estimada del motor de combustión interna en 6,5 Hp, es óptima para el trabajo en el campo, empleado datos reales.

#### Donde:

Pot: Potencia.

T: Torque.

w: Velocidad angular.

 $R_{\nu}$ : Fuerza necesaria para el corte (Reacción transmitida al eje).

r: Radio del brazo de giro de la cuchilla.

Se realiza el cálculo del torque empleando la ecuación 3.21.

$$T = R_y.r$$
 [Ecuación 3.21] 
$$T = (147 N)(0.1 m)$$
 
$$T = 14.7 N.m$$

Se toma en cuenta, que con la finalidad de cumplir con la capacidad de corte de este proyecto la velocidad angular óptima es de 2000 rpm, con lo cual se procede al cálculo de la potencia con la ecuación 3.22, de la siguiente manera:

$$Pot = T.w \qquad \text{[Ecuación 3.22]}$$
 
$$Pot = 14,7 \ N.m \times 2000 \ \frac{rev}{min} \times \frac{2\pi \ rad}{1 \ rev} \times \frac{1 \ min}{60 \ s}$$

$$Pot = 3.078,76 W$$

Transformando las unidades:

$$Pot = 3\ 078,76\ W \times \frac{1\ Hp}{745,7\ W}$$

$$Pot = 4,13 Hp$$

Con este resultado se procede a la selección de un motor de combustión interna de 6,5 Hp, el cual es de fácil adquisición en el mercado nacional y cumple con los requerimientos para la construcción del presente proyecto, dados los resultados anteriormente obtenidos.

A la potencia nominal del motor seleccionado es imprescindible aplicarle un factor de corrección de altitud, ya que la máquina debe operar entre los 2 500 msnm y los 3 500 msnm. A esta altitud, en promedio el motor opera a un 70 % (Anexo 3.12),por lo cual:

$$Pot = 6.5 \, Hp \, (0.7)$$

$$Pot = 4,55 Hp$$

Finalmente se demuestra que dadas las condiciones de operación, el motor seleccionado perfectamente sirve para el óptimo funcionamiento de la máquina, ya que la potencia nominal corregida es mayor que la potencia calculada.

### 3.2.3. Diseño del eje

La reacción en la base de la cuchilla obtenida  $R_y = 147 N$  es transmitida directamente al eje en el plano XY por las dos cuchillas en contacto. Debido a la disposición de las cuchillas, el mayor momento torsional se genera en la mitad del eje, razón por la cual se toma como referencia la cuchilla número  $4 (C_4)$  y la cuchilla número 8 (C8) debido al diseño para dicho cálculo. (Figura 3.9)

Además en el plano XY interviene la fuerza ejercida por las bandas, determinada en el sistema de transmisión  $F_1 = 287,29 N$  y el torque que se genera en la polea conducida para el cálculo del momento T = 51,70 N.m. (Figura 3.9)

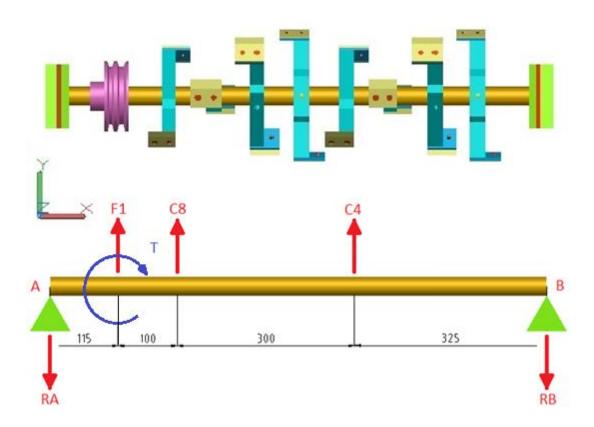


Figura 3.9: Diagrama de cuerpo libre plano XY.

Fuente: Los autores.

Por otra parte, en el plano XZ se considera el peso de cada una de las cuchillas para la sumatoria de fuerzas, y adicionalmente el torque generado por la polea conducida para la sumatoria de momentos  $T = 51,70 \, N.m.$  (Figura 3.10)

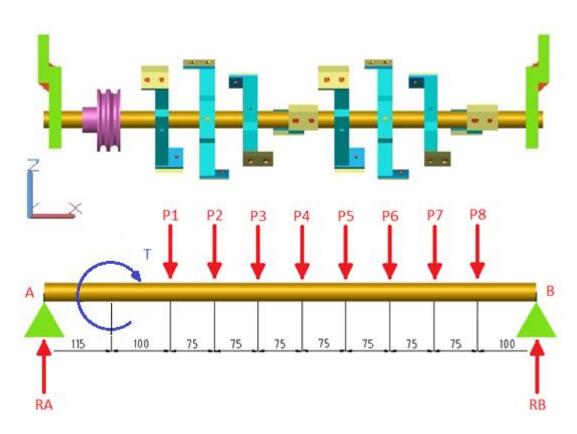


Figura 3.10: Diagrama de cuerpo libre plano XZ.

Fuente: Los autores.

# **CÁLCULO**

La sumatoria de momentos en el punto *B* para el plano *XY* resulta:

$$\Sigma M_B = 0$$

$$- C_4 (0.325 m) - C_8 (0.625 m) - F_1 (0.725 m) - T + R_A (0.840 m) = 0$$

$$- 147 N (0.325 m) - 147 N (0.625 m) - 287,29 N (0.725 m) - 51,70 N.m$$

$$+ R_A (0.840 m) = 0$$

$$-47,78 N.m - 91,88 N.m - 208,29 N.m - 51,70 N.m + R_A(0,840 m) = 0$$
$$-399,65 N.m + R_A(0,840 m) = 0$$
$$R_A(0,840) = 399,65 N$$
$$R_A = 475,77 N$$

Se procede a la sumatoria de fuerzas para el eje Y, así:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_1 + C_4 + C_8 - R_A - R_B = 0$$

$$287,29 N + 147 N + 147 N - R_A - R_B = 0$$

$$581,29 N - R_A - R_B = 0$$

$$R_B = 581,29 N - R_A$$

Se reemplaza  $R_A$  en la ecuación y se obtiene:

$$R_B = 581,29 N - 475,77 N$$
  
 $R_B = 105,52 N$ 

Con la finalidad de realizar el cálculo para el eje XZ, se estima el peso de cada una de las cuchillas partiendo del volumen de sus componentes, sin embargo el brazo de giro y la cuchilla propiamente dicha, al poseer geometrías poco comunes, se facilita su cálculo empleando el comando *MEASUREGEOM* en AutoCad Mechanical 2014, el cual permite dimensionar volúmenes de sólidos (Figura 3.11), así los resultados obtenidos son:

$$V_1 = 193 \ 876,81 \ mm^3 \times \frac{(1 \ m)^3}{(1 \ 000 \ mm)^3}$$
  
 $V_1 = 1,94 \ E^{-4} \ m^3$ 

$$V_2 = 6\,085,07 \, mm^3 \times \frac{(1\,m)^3}{(1\,000\,mm)^3}$$
  
 $V_2 = 6,09 \, E^{-6} \, m^3$ 

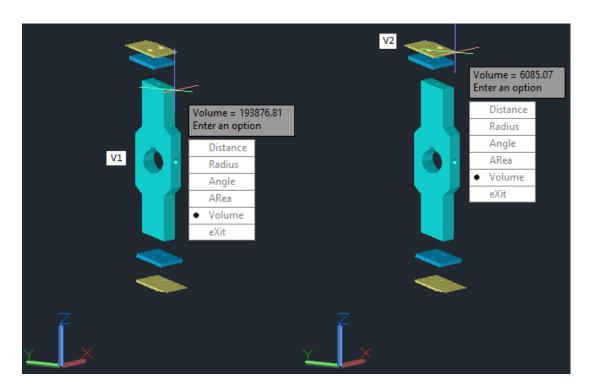


Figura 3.11: Volúmenes del brazo de giro y la cuchilla.

Fuente: Los autores.

El cálculo de la base porta cuchillas se lo realiza de la siguiente manera: (Figura 3.12)

$$V_3 = b_3 . h_3 . e_3$$
 [Ecuación 3.23] 
$$V_3 = (0.04 m)(0.05 m)(0.005 m)$$
 
$$V_3 = 1 E^{-5} m^3$$

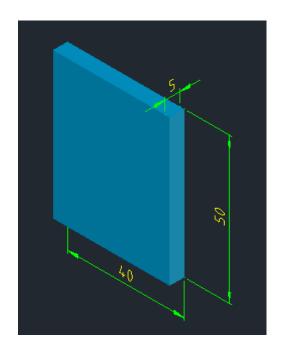


Figura 3.12: Volumen base porta cuchillas.

Fuente: Los autores.

Se procede a sumar el volumen del brazo de giro y las dos bases porta cuchillas, debido a que están compuestas del mismo material, en este caso acero A36.

$$V_{A36} = V_1 + 2V_3$$
 
$$V_{A36} = 1,94 E^{-4} m^3 + 2(1 E^{-5} m^3)$$
 
$$V_{A36} = 2,14 E^{-4} m^3$$

Como la densidad del acero A36 es de 7860 kg/m³, se obtiene la masa del brazo de giro y la base porta cuchillas de la siguiente manera:

$$\delta = \frac{m}{v}$$
 [Ecuación 3.24] 
$$m_{A36} = \delta_{A36}.V_{A36}$$
 
$$m_{A36} = (7860 \frac{kg}{m^3})(2,14 E^{-4} m^3)$$
 
$$m_{A36} = 1,68 kg$$

Además se tiene en cuenta que la densidad del fleje de acero K107 del cual están compuestas las cuchillas es de 7700 kg/m³, obteniéndose su masa de la siguiente manera:

$$\delta = \frac{m}{V}$$
 [Ecuación 3.24] 
$$m_{K107} = \delta_{K107}. 2V_2$$
 
$$m_{K107} = \left(7700 \frac{kg}{m^3}\right). 2(6,09 E^{-6} m^3)$$
 
$$m_{K107} = 0,093 kg$$

Se suman las masas obtenidas anteriormente:

$$m = m_{A36} + m_{K107}$$
  
 $m = 1,68 kg + 0,093 kg$   
 $m = 1,77kg$ 

Y finalmente se obtiene el peso de todo el conjunto que compone la cuchilla:

$$P = m.g$$
 [Ecuación 3.25]  
 $P = (1,77 kg)(9,8 \frac{m}{s^2})$   
 $P = 17.38 N$ 

Una vez definido esto, la sumatoria de momentos en el punto B para el plano XZ resulta:

$$\Sigma M_B = 0$$

$$P_8 (0,100 m) + P_7 (0,175 m) + P_6 (0,250 m) + P_5 (0,325 m) + P_4 (0,400 m)$$

$$+ P_3 (0,475 m) + P_2 (0,550 m) + P_1 (0,625 m) + T$$

$$- R_A (0,840 m) = 0$$

$$17,38 N (0,100 m) + 17,38 N (0,175 m) + 17,38 N (0,250 m)$$

$$+ 17,38 N (0,325 m) + 17,38 N (0,400 m) + 17,38 N (0,475 m)$$

$$+ 17,38 N (0,550 m) + 17,38 N (0,625 m) + 51,70 N.m$$

$$- R_A(0,840 m) = 0$$

$$1,738 N.m + 3,042 N.m + 4,345 N.m + 5,649 N.m + 6,952 N.m + 8,256 N.m$$

$$+ 9,559 N.m + 10,863 N.m + 51,70 N.m - R_A(0,840 m) = 0$$

$$102,10 N.m - R_A(0,840 m) = 0$$

$$R_A(0,840) = 102,10 N$$

$$R_A = 121,55 N$$

Se procede a la sumatoria de fuerzas para el eje Z en el plano XZ, así:

$$\Sigma F_Z = 0$$
 
$$R_A - P_1 - P_2 - P_3 - P_4 - P_5 - P_6 - P_7 - P_8 + R_B = 0$$
 
$$R_A - 17,38 N + R_B = 0$$
 
$$R_A - 139,04 N + R_B = 0$$
 
$$R_B = 139,04 N - R_A$$

Se reemplaza  $R_A$  en la ecuación y se obtiene:

$$R_B = 139,04 N + 121,55 N$$
  
 $R_B = 17,49 N$ 

Con todo esto y la ayuda de las gráficas correspondientes de fuerza cortante (Figura 3.13) (Figura 3.15) y momento flexionante (Figura 3.14) (Figura 3.16) se determina los momentos máximos para los planos *XY* y *XZ*, dimensionando así el eje:

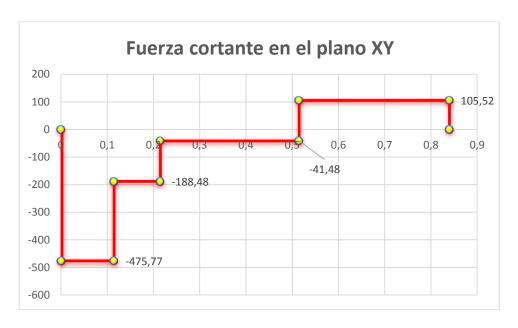


Figura 3.13: Fuerza cortante en el plano XY.

