

ESCUELA POLITECNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

DISEÑO DE UNA MAQUINA CORTADORA DE PASTO

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCION DEL TITULO DE
INGENIERO MECANICO**

**ANGEL ORLANDO YANCHAPAXI CANCHIG
ayanchapaxi@yahoo.es**

**DIRECTOR: ING. JAIME VARGAS
jvargas@hotmail.com**

QUITO, Abril del 2008

DECLARACION

Yo, Angel Orlando Yanchapaxi Canchig, declaro que el trabajo escrito aquí es de mi autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a éste trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Angel Orlando Yanchapaxi Canchig

CERTIFICACION

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por Angel Orlando Yanchapaxi Canchig, bajo nuestra supervisión.

Ing. Jaime Vargas
DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Jorge Escobar
COLABORADOR

AGRADECIMIENTO

Al Ing. Jaime Vargas, que demostró ser más que un profesor, un buen amigo.

A todos los profesores de la “Mejor Facultad del Mundo”, que estuvieron prestos para brindarme su ayuda incondicional.

DEDICATORIA

A mis padres, que con su esfuerzo, y dedicación contribuyeron para cumplir con mis metas

A mis hermanos, que con su apoyo llegue a completar esta etapa importante de mi vida.

INDICE GENERAL

CAPITULO 1	1
ESTUDIO DEL PASTO	10
1.1 CONCEPTOS TECNICOS BASICOS	10
1.2 ESTUDIO AGRONOMICO DEL PASTO	10
1.2.1 FACTORES QUE CONTROLAN LA PRODUCCION DE PASTOS.....	10
1.2.1.1 El clima.	10
1.2.1.2 El suelo.	11
1.2.1.3 Especie forrajera.	12
1.2.1.4 Labores de cultivo.	12
1.2.2 RECURSOS FORRAJEROS.....	12
1.2.2.1 Recursos forrajeros naturales.....	12
1.2.2.2 Recursos forrajeros artificiales.....	13
1.1.2.2.1 <i>Gramíneas de pastoreo</i>	13
1.1.2.2.2 <i>Gramíneas de corte</i>	13
1.1.2.2.3 <i>Leguminosas</i>	13
1.1.2.2.4 <i>Leguminosas de corte</i>	13
1.2.3 CONSERVACION DE FORRAJES	13
1.2.3.1 Henificación	13
1.2.3.2 Ensilaje	16
1.3 EL PASTO EN EL CANTON MEJIA	16
1.4 ESTUDIO DE CAMPO.....	17
1.5 DETERMINACION DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO Y FUNCIONALIDAD	21
1.5.1 PARAMETROS DE DISEÑO.....	22
1.5.2 PARAMETROS DE FUNCIONALIDAD	23

CAPITULO 2	24
ESTUDIO Y SELECCION DE ALTERNATIVAS	24
2.1 ALTERNATIVAS.....	24
2.1.1 ALTERNATIVA N° 1:	24
2.1.2 ALTERNATIVA N°2:	26
2.2 SELECCION DE LA ALTERNATIVA.....	28
2.2.1 CRITERIOS DE SELECCION	28
2.2.2 CALIFICACION DE LA ALTERNATIVA.....	29
2.3 PROTOCOLO DE PRUEBAS	30
2.3.1 CONTROL DE DIMENSIONES	30
2.3.2 PRUEBAS SIN CARGA	30
2.3.2.1 Número de revoluciones de salida	31
2.3.2.2 Maniobrabilidad	31
2.3.2.3 Comprobación de la alineación de las cuchillas móviles	31
2.3.3 PRUEBAS CON CARGA	31
2.3.3.1 Capacidad de corte	31
CAPITULO 3	32
DISEÑO DE LA MAQUINA CORTADORA	32
3.1 SISTEMA DE CORTE	32
3.1.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO.....	32
3.1.2 SELECCION Y VERIFICACION DE LA CUCHILLA MOVIL.....	33
3.1.3 DISEÑO DE LA BARRA PORTA CUCHILLAS.....	38
3.1.3.1 Análisis de fuerzas para el portacuchillas	39
3.1.3.2 Diseño a fatiga	43
3.1.4 DISEÑO GEOMETRICO DE LOS REGULADORES.....	48
3.1.5 DISEÑO GEOMETRICO DE LAS PLACAS DE DESGASTE	49
3.1.6 DISEÑO DE LA TABLA DIVISORIA.....	50
3.1.7 DISEÑO DEL SOPORTE DE LA TABLA DIVISORIA.....	51
3.1.8 DISEÑO DE LA BARRA DE CORTE.....	53

3.1.9 DISEÑO DEL PASADOR PARA UNION BARRA DE CORTE Y ESTRUCTURA.	55
3.1.9.1 Diseño de la soldadura	57
3.1.10 POTENCIA Y SELECCION DEL MOTOR	58
3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISION	59
3.2.1 DISEÑO DE LA BIELA	59
3.2.2 SELECCION DE LA BANDA	65
3.2.3 DISEÑO DEL EJE PARA LA MANIVELA	69
3.2.4 SELECCION DE LAS CHUMACERAS.....	73
3.2.5 DISEÑO DE LA MANIVELA	74
3.2.5.1 Diseño del eje de la manivela	75
3.2.5.2 Diseño del alojamiento.....	76
3.2.5.3 Diseño de la soldadura	79
3.2.6 DISEÑO DE LA CABEZA DEL PORTACUCHILLAS.....	81
3.2.7 SELECCION DE LAS CABEZAS DE ARTICULACION	82
3.2.7.1 Selección del tipo de rótulas y cabezas de articulación.....	83
3.3 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.....	84
3.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE REGULACION DE ALTURA DE CORTE.....	86
3.4.1 DISEÑO DE LOS TORNILLOS DE POTENCIA	86
3.4.2 DISEÑO DE LOS SOPORTES PARA LA BASE DE LOS TORNILLOS DE POTENCIA.....	89
3.5 SELECCION DE LAS RUEDAS DE LA ESTRUCTURA	91
3.6 DISEÑO DE LOS EJES PARA LAS RUEDAS	91
CAPITULO 4.....	94
CONSTRUCCION, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO	94
4.1 CONSTRUCCION DE LA MAQUINA	94
4.1.1 MAQUINAS	94
4.1.2 HERRAMIENTAS.....	94
4.1.3 PROCESO DE CONSTRUCCION	95
4.1.4 SISTEMA DE CORTE	96

4.1.5 SISTEMA DE TRANSMISION	98
4.1.6 SISTEMA DE REGULACION	99
4.1.7 ESTRUCTURA	100
4.2 MONTAJE DE LA MAQUINA	101
4.3 PRUEBAS DE CAMPO	102
CAPITULO 5	103
ANALISIS DE COSTOS	103
5.1 COSTOS DE LA MAQUINA	103
5.1.1 COSTOS DE MATERIA PRIMA	103
5.1.2 COSTOS DE ELEMENTOS SELECCIONADOS.....	104
5.1.3 COSTOS DE MANUFACTURA.....	104
5.1.4 COSTOS DE MATERIALES ADICIONALES.....	105
5.1.5 COSTOS DE MONTAJE	105
5.1.6 COSTOS DE INGENIERIA.....	105
5.1.7 COSTO TOTAL DE LA MAQUINA	106
CAPITULO 6	107
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	107
6.1 CONCLUSIONES	107
6.2 RECOMENDACIONES	108
BIBLIOGRAFIA	109
ANEXOS	110

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Criterios de selección y evaluación	29
Tabla 2.2: Calificación de la alternativa.....	29
Tabla 3.1: Valores de diámetro primitivo mínimo recomendado.	67
Tabla 3.2: Valores del factor de corrección de arco de contacto C3	69
Tabla 3.3: Valores orientativos para la capacidad de carga dinámica requerida y capacidad de carga C/P	84
Tabla 4.1: Operaciones para los elementos.....	95
Tabla 4.2: Simbología para el diagrama de construcción.....	96
Tabla 4.2: Orden de montaje de la máquina	101
Tabla 5.1: Costos de materia prima	103
Tabla 5.2: Costos de elementos seleccionados	104
Tabla 5.3: Costos de manufactura	104
Tabla 5.4: Costos de materiales adicionales.....	105
Tabla 5.5: Costo total de la máquina.....	106

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Cortado con guadaña	15
Figura 1.2: Mecanismo de corte	18
Figura 1.3: Pasto para el ensayo de corte.....	19
Figura 1.4: Pasto para el ensayo de corte.....	19
Figura 1.5: Pasto seco para el ensayo de corte	20
Figura 1.6: Prueba de corte de los diferentes pastos	20
Figura 2.1: Cortadora de cuchillas alternativas con altura de corte controlada mediante un sistema mecánico.....	25
Figura 3.1: Partes del sistema de corte.	33
Figura 3.2: Geometría de la cuchilla móvil	34
Figura 3.3: Consideración de la fuerza para la cuchilla móvil	34
Figura 3.4: Distribución de la fuerza en la cuchilla.....	35
Figura 3.5: Consideración de la viga de espesor unitario para el S_{x-x}	35
Figura 3.6: Esquema de la barra porta cuchillas	38
Figura 3.7 : (a) Ubicación de las fuerzas en el filo de la cuchilla; (b) Distribución de la fuerza en el filo de la cuchilla	39
Figura 3.8: DCL de la cuchilla y ubicación del centroide de los remaches.....	40
Figura 3.9: Resultante entre carga cortante y carga de momento	42
Figura 3.10: Reacción de la resultante entre carga cortante y carga de momento en una parte de la barra porta cuchillas.....	42
Figura 3.11: Fuerzas que actúan en una parte de la barra porta cuchillas.....	43
Figura 3.12: Esquema del regulador.	49
Figura 3.13: Esquema de la placa de desgaste.	50
Figura 3.14: Esquema de la tabla divisoria	51
Figura 3.15: Esquema del soporte de la tabla divisoria.....	51
Figura 3.16: Esquema de la barra de corte	53
Figura 3.17: Distribución de carga sobre la barra de corte y consideración de apoyo.....	54
Figura 3.18: Esquema del pasador.....	55
Figura 3.19: De la barra de corte con el buje soldado vista lateral	57

Figura 3.20: Mecanismo biela-manivela para transformar el movimiento circular en alternativo	60
Figura 3.21: Polígono de velocidades para hallar la velocidad angular de la biela.....	61
Figura 3.22: Polígono de aceleraciones para hallar la aceleración tangencial relativa.....	63
Figura 3.23: Esquema de la manivela.....	74
Figura 3.24: Diagrama de cuerpo libre del eje de la manivela	75
Figura 3.25: Diagrama de cuerpo libre del alojamiento.....	76
Figura 3.26: Esquema del alojamiento de la manivela.....	79
Figura 3.26: Esquema de la cabeza de las cuchillas.....	81
Figura 3.27: Rotula de acero-acero para carga.....	83
Figura 3.28: Esquema para la consideración de fuerza de arrastre.	86
Figura 3.29: Esquema del tornillo de potencia.....	87
Figura 3.30: Esquema del soporte para el tornillo de potencia.....	90
Figura 3.30: Esquema del eje de la rueda.....	92
Figura 4.1: Proceso del sistema de corte	97
Figura 4.2: Proceso del sistema de transmisión.....	98
Figura 4.3: Proceso del sistema de regulación.....	99
Figura 4.4: Proceso para la estructura	100

RESUMEN

El presente proyecto tiene como finalidad aplicar los conocimientos adquiridos en toda la carrera para diseñar una máquina con la capacidad de cortar pasto sin la necesidad de la toma de fuerza de un tractor, ya que la transmisión de la fuerza para el corte es propia de la máquina a diseñar y para su desplazamiento durante el corte se utiliza cualquier vehículo 4x4.

Como parte del diseño, se realiza un estudio agronómico del pasto para poder conocer las variedades existentes en la zona del Cantón Mejía y obtener características que sirvan como parámetros para el diseño de la máquina.

El presente proyecto de titulación aborda en el primer capítulo con el estudio básico del pasto existente en la zona del Cantón Mejía. Además se realiza un estudio de campo para determinar datos que sirven para el diseño de la máquina.

En el segundo capítulo se realiza un estudio y selección de la alternativa más adecuada que sirve para el diseño.

En el tercer capítulo se desarrolla el diseño y selección de elementos normalizados.

El cuarto capítulo tiene como objetivo la construcción, montaje y las pruebas de campo que se debe llevar a cabo en la máquina

En el quinto capítulo se realiza un análisis de costos para la máquina.

En el sexto capítulo se puntualiza las conclusiones y recomendaciones más principales que se hace luego del análisis, investigación y desarrollo del tema.

Finalmente se presenta toda la referencia bibliográfica a la cual se acudió para la respectiva investigación y análisis.

PRESENTACION

La ganadería constituye una de las más importantes actividades en la que se ocupa la población ecuatoriana y en ella encuentra una fuente directa o indirecta de ingresos económicos útiles para su subsistencia y calidad de vida.

La tecnología para la producción de heno en las grandes fincas se ha desarrollando rápidamente pero la producción de heno por parte de los pequeños productores, descansa en métodos, equipos y cultivos tradicionales y muy antiguos.

Uno de los principales problemas que la ganadería enfrenta, es la falta de interés para mejorar los procesos de producción, principalmente en las pequeñas explotaciones ganaderas que no poseen la maquinaria agrícola adecuada para agilizar los procesos de siembra, fertilización y corte de pasto.

Las máquinas que realizan las actividades de corte, además de ser costosas tienen una dependencia absoluta del tractor, el mismo que tiene costos elevados y tiene que ser adquirido para que se pueda realizar la respectiva tarea.

CAPITULO 1

ESTUDIO DEL PASTO

1.1 CONCEPTOS TECNICOS BASICOS

PASTO: Plantas que crecen en los pastizales, y que son ingeridas por los animales en forma directa. Nombre vulgar de muchas gramíneas.

PASTIZAL: Terreno abundante en pastos naturales.

PASTURA: Campo forrajero a base de pastos artificiales, donde pasta el ganado

POTRERO: Parcela limitada por cercas, en que se divide la finca dedicada a la ganadería.

HENO: Pasto cortado y expuesto al sol por un tiempo determinado para extraer su humedad.

1.2 ESTUDIO AGRONOMICO DEL PASTO

1.2.1 FACTORES QUE CONTROLAN LA PRODUCCION DE PASTOS.

Existen 4 factores generales que para Ramiro L. (1998) influyen en el establecimiento de una pastura y en la cantidad de pasto producido, estos factores son: Clima, suelo, especie forrajera y labores de suelo

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.

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 periodos de lluvia y los periodos de 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 si, 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, cabuyo, 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, nabo, malva entre otras.

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 (Nombre común de estas plantas).

1.2.2.2 Recursos forrajeros artificiales

1.1.2.2.1 Gramíneas de pastoreo:

Kikuyo, Ray grass anual, Ray grass perenne, Pasto azul, Festuca alta.

1.1.2.2.2 Gramíneas de corte:

Avena, Maíz.

1.1.2.2.3 Leguminosas:

Alfalfa, trébol blanco, trébol rojo, trébol híbrido.

1.1.2.2.4 Leguminosas de corte:

Vicia común, Vicia velluda.

1.2.3 CONSERVACION 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

La henificación es la extracción natural del agua de los forrajes hasta un nivel de humedad de 20% para asegurar su buena conservación.

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.

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 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. En la figura 1.1 se muestra la actividad de corte con una guadaña.



Figura 1.1: Cortado con guadaña

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 en pié.

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 (reseo).

3. Hilarar o 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 ensilaje es el alimento que resulta de la fermentación anaeróbica de un material vegetal húmedo, que se logra por la formación o adición de ácidos.

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 EL PASTO EN EL CANTON MEJIA

El Cantón Mejía, está ubicado en la provincia de Pichincha, a una altitud de 2500 y 4000 m.s.n.m.,. Cuenta con un clima medio y frío; por lo que, abarca una diversa variedad de pastos naturales y artificiales.

El suelo que posee este cantón es favorable para el desarrollo de las diferentes variedades de pastos naturales y artificiales que corresponden a este piso climático, se obtienen plantas de excelente calidad para la alimentación ganadera. Además del suelo esta zona dispone de riego que es importante para la producción, el mismo es permanente.

La mayor parte de la semilla es producida por los mismos productores en los campos de heno. La siembra es manual, al voleo y se cubre con una rastra de ramas tirada por caballos o en el caso de las haciendas por la maquinaria

agrícola. Alrededor del 80% del área es sembrada con la variedad de alfalfa, ray grass, vicia, avena, trébol y pasto azul. La productividad es buena y su calidad es alta debido a la relación tallo hojas.

1.4 ESTUDIO DE CAMPO

Para realizar el diseño de la máquina se deben conocer sus parámetros funcionales y de diseño, por lo que para el presente proyecto, se hacen ensayos de corte de las variedades de pasto más utilizadas en la ganadería en el Cantón Mejía. El propósito de estos ensayos es determinar los valores de resistencia al corte que sirven para el cálculo de los elementos que componen la máquina.

Cuando se cultivan 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.

El momento de corte del pasto depende de la utilización que se le de al forraje, si está destinado para vacas lecheras, el momento de corte apropiado es en prefloración. Si el pasto está destinado para vacas de cría o vacas secas, el corte se efectúa en madurez avanzada. En ambos casos el corte no debe ser menor a los 50 mm de altura a partir del suelo, con el fin de no dañar la corona de la planta.

En la zona la cosecha del forraje en gran porcentaje es manual usando guadaña. Son necesarios cuatro a cinco días para la cosecha de una hectárea y un día

adicional para dar vuelta el material cortado y asegurar su secado, un trabajo tedioso y cansador.

En el Ecuador no se dispone de datos referentes a la resistencia al corte de los forrajes o la fuerza necesaria que se debe aplicar en el sistema al momento de cortar, por lo que se determina la necesidad de experimentar con los distintos tipos de pastos utilizados en la ganadería para evaluar esta fuerza.

