



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UN SISTEMA DE ESTABILIZACIÓN DE UN MOTOCULTOR”

**PILATUÑA QUIGUIRI EDGAR RÓMULO
PORRAS TENORIO ROLANDO GUSTAVO**

TRABAJO DE TITULACIÓN

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

**RIOBAMBA – ECUADOR
2016**

ESPOCH

Facultad de Mecánica

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2015-05-26

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

**PILATUÑA QUIGUIRI EDGAR RÓMULO
PORRAS TENORIO ROLANDO GUSTAVO**

Titulado:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UN SISTEMA DE
ESTABILIZACIÓN DE UN MOTOCULTOR”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Marco Santillán Gallegos
DECANO FACULTAD DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Cesar Morales Villacres
DIRECTOR

Ing. Javier Villagrán Cáceres
ASESOR

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: PILATUÑA QUIGUIRI EDGAR RÓMULO

TRABAJO DE TITULACIÓN: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UN SISTEMA DE ESTABILIZACIÓN DE UN MOTOCULTOR”

Fecha de Examinación: 2016-02-19

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Oswaldo Pérez Rodríguez PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Cesar Morales Villacres DIRECTOR			
Ing. Javier Villagrán Cáceres ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Oswaldo Pérez Rodríguez
PRESIDENTE TRIB. DEFENSA

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: PORRAS TENORIO ROLANDO GUSTAVO

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UN SISTEMA DE ESTABILIZACIÓN DE UN MOTOCULTOR”

Fecha de Examinación: 2016-02-19

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Oswaldo Pérez Rodríguez PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Cesar Morales Villacres DIRECTOR			
Ing. Javier Villagrán Cáceres ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Oswaldo Pérez Rodríguez
PRESIDENTE TRIB. DEFENSA

DERECHOS DE AUTORÍA

El Trabajo de Titulación que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Pilatuña Quiguiri Edgar Rómulo

Porras Tenorio Rolando Gustavo

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Pilatuña Quiquiri Edgar y Porras Tenorio Rolando Gustavo, declaramos que el presente Trabajo de Titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este Trabajo de Titulación.

Pilatuña Quiquiri Edgar Rómulo
Cedula de Identidad: 060414715-7

Porras Tenorio Rolando Gustavo
Cedula de Identidad: 050350413-6

DEDICATORIA

Dedico este Trabajo de Titulación a mis padres, por su apoyo y confianza depositada en mí por sus bendiciones, sus consejos y amor infinito que me supieron brindar, para ellos este nuevo reto cumplido con todo mi corazón, a mis hermanos, a mí sobrina, a cada uno de mis compañeros, amigos que gracias a su ayuda, se ha podido lograr con un objetivo más.

Con dedicación y teniendo confianza en lo que hace se obtiene lo que se quiere.

Pilatuña Quiquiri Edgar Rómulo

Este proyecto de fin de carrera se lo dedico a todo mi hermosa familia en especial a mis padres William y Julia, quienes con su sacrificio y apoyo incondicional me ayudan a superar cada obstáculo que se me presenta en la vida y a alcanzar cada meta que me propongo, gracias por ser mi inspiración y mi razón de vivir.

Porras Tenorio Rolando Gustavo

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

Pilatuña Quiquiri Edgar Rómulo

Un agradecimiento especial a mis padres por todo el apoyo económico y sentimental brindado y en general a toda mi familia por aportar de una manera u otra con su granito de arena en la culminación de mi carrera.

A mi abuelita por todo su cariño y apoyo brindado

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a todos los profesores que forman parte de la Escuela de Ingeniería Automotriz.

A mis amigos por estar siempre en las buenas y en las malas.

Porras Tenorio Rolando Gustavo

CONTENIDO

Pág.

1.	INTRODUCCIÓN	
1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Justificación.....	2
1.3	Objetivos.....	2
1.3.1	Objetivo general.....	2
1.3.2	Objetivos específicos.....	2
2.	MARCO TEÓRICO	
2.1	La estabilización.....	3
2.1.1	<i>Motocultor</i>	3
2.1.2	<i>Generalidades</i>	3
2.1.3	<i>Descripción de las partes del motocultor</i>	4
2.1.4	<i>Seguridad en motocultores</i>	6
2.2	Consideraciones para el vuelco del motocultor.....	7
2.2.1	<i>Riesgo de vuelco</i>	7
2.2.2	<i>Tipos de vuelco</i>	7
2.3	Análisis de la situación geográfica de la provincia de Chimborazo.....	10
2.3.1	<i>Mapa de pendientes de la Provincia de Chimborazo</i>	10
2.3.2	<i>Mapa de textura del suelo Provincia de Chimborazo</i>	11
2.3.3	<i>Mapa de uso agrícola Provincia de Chimborazo</i>	12
2.4	Evolución de los sistemas de suspensión.....	12
2.4.1	<i>Sistema de suspensión</i>	13
2.4.2	<i>Suspensión independiente</i>	13
2.4.2.1	<i>Tipos de suspensiones independientes</i>	13
2.5	Sistemas de estabilización.....	16
2.5.1	<i>Controladores de nivel</i>	16
2.6	Mecanismos de transmisión.....	18
2.6.1	<i>Transmisión flexible</i>	19
2.6.2	<i>Transmisión por cadena</i>	19
2.6.2.1	<i>Tipos de cadenas</i>	20
2.6.2.2	<i>Paso de cadena</i>	20
2.6.3	<i>Ruedas dentadas (catarinas)</i>	21
2.6.4	<i>Geometría de una transmisión de cadena</i>	22
2.7	Actuadores hidráulicos.....	23
2.7.1	<i>Actuadores lineales hidráulicos</i>	23
2.7.2	<i>Cilindros hidráulicos de doble efecto</i>	24
2.7.3	<i>Bombas hidráulicas de engranajes</i>	25
2.8	Rodamientos rígidos de bolas.....	26
2.8.1	<i>Selección de rodamientos</i>	26
2.9	Condiciones de estabilidad del motocultor.....	28
2.9.1	<i>Variables de desestabilización</i>	28
2.9.1.2	<i>Fuerza de impacto</i>	29
2.9.2	<i>Variable de estabilización</i>	29
2.10	Fallas de ejes de transmisión por fatiga.....	33
2.10.1	<i>Límite de resistencia a la fatiga o límite de fatiga</i>	34

2.10.2	<i>Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga</i>	34
2.11	Calculo de un eje para resistencia a cargas dinámicas.....	37
3.	DISEÑO CONCEPTUAL	
3.1	Identificación de variables.....	39
3.1.1	<i>Caja negra</i>	39
3.1.1	<i>Diagrama de flujo del sistema de estabilización</i>	39
3.1.2	<i>Sistematización funcional</i>	39
4.	DISEÑO DEL MECANISMO DE ESTABILIZACIÓN Y CONTROL	
4.1	Diseño Mecánico.....	41
4.1.1	<i>Brazos de la suspensión</i>	41
4.1.2	<i>Dimensiones del sistema</i>	41
4.2	Elementos que conforman los brazos oscilantes.....	42
4.2.1	<i>Carcasa</i>	43
4.2.2	<i>Soporte para el cilindro hidráulico</i>	43
4.3	Análisis estático del brazo y soporte del actuador.....	43
4.3.1	<i>Análisis del mecanismo en ANSYS 15.0</i>	48
4.4	Ejes de transmisión.....	49
4.4.1	<i>Diseño del eje de transmisión</i>	50
4.4.2	<i>Propiedades de acero AISI 4340</i>	57
4.4.3	<i>Porta-rodamientos</i>	61
4.4.4	<i>Selección de la transmisión</i>	63
4.5	Diseño Hidráulico.....	64
4.5.1	<i>Características del Actuador hidráulico lineal</i>	64
4.5.2	<i>Característica de la bomba hidráulica</i>	65
4.5.3	<i>Válvula direccional de control con solenoide</i>	66
4.5.4	<i>Válvula reguladora de caudal</i>	67
4.5.5	<i>Deposito hidráulico</i>	67
4.5.6	<i>Fluido hidráulico</i>	67
4.5.7	<i>Tuberías y racores</i>	67
4.5.8	<i>Filtros</i>	67
4.5.9	<i>Manómetros</i>	67
4.5.10	<i>Diagrama de circuito hidráulico</i>	67
4.6	Diseño electrónico.....	69
4.6.1	<i>Esquema eléctrico</i>	69
4.6.2	<i>Elementos que conforman el circuito electrónico del sistema</i>	70
4.7	Diseño de la placa electrónica.....	71
4.8	Funcionamiento del circuito electrónico.....	71
4.9	Programación del sistema d estabilización del motocultor.....	72
5.	PROCESOS DE MANUFACTURA DEL SISTEMA DE ESTABILIZACION	
5.1	Construcción de los brazos.....	76
5.1.1	<i>Carcasa</i>	76
5.1.2	<i>Ejes de transmisión</i>	77
5.1.3	<i>Soporte del Actuador hidráulico</i>	77
5.1.4	<i>Porta-rodamientos</i>	78
5.1.5	<i>Construcción de la placa electrónica</i>	78
5.2	Ensamble de sistema de estabilización.....	79

6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
6.1	Conclusiones.....	81
6.2	Recomendaciones	81

BIBLIOGRAFIA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1	Clasificación de motocultores. 3
2	Rangos de pendientes de la provincia de Chimborazo 10
3	Textura del suelo de la Provincia de Chimborazo 11
4	Uso agrícola Provincia de Chimborazo 12
5	Clasificación de los sistemas de transmisión..... 18
6	Formulas aplicadas a los cilindros hidráulicos 24
7	Dimensiones de los brazos de suspensión 42
8	Elementos de los brazos oscilantes..... 42
9	Características del actuador hidráulico lineal 64
10	Características de la válvula distribuidora DG038C12VDC82DN. 66

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1 Partes del motocultor	4
2 Tipos de ruedas para motocultores	5
3 Vuelco lateral de un motocultor	8
4 Vuelco Hacia Atrás o “Empinamiento”	9
5 Descripción de la suspensión.....	13
6 Esquema de una suspensión de eje oscilante	14
7 Suspensión de brazos tirados	14
8 Suspensión McPherson.....	15
9 Suspensión de paralelogramo deformable	15
10 Ejes de medida de un acelerómetro de tres ejes	16
11 Giroscopio	17
12 Potenciómetros Rotativos	18
13 Guía de selección del paso de cadena.....	21
14 Ruedas dentadas de un tramo simple disponibles comercialmente	22
15 Geometría de la transmisión de cadena	22
16 Cilindros hidráulicos de doble efecto	24
17 Bomba hidráulica.....	25
18 Rodamiento rígido de bolas	26
19 DCL ángulos de inclinación del sistema.	29
20 DCL del triángulo OBA.	30
21 DCL del brazo y soporte del actuador hidráulico	31
22 Eje expuesto a torsión y flexión	37
23 Caja negra (sistema de estabilización).....	39
24 Caja transparente	40
25 Diseño del sistema de brazos mecánicos oscilantes	41
26 Elementos de los brazos oscilantes.....	42
27 Modelado en SOLIDWORKS de la carcasa de los brazos oscilantes	43
28 Modelado del soporte para el cilindro hidráulico	43
29 DCL obstáculo en el terreno	44
30 Relación entre los ángulos del sistema	46
31 Ángulo de inclinación máximo del brazo mecánico del sistema.....	46
32 Fuerza producida por el actuador hidráulico en cualquier posición.....	47
33 Fuerza máxima del actuador para el sistema	48
34 Pre procesamiento del brazo mecánico en ANSYS 15.0.....	48
35 Ubicación de fuerzas sobre el brazo mecánico en el software ANSYS 15.0 ...	49
36 Resultado del análisis estático mediante el software ANSYS 15.0.....	49
37 Ejes de transmisión	50
38 DCL de las cargas aplicadas a los ejes de transmisión.....	50
39 DCL del eje inductor	51

40	DCL fuerzas actuantes del eje inductor, plano x, y	51
41	DCL fuerzas actuantes del eje inductor, plano x, z.	52
42	Diagrama de esfuerzo cortante del eje inductor, plano x, y.....	53
43	Diagrama de momento flector del eje inductor, plano x, y	53
44	Diagrama de esfuerzo cortante del eje inductor, plano x, z.....	53
45	Diagrama de momento flector del eje inductor, plano x, z.....	54
46	DCL del eje inducido.....	54
47	DCL fuerzas actuantes del eje inducido, plano x, y	55
48	DCL fuerzas actuantes del eje inductor, plano x, z.	55
49	Diagrama de esfuerzo cortante del eje inducido, plano x, y.....	56
50	Diagrama de momento flector del eje inducido, plano x, y.....	56
51	Diagrama de momento flector del eje inducido, plano x, z.....	57
52	Modelado en SOLIDWORKS del Porta-rodamientos.....	61
53	DCL de las reacciones de los rodamientos	61
54	Características del rodamiento serie 6205	63
55	Catarinas	63
56	Características de la cadena numero 50.....	64
57	Modelo de la bomba hidraulica	65
58	Especificaciones técnicas	65
59	Designación de una válvula direccional DG038C12VDC82DN	66
60	Simbología de la válvula direccional.....	66
61	Diseño del circuito eléctrico	69
62	Esquema del controlador electrónico sistema	70
63	Diseño de la placa.....	71
64	Diagrama de flujo del sistema electrónico	72
65	Proceso de manufactura.....	75
66	Proceso de conformación y corte de los perfiles de la carcasa.....	76
67	Carcasa de los brazos oscilantes	77
68	Eje de transmisión	77
69	Soporte del Actuador hidráulico	78
70	Construcción del porta-rodamientos.....	78
71	Placa electrónica	79
72	Sistema de estabilización.....	80

SIMBOLOGÍA

V	Cilindrada	cm ³
L _c	Longitud de la cadena	m
L _{10h}	Vida ampliada de un rodamiento	Horas
C	Capacidad de carga de un rodamiento	kN
F	Fuerza total aplicada sobre el neumático	N
φ	Angulo de inclinación del terreno	rad
β	Angulo de inclinación del brazo mecánico	rad
θ	Complemento del ángulo de inclinación del brazo mecánico	rad
S _{ut}	Resistencia a la tracción del material	kpsi
S _e	Límite de resistencia a la fatiga	kpsi
σ _a	Esfuerzo axial	lb/plg ²
σ _f	Momento flector	lb.plg
τ	Momento torsor	lb.plg

LISTA DE ABREVIACIONES

PTO	Power Take-off
EN	Norma Europea
CE	Comisión Europea
DLC	Diagrama de cuerpo libre
AISI	American Iron and Steel Institute
CETOP	Comité Europeo de Transmisiones oleo hidráulicas y Neumática
ISO	Organización Internacional de Estandarización
DIN	Deutsches Institut für Normung
SMAW	Shielded Metal ArcWelding
WPS	Welding Procedure Specification

LISTA DE ANEXOS

- A** Valores para el cálculo del límite a fatiga (S_e)
- B** Propiedades mecánicas medias de algunos aceros tratados térmicamente
- C** Vida nominal de los rodamientos

RESUMEN

Se ha diseñado y construido el prototipo de estabilización para un motocultor para zona andina, con la finalidad de reducir los riesgos de vuelco que se genera al transitar por superficies de alta pendientes, y aumentar la productividad en dichas zonas. Esto se debe al desplazamiento de la línea de acción del centro de gravedad de la máquina. Para lograr controlar esto se ha investigado y estudiado los diferentes diseños de los modelos y tipos de marcas existentes en el mercado.

En el software SOLIDWORD se realizó el diseño y la modelación del prototipo. El análisis de esfuerzos del conjunto del brazo mecánico fue estático e intervinieron variables como el peso, fuerza de impacto, ángulo de inclinación, etc. Con la ayuda del software ANSYS 15.0 se pudo validar el diseño. Mientras que el diseño de los ejes de transmisión se los realizó mediante un análisis a fatiga para una potencia de 10 hp a 30 RPM. El control de la inclinación del prototipo es electrónico, mediante un sensor de inclinación (giroscopio), un micro controlador, y cilindros hidráulicos de doble efecto.

Con la implementación de este sistema se alcanza la posibilidad de trabajar en superficies con elevadas pendientes logrado incrementar la producción agrícola en este tipo de terrenos.

Se recomienda además que antes de poner en funcionamiento el sistema, se debe verificar los niveles óptimos de los fluidos. Y no se debe sobre pasar del máximo valor de inclinación para cual está diseñado el sistema de estabilización del motocultor.

ABSTRACT

A stabilization prototype for a tiller to be used in the Andean region was designed and built in order to reduce the overturning risks generated when running steep surfaces as well as increasing the productivity of the area. This is due to the movement of the working line out of the gravitational point of the machine. To control this problem, it has been necessary to investigate and study the different models design and the existing brands in the market.

By using SOLIDWORKS software the prototype was modeled and designed. The effort analysis of the mechanic arm was static where variables such as: weight, impact, and tilt angle were present. With the use of ANSYS 15.0 software the design was validated. While the of the transmission axis was carried out through a 10 hp at 30 RPM fatigue analysis the tilt control of the prototype is electronic with a tilt sensor (gyroscope), a micro controller, and dual-effect hydraulic cylinders.

With the implementation of this system it is possible to work in steep surfaces increasing in this way the Agricultural production on this type of land.

It is recommended to implement the system verifying the optimal fluids level and it must not exceed the maximum tilt value for which the stabilization system of the tiller is designed

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

La mecanización agrícola tiene como objetivos, disminuir la fatiga del agricultor, mejorar las técnicas de producción, facilitar la ejecución de las labores agrícolas y aumentar la producción agrícola.

El uso de maquinaria agrícola está directamente relacionado con las características de los suelos, situación geográfica, topográfica de la zona y el tipo de producto a sembrar (Colombia, 2004).