Fuente: Los autores.

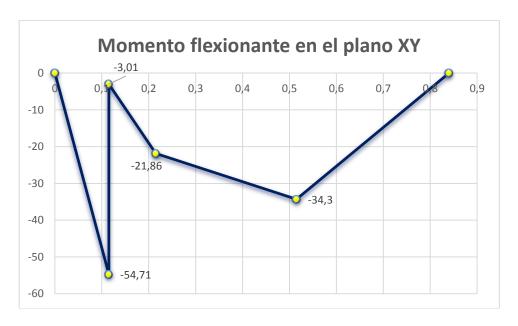


Figura 3.14: Momento flexionante en el plano XY.

Fuente: Los autores.

$$M_{XY} = 54,71 \, N. \, m$$

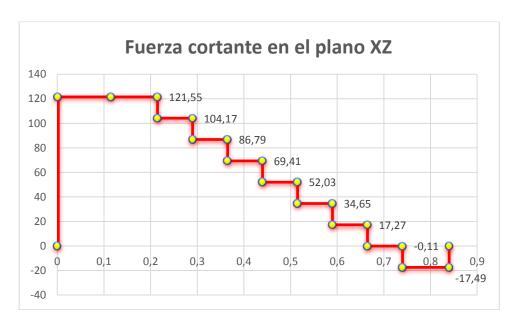


Figura 3.15: Fuerza cortante en el plano XZ.

Fuente: Los autores.

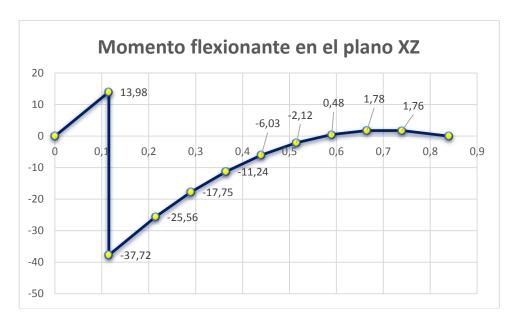


Figura 3.16: Momento flexionante en el plano XZ.

Fuente: Los autores.

 $M_{XZ} = 37,72 N.m$ 

Como:

$$M = \sqrt{M_{XY}^2 + M_{XZ}^2}$$
 [Ecuación 3.26]  

$$M = \sqrt{(54,71 N.m)^2 + (37,72 N.m)^2}$$
  

$$M = 66,45 N.m$$

Entonces el esfuerzo flexionante se determina así:

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi d^3}$$
 [Ecuación 3.27]  

$$\sigma = \frac{32 (66,45 N.m)}{\pi d^3}$$
  

$$\sigma = \frac{676,85 N.m}{d^3}$$

Y el esfuerzo cortante se determina así:

$$\tau = \frac{16 \, T}{\pi \, d^3} \qquad \text{[Ecuación 3.28]}$$

$$\tau = \frac{16 \, (51,70 \, N. \, m)}{\pi \, d^3}$$

$$\tau = \frac{263,31 \, N. \, m}{d^3}$$

Se reemplazan dichas ecuaciones 3.27 y 3.28 con el fin de despejar el diámetro d en la ecuación 3.29, así:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad \text{[Ecuación 3.29]}$$
 
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{676,85 \ N. \ m}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{263,31 \ N. \ m}{d^3}\right)^2}$$
 
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{458 \ 125,92 \ N^2. \ m^2}{d^6} + \frac{207 \ 990,05 \ N^2. \ m^2}{d^6}}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{458\ 125,92\ N^2.m^2 + 207\ 990,05\ N^2.m^2}{d^6}}$$
 
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{666\ 115,97\ N^2.m^2}{d^6}}$$
 
$$\sigma_{eq}^2 = \frac{666\ 115,97\ N^2.m^2}{d^6}$$
 
$$d^6 = \frac{666\ 115,97\ N^2.m^2}{\sigma_{eq}^2}$$

Se propone para el eje un acero AISI 4340 (705), debido a sus propiedades mecánicas adjuntas en el Anexo 3.6, y a su amplio uso para la fabricación de ejes, cigüeñales y tornillos de alta resistencia, cuya resistencia a la fluencia es:

$$Sy = 60 \; \frac{kg}{mm^2}$$

Transformando a unidades del S.I, se obtiene:

$$Sy = 60 \frac{kg}{mm^2} \times 9.8 \frac{m}{s^2} \times \frac{(1000 \text{ mm})^2}{(1 \text{ m})^2}$$
  
$$Sy = 588 000 000 \text{ Pa}$$

Debido a que se utiliza un factor de seguridad en el diseño n=3, y este se aplica al material, se obtiene un esfuerzo admisible equivalente a:

$$\sigma_{eq} = \frac{sy}{n}$$
 [Ecuación 3.20]
$$\sigma_{eq} = \frac{588\ 000\ 000\ Pa}{3}$$

$$\sigma_{eq} = 196\ 000\ 000\ Pa$$

Reemplazando el esfuerzo admisible equivalente en la ecuación antes planteada:

$$d^{6} = \frac{666\ 115,97\ N^{2}.\ m^{2}}{(196\ 000\ 000\ \frac{N}{m^{2}})^{2}}$$

$$d^{6} = \frac{666\ 115,97\ N^{2}.\ m^{2}}{3,84\ E^{16}\ \frac{N^{2}}{m^{4}}}$$

$$d^{6} = 1,73\ E^{-11}m^{6}$$

$$d = 16,09\ E^{-3}m$$

Transformando a milímetros:

$$d = 16,09 m \times \frac{1000 mm}{1 m}$$
  
 $d = 16,09 mm$ 

Se debe verificar que el esfuerzo cortante máximo no sea superior al esfuerzo admisible equivalente según el código ASME para un eje sometido a flexión y torsión, con su respectivo diagrama de Mohr (Figura 3.17) de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi d^3}$$
 [Ecuación 3.27]  

$$\sigma = \frac{32 (66,45 N.m)}{\pi (16,09 E^{-3}m)^3}$$
  

$$\sigma = 162 490 120 \frac{N}{m^2}$$

$$\tau = \frac{16 \, T}{\pi \, d^3} \qquad \text{[Ecuación 3.28]}$$

$$\tau = \frac{16 \, (51,70 \, N. \, m)}{\pi \, (16,09 \, E^{-3} m)^3}$$

$$\tau = 63 \, 210 \, 979,6 \, \frac{N}{m^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{(\frac{\sigma}{2})^2 + \tau^2} \quad \text{[Ecuación 3.30]}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{(\frac{162490120 \frac{N}{m^2}}{2})^2 + (63210979,6 \frac{N}{m^2})^2}$$

$$\tau_{max} = \mathbf{102938757}, \mathbf{1} \frac{N}{m^2}$$

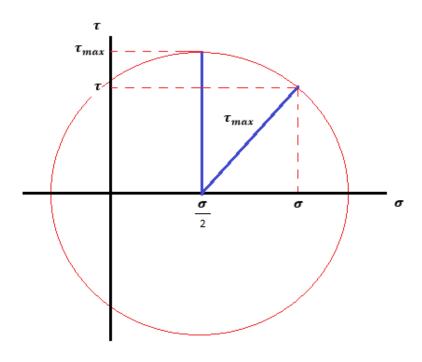


Figura 3.17: Diagrama de Mohr para el esfuerzo cortante máximo.

Fuente: Los autores.

Con lo que se verifica que el esfuerzo cortante máximo al que será sometido el eje no superará el esfuerzo admisible equivalente, además que el diámetro mínimo requerido para el diseño del eje en condiciones normales de funcionamiento es d=16,09 mm, así definiendo un diámetro d=31,75 mm, debido a las condiciones imprevistas e imponderables que la máquina pudiese encontrar en su trabajo que podrían averiarlo, tales como rocas, piedras, ramas, troncos, etc.

### 3.2.3.1. Diseño a fatiga del eje

Debido al acero que se escogió para el diseño del eje, en este caso AISI 4340 (705), no es necesario realizar un análisis a la fatiga del material, ya que es un acero con una elevada resistencia a la fatiga en relación a otros aceros (Figura 3.18). Sin embargo por efectos didácticos se desarrolla un análisis con el fin de demostrarlo.

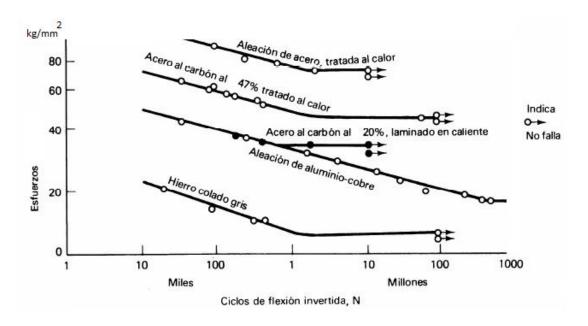


Figura 3.18: Resistencia a la fatiga diversos aceros.