Se procede a construir un mecanismo similar al que se encuentra en el mercado para el corte de pasto, el mismo que se muestra en la figura 1.2

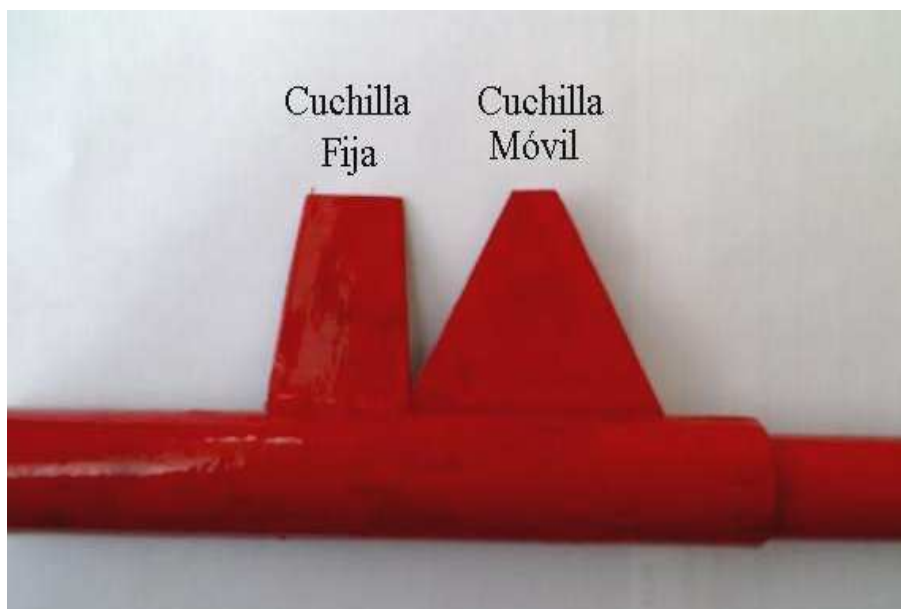


Figura 1.2: Mecanismo de corte

De acuerdo a los requerimientos de corte, la geometría de las cuchillas de ensayo son adoptadas de las existentes en el mercado de maquinaria agrícola. Tanto la cuchilla móvil como la fija se construyen de láminas de acero A-36.

Para la realización del ensayo se recolecta el pasto que comúnmente se cultiva en la zona del Cantón Mejía tanto verde como seco y la evaluación se realiza en el mecanismo ya mostrado.

En las figuras 1.3,1.4 y 1.5 se muestran tanto verde como seco las variedades que comúnmente se cultiva en el Cantón Mejía



Figura 1.3: Pasto para el ensayo de corte



Figura 1.4: Pasto para el ensayo de corte



Figura 1.5: Pasto seco para el ensayo de corte

La figura 1.6 explica el procedimiento seguido para determinar la fuerza necesaria que se debe aplicar sobre las cuchillas al momento de realizar el corte.



Figura 1.6: Prueba de corte de los diferentes pastos

Para medir la fuerza es necesario ubicar el pasto entre las dos cuchillas y aplicar la fuerza mediante el brazo de una persona, de manera que se pueda verificar en la balanza la fuerza necesaria para cortar el pasto.

El ensayo se realiza en cada variedad y se puede observar que la mayor fuerza de corte se obtiene en la parte más cercana a la raíz, por lo que se considera en la Tabla 1.1 el valor mayor de cada variedad de pasto.

Tabla 1.1: Resultados de fuerza de corte obtenidos en el ensayo de corte

Variedad	Fuerza (Lbf.)	
	Verde	Seco
Ray grass	22	27
Pasto azul	30	33
Holco	26	28
Trébol	19	24
Vicia	24	26
Avena	30	33
Alfalfa	29	32

Fuente: Propia

De los datos obtenidos se puede apreciar que:

- ◆ La mayor fuerza requerida es para el pasto seco
- ◆ La variedad que tiene mayor resistencia al corte es el pasto azul.

1.5 DETERMINACION DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO Y FUNCIONALIDAD

Del estudio de campo realizado, se obtienen datos importantes que contribuyen al diseño de la máquina, como es el caso del tipo de pasto que se va a cortar,

siendo este la variedad que va desde los 2200 a los 3200 m.s.n.m. y como se trata de un recurso forrajero artificial, la máquina a diseñar está destinada para trabajar en un suelo nivelado ya que, como etapa del proceso de cultivo del pasto se requiere que el suelo este nivelado.

1.5.1 PARAMETROS DE DISEÑO

Considerando que la máquina está destinada para trabajar en pequeñas explotaciones ganaderas se debe tomar en cuenta el costo de fabricación.

Además del costo se debe tener en cuenta los siguientes parámetros de diseño:

- ◆ Tiempo de trabajo al día de la máquina: 8 horas.
- ◆ Cortar el pasto a diferente altura. Esto es entre 50 y 70 mm. a partir del suelo.
- ◆ Capacidad de corte: 1.5 hectáreas por día.
- ◆ Costo de fabricación: Este valor no debe pasar el costo de una máquina cortadora existente en el mercado para tractor.
- ◆ Consumo de energía para cortar.
- ◆ Facilidad de montaje y desmontaje.
- ◆ Facilidad de construcción.
- ◆ Facilidad de mantenimiento.
- ◆ Forma de corte.

1.5.2 PARAMETROS DE FUNCIONALIDAD

La máquina a diseñar tiene que presentar características tales que permita:

- ◆ El traslado de la máquina, es decir que se facilita el transporte del sitio de trabajo al lugar donde se la guarda.

- ◆ Debe permitirle al operador una fácil regulación para que la máquina se adapte a las condiciones topográficas del terreno y trabajo.

- ◆ No debe presentar un ruido excesivo en el trabajo.

CAPITULO 2

ESTUDIO Y SELECCION DE ALTERNATIVAS

2.1 ALTERNATIVAS.

En base a los parámetros de diseño y funcionalidad se presentan dos alternativas que se dan a continuación:

1. Cortadora de cuchillas alternativas con altura de corte controlada mediante un sistema mecánico
2. Cortadora de cuchillas rotativas con altura de corte controlada mediante un sistema hidráulico

2.1.1 ALTERNATIVA N° 1:

CORTADORA DE CUCHILLAS ALTERNATIVAS CON ALTURA DE CORTE CONTROLADA MEDIANTE UN SISTEMA MECÁNICO

El principio de corte es similar a un corte de tijeras, porque se basa en dos elementos que se dirigen uno contra otro cortando a la planta que se introduce entre ellos. Unas cuchillas acopladas a una barra se desplazan en un movimiento alternativo perpendicular al avance de la máquina, logrando de esta forma el corte continuo.

Los componentes más importantes de esta máquina cortadora de cuchillas alternativas son:

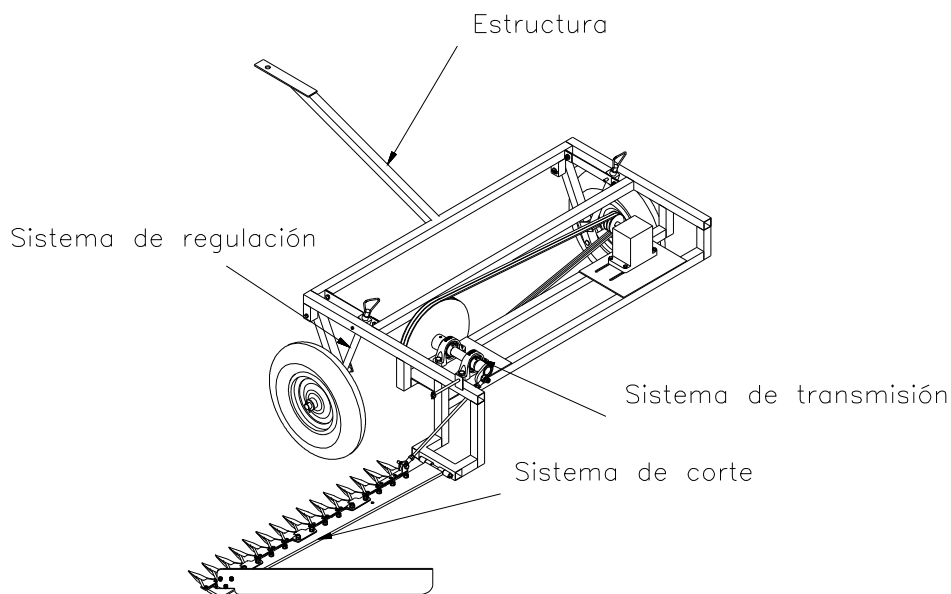


Figura 2.1: Cortadora de cuchillas alternativas con altura de corte controlada mediante un sistema mecánico.

Estructura.- Es el cuerpo de la máquina que sirve de sostén a todos los mecanismos.

Sistema de transmisión.- Para que las cuchillas tengan un movimiento alternativo es necesario transformar el movimiento circular del motor de combustión en un movimiento rectilíneo en la barra de cuchillas. El sistema consiste en una biela conectada a una manivela y a la barra de cuchillas mediante rotulas en sus extremos.

Sistema de corte.- El ancho de corte es de acuerdo a la necesidad que se desea cubrir.

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 utilizan tornillos de potencia, los mismo que servirán para regular la altura de corte y a la vez para que se pueda elevar la máquina hasta una altura de 300 mm y poderla transportar al sitio donde se la guarda.

Ventajas:

- ◆ Estructura simple
- ◆ Facilidad de construcción
- ◆ Menor costo
- ◆ Facilidad de operación
- ◆ El sistema realiza el corte a la planta, de tal forma que el rebrote es rápido.

Desventajas:

- ◆ El avance de la máquina es lento respecto a la de cuchillas rotativas.
- ◆ Necesita un terreno nivelado.
- ◆ Tiene problemas en la siega de cultivos forrajeros muy densos.

2.1.2 ALTERNATIVA N°2:

CORTADORA DE CUCHILLAS ROTATIVAS CON ALTURA DE CORTE CONTROLADA MEDIANTE UN SISTEMA HIDRAULICO

Esta máquina en lugar de una barra de corte tiene una serie de discos, unido a cada uno de estos discos hay pequeñas cuchillas. Los discos trabajan a gran velocidad mediante una serie de engranajes de la estructura principal. Los discos están protegidos de daño debido a obstrucciones, mediante una serie de dispositivos situados en el mecanismo de transmisión. Los discos y sus cuchillas pasan bajo el pasto aun cuando esté volcado y mientras corta cae al suelo.

La diferencia con la alternativa 1 es principalmente en la forma y altura de corte.

La forma de corte es mediante discos rotativos y la altura de corte se controla mediante un sistema hidráulico.

Ventajas:

- ◆ Proporciona un buen rendimiento de trabajo en condiciones más difíciles debido a su forma de corte.
- ◆ Se reducen las necesidades de mantenimiento de las cuchillas.
- ◆ Facilidad para regular la altura de corte

Desventajas:

- ◆ Producen daños en la planta, desgarros, y los fragmentos más pequeños pueden desaparecer entre el rastrojo del cultivo, perdiéndose como tal la cosecha.
- ◆ El rebrote de las plantas es más lento a consecuencia de los daños realizados.
- ◆ Mayor costo
- ◆ Estructura complicada
- ◆ Dificultad de construcción
- ◆ El sistema hidráulico falla a la mínima fuga del fluido.
- ◆ El mantenimiento del sistema hidráulico requiere de mano de obra calificada.

2.2 SELECCION DE LA ALTERNATIVA.

2.2.1 CRITERIOS DE SELECCION

La selección de la máquina cortadora, se realiza basándose en diferentes criterios de comparación.

- 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.
- 2) **Costo.-** Es importante ya que como parte de los objetivos es lograr conseguir una máquina que esté dirigida a explotaciones ganaderas pequeñas.
- 3) **Facilidad de construcción.-** Factor que se considera, ya que influye en el tiempo y costo de construcción.
- 4) **Operación.-** Este factor influye en la complejidad del uso de la máquina ya que una máquina compleja requerirá de un mayor conocimiento del operador.
- 5) **Consumo de potencia.-** Importante, ya que 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 armar y desarmar la máquina en caso de reparación.
- 7) **Mantenimiento.-** Factor que define la complejidad del 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

Tabla 2.1: Criterios de selección y evaluación

CRITERIOS DE SELECCION	EVALUACION	
	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 y desmontaje.	Fácil	Complicado
Mantenimiento	Fácil	Complicado

2.2.2 CALIFICACION DE LA ALTERNATIVA

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

Tabla 2.2: Calificación de la alternativa

CRITERIOS DE SELECCION	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Daños en la planta	1	0,4
Costo	0,8	0,5
Facilidad de construcción	0,7	0,4
Operación	0,8	0,7
Consumo de potencia	0,9	0,5
Facilidad de montaje y desmontaje	0,8	0,6
Mantenimiento	1	0,7
TOTAL	6	3,8

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

2.3 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Con la finalidad de comprobar el correcto funcionamiento de la máquina cortadora de pasto, se debe plantear algunas pruebas a las que se somete el prototipo luego de terminada la construcción.

En el protocolo de pruebas se debe confirmar los siguientes aspectos fundamentales:

2.3.1 CONTROL DE DIMENSIONES

Una vez terminada la máquina cortadora, se debe comprobar los siguientes datos:

- ◆ Largo de máquina
- ◆ Ancho de la máquina
- ◆ Altura de regulación de corte de máquina
- ◆ Ancho de corte

Es importante la prueba de la altura de corte porque la máquina debe cortar el pasto a diferente altura tomando en cuenta que debe estar entre 50 y 70 mm. a partir del suelo.

Esta prueba se realiza con la ayuda de un flexómetro.

2.3.2 PRUEBAS SIN CARGA

Una vez que se construye el prototipo se le debe someter a las siguientes pruebas

- ◆ Numero de revoluciones de las cuchillas de corte

- ◆ Maniobrabilidad

- ◆ Comprobación de la alineación de las cuchillas

2.3.2.1 Numero de revoluciones de salida

En esta prueba se verifica las revoluciones a la que debe trabajar las cuchillas móviles, ya que los fabricantes recomiendan su trabajo hasta 700 rpm.

Esa prueba se la realiza con la ayuda de un tacómetro.

2.3.2.2 Maniobrabilidad

En esta prueba se verifica la facilidad de la máquina para remolcarla. Además verifica la facilidad de abatir el sistema de corte cuando haya terminado el trabajo

2.3.2.3 Comprobación de la alineación de las cuchillas móviles

Es importante comprobar la alineación de las cuchillas móviles con respecto a la cuchilla fija ubicada en la punta, ya que una desalineación presenta como consecuencia un consumo mayor de potencia.

2.3.3 PRUEBAS CON CARGA

2.3.3.1 Capacidad de corte

La capacidad de corte se verifica realizando una serie de cortes de pasto. Hay que tener en cuenta la velocidad de avance de la máquina, ya que la velocidad máxima a la que debe avanzar para cubrir la capacidad de corte diaria es de 5 km/h.

En el Anexo V se presenta el formato del protocolo de pruebas.

CAPITULO 3

DISEÑO DE LA MAQUINA CORTADORA.

En este capítulo se realiza el diseño de las partes a construirse y se seleccionan los elementos normalizados que se pueden adquirir fácilmente en el mercado nacional.

El diseño del prototipo se realiza abordando cada uno de los sistemas que se indican a continuación:

- ◆ Sistema de corte
- ◆ Sistema de transmisión
- ◆ Sistema de regulación de altura
- ◆ Estructura

3.1 SISTEMA DE CORTE

3.1.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO

Para el sistema de corte se considera un mecanismo de cuchillas triangulares, con el fin de realizar un corte similar al de una tijera, logrando de esta manera un rebrote rápido de la planta. El esquema se muestra en la figura 3.1.

El mecanismo consta de las siguientes partes:

1. Barra de corte
2. Punta

3. Soporte de la tabla divisoria
4. Placas de desgaste
5. Cuchilla móvil
6. Cargador
7. Tabla divisoria
8. Barra porta cuchillas

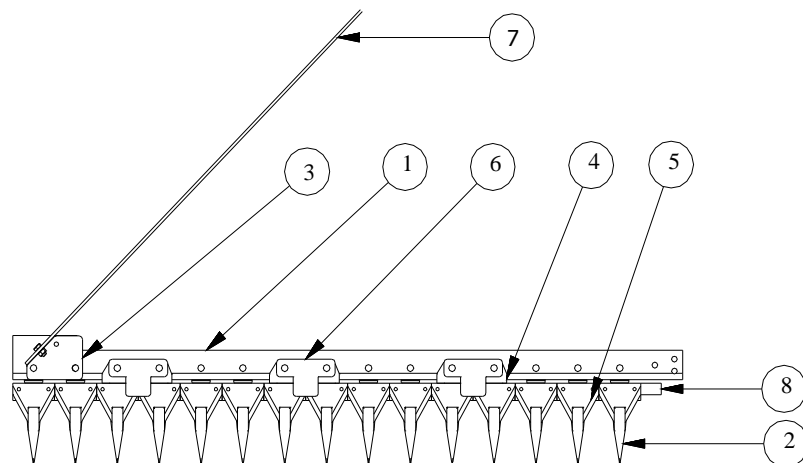


Figura 3.1: Partes del sistema de corte.

De manera que se procede al diseño de los diferentes elementos.

3.1.2 SELECCION Y VERIFICACION DE LA CUCHILLA MOVIL.

Empresas dedicadas a la maquinaria agrícola como Johnn Deere, Case, New Holland, etc. tienen varios tipos de cuchilla para cortadora de forrajes. En el Ecuador en la actualidad el único tipo de cuchilla que se puede adquirir fácilmente en el mercado es el mostrado en la figura 3.2

A continuación se comprueba con los datos obtenidos de fuerza, el espesor que se necesita para realizar la sollicitación de corte.

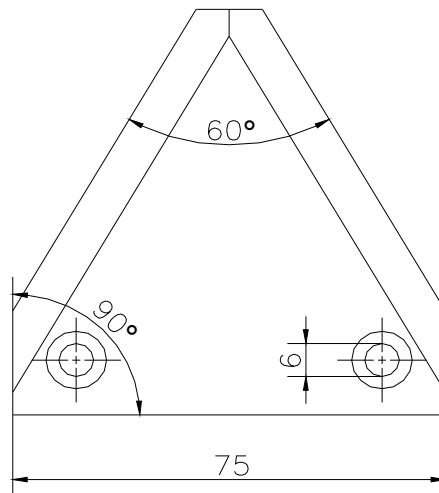


Figura 3.2: Geometría de la cuchilla móvil

En las pruebas realizadas la fuerza se aplica al filo de la cuchilla. Se puede observar que el espesor de la cuchilla es mínimo para resistir la fuerza aplicada, debido a que el momento de inercia es alto, por lo que la consideración es si la fuerza máxima progresiva se aplica 90° girada del filo de la cuchilla, como se indica en la figura 3.3

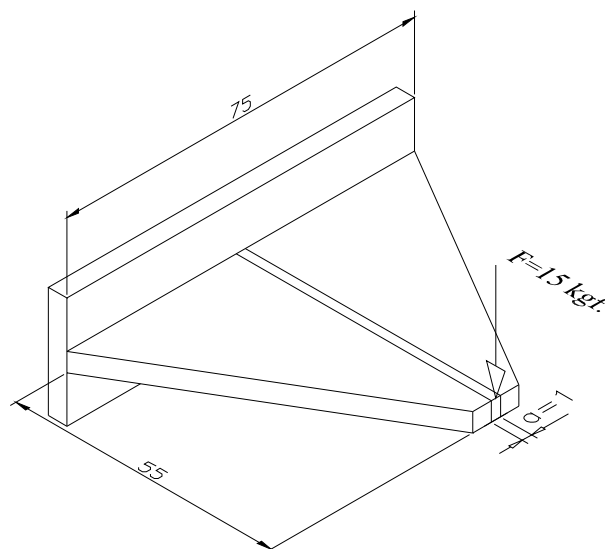


Figura 3.3: Consideración de la fuerza para la cuchilla móvil

Es importante resaltar que la fuerza obtenida en las pruebas es un valor puntual, pero se considera en el cálculo como una fuerza distribuida. Esta consideración

se hace para que la cuchilla no se destruya cuando se encuentre con un obstáculo en el corte.