El motocultor (o tractor mono eje) es una máquina agrícola destinada al trabajo del suelo a nivel superficial. Utilizados para la agricultura minifundista (pequeñas explotaciones) (TECNOS, 2012).

Los motocultores existentes en el mercado nacional, de las marcas más conocidas como, GRILLO, BCS, DONG FENG, FERRARI, GOLDONI AZADON, HONDA, son de eje rígido no poseen suspensión, motivo por el cual no se pueden realizar trabajos en pendientes.

Existe un estudio realizado anteriormente por la Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca donde se analiza la posibilidad de incorporar un sistema de suspensión en los motocultores con el objetivo de minimizar esta problemática.

El uso del suelo agrícola de la zona tres de Chimborazo está representado en su gran mayoría por suelos inclinados en el cual los motocultores sin una adaptabilidad mecánica necesaria para el uso en las pendientes tienden a perder su estabilidad o equilibrio por la carencia de un sistema de estabilización que absorba las irregularidades e inclinaciones del terreno y distintos obstáculos que presenta las vías a transitar con este tipo de maquinaria llevando a causar distintos problemas en la agricultura como en la labranza de tierras (Medina Encalada, 2015).

1.2 Justificación

Con el fin de colaborar con el desarrollo agro tecnológico de nuestro país es necesario realizar una investigación que nos ayude en el avance o potenciamiento de nuevos mecanismos de labrado de tierras. El proyecto responde a la necesidad de reducir los riesgos de vuelco que se presentan en un motocultor al momento de cultivar tierras irregulares, los motocultores existentes solamente están siendo utilizado en las zonas planas, puesto que al utilizarlos en zonas inclinadas estos sufren volcamientos y el campesino entra en conflictos al utilizar la maquinaria como herramienta de trabajo.

Estos riesgos se incrementan aún más en la zona tres de Chimborazo, la cual presenta terrenos irregulares, con pendientes muy pronunciadas donde el uso de este tipo de maquinaria no es admisible, esto ocasiona que el campesino tenga que realizar un mayor esfuerzo físico con el uso de herramientas tradicionales para cultivar sus tierras, reduciendo la producción. Este trabajo está encaminado entonces a diseñar y construir un prototipo para un sistema de estabilización de un motocultor que permita la labranza de este tipo de terrenos permitiendo incluir el mecanismo como una herramienta eficaz y favorable para el campesino; permitiendo el desarrollo agrícola de la zona mejorando los tiempos de trabajo y la calidad de vida de las personas dedicadas a la agricultura.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Diseñar y construir un prototipo de un sistema de estabilización de un motocultor.

1.3.2 *Objetivos específicos*

- Estudiar los sistemas de estabilización de los vehículos.
- Analizar los diferentes grados de pendientes que presenta la zona 3 de Chimborazo destinados a actividades Agro productivas.
- Analizar y diseñar el mecanismo de estabilización para un motocultor.
- Construir el prototipo de estabilización para un motocultor.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 La estabilización

A la estabilización se la puede definir como una respuesta a un estado de desequilibrio en el cual un cuerpo o sistema al desplazarse de su centro de masa este tienda a generar fuerzas capaces de volver a su centro de gravedad, partiendo de esta definición se propondrá un diseño de un sistema de estabilización para un motocultor donde se requiere el análisis de los siguientes conocimientos para alcanzar el objetivo.

2.1.1 Motocultor. Es un tractor agrícola de baja potencia que utiliza un solo eje de transmisión (tractor monoeje) usado en la labranza de pequeñas explotaciones agrícolas.

2.1.2 Generalidades. Los motocultores utilizan motores monocilíndricos refrigerados por aire. Lo más frecuente es que monten motores diésel de cuatro tiempos, con potencias entre 10 y 20 CV y una cilindrada entre 250 y algo más de 500 cm³, con un régimen de funcionamiento máximo entre 3000 y 3800 RPM. En los de menos de 10 CV también se utilizan motores de gasolina.

La transmisión, unida al volante del motor, incluye una caja de cambio, que normalmente dispone de tres a cinco relaciones hacia delante y de una a tres hacia atrás. La transmisión a las ruedas, generalmente con diferencial y dispositivo de bloqueo, y los frenos en los semiejes. Además, dispone de un conjunto de engranajes para la toma de fuerza, condicionada por el régimen del motor, para accionar aperos (con relaciones entre 500 y 1300 RPM para el régimen nominal del motor), o sincronizada con el avance para todas las relaciones del cambio de marchas (Márquez, 2014 pág. 01).

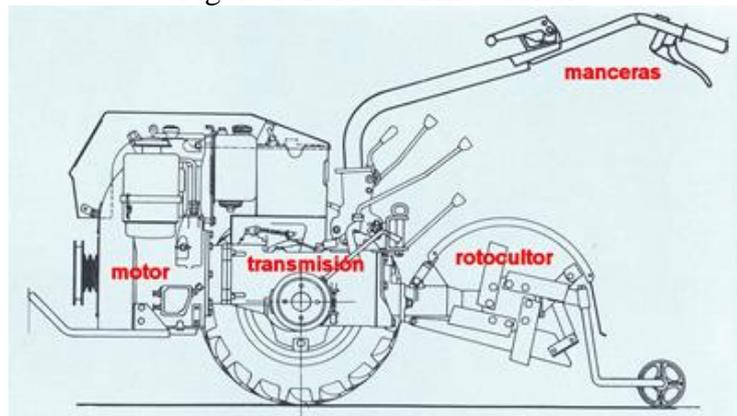
Tabla 1. Clasificación de motocultores.

Modelo	Masa	Potencia kW (CV)	Tipo de motor
Pequeño	De hasta 80 Kg	Hasta 4,5 (6)	Gasolina
Mediano	80-250Kg	4,5-6 (6-12)	Gasolina o diésel
Grande	Más de 250 Kg	Más de 9 (12)	Diésel

Fuente: (CAÑAVATE, 2012 pág. 15)

Los motocultores básicamente constan de un motor ya sea de gasolina o diésel, un eje motriz, las manceras que permiten el manejo y control de la maquina agrícola, toma de fuerza (PTO) que generalmente vienen dotados con uno solo, y en algunos casos traen dos y un apero para desarrollar realizar una labor determinada como se indica en la figura 1.

Figura 1. Partes del motocultor



Fuente:http://www.magrama.gob.es/es/ministerio/servicios/informacion/motocultor3_tcm7-329892.png

2.1.3 Descripción de las partes del motocultor

- *El motor.* Es la parte sistemática de la máquina capaz de hacer funcionar el sistema transformando algún tipo de energía (eléctrica, de combustibles fósiles, etc.), en energía mecánica capaz de realizar un trabajo.
- *Los motores de gasolina.* Se equipan en motocultores generalmente de baja potencia, las ventajas que poseen son, bajos niveles de ruido, un mantenimiento sencillo y económico, arranque simple.
- *Los motores diésel.* Son equipados en motocultores de mediana y alta potencia ya que estos son más eficientes, pero los costos de mantenimiento y reparación son elevados, la ventaja de este es que el combustible es más barato con relación a la gasolina.
- *Embrague.* Dispositivo por el que se transmite o se interrumpe el movimiento de giro producido por el motor a la caja de cambios

- *Caja de cambios.* Conjunto de ejes y engranajes mediante los cuales se consigue adecuar la velocidad de avance y esfuerzo de tracción del motocultor a las necesidades de cada máquina, apero, o situación
- *Diferencial.* Conjunto de engranajes que permite diferente velocidad de giro entre sí, de las dos ruedas motrices, del motocultor, para que este pueda tomar las curvas con facilidad. Existe en el mercado la posibilidad de adquirir motocultores con o sin diferencial de acuerdo a la aplicación requerida, generalmente el uso del diferencial en motocultores ligeros no es necesario por su fácil maniobrabilidad. .
- *Palieres.* Están divididos en dos semi-palieres, y son los ejes encargados de transmitir el movimiento desde el diferencial hasta las ruedas, pasando por la reducción final.
- *Ruedas.* Son los elementos que, apoyándose en el suelo, soportan el peso del motocultor y le permite desplazar sobre el mismo. En la selección del neumático es necesario tomar en cuenta el ancho entre ruedas del motocultor ya que este debe ser semejante o menor a la anchura de trabajo del apero.

Figura 2. Tipos de ruedas para motocultores



Fuente:

http://lt.tractorespasquali.com/assets/blog/pasquali/2010_01_loquetenemosmotocultor/ruedas-motocultor.jpg

- *Frenos.* Es el dispositivo encargado de disminuir la velocidad del motocultor, e incluso de detenerlo totalmente. De acuerdo a su aplicación y necesidad, varios modelos de motocultores de baja potencia no incorporan frenos. (Arnal Atares Pedro V. , Laguna Blanca Antonio, 2000 págs. 15,16)
- *Dirección (Manceras).* Conjunto de piezas destinadas a dirigir el motocultor.

Las manceras deben ser regulables en altura para asegurar la posición correcta del conductor, además de ser reversibles para poder adaptar aperos frontales, tales como una barra de siega por ejemplo. También tienen que estar provistas de algún sistema anti-vibraciones mediante silent-blocks, ya que la reducción de las vibraciones se traduce en menor fatiga para el conductor.

Todos los mandos que intervienen en las operaciones habituales (embrague, frenos, cambio de marchas, mando de acción mantenida, etc.) deben estar bien señalizados indicando en cada caso su función para facilitar un correcto uso y situados de forma que sean accesibles y fáciles de usar, evitando gestos incómodos y sobreesfuerzos innecesarios (BCS, 2009 pág. 4).

- *Toma de fuerza.* Es un eje estriado en su extremo accionado por el motor y destinado a dar movimiento a determinado tipo de maquina acopladas al motocultor.

2.1.4 *Seguridad en motocultores.* El motocultor es una máquina pionera en el trabajo de las labores agrícolas que en su dilatada vida ha permitido la incorporación de muchos sistemas de seguridad. Algunos de ellos han hecho variar inclusive la arquitectura de la máquina, dado que cualquier órgano en movimiento susceptible de herir al conductor o a personas próximas se ha protegido mediante protectores.

La ley establece una serie de requisitos técnicos que deben cumplir los fabricantes de motocultores, resumidos en la Norma Europea EN 709/A2. En materia de seguridad, los principales aspectos a verificar son:

- El motocultor debe contar con un dispositivo que, en el momento de la puesta en marcha, impida el arranque en el caso de que la caja de cambios no esté en punto muerto y la toma de fuerza no esté desembragada.
- Un mando de conexión/desconexión situado en las manceras actúa de forma que la máquina se desplaza y el apero funciona sólo si dicho mando se mantiene pulsado. Si el conductor suelta el mando, un sistema de seguridad “motor-stop” detiene el avance de la máquina y también el apero

- En ningún caso la fresa debe funcionar cuando se conecta la marcha atrás
- La fresa debe ir siempre provista de un recubrimiento integral de protección.
- Todos los motocultores deben tener el distintivo CE y un certificado de conformidad (BCS, 2009 pág. 4).

2.2 Consideraciones para el vuelco del motocultor

2.2.1 Riesgo de vuelco. Es el accidente más común e importante con el motocultor, por las lesiones que se producen cuando el accidente tiene esta causa. Ocurre normalmente de forma lateral o hacia atrás.

2.2.1.1 Causas generales de vuelco

- La configuración irregular del terreno.
- La falta de preparación en conductores.
- Aproximación a desniveles (taludes, zanjas, cunetas, etc.)
- Maniobras en pendientes, realizadas con aperos inadecuados.
- Falta de atención en la conducción sobre suelos resbaladizos o con obstáculos.
- Fallos por frenos insuficientes en pendientes.
- Acelerones bruscos.
- Falta de experiencia en campos de superficies irregulares.
- Cambios de climas.

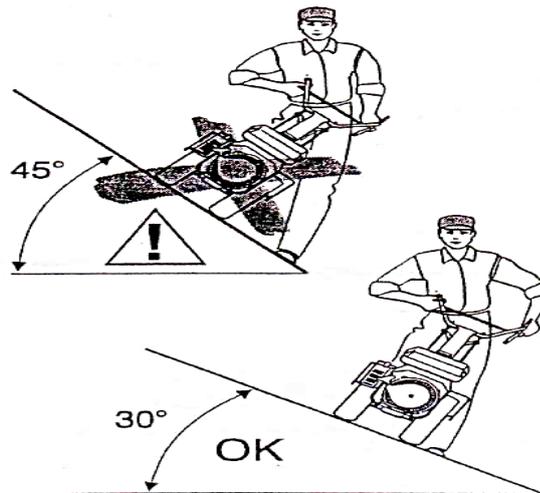
Los efectos que producen estas causas generan los siguientes tipos de vuelco:

2.2.2 Tipos de vuelco

2.2.2.1 Vuelco lateral o “en tonel”.

El vuelco lateral se produce por el desplazamiento del centro de gravedad del vehículo, principalmente cuando se realizan giros bruscos mientras se transita por caminos con cierta inclinación, próximos a orillas de zanjas, taludes u otras depresiones.

Figura 3. Vuelco lateral de un motocultor



Fuente: <http://www.topiber.com/archivos/24.pdf>

Causas del riesgo de vuelco lateral.

- Cuanta menos separación entre ruedas tenga el motocultor.
- Cuanto mayor pendiente.
- Cuanto más alto tenga el centro de gravedad el motocultor.

Para evitar el vuelco es aconsejable:

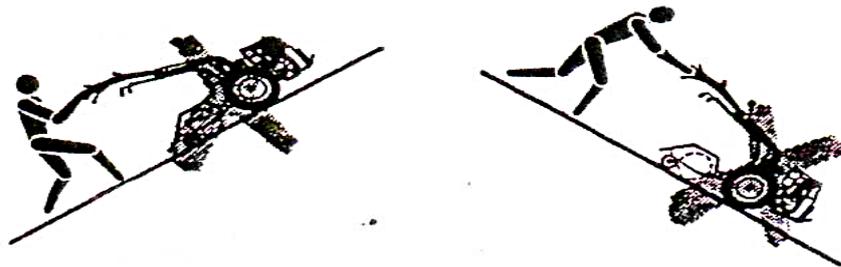
- Conservar la máxima distancia entre las ruedas con el objeto de aumentar la base de apoyo y mejorar la estabilidad.
- El bloqueo del diferencial es un mecanismo para evitar el vuelco. Se puede emplear ante un atasco evitando que una rueda patine y la otra no, y una vez superado, desbloquearse el diferencial eliminando de esta forma el sistema solidario de las ruedas traseras.
- Colocar el cerrojo de bloqueo de los pedales del freno del tractor cuando se circula a velocidades relativamente elevadas permitiendo frenar de forma uniforme sobre las ruedas motrices.
- No coloca ruedas que sean de mayor diámetro a lo establecido en los manuales para no tener problemas con la variación del centro de gravedad.

- Evitar circular por pendientes muy acentuadas a media ladera porque puede causar la inestabilidad del vehículo si se encuentra con una depresión del terreno en la parte baja o una elevación en la parte alta.

2.2.2.2 *Vuelco Hacia Atrás o “Empinamiento”*

Es menos frecuente que el vuelco lateral.

Figura 4. Vuelco Hacia Atrás o “Empinamiento”



Fuente: <http://www.topiber.com/archivos/24.pdf>

Causas Del Riesgo De Vuelco Hacia Atrás o “Empinamiento”

- Por embragar bruscamente
- Por enganchar el apero a un punto demasiado alto.
- Por acelerar de forma violenta en una cuesta acentuada y con carga pesada
- Por forzar la máquina cuando ésta encuentra una fuerte resistencia.

Para evitar el vuelco es aconsejable:

- Fijar las cargas en los puntos de enganche previstos para tal función y en todo caso en el punto de enganche más bajo posible con relación al eje trasero con el que se mejora la estabilidad del motocultor.
- Atravesar las zanjas y depresiones por los pasos previstos para ello aunque parezcan inofensivas para su profundidad.
- Buscar pasos accesibles para evitar problemas
- Solicitar ayuda cuando el vehículo se atasca (G4, 2003).

2.3 Análisis de la situación geográfica de la provincia de Chimborazo

La provincia de Chimborazo, está situada en la zona central del pasillo interandino. En la cordillera occidental se encuentra el volcán Chimborazo, que da nombre a la provincia, con una altura de 6310 msnm. Tiene una población total de 452352 habitantes, según datos preliminares del Censo de Población y vivienda 2010. La capital de la provincia es Riobamba, conocida como la sultana de los Andes. Se encuentra a una altitud de 2754 msnm (Chimborazo, 2012)

Sus límites son:

- Al Norte: Provincia del Tungurahua
- Al Sur: Provincia del Cañar
- Al Este: Provincia de Morona Santiago
- Al Oeste: Provincia del Guayas (Chimborazo, 2012 pág. 39).

2.3.1 *Mapa de pendientes de la Provincia de Chimborazo.* Mapa temático que mediante cualquier sistema gráfico, representa los diferentes grados de pendientes de un territorio. La pendiente topográfica es la inclinación de una superficie con respecto al plano horizontal, dichos datos se lo obtiene a partir del modelo digital de elevación del terreno.

Para una mejor comprensión se representa en 6 rangos que se describen en el siguiente cuadro (Chimborazo, 2012).