Fuente: www.saber.ucv.ve/.../ESTUDIO%20DE%20FATIGA

Se parte de diversos factores como de superficie (ka), tamaño (kb), carga (kc) y temperatura (kd), cuyos datos empleados en su respectiva fórmula son obtenidos de tablas adjuntas en el Anexo 3.

$$k_a = a \, Sut^b$$
  $k_a = 4,51 \, (1 \, 029 \, MPa)^{-0,265}$   $k_a = 0,7176$ 

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0.1133}$$

$$k_b = \left(\frac{16,09 \text{ mm}}{7,62}\right)^{-0.1133}$$

$$k_b = 0.919$$

$$k_c = (1)(0.57)$$
  
 $k_c = 0.57$ 

$$k_{d} = 1$$

Se emplean estos datos en la ecuación 3.31:

$$S_e = \frac{Sut}{2} k_a. k_b. k_c. k_d$$
 [Ecuación 3.31]  

$$S_e = \frac{1029 MPa}{2} (0,7176)(0,919)(0,57)(1)$$
  

$$S_e = 193,36 MPa$$

A continuación, con el resultado de  $S_e$  procede a calcular los siguientes términos:

$$m = -\frac{1}{3}log\left(\frac{0.9 \text{ Sut}}{S_e}\right)$$
 [Ecuación 3.32]  

$$m = -\frac{1}{3}log\left(\frac{0.9 \text{ (1 029 MPa)}}{193,36 \text{ MPa}}\right)$$
  

$$m = -\frac{1}{3}log(4.79)$$
  

$$m = -0.227$$

$$b = \frac{(0.9 \text{ Sut})^2}{S_e}$$
 [Ecuación 3.33]  
$$b = \frac{((0.9)(1 \ 0.29 \ MPa))^2}{193,36 \ MPa}$$
  
$$b = 4 \ 435,6 \ MPa$$

Finalmente se reemplaza los datos en la ecuación 3.34 para obtener el número de ciclos, así:

$$N = \left(\frac{\sigma}{b}\right)^{\frac{1}{m}} \quad \text{[Ecuación 3.34]}$$

$$N = \left(\frac{162 \, MPa}{4 \, 435,6 \, MPa}\right)^{\frac{1}{-0,227}}$$

$$N = 2,15 \, \times 10^6 \, ciclos$$

Con este resultado se puede apreciar en el gráfico Esfuerzo vs. Número de ciclos que su duración está enmarcada en un ciclo infinito (Figura 3.19).

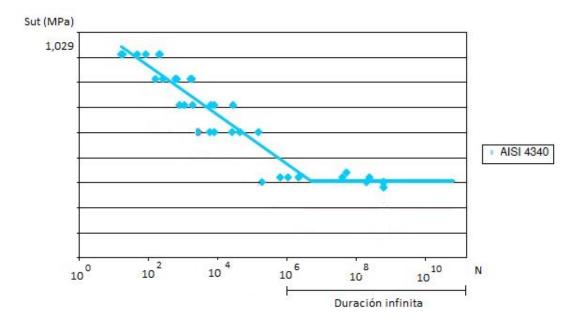


Figura 3.19: Esfuerzo vs. Número de ciclos.

#### 3.3. Estructura

Para la construcción de la estructura de la máquina se debe tomar en consideración algunos aspectos que a continuación se detallan.

## 3.3.1. Remolques

Los remolques son vehículos terrestres dependientes, cuyo propósito fundamental es facilitar el transporte de carga. Este tipo de chasis carente de motor y por ende de movimiento, necesitan de un vehículo motriz para su desplazamiento.

## 3.3.1.1. Partes de un remolque

Existen ocho partes fundamentales que constituyen un remolque:

- Chasis.
- Sistema de suspensión.
- Neumáticos.
- Sistema de enganche.

#### Chasis

El chasis constituye la base de la estructura de carga y el soporte del sistema de suspensión. Es la estructura metálica que soporta la carga del remolque, este elemento es la parte fundamental del remolque.

El chasis está generalmente formado por dos elementos estructurales, denominados largueros laterales o simplemente largueros que se encuentran unidos por otros elementos estructurales denominados travesaños.

#### Sistema de suspensión

La suspensión de un remolque tiene como objetivo el absorber las desigualdades del terreno sobre el que se desplaza, a la vez que mantiene las ruedas en contacto con el suelo, brinda seguridad en marcha, protección de la carga y el mínimo desgaste de las partes de remolque, también evita la inclinación excesiva de la carrocería durante los giros.

El diseño de la suspensión puede presentar dos características extremas: la suspensión diseñada para proporcionar un suave desplazamiento, encontrado en automóviles de lujo y la suspensión diseñada para proporcionar un desplazamiento firme y tenso como la suspensión de un automóvil de carreras.

Existen muchos tipos de suspensión, pero para una mejor comprensión, se generalizan en tres, la suspensión independiente (Figura 3.20), la semi-independiente (Figura 3.21), y la suspensión dependiente. (Circulaseguro, 2012)<sup>33</sup>

<sup>&</sup>lt;sup>33</sup> http://www.circulaseguro.com/el-sistema-de-suspension-el-gran-olvidado-de-la-seguridad-activa



Figura 3.20: Suspensión independiente.

Fuente: <a href="http://www.circulaseguro.com">http://www.circulaseguro.com</a>

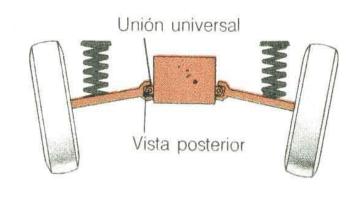


Figura 3.21: Suspensión semi independiente.

Fuente: http://automecanico.com/auto2028/suspensi4.html34

#### Neumáticos

Referido a los automóviles es la parte que hace que el coche este en contacto con el suelo por lo que estos tienen que estar en perfecto estado antes de cada viaje. Un mal mantenimiento o una rotura en un neumático puede causarnos un accidente mortal y

\_

<sup>34</sup> http://automecanico.com/auto2028/suspensi4.html

en muchos casos ocurren accidentes por no revisarlos o hacer un cambio de ruedas a tiempo.

Las ruedas soportan la mayoría del peso del remolque sobre el suelo, los neumáticos brindan la propiedad adherente del remolque con respecto al suelo.

Los neumáticos son el único contacto del piso con el vehículo por lo tanto su función es vital para el buen funcionamiento del remolque. En la composición de los neumáticos intervienen más de doscientos materiales distintos. La energía que estos últimos contienen "suma de la energía de sus materiales constituyentes de base y de la energía necesaria para su transformación (pasar del látex al caucho, por ejemplo)" supone las tres cuartas partes del contenido energético total de los neumáticos. La cuarta parte restante representa la energía para su fabricación.

El neumático presenta altas condiciones de trabajo como son: capacidad de carga, elasticidad, amortiguación y estabilidad direccional, además los neumáticos proporcionan una resistencia a la rodadura mínima y una máxima duración.

Existen diferentes tipos de neumático para distintos tipos de trabajo. Los neumáticos llevan en la parte lateral una codificación, ejemplo: 215/65 R15, (Figura 3.22) donde:

- 215: Ancho del neumático.
- 65: Relación de perfil (65 % del ancho).
- R: Neumático radial.
- 15: Diámetro nominal (rin en pulgadas).



Figura 3.22: Códigos en neumáticos.

Fuente: <a href="http://es.wikipedia.org/wiki/C%C3%B3digos\_en\_neum%C3%A1ticos">http://es.wikipedia.org/wiki/C%C3%B3digos\_en\_neum%C3%A1ticos</a> 35

Además según el fabricante en la codificación se encuentra también valores referenciales de velocidad máxima permitida, requerimientos de utilización, tipo de labrado, presión máxima que soporta el neumático, entre otros.

## Sistema de enganche

El sistema de enganche, es la parte principal de la sujeción del remolque al vehículo. En el diseño de este sistema se tienen en cuenta las fuerzas estáticas y dinámicas que genera el remolque.

<sup>35</sup> http://es.wikipedia.org/wiki/C%C3%B3digos\_en\_neum%C3%A1ticos

El sistema está unido al chasis en un extremo, en el otro está unido al automóvil por medio de articulación que proporcionan los suficientes grados de libertad al remolque, generando los mínimos esfuerzos al vehículo y al diseño de la estructura.

Para cualquier tipo de remolque el tiro no solo ejerce fuerza para mover y frenar el remolque, sino que también hará girar el remolque. Además, que necesita de una libertad de rotación en el enganche con el vehículo.

Existen dos tipos de enganche (fijo o extraíble) y en cualquier caso se debe seleccionar para el tipo de automóvil y la capacidad de carga. (Figura 3.23)



Figura 3.23: Enganche fijo.

Fuente: http://www.choozen.es/ts-enganche-kia-rio~coches,10000323.html<sup>36</sup>

Una vez escogido el tipo de enganche, se determina la capacidad máxima a transportar, en éste caso se selecciona un elemento para que pueda transportar la máquina cortadora de pasto.

.

<sup>&</sup>lt;sup>36</sup> http://www.choozen.es/ts-enganche-kia-rio~coches,10000323.html

#### 3.3.2. Diseño de la estructura

La estructura que soporta al sistema de corte y demás elementos de la máquina, está conformada por perfiles los mismos que son calculados utilizando el programa Sap 2000 v14.

Para determinar la carga que soporta la estructura se debe considerar el peso del sistema de corte, el peso del motor de combustión y el peso de la placa base del motor, entonces:

Se desglosa todas las cargas, obteniendo el peso total que actúa sobre la estructura de 862,83 N. (Tabla 3.3)

Además se considera la fuerza para el arrastre de la máquina durante su trabajo.

ELEMENTO	MASA (kg)	PESO (N)
Motor	32,0	313,6
Placa base del motor	6,2	60,37
Sistema de corte	23,4	229,4
Estructura	26,5	259,46
TOTAL	88,0	862,83

Tabla 3.3: Cargas que soporta la estructura.

Fuente: Los autores.

Con los valores de las cargas y la ayuda del programa Sap 2000 v14, se designan y localizan las cargas para escoger el perfil adecuado. (Ver Anexo 4) Entonces se escoge un perfil cuadrado de 40 x 40 mm con un espesor de 3mm.

## **CÁLCULO**

Se considera un peso del motor, así:  $P_m = 313.6 N$ .

Para dimensionar el peso de la placa base sobre la que se sustenta el motor, se considera la densidad del acero A36, se calcula el volumen de la placa, con lo cual se determina la masa y el peso de la misma. (Figura 3.24)

$$\delta_{A36} = 7860 \; \frac{kg}{m^3}$$

$$V = b.h.e$$
 [Ecuación 3.23]

$$V = (0.245 m)(0.160 m)(0.020 m)$$

$$V = 7.84 E^{-4} m^3$$

$$m = \delta_{A36}.V$$
 [Ecuación 3.24]

$$m = (7860 \ \frac{kg}{m^3})(7,84 \ E^{-4} \ m^3)$$

$$m = 6, 16 kg$$

$$P_b = m.g$$
 [Ecuación 3.25]

$$P_b = (6.16 \, kg)(9.8 \, \frac{m}{s^2})$$

$$P_b=60,37~N$$

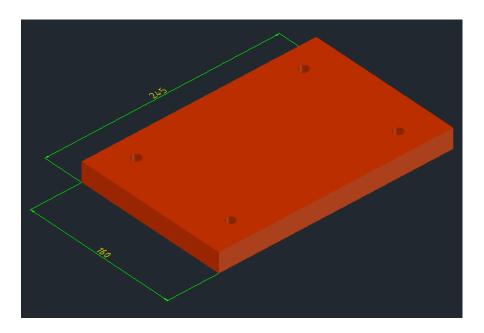


Figura 3.24: Placa base motor.

Fuente: Los autores.

Adicionalmente, se considera un peso de la polea  $P_p = 9.8 N$ , con lo cual se tiene un peso total de:

$$P_t = P_m + P_b + P_p$$
 
$$P_t = 313,6 N + 60,37 N + 9,8 N$$
 
$$P_t = 383,77 N$$

La separación entre las viguetas CD y EF es de 0,224 m (Figura 3.25) y el peso total anteriormente calculado, se distribuirá en un 50% en cada una de ellas, así:

$$P_t = \frac{383,77 N}{2}$$

$$P_t = 191,89 N$$

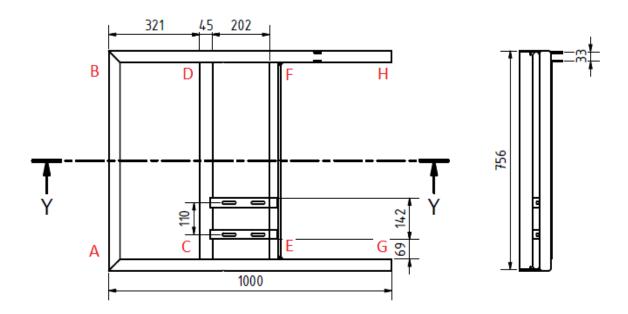


Figura 3.25: Esquema de la estructura.