Cálculo.-

Como la cuchilla se encuentra sujeta al portacuchillas, se considera como una viga empotrada en la cual actúa la fuerza máxima progresiva de 15 kgf. Además para el cálculo se realiza una analogía de la cuchilla con una viga de ancho unitario.

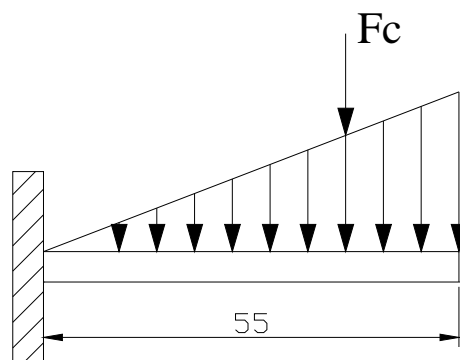


Figura 3.4: Distribución de la fuerza en la cuchilla.

Donde:

F_c = Fuerza concentrada

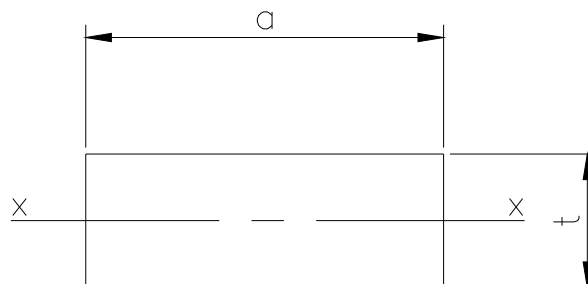


Figura 3.5: Consideración de la viga de espesor unitario para el módulo de sección S_{x-x}

$$\sigma_{Placa} = \frac{M}{S_{x-x}} \quad (3.1)$$

$$S_{x-x} = \frac{I_{x-x}}{C} \quad (3-2)$$

Donde:

I = momento de inercia de la placa.

C = distancia de la fibra externa a la fibra neutra.

S = módulo de sección.

$$I_{x-x} = \frac{1 * t^3}{12} \quad (3-3)$$

$$C = \frac{t}{2} \quad (3-4)$$

Remplazando se tiene:

$$S_{x-x} = \frac{\frac{1 * t^3}{12}}{\frac{t}{2}} = \frac{t^2}{6}$$

Considerando un factor de seguridad de 2, se tiene

$$n = \frac{S_y}{\sigma_m} = 2 \quad (3-5)$$

Donde:

σ_m = Esfuerzo Permisible

S_y = Resistencia a la tracción.

Para esta cuchilla se utiliza el acero A-36.

$$S_y = 36000 \frac{lb}{pu \lg^2} \left(2537 \frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_m = 0.5 * 36000$$

$$\sigma_m = 18000 \frac{lb}{pu \lg^2} \left(12681843.5 \frac{kg}{m^2} \right)$$

Ahora tomando la mínima condición del σ_m se tiene:

$$\frac{M}{\frac{t_p^2}{6}} \leq 12681843.5 \quad \text{(3-6)}$$

Para encontrar el valor mínimo de t_p se utiliza la igualdad y se tiene:

$$t_p = \sqrt{\frac{6 * M}{12681843.5}} \quad \text{(3-7)}$$

Ahora utilizando el programa SAP 2000 se obtiene el momento que se necesita para encontrar el espesor de la cuchilla. Este valor es de $M_{\max} = 15.20 \text{ kgf} - m$

Remplazando valores en la ecuación **3-7** se tiene:

$$t_p = \sqrt{\frac{6 * 15.20}{12681843.5}} = 2.7mm$$

Este espesor es semejante a las cuchillas existentes en el mercado, por lo que se adquiere tanto la cuchilla móvil, cuchilla fija y las puntas de protección de la cuchilla ya que vienen en el juego de la cuchilla.

3.1.3 DISEÑO DE LA BARRA PORTA CUCHILLAS

La barra porta cuchillas se encuentra acoplada mediante una rotula al mecanismo de movimiento alternativo, sirve de anclaje a las cuchillas móviles que van remachadas para permitir su reemplazo en caso de daño. Además sus dimensiones deben permitirle desplazarse en las puntas del mecanismo de corte y su geometría se presenta en la figura 3.6

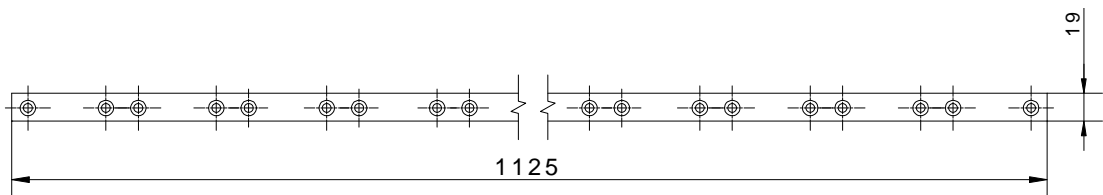


Figura 3.6: Esquema de la barra porta cuchillas

Debido a que la carga de compresión entre las cuchillas y el portacuchillas es pequeño comparado con la carga de corte, se colocan remaches, los mismos que se verifican más adelante.

3.1.3.1 Análisis de fuerzas para el portacuchillas

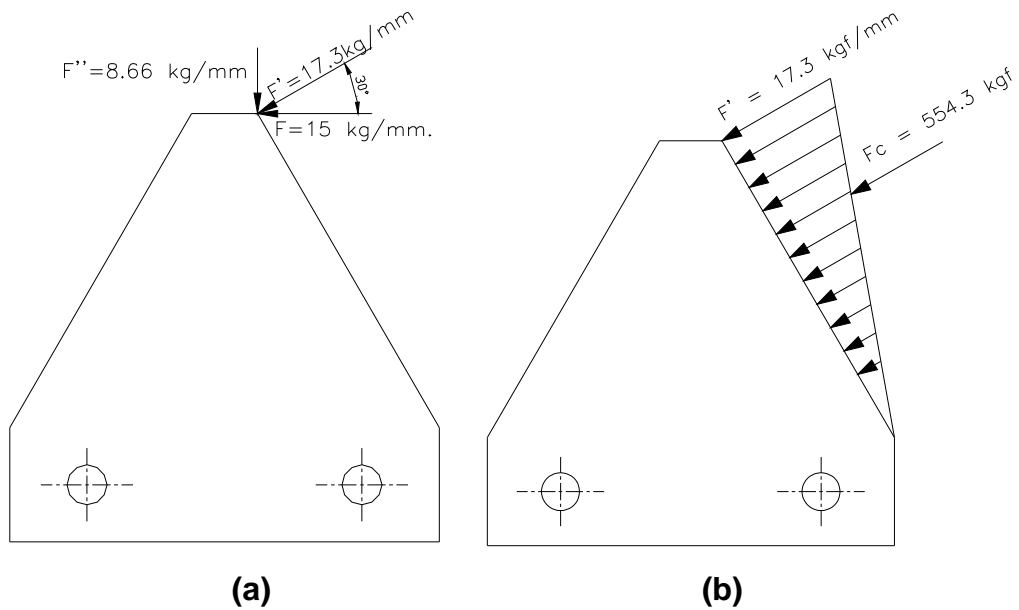


Figura 3.7 : (a) Ubicación de las fuerzas en el filo de la cuchilla; (b) Distribución de la fuerza en el filo de la cuchilla

En la figura 3.7 (a) se muestra la fuerza máxima de 17.3kgf. que actúa en el filo de la cuchilla y la distribución de la fuerza se indica en la figura 3.7(b).

Donde:

F_c = Fuerza concentrada.

F' = Fuerza en la dirección y.

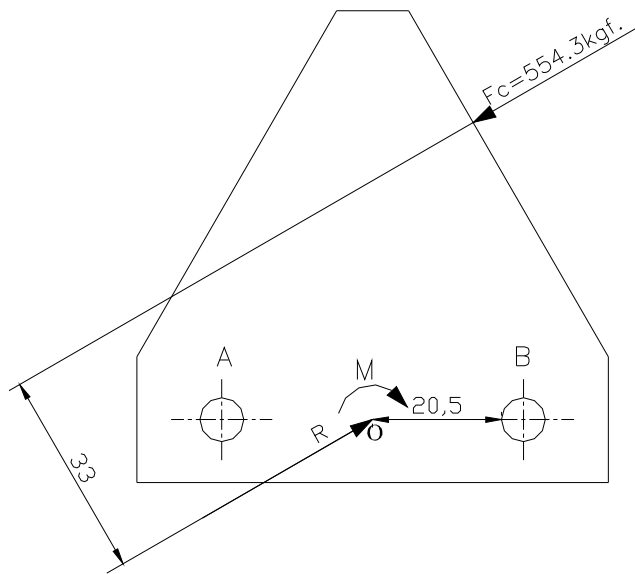


Figura 3.8: DCL de la cuchilla y ubicación del centroide de los remaches.

El punto O, centroide de los remaches de la figura 3.8, se localiza por simetría. En el diagrama de cuerpo libre de la cuchilla, la reacción cortante R pasa por O y la reacción de momento M se toma con respecto a O.

Estas reacciones son:

$$R = 554.3 \text{ Kgf.}$$

$$M = 18290.9 \text{ Kgf-mm.}$$

La carga cortante por remache es:

$$F_c' = \frac{R}{n} \quad (3-8)$$

Donde:

n = número de remaches

Entonces:

$$F_c' = \frac{554.3}{2} = 277.13 \text{kgf}$$

La carga de momento, es la adicional que hay sobre cada remache debido al momento M y se divide mediante la fórmula de Shigley:

$$F_n'' = \frac{Mr_n}{r_A^2 + r_B^2 + \dots} \quad (3-9)$$

Donde:

n = subíndice que designa al remache particular cuya carga se quiere hallar.

r_A = Distancia del centroide al centro del remache.

Para este caso la carga de momento es igual para todos y la ecuación 3-9 queda:

$$F_{c_B}'' = \frac{Mr_B}{r_A^2 + r_B^2} \quad (3-10)$$

Como $r_A = r_B$.

$$F_c'' = \frac{Mr}{2 * r^2} = \frac{M}{2 * r} = \frac{18290.9}{2 * 20.5} = 381 \text{kgf}.$$

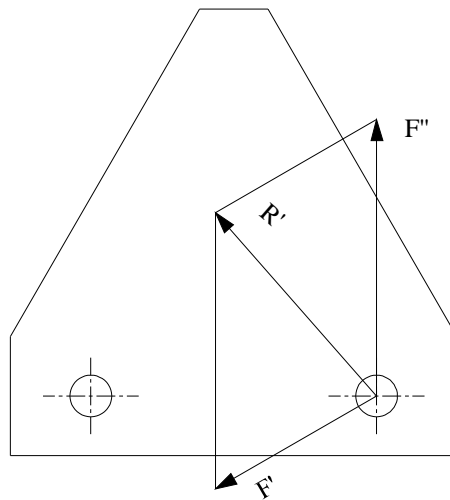


Figura 3.9: Resultante entre carga cortante y carga de momento

En la figura 3.9 se muestra la resultante entre la carga cortante y la carga de momento. La magnitud de la resultante se obtiene mediante el método del paralelogramo y su valor es:

$$R' = 341.2 \text{ kgf.}$$

De la fuerza de 341.2 kgf. se considera la fuerza que actúa en la dirección del movimiento del porta cuchillas. Entonces:

$$R'_x = 240 \text{ kgf}$$

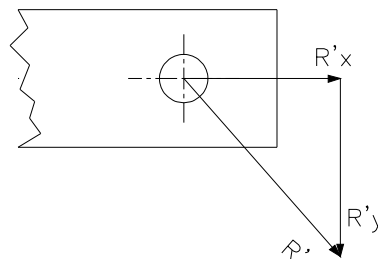


Figura 3.10: Reacción de la resultante entre carga cortante y carga de momento en una parte de la barra porta cuchillas.

3.1.3.2 Diseño a fatiga

Para el diseño a fatiga se considera un agujero de igual diámetro que de la cuchilla móvil y en la figura 3.11 se muestran las fuerzas que actúan en la mitad de porta cuchilla que sujeta a una cuchilla móvil; en esta parte del porta cuchilla se considera la acción de la fuerza actuando en dos direcciones por lo que se le trata como un caso de esfuerzos combinados y su cálculo se presenta a continuación:

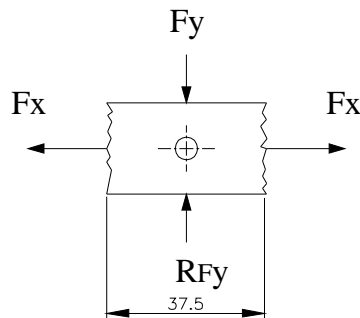


Figura 3.11: Fuerzas que actúan en una parte de la barra porta cuchillas.

Para un espesor de 6 mm. laminado en caliente (Ver Anexo III Platinas para el Portacuchillas), se calcula un factor de seguridad como sigue:

$$\sigma_x = \frac{F_x}{A} \quad (3-11)$$

$$\sigma_x = \frac{530}{0.130} = 4070.51 \frac{lb}{p l g^2}$$

En la figura 3.12 se muestra el diagrama de esfuerzos para una parte de la barra porta cuchillas. Como se puede ver este elemento en la dirección x se encuentra sometido a tracción y compresión, esto se debe a que las cuchillas cortan tanto de ida como de vuelta

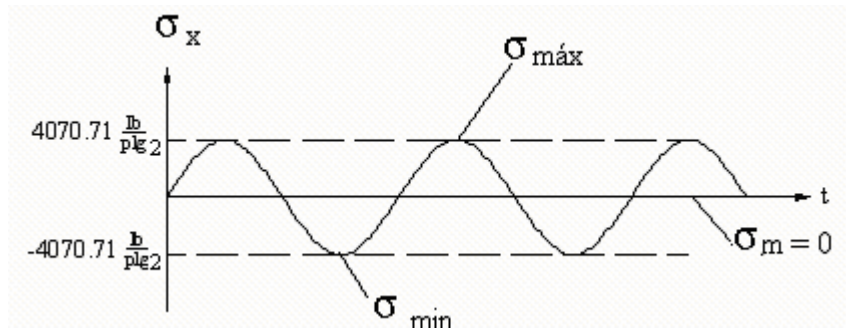


Figura 3.12: Diagrama de esfuerzos en x para la barra porta cuchillas.

$$\sigma_y = \frac{F_y}{A} \quad (3-12)$$

$$\sigma_y = \frac{530}{0.293} = 1809.12 \frac{lb}{plg^2}$$

En la figura 3.13 se muestra el diagrama de esfuerzos en la dirección y para una parte de la barra porta cuchilla y se observa que esta sometida a compresión.

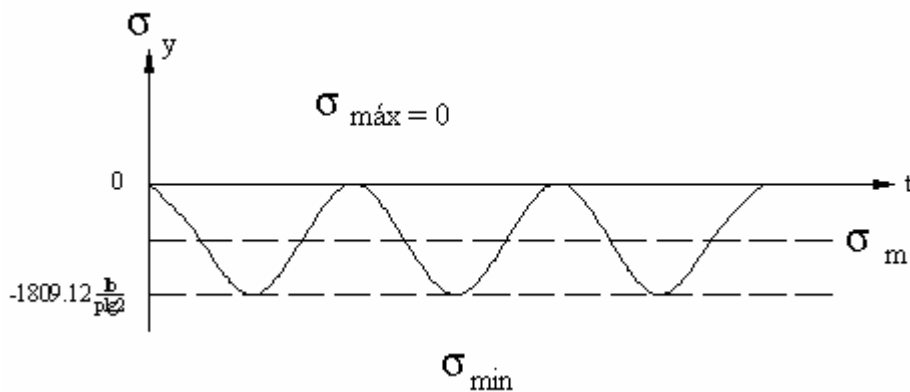


Figura 3.13: Diagrama de esfuerzos en y para la barra porta cuchillas.

$$\sigma_x máx = 4070.51 \frac{lb}{plg^2}$$

$$\sigma_x \text{ min} = -4070.51 \frac{lb}{plg^2}$$

$$\sigma_y \text{ max} = 0$$

$$\sigma_y \text{ min} = 1809.12 \frac{lb}{plg^2}$$

$$\sigma_x a = \frac{\sigma_x \text{ max} - \sigma_x \text{ min}}{2} \quad (3-13)$$

$$\sigma_x m = \frac{\sigma_x \text{ max} + \sigma_x \text{ min}}{2} \quad (3-14)$$

$$\sigma_x a = 2035.26 \frac{lb}{plg^2}$$

De la misma forma para obtener los esfuerzos en y

$$\sigma_y a = -\sigma_y m = 904.56 \frac{lb}{plg^2}$$

Utilizando el diagrama de Goodman se procede a obtener el factor de seguridad, de la siguiente manera:

$$S_m = \frac{Se}{\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{Se}{Sut}} \quad (3-15)$$

Donde:

S_m = resistencia media

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_x a^2 - \sigma_x a * \sigma_y a + \sigma_x a^2 + 3\tau_{xy} a^2} \quad (3-16)$$

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_x m^2 - \sigma_x m * \sigma_y m + \sigma_x m^2 + 3\tau_{xy} m^2} \quad (3-17)$$

Pero $\tau_{xy} = 0$

Remplazando valores en las ecuaciones **3-16** y **3-17** se tiene

$$\sigma_a' = 3702 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

$$\sigma_m' = 904.56 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga se obtienen de las tablas y gráficos del libro de Shigley.