Tabla 2. Rangos de pendientes de la provincia de Chimborazo

Nº	Rango Pendientes [%]	Descripción	Área [ha]	Área Total [%]
1	0 - 5 %	Plano a Casi plano	10 177	1,58
2	5 - 12 %	Suave a ligeramente inclinado	50 723	7,85
3	12 - 25 %	Moderadamente ondulado	60 844	9,42
4	25 - 50 %	Colinado	126 832	19,63
5	50 - 70 %	Escarpado	190 144	29,43

6	>70 %	Montañoso	162 163	32,09
7		Eriales	14 679	
8		Nieve y Hielo	30 436	
Área de la Provincia			645 998	100,00

Fuente:

http://www.chimborazo.gob.ec/chimborazo/images/stories/doc_2012/4.%20%20Atlas%20cartografico.pdf

En su geomorfología se observa el predominio de pendientes fuertes con rangos del 50 - 70% y mayores a 70%, se establece que la mayoría de los suelos de la zona se encuentra limitados para el desarrollo de actividades productivas intensivas (por ejemplo: agricultura, ganadería, entre otras) (Chimborazo, 2012 pág. 20).

2.3.2 *Mapa de textura del suelo Provincia de Chimborazo.* La textura del suelo es la proporción en la que se encuentran distribuidas variadas partículas elementales que pueden conformar un sustrato. Según sea el tamaño, porosidad o absorción del agua en la partícula del suelo o sustrato (Chimborazo, 2012 pág. 23).

Tabla 3. Textura del suelo de la Provincia de Chimborazo

Textura Descripción	Área [ha]	Área Total [%]
Arcillas	30 069	4,63
Arenas	144 694	22,29
Franca	88 651	13,66
Franca arcillosa	6 763	1,04
Franca arenosa	37 506	5,78
Roca	67 230	10,36
Arcilla arenosa	9 282	1,43
Arenas finas	68 123	10,50
Arenoso arcilloso	1 969	0,30
Franca arcillo arenosa	5 375	0,83
Limo arenosa	6 359	0,98
Limoso	183 047	28,20
Total	649 068	100,00

Fuente:

http://www.chimborazo.gob.ec/chimborazo/images/stories/doc_2012/4.%20%20Atlas%20cartografico.pdf

2.3.3 *Mapa de uso agrícola Provincia de Chimborazo.* El uso agrícola de la provincia esta dividió de la siguiente manera:

Tabla 4. Uso agrícola Provincia de Chimborazo

Uso agrícola	Área [ha]	Total [%]
Bosque/cultivo/pasto	10 110	4,11
Cultivos de altura	105 580	42,96
Cultivos de zona cálida	0,002	0,00
Cultivos de zona templada	1 679	0,68
Cultivos/pasto	13 655	5,56
Cultivos/pasto/bosque	59 212	24,09
Huertos	11 920	4,85
Pasto cultivado	43 610	17,74
Total	245 766	100,00

Fuente:

http://www.chimborazo.gob.ec/chimborazo/images/stories/doc_2012/4.%20%20Atlas%20cartografico.pdf

En conclusión podemos decir que el uso agrícola que más se da en la provincia es el de cultivos de altura, seguido de zonas con cultivos, pasto, bosque, y el tercero es el de pasto cultivado (Chimborazo, 2012 pág. 27).

2.4 Evolución de los sistemas de suspensión

Desde los orígenes de la historia del automóvil y con el desarrollo de los medios de transporte se vio la necesidad de minimizar las vibraciones transmitidas por las irregularidades de la calzada hacia los ocupantes y mercancías con el objetivo de proporcionar un mayor confort. Los primeros fabricantes de vehículos utilizaron láminas de acero en forma de ballestas como un sistema de suspensión más simple para ejes rígidos, la evolución del neumático y el uso de los muelles helicoidales llevaron al diseño de suspensiones independientes, asociado a estos elementos surge la necesidad de contar con un nuevo elemento disipativo que es el amortiguador, el mismo que sustituye a la ballesta en este tipo de configuración. (LUQUE, y otros, 2004)

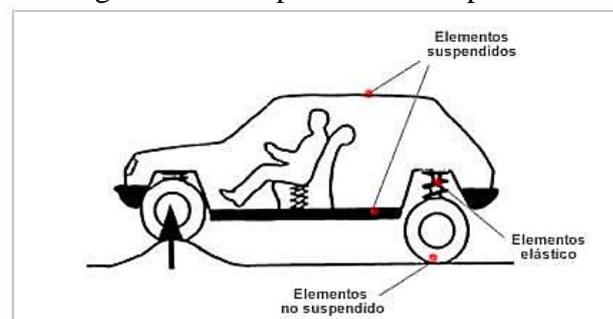
A partir de la década de los 80 del siglo xx solo el conocimiento del efecto de auto lineamiento de las ruedas pudo permitir que aspectos como el desequilibrio en el sistema de frenos, arrastre de neumático, o el balance negativo en las curva, pudiera

empezar a ser abordables y solucionables en vehículos estándar. En la década de los 90 del siglo xx, la posibilidad de utilizar sistemas electrónicos en el control del vehículo tuvo un efecto muy importante en la eliminación de los compromisos tradicionales entre las cualidades de conducción y maniobrabilidad. (LUQUE, y otros, 2004)

2.4.1 *Sistema de suspensión.* Se llama suspensión al conjunto de elementos elásticos que se interponen entre los órganos suspendidos (chasis, motor, combustible, caja de cambios, carrocería, pasajeros y carga) y los órganos no suspendidos (rodamientos, neumáticos, amortiguadores, calipers o mordazas de freno y discos de freno, ejes, etc.).

Su misión es absorber las reacciones producidas en las ruedas por las desigualdades del terreno, asegurando así la comodidad del conductor y pasajeros del vehículo y, al mismo tiempo, ayudan a mantener la estabilidad y direccionalidad de éste, para que mantenga la trayectoria deseada por el conductor (MEGANEBOY, 2015).

Figura 5. Descripción de la suspensión



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/images-suspension-curso/susp--principio.jpg>

2.4.2 *Suspensión independiente.* En esta configuración de suspensión cada rueda del mismo eje dispone de su propio sistema de suspensión. Las diferentes oscilaciones de una rueda no afecta a la otra rueda, consiguiendo un mejor comportamiento del vehículo (Esteban José Domínguez Soriano, 2008)

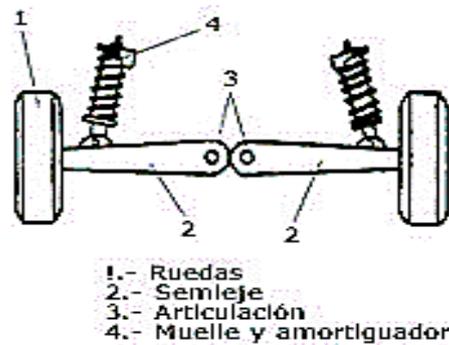
2.4.2.1 *Tipos de suspensiones independientes*

El número de modelos de suspensión independiente es muy amplio y además posee numerosas variantes. Los principales tipos de suspensión de tipo independiente son:

- Suspensión de eje oscilante.
- Suspensión de brazos tirados.
- Suspensión McPherson.
- Suspensión de paralelogramo deformable (MEGANEBOY, 2015).

Suspensión de eje oscilante. Este tipo de sistema de suspensión no se puede utilizar como eje directriz puesto que en el movimiento oscilatorio de los semiejes se altera notablemente la caída de las ruedas. Completan el sistema de suspensión dos conjuntos muelle-amortiguador telescópico.

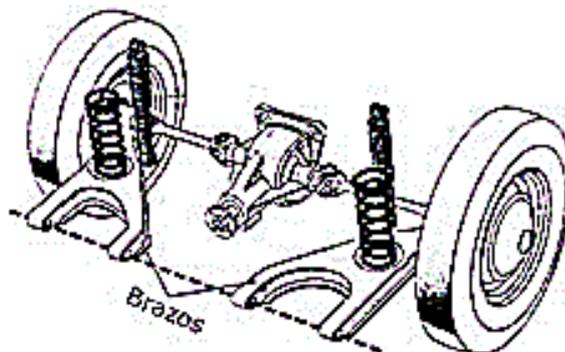
Figura 6. Esquema de una suspensión de eje oscilante



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/images-suspension-curso/susp-eje-oscil.jpg>

Suspensión de brazos tirados. Este tipo de suspensión independiente se caracteriza por tener dos elementos de soporte o "brazos" en disposición longitudinal que van unidos por un extremo al bastidor y por el otro a la mangueta de la rueda.

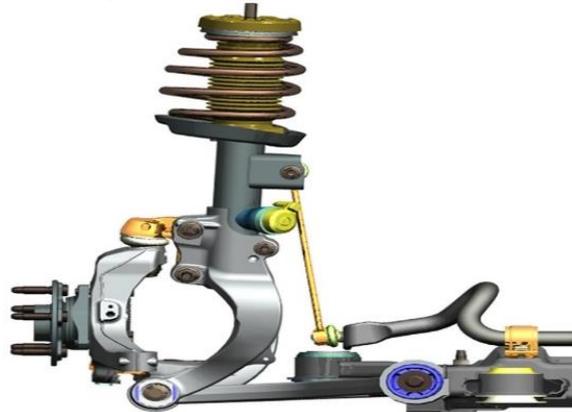
Figura 7. Suspensión de brazos tirados



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/images-suspension-curso/susp-arrastrado.jpg>

Suspensión McPherson. Esta suspensión fue desarrollada por Earle S. McPherson, ingeniero de Ford del cual recibe su nombre. Este sistema es uno de los más utilizados en el tren delantero aunque se puede montar igualmente en el trasero.

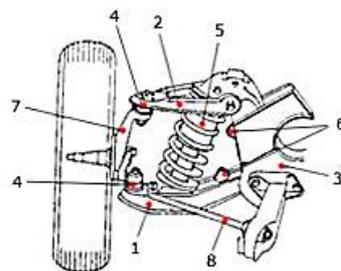
Figura 8. Suspensión McPherson



Fuente: <http://www.car-engineer.com/wp-content/uploads/2013/02/Pseudo-McPherson-Pivot-Independant.jpg?46ac1a>

Suspensión de paralelogramo deformable. La suspensión de paralelogramo deformable junto con la McPherson es la más utilizada en un gran número de automóviles tanto para el tren delantero como para el trasero. Esta suspensión también se denomina suspensión por trapecio articulado y suspensión de triángulos superpuestos.

Figura 9. Suspensión de paralelogramo deformable



- | | |
|-------------------------------|----------------------------------|
| 1.- Trapecio o brazo inferior | 5.- Conjunto muelle-amortiguador |
| 2.- Trapecio o brazo superior | 6.- Topes de goma |
| 3.- Bastidor | 7.- Mangueta |
| 4.- Rótula | 8.- Barra estabilizadora |

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/images-suspension-curso/susp-trapecio.jpg>

Los motocultores no poseen suspensión, salvo del único elemento de suspensión que sería el neumático el cual es capaz de "alisar" las irregularidades más pequeñas del camino, debido a su propia naturaleza elástica. La presión de inflado repercute mucho en la capacidad del neumático de evitar la transmisión de ondulaciones al vehículo.

2.5 Sistemas de estabilización

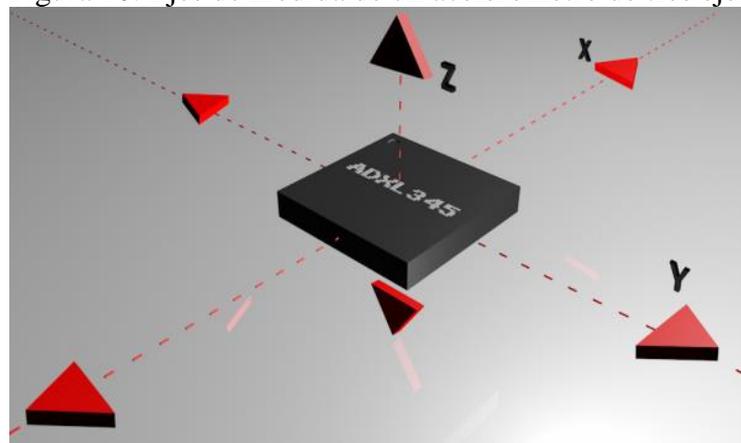
Los sistemas de estabilización son componentes que ayudan a mejorar la seguridad activa de los vehículos permitiendo que en situaciones de riesgo como derrapes, sobrevirajes, subvirajes, producidos por, desniveles, irregularidades, obstáculos que se presentan en el trayecto del vehículo estos permiten mantener el vehículo estable eliminando las posibilidades de accidentes con la aplicación de dispositivos electrónicos.

2.5.1 Controladores de nivel. Son aquellos dispositivos electrónicos que permiten determinar la posición angular de ciertos elementos y máquinas.

- **Acelerómetro.** Los acelerómetros son dispositivos que miden la aceleración, que es la tasa de cambio de la velocidad al realizar un movimiento, a lo largo del eje en el cual se esté trabajando.

Los acelerómetros se utilizan para detectar tanto estática (por ejemplo, gravedad) y dinámica (por ejemplo, arranques repentinos / frenado) de la aceleración. Una de las aplicaciones más ampliamente utilizadas para acelerómetros es la detección de inclinación. Debido a que están afectados por la aceleración de la gravedad, un acelerómetro le puede decir cómo se orienta con respecto a la superficie de la Tierra. Por ejemplo, el iPhone de Apple o mejor aún el Lumia 925 de Nokia tienen un acelerómetro, que lo deja saber si se encuentran vertical u horizontal (5Hertz, 2014).

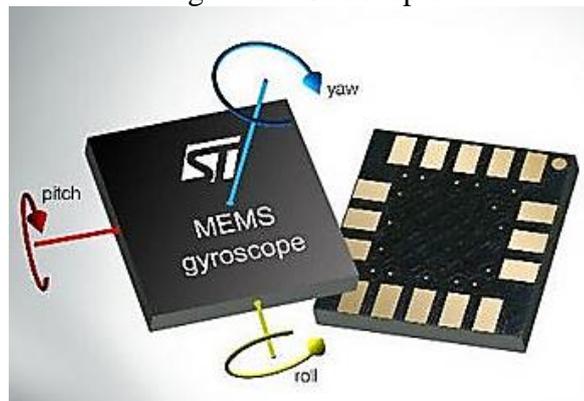
Figura 10. Ejes de medida de un acelerómetro de tres ejes



Fuente: <http://5hertz.com/tutoriales/wp-content/uploads/2014/02/ac1.png>

- *Giroscopio*. Los giroscopios, o girómetros, son dispositivos que permiten medir la variación del ángulo con respecto al tiempo, mientras este se encuentre rotando (velocidad angular). La velocidad angular es simplemente una medida de la velocidad de rotación, se pueden utilizar para determinar la orientación y se encuentran en la mayoría de los sistemas de navegación autónomos. Por ejemplo, si desea equilibrar un robot, un giroscopio puede ser usado para medir la rotación de la posición de equilibrio y enviar correcciones a un motor (5Hertz, 2014).

Figura 11. Giroscopio



Fuente: http://www.radiocontrol.com.es/wp-content/uploads/2015/03/giroscopioelectronico_aeromodelismo.jpg

El primer giroscopio (o giróscopo) lo inventó Léon Foucault en 1852. En lo básico es algo así como una peonza cuando gira perfectamente con respecto a su eje vertical, y ella misma se mantiene estable. Sirve para medir la orientación en el espacio de un vehículo, pero también sirve para mantener o modificar dicha orientación.

El concepto en sí de autoestabilización vehicular mediante giroscopio se atribuye al ingeniero mecánico australiano-irlandés Louis Brennan, de la segunda mitad del XIX, cuando presentó en 1903 un monorraíl auto estabilizado, y construyó un prototipo funcional en 1909.

Fue en 1912 cuando se presentó el primer coche giroscópico, el Shilovski Gyrocar, del que se construyó un prototipo utilizable por Wolseley, que se mostró en Londres en 1914. Bajo los asientos delanteros llevaba dos giroscopios de 91 kg cada uno, que giraban en sentidos opuestos, movidos por motores eléctricos (Ibáñez, 2013).

- *Potenciómetros Rotativos.* Son dispositivos electrónicos que convierten posiciones mecánicas angulares en señales eléctricas.

Figura 12. Potenciómetros Rotativos



Fuente:

http://static4.tme.eu/products_pics/8/b/e/8be6adae5ae0e15714d7d250870f212/7411.jpg

Aplicaciones. Control de posicionado en veletas o compuertas y también de aspas de hélices graduables (barcos), posición de timones, control de movimientos pendulares en grúas, ajuste de electro-válvulas, aparatos médicos, etc. (S.L, 2015).

2.6 Mecanismos de transmisión

Un mecanismo de transmisión es un conjunto de elementos conectados, con el objetivo de transmitir movimiento y fuerza, desde una fuente de potencia hasta una salida (Myszka, 2012).

Para realizar la transmisión de movimiento se puede utilizar diferentes tipos de estas para lograr con el objetivo de transmitir movimiento tenemos las diferentes formas en que se puede llevar a cabo esta misión se reflejan en la siguiente tabla.

Tabla 5. Clasificación de los sistemas de trasmisión

Sistemas de transmisión	Tipo de transmisión	Elementos utilizados
	Transmisión flexible	Correas
		Cadena y piñón
	Transmisión directa	Engranajes, ruedas y ejes dentados
Ruedas de fricción		
Transmisión rígida	Conjunto biela-manivela	

Fuente: (José Miguel Cabrero Armijo, 2014)

2.6.1 *Transmisión flexible.* Este sistema recibe su nombre por las características físicas de los elementos (flexibilidad) que hacen posible la transmisión de potencia velocidad y giro desde un punto a otro (José Miguel Cabrero Armijo, 2014).

La transmisión flexible incluye la transmisión por correas y cadenas de las cuales para el diseño del prototipo de estabilización se utilizara una transmisión por cadena, razón por la cual se ampliara el tema sobre este tipo de transmisión.