Fuente: Los autores.

En el plano XY este peso se considera como una carga distribuida sobre la vigueta CD en la sección correspondiente a la base del motor, la cual es similar a la vigueta EF, así RC = RE y RD = RF. (Figura 3.26)

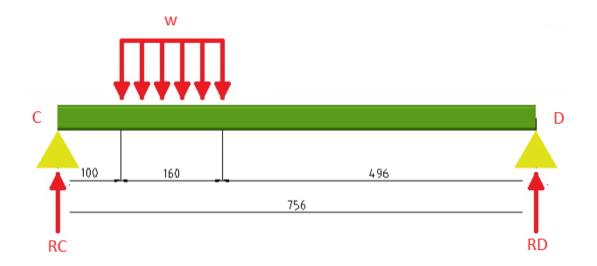


Figura 3.26: Diagrama cuerpo libre vigueta CD.

$$w = \frac{P_t}{b}$$

$$w = \frac{191,89 N}{0,160 m}$$

$$w = 1199,28 \frac{N}{m}$$

Con la finalidad de utilizar las fórmulas del manual de la AISC, se determina las distancias a = 0.100 m, b = 0.160 m, c = 0.496 m, x = 0.180 m y l = 0.756 m.

$$R_C = \frac{w \cdot b}{2 \cdot l} (2c + b) \quad \text{[Ecuación 3.35]}$$

$$R_C = \frac{\left(1199,28 \frac{N}{m}\right) (0,160 m)}{2 (0,756 m)} (2 (0,496 m) + 0,160 m)$$

$$R_C = 146,20 N$$

$$R_D = \frac{w.b}{2.l} (2a + b) \quad \text{[Ecuación 3.36]}$$

$$R_D = \frac{\left(1199,28 \frac{N}{m}\right) (0,160 m)}{2 (0,756 m)} (2 (0,100 m) + 0,160 m)$$

$$R_D = 45,69 N$$

Se determina el momento máximo, así:

$$M_{max} = R_C \cdot x - \frac{w}{2}(x - a)^2 \text{ [Ecuación 3.37]}$$

$$M_{max} = (146,20 \text{ N})(0,180 \text{ m}) - \frac{1199,28 \frac{N}{m}}{2}(0,180 \text{ m} - 0,100 \text{ m})^2$$

$$M_{max} = 26,32 \text{ N} \cdot m - 3,84 \text{ N} \cdot m$$

$$M_{max} = 22,48 \text{ N} \cdot m$$

El tubo cuadrado estructural seleccionado para la construcción es A500, cuyo límite a la fluencia se indica en el Anexo 3.9, Sy = 269 Mpa. (Unicon, 2014)<sup>37</sup>

$$Fb = 0.6 \, Sy$$
 [Ecuación 3.38]   
  $Fb = 0.6 \, (269 \, MPa)$    
  $Fb = 161.4 \, MPa$ 

$$fb = Fb \qquad \text{[Ecuación 3.39]}$$

$$\frac{M_{max}}{Sx} = Fb$$

$$Sx = \frac{M_{max}}{Fb}$$

$$Sx = \frac{22,48 \text{ Nm}}{161 400 000 \frac{N}{m^2}}$$

$$Sx = 1,39 E^{-7} m^3 \times \frac{(100 \text{ cm})^3}{(1 \text{ m})^3}$$

$$Sx = 0,139 \text{ cm}^3$$

Con este resultado se observa que el módulo de sección del tubo estructural cuadrado 40 x 40 mm con un espesor de 3 mm del catálogo de Dipac que es igual a 4,64 cm<sup>3</sup>, perfectamente sirve para el diseño. (Anexo 3.10)

Ahora, se procede a calcular el travesaño ACEG, el cual es el más crítico del diseño, dada la distribución de las cargas y los gráficos previamente obtenidos en SAP 2000 v14 (Anexo 4), para ello se considera que la reacción RC = RE = 146.20 N, dada la

<sup>&</sup>lt;sup>37</sup> http://www.unicon.com.ve/estructural tubos estructurales.html

geometría de la estructura, además de la reacción en el cálculo del sistema de corte en el plano XZ la cual es RA = 121,55 N. (Figura 3.27)

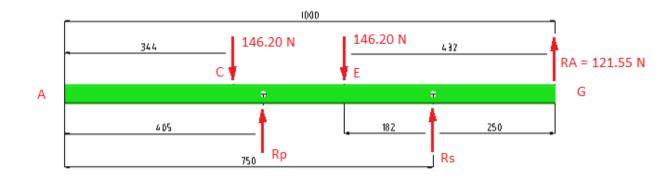


Figura 3.27: Diagrama cuerpo libre vigueta ACEG.

$$\Sigma M_s = 0$$

$$146,20 \ N \ (0,182 \ mm) + 146,20 \ N \ (0,406 \ mm) - Rp \ 0,345 \ mm$$

$$+ 121,55 \ N \ (0,250 \ mm) = 0$$

$$26,61 \ N.mm + 59,36 \ N.mm - Rp \ 0,345 \ mm + 30,39 \ N.mm = 0$$

$$Rp \ 0,345 \ mm = 116,36 \ N.mm$$

$$Rp = 337,28 \ N$$

$$\Sigma Fz = 0$$

$$Rs + Rp + 121,55 N - 146,20 N - 146,2 N = 0$$

$$Rs + 337,28 N + 121,55 N - 146,20 N - 146,2 N = 0$$

$$Rs = -166,44 N$$

#### 3.3.3. Fuerza de tiro

Para el cálculo de la fuerza de tiro se procede a una sumatoria de fuerzas (Figura 3.28), empleando el concepto de coeficiente de rodadura, el cual es similar al coeficiente de rozamiento, con la diferencia de que este último hace alusión a dos superficies que deslizan o resbalan una sobre otra, mientras que en el coeficiente de rodadura no existe tal deslizamiento entre la rueda y la superficie sobre la que existe contacto. El coeficiente se extrae de la tabla 3.4.

Se duplica la reacción en la cuchilla, debido a que dada su disposición sobre el eje, dos son las que toman contacto con la superficie de pasto.

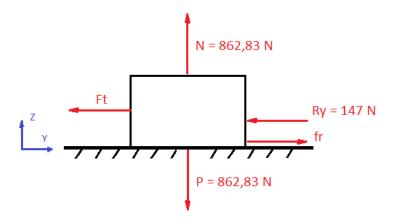


Figura 3.28: Diagrama cuerpo libre fuerza de tiro.

$$\Sigma F_z = 0$$

$$N - P = 0$$

$$N = P$$

$$N = 862,83 N$$

$\mu_{ m r}$	Descripción
0,0002 a 0,0010 <sup>1 2</sup>	Ruedas de ferrocarril sobre railes de acero
	Rodamientos de bolas en acero sobre acero
0,0025 <sup>3</sup>	Neumáticos especiales Michelin para automóvil solar/eco-marathon
0,005	Raíles estándar de tranvía
0,0055	Neumáticos BMX de bicicleta usados para automóviles solares <sup>3</sup>
0,006 a 0,01	Neumáticos de automóvil de baja resistencia y neumáticos de camión sobre carretera lisa
0,010 a 0,015 <sup>4</sup>	Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hormigón
0,020	Neumáticos ordinarios de automóvil sobre losas de piedra
0,030 a 0,035	Neumáticos ordinarios de automóvil sobre alquitrán o asfalto
0.055 a 0.065	Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena

Tabla 3.4: Coeficiente de rodadura.

Fuente: <a href="http://es.wikipedia.org/wiki/Resistencia\_a\_la\_rodadura">http://es.wikipedia.org/wiki/Resistencia\_a\_la\_rodadura</a>

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_t + 2R_y - f_r = 0$$

$$F_t = f_r - 2R_y$$

$$F_t = \mu \cdot N - 2R_y$$

$$F_t = (0.065 \times 862.83 N) - 2(147 N)$$

$$F_t = 237.9 N$$

## 3.3.4. Diseño del pasador

Para el diseño del pasador, se debe tomar en consideración que el mismo sostendrá y hará bascular el sistema de corte.

$$\tau = \frac{F}{2A}$$
 [Ecuación 3.40]

Donde:

 $\tau$ : Esfuerzo cortante.

*F*: Fuerza cortante.

A: Área de tracción para un perno.

Para el cálculo del pasador se debe realizar un análisis de fuerzas, para lo cual se realiza el siguiente diagrama de cuerpo libre (Figura 3.29). Donde:

Rp: Reacción del pasador.

Ft: Fuerza de tiro.

 $R_{A-xy}$ : Reacción en el plano XY.

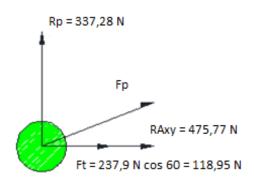


Figura 3.29: Diagrama cuerpo libre pasador.

Se procede a calcular la fuerza total, así:

$$F_p = \sqrt{Rp^2 + Ft^2}$$
 
$$F_p = \sqrt{(337,28 N)^2 + (594,72 N)^2}$$
 
$$F_p = 683,70 N$$

Tomando en consideración que bajo la norma DIN EN 20898-2 y el grado 5 (Shigley, 1989)<sup>38</sup>, el valor del límite a la fatiga es *62,2 Mpa*. (Anexo 3.11)

$$\sigma_{max} = 62,2 \; \frac{N}{mm^2}$$

Para el tipo de trabajo que va realizar y lugar en la cual se va desarrollar el mismo se toma un factor de seguridad de 3.

$$\tau = \frac{Sy}{n}$$

$$\tau = \frac{62,2 Mpa}{3}$$

$$\tau = 20,73 \frac{N}{mm^2}$$

Con los datos antes calculados, se obtiene:

$$\tau = \frac{F}{2A}$$

$$\tau = \frac{2F}{\pi d^2}$$

$$d^2 = \frac{2 \times 683,70 \text{ N}}{20,73 \frac{N}{mm^2} \times \pi}$$

$$d = 4,58 \text{ mm}$$

107

<sup>&</sup>lt;sup>38</sup> SHIGLEY, Joseph, <u>Diseño en ingeniería mecánica</u>, Quinta edición, Edit. Mc Graw Hill pag. 400.

El cálculo anterior determina que un pasador de diámetro de 4,58 mm, soporta perfectamente las cargas actuantes en la estructura. Con el fin de garantizar un adecuado montaje, se selecciona un pin pasador de alta resistencia d=12,5 mm, permitiendo que el elemento seleccionado pueda deslizarse dentro del buje de la estructura móvil.

## 3.3.5. Diseño de la soldadura

Para el diseño de la soldadura se considera la placa porta chumacera, ya que aquí se presentan las reacciones de mayor magnitud.

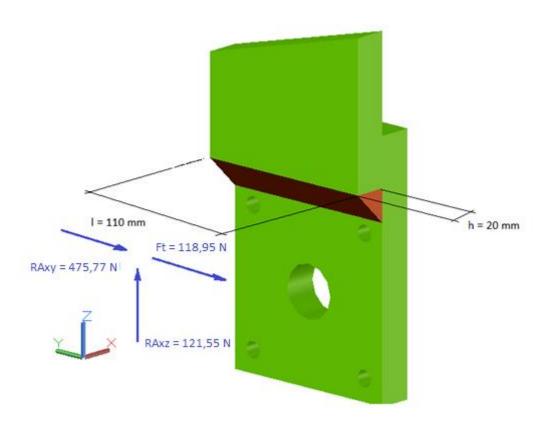


Figura 3.30: Reacción sobre la junta soldada.