Ahora

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e' \quad (3-18)$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga

S_e' = límite de resistencia a la fatiga de la muestra

Ahora

$k_a \rightarrow$ Como el material es laminado en caliente se tiene que

$$k_a = 0.7$$

Del libro de Shigley, se recomienda el factor de tamaño igual a 0.6.
para elementos con carga axial

$$k_b = 0.6$$

$$k_c = 0.897 \text{ Para una confiabilidad del 90\%}$$

$$k_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1.57} = 0.64$$

Para materiales dúctiles se tiene.

$$S_e' = 0.5 * S_{ut} \quad \textbf{(3-19)}$$

Para el acero A-36 el $S_{ut} = 36$ Kpsi. Entonces

$$S_e' = 18 \text{ kpsi}$$

Remplazando en la ecuación **3-18** se tiene:

$$S_e = 0.7 * 0.6 * 0.897 * 0.897 * 0.64 * 18$$

$$S_e = 4.39 \text{ Kpsi}$$

Remplazando valores en la ecuación **3-15**, se tiene

$$S_m = 1.19 \text{ Kpsi}$$

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} \quad \textbf{(3-20)}$$

$$n = 1.4$$

Con este resultado se puede ver claramente que la barra portacuchillas resiste la aplicación que se necesita, además se la puede encontrar en el mercado.

A continuación se muestra un análisis del esfuerzo presente en cada remache, para ver si el remache resiste la aplicación.

De la condición de resistencia al cizallamiento, se tiene

$$\tau = \frac{R'_x}{A_c} \quad (3-21)$$

Donde:

R'_x = Resultante de la carga en la dirección de x

A_c = Área de corte del remache = $\frac{\pi * d^2}{4}$

d = diámetro del remache

Remplazando se tiene

$$\tau = \frac{528 \text{ lb}}{0.043825 \text{ plg}^2} = 12 \text{ Kpsi}$$

Para una resistencia de 60 Kpsi que es el material del remache, se puede ver claramente que este resiste la aplicación deseada.

3.1.4 DISEÑO GEOMETRICO DE LOS REGULADORES

Los reguladores son soportes que mantienen las cuchillas en contacto con las contra cuchillas. Si estas se desgastan los reguladores permiten mediante pequeños golpes sobre su superficie bajar o subir la presión ejercida. Por disposición geométrica se una inclinación de 18°, ya que puede variar conforme se desgasten las cuchillas.

El material para estos soportes es de acero A-36 y debido a que los esfuerzos son despreciables, se elige un espesor de 3 mm para garantizar que las cuchillas tanto móviles como fijas no se separen. Su geometría se presenta en la figura 3.12.

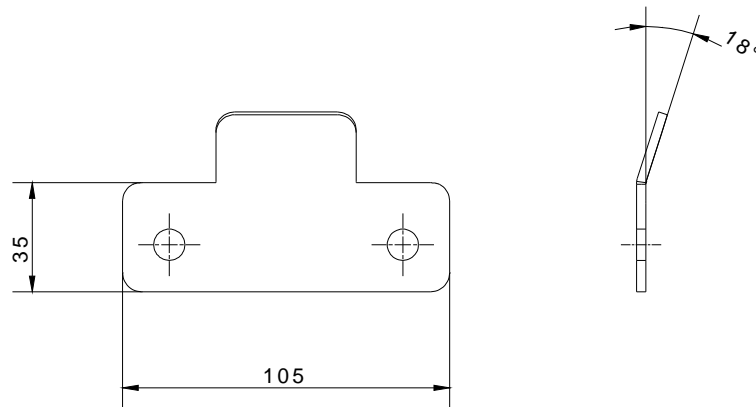


Figura 3.12: Esquema del regulador.

3.1.5 DISEÑO GEOMETRICO DE LAS PLACAS DE DESGASTE

Las placas de desgaste son láminas sujetas en la misma posición que los reguladores y cuya misión es soportar el frotamiento de la parte posterior de las cuchillas, permitiendo el buen contacto de la cuchilla y la contra cuchilla. Se da un ancho de 105 mm. para que la placa pueda empernarse junto con el regulador a la barra de corte.

El material para estas láminas es de acero A-36 y debido a que los esfuerzos presentes en la placa son despreciables, el espesor es de 3mm. Este espesor se adquiere para evitar el cambio constante de estas láminas, además estas partes trabajan lubricadas con grasa.

La geometría de las placas de desgaste se muestra en la figura 3.13.

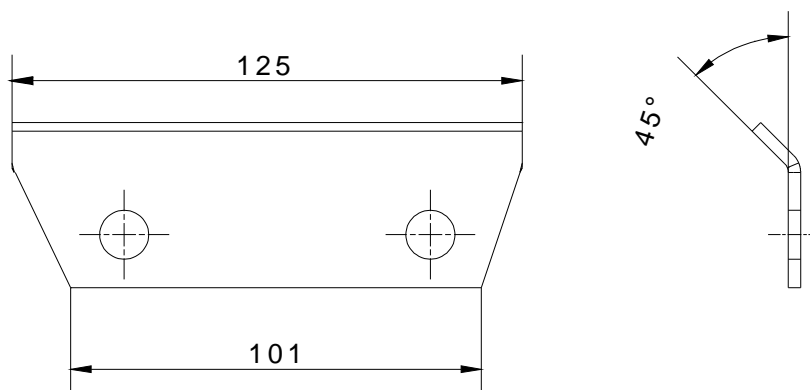


Figura 3.13: Esquema de la placa de desgaste.

3.1.6 DISEÑO DE LA TABLA DIVISORIA

Este elemento cumple la función de separar el pasto cortado del no cortado permitiendo que en la siguiente pasada la máquina no estropee el pasto cortado.

Para el diseño de este elemento se procede a medir la fuerza que se necesita para empujar el pasto (Ver Anexo I, Datos de fuerza para desplazar el pasto cortado), obteniéndose como valor la fuerza de 4 kgf.

Ahora se sujeta la placa similar a un empotramiento con la geometría deseada, luego se procede a aplicar la carga obtenida en la prueba (Ver Anexo I, Prueba de la tabla divisoria) y para un espesor de 5 mm con longitud de 84 cm se observa que la placa resiste la fuerza sin que se de la falla. Además con el fin de desplazar el pasto cortado, la tabla tiene una inclinación de 45° respecto de la barra de corte.

El material para este elemento es madera con el objetivo de disminuir el peso que soporta la barra de corte y su geometría se muestra en la figura 3-14

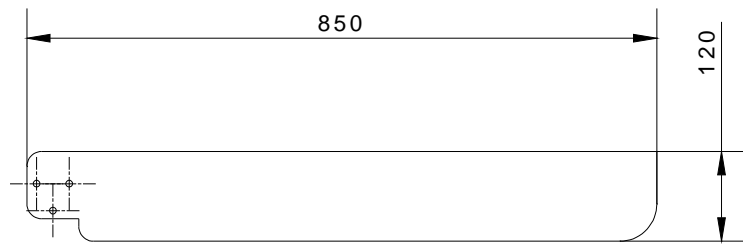


Figura 3.14: Esquema de la tabla divisoria

3.1.7 DISEÑO DEL SOPORTE DE LA TABLA DIVISORIA

Este soporte es un elemento que sirve para unir la tabla divisoria a la barra de corte y su esquema se presenta en la figura 3.15.

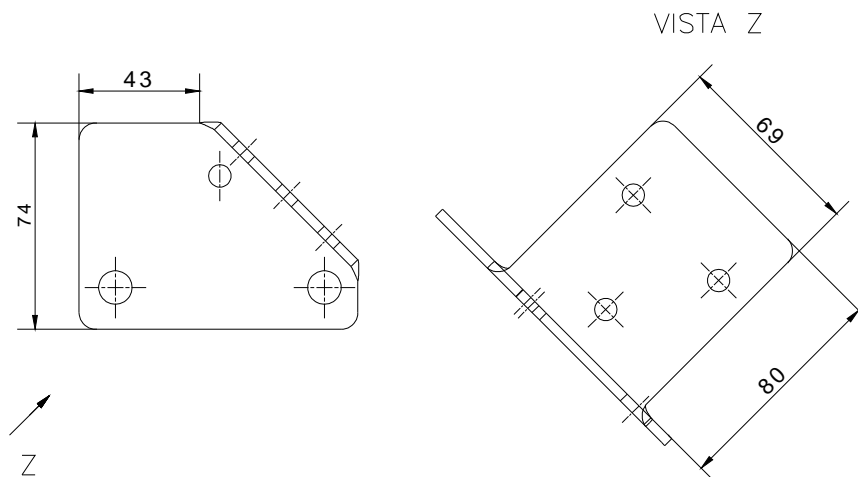


Figura 3.15: Esquema del soporte de la tabla divisoria

En este caso se considera la fuerza que realiza la tabla divisoria para empujar el pasto cortado hacia el interior de la barra, dejando un espacio limpio para la siguiente pasada de la máquina. Esta fuerza se obtiene de las pruebas realizadas en el campo y su valor es de 4 kg.

Para determinar el espesor del soporte, se considera a la placa que sujeta a la tabla como una viga empotrada, en la que actúa la fuerza de empuje al pasto

hacia adentro; esta fuerza causa torsión en la placa y su análisis de presenta a continuación

Para hallar T , se considera que la fuerza de 4 Kg se aplica respecto del centroide de los pernos que soportan a la tabla divisoria, por la distancia de 40cm, que es la mitad de la tabla. Entonces se tiene:

$$\tau_{xy} = \frac{T}{bt_p^2} \left(3 + 1.8 \frac{t_p}{b} \right) \quad (3-22)$$

Para placas delgadas $\frac{t_p}{b}$ es despreciable (Según el libro de diseño de Norton)

Remplazando en la ecuación **3-22** se tiene:

$$\tau_{xy} = 3 \frac{T}{bt_p^2} = \frac{68.57}{t_p^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{xy}^2} \quad (3-23)$$

$$\sigma' = \tau_{xy} \sqrt{3}$$

$$\sigma' = \frac{68.57}{t_p^2} \sqrt{3} = \frac{118.76}{t_p^2}$$

Para un factor de seguridad igual a 1.5 y considerando que la placa se la va a construir con acero A-36.

$$\eta = \frac{Sy}{\sigma'} \quad (3-24)$$

Despejando y reemplazando:

$$1.5 = \frac{2536 \frac{kg}{cm^2}}{t_p^2} \rightarrow t_p = \sqrt{\frac{1.5 * 118.76}{2536}} = 0.265 \text{ cm} \rightarrow 2.65 \text{ mm}$$

En base a los resultados obtenidos y comparando con el espesor que se adopta para los reguladores y las placas de desgaste, se elige el espesor de 3.18mm (Ver Anexo III Planchas para el Soporte de la Tabla Divisoria), con el objetivo de no comprar planchas de varios espesores.

3.1.8 DISEÑO DE LA BARRA DE CORTE

La barra de corte tiene la geometría tal que soporta todos los componentes de corte para desplazarse por el suelo durante el corte.

Para el diseño de esta barra se considera que un extremo de la barra se encuentra empotrado y se la construye de acero A-36.

El esquema de la barra de corte se muestra en la figura 3.16.

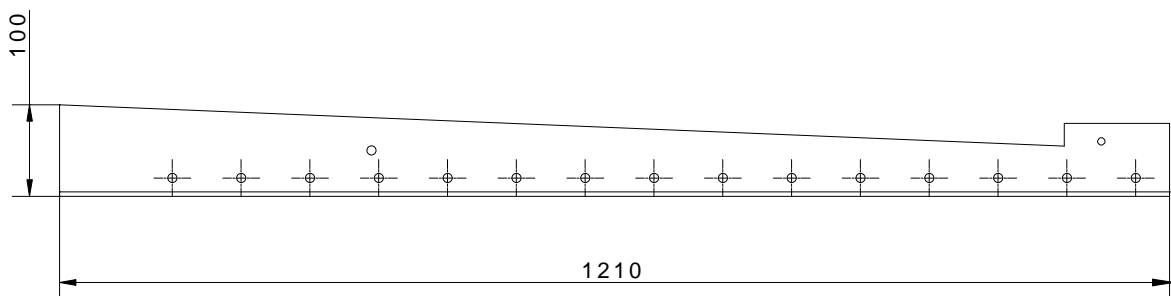


Figura 3.16: Esquema de la barra de corte

Haciendo un análisis similar del diseño de la cuchilla móvil y considerando el peso de todos los componentes que se acoplan a la barra, se tiene el siguiente diagrama de distribución de carga.

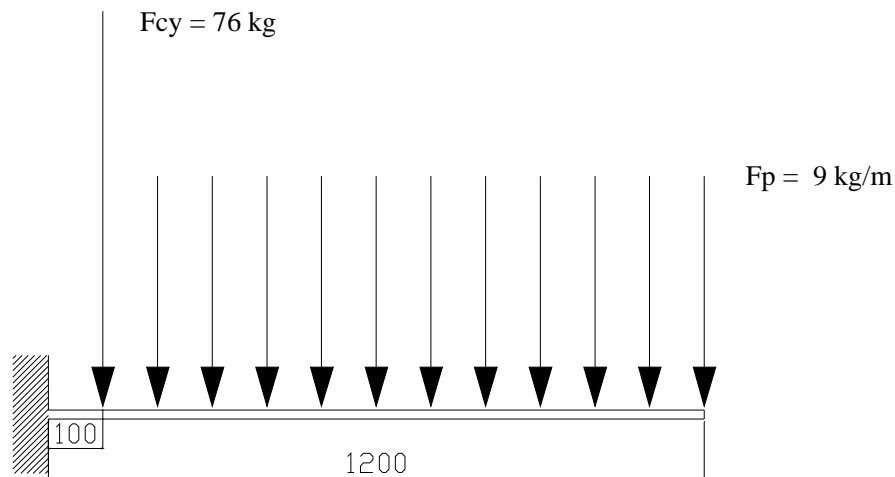


Figura 3.17: Distribución de carga sobre la barra de corte y consideración de apoyo

El peso total de los elementos que están en la barra de corte es de 9 kg, que se distribuyen a lo largo de la barra. Además se considera la componente de la fuerza que realiza la biela para el corte; este valor es de 76 kg y se ubica a 10 cm de la barra. Ahora utilizando el programa SAP 2000 se obtiene el momento máximo que debe resistir esta barra. El momento máximo que soporta esta barra de corte es $M_{máx} = 13.6 \text{ kgf} - m$.

El esfuerzo en la barra está dado por la ecuación 3.1, y de la ecuación 3.3 para un ancho de 50 mm se tiene:

$$I_{x-x} = \frac{0.05 * t^3}{12}$$

Con este resultado, usando la ecuación 3-4 y remplazando en la ecuación 3-2.

$$S_{x-x} = \frac{\frac{0.05 * t^3}{12}}{\frac{t}{2}} = 0.00833 * t^2$$

Ahora, usando la ecuación 3-5 y reemplazando todos los valores en la ecuación 3-6, se tiene que un espesor de 11.34 mm soporta la solicitud deseada.

Del catálogo de aceros (Ver Anexo III Planchas Gruesas para la Barra de Corte) se toma un espesor de 12 mm que se puede adquirir en el mercado.

3.1.9 DISEÑO DEL PASADOR PARA UNION BARRA DE CORTE Y ESTRUCTURA.

Este elemento sirve de unión al sistema de corte y la estructura, además se utilizan bujes que están unidos mediante soldadura tanto a la barra de corte como a la estructura. El esquema del pasador se muestra en la figura 3.18.

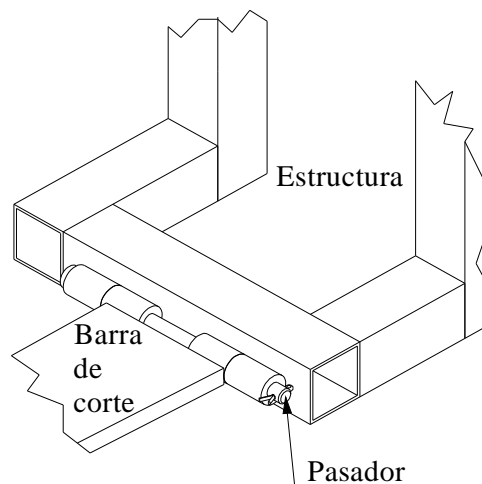


Figura 3.18: Esquema del pasador

Para el diseño de este elemento se utiliza la fuerza para desplazar al sistema de corte, para esto es necesario utilizar un dinamómetro y acoplarlo en la mitad de una barra de acero en la que se considera el peso que tiene todo el sistema de corte, además se ubica en la superficie de pasto que se va a cortar y se obtiene un valor de 5 kg.

Con el valor de 5 kg y la distancia de 0.6m se tiene un momento de 3 kgf-m que se ubica en el centro de los bujes, además existe la fuerza que realiza la tabla divisoria con su componente en la dirección del movimiento de la barra de corte y su valor es de 2.82kg ubicada a 0.9 m de la barra de corte y por disposición

geométrica la distancia entre centros de los bujes de la barra de corte es de 100 mm. Con esto se procede a diseñar el eje como sigue:

El momento total en el centro de los bujes es de 55.38 N-m y utilizando la ecuación **3-9**, para dos bujes, la fuerza en cada uno es de 5538N.

Entonces el esfuerzo de corte está dado por:

$$\tau = \frac{F}{A_{eje}} \quad (3-25)$$

$$\tau = \frac{4 * F}{\pi * d^2}$$

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (3-26)$$

$$S_y = 510 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 0.577 * S_y \quad (3-27)$$

$$S_{sy} = 294.3 \text{ Mpa}$$

Para un factor de seguridad de 2, reemplazando y resolviendo en la ecuación **3-26** se tiene:

$$d = \sqrt{\frac{4 * F * 2}{294300000 * \pi}}$$

$$d = 0.009927m \rightarrow 10 \text{ mm}$$

3.1.9.1 Diseño de la soldadura

Como la barra de corte esta sujeta a los bujes y en base a los datos de la fuerza que actúa en cada buje, se observa que la carga que soporta cada uno es grande, entonces se presenta a continuación un análisis para comprobar si la soldadura que se da es lo suficientemente resistente para la aplicación que se necesita.