2.6.2 *Transmisión por cadena.* Las transmisiones de cadena ofrecen flexibilidad al operar y están bien adaptadas para aplicaciones con distancias grandes entre los ejes, baja velocidad y torques grandes a bajo costo. (Myszka, 2012)

Comparadas con otras formas de transmisión de potencia, las transmisiones de cadena tienen las siguientes ventajas:

- Son menos costosas que las transmisiones de engranes.
- No sufren deslizamiento, como las correas, y brindan una transmisión de potencia más eficiente.
- Tienen distancias flexibles entre los centros de los ejes, mientras que en las transmisiones de engrane tales distancias están restringidas.
- Son más eficientes a bajas velocidades que las correas.
- Sus cargas sobre los cojinetes de los ejes son más pequeñas, porque no se requiere tensión inicial, como en el caso de las correas.
- Ofrecen una mayor vida útil.
- No se deterioran con el calor, el aceite o la antigüedad, como sucede con las correas.
- Requieren poco ajuste, mientras que las correas necesitan ajustes frecuentes (Myszka, 2012).

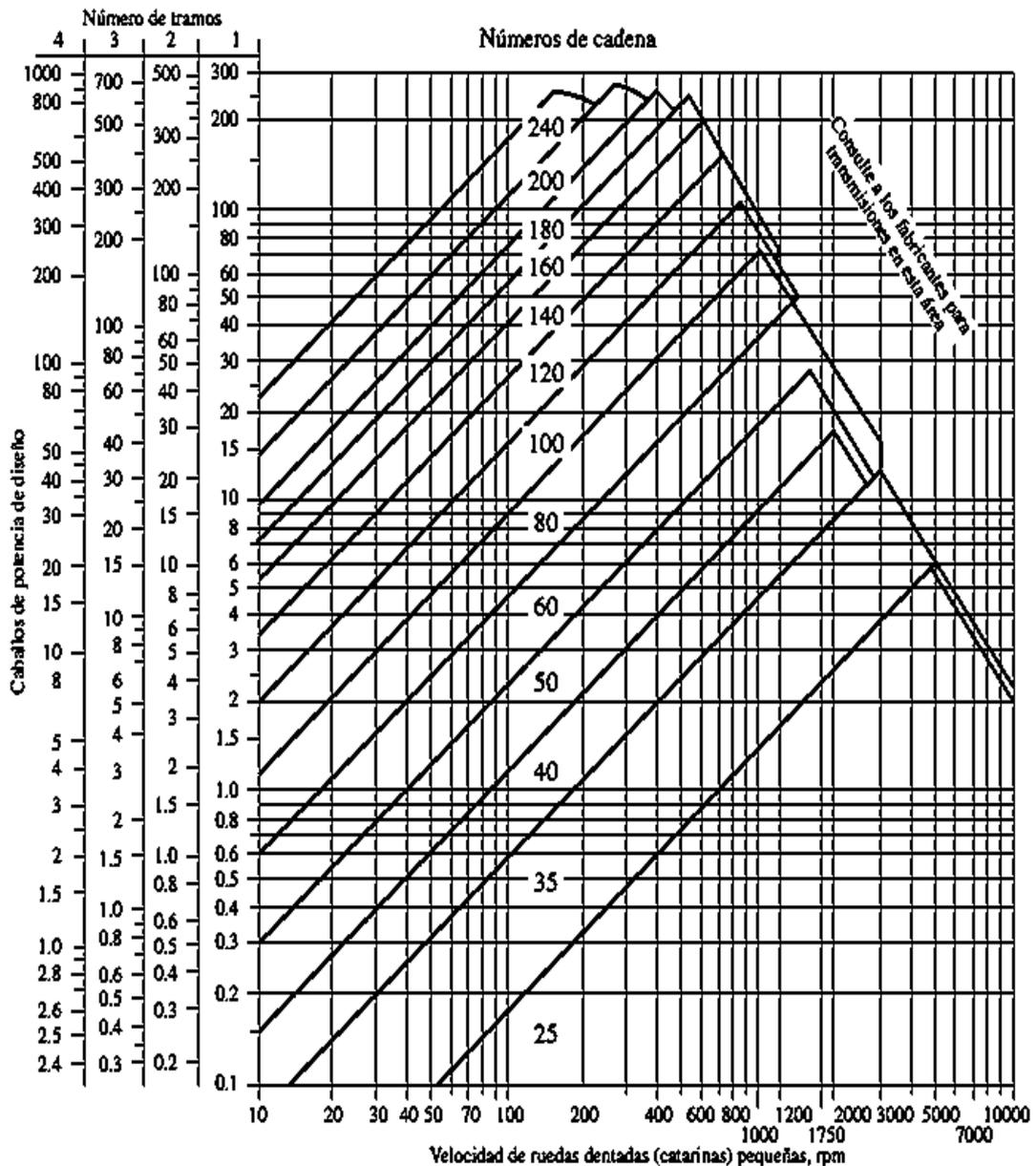
2.6.2.1 Tipos de cadenas. Las cadenas están hechas de una serie de eslabones interconectados. Comercialmente, hay muchos tipos de diseño de cadenas, que se listan a continuación.

- *Cadena de rodillos.* Es el tipo más común de cadena que sirve para transmitir potencia. Las cadenas más grandes de rodillos tienen una potencia nominal de más de 600 hp. El diseño de una cadena de rodillos brinda una operación silenciosa y eficiente, pero debe lubricarse.
- *Cadena de rodillos de tramos múltiples.* Utiliza múltiples cadenas estándar de rodillos construidas en tramos paralelos, lo cual incrementa la capacidad de potencia de la transmisión de cadena.
- *Cadena de rodillos con barra lateral descentrada.* Es menos costosa que una cadena de rodillos, pero tiene ligeramente menor capacidad de potencia. También muestra una construcción abierta que le permite soportar suciedad y contaminantes, los cuales suelen desgastar otras cadenas. Tales cadenas se usan con frecuencia en equipo de construcción ya que cada uno de estas por el tipo de servicio que presenta esta `propensas a daños.
- *Cadena silenciosa.* Es la cadena más costosa de fabricar y se utiliza eficientemente en aplicaciones que requieren alta velocidad, suavidad y transmisión de potencia silenciosa ya que están diseñadas para este tipo de transmisiones (Myszka, 2012).

2.6.2.2 Paso de cadena. La selección del paso de una cadena de rodillos depende tanto de la potencia transmitida como de la velocidad del sistema. Para ello se utilizan catálogos que demuestran los rangos de potencia, fuerza a transmitir, velocidad las cuales se tiene que tomar en cuenta.

En la figura 13 se ilustra una guía general para la selección del paso adecuado de una cadena. Los catálogos de los fabricantes señalan procedimientos detallados para elegir las transmisiones de cadena más adecuadas, con base en un estudio detallado de la aplicación y los requerimientos de transmisión de potencia (Myszka, 2012).

Figura 13. Guía de selección del paso de cadena.



Fuente: (Myszka, 2012)

2.6.3 Ruedas dentadas (catarinas). Las ruedas dentadas son ruedas con dientes unidas al eje y se acoplan con la cadena. Los dientes de la rueda dentada se diseñan con una geometría para ajustarse al perno y al eslabón de la cadena ya que esta diseña de acuerdo a la necesidad que debe prestar (Myszka, 2012).

En la figura 14 se ilustra una guía de ruedas dentadas disponibles en el mercado. El diámetro de paso es el diámetro que pasa a través de la mitad de los dientes de la rueda dentada, el cual corresponde con la línea central de la cadena. Se determina a partir del tamaño de la cadena y del número de dientes. (Myszka, 2012)

Figura 14. Ruedas dentadas de un tramo simple disponibles comercialmente

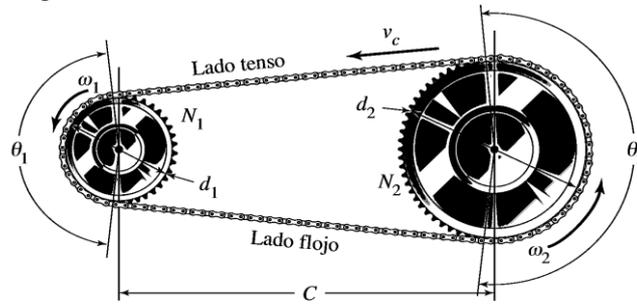
Tamaño de la cadena	Número de dientes de la rueda dentada
25	8 a 30, 32, 34, 35, 36, 40, 42, 45, 48, 54, 60, 64, 65, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
35	4 a 45, 48, 52, 54, 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
40	8 a 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
50	8 a 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
60	8 a 60, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
80	8 a 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 78, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
100	8 a 60, 64, 65, 67, 68, 70, 72, 74, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
120	9 a 45, 46, 48, 50, 52, 54, 55, 57, 60, 64, 65, 67, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 96, 102, 112, 120
140	9 a 28, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 39, 40, 42, 43, 45, 48, 54, 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 96
160	8 a 30, 32 a 36, 38, 40, 45, 46, 50, 52, 53, 54, 56, 57, 60, 62, 63, 64, 65, 66, 68, 70, 72, 73, 80, 84, 96
180	13 a 25, 28, 35, 39, 40, 45, 54, 60
200	9 a 30, 32, 33, 35, 36, 39, 40, 42, 44, 45, 48, 50, 51, 54, 56, 58, 59, 60, 63, 64, 65, 68, 70, 72
240	9 a 30, 32, 35, 36, 40, 44, 45, 48, 52, 54, 60

Fuente: (Myszka, 2012)

2.6.4 Geometría de una transmisión de cadena. El número de dientes N de la rueda dentada es por lo general una propiedad de referencia. Se suele recomendar que las ruedas dentadas tengan por lo menos 17 dientes, a menos que operen a velocidades muy bajas: por debajo de 100 rpm (Myszka, 2012).

El diámetro de paso d de una rueda dentada es ligeramente más pequeño que el diámetro exterior de la rueda dentada (Myszka, 2012).

Figura 15. Geometría de la transmisión de cadena



Fuente: (Myszka, 2012)

El diámetro de paso (d) de la rueda dentada se determina por (Myszka, 2012):

$$d = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \quad (1)$$

Dónde:

p = diámetro de paso de la cadena

N = número de dientes

La distancia entre centros C , es la distancia entre el centro de la rueda dentada impulsora y la rueda dentada impulsada, la distancia entre centros debería estar en el siguiente rango (Myszka, 2012):

$$30p < C < 50 \quad (2)$$

La longitud de la cadena L , expresada en el número de eslabones o pasos, se calcula como (Myszka, 2012):

$$L_c = \frac{2C}{p} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \left\{ \frac{p(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \right\} \quad (3)$$

Dónde:

L_c = longitud de la cadena

p = paso de la cadena

N_1 = número de dientes de la catarina inductora

N_2 = número de dientes de la catarina inducida

2.7 Actuadores hidráulicos

El termino actuadores hidráulicos se utiliza en aquellos componentes mecánicos destinados a transformar la energía hidráulica de presión y caudal en trabajo mecánico en la etapa de salida sistema oleo hidráulico. Según el trabajo que se entregue, los actuadores se clasifican en (Jiménez, 2011):

2.7.1 Actuadores lineales hidráulicos. El cilindro hidráulico es el elemento final de los sistemas de transmisión de energía oleo-hidráulico en aquellas aplicaciones en las que es necesario reconvertir la energía hidráulica en mecánica lineal. Su concepción tecnológica básica es la de la camisa-embolo-vástago y el recorrido total de los cilindros se denomina carrera (Jiménez, 2011).

Tipos de actuadores lineales hidráulicos:

- Cilindros hidráulico de simple efecto
- Cilindros hidráulico de doble efecto

2.7.2 *Cilindros hidráulicos de doble efecto.* Se denomina así porque es accionado por el fluido hidráulico en ambos sentidos así aprovechando la energía tanto de avance y retroceso, lo que significa que puede ejercer fuerza en cualquier de los dos sentidos del movimiento. (Antonio Miravete, 1996)

Figura 16. Cilindros hidráulicos de doble efecto



Fuente: <http://image.made-in-china.com/2f0j00ZCAQMRydporJ/Hydraulic-Cylinder-CY5-.jpg>

2.7.2.1 *Fórmulas para cálculos de cilindros hidráulicos*

Tabla 6. Formulas aplicadas a los cilindros hidráulicos

Característica	Ecuación	Unidad
Volumen del cilindro	$V = A \times C$ (4)	cm ³
Velocidad del pistón en el avance	$v = \frac{Q}{A_1}$ (5)	cm/s
Velocidad del pistón en el retroceso	$v = \frac{Q}{A_2}$ (6)	cm/s
Tiempo de la carrera en el avance	$t = \frac{A_1 \times C}{Q}$ (7)	s
Tiempo de la carrera en el retroceso	$t = \frac{A_2 \times C}{Q}$ (8)	s
Fuerza del cilindro	$F = P \times A$ (9)	N
Área del embolo	$A_1 = (D^2 \times \pi)/4$ (10)	cm ²
Área del vástago	$A_2 = (D - d)^2 \times \pi/4$ (11)	cm ²

Fuente: Los Autores

2.7.3 Bombas hidráulicas de engranajes. Las bombas de engranajes son las más utilizadas en aplicaciones hidráulicas.

Las características principales de estas bombas son:

- Trabajan a presiones que pueden superar los 200 bares en régimen continuo y en una sola etapa.
- Se puede incrementar la presión generada, reduciendo el caudal.
- Funcionan en velocidades comprendidas entre 500 y 3500 rpm.
- Son de construcción sólida y de volumen reducido.
- El rendimiento en condiciones normales máximas oscila entre 85 y 90%, que baja rápidamente con el desgaste de la bomba (Viloria, 2002)

Figura 17. Bomba hidráulica



Fuente:

http://www.empicom.com.br/img_produtos/824ff6cec197adc1b6b6884f2cd2eccc-image.jpg

Una bomba hidráulica viene caracterizada por su caudal nominal en litros/min. En realidad puede bombear más caudal en ausencia de carga y menos a su presión de funcionamiento nominal. Su desplazamiento es también proporcional a la velocidad de rotación. La mayoría de fabricantes facilitan una tabla o un gráfico donde se muestran los caudales de las bombas y los requerimientos de potencia, bajo condiciones de ensayo específicas, relativas a las velocidades de accionamiento y a las presiones (Antonio Miravete, 1996).

2.8 Rodamientos rígidos de bolas

Es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento. Los rodamientos rígidos de bolas son particularmente versátiles. Su diseño es simple, no son desarmables, funcionan a velocidades altas y muy altas, son resistentes y requieren poco mantenimiento. Debido a que los rodamientos rígidos de bolas son los más utilizados (Wikimedia, 2015).

Figura 18. Rodamiento rígido de bolas



Fuente: <http://grupobedher.com.mx/wp-content/uploads/2012/07/Angular-Contact-Ball-Bearing.jpg>

2.8.1 Selección de rodamientos. Los rodamientos de los ejes de transmisión estarán sujetos únicamente a cargas radiales y para su selección es necesario seguir los siguientes pasos:

- Determinar las fuerzas en los puntos donde estarán colocados los rodamientos las cuáles serán las reacciones de sistema.
- Conocer las revoluciones a los que trabajara el motocultor
- Determinar las horas de servicio de los rodamientos los cuales varían de acuerdo al tipo de maquinaria y su servicio.

La ecuación para calcular la vida ampliada de un rodamiento es la siguiente:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_d} \right)^p \quad (12)$$

Dónde:

L_{10h} = duración nominal de un rodamiento en horas deservicio

n = velocidad de rotación en R.P.M

C = capacidad de carga dinámica, en N

P_d = carga dinámica equivalente sobre el rodamiento, en N

P = exponente, siendo $p = 3$, para rodamiento de bolas

- Para determinar la capacidad de carga de un rodamiento despejamos esta variable de la ecuación anterior, resultando:

$$C = P_d \left(\frac{L_{10h} 60n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (13)$$

- Para determinar el valor de P_d , debe primero determinar los efectos de las cargas radiales y axiales aplicadas. Una vez esta carga hipotética es determinada, se asume que sea constante en magnitud y dirección. La fórmula general para el cálculo de P es (FAG):

$$P_d = X F_r + Y F_a \quad (14)$$

Dónde:

P_d = carga equivalente del rodamiento [lbf], [N], [kgf]

X = factor radial

F_r = carga radial constante actual

Y = factor axial

F_a = carga axial constante actual

Los valores X e Y así como información sobre el cálculo de la carga dinámica equivalente para los distintos tipos de rodamientos están indicados en las tablas de los catálogos de rodamientos (FAG).

- Para una correcta selección de un rodamiento, este debe cumplir con la siguiente expresión.

$$C_r > C \quad (15)$$

Dónde:

C_r = capacidad de carga dinámica del rodamiento

2.9 Condiciones de estabilidad del motocultor

Las condiciones de estabilidad vienen determinadas por factores importantes como son: ángulo de inclinación del terreno y la geometría del motocultor.

2.9.1 *Variables de desestabilización.* Se interpretara como todos aquellos factores y circunstancias que producen un cambio en el centro de masa del motocultor al momento de circular por una pendiente, produciendo su desplazamiento hasta terminar volcándose.