Fuente: Los autores.

Donde:

$$F_{x} = R_{A-xy} + F_{T}^{l}$$

$$F_x = 594,72 N$$

En la figura 3.30 se observa una parte crítica de la estructura, la reacción corresponde a la unión de la base que sostiene la chumacera, con la estructura móvil, que se encuentra unido por electrodo *E7018*, el cual significa:

*E*: Acero dulce.

70: Resistencia última (Ksi).

1: Soldadura en todas las posiciones.

8: Electrodo con bajo porcentaje de hidrógeno.

De la tabla anexos 3, se verifica los esfuerzos permitidos para el tipo de carga en cortante.

$$S_{vcorte} = 0.4 * S_v$$

$$S_{ycorte} = 0.4 * 393 Mpa$$

$$S_{ycorte} = 157,2 Mpa$$

Para el cálculo del esfuerzo cortante máximo se utiliza la ecuación:

$$\tau_{max} = \frac{1.207 \ Fx}{h. \ l}$$

Donde:

 $\tau_{max}$ : Esfuerzo cortante máximo.

 $F_{x}$ : Fuerza de cortante.

h: Espesor de la placa o garganta.

l: Longitud del cordón.

$$\tau_{max} = \frac{1.207(594,72 \; N)}{h. \, l}$$

$$\tau_{max} = \frac{1,207 (594,72 N)}{20 mm (110 mm)}$$
$$\tau_{max} = 0,326 Mpa$$

Para comprobar se realiza el cálculo del factor de seguridad;

$$n = \frac{Sy_{corte}}{\tau_{max}}$$

$$n = \frac{157,2 Mpa}{0,326 Mpa}$$

$$n = 481,8 N$$

Como se puede observar en los resultados, el *Sy* que se está produciendo sobre la parte analizada es mucho menor que la que soporta el material, por lo tanto es aplicable para la fabricación de la estructura en todas sus juntas soldadas.

## **CAPÍTULO 4**

#### **COSTOS**

Para el costo de la máquina, se consideran los siguientes rubros como valores al período de construcción (Octubre – Diciembre del 2013). (Tabla 4.5)

## **5.1.**Costos directos

Son aquellos que en la elaboración de un producto o prestación de un servicio son perfectamente medibles y cargables a una unidad identificada (materia prima, servicios, consumibles, etc.)

Los valores de materia prima y consumibles son proporcionados por los distintos proveedores del medio (IPAC; DIPAC, etc.)

Las tarifas, servicios y mano de obra consideradas están basadas en la tabla de costos que proporciona la Empresa Servicios Mecánicos.

## 4.1.1. Materia prima

Son todos los materiales que se utilizan para la fabricación y construcción de las partes y piezas que constituyen la máquina. (Tabla 4.1)

## 4.1.2. Servicios

Son los costos de preparación y maquinado. (Tabla 4.2)

## 4.1.3. Consumibles

Son materiales no recuperables. (Tabla 4.3)

## 4.1.4. Mano de obra

El tiempo empleado en el montaje. (Tabla 4.4)

## **MATERIA PRIMA**

Nro.	Detalle	Cant.	Unidad	Precio Unit	Precio Total
1	Motor nticor 200 6,5 hp	1	U	205,36	205,36
2	Eje rígido AISI 705	1	m	0,90	0,90
3	Tubo cuadrado estructural A-500 40x40x3	12	m	5,00	60,00
4	Placa cuadrada 400x400x20 A36	1	U	1,50	1,50
5	Ángulo 1 ¼x1/8	0,68	m	2,13	1,45
6	Platinas A36 230 x 50	1,5	m	2,30	3,45
7	Ballestas	2	U	5,00	10,00
8	Pines 14 mm	8	U	10,00	80,00
9	Pines 16 mm	2	U	11,50	23,00
10	Bocín de bronce 1 1/2x 2 pulg	2	U	9,80	19,60
11	Perno 10x60 mm	2	U	0,56	1,12
12	Pernos 2 1/2 x1/2 pulg	2	U	0,62	1,24
13	Chumaceras 1 ¼ pulg	2	U	36,50	73,00
14	Polea hierro fundido 4 pulg	1	U	23,74	23,74
15	Polea hierro fundido 6 pulg	1	U	34,56	34,56
16	Bandas A63	2	U	4,57	9,14
17	Arandelas de presión	4	U	0,15	0,60
18	Arandelas planas	4	U	0,12	0,48
19	Tuercas M10	2	U	0,22	0,44
20	Pernos M10	2	U	0,54	1,08
21	Neumáticos RIN 13	2	U	90,00	180,00
22	Aro RIN 13	2	U	35,00	70,00
23	Tortuga	1	U	30,00	30,00
24	Rodamiento cónico 3204FG	2	U	10,20	20,40
25	Retenedores	2	U	1,00	2,00
26	Rodamiento 32206	2	U	2,50	5,00
27	Material para maquinado AISI 1018	3	kg	3,00	9,00
28	Espárragos	8	U	0,60	4,80
29	Tuercas 20x1,5 mm	8	U	1,85	14,80
30	Batería	1	U	65,00	65,00
31	Pasador	8	U	0,30	2,40
32	Pernos 2 ½x3/8 pulg	4	U	0,50	2,00
				TOTAL	956,06

Tabla 4.1: Materia prima.

#### **SERVICIOS**

Nro.	Detalle	Cant.	Unidad	Precio Unit	Precio Total
1	Torno	8	h	15,00	120,00
2	Fresadora	4	h	25,00	100,00
3	Taladro	1	h	10,00	10,00
4	Corte	2	h	0,60	1,20
				TOTAL	231,20

Tabla 4.2: Servicios.

Fuente: Los autores.

#### **CONSUMIBLES**

Nro.	Detalle	Cant.	Unidad	Precio Unit	Precio Total
1	Electrodos E7018	2,5	Kg	8,00	20,00
2	Thinner	3	Lts	1,50	4,50
3	Pintura nticorrosive	0,50	gln	10,30	5,15
				TOTAL	29,65

Tabla 4.3: Consumibles.

Fuente: Los autores.

#### 4.2. Costos indirectos

Son aquellos que benefician al conjunto de unidades de fabricación, pero que por su naturaleza de servicio general, no se pueden cargar a una unidad de ellos (planillas mensuales de energía eléctrica, impuestos prediales, sueldos, intangibles, diseños de ingeniería, etc.)(Tabla 4.4)

## **INTANGIBLES**

Nro.	Detalle	Cant.	Unidad	Precio Unit	Precio Total
1	Mano de obra	35	h	4,50	157,50
2	Diseños de ingeniería	20	h	15,00	300,00
				TOTAL	457,50

Tabla 4.4: Intangibles.

Fuente: Los autores.

## **COSTO TOTAL**

Nro.	Detalle	Costo				
1	Materia prima					
2	Servicios		231,20			
3	Consumibles					
4	Intangibles					
		SUBTOTAL	1674,41			
		IVA 12 %	200,93			
		TOTAL	1875,34			

Tabla 4.5: Costo total.

## CAPÍTULO 5

#### PLAN DE MANTENIMIENTO

El mantenimiento y los ajustes programados prolongarán la vida útil de su equipo, le ayudarán a evitar el costoso tiempo de detención y le brindarán la mejor calidad de corte y el mejor rendimiento. La experiencia ha demostrado que un alto porcentaje de los problemas que presentan los equipos de corte de césped se manifiestan durante un extenso periodo y podrían haberse evitado con ajustes, lubricación u otras medidas de mantenimiento necesarias.

#### 5.2. Mantenimiento preventivo

Después de completar los siguientes pasos, probablemente la máquina arrancará sin problemas.

## 5.2.1. Extracción y limpieza de la bujía

La mayoría de las veces, la simple limpieza de la bujía resuelve los problemas de la cortadora. Para realizar la limpieza, desconectar el cable que sale de la bujía. Luego, con una llave inglesa retirar la bujía. Si ésta se ve ennegrecida o húmeda, probablemente este sea el problema.

Pasar un pedazo de papel de lija de grano fino por la parte superior de la bujía hacia abajo, hasta el metal. Asegurarse de lijar alrededor de los bordes de la pieza metálica (lengüeta) que está justo encima del electrodo. Sin embargo, si se ve que hay un pequeño espacio entre las partes, tranquilícese ya que será suficiente para que la bujía funcione correctamente.

Verificar que la bujía esté seca y libre de polvo. Luego volver a enroscarla dentro del cilindro y conectar el cable al extremo de la bujía. Poner la cortadora en marcha. (Tabla 5.1)

#### 5.2.2. Control de aceite

Verificar que el motor de la cortadora de pasto tiene aceite y de que éste se encuentre en el nivel adecuado. (Tabla 5.1)

#### 5.2.3. Verificación de combustible

Verifique que la cortadora tenga combustible. Si tiene gasolina vieja y no le ha puesto un estabilizante al final de la última temporada, cambie el combustible. Si había vaciado el tanque, entonces llénelo al menos hasta la mitad con gasolina nueva.

#### 5.2.4. Control del medidor de combustible

Comprobar que la gasolina esté entrando en el carburador. Desconecte el alimentador de combustible del carburador y fíjese si sale gasolina por el tubo. Si es así, vuelva a conectarlo. Si no, comprobar el nivel de gasolina ya que puede estar coagulada, o el filtro de combustible se puede haber tapado.

#### 5.2.5. Chequeo del filtro de aire

El filtro de aire debe estar limpio. Si está sucio y aceitado, reemplácelo. Si sólo está sucio, sacúdalo y quítele el polvillo acumulado. Esto puede resolver el problema; sin embargo, la recomendación es reemplazarlo de todos modos. (Tabla 6.1)

## 5.2.6. Limpieza del carburador

Primero, apagar el medidor de combustible. Normalmente hay un tornillo a un lado del carburador. Quítelo y retire la parte inferior del carburador. Limpiar el interior de esta pieza y asegúrese de que la válvula de flotación se mueve libremente. La válvula de flotación es un objeto plástico de unos 4 cm de diámetro que cuelga hacia abajo cuando usted quita la parte inferior del carburador.

Reconectar la pieza inferior del carburador y vuelva a encender el medidor de combustible.

#### 5.2.7. Afilado de cuchillas

Por último, verificar que las cuchillas se encuentren en buen estado, afiladas. Esto minimizará el esfuerzo rotatorio del motor mientras esté cortando el pasto. Con una hoja afilada su máquina ofrecerá un corte más simétrico.

## **5.2.8.** Chequeo de las ruedas

Las ruedas se deben encontrar en buen estado, con un buen labrado, sin golpes y con el nivel de aire óptimo (30 psi) para poder realizar el trabajo de forma adecuada.

## 5.2.9. Chequeo de bandas

El chequeo de las bandas es muy importante pues visualmente se las debe ver en un buen estado, y de no ser así, se debería realizar el cambio correspondiente.