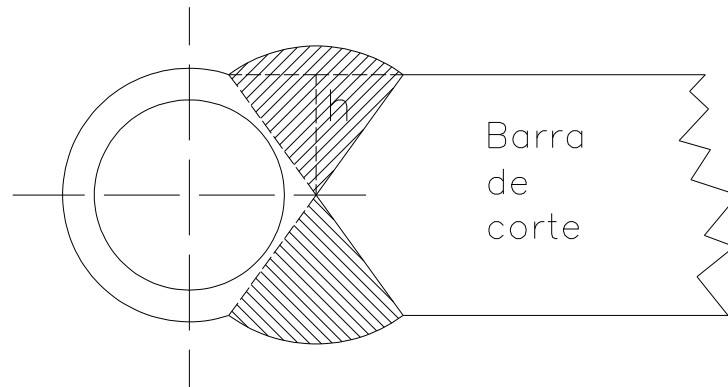


Figura 3.19: De la barra de corte con el buje soldado vista lateral

El área de cálculo de la sección de la costura superior e inferior para la longitud de 30mm del buje es

$$A = 2 * h * l \quad (3-28)$$

Donde:

A = área de sección

h = medida de la garganta = 6 mm.

l = longitud del buje = 30 mm.

$$A = 360 \text{ mm}^2 = 0.00036 \text{ m}^2$$

La fuerza presente en cada buje es de 12600 N. Entonces su esfuerzo es

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{F}{A} \quad (3-29)$$

$$\tau_{\text{máx}} = 15.38 \text{ Mpa} = 2.23 \text{ Kpsi}$$

Ahora para un electrodo E7018, se tiene

$$S_{ut} = 70 \text{ Kpsi}$$

$$S_{yt} = 0.75 * S_{ut} \quad (3-30)$$

$$S_{yt} = 52.5 \text{ Kpsi}$$

$$S_{y_{\text{Corte}}} = 0.6 * S_{yt} \quad (3-31)$$

$$S_{y_{\text{Corte}}} = 31.5 \text{ Kpsi}$$

$$n = \frac{S_{y_{\text{corte}}}}{\tau_{\text{máx}}} \quad (3-32)$$

$$n = 14$$

Con este valor se puede ver claramente que la soldadura resiste la aplicación.

3.1.10 POTENCIA Y SELECCION DEL MOTOR

El conjunto de cuchillas deben ser impulsadas por un motor de combustión y para determinar la potencia se considera la fuerza máxima que se obtuvo de las pruebas realizadas (15 kg para una cuchilla), además el mecanismo que transforma el movimiento circular en alternativo debe girar a 600 revoluciones por minuto.

$$Pot = \frac{T}{t} = \frac{F * d}{t} \quad (3-33)$$

Donde:

T = Trabajo.

t = Tiempo que tarda en recorrer la cuchilla desde una punta a la posición de la punta siguiente en segundos.

d = distancia en metros que recorre la cuchilla móvil desde una punta a la siguiente.

Remplazando valores en la ecuación **4-33**

$$Pot = \frac{F * d}{t} = \frac{2250 \text{ N} * 0.075 \text{ m}}{0.1 \text{ seg}} = 1687.5 \text{ W} = 2.26 \text{ Hp}$$

Además se considera un 20% en pérdidas debido a la forma particular de funcionamiento de la máquina, como son pérdidas debidas a las bandas, el eje que se encuentra apoyado en chumaceras. Entonces se tiene una potencia de 2.7 Hp.

El fabricante recomienda el funcionamiento del motor a 3000 rpm para entregar una potencia de 3 Hp (Ver Anexo IV Datos técnicos del motor de combustión), por lo que se elige un motor de 4 Hp.

3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISION

3.2.1 DISEÑO DE LA BIELA

Este elemento permite que las cuchillas tengan acción alternativa transformando el movimiento circular del motor, en un movimiento rectilíneo en la barra de cuchillas.

El análisis de la biela se realiza para la posición que se aplica la máxima fuerza de corte y debido a que las cuchillas cortan de ida como de vuelta, este elemento se encuentra trabajando tanto a tracción como a compresión por lo que el análisis se realiza para el caso más crítico del elemento que se da cuando está a tracción. El instante para el análisis de la biela se muestra en la figura 3.20

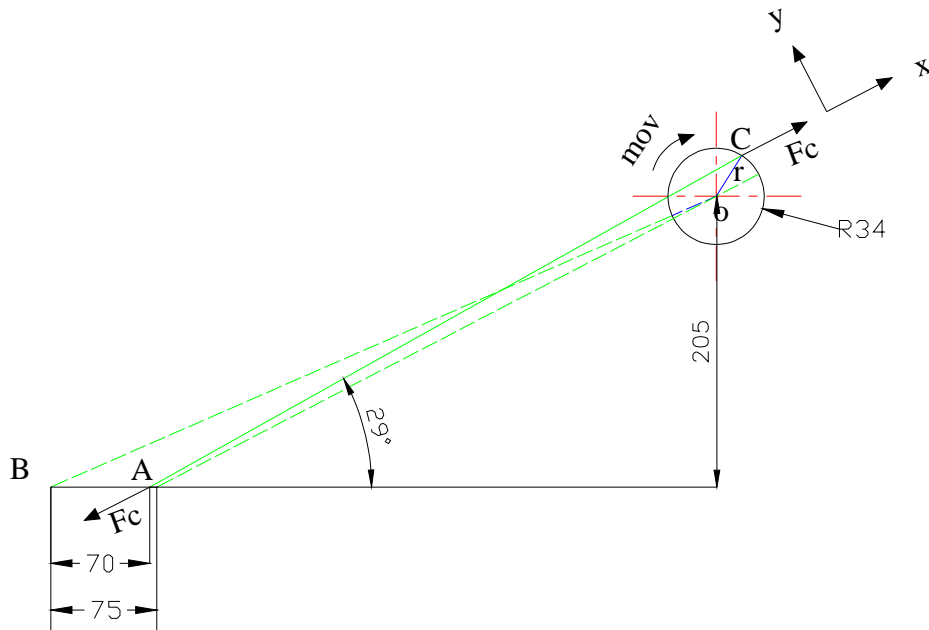


Figura 3.20: Mecanismo biela-manivela para transformar el movimiento circular en alternativo

En la figura, a partir del punto B la biela empieza a trabajar a tracción llegando a aplicarse la mayor fuerza en el punto A, una vez que haya recorrido los 70 mm. En ese instante se realiza el análisis de esfuerzos debido a la inercia del cuerpo de la biela y la fuerza que se aplica para realizar el corte.

El momento debido a la inercia de la biela se calcula mediante la ecuación

$$\sum M = I * \alpha \quad (3-34)$$

Donde:

I = momento de inercia de la biela

α = aceleración angular de la biela

Donde el momento se obtiene calculando α en el punto A como sigue:

Se desea conocer la aceleración de la biela, considerando la velocidad angular de la manivela que es constante.

El punto C pertenece a la manivela OC y a la biela CA, además el punto A pertenece tanto a la biela como a la corredera. Entonces si se determina la velocidad de O, se está determinando la velocidad de un punto de la biela. Del otro punto de la biela, A, se conoce la dirección de la velocidad, que corresponde a la dirección de la velocidad de la corredera. Con esta información es posible determinar la velocidad angular de la biela y su aceleración angular como sigue:

$$V_C = \omega_C * r_C = 62.836 \frac{rad}{seg} * 0.034m = 2.14 \frac{m}{seg} \text{ Perpendicular a OC.}$$

De V_A se conoce la dirección que es horizontal y de la velocidad relativa su dirección es perpendicular a la biela. Entonces del polígono de velocidades se conocen sus magnitudes y sus valores se muestran en la figura 3.21.

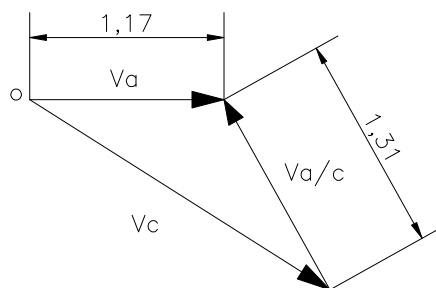


Figura 3.21: Polígono de velocidades para hallar la velocidad angular de la biela.

$$V_A = 1.16 \frac{m}{seg.}$$

$$V_{A/C} = 1.31 \frac{m}{seg.}$$

Por disposición geométrica se da la longitud de 480 mm para la biela, entonces se tiene

$$W_{A/C} = \frac{V_{A/C}}{AC} = 2.73 \frac{rad}{seg.}$$

Ahora se necesita obtener la aceleración tangencial de la biela para poder determinar α , para ello se analiza las aceleraciones entre el punto A y C como sigue:

$$a_A = a_C + a_{A/C} \quad (3-35)$$

a_A es de dirección conocida; horizontal

$$a_C = (a_C)_n + (a_C)_t \quad (3-36)$$

$$(a_C)_n = \omega_c^2 * OC \quad (3-37)$$

$$(a_C)_n = 62.83^2 * 0.034 = 135.8 \frac{m}{seg^2}$$

La aceleración de C normal es dirigida de C hacia O; la aceleración de C tangencial es 0 porque ω_c es constante.

$$(a_{A/C})_n = \omega_{A/C}^2 * AC = 2.73^2 * 0.48 = 3.58 \frac{rad}{seg^2} \text{ y va dirigida de A hacia C}$$

$(a_{A/C})_t$ es perpendicular a la barra AC y de magnitud desconocida.

Se tienen dos incógnitas que se pueden hallar resolviendo el polígono de aceleraciones que se muestra en la figura 3.22

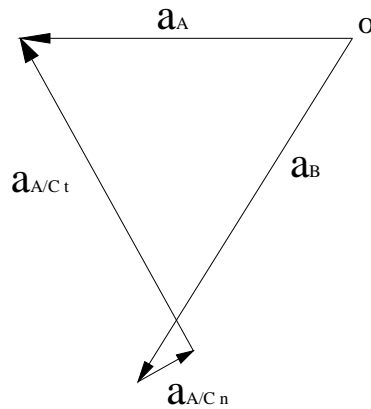


Figura 3.22: Polígono de aceleraciones para hallar la aceleración tangencial relativa

Por lo tanto:

$$(a_{A/B})_t = \alpha * AB \quad (3-38)$$

Despejando la formula y remplazando

$$\alpha = \frac{(a_{A/C})_t}{AC} = \frac{130}{0.48} = 271 \frac{rad}{seg^2}$$

Ahora se necesita hallar el momento de inercia de la biela; para ello se asume la geometría de la barra que se utiliza, siendo esta de un acero de transmisión y de diámetro 10 mm.

$$I = \frac{m}{48} (3d^2 + 4l^2) \quad (3-39)$$

Donde m = masa de la barra que se obtiene del programa Inventor e igual a 0.257 kg

Remplazando se tiene:

$$I = \frac{0.257}{48}(3 * 0.00952^2 + 4 * 0.48^2) = 0.004935 \text{ kg} - \text{m}^2$$

Con el valor de I , α y remplazando en la ecuación **3-34** se tiene el momento en el punto B.

$$\sum M = 0.004935 * 271 = 1.33 \text{ N} - \text{m}$$

Para diseño de la biela se considera la condición más desfavorable que provocan los esfuerzos en la parte intermedia del cuerpo del elemento, además se debe considerar que la biela cumplirá con los siguientes requisitos:

- ◆ Soportar los esfuerzos de tensión provocados por la fuerza total de corte.
- ◆ Soportar a flexión por el latigazo derivado de la fuerza de aceleración lateral.

El material a emplearse es un acero de transmisión de diámetro de 10 mm con una resistencia a la tracción de 51 kg/mm² (Ver anexo III Material para el Eje de la Manivela y la Biela).

Debido a sus apoyos se considera que la biela se encuentra articulada entonces en la posición indicada en la figura 3-20 a más de estar sometida a tracción esta presente el momento debido a la inercia del cuerpo, por lo que se tiene un caso de esfuerzos combinados

$$\sigma = \frac{Fc}{A} + \frac{My}{Wy} \quad \text{(3-40)}$$

Donde:

Fc = Fuerza de corte en la dirección de a biela

A = Area de la sección transversal

My = Momento debido a la inercia del cuerpo de la biela

Wy = Módulo de sección de la biela

La fuerza total de corte en la dirección del movimiento de las cuchillas es igual a 225 Kg, y la fuerza que actúa en la dirección de la biela es la resultante actuando en esa dirección e igual a $225 \text{ kg}/\cos 29^\circ = 257.3 \text{ kg}$

$$W_y = \frac{\pi d^3}{32} \quad (3-41)$$

$$W_y = \frac{\pi * 0.009525^3}{32} = 8.48 \times 10^{-8} \text{ m}^3$$

Remplazando en la ecuación **3-39** se tiene:

$$\sigma = \frac{2573 \text{ N}}{0.02992 \text{ m}^2} + \frac{1.33 \text{ N} \cdot \text{m}}{8.48 \times 10^{-8} \text{ m}^3} = 15.76 \text{ Mpa} = 2287 \text{ psi}$$

Con este resultado se puede ver que el esfuerzo en el cuerpo de la biela es muy pequeño comparado con la resistencia del material a utilizarse y se lo puede adquirir con este diámetro, siendo solamente necesario tornearlo en los extremos para colocar las cabezas de articulación.

3.2.2 SELECCION DE LA BANDA

Para la transmisión de torque de la máquina motriz al sistema de corte se utiliza correas flexibles de caucho reforzado. El objetivo de utilizar las correas es para evitar el daño de las cochillas móviles cuando se encuentren con un obstáculo en

el terreno ya que las correas en ese instante deslizan sobre las poleas, dando así tiempo al operador para que pueda parar la máquina.

Utilizando como referencia el Catálogo Roflex de correas trapezoidales se indica la selección de correas de sección trapezoidal y poleas para conectar los ejes.

Debido a que las máquinas conducidas tienen formas particulares de funcionamiento, se deben prevenir fallas debidas a los golpes, vibraciones o tirones. De forma similar, las máquinas motoras tienen formas particulares de funcionamiento, algunas son más suaves que otras, o tienen un impulso inicial o un giro a tirones. Estas situaciones se consideran a través de un factor de servicio (C1) que aumenta la potencia a transmitir para obtener la potencia de diseño que considera las características de la máquina y el motor utilizado.

Considerando que el motor monocilíndrico utilizado es de combustión y la máquina que más se asemeja al sistema de corte es similar a una cizalla se obtiene el factor C1 e igual a 1.2 (Ver Anexo II. Valores de C1 para obtener la potencia de diseño), el cual se multiplica por la potencia a transmitir de 2.26 Hp. y se obtiene la potencia de diseño igual a **2.7 Hp**.

Con la potencia de diseño y la velocidad del eje más rápido se consulta en el gráfico (Ver Anexo III. Gráfica para selección del perfil de correa) en el cual se aprecia las 5 secciones más típicas de las correas.

Cada sección aparece como una zona de un color particular.

Con los datos de potencia de diseño y para el eje rápido del motor de combustión que gira a 3000 rpm se ubica en la gráfica, entonces se recomienda usar correas de sección **A**

Conociendo la sección a utilizar se procede a obtener la relación de transmisión entre ejes "i". Se define como relación "1:i" a la razón entre las velocidades del eje

rápido dividido por el eje lento. Entonces el eje rápido gira a 3000 rpm y el eje lento a 600 rpm, la relación es "1:5"

Esta relación debe darse entre los diámetros de las poleas a utilizar:

$$i = \frac{D_p}{d_p} \quad (3-42)$$

Donde

D_p = diámetro primitivo de la polea lenta.

d_p = diámetro primitivo de la polea rápida

Con la relación de transmisión "i" se procede a calcular los diámetros D_p y d_p .

Se recomienda usar como mínimo los siguientes valores:

Tabla 3.1: Valores de diámetro primitivo mínimo recomendado.

Sección	A	B	C	D	E
Diámetro primitivo mínimo [mm]	63	100	160	280	400

Fuente: Catálogo Roflex de correas trapezoidales.

Con la relación de transmisión y el tipo de sección de correa se elige un valor de 71 mm para d_p . Entonces se calcula D_p de la forma siguiente:

$$D_p = i * d_p \quad (3-43)$$

$$D_p = 5 * 71 = 355mm$$

Con estos valores se puede calcular el largo L aproximado de la correa que se necesita.

$$L = 2 * C + 1.57 * (Dp + dp) + \frac{(Dp - dp) * 2}{4 * C} \quad \text{(3-44)}$$

L = longitud de la correa

C = distancia tentativa entre ejes

$$L = 2 * 1000 + 1.57 * (355 + 71) + \frac{(355 - 71) * 2}{4 * 1000} = 2669 \text{ mm}$$

Con el valor de 2669. y la sección utilizada, se consulta la tabla siguiente (Ver Anexo IV Tabla para Identificar la Correa Adecuada), que entrega la identificación de la correa adecuada.

Esta identificación es una correa **A (13x8)** N° 112 de longitud 2875 mm.

Para realizar el cálculo final se necesitan dos factores de corrección. El primero es el factor C2 que considera la longitud de la correa. Se obtiene de una tabla pequeña ubicada en la parte baja de la tabla correspondiente a la sección, se ingresa a ella por el número de correa o por la longitud. Entonces para la correa N° 112 El factor de corrección es de **1.1**.

El último factor de corrección C3 considera el arco de contacto entre la correa y las poleas que en definitiva limita la capacidad de transmisión ya que este es un sistema que trabaja por roce. Con los valores de Dp y dp se consulta la tabla 3.2 y se obtiene C3 con un valor de **0.99**

$$\frac{Dp - dp}{C} = \frac{355 - 71}{2875} = 0.0988$$

Tabla 3.2: Valores del factor de corrección de arco de contacto C3

(Dp-dp)/C	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40
Arco de contacto	180°	174°	169°	163°	157°	151°	145°	139°	133°	127°	120°	113°	106°	99°	91°
Factor de corrección	1.00	0.99	0.97	0.96	0.94	0.93	0.91	0.89	0.87	0.85	0.82	0.80	0.77	0.73	0.70

Fuente: Catálogo Roflex de correas trapezoidales.

Finalmente se calcula:

$$Z = \frac{\text{Potencia de diseño}}{C2 * C3 * P1} \quad (3-45)$$

$$Z = \frac{2.7}{1.1 * 0.99 * 1.62} = 1.53$$

Entonces se utilizan 2 correas.

3.2.3 DISEÑO DEL EJE PARA LA MANIVELA

Este elemento es el encargado de transmitir el movimiento de la polea de mayor diámetro a la manivela que se encuentra situada en el otro extremo de dicha polea. Además este elemento se encuentra apoyado en dos chumaceras las cuales absorben toda la fuerza radial a la que está sometido el eje.

Por disposición geométrica se elige una longitud de 320 mm. y considera para el diseño, la fuerza que transmite a la manivela de valor 257.3 kgf como se indica en la figura 3.20 diseño de la biela, por lo que esta tiene dos componentes. Además sobre el eje está actuando la carga debida al peso de la polea de mayor diámetro, siendo su valor de 10 kgf.

La potencia para el funcionamiento del sistema de corte tiene un valor de 2.26 Hp y considerando un 20 % debido a la particularidad de funcionamiento de la máquina se tiene una potencia de 2.7 Hp. por lo tanto.

$$T = \frac{H}{w} \quad (3-46)$$

Donde:

H = potencia, W

T = momento de torsión, N-m

W = velocidad angular = 62.8 rad/seg

$$T = \frac{2013.4}{62.8} = 32 \text{ N} - \text{m}$$

Ahora utilizando el paquete de diseño Inventor 10 se obtiene el momento máximo que debe resistir el eje (Ver Anexo IV Cálculos en inventor eje). El momento máximo que soporta este eje es 128.7 N-m.