2.9.1.1 *Peso (W).* Representa la fuerza vertical, aplicada sobre el centro de gravedad (Cg) del motocultor, y se define por la ecuación (Paul Allen Tipler, 2006):

$$W = m \times g \quad (16)$$

Dónde:

w = Peso [N]

m = masa [kg]

g = gravedad [m/s^2]

La fuerza que genera el peso total del motocultor en cada neumático es:

$$F = \frac{w}{2} \quad (17)$$

Para el diseño del sistema se considerara una fuerza de impacto debido a las condiciones del terreno a las que estará expuesto el motocultor, quedando definida de esta manera la fuerza total sobre el neumático.

$$F_1 = \frac{w}{2} + F_{imp} \quad (18)$$

2.9.1.2 Fuerza de impacto. Esta fuerza se genera cuando el motocultor atraviesa un obstáculo.

$$F_{imp} = m \times a_y \quad (19)$$

Dónde:

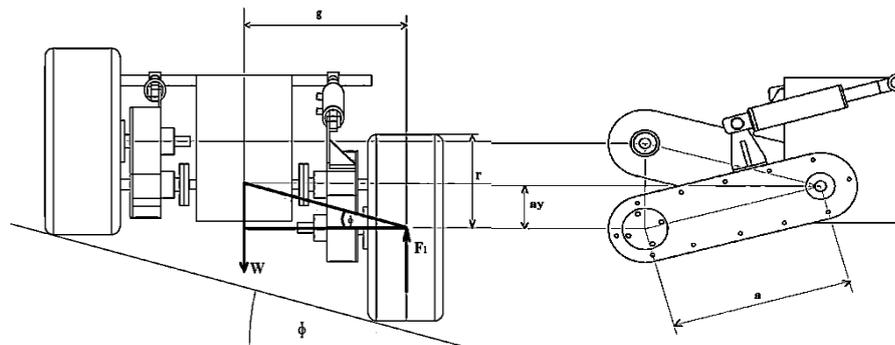
m = masa del motocultor

a_y = aceleración vertical

2.9.2 Variable de estabilización. Se interpretara como un factor que permite mantener el centro de gravedad del motocultor invariable al momento de circular por una pendiente.

2.9.2.1 Fuerza producida por el actuador hidráulico en cualquier posición. El análisis de esta fuerza está determinado por el ángulo de inclinación (ϕ), del terreno por lo cual es importante realizar primeramente un análisis de los ángulos de inclinación del terreno y el sistema, para encontrar una relación entre estos.

Figura 19. DCL ángulos de inclinación del sistema.



Fuente: Los Autores

Relación entre el ángulo de inclinación del terreno y el ángulo del brazo mecánico:

$$\tan \phi = \frac{a_y}{g}$$

$$a_y = g \times \tan \phi$$

$$a_y = a \times \sin \beta$$

$$a \times \sin \beta = g \times \tan \phi$$

$$\Delta\beta = \sin^{-1}\left[\frac{g \times \tan \phi}{a}\right] \quad (20)$$

Dónde:

ϕ = ángulo de inclinación del terreno

$\Delta\beta$ = ángulo de inclinación del brazo

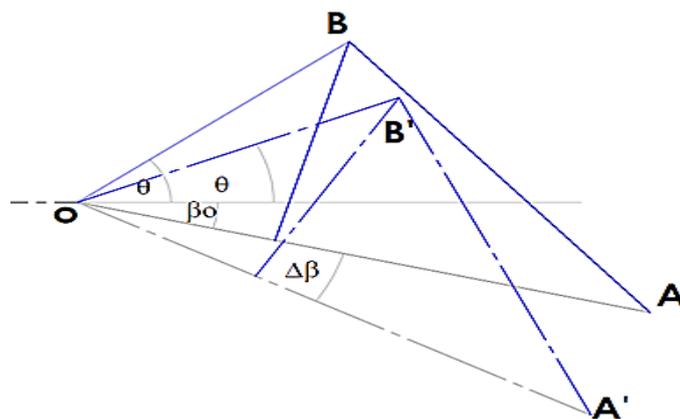
g = ancho de vía dividido para dos

a = longitud del brazo mecánico

a_y = aceleración vertical

Para determinar la relación que existe entre el ángulo θ y β , analizamos el triángulo que se forma entre la articulación del sistema ver figura 21, este análisis permitirá establecer la posición en la cual se producen las máximas y mínimas fuerzas del actuador hidráulico.

Figura 20. DCL del triángulo OBA.



Fuente: Los Autores

Para determinar la variación de los ángulos del mecanismo, en función del ángulo de inclinación del terreno se utilizara primeramente la ec. (20), que nos permite encontrar la variación de desplazamiento angular del brazo mecánico. Hay que tomar en cuenta

que los brazos ya parten con una posición inicial hacia abajo de 15° , respecto a la horizontal.

Mediante la figura 20, se deduce el valor de real β , cuando el brazo sube este valor disminuye y cuando baja aumenta, mientras que su complemento θ actúa de manera contraria. La ecuación para esta condición es la siguiente:

$$\beta = \beta_0 \pm \Delta\beta \quad (21)$$

Dónde:

β_0 = Posición inicial del brazo mecánico (15°)

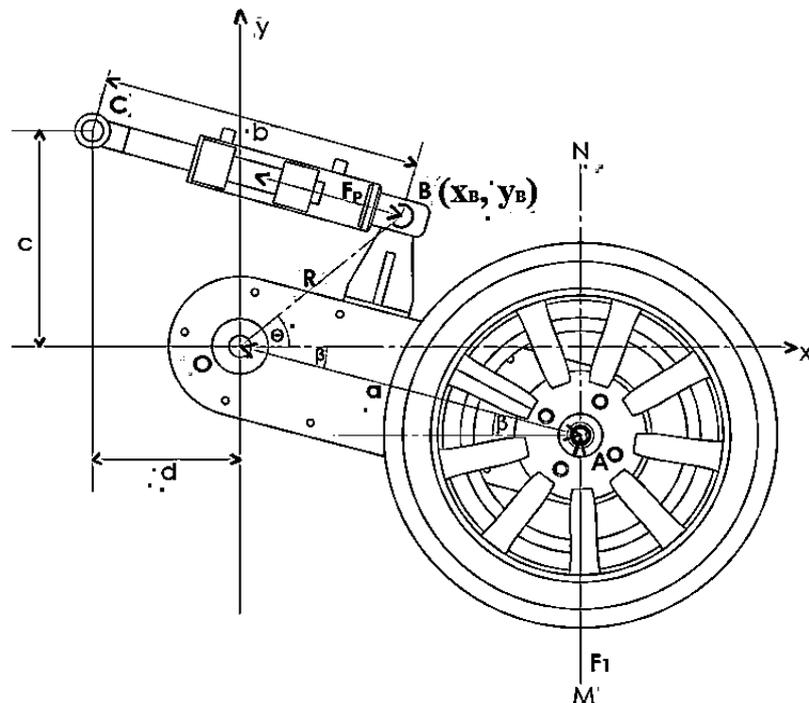
$\Delta\beta$ =Variación de posición del brazo

(+).- Cuando el brazo mecánico desciende. Ver figura 30

(-).- Cuando el brazo mecánico sube. Ver figura 30

Mediante un proceso estadístico en el software Excel, se insertan todas estas fórmulas y valores que nos permiten encontrar la relación entre estos ángulos

Figura 21. DCL del brazo y soporte del actuador hidráulico



Fuente: Los Autores

Para encontrar la variación de longitud del actuador hidráulico en función de los ángulos de inclinación se realizó un análisis geométrico al sistema a través del uso de vectores, el cual es aplicado en el DCL de la figura 19.

El torque necesario en (O), para controlar el sistema por la fuerza F_l y la fuerza del pistón F_p .

$$\Sigma M_o = 0$$

$$\vec{M} = \vec{R} \times \vec{F} \quad (22)$$

$$\vec{a} \times \vec{F}_1 = \vec{R} \times \vec{F}_p$$

$$(a_{xi} - a_{yj}) \times F_{1j} = (R_{xi} + R_{yj}) \times (F_p \cdot \vec{\mu}_{FP}) \quad (23)$$

El vector unitario de la fuerza del actuador está definido por la siguiente ecuación:

$$\vec{\mu}_{FP} = \frac{-(d+x_B)i+(c-y_B)j}{b} \quad (24)$$

Dónde:

$$b = \sqrt{(d + x_B)^2 + (c - y_B)^2} \quad (25)$$

Los valores de c, d son valores conocidos por la ubicación del pistón en la máquina y además se definen las componentes de los vectores:

$$x_B = R \times \cos \theta = R_x \quad (26)$$

$$y_B = R \times \sin \theta = R_y \quad (27)$$

$$a_x = a \times \cos \beta \quad (28)$$

$$a_y = a \times \sin \beta \quad (29)$$

Una vez definido el ángulo θ y β , y sus respectivas coordenadas de los vectores R y a , desarrollando la ec. (23) se obtiene:

$$(a \times F_1)k = (R_{xi} + R_{yj}) \times \left[\left(F_p \frac{(d + x_B)}{b} \right) i + \left(F_p \frac{(c - y_B)}{b} \right) j \right]$$

$$(a \times F_1)k = \left[R_y \left(F_p \frac{(c - y_B)}{b} \right) \right] k + \left[R_x \left(F_p \frac{(d + x_B)}{b} \right) \right] k$$

$$F_p = \frac{a \times \cos \beta \times F_1}{\frac{R \cos \theta}{b} \times (c - y_B) + \left(\frac{R \sin \theta}{b} \times (d + x_B) \right)}$$

Quedando definida la ecuación general para encontrar la fuerza producida por el actuador hidráulico en cualquier posición.

$$F_p = \frac{a \times \cos \beta \times F_1}{\frac{R \cos \theta}{b} \times (c - R \sin \theta) + \left(\frac{R \sin \theta}{b} \times (d + R \cos \theta) \right)} \quad (30)$$

Dónde:

MN = línea de acción de la fuerza de reacción producida por el peso, ver figura 19

$OB = R$ = radio de giro de B

$CB = b$ = longitud del pistón en cierta posición

a = longitud del brazo

F_1 = peso total del motocultor dividido para el número de ruedas, más una fuerza de impacto, que sigue la línea de acción MN siempre perpendicular al eje x

2.10 Fallas de ejes de transmisión por fatiga

Las fallas por deformación en los ejes, las estrías o los cuñeros, se dan por que las cargas de servicio hacen que se sobrepase la resistencia a fluencia del material, la cual está en el orden de un 50 a 90% de la resistencia máxima. La fractura por fatiga se da cuando los esfuerzos de servicio son del orden de un 30 a 50% de la resistencia máxima, lo cual origina que se desarrollen grietas que crecen durante varios cientos de miles o millones de vueltas de los ejes. Con esto se tiene que para que no se presenten las

deformaciones o las fracturas, hay que mantener las cargas por debajo de los valores descritos, si esto no se cumple se habla de cargas altas o sobrecarga (MARTÍNEZ, 2008).

Los ejes que tienen contacto con cojinetes o seguidores (por ejemplo ejes de levas), en condiciones apropiadas de lubricación y carga, es decir, cuando se siguen procedimientos adecuados de mantenimiento y operación, tendrán una vida útil condicionada por la aparición de la fatiga superficial, mientras que para ejes que no tienen superficies de deslizamiento su vida dependerá del tiempo para formar una fractura por fatiga (MARTÍNEZ, 2008).

2.10.1 *Límite de resistencia a la fatiga o límite de fatiga.* El límite a fatiga varia para los aceros, A lo largo de los años se han tratado de buscar, mediante la relación de numerosos ensayos, correlaciones entre los valores de la resistencia a rotura en tracción (S_{ut}) y del límite de fatiga de la probeta rotatoria (S'_e). Dependiendo del material, se pueden admitir las siguientes aproximaciones (Esteban, 2010):

$$S'_e = 0.5S_{ut} \text{ para } S_{ut} \leq 200\text{kpsi (1400MPa)} \quad (31)$$

$$S'_e = 100\text{kpsi para } S_{ut} > 200\text{kpsi (1400MPa)} \quad (32)$$

Dónde:

S'_e = límite de resistencia a la fatiga en flexión rotativa

S_{ut} = resistencia a la tracción

2.10.2 *Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.* Se asocian una cadena de factores modificadores que son necesarios para relacionar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento (S_e) con los resultados de límite de resistencia a la fatiga obtenidos con probetas de ensayo (S'_e) (Budynas, y otros, 2008).

La ecuación para el límite de fatiga se expresa como:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e \quad (33)$$

Dónde:

K_a = factor de modificación de la condición superficial

K_b = factor de modificación del tamaño

K_c = factor de modificación de la carga

K_d = factor de modificación de la temperatura

K_e = factor de confiabilidad

K_f = factor de modificación de efectos varios

S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso (Budynas, y otros, 2008).

2.10.2.1 *Factor de superficie K_a .* El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión. A fin de determinar expresiones cuantitativas para acabados comunes de parte de máquinas de los diferentes maquinados como (esmerilada, maquinada o estirada en frío, laminada en caliente y forjada) (Budynas, y otros, 2008).

Los datos pueden representarse mediante la ecuación:

$$K_a = a * S_{ut}^b \quad (34)$$

Dónde:

S_{ut} = es la resistencia mínima a la tensión

a, b = constantes que se encuentran en el anexo A

2.10.2.2 *Factor de tamaño K_b .* El factor de tamaño se evaluó a partir de datos experimentales. Cuanto mayor sea el volumen de la pieza sometida a tensiones levadas, mayor será la probabilidad de encontrar un defecto de tamaño crítico que provoque el inicio de la grieta de fatiga. Por ello, se debe considerar este factor de tamaño (Budynas, y otros, 2008).

Los resultados para Flexión y torsión pueden expresarse como:

$$K_b = \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} \quad 0,11 \leq d \leq 2plg \quad (35)$$

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} \quad 2,79 \leq d \leq 51mm \quad (36)$$

$$K_b = 0,91d^{-0,157} \quad 2 < d \leq 10plg2 \quad (37)$$

$$K_b = 1,51d^{-0,157} \quad 51 < d \leq 254mm \quad (38)$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual $K_b = 1$

2.10.2.3 Factor de carga K_c . Cando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con S_{ut} (Budynas, y otros, 2008).

$$K_c = 1 \quad \text{Flexión} \quad (39)$$

$$K_c = 0,85 \quad \text{Axial} \quad (40)$$

$$K_c = 0,59 \quad \text{Torsión} \quad (41)$$

2.10.2.4 Factor de temperatura K_d . La temperatura modifica las propiedades mecánicas de los materiales, además de las resistencias a fluencia, fatiga y última.

La obtención del K_d , resulta muy complicada, se recomienda la realización de pruebas en el laboratorio para su obtención. A continuación se presentan algunas correlaciones válidas para su cálculo (Esteban, 2010).

$$K_d = 1 \quad T \leq 450^\circ C \quad (42)$$

$$K_d = 1 - 5,8 \times 10^{-3}(T - 450) \quad 450^\circ C \leq T \leq 550^\circ C \quad (43)$$

2.10.2.5 Factor de confiabilidad K_e . El análisis que se presenta aquí es aplicable a la dispersión, por lo tanto, el factor de modificación de la confiabilidad aplicable para esto puede escribirse como (Budynas, y otros, 2008):

$$K_e = 1 - 0,08Z_a \quad (44)$$

Dónde:

Z_a = y los valores de cualquier confiabilidad deseada pueden determinarse a partir del Anexo A.

2.10.2.6 Factor de efectos varios K_f . Aunque el factor K_f tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos.

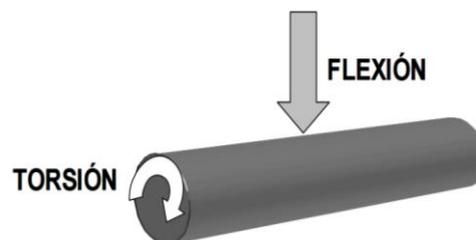
$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (45)$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_t - 1) \quad (46)$$

Los valores para q y K_t , los seleccionamos de las figuras expuestas en el libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

2.11 Cálculo de un eje para resistencia a cargas dinámicas.

Figura 22. Eje expuesto a torsión y flexión



Fuente: <https://encrypted-tbn1.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcSooT46uALVAeyFv1YoCHSj7JaAgIn7xAiwQe1d186w4iWilXmf>

Esfuerzos en ejes de rotación.- Las diferentes configuraciones que se presentan sobre los ejes a raíz de las distribuciones tensionales son:

Esfuerzo axial:

$$\sigma_a = \frac{N}{A} \quad (47)$$

Momento flector:

$$\sigma_f = \frac{Md}{2I} \quad (48)$$

Momento torsor:

$$\tau = \frac{Td}{2J} \quad (49)$$

Dónde:

I = momento de inercia del eje

J = momento polar de inercia del eje

d = diámetro del eje

La tensión equivalente en el eje se representa por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (50)$$

La presencia de flexión en ejes en rotación genera únicamente una tensión alternante pura.

$$\sigma_a = \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad (51)$$

Mientras que la presencia de torsión en ejes en rotación únicamente genera una tensión media pura.

$$\tau_m = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (52)$$

Dónde:

τ_m = esfuerzo constante medio

T = momento torsor continuo

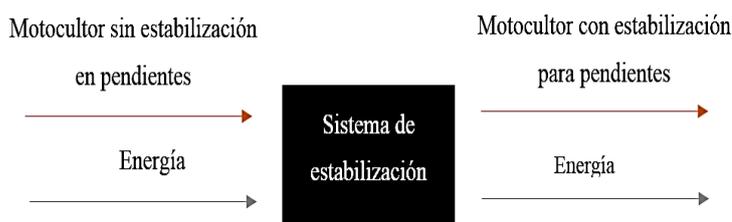
CAPÍTULO III

3. DISEÑO CONCEPTUAL

3.1 Identificación de variables

3.1.1 *Caja negra.* El análisis que se llevara a cabo será mediante la prueba de la caja negra, para logra identificar todos los posibles problemas en el diseño de sistema, en el cual vamos a tomar en cuenta las variables de entra las cuales tenemos que lograr controlarlas mediante un proceso interno que debe realizarse para lograr con el propósito.