MANTENIMIENTO PREVENTIVO								
Realizado por								
Dirección								
Fecha	_							
Reporte de ultimo mantenimient	.o							
Mantenimiento diario		Lunes	Martes	Miércoles	Jueves	Viernes		
Ítem de chequeo								
Seguridad de operación								
Nivel de aceite y combustible								
Condición de filtro de aire								
Sonidos inusuales del motor								
Sonidos inusuales operando								
Presión de las llantas								
Chequeo de batería								
Chequeo de cuchillas								
Chequeo de rodamientos								
Revisión de espárragos								
Revisión de tortuga de enganche								
Revisión de ballestas								
Chequeo del brazo de giro								
Reporte técnico								
Observaciones								
		_						
Firma de técnico encargado				Cliente				

## MANTENIMIENTO PREVENTIVO

		Diario	20 hrs	50 hrs	100 hrs	300 hrs
Aceite del motor	Chequeo del nivel de aceite					
Aceite dei motor	Cambio					
Aceite caja reductora	Chequeo del nivel de aceite					
Aceite caja reductora	Cambio					
	Chequeo					
Filtro de aire	Limpieza					
	Cambio					
Depósito de copa	Limpieza					
Bujía	Limpieza, ajuste					
Bujia	Cambio					
Supresor de chispas	Limpieza					
Prueba en vacio	Chequeo ajuste					
Juego de válvulas	Chequeo, ajuste					
Tanque de combustible	Clean					
Filtro de combustible						
Linea de suministro de combustible	Chequeo	Cada dos años (su remplazo si fuera necesario)			0)	
Cilindro y pistón	Clean Carbon	Cada 125 hrs				

Tabla 5.1: Mantenimiento preventivo del motor.

#### **CONCLUSIONES**

Al terminar el presente proyecto se puede concluir lo siguiente:

- Se cumplió con el objetivo de diseñar y construir una máquina cortadora de pasto, con un sistema de corte variable en función de las necesidades del cliente.
- Los materiales utilizados en la fabricación de la máquina son los más versátiles y existentes en la industria nacional.
- El sistema de corte se ha diseñado y fabricado para que el corte del pasto se realice en función de la época del año y de la calidad del mismo, buscando que se mantenga la raíz intacta para su futuro rebrote.
- Los planos de fabricación se han realizado de forma que ofrecen claridad para montar y desmontar las partes de la máquina con facilidad.
- Luego de realizar las pruebas de funcionamiento, la fiabilidad de la máquina garantiza seguridad, utilidad y confiabilidad en el trabajo.
- El equipo se ha diseñado con correas trapezoidales para que cuando las cuchillas se encuentren con algún obstáculo en su camino, estas puedan deslizarse sobre las poleas, evitando daños en los brazos de las cuchillas u otro componente.

#### RECOMENDACIONES

- El mantenimiento preventivo de la máquina debe efectuarse cada 40 horas de funcionamiento para garantizar la vida útil de la máquina/equipo.
- El equipo debe funcionar a 5 cm desde el nivel del suelo, de esta manera evitando que las cuchillas tengan contacto directo con el suelo formando una pasta abrasiva que desafilará a las cuchillas.
- Se debe tener un juego de cuchillas adicionales para sustituirlas en caso de ruptura, avería o situaciones imponderables que generalmente suceden en un trabajo de campo de esta índole.
- Se debe verificar que el nivel de aceite en el motor de combustión sea el adecuado para evitar daños en los componentes internos de este, así como un chequeo previo del filtro de aire debido a las condiciones de trabajo de la máquina.
- Finalmente, se sugiere afilar todas las cuchillas cada 40 horas de uso, utilizando una piedra para afilar humedecida previamente, debido a que ello nos permitirá un corte más homogéneo del pasto.

# **BIBLIOGRAFÍA**

Circulaseguro.	(2012).	Obtenido	de http://ww	ww.circulase	guro.com/el-sist	ema-de-
suspens	ion-el-gra	an-olvidado	-de-la-seguri	dad-activa		
FAO. (2012). C	)btenido	de http://wv	ww.fao.org/do	ocrep/007/x7	660s/x7660s06.l	ntm
Ivanegas.	(200	09).	blog.upt.e	edu.	Obtenido	de
http://bl	og.utp.ed	lu.co/lvaneg	gas/files/2011	/08/Cap7.pd	f	
lsemanal,	t.	(2010).	ingen	necanica.	Obtenido	de
http://in	gemecan	ica.com/tut	orialsemanal/	tutorialn121.	html	
mecanica,	i.	(2012).	diseño	mecanico.	Obtenido	de
http://in	gemecan	ica.com/tut	orialsemanal/	tutorialn121.	html	
Mecánica,	I.	(2012).	Diseño	Mecánico.	Obtenido	de
http://in	gemecan	ica.com/tut	orialsemanal/	tutorialn121.	html	
monografias.	(20	010).	Recuperad	o el	2013,	de
http://w	ww.mon	ografias.cor	n/trabajos82/	diseno-sisten	na-trasmision-po	olea-
banda/d	iseno-sis	tema-trasm	ision-polea-b	anda.shtml		
monografias.	(2010	). mon	ografias.	Obtenido	de mono	ografias:
http://w	ww.mon	ografias.cor	n/trabajos82/	diseno-sisten	na-trasmision-po	olea-
banda/d	iseno-sis	tema-trasm	ision-polea-b	anda.shtml		
Monografías. (	2012). C	btenido de	http://www	.monografias	.com/trabajos82	/diseno-
sistema-	-trasmisio	on-polea-ba	nda/diseno-si	istema-trasmi	sion-polea-band	la.shtml
Shigley, E. (198	89). <i>Man</i>	ual de diseí	ño de maquin	as. Mexico: I	Mc graw Hill.	
Unicon,	I.		(2014).	O	btenido	de
http://www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales.html						
Wikipedia. (201	12). Obte	nido de http	p://es.wikiped	lia.org/wiki/H	Heno	

Wikipedia. (2012). Obtenido de http://es.wikipedia.org/wiki/Remolque
Wikipedia. (2013). Obtenido de http://es.wikipedia.org/wiki/Herbazal
Wikipedia. (2013). Obtenido de http://es.wikipedia.org/wiki/Pasto\_(ganader%C3%ADa)
Wikipedia. (2013). Obtenido de https://es.wikipedia.org/wiki/Guada%C3%B1a
Wikipedia. (2013). Obtenido de http://es.wikipedia.org/wiki/Ensilado

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Análisis estructural: Determinación de las solicitaciones en los miembros y

conexiones utilizando los principios de la mecánica estructural. Análisis estructural

que toma en cuenta el comportamiento inelástico del material, incluye el análisis

plástico.

Carga: Fuerza u otra acción que resulta del peso de los materiales de construcción de

la estructura, el peso y la actividad de sus ocupantes y sus pertenencias, efectos

ambientales y climáticos, movimientos diferenciales o restricciones a los cambios

dimensionales.

Factor de seguridad: Factor que toma en cuenta las desviaciones entre la resistencia

real y la resistencia teórica, las desviaciones entre la carga real y la carga nominal, y

las incertidumbres del análisis en la transformación de las cargas en solicitaciones, y

del modo de falla y sus consecuencias.

Fatiga: Estado límite de inicio, crecimiento de fisuras y grietas resultantes de la

aplicación repetida de cargas variables.

Pasto: Denominación genérica de varias hiervas destinadas al ganado. Hierba que

come el ganado en el mismo terreno donde se cría.

127

Pastizal: Los pastizales son aquellos ecosistemas donde predomina la

vegetación herbácea. Estos ecosistemas pueden ser de origen natural o ser producto de

la intervención humana con fines de la crianza de ganado o recreación.

**Pastura:** Campo forrajero a base de pastos artificiales, lugar donde pasta el ganado.

Potrero: Parcela limitada por cercas, en que se divide la hacienda dedicada a la

ganadería.

Heno: El heno es el pasto seco, cortado y utilizado como alimento para los animales.

**Remolque:** Es un vehículo de carga no motorizado que consta como mínimo de chasis,

ruedas, superficie de carga y, dependiendo de su peso y dimensiones, frenos propios.

No se puede mover por sus propios medios sino que es arrastrado y dirigido por otro

vehículo, desde camiones-remolque específicos hasta motos y bicicletas, pasando

por tractores.

Tensión, esfuerzo: Fuerza por unidad de área causada por fuerza axial, momento corte

o torsión.

128

Cronograma de actividades

**Planos** 

Catálogos y tablas

	Longitud primitiva nominal									
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)				
41	1066	10/5	1086							
42	1092	1106	1100							
43	1117	1134	1140	14.0		-				
44	1143	1153	1156	1191	/e:					
45	1168	1186	1184	1217						
46	1193	1199	1204	1242						
47	1219	1232	1237	1267						
48	1244	1262	1268	1293						
49	1270	1280	1288	1318						
50	1295	1306	1318	1344		-				
51	1320	1330	1328	1357						
52	1346	1354	1367	1394						
53	1371	1381	1392	1429						
54	1397	1405	1410	1442	-					
55	1422	1429	1443	1460	160					
56	1447	1459	1460	1497						
57	1473	1492	1491	1527						
58	1498	1507	1512	1550						
59	1524	1532	1541	1576						
60	1549	1556	1556	1598						
61	1343	1584	1601	1623						
62		1605	1626	1648						
63		1633	1641	1674		-				
64		1658	1674		•	-				
65				1699						
66		1683	1695	1725						
	•	1714	1724	1745	-					
67		1742	1743	1775		-				
68		1767	1770	1788						
69	•	1785	1794	1826						
70		1813	1818	1847						
71		1841	1846	1877	•					
72	-	1862	1878	1897						
73	*	1887	1900	1928						
74		1913	1924	1953						
75		1937	1947	1979	*					
76		1963	1973	1989						
77		1989	1999	2015						

	Sección de la correa										
Longitud correa	Z	A	8	C	D	E					
16	0.80										
24	0.83		-		(*)						
26	0.84	0.81									
31	0.89	0.84									
35	0.92	0.87	0.81								
38	0.93	0.88	0.83								
42	0.95	0.90	0.85		-						
46	0.97	0.92	0.87								
51	0.99	0.94	0.89	0.80		-					
55	1.00	0.96	0.90	0.81	100						
-		0.98	0.92	0.82							
62 68		0.99	0.95	0.85							
75		1.02	0.97	0.87							
80		1.04	0.98	0.89							
81		1.04	0.98	0.89	2						
85		1.05	0.99	0.90	1.00						
90		1.06	1.00	0.91	7.6						
96		1.08	1.02	0.92							
97		1.08	1.02	0.92							
105		1.10	1.04	0.94							
112	- 4	1.11	1.05	0.95							
120		1.13	1.07	0.97	0.86						
128	100	1.14	1.08	0.98	0.87						
144		-	1.11	1.00	0.90						
158			1.13	1.02	0.92						
173			1.15	1.04	0.93	*					
180			1.16	1.05	0.94	0.91					
195			1.18	1.07	0.96	0.92					
210	*		1.19	1.08	0.98	0.94					
240			1.22	1.11	1.00	0.96					
270	1 1		1.25	1.14	1.03	0.99					
300	*		1.27	1.16	1.05	1.01					
330				1.19	1.07	1.03					
360				1.21	1.09	1.05					
390			848	1.23	1.11	1.07					
420				1.24	1.12	1.09					
480					1.16	1.12					
540	*				1.18	1.14					
600					1.20	1.17					
660					1.23	1.19					

Anexo 3.3.