Se realiza un estudio del eje para un esfuerzo alternante con inversión completa.

Donde

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \frac{32M}{\pi * d^3} = 30.57 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = \sigma_{\max}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_{\max} = \frac{T * r}{J} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (3-47)$$

$$\tau_{\max} = 3.8 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\min} = 0$$

$$\tau_{xya} = \tau_{xym} = \frac{\tau_{\max}}{2} = 1.9 \text{ Mpa}$$

Para un acero SAE 1018

$$S_y = 51 \text{ kg/mm}^2; S_{ut} = 71 \text{ kg/mm}^2$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e' \quad (3-48)$$

$$S_e' = 0.5 * S_{ut} \quad (3-49)$$

$$S_e' = 355 \text{ Mpa}$$

$k_a \rightarrow$ Considerando laminado en caliente.

$$k_a = 0.7$$

$$k_b = 1.189 * d^{-0.097} \quad (3-50)$$

$$k_b = 0.842$$

$k_c = 0.897$ Para una confiabilidad del 90%

$$k_d = 1$$

$$k_e = k_{ef} * k_{et} \quad (3-51)$$

$$k_{ef} = \frac{1}{k_f} \quad (3-52)$$

$$k_f = 1 + q(kt - 1) \quad (3-53)$$

$$kt = 2; q = 0.8$$

$$kf = 1.8$$

$$kef = 0.555$$

$$ket = \frac{1}{kf} \quad (3-54)$$

$$kf = 1 + q(kt - 1) \quad (3-55)$$

$$kts = 2.7; q = 0.85$$

$$kf = 2.445$$

$$ket = 0.4089$$

$$ke = 0.2287$$

$$Se = 42.65 \text{ Mpa}$$

$$\sigma'_{xa} = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3 * \tau_{xya}^2} \quad (3-56)$$

$$\sigma'_{xa} = 30.7 \text{ Mpa}$$

$$\sigma'_{xm} = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3 * \tau_{xym}^2} \quad (3-57)$$

$$\sigma'_{xm} = 3.29 \text{ Mpa}$$

$$Sm = \frac{Se}{\frac{\sigma'_a}{\sigma'_m} + \frac{Se}{Sut}} \quad (3-58)$$

$$S_m = 4.53 \text{ Mpa}$$

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} \quad (3-59)$$

$$n = 1.4$$

Con este valor se puede ver que el eje soporta la sollicitación deseada.

3.2.4 SELECCION DE LAS CHUMACERAS

Para la selección de rodamientos se toma como referencia el Catálogo General SKF.

Para aplicaciones en la que el sentido de giro del eje se mantiene invariable, el fabricante recomienda los rodamientos con anillos de fijación excéntricos con un prisionero. Estos rodamientos pertenecen a la serie YET.

En este caso se tiene que el eje tiene un sentido de giro invariable y está sometido a la fuerza radial con un valor de 257.3 Kg (2573 N)

Del Abaco de cálculo de duración de la pág. 29 del catalogo SKF serie YET, se encuentra:

$$C/P \geq 9, \text{ considerando:}$$

$n = 600$ rpm, por ser el número de revoluciones a las que gira el eje.

Debido a que la carga es axial es despreciable en comparación a la radial, se tiene:

$$P = F_r$$

Por lo tanto, se requiere un rodamiento que tenga una capacidad de carga dinámica con:

$$C \geq 9 \times 2394 \text{ N} \geq 23157 \text{ N},$$

En función del diámetro del eje y la carga obtenida, basándose en el catálogo de rodamientos SKF se selecciona el rodamiento YET 207 (Pág. 668). Las medidas de este rodamiento son:

$$d = 35 \text{ mm.}$$

$$D = 72 \text{ mm.}$$

$$B = 38.9 \text{ mm.}$$

Para la selección de las chumaceras se considera el rodamiento seleccionado y en base a eso se selecciona el soporte SY507M (pag. 682) y la unidad completa es SY 35 FM (Ver Anexo IV Selección de Chumacera).

3.2.5 DISEÑO DE LA MANIVELA

Este elemento es el encargado de transmitir la fuerza a la biela por medio de las cabezas de articulación, de manera que se ve sometido a la fuerza descrita en la figura 3.23.

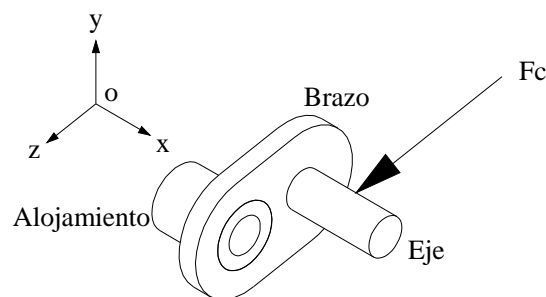


Figura 3.23: Esquema de la manivela

Este elemento es muy importante para el sistema de corte, ya que si se produce la falla se debe construir otro con las medidas exactas para así no perder el recorrido de las cuclillas móviles, por lo tanto en el diseño se dan factores de

seguridad altos para evitar falle el elemento debido a alguna fuerza externa en algún momento dado.

3.2.5.1 Diseño del eje de la manivela

La fuerza de corte en la dirección z es igual a 257.3 kgf, que se obtiene en la posición indicada en la figura 3-20. El diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 3.24

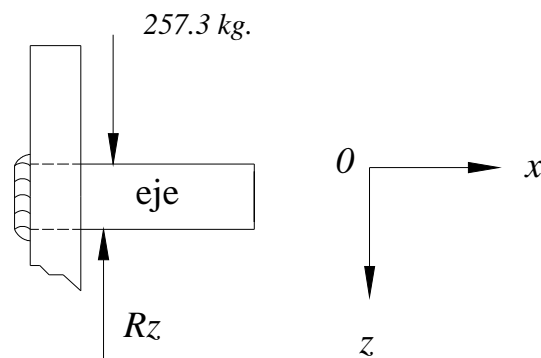


Figura 3.24: Diagrama de cuerpo libre del eje de la manivela

Para el eje, la longitud es igual al ancho de la cabeza de articulación de la biela y una distancia adicional para colocar una tuerca que evitará a la cabeza salga del eje. Entonces debido a esta consideración este elemento se encuentra sometido a corte, y su diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura por lo que el esfuerzo de corte está dado por:

$$\tau = \frac{F}{A_{eje}} \quad (3-60)$$

$$\tau = \frac{4 * F}{\pi * d^2}$$

$$\eta = \frac{Ssy}{\tau} \quad (3-61)$$

$$S_y = 248 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 0.577 * 248 = 143 \text{ Mpa}$$

Para un factor de seguridad de 4

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (3-62)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * F * 4}{143000000 * \pi}}$$

$$d = 0.00957 \rightarrow 10 \text{ mm}$$

3.2.5.2 Diseño del alojamiento

Este elemento está sometido a torsión pura y para su diseño se considera el diámetro interior igual al del eje para la manivela; además se da un valor de 40 mm de diámetro exterior, para comprobar el factor de seguridad dinámico. Su diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 3.25

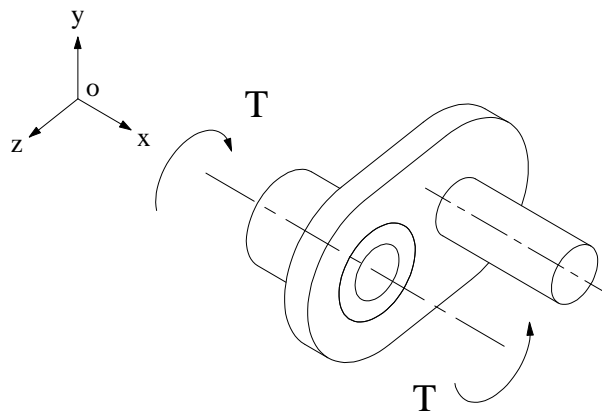


Figura 3.25: Diagrama de cuerpo libre del alojamiento

$$\tau_{\max} = \frac{T * r}{J} = \frac{T}{W} \quad (3-63)$$

$$W = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16 * D} \quad (3-64)$$

Donde:

$W=J/r$ = Módulo se sección.

D = Diámetro externo.

d = Diámetro interno.

El torque que transmite el eje es igual 32 N-m. Entonces

$$\tau_{\max} = 6.15 \text{ Mpa}$$

Para un acero A-36

$$S_{ut} = 248 \text{ Mpa}$$

Para este caso de torsión pura se tiene que:

$$S_e' = 0.5 * S_{ut} \quad (3-65)$$

$$S_e' = 124 \text{ Mpa}$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e' \quad (3-66)$$

Donde

$k_a \rightarrow$ Considerando laminado en caliente.

$$k_a = 0.7$$

$$k_b = 1.189 * d^{-0.097} \quad (3-67)$$

$$k_b = 0.83$$

$$k_c = 0.897 \text{ Para una confiabilidad del 90\%}$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

Usando la ecuación **3-53** se tiene

$$k_f = 1 + q(k_{ts} - 1); k_{ts} = 2.7; q = 0.85$$

$$k_f = 2.445$$

$$k_e = 0.4089$$

$$S_e = 32 \text{ Mpa}$$

$$S_{se} = 0.577 S_e \quad \mathbf{(3-68)}$$

$$S_{se} = 18.5 \text{ Mpa}$$

Ahora

$$\tau_{xya} = \tau_{xym} = \frac{\tau_{\max}}{2} = 3.07 \text{ Mpa}$$

$$n = \frac{S_{se}}{\tau_a} \quad \mathbf{(3-69)}$$

$$n = 6$$

Por disposición geométrica queda determinado el ancho y el largo del brazo de la manivela, mientras que el espesor se da el valor de 5 mm, y si se comprueba su

factor de seguridad obtiene un valor alto debido al momento de inercia de la sección.

3.2.5.3 Diseño de la soldadura

Para verificar si la soldadura del alojamiento resiste la aplicación, se parte con el dato del torque al que se encuentra trabajando dicho elemento, su valor es de 32 N-m. Entonces

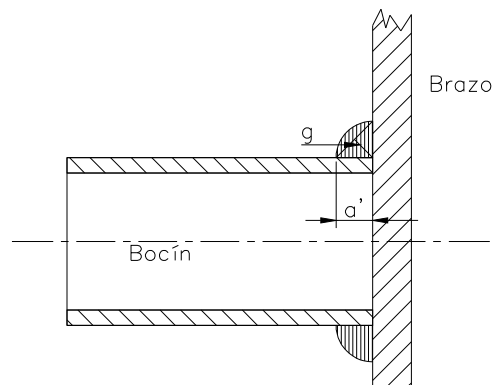


Figura 3.26: Esquema del alojamiento de la manivela

$$g = 0.707 * a' \quad (3-70)$$

Para un valor de $a' = 3\text{mm}$

$$g = 0.002121 \text{ m}$$

$$d_{ext.} = d_{int.} + 2 * g \quad (3-71)$$

Para el diámetro de 40 mm

$$d_{ext.} = 0.04424 \text{ m}$$

$$J_{sol.} = \frac{\pi}{32} (d_{ext.}^4 - d_{int.}^4) \quad (3-72)$$

$$J_{sol.} = 1.248 * 10^{-7} m^4$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T * r_{ext.}}{J_{sol.}} \quad (3-73)$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 2.5153 \text{ Mpa} = 0.365 \text{ Kpsi}$$

Para un electrodo E7018

$$S_{ut} = 70 \text{ Kpsi}$$

Usando la ecuaci3n 3.30 y 3.31 se tiene

$$S_{yt} = 0.75 * S_{ut} = 0.75 * 70 = 52.5 \text{ Kpsi}$$

$$S_{y_{Corte}} = 0.6 * 52.55 = 31.5 \text{ Kpsi}$$

Con la ecuaci3n 3.32

$$n = \frac{S_{y_{corte}}}{\tau_{m\acute{a}x}}$$

$$n = 73$$

Con este valor se puede ver claramente que la soldadura resiste la aplicaci3n, incluso para un electrodo E6011 se tiene un factor de seguridad elevado. Adem3s se concluye que para todas las partes a unir, es suficiente con el electrodo E6011 que se puede adquirir en el mercado.

3.2.6 DISEÑO DE LA CABEZA DEL PORTACUCHILLAS

Este elemento sirve para unir la cabeza de la biela con el portacuchillas, transmitiendo la fuerza necesaria para realizar el corte. Su geometría se presenta en la siguiente figura 3.26.

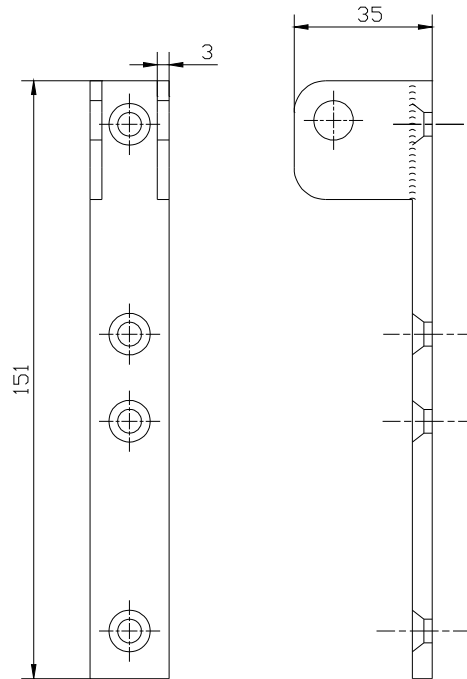


Figura 3.26: Esquema de la cabeza de las cuchillas

Del diseño de la barra portacuchillas se puede observar que un espesor de 6 mm soporta una carga de 240 kgf que es mayor a la carga total que se necesita para cortar, por lo que queda definido el espesor de la base de la cabeza de las cuchillas.

Por disposición geométrica se da la longitud igual a dos cuchillas móviles y se las une mediante remaches de diámetro igual 6 mm.

Se utiliza un perno de 10 mm. para unir la cabeza de la biela con la cabeza de las cuchillas con el objetivo de facilitar el ensamblaje de las partes y a continuación se comprueba si el diámetro del perno resiste al corte

De la Tabla 8-5 del manual de diseño de Shigley se obtienen los siguientes datos del perno:

Grado SAE 1

$S_p = 33 \text{ kpsi}$

$S_{ut} = 60 \text{ kpsi}$

$S_y = 36 \text{ kpsi}$

$d = 3/8''$

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (3-74)$$

$$\tau = \frac{4 * F}{\pi * d^2} = \frac{4 * 566 \text{ lb}}{\pi * (3/8 \text{ plg})^2} = 5.13 \text{ kpsi}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (3-75)$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.577 * 36 \text{ kpsi}}{5.13 \text{ kpsi}} = 4$$

Como se puede observar, el perno puede ser usado como pasador en la cabeza del portacuchillas.

3.2.7 SELECCION DE LAS CABEZAS DE ARTICULACION

Las cabezas de articulación son los elementos que se colocan en los extremos de la biela para que se pueda transformar el movimiento circular en el movimiento alternativo en la barra de corte.

La selección de las rotulas se hace en base a las guías de selección de rotulas y cabezas de articulación de la SKF.

Para seleccionar una rótula y para establecer el tamaño necesario para una rótula, los factores principales a tener en cuenta son las cargas, la capacidad de carga del rodamiento y la vida útil prevista. Ocurre lo mismo a la hora de seleccionar una cabeza de articulación.

3.2.7.1 Selección del tipo de rótulas y cabezas de articulación

La selección del tipo adecuado de rótula (radial, con contacto angular o axial) se determina por el sentido de la carga, mientras que la elección de la combinación de superficie de contacto apropiada viene determinada sobre todo por el modo en que actúa la carga (sentido constante o alternante).

Debido a que la carga aplicada a la rotula cambia de sentido (Figura 3-27) las rótulas que recomienda el fabricante son las de acero/acero.

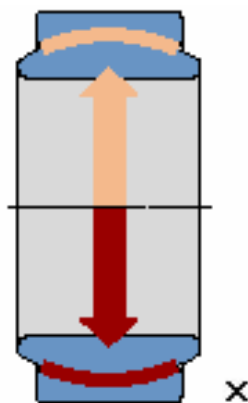


Figura 3.27: Rotula de acero-acero para carga alternante

El valor de la carga dinámica equivalente para este caso es de 257.3 kg valor que se obtiene en el punto de mayor aplicación de la fuerza de corte.

Para obtener la capacidad de carga dinámica requerida C , se usa los valores orientativos correspondientes a la capacidad de carga C/P que se muestran en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3: Valores orientativos para la capacidad de carga dinámica requerida y capacidad de carga C/P

Rótula/cabeza de articulación con una combinación de superficie de contacto	Relación de carga C/P
Acero/acero	2
Acero/bronce	2
Acero/compuesto de bronce sinterizado	1,6
Acero/tejido PTFE	2
Acero/compuesto PTFE	
Series GAC ..F, GX ..F,	
SIKB ..F, SAKB ..F	1,25
Series GEC .. FBAS, GEP .. FS	1,6

Fuente: SKF, guía de selección de rotulas y cabezas de articulación.

A continuación, se podrá seleccionar una rótula o cabeza de articulación apropiada de las tablas de productos.

$$\frac{C}{P} = 2 \quad (3-76)$$

Para $P = 2.573 \text{ KN}$

$$C = 2 * 2.573 = 5.14 \text{ KN} / \text{mm}^2$$

En función del diámetro del pasador y la carga obtenida, basándonos en el catálogo LSK de rodamientos se selecciona las rotulas SI10E (Ver Anexo IV Selección de rotulas y cabezas de articulación). Además esta cabeza de articulación cumple con el diámetro de la biela para poder acoplarlo.

3.3 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

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

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 del sistema de transmisión de movimiento.

Entonces se tiene:

$$W_T = W_s + W_m + W_t \quad (3-77)$$

Donde:

W_T = Peso total que soporta la estructura.

W_s = Peso del sistema de corte

W_m = Peso del motor de combustión

W_t = Peso del sistema de transmisión

El peso del sistema de corte está conformado por los pesos de la barra de corte, puntas, soporte de la tabla divisoria, placas de desgaste, cuchillas móviles, cargadores, tabla divisoria y barra portacuchillas; este conjunto suma un total de 20.348 kg. El peso de motor de combustión tiene un valor de 14.5 kg. (Ver Anexo IV, Datos técnicos del motor de combustión) y los componentes del sistema de transmisión suman un peso total de 24.34 kg.