Figura 23. Caja negra (sistema de estabilización)



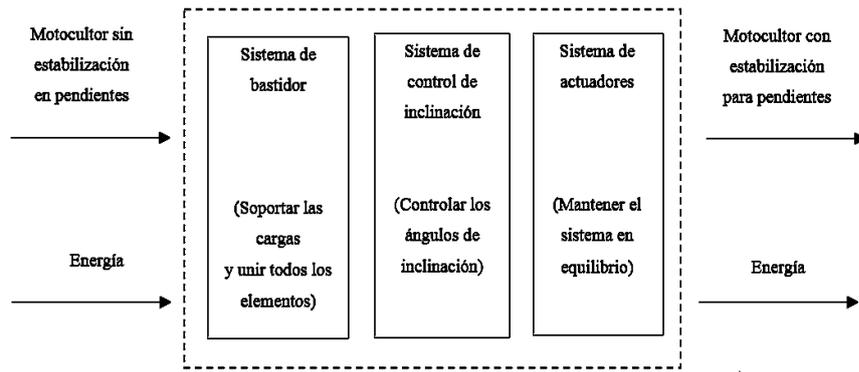
Fuente: Los Autores

3.1.1 *Diagrama de flujo del sistema de estabilización.* Los flujos que circulan por el sistema son:

- *Variables de entrada:* Motocultor sin estabilización, no permite trabajos en pendientes, y la energía suministrada por el motocultor para el movimiento del sistema hidráulico que realizará la estabilización deseada.
- *Variables de salida:* Energía y un mecanismo de estabilización para el trabajo en pendientes
- *Función principal:* Reducir los riesgos de vuelco del motocultor.

3.1.2 *Sistematización funcional.* A través de la caja transparente se detallara las funciones que debe cumplir los diferentes sistemas del prototipo de estabilización para lograr con el resultado propuesto.

Figura 24. Caja transparente



Fuente: Los Autores

- *Sistema de bastidor.* Su función es la de unir los elementos y soportar las cargas y esfuerzos provocados por el sistema de estabilización.
- *Sistema de control de inclinación.* Su función es la de detectar la variación de inclinación del motocultor al momento de su funcionamiento, y además de enviar la información a los actuadores.
- *Sistema de actuadores.* Su función es la de corregir la inclinación del motocultor, mediante las señales enviadas por el sistema de control.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DEL MECANISMO DE ESTABILIZACIÓN Y CONTROL

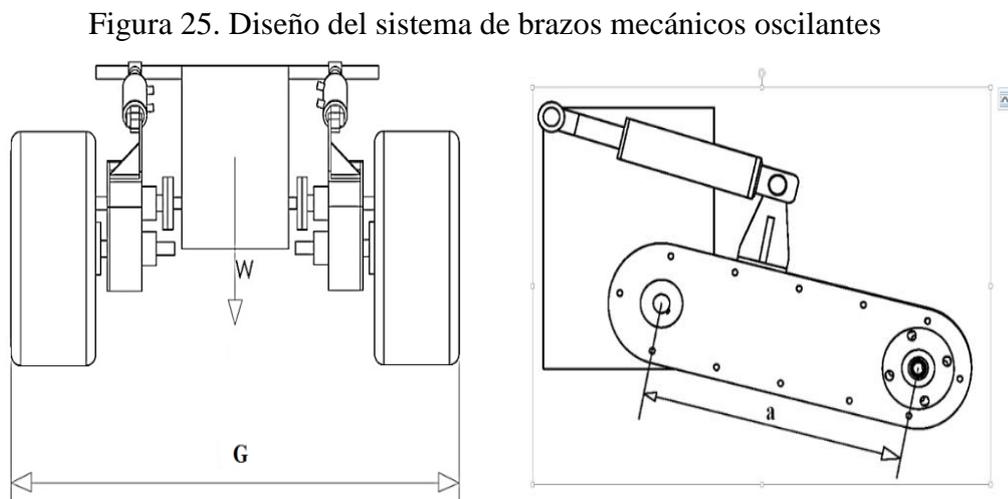
4.1 Diseño Mecánico

En el siguiente apartado se realizara el diseño y selección del conjunto mecánico de la suspensión para su posterior análisis estructural e inserción en el prototipo de estabilización.

4.1.1 Brazos de la suspensión. Son los elementos que permitirán el desplazamiento vertical de las ruedas, además de soportar las cargas a las que va a estar sometido el motocultor en las distintas condiciones de trabajo, los mismos que cumplir con las necesidades propuestas.

4.1.2 Dimensiones del sistema. Para el diseño de los brazos se realizó el dimensionamiento general de la estructura del motocultor, este se detallan a continuación en la siguiente tabla.

Las dimensiones designadas fueron analizadas de acuerdo a las necesidades de diseño y tomando en cuenta el tipo de la máquina y el producto a sembrar las cuales se representan en la siguiente figura.



Fuente: Los Autores

Tabla 7. Dimensiones de los brazos de suspensión

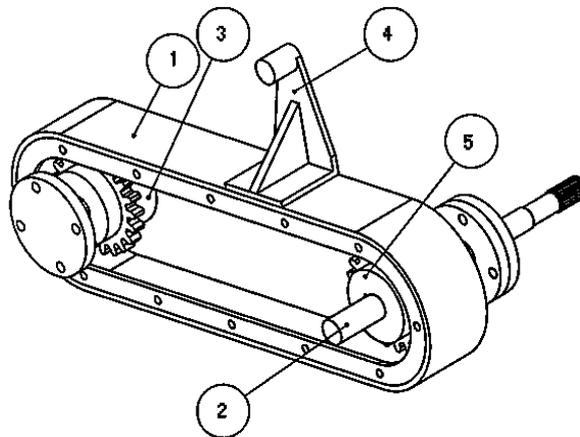
Dimensionamiento de los brazos de suspensión	
Característica	Dimensiones
Distancia entre centros del brazo de suspensión (a)	400 mm
Ancho de vía del motocultor (G)	900 mm
Peso del motocultor (W)	1500 N
Distancia entre los puntos de articulación del actuador y el brazo en el eje y (c). Ver figura 19	250 mm
Distancia entre los puntos de articulación del actuador y el brazo en el eje x (d). Ver figura 19	168 mm
Radio de giro del punto B(R). Ver figura 19	238 mm
Ancho de vía dividido para dos (g).	450 mm

Fuente: Los Autores

4.2 Elementos que conforman los brazos oscilantes

Los elementos que conforman los brazos oscilantes se describen a continuación:

Figura 26. Elementos de los brazos oscilantes.



Fuente: Los Autores

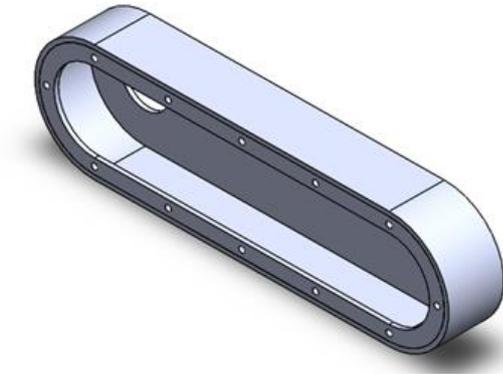
Tabla 8. Elementos de los brazos oscilantes

N°	Elemento
1	Carcasa
2	Ejes de transmisión
3	Porta-rodamientos
4	Soporte del actuador hidráulico
5	Catarinas

Fuente: Los Autores

4.2.1 *Carcasa.* Este elemento alojara al conjunto del sistema de transmisión y servirá como soporte para la articulación del actuador hidráulico, además servirá como depósito de aceite para la lubricación de sus elementos internos.

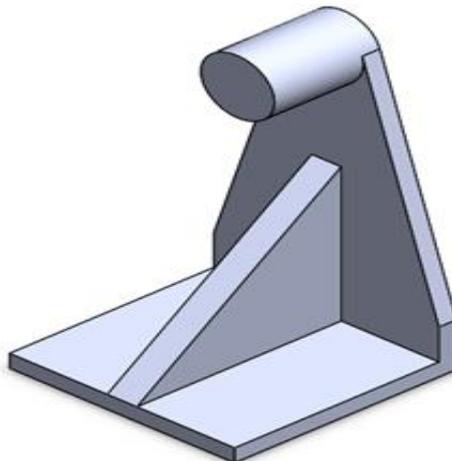
Figura 27. Modelado en SOLIDWORKS de la carcasa de los brazos oscilantes



Fuente: Los Autores

4.2.2 *Soporte para el cilindro hidráulico.* La finalidad de este elemento será la de anclar un extremo del actuador hidráulico permitiendo que este realice la acción del desplazamiento del brazo para la estabilización en las diferentes condiciones de inclinación.

Figura 28. Modelado del soporte para el cilindro hidráulico



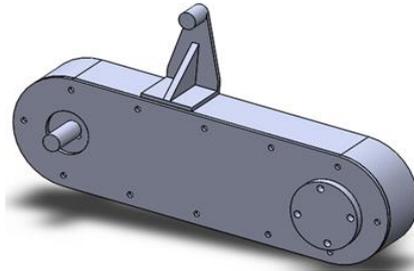
Fuente: Los Autores

4.3 Análisis estático del brazo y soporte del actuador

Una vez realizado el boceto del diseño en SOLIDWORKS, se procede a realizar el análisis estático, las partes a analizar corresponden a la carcasa de los brazos y al

soporte del actuador hidráulico ya que estos permanecen fijos formando un solo conjunto.

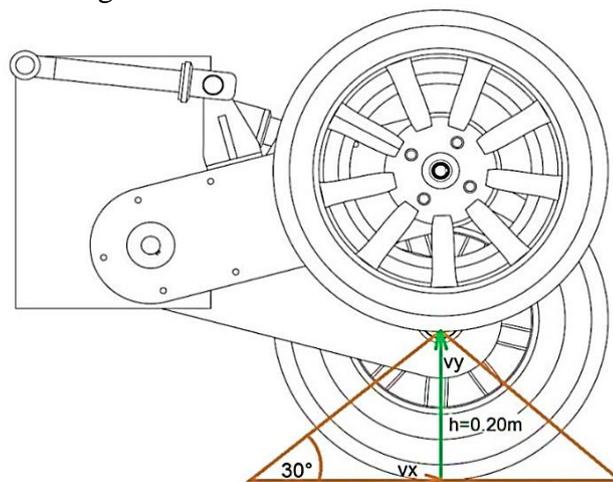
Figura 29. Conjunto carcasa del brazo y soporte hidráulico



Fuente: Los Autores

Fuerza impacto. Para el diseño se asume que el obstáculo a superar por el motocultor tiene una altura de 0,20m y una pendiente de 30°, a una velocidad de trabajo de $V_x = 5,18 \times 10^{-4} \text{ Km/h}$, obtenida mediante estudio de campo donde se realizó mediciones de distancia y tiempo, la masa total del motocultor es de 150 Kg.

Figura 29. DCL obstáculo en el terreno



Fuente: Los Autores

$$V_x \times \text{Tan}(30) = V_y$$

Fórmula para determinar la aceleración vertical:

$$V_y^2 = V_{y0}^2 + 2a_y \times h \quad (53)$$

$$V_{y0}^2 = 0 \text{ m/s}$$

$$a_y = \frac{V_y^2}{2h}$$

En donde:

$$V_x = 0,5186 \text{ m/s}$$

$$V_y = 0,2994 \text{ m/s}$$

a_y = aceleración vertical

h = altura del obstáculo = 0,20 m

$$a_y = \frac{(0,2994 \text{ m/s})^2}{2 \times 0,20 \text{ m}}$$

$$a_y = 0,224 \text{ m/s}^2$$

Mediante la ec. (19), y reemplazando todos estos valores se obtiene una fuerza igual a:

$$F_{imp} = 16,8 \text{ N}$$

Fuerza total del neumático. Reemplazando el valor de la fuerza de impacto en la ec. (18), obtenemos la fuerza total generada en el neumático:

$$F_1 = 766,8 \text{ N.}$$

Fuerza producida por el actuador hidráulico en cualquier posición. Como se mencionó anteriormente los ángulos del sistema están en función del ángulo del terreno por lo que primeramente se realizara el cálculo de estos ángulos, mediante un análisis estadístico en el software Microsoft Excel, a través de las ec. (20, 21), para encontrar la apertura máxima que realizaran los brazos mecánicos y la relación entre estos.

Considerando que:

$$\beta + \theta = 5,54^\circ$$

$$\theta = 54,54 - (\beta_0 \pm \Delta\beta)$$

Figura 30. Relación entre los ángulos del sistema

Relación entre los ángulos del sistema de estabilización					
ϕ	$\Delta\beta$	$\beta=\beta_0+\Delta\beta$	$\theta\downarrow$	$\beta=\beta_0-\Delta\beta$	$\theta\uparrow$
0	0	15	39,54	15	39,54
1	1,12518657	16,1251866	38,4148134	13,8748134	40,6651866
2	2,2514937	17,2514937	37,2885063	12,7485063	41,7914937
3	3,38004782	18,3800478	36,1599522	11,6199522	42,9200478
4	4,5119871	19,5119871	35,0280129	10,4880129	44,0519871
5	5,64846759	20,6484676	33,8915324	9,3515324	45,1884676
6	6,79066952	21,7906695	32,7493305	8,2093305	46,3306695
7	7,93980403	22,939804	31,600196	7,06019597	47,479804
8	9,09712028	24,0971203	30,4428797	5,90287972	48,6371203
9	10,2639132	25,2639132	29,2760868	4,73608683	49,8039132
10	11,4415317	26,4415317	28,0984683	3,55846826	50,9815317
11	12,6313885	27,6313885	26,9086115	2,3686115	52,1713885
12	13,8349697	28,8349697	25,7050303	1,16503029	53,3749697
13	15,053847	30,053847	24,486153	-0,053847	54,593847
14	16,2896906	31,2896906	23,2503094	-1,28969057	55,8296906
15	17,5442842	32,5442842	21,9957158	-2,54428415	57,0842842
16	18,8195424	33,8195424	20,7204576	-3,81954241	58,3595424
17	20,117531	35,117531	19,422469	-5,117531	59,657531
18	21,4404902	36,4404902	18,0995098	-6,44049019	60,9804902
19	22,7908626	37,7908626	16,7491374	-7,7908626	62,3308626
20	24,1713264	39,1713264	15,3686736	-9,17132642	63,7113264
21	25,5848351	40,5848351	13,9551649	-10,5848351	65,1248351
22	27,0346658	42,0346658	12,5053342	-12,0346658	66,5746658
23	28,5244781	43,5244781	11,0155219	-13,5244781	68,0644781

Fuente: Los Autores

Dónde:

ϕ =Ángulo de inclinación del terreno (1-38°)

$\theta\downarrow$ =Complemento del ángulo β del brazo cuando baja

$\theta\uparrow$ =Complemento del ángulo β del brazo cuando sube

Figura 31. Ángulo de inclinación máximo del brazo mecánico del sistema



Fuente: Los Autores

El diseño queda definido para una inclinación de terreno de hasta 38°. Con estos datos procedemos a calcular la variación de longitud del actuador hidráulico en función de los ángulos de inclinación mediante la ec. (25), y con este valor se calcula la máxima fuerza del actuador hidráulico mediante la ec. (30), que nos servirá para el análisis mediante elementos finitos a través del software ANSYS 15.0, el cual hemos escogido para el análisis del brazo el cual es el único elemento que se realizara este tipo de análisis para poder validar el diseño.

Figura 32. Fuerza producida por el actuador hidráulico en cualquier posición

Fuerza producida por el actuador hidráulico en cualquier posición					
ϕ	b↓	b↑	↓Fp	↑Fp	
0	365,0758195	365,0758195	1516,133967	1516,133967	
1	368,8968134	361,2219289	1520,990199	1510,953915	
2	372,6882267	357,3317012	1525,520641	1505,450546	
3	376,4532661	353,4015558	1529,721801	1499,622944	
4	380,1950425	349,4277548	1533,58858	1493,468797	
5	383,9165836	345,4063839	1537,114177	1486,984411	
6	387,6208466	341,3333316	1540,289956	1480,164703	
7	391,3107291	337,204266	1543,105303	1473,003184	
8	394,9890803	333,0146096	1545,547435	1465,491928	
9	398,6587121	328,7595103	1547,601182	1457,621516	
10	402,3224088	324,4338097	1549,248725	1449,380976	
11	405,9829381	320,0320069	1550,469275	1440,757696	
12	409,6430609	315,5482178	1551,238699	1431,737325	
13	413,3055417	310,9761283	1551,529066	1422,303647	
14	416,9731593	306,3089414	1551,308102	1412,438435	
15	420,6487177	301,5393161	1550,538534	1402,121277	
16	424,3350572	296,6592969	1549,177291	1391,329373	
17	428,0350666	291,6602319	1547,174537	1380,037297	
18	431,7516962	286,5326771	1544,472479	1368,216717	
19	435,4879714	281,2662839	1541,003897	1355,836074	
20	439,2470084	275,849666	1536,690314	1342,860198	
21	443,0320312	270,2702412	1531,439703	1329,249871	
22	446,846391	264,5140405	1525,143573	1314,961311	
23	450,6935885	258,5654781	1517,673239	1299,945572	

Fuente: Los Autores

De acuerdo con el análisis realizado en el programa Excel en el cual se utiliza la fórmula general obtenida a través del uso de ecuaciones conocidas y haciendo el análisis para diferentes tipos de inclinación del terreno y relacionando las posiciones de los brazos en cualquier posición obtenemos que la fuerza máxima producida en el actuador es igual a $F_p = 1551,53$ N, cuando el motocultor está sobre un terreno con una inclinación de 26°.

Figura 33. Fuerza máxima del actuador para el sistema



Fuente: Los Autores

4.3.1 *Análisis del mecanismo en ANSYS 15.0.* El análisis corresponde al conjunto del brazo y el soporte del actuador hidráulico como se muestra en la figura 29.