		FCA Factor de corrección					
Arco de co	ntacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada plana				
178.19 <sup>0</sup>	180°	0.99	0.75				
1/8.19	175°	0.99	0.76				
	170°	0.98	0.77				
	167°	0.97	0.78				
164°		0.96	0.79				
	160°	0.95	08.0				
	157°	0.94	0.81				
	154°	0.93	0.81				
	150°	0.92	0.82				
	147°	0.91	0.83				
	144°	0.90	0.83				
	140°	0.89	0.84				
	137°	0.88	0.85				
	134°	0.87	0.85				
	130°	0.86	0.86				
	127°	0.85	0.85				
	124°	0.84	0.84				
	120°	0.82	0.82				
	118°	0.81	0.81				
	1150	0.80	0.80				
	113°	0.79	0.79				
	110°	0.78	0.78				
	108°	0.77	0.77				
	106°	0.77	0.77				
	104°	0.76	0.76				
	102°	0.75	0.75				
	100°	0.74	0.74				
	98°	0.73	0.73				
	96°	0.72	0.72				
	94°	0.71	0.71				
	92°	0.70	0.70				
	90°	0.69	0.69				

Anexo 3.4.

	- 3	Secció	n A											
N'R.P.I	, [						Pro	stación	Base (e	n HP)				
De la polea		Diámetro primitivo de la polea menor (mm)												
menor		86	71	76	81	86	91	98	102	107	112	117	122	127
1160		0.54	0.69	0.84	0.99	1.13	1.28	1.42	1.56	1.70	1.84	1.98	2.12	2.26
1750		0.68	0.90	1.11	1.32	1.53	1.73	1.93	2.13	2.33	2.53	2.72	2.91	3.10
3450		0.85	1.21	1.57	1.91	2.25	2.57	2.88	3.19	3.48	3.76	4.02	4.28	4.52
200	- 4	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	0.34	0.37	0.40	0.43	0.46	0.48	0.51
400		0.26	0.32	0.38	0.43	0.49	0.55	0.60	0.66	0.71	0.77	0.82	0.88	0.93
600		0.35	0.43	0.52	0.60	0.68	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.23	1.31
800		0.43	0.53	0.64	0.75	0.85	0.95	1.06	1.16	1.26	1.37	1.47	1.57	1.67
1000		0.49	0.62	0.75	0.88	1.01	1.14	1.26	1.39	1.51	1.64	1.76	1.88	2.00
1200		0.55	0.71	0.86	1.01	1.16	1.31	1.46	1.60	1.75	1.89	2.04	2.18	2.32
1400		0.61	0.78	0.96	1.13	1.30	1.47	1.64	1.81	1.97	2.14	2.30	2.46	2.62
1600		0.65	0.85	1.05	1.24	1.43	1.62	1.81	2.00	2.18	2.37	1.55	2.73	2.90
1800		0.69	0.91	1.13	1.34	1.56	1.77	1.97	2.18	2.38	2.58	2.78	2.97	3.17
2000		0.73	0.97	1.21	1.44	1.67	1.90	2.12	2.35	2.57	2.78	2.99	3.20	3.41
2200		0.76	1.02	1.28	1.53	1.78	2.02	2.26	2.50	2.74	2.97	3.19	3.42	3.64
2400		0.79	1.07	1.34	1.61	1.88	2.14	2.39	2.65	2.89	3.14	3.38	3.61	3.84
2600		0.81	1.11	1.40	1.69	1.97	2.24	2.51	2.78	3.04	3.29	3.54	3.78	4.02
2800		0.83	1.14	1.45	1.75	2.05	2.34	2.62	2.90	3.17	3,43	3.69	3.94	4.18
3000	9	0.84	1.17	1.49	1.81	2.12	2.42	2.72	3.00	3.28	3.55	3.81	4.07	4.31
3200		0.85	1.19	1.53	1.86	2.18	2.49	2.80	3.09	3.38	3.66	3.92	4.18	4.42
3400		0.85	1.21	1.56	1.90	2.24	2.56	2.87	3.17	3.46	3.74	4.01	4.26	4.50
3600	N 1	0.85	1.22	1.59	1.94	2.28	2.61	2.93	3.23	3.52	3.80	4.07	4.32	4.56
3800		0.84	1.23	1.60	1.96	2.31	2.65	2.97	3.28	3.57	3.85	4.11	4.36	4.58
4000		0.83	1.22	1.61	1.98	2.33	2.67	3.00	3.31	3.60	3.87	4.13	4.36	4.58

	P	restación	adiciona	al par rel	ación de t	ransmisi	on (en H	P)	
1.00 al 1.01	1.02 al 1.04	1.05 ai 1.08	1.09 al 1.12	1.13 al 1.18	1.19 al 1.24	1.25 al 1.34	1.35 al 1.51	1.52 al 1.99	2.00 soor
0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.2
0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.20	0.23	0.26	0.2
0.00	0.06	0.13	0.19	0.26	0.32	0.39	0.45	0.52	0.5
0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.0
0.00	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.0
0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.1
0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.1
0.00	0.02	0.04	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.1
0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.16	0.18	0.2
0.00	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.2
0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.2
0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.24	0.27	0.3
0.00	0.04	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.26	0.30	0.3
0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.21	0.25	0.29	0.33	0.3
0.00	0.04	0.09	0.13	0.18	0.22	0.27	0.31	0.36	0.4
0.00	0.05	0.10	0.15	0.19	0.24	0.29	0.34	0.39	0.4
0.00	0.05	0.10	0.16	0.21	0.26	0.31	0.37	0.42	0.4
0.00	0.06	0.11	0.17	0.22	0.28	0.34	0.39	0.45	0.5
0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48	0.5
0.00	0.06	0.13	0.19	0.25	0.32	0.38	0.44	0.51	0.5
0.00	0.07	0.13	0.20	0.27	0.34	0.40	0.47	0.54	0.6
0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.36	0.43	0.50	0.57	0.6
0.00	0.07	0.15	0.22	0.30	0.37	0.45	0.52	0.60	0.6

Propriétés physiques	Propiedades físicas				
Densité à / Densidad a20°	Ckg/dm³				
Conductivité thermique à / Conductibilidad témica a20°	CW/(m.K)				
Chaleur spécifique à / Calor especifico a20°	CJ/(kg.K)				
Résistivité à / Resistencia eléctrica especifica a20°	COhm.mm²//				
Module d' élasticité à / Módulo de elasticidad a20°	C210 x 10 <sup>3</sup> N/mm <sup>2</sup>				

Dilatation thermique, entre 20°C et°C, 10° m/(mK) Dilatación térmica, entre 20°C y°C, 10° m/(mK)								
100°C	200°C	300°C	400°C	500°C	600°C			
10,5	11,0	11,0	11,5	12,0	12,0			

#### Propiedades y composición química del acero AISI D6.

El acero AISI D6 es un acero de alto contenido de carbono y cromo, tiene un esfuerzo de fluencia de 1500 MPa y se caracteriza por:

- Alta resistencia al desgaste.
- Alta resistencia a la compresión.
- Alta dureza superficial después del temple.
- Buenas propiedades a través del endurecimiento
- Buena estabilidad durante el endurecimiento.
- Buena resistencia al revenido.

Tabla 1.1 Composición Química del Acero AISI D6.

Análisis típico %	C 2.05	Si 0.3	Mn 0.4	Cr 11.5	W 0.7			
Especificación estándar	AISI D6							
Condiciones de entrega		240 HB (catálogo)						
Código de color	Rojo							

El acero AISI D6 es recomendable para aplicaciones donde se requiere una alta resistencia al desgaste como: matriz de corte, cuchillas y tijeras de alto rendimiento, para cortes de chapas de acero, estampados para cortes de precisión en la industria del papel. Placas de revestimiento de moldes para baldosas y ladrillos, herramientas para prensado de pos-metálicos y de materiales altamente abrasivos, guías para maquinas-operadoras, reglas para rectificadoras, piezas de desgaste de calibres, micrómetros y herramientas en general, que exigen la máxima resistencia a la abrasión y a la retención de corte.





#### Productos

#### Barras de Acero Aleado

AISI/SAE 4340









#### Estado de Suministro

Laminado con tratamiento térmico de bonificado. Laminado sin tratamiento térmico de bonificado.

#### Caracteristicas

Acero de baja aleación al Cromo Níquel Molibdeno. Posee gran templabilidad, tenacidad y resistencia a la fatiga. Se suministra con tratamiento térmico de bonificado (temple y revenido). Se utiliza en piezas que están sometidas a grandes exigencias de dureza, resistencia mecánica y tenacidad. Su maquinabilidad es regular y posee baja soldabilidad.

#### Aplicaciones

Se utiliza en la fabricación y reparación de partes y repuestos que están sometidos a muy altos esfuerzos dinámicos tales como cigüeñales, ejes de levas, árboles de transmisión, barras de torsión, ejes, vástagos, componentes oleohidráulicos, poleas, barras de parrillas para harnero, componentes de barras de perforación, discos de freno, piñones, pernos y tuercas sometidos a grandes esfuerzos. En general, es recomendado en aplicaciones de piezas de gran sección con elevadas exigencias mecânicas.

Forma	Color
0	

Composición Química									
%C	%Mn	%SI	%Cr	%NI	%Mo	%P	%S		
0,38-0,43	0,60-0,80	0,15-0,35	0,70-0,90	1,65-2,00	0,20-0,30	≤ 0,035	≤ 0,04		

Propledades !	Jacanicas Acero Bon	Mcado (Valores Típico	06)
Dureza Estado Bonificado (HRc)	Esfuerzo Fluencia (Kg/mm²)	Esfuerzo Tracción (Kg/mm²)	Elongación %
28-34	60-74	95-105	10-18



## 705=AISI 4340

# Acero bonificado para maquinaria

GENERALIDADES: 705 es un acero al molibdeno más cromo y níquel. El malibdeno hiene una solubilidad limitada y es un buen formador de carburos. Ejerce un fiserte efecto sobre la templabilidad y de manera semejante al cromo, aumenta la dureza y resistencia a alta temperatura de los aceros. Menos succeptibles al fragilizado debido afrevenido que los demás aceros aleados para maquinaria. Al combinarse con niquel y cromo soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes. Su contenido de niquel le da má s templabilidad, le mismo que la resistencia en callente.

705 combine alta resistenda mecànica (la mayor del mercado) con buena terracidad. Este acero en forma standard es suministrado banificado, por lo que no se requeriria luego un tratamiento trêmico, sin embarço, al se desea mejores propiedades, puede ser templado al aceite.

Susceptible de temple por inducción y tambien puedes someterse a tratamiento de pitrumdo.

#### ANÁLISIS TÍPICO %

	Acres and	100 CH	30.00	- Min-	100	5 -	The second	60	OWN THEO.
4	705	0.36	0.25	0.70	-	-	1.40	1.40	0.20
	ASS 434	0.35-0.40	0.20-0.25	0.50-0.20	1004		1.65-2.00	0.70-0.90	0.20-0.30

#### EQUIVALENCIAS

AISUSAE I	4340
DIN	34C/19M06
WNI	1,5582
JIS	SNCMT
AFNOR	3SNCD6

#### PROPEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO

Petalatericia a la Tracción	90-110kg/min5
Exfuerzo de cedencia.	70kg/mm*
Resistencia al Impacto,kU	aprox.20 J
Elongación, A5	min12%
Reducción de área,Z	min 45%
Dureza	270-330HB

De acuerdo a DIN 17700 resp. SEW 550 Tolerancia DIN 1013 resp. DIN 7527 / 6

Nota: Esta propiledades se garantizan hasta (\$250 mm. Medid as ma yores, favor consult

#### APLICACIONES:

#### 1. Partes de gran resistencia para la industria automotriz, como:

- ejes cardanes
- ciobenales
- es de leva

# Inmillena de alta resistencia 2 Partes para la construcción de maganar

- arboles para triburadoras
- es de transmisión de grandes d
- engranajes de temple por llamo, induction o ribrarante
- de torsión horramientas

#### caciones donde se requiere resistencia a la fatiga, como:

la construcció de equipo pesado para camiones, aviones, equipos militar, etc.