Entonces se tiene:

$$W_T = 20.348 + 14.5 + 24.34 = 59.19 \text{ kg}$$

Se considera un 50% del peso total debido a las vibraciones causadas por el motor cuando esté en funcionamiento. Entonces se tiene un peso actuando en la estructura de 88.78 kg.

Además se considera la fuerza para el arrastre de la máquina durante su trabajo. Esta consideración se hace como si la máquina se encontrara con un obstáculo

similar al de un plano inclinado de 45° , que es similar a las irregularidades del suelo, entonces la fuerza de arrastre es la que sea capaz de desplazar a la máquina por dicho plano. La figura 3.28 indica la consideración que se realiza para determinar la fuerza de arrastre.

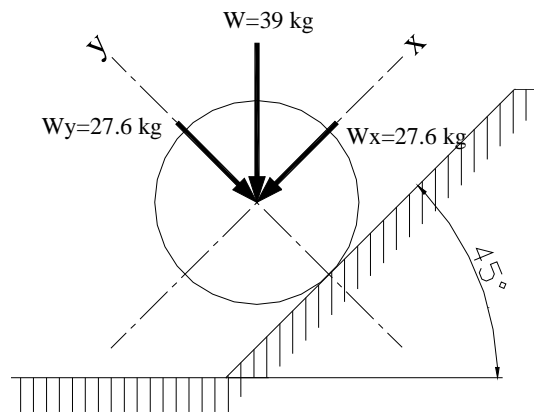


Figura 3.28: Esquema para la consideración de fuerza de arrastre.

En la figura se indica la carga correspondiente a una rueda del peso total de la máquina y la fuerza que se necesita para mover por el plano inclinado debe ser mayor a la indicada en la dirección del eje x.

Con los valores de las cargas y la ayuda del programa Sap, se designan y localizan las cargas para escoger el perfil adecuado (Ver Anexo Cálculos Sap estructura de la máquina). Entonces se escoge un perfil cuadrado de $40 \times 40 \text{ mm}$ con un espesor de 2 mm .

3.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE REGULACION DE ALTURA DE CORTE

3.4.1 DISEÑO DE LOS TORNILLOS DE POTENCIA

Los tornillos de potencia se utilizan para regular la altura de corte del sistema de corte, además sirve para elevar a toda la máquina en si y poderla transportar del sitio de trabajo. El esquema del tornillo se presenta en la figura 3.29

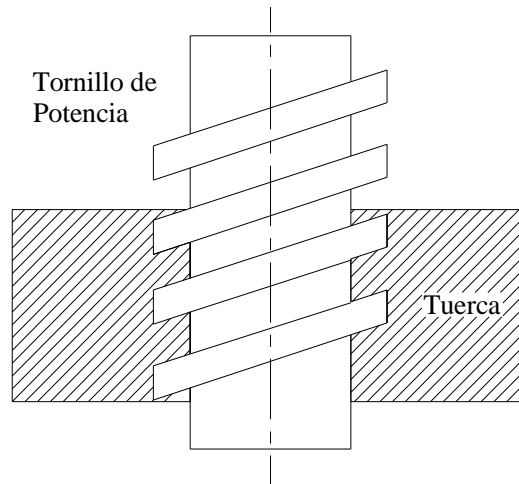


Figura 3.29: Esquema del tornillo de potencia

Por facilidad de construcción a continuación se dan las siguientes dimensiones del tornillo, el mismo que debe verificarse si soporta la carga a la que está sometido dicho tornillo. Además el análisis se hace en la posición donde recibe toda carga de los componentes de la máquina.

$$paso = p = 0.1181 \text{ pulg.}$$

$$d = 0.98 \text{ pulg.}$$

$$h = 1.18 \text{ pulg.}$$

$$\mu = 0.35$$

$$n = 1 \text{ hilo / pulg}$$

Cálculo para saber si es autobloqueante:

$$Pr of = \frac{P}{2} \quad (3-78)$$

$$Pr of = 0.05905$$

$$dm = d - prof \quad (3-79)$$

$$dm = 0.9209$$

$$dr = d - p \quad (3-80)$$

$$dr = 0.8619$$

$$L = n * p \quad (3-81)$$

$$L = 0.1181$$

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi * dm} \quad (3-82)$$

$$\tan \lambda = 0.04081$$

$$\mu > \tan \lambda$$

Por lo tanto es autobloqueante.

Para el análisis de los tornillos, se considera el peso total de todos los elementos de la máquina que se encuentran apoyados en la estructura, más el peso propio de la misma y considerando un 50% del peso total por vibraciones debidas al motor cuando se encuentre funcionando, entonces se tiene:

237.6 lbf dividido entre los dos tornillos, se tiene un valor de 118.8 lbf = F_{máx}.

Torque de subida

$$T_s = F \max \frac{dm (\mu * \pi * dm + L)}{2 (\pi * dm - \mu * L)} \quad (3-83)$$

$$T_s = 21.68 \text{ lbf} - \text{pulg}$$

Torque de bajada

$$Tb = F \max \frac{dm (\mu * \pi * dm - L)}{2 (\pi * dm + \mu * L)} \quad (3-84)$$

$$Tb = 16.67 \text{ lbf} - \text{pulg}$$

Cálculo de los Esfuerzos

$$\sigma_{x \max} = \frac{4 * F \max}{\pi * (d^2 - dr^2) * h * p} \quad (3-85)$$

$$\sigma_{x \max} = 4989.74 \text{ psi}$$

$$\tau_{xy \max} = \frac{2 * F \max}{\pi * d * h} \quad (3-86)$$

$$\tau_{xy \max} = 65.40 \text{ psi}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{xy}^2} \quad (3-87)$$

$$\sigma' = 4991.03 \text{ psi}$$

$$n = \frac{Sy}{\sigma'} = 7.2$$

Con este resultado se puede ver claramente que el tornillo soporta la sollicitación deseada.

3.4.2 DISEÑO DE LOS SOPORTES PARA LA BASE DE LOS TORNILLOS DE POTENCIA

Estos soportes sirven para que el tornillo de potencia se apoye y pueda girar mientras se regula la altura de corte de la máquina. Su geometría se presenta en la figura 3.30.

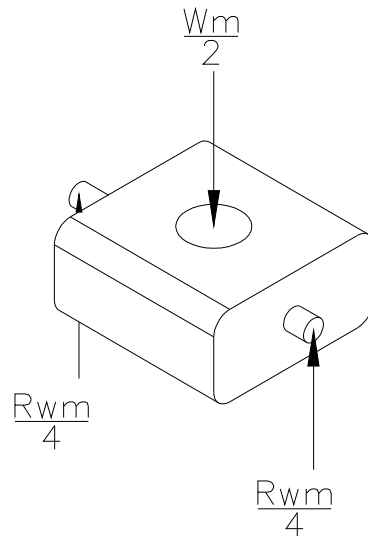


Figura 3.30: Esquema del soporte para el tornillo de potencia

Donde

$W_m/2$ = Peso de la máquina dividido para los dos soportes

$R_{wm}/4$ = Reacción del peso de la máquina dividido para los cuatro soportes

El peso que soporta cada uno de los soportes es de 118.8 lbf ubicado en el centro del agujero y sus reacciones tienen un valor de la cuarta parte de toda la carga de la máquina, por lo tanto se tiene:

$$\tau = \frac{F}{A_{eje}}$$

$$\tau = \frac{4 * F}{\pi * d^2} = \frac{75.63}{d^2}$$

$$S_y = 36000 \text{ psi}$$

$$S_{sy} = 0.577 * 36000 = 20772 \text{ psi}$$

Para un factor de seguridad de 5, que aunque sobredimensionado garantiza que no se de la falla.

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$d = \sqrt{\frac{75.63 * 5}{20772}}$$

$$d = 0.1349 \text{ plg} \rightarrow 3.43 \text{ mm} \rightarrow 5 \text{ mm}$$

Por facilidad de construcción se elige una sección cuadrada la misma que tiene dimensiones de longitud y ancho igual al ancho del perfil de la estructura y el espesor se da con un buen criterio de 2 mm. adicional al diámetro calculado.

3.5 SELECCION DE LAS RUEDAS DE LA ESTRUCTURA

Utilizando referencias del catalogo Blicke, con los datos de carga y para un valor de velocidad de 16 km/h porque es la máxima que se tiene en el catálogo (Ver Anexo IV Selección de Ruedas Neumáticas). Entonces se tiene:

Un diámetro de 310 mm es capaz de soportar la carga, pero la consideración importante es que el diámetro seleccionado causara a la máquina que no pueda moverse con facilidad debido a las irregularidades pequeñas del terreno por lo tanto se selecciona la rueda de mayor diámetro existente y es la rueda de 490 mm de diámetro.

3.6 DISEÑO DE LOS EJES PARA LAS RUEDAS

Estos elementos sirven de apoyo a las ruedas y son individuales con el objetivo de regular la altura de la máquina en casos que se necesite una inclinación respecto del suelo. Su geometría se presenta en la figura siguiente.

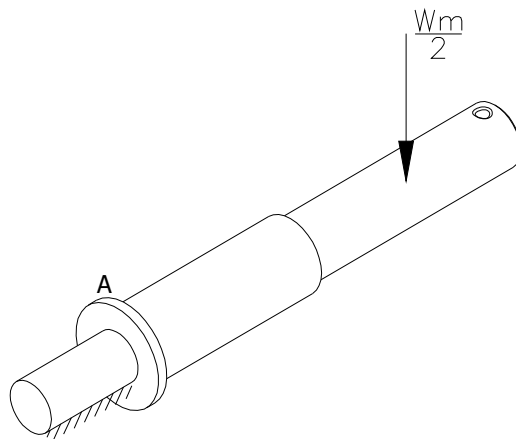


Figura 3.30: Esquema del eje de la rueda

El eje por disposición geométrica tiene una longitud de 25 cm. Además se considera como un empotrado hasta el cambio de sección (punto A) con una fuerza actuando a una distancia de 19 cm; Esta fuerza es el peso total de la máquina dividida para los dos ejes y su valor es de 54 kgf. Entonces el momento máximo alcanza cerca del punto A y es de 1.026 kgf-m

El esfuerzo flexionante alcanza un máximo cerca de A y para una sección circular está dado por

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{32M}{\pi * d^3}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma' = \sigma_x$$

Para el eje se usa un acero A-36 de fácil adquisición y un factor de seguridad igual a 5, entonces se tiene:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$5 = \frac{S_y}{\frac{32M}{\pi * d^3}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 * 32 * 1.026 \text{kgf} \cdot \text{m}}{25363687 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} * \pi}} = 0.01272 \text{ m} = 12.72 \text{ mm}$$

Con este resultado se determina que el diámetro necesario es de 13mm, pero de la selección de la rueda se requiere de un diámetro de 25 mm, que implica un costo adicional en la construcción del eje debido al material, pero comparado con el costo total de la máquina no representa un valor considerable, además garantiza que el eje no falle en la sollicitación deseada.

Una vez terminado el diseño de la máquina se procede a realizar los planos de taller y de montaje, los mismos que se presentan en el Anexo VIII

CAPITULO 4

CONSTRUCCION, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO

4.1 CONSTRUCCION DE LA MAQUINA

Para la construcción de los elementos que conforman la máquina cortadora es necesario disponer de máquinas y herramientas adecuadas.

A continuación se muestran las máquinas y herramientas que se necesitan para la construcción.

4.1.1 MAQUINAS

Las máquinas que se utilizan para la construcción de los elementos que conforman la máquina cortadora son.

- ◆ Torno

- ◆ Fresa

- ◆ Taladro

- ◆ Esmeril

- ◆ Pulidora

- ◆ Soldadora

4.1.2 HERRAMIENTAS

Las herramientas necesarias para la construcción de la máquina cortadoras son:

- ◆ Flexómetro
- ◆ Sierra
- ◆ Escuadra
- ◆ Calibrador
- ◆ Brocas
- ◆ Cuchillas para torno

4.1.3 PROCESO DE CONSTRUCCION

El proceso de construcción de la máquina cortadora se realiza en base a diagramas que se detallan a continuación.

En la Tabla 4.1 se muestra las operaciones que se debe realizar para obtener cada uno de los elementos componentes de la máquina

Tabla 4.1: Operaciones para los elementos

No.	Operación
1	Trazado del material
2	Corte del material
3	Esmerilado
4	Soldado
5	Taladrado
6	Fresado
7	Torneado
8	Doblado
9	Roscado

La simbología para el diagrama de construcción de la máquina se muestra en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2: Simbología para el diagrama de construcción.

Símbolo	Etapa
	Operación
	Inspección
	Traslado
	Termino del proceso

En base a la Tablas 4.1 y 4.2 se indica de la figura 4.1 a 4.4 los procesos para obtener cada unos de los sistemas que componen la máquina cortadora.

4.1.4 SISTEMA DE CORTE

En la figura 4.1 se muestra el proceso para obtener el sistema de corte de la máquina. El tiempo total para obtener el sistema es de 4.3 horas.

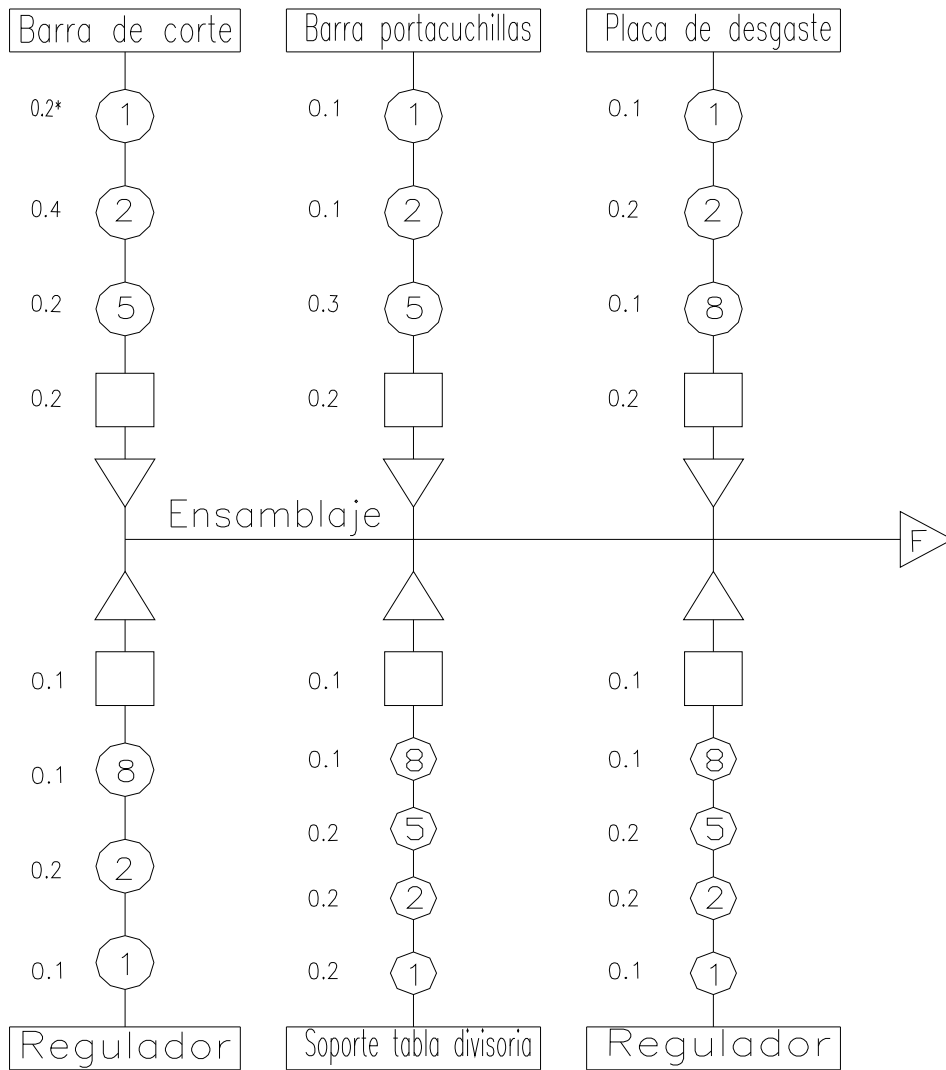


Figura 4.1: Proceso del sistema de corte

4.1.5 SISTEMA DE TRANSMISION

En la figura 4.2 se muestra el proceso para obtener el sistema de transmisión de la máquina. El tiempo total para obtener el sistema es de 4.9 horas.

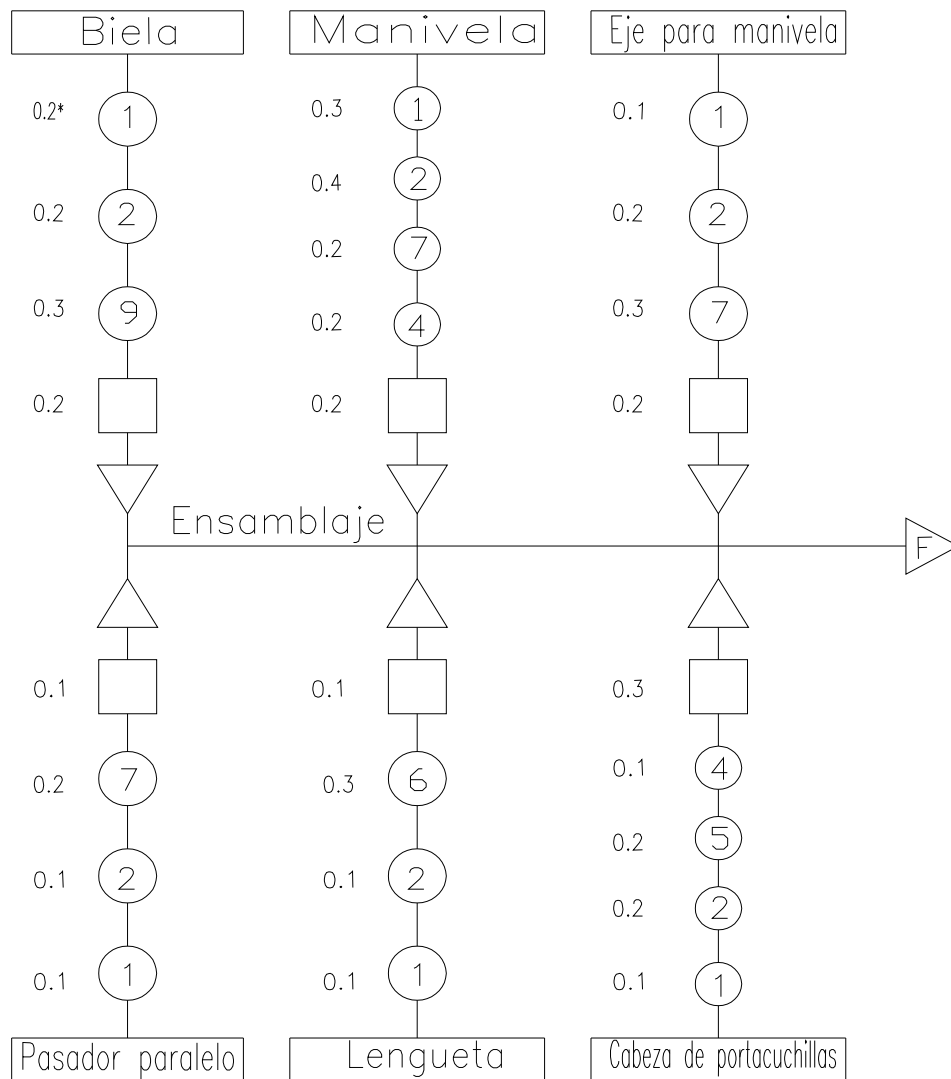


Figura 4.2: Proceso del sistema de transmisión

4.1.6 SISTEMA DE REGULACION

En la figura 4.3 se muestra el proceso para obtener el sistema de regulación de altura de corte de la máquina. El tiempo total para obtener el sistema es de 6.6 horas.