Datos:

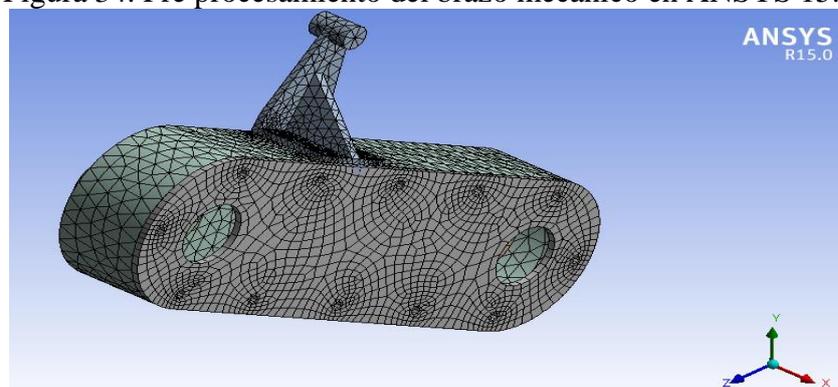
Fuerza del actuador hidráulico = 1551,53 N

Fuerza total sobre el neumático = 766,8 N

Pasos para el análisis en el software:

4.3.1.1 *Pre procesamiento.* Con la ayuda del software SOLIDWORKS, modelamos el conjunto de los brazos mecánicos, para luego ser importado a software de análisis ANSYS 15.0, luego realizamos el mallado del conjunto, donde también se insertó como material un acero estructural.

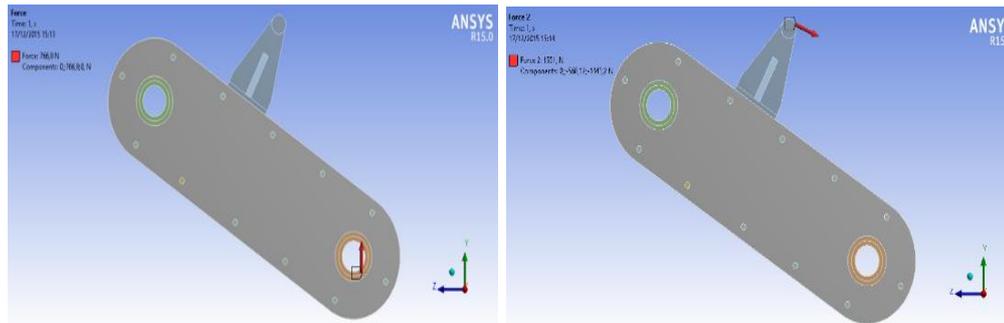
Figura 34. Pre procesamiento del brazo mecánico en ANSYS 15.0



Fuente: Los Autores

4.3.1.2 Procesamiento. Este apartado corresponde a la aplicación de las fuerzas y restricciones en el conjunto. En el punto (O) se colocó un soporte cilíndrico el cual estará sujeto a rotación, en el punto (B) se insertó la fuerza máxima producida por el actuador hidráulico lineal, en el (A) se aplicó la fuerza total sobre el neumático Ver figura 21.

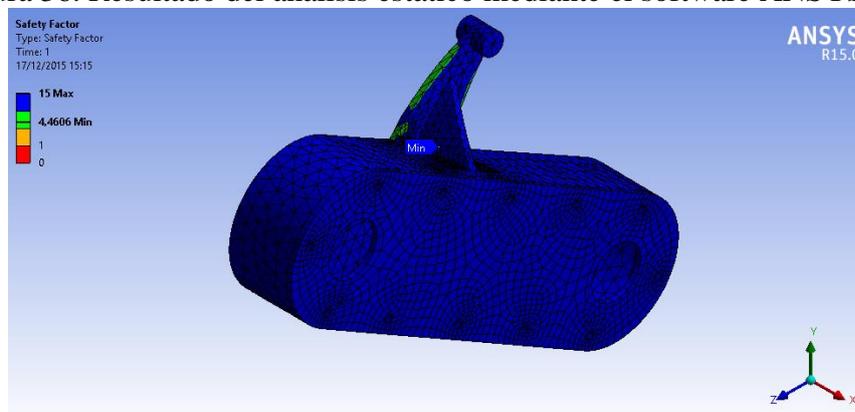
Figura 35. Ubicación de fuerzas sobre el brazo mecánico en el software ANSYS 15.0



Fuente: Los Autores

4.3.1.3 Post procesamiento. Corresponde a la verificación de resultados, donde se determinó un factor de seguridad mínimo de 4,46 el cual es viable para este mecanismo.

Figura 36. Resultado del análisis estático mediante el software ANSYS 15.0

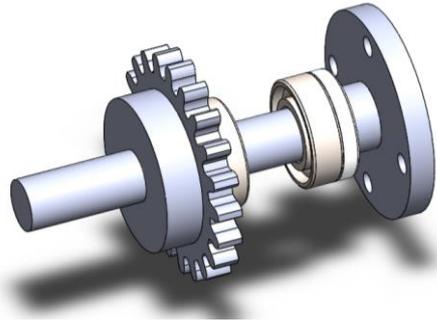


Fuente: Los Autores

4.4 Ejes de transmisión.

Los ejes de transmisión que se detallaran a continuación el eje de transmisión inductor se acoplaran al eje de salida del diferencial mediante una unión empernada, en el eje se acoplará la catarina inductora mediante una chaveta. El eje de transmisión inducido llevará la catarina inducida en las cuales se tensará la cadena, en este eje se empernará la rueda de la máquina.

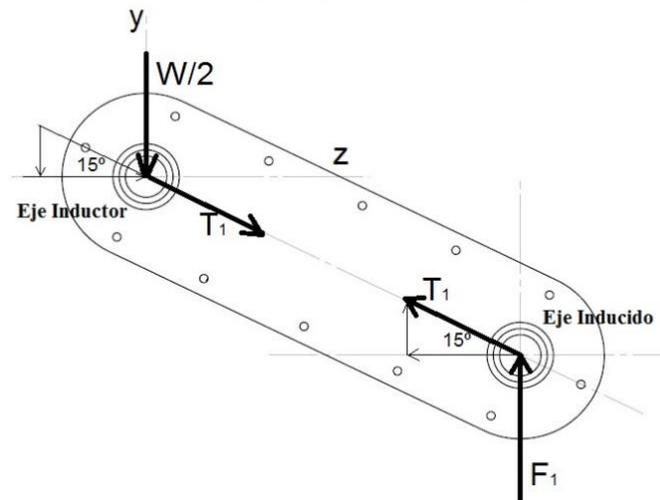
Figura 37. Ejes de transmisión



Fuente: Los Autores

4.4.1 *Diseño del eje de transmisión.* En el diseño de los brazos, se tiene dos ejes de transmisión, uno actúa como eje inductor y el otro como eje inducido, en los cuales actúan cargas diferentes por lo que es necesario realizar el análisis para cada eje, Ver figura 13.

Figura 38. DCL de las cargas aplicadas a los ejes de transmisión



Fuente: Los Autores

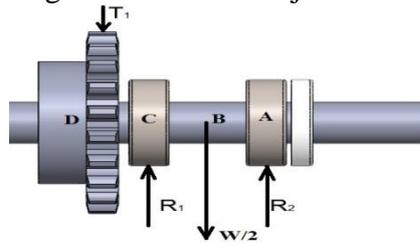
4.4.1.1 *Eje de transmisión inductor.* Cálculo de las reacciones, cortante y momento flector tomando en cuenta la carga generada por el peso y el torque del motor a actuar en el sistema:

$$P = 10HP = 7456,99 W$$

$$W = 110kg$$

$$\omega = 30RPM$$

Figura 39. DCL del eje inductor



Fuente: Los Autores

Torque generado por el motor:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{P(\text{Watts})}{\omega(\text{RPM}) \times \frac{2\pi}{60}} \quad (54)$$

$$T = 2373,63 \text{ Nm}$$

Torque generado por el neumático en las catarinas:

$$D_{\text{Neumático}} = 400 \text{ mm}$$

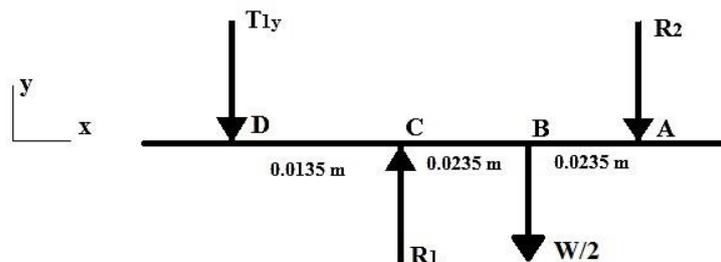
$$T_1 = \frac{T}{r_{\text{Neumático}}} = \frac{2373,63 \text{ Nm}}{0,20 \text{ m}}$$

$$T_1 = 11868,16 \text{ N}$$

$$T_1 = 1209,8 \text{ kg}$$

Aplicando condiciones de equilibrio en el plano (x, y), en la figura 36, tenemos que:

Figura 40. DCL fuerzas actuantes del eje inductor, plano x, y



Fuente: Los Autores

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-T_{1y} + R_1 + R_2 - \frac{W}{2} = 0$$

$$R_1 + R_2 = 368,12 \text{ kg}$$

$$\Sigma M_B = 0$$

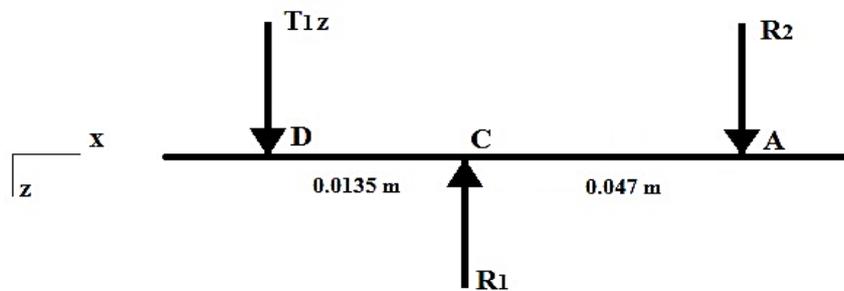
$$-(R_1 \times 0,047) + (T_{1y} \times 0,0605) + \left(\frac{W}{2} \times 0,0235\right) = 0$$

$$R_1 = 430,55 \text{ kg}$$

$$R_2 = 62,43 \text{ kg}$$

Aplicando condiciones de equilibrio en el plano (x, z), en la figura 36, tenemos que:

Figura 41. DCL fuerzas actuantes del eje inductor, plano x, z.



Fuente: Los Autores

$$\Sigma F_z = 0$$

$$-T_{1z} + R_1 + R_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = 1182,69 \text{ kg}$$

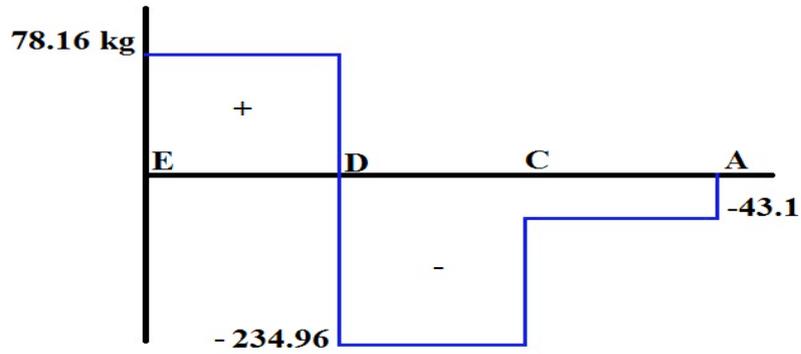
$$\Sigma M_B = 0$$

$$-(R_1 \times 0,047) + (T_{1z} \times 0,0605) = 0$$

$$R_1 = 1\,522,39 \text{ kg}$$

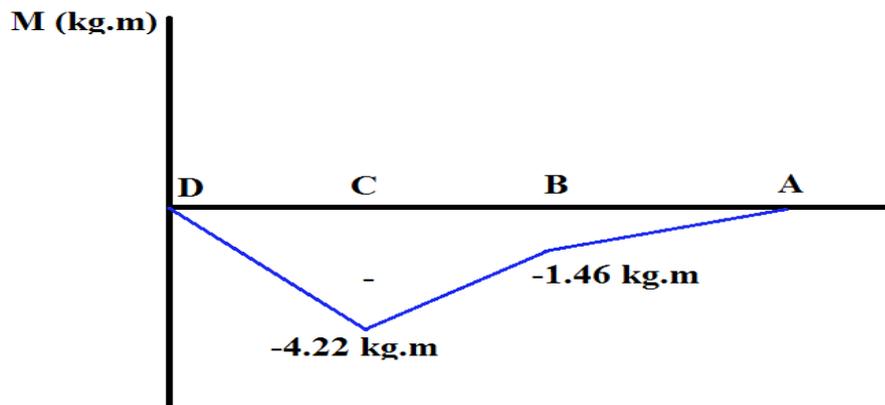
$$R_2 = 339,7 \text{ kg}$$

Figura 42. Diagrama de esfuerzo cortante del eje inductor, plano x, y



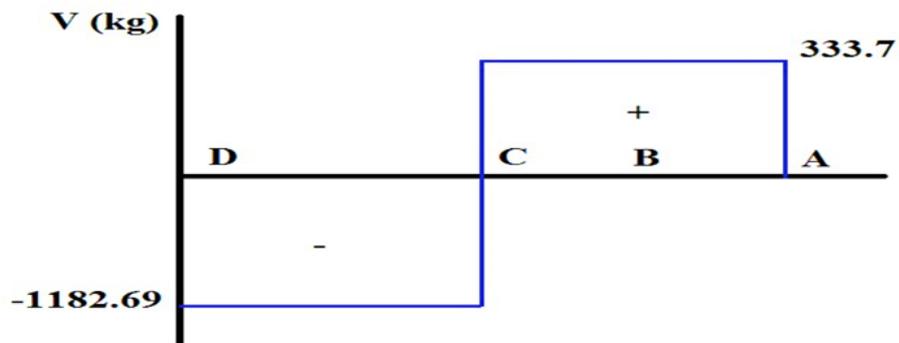
Fuente: Los Autores

Figura 43. Diagrama de momento flector del eje inductor, plano x, y



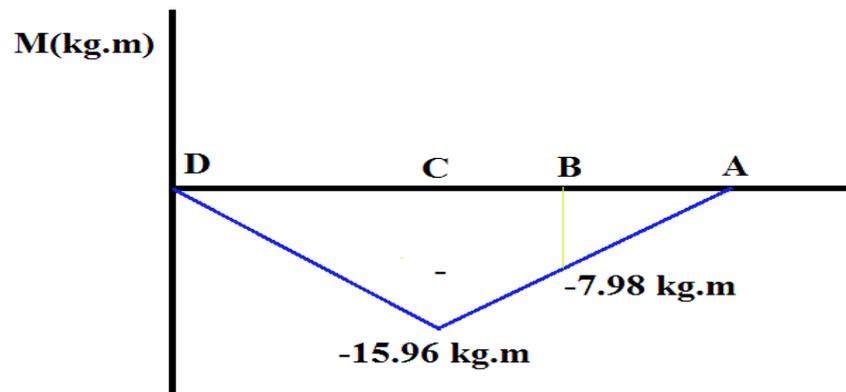
Fuente: Los Autores

Figura 44. Diagrama de esfuerzo cortante del eje inductor, plano x, z



Fuente: Los Autores

Figura 45. Diagrama de momento flector del eje inductor, plano x, z



Fuente: Los Autores

Momentos resultantes en la sección C y B.

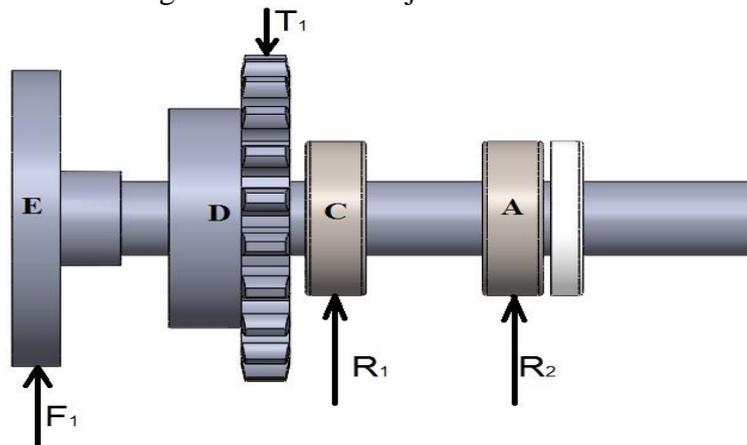
$$M_{RC} = \sqrt{(-4.22)^2 + (-15.96)^2} = 16,5 \text{ kg.m}$$

$$M_{RB} = \sqrt{(-1.46)^2 + (-7.98)^2} = 8,11 \text{ kg.m}$$

4.4.1.2 Eje Inducido. Cálculo de las reacciones, cortante y momento flector tomando en cuenta la carga generada por la normal del piso a causa del peso del motocultor, más una fuerza de impacto F_1 , y el torque del motor:

$$F_1 = 766,8N = 78,16kg$$

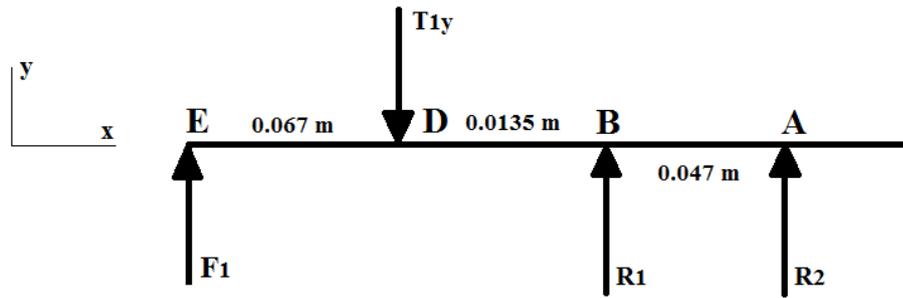
Figura 46. DCL del eje inducido



Fuente: Los Autores

Aplicando condiciones de equilibrio en el plano (x, y), en la figura 43, tenemos que:

Figura 47. DCL fuerzas actuantes del eje inducido, plano x, y



Fuente: Los Autores

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_1 + R_1 + R_2 - T_{1y} = 0$$

$$R_1 + R_2 = 234,52 \text{ kg}$$

$$\Sigma M_B = 0$$

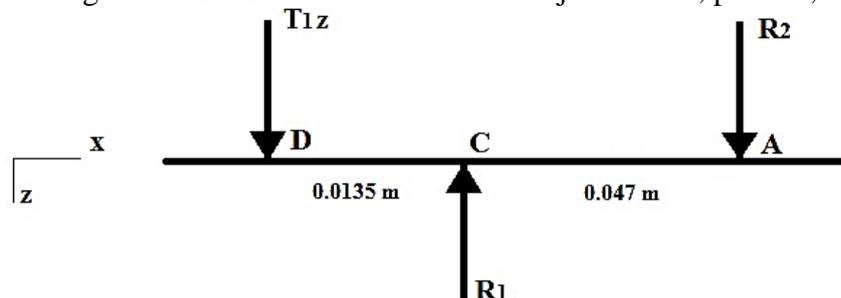
$$-(F_1 \times 0,127) + (T_{1y} \times 0,0605) + (R_1 \times 0,047) = 0$$

$$R_1 = 191,86 \text{ kg}$$

$$R_2 = 42,65 \text{ kg}$$

Aplicando condiciones de equilibrio en el plano (x, z), en la figura 43, tenemos que:

Figura 48. DCL fuerzas actuantes del eje inductor, plano x, z.