#### TRATAMIENTO TÉRMICO:

Recordo blando (650-700°C): Mantenera la temperatura por 2 horas. Enfriar en el homo con una volicidad de 15°C/h hasta 600°C y luego libramente al aira.

Altylo de terrajones (450-650°C): El acero templado tonaz debera ser calentado hasta aproximadamente.

Alivio de terisiones (450-650-C): El acero templado tenaz debera ser calentado hasta aproximada mente 50°C por debajo de la temperatura usada para el revenido (como standard el 705 te suministro revenido a 600°C).

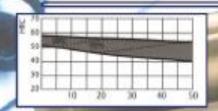
Mantenerio a esta temperatura durante 1/2 a 2 horas Enfrarce al horr o hasta los 450-0 y las go Iforemente al aire.

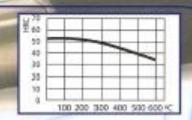
Tomple (830-850°C), Con enframiento en acette El manatentmiento del trampo en minutos cuando la superficie ha alcanzado la temperatura de temple es 0.7% espesor o diametro en milimetros, interrumpir el enframiento a los 125°C y luego revenir inmediatamente.

Revegido (500-700°C): El tiempo de mantanimiento a la temperatura de revenido podria se 1-2 horas o una basa por pulgada de grueso. Partes de máquinas que requieran una resistencia alta, como por ej engranajes, deberán ser revenidos a temperatura más bajas, es decir a 200 a 250 °C, lo que dará una durara de aproximadamente 500HB.

Nitramerión: Se puede lograr durezas de alrededor de 53-55HRC. El proceso durá entre 48 y 72 hocas por la cual la palneación del tratamiento debe hacerse con el tiempo necesario.

#### CURVAS PARA TEMPLE Y REVENIDO





DISTANCIA DESDE EL EXTREMO TEMPLADO, mm

TEMPERATURA DE REVENIDO °C

#### MEDIDAS EN STOCK

### REDONDO

mm	APROX. PULGADAS	PERC ACYEOK, ROAS		
16	5/6	3.0		
20	25/32	2.5		
22	7/8	2.0		
25	0.313	2.9		
20	13/12	4.0		
22	1 1/4	6.3		
25	1.3/9	7.5		
38	1 1/2	8.9		
40	1.9/16	9.0		
45	1 24	12.5		
- 50	1 21/22	15.4		
- 55	2 5/32	18.6		
60	2.3/B	72.2		
65	2 0/16	26.0		
70	2.3/4	30.2		
75	2.1506	34.5		
80	3 5/31	39.4		
85	2 11/22	44.5		
90	3 17/32	49.9		
60	3 1/4	55.6		

#### REDONDO

The same of	and the latest and the	PER STATE
mm	PULGADAS	APPECE. Rg/m
100	315/8	61.0
105	41/8	67.9
110	4.5/16	74.5
115	4 1/2	61.5
120	4.3/4	56.7
125	4 15/16	96.3
130	5 1/0	104.1
135	5 5/16	1123
140	5 1/2	120.7
145	5.11/16	129.5
150	5.779	138.6
160	6 1/4	176.0
170	6.11/16	129.6
150	7.1/0	345.4
200	7.7/8	271.7
210	5.1/4	345
250	9.7/1	365.0
300	11.7/8	555
250	13.798	755
		-

#### Propiedades mecánicas

#### Norma Americana

Norma A STM A 500 Grado del Acero		Propiedades Mecánicas (mínimas)						
		Límite de Fluencia Mpa (Kg/cm²)	Límite de Fluencia psi	Resistencia a la Tracción Mpa (Kg/cm²)	Resistencia a la Tracción psi	% Elong		
	Α	228 (2.320)	33,000	310 (3.170)	45,000	25		
Circular	В	290 (2.955)	42,000	400 (4.080)	58,000	23		
С	С	317 (3.230)	46,000	427 (4.360)	62,000	21(*)		
	Α	269 (2.740)	39,000	310 (3.170)	45,000	25		
Cuadrado y rectangular	В	317 (3.230)	46,000	400 (4.080)	58,000	23		
	С	345 (3.515)	50,000	427 (4.360)	62,000	21(*)		

(\*) Para espesores menores a 3,00 mm, el valor mínimo de elongación garantizado es de 15%

Nota: La tabla anterior reproduce los valores mínimos de resistencia para perfiles tubulares establecidos en las especificaciones ASTM A500, no obstante; en concordancia con los lineamientos establecidos en la norma venezolana COVENIN 1618:1998, los valores a emplear en el diseño de la tensión de cedencia (F<sub>y</sub>; Limite de fluencia) y resistencia de agotamiento a la tracción (F<sub>u</sub>; resistencia a la tracción), serán los mínimos valores especificados en las correspondientes normas y especificaciones de los materiales considerados, es decir, Los Tubos Estructurales Conduven ECO, de sección circular, cuadrados y rectangulares, son fabricados con acero estructural de alta resistencia ASTM A572 Grado 50, el cual presenta una tensión de cedencia F<sub>y</sub> = 3.515 Kgt/cm² y resistencia de agotamiento a la tracción F<sub>u</sub> = 4.360 Kgt/cm², superando los valores mínimos de resistencia establecidos en las especificaciones ASTM A500.



# Tubo Estructural: Cuadrado



#### **■ ESPECIFICACIONES GENERALES**

Largo Normal: 6 m

Negro o Galvanizado Recubrimiento: Dimensiones: Desde 3/4 a 4 plg

(20 x 20) a (100 x 100) mm

Desde 1.5 a 4 mm Espesores: Calidad del Acero: JIS G3132 SPHT-1

**ASTM A 569** 

Observaciones: Otros largos previa consulta



#### NORMA INTERNA

Tolerancia Dimensional:

3/4" (20 x 20) - 4" (100 x 100) ±0.30 mm Variación Longitud: -0 +10

Rectitud: 0.4% de longitud (máximo) Radio máximo: 3 veces el espesor

DIMENSIONES		PESO ARE		PROPIEDADES				
		•	PESO	AREA	EJES X-X e Y-Y			
Designación	В	e	P	A	I	W	1	
Plg	mm	mm	Kg/6m	cm2	cm4	cm3	cm	
3/4	20	1.5	4.98	1.05	0.58	0.58	0.74	
		2.0	6.30	1.34	0.69	0.69	0.72	
1	25	1.5	6.36	1.35	1.21	0.97	0.95	
		2.0	8.16	1.74	1.48	1.18	0.92	
1 1/4	30	1.5	7.80	1.65	2.19	1.47	1.15	
		2.0	10.08	2.14	2.71	1.81	1.12	
1 1/2	40	1.5	10.62	2.25	5.48	2.74	1.56	
		2.0	13.86	2.94	6.92	3.46	1.53	
		3.0	19.80	4.21	9.28	4.64	1.48	
2	50	1.5	13.44	2.85	11.06	4.42	1.97	
		2.0	17.58	3.74	14.13	5.65	1.94	
		3.0	25.50	5.41	19.40	7.76	1.89	
2 3/8	60	1.5	16.26	3.74	18.68	6.22	2.23	
		2.0	22.44	4.54	25.12	8.37	2.35	
		3.0	33.30	6.61	35.06	11.69	2.30	
3	75	2.0	27.00	5.74	50.47	13.46	2.97	
		3.0	39.60	8.41	71.54	19.08	2.92	Nuevo
		4.0	51.54	10.95	89.98	24.00	2.87	
4	100	2.0	36.42	7.74	122.99	24.60	3.99	
	3	3.0	53.76	11.41	176.95	35.39	3.94	Nuevo
		4.0	70.38	14.95	226.09	45.22	3.89	Partie Co.

#### **NOMENCLATURA**

A= Area de la selección transversal del tubo, cm2 W= Módulo resistente de la sección, cm3 I= Momento de Inercia de la sección, cm4 i= Radio de giro de la sección, cm

#### APLICACIONES

#### Usos Estructurales

- Columnas de estructuras
- Estructuras para techos de vidrio
- Cerramientos
- Portones
- Postes de señalización

#### Otros usos

- Carrocerías
- Muebles metálicos
- Máquinas para gimnasio
- Casetas de guardianía
- Estructuras para letreros
- Estructuras metálicas
- Maquinaria industrial
- Remolques

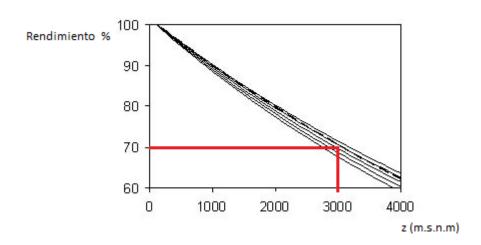


#### Tuercas serie métrica conforme norma DIN EN 20898-2

Metric Nuts series accordant to standard DIN EN 20898-2

Clase de Resistencia	Dureza Hardness	Tensión de Resisten Prueba M Proof Loso	Composición Química % Chemical Composition %				
Resistance		(kgf/m	С	Mn	P	s	
		up to M4	53.0				
	70 HRB min.	> M4 to M7	59.1			0.06 max.	0.15 max
5	30 MMC max.	> M7 to M10	60.1	0.50 max.	_		
-		> M10 to M16	62.2	0.50 max.	_	0.00 max.	
	70 UDD min			1			
	30 HRC max.	> M16 to M39	64.2				
		up to M4	61.2		-	0.06 max.	0.15 max.
	78 HRB min.	> M4 to M7	68.3				
6	30 HRC max.	> M7 to M10	69.3	0.50 max.			
6		> M10 to M16	71.4	0.50 max.			
	85 HRB min. 30 HRC max.	> M16 to M39	73.4				
	87 HRB min. 30 HRC max.	up to M4	81.5			o. 0.06 max.	0.15 max
		> M4 to M7	87.2				
8	91,5 HRB min.	> M7 to M10	88.7	0.58 max.	0.25 min.		
	30 HRC max.	> M10 to M16	89.8	1			
	97 HRB min. 37 HRC max.	> M16 to M39	93.8				
		up to M4	106.1			0.048 max.	
10	28 - 37 HRC	> M4 to M7	106.1		0.30 min.		0.058 max
		> M7 to M10	106.1	0.58 max.			
		> M10 to M16	107.1				
		> M16 to M 39	108.1				

#### Corrección de potencia



Resultados Sap 2000 v14

Fotografías





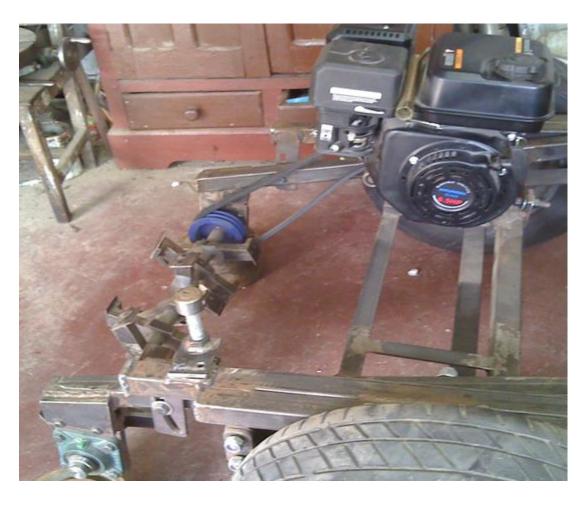
















Protocolo de pruebas