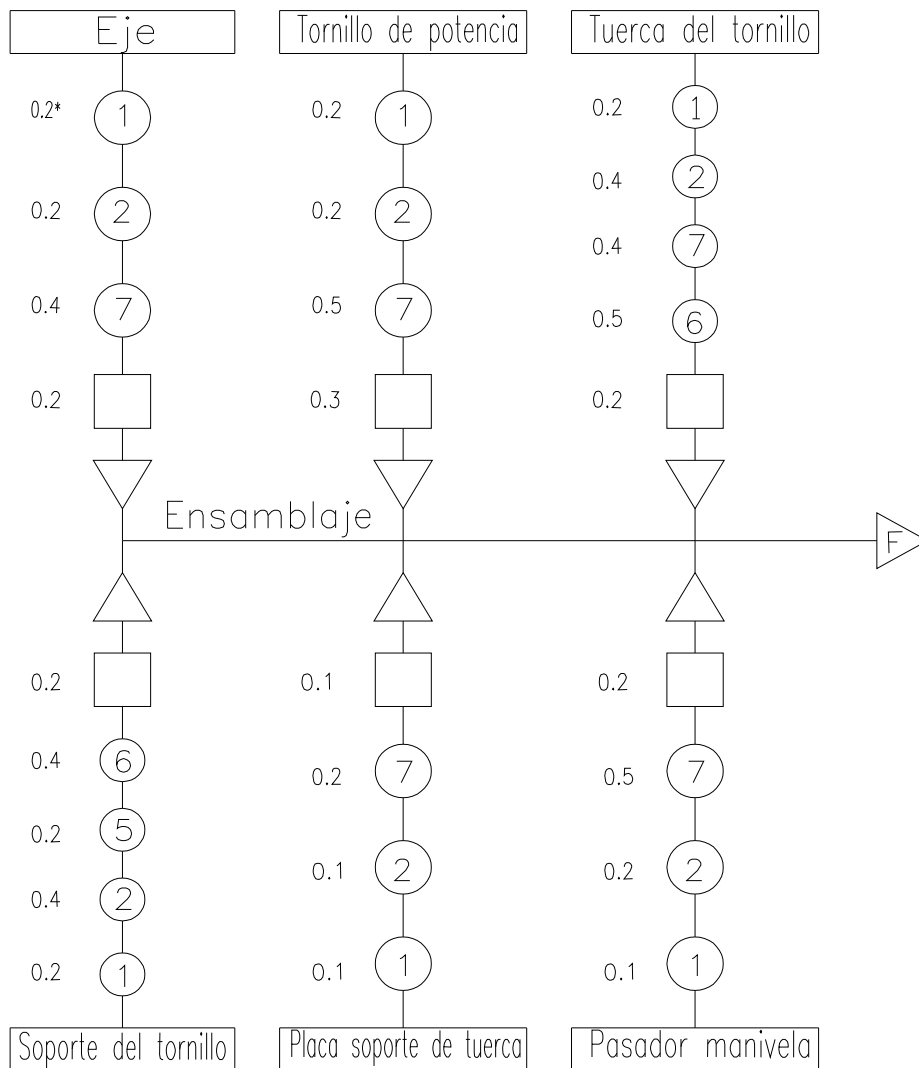


Figura 4.3: Proceso del sistema de regulación

4.1.7 ESTRUCTURA

En la figura 4.4 se muestra el proceso para obtener la estructura en la que se acoplan los sistemas. El tiempo total para obtener el sistema es de 9.9 horas.

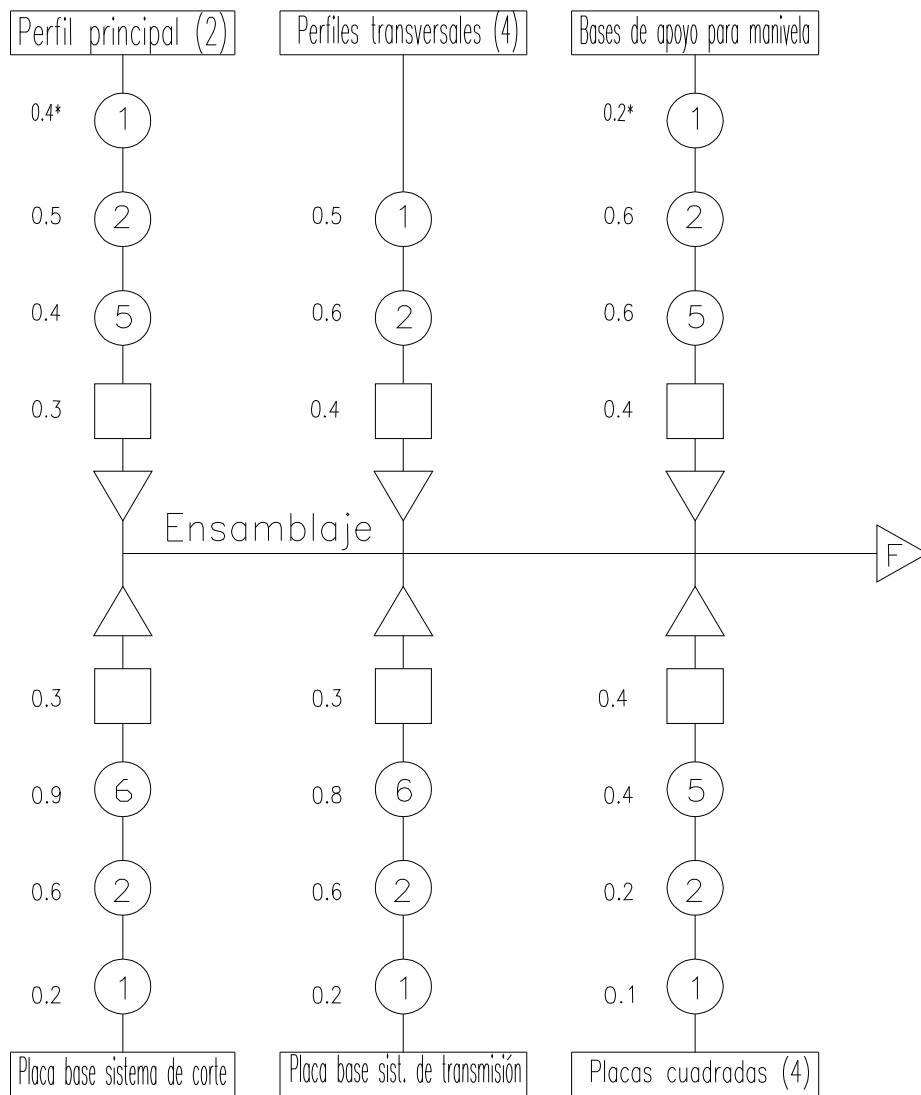


Figura 4.4: Proceso para la estructura

4.2 MONTAJE DE LA MAQUINA

Después de la construcción de los elementos de la máquina se realiza el montaje de los mismos, en forma general el orden es el siguiente.

- ◆ Estructura

- ◆ Sistema de regulación

- ◆ Sistema de corte

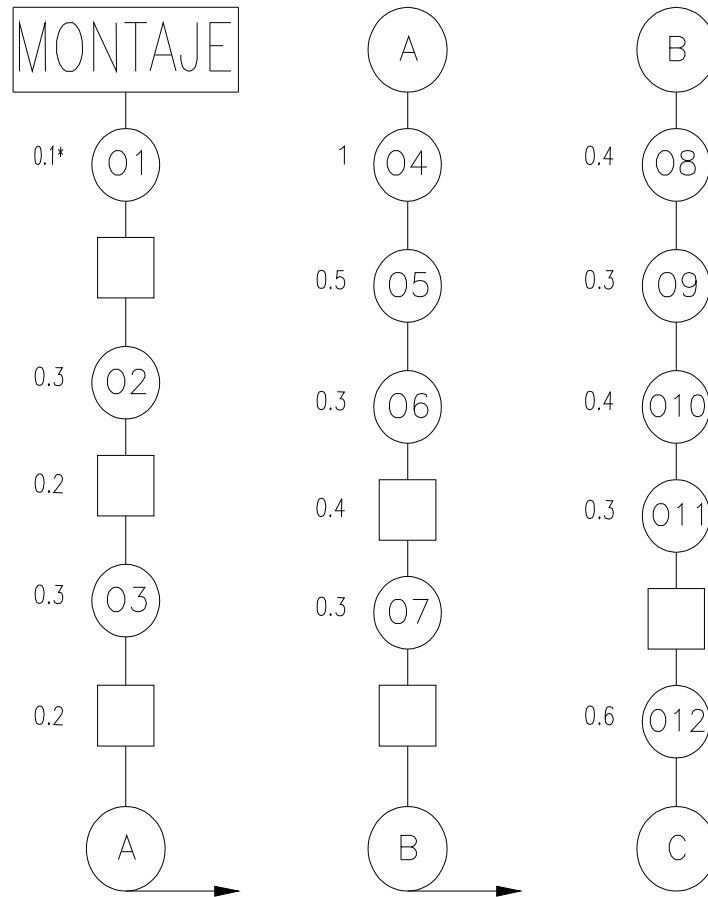
- ◆ Sistema de transmisión

En la Tabla 4.4 se muestra el orden de montaje que se debe seguir para obtener la máquina cortadora.

Tabla 4.2: Orden de montaje de la máquina

Orden	Operación
O1	Ubicación de la estructura
O2	Instalación del sistema de regulación en la estructura
O3	Unión de las ruedas al sistema de regulación
O4	Unión de las cuchillas en la barra portacuchillas
O5	Unión de las puntas en la barra de corte
O6	Unión de la tabla divisoria a la barra de corte
O7	Instalación del sistema de corte a la estructura
O8	Unión de la chumaceras con los pernos en la estructura
O9	Instalación del eje en las chumaceras
O10	Unión de biela con la barra portacuchillas
O11	Instalación del motor de combustión
O12	Unión de las poleas y las bandas

En la figura 4.5 se muestra la secuencia de montaje de la máquina cortadora. El tiempo total aproximado para esto es de 5.6 horas



4.3 PRUEBAS DE CAMPO

Una vez construido y montado el prototipo, se procede a realizar las pruebas de campo según el protocolo de pruebas mostrado en el Anexo VI

CAPITULO 5

ANALISIS DE COSTOS

5.1 COSTOS DE LA MAQUINA

En este capítulo se determinan los costos necesarios para la obtención de la máquina cortadora.

5.1.1 COSTOS DE MATERIA PRIMA

Los costos de la materia prima necesaria para la construcción de la máquina cortadora se presentan en la Tabla 5.1

Tabla 5.1: Costos de materia prima

Material	Cantidad	Peso [kg]	Valor unitario [USD]	Valor total [USD]
Eje cilíndrico de acero A-36, ϕ 10mm, l=135mm	2	0.086	2.05/kg	0.35
Eje cilíndrico de acero A-36, ϕ 30mm, l=190mm	2	0.96	2.05/kg	3.93
Plancha de acero A-36, e=4mm, 350x250	2	2.75	3.5/kg	19.2
Platinas de acero A-36, e=3mm, 300x38	2	0.26	1.8/kg	0.93
Platina de acero A-36, e=6mm 1125x19	1	1.006	1.8/kg.	1.8
Tubo estructural cuadrado, 40x40x3(10.2m)	1	36.1	1.1/kg	40
Plancha de acero A-36, e =12mm, 1210x100	1	11.4	1.23/kg	14.1
Subtotal				80.31

5.1.2 COSTOS DE ELEMENTOS SELECCIONADOS

Los costos de los elementos seleccionados se indican en la Tabla 5.2

Tabla 5.2: Costos de elementos seleccionados

Material	Cantidad	Valor unitario [USD]	Valor total [USD]
Motor de combustion, 4Hp.	1	400	400
Cuchillas triangulares para segadora	15	2.8	42
Puntas de cuchilla triangular para segadora	15	15	225
Cabezas de articulación	2	8	16
Chumaceras	2	20	40
Ruedas neumaticas	2	15	30
Pernos	31	0.3	9.3
Arandelas	31	0.05	1.55
Tuercas	33	0.1	3.3
Total			767.15

5.1.3 COSTOS DE MANUFACTURA

Los costos de manufactura se presentan en la Tabla 5.3

Tabla 5.3: Costos de manufactura

Máquina utilizada	Tiempo de trabajo [h]	Valor por hora	Costo total por máquina [USD]
Torno	6	2.8	6
Soldadora Eléctrica	1	5	5
Taladro	1	4.5	4.5
Cortadora oxiacetileno	0.5	10	5
Subtotal			20.5

5.1.4 COSTOS DE MATERIALES ADICIONALES

Los costos de elementos adicionales que se usan para la obtención de la máquina se presentan en la Tabla 5.4

Tabla 5.4: Costos de materiales adicionales

Material	Cantidad	Valor unitario [USD]	Valor total [USD]
Electrodos 6011-1/8"(lb)	30	0.1	3
Lija para Hierro(hoja)	2	0,5	1
Disco de pulir	2	2.5	5
Disco de corte	2	2.5	5
Fondo anticorrosivo	1/2L	4	2
Pintura laca	1/2L	4	4
Thiñer	1L	1,3	1,5
Guaype	5	0.1	0.5
Subtotal			18

5.1.5 COSTOS DE MONTAJE

Para el montaje y ensamblado de la máquina se considera tres días de trabajo para una persona, con el valor de 20 USD por día, que da un total de 60 USD.

5.1.6 COSTOS DE INGENIERIA

Este costo corresponde al tiempo que emplea un ingeniero para el diseño de la máquina. Se considera un tiempo de un mes y medio para el diseño.

Para el diseño de la máquina se considera un valor de 300 USD. por el tiempo establecido se tiene un total de 450 USD.

5.1.7 COSTO TOTAL DE LA MAQUINA

En la Tabla 5.5 se presenta el resultado de costo total de la máquina.

Tabla 5.5: Costo total de la máquina

Costo	Valor[USD]
Materia prima	80.31
Elementos seleccionados	767.15
Manufactura	20.5
Materiales adicionales	18
Montaje	60
Ingeniería	450
Total	1395.9

CAPITULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- ◆ La máquina está diseñada a un bajo costo por lo que puede ser adquirida por el pequeño ganadero, ya que de ahí surgió la necesidad de obtener una máquina con las características por la que fue diseñada.
- ◆ Los componentes de la máquina pueden ser adquiridos con facilidad en el mercado nacional.
- ◆ La máquina diseñada es capaz de obtener una buena calidad de la cosecha debido a la forma de corte, y además permite un rebrote rápido de la planta, ya que no producen un desgarramiento en los tallos.
- ◆ La máquina cortadora es capaz de acoplarse a zonas inclinada debido a que cuenta un sistema de regulación independiente de las ruedas.
- ◆ Las correas trapezoidales utilizadas en este diseño permiten que las cuchillas móviles no se destruyan cuando se encuentren con obstáculos en el momento de la cosecha, ya que si se da el caso estas deslizan en la polea; dando tiempo al operador de parar la máquina y que de esta manera no se destruya.
- ◆ Este diseño está dirigido a mejorar el nivel de vida del productor de leche ya que permite mecanizar la cosecha de pasto, aumentando la producción con menos gastos de recogida del pasto.

6.2 RECOMENDACIONES

- ◆ Es importante al final del trabajo que la máquina debe limpiarse, principalmente el sistema de corte debe lubricarse para evitar el óxido.
- ◆ Se debe continuar con el desarrollo de este tipo de proyectos que están dirigidos a pequeños ganaderos con el objetivo de mejorar sus procesos de producción, ya que muchos de estos encuentran en las actividades agrícolas y ganaderas un sustento para mejorar su nivel de vida.
- ◆ Se debe verificar la alineación de las cuchillas con las contracuchillas con el objetivo de evitar un consumo mayor de potencia. Si existe la desalineación se debe dar pequeños golpes en las placas de ajuste para alinear las cuchillas correctamente.
- ◆ Al terminar el trabajo se debe colocar a la máquina en su posición extrema para transportarla, es decir la estructura debe estar en la parte más alta para no causar daños al mecanismo de transmisión con el suelo. Además se debe girar el sistema de corte 90° con cuidado ya que las cuchillas pueden causar daños al operador.
- ◆ Finalmente es deseable que cuando exista el financiamiento correspondiente se realice la construcción y pruebas de campo del prototipo.

BIBLIOGRAFIA

1. SHIGLEY-MITCHELL; Diseño en Ingeniería Mecánica; 4ª Ed; Editorial Mc Graw-Hill; México ,1985.
2. PISARENKO-YAKOVLEV-MATVEEN; Manual de resistencia de materiales; 1ª edición; Editorial Mir; Moscu; 1979.
3. AISC, Manual of Steel Construction, Eighth edition, 1980.
4. S.K.F; Catalogo General; Editorial S.K.F; Italia 1989.
5. McCORMAC; Diseño de Estructuras Metálicas; editorial Ingramex; México;1982
6. VARGAS, J; Guía de los fundamentos de Dibujo Industrial; E.P.N., Carrera de Ingeniería Mecánica; Quito-Ecuador, 2006.
7. INEN; Código de Dibujo Técnico Mecánico; Quito, 1981.
8. VARGAS, J; Producción por Virutaje; E.P.N., Carrera de Ingeniería Mecánica; Quito-Ecuador, 2006.
9. VARGAS, J; Fundamentos de tecnología de Virutaje; E.P.N., Carrera de Ingeniería Mecánica; Quito-Ecuador, 2001.
10. RAMIRO LEON E; Forrajicultura; Quito; 1998.

ANEXOS