Fuente: Los Autores

$$\Sigma F_z = 0$$

$$-T_{1z} + R_1 + R_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = 1182,69 \text{ kg}$$

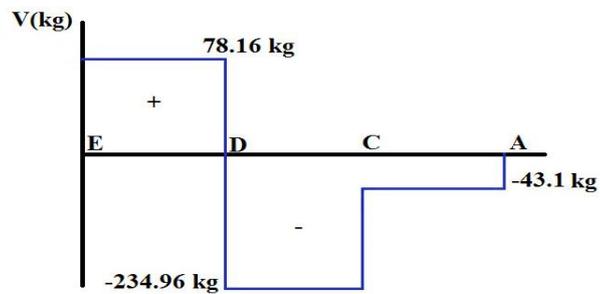
$$\Sigma M_B = 0$$

$$-(R_1 \times 0,047) + (T_{1z} \times 0,0605) = 0$$

$$R_1 = 152,39 \text{ kg}$$

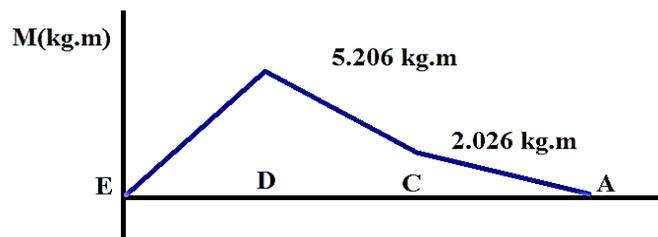
$$R_2 = 339,7 \text{ kg}$$

Figura 49. Diagrama de esfuerzo cortante del eje inducido, plano x, y



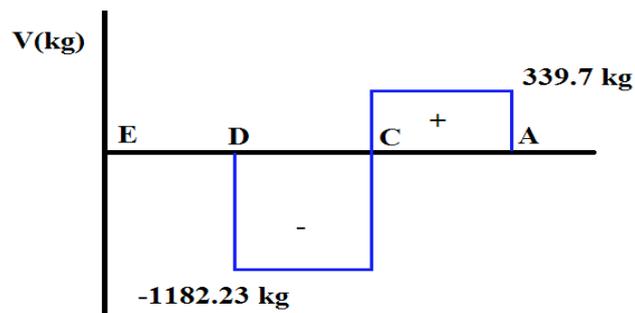
Fuente: Los Autores

Figura 50. Diagrama de momento flector del eje inducido, plano x, y



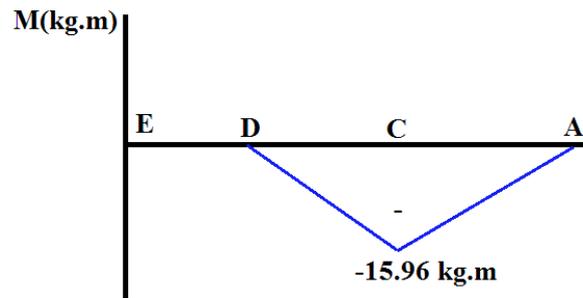
Fuente: Los Autores

Figura 48. Diagrama de esfuerzo cortante del eje inducido, plano x, z



Fuente: Los Autores

Figura 51. Diagrama de momento flector del eje inducido, plano x, z



Fuente: Los Autores

Momentos resultantes en la sección C y B.

$$M_{RD} = 5, kg.m$$

$$M_{RC} = \sqrt{(2,026)^2 + (-15,96)^2} = 16,08 kg.m$$

Por razones de diseño y mecanizado los ejes de transmisión se los fabricara de un acero de transmisión AISI 4340 laminado en caliente (Ver Anexo B), sin cambios de sección, tomando en cuenta el momento máximo generado sobre el eje, que en este caso es en el punto C del eje inductor, de la figura 36. Este análisis servirá tanto para los ejes inductores e inducidos.

4.4.1 Propiedades de acero AISI 4340

Resistencia a la tracción, $S_{ut} = 250000 \text{ psi} = 250 \text{ kpsi} = 1720 \text{ Mpa}$

Limite elástico, $S_y = 230000 \text{ psi} = 230 \text{ kpsi} = 1590 \text{ Mpa}$

Porcentaje de alargamiento 10%

Dureza $BH = 486$

Reducción de área = 40 %

4.4.2.1 Diseño por fatiga de los ejes de transmisión. Dado que los ejes estarán expuestos a flexión, se debe considerar el fenómeno de fatiga. Primeramente se calculó el límite de esfuerzo a fatiga S_e , que esta corregido para algunos factores, mediante la ec. (33).

$$s_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times S_e'$$

Calculo del factor de acabado superficial (K_a). Los coeficientes para el cálculo del factor superficial se establecen de acuerdo a la necesidad estas cantidades se detallan en el Anexo A estos valores son:

$$a = 2,70$$

$$b = -0,265$$

$$S_{ut} = 250 \text{ kpsi}$$

Dado que el eje esta maquinado, mediante la ec. (34), se obtuvo el valor del factor superficial.

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

$$K_a = 2,70 * 250^{-0,265}$$

$$K_a = 0,625$$

Calculo del factor de tamaño (K_b). Mediante la ec. (36), para el cual se estableció el diámetro supuesto del eje de 25,4 mm, se calculó el factor de tamaño.

$$d = 25,4 \text{ mm}$$

$$K_b = 1,24d^{-0,107}$$

$$K_b = 1,24(25,4)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,877$$

Calculo del factor de carga K_c . La resistencia a la fatiga se establece para pruebas a flexión rotativa por lo que de acuerdo con la ec. (39), este factor es:

$$K_c = 1$$

Calculo del factor por temperatura (K_d). El eje estará sometido a temperaturas inferiores a 450°C, y de acuerdo con la ec. (42), se definió el valor del factor de temperatura:

$$K_d = 1$$

Calculo del factor de confiabilidad (K_e). Se estima para el diseño de los ejes una confiabilidad del 99,99 %, obteniendo un factor establecido en el Anexo A de:

$$K_e = 0,702$$

Factor de efectos varios (K_f). Debido a que no existe concentrador de esfuerzos, y cambios de secciones en los ejes de transmisión el factor por efectos varios es:

$$K_f = 1$$

Mediante la ec. (33), se procedió a calcular el valor del límite de fatiga corregido sabiendo que:

Según la ec. (31), obtenemos que:

$$S'_e = 0,5S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5 \times 250 \text{ kpsi}$$

$$S'_e = 125 \text{ kpsi}$$

Luego reemplazando todos los valores se obtuvo:

$$S_e = 0,625 \times 0,877 \times 1 \times 1 \times 0,702 \times 1 \times 125 \text{ kpsi}$$

$$S_e = 48,09 \text{ kpsi}$$

$$S_y = 230 \text{ kpsi}$$

$$M_a = 16,5 \text{ kg.m} = 1431,7 \text{ lb.plg}$$

$$T_m = 2373,63 \text{ N.m} = 20995 \text{ lb.plg}$$

$$n = 1 \text{ Factor de seguridad}$$

Aplicando la teoría de soderberg, mediante la siguiente ecuación se determinó el valor del diámetro del eje de transmisión:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} \times \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} \times K_f \times M_a \right)^2 + \left(T_m + \frac{S_y}{S_e} \times K_{fs} \times T_a \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (55)$$

$$d = \left[\frac{32 \times 1}{\pi \times (230)} \times \sqrt{\left(230/48,09 \times 1431,7 \right)^2 + (20995)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,982 \text{ plg} = 24,95 \text{ mm}$$

Se Procedió a recalcular el factor de tamaño con el diámetro del eje real obtenido, y luego el límite de fatiga real:

$$d = 24,95 \text{ mm}$$

$$K_b = 1,24d^{-0,107}$$

$$K_b = 1,24(24,95)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,878$$

$$S_e = 0,625 \times 0,878 \times 1 \times 1 \times 0,702 \times 1 \times 125 \text{ kpsi}$$

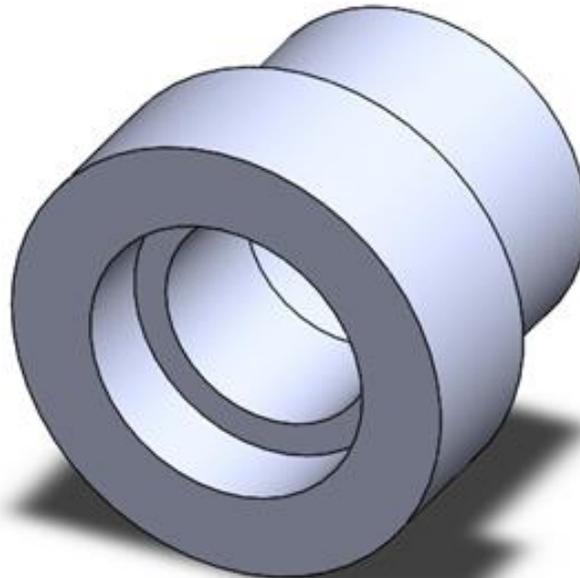
$$S_e = 48,1 \text{ kpsi}$$

Se puede observar que a través del cálculo el S_e es igual a 48,1 kpsi

Ya que el valor real de límite de fatiga no se modificó a razón del factor de tamaño modificado se fabricaran los ejes de diámetro 25 mm, ya que se cuenta con los rodamientos para esas dimensiones para reducir costo en la construcción del prototipo.

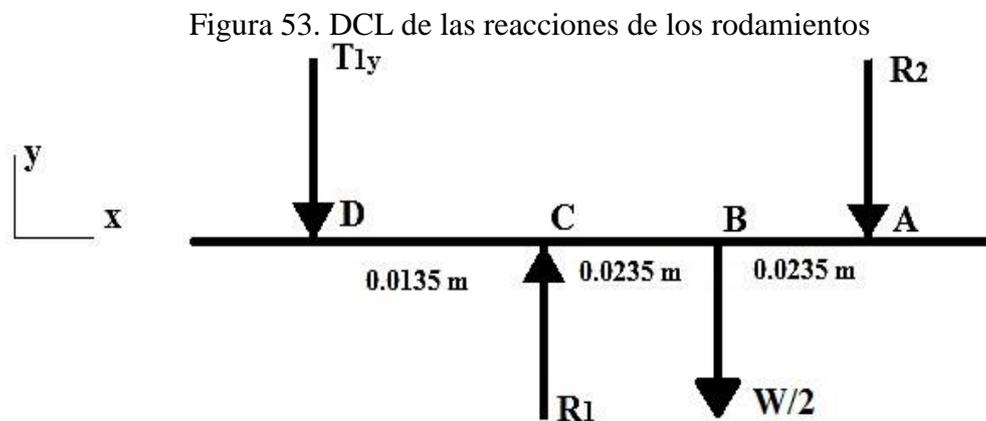
4.4.3 *Porta-rodamientos.* Está compuesto por rodamientos y sellos encargados de proteger de los efectos de la fricción al eje además de permitir que este gire libremente sin fuga de aceite de la caja.

Figura 52. Modelado en SOLIDWORKS del Porta-rodamientos



Fuente: Los Autores

Selección de los rodamientos. Para la selección de los rodamientos se consideró la reacción máxima en los puntos de anclaje de los rodamientos, mediante un análisis estático del eje realizado anteriormente.



Fuente: Los Autores

Donde se obtuvo como resultado los siguientes valores:

$$R_l = R_{max} = 430,55 \text{ Kg}$$

$$W = 110 \text{ Kg}$$

$$\omega = 30 \text{ RPM del motor}$$

$$p = 3, \text{ (factor exponencial para rodamiento de bolas)}$$

Calculo de la duración nominal. De acuerdo con los valores orientados de vida nominal requeridos para diferentes aplicaciones de los rodamientos y clases de máquinas especificadas en el Anexo C, se seleccionó una vida nominal en horas para maquinaria agrícola de:

$$L_{10h} = 3000h$$

De acuerdo con la ec. (13), se calculó la capacidad de carga del rodamiento:

$$C = P_d \left(\frac{L_{10h} 60n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}}$$

Donde P_d , representa únicamente la carga radial que actúa sobre el rodamiento, de acuerdo con la ec. (14), se establece que $P_d = F_r = R_l = 430,55 \text{ Kg} = 4323,69 \text{ N}$, siendo esta la reacción máxima que presenta el sistema en el plano vertical y servirá para dimensionar todos los rodamientos del sistema.

Dando como resultado una capacidad de carga de:

$$C = 4323,69 \text{ N} \left(\frac{3000 \times 60 \times 30}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 7583,75 \text{ N}$$

$$C = 7,58 \text{ kN}$$

Del catálogo de rodamientos FAG, se verifico que el rodamiento de serie 6205 es el más recomendable para este tipo de maquinaria y trabajo, y es material propio con el que disponemos, el cual en buena hora cumple con las necesidades del sistema al presentar las siguientes características:

Figura 54. Características del rodamiento serie 6205

Capacidad de carga		Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares		
dyn. C	stat. C ₀				Rodamiento	D ₁ min	D ₃ max
kN		min ⁻¹		FAG	mm		
12,7	6,55	18000	19000	6204	25,6	41,4	1
12,7	6,55	18000	19000	S6204.W203B	25,6	41,4	1
12,7	6,55	15000	19000	6204.2ZR	25,6	41,4	1
12,7	6,55	10000		6204.2RSR	25,6	41,4	1
12,7	6,55	10000		S6204.2RSR.W203B	25,6	41,4	1
12,7	6,55	10000		62204.2RSR	25,6	41,4	1
16	7,8	34000	18000	6304	27	45	1
16	7,8	34000	18000	S6304.W203B	27	45	1
16	7,8	14000	18000	6304.2ZR	27	45	1
16	7,8	9500		6304.2RSR	27	45	1
16	7,8	9500		62304.2RSR	27	45	1
30,5	15	26000	15000	6404	29	63	1
7,2	4,65	19000	14000	16005	27	45	0,3
10	5,85	36000	17000	6005	28,2	43,8	0,6
10	5,85	36000	17000	S6005.W203B	28,2	43,8	0,6
10	5,85	15000	17000	6005.2ZR	28,2	43,8	0,6
10	5,85	10000		6005.2RSR	28,2	43,8	0,6
10	5,85	10000		S6005.2RSR.W203B	28,2	43,8	0,6
14	7,8	17000	17000	6205	30,6	46,4	1
14	7,8	17000	17000	S6205.W203B	30,6	46,4	1
14	7,8	14000	17000	6205.2ZR	30,6	46,4	1
14	7,8	9000		6205.2RSR	30,6	46,4	1
14	7,8	9000		S6205.2RSR.W203B	30,6	46,4	1

Fuente: Rodamientos FAG (Catálogo WL 41 520/3 SB)

Según la ec. (15), $C_r > C$ podemos determinar que el rodamiento es idóneo para el trabajo requerido.

$$14kN > 7.58kN$$

4.4.4 Selección de la transmisión. Para lograr cambiar de una transmisión de eje rígido a una transmisión flexible a un motocultor, se hace uso de catarinas y cadenas dispuestas a lo largo del brazo oscilante según el diseño propuesto para el sistema.

Catarinas. Las catarinas seleccionadas están fabricadas en un Acero 1045 con temple superficial, permitiendo soportar grandes cargas. La relación de transmisión entre catarinas será de 1:1, es decir se mantendrá el mismo número de revoluciones.

Figura 55. Catarinas



Fuente: <http://bsctuty.in/images/2.jpg>

El paso de la catarina conductora será el mismo que el de la catarina conducida (paso: (5/8') 1.58cm y 21 dientes)

Cadena. La cadena seleccionada comercialmente corresponde a una de rodillos de número 50 de alto desempeño.

Figura 56. Características de la cadena numero 50

Número de cadena	Paso (pulg)	Diámetro del rodillo	Ancho del rodillo	Espesor de placa lateral	Resistencia promedio a la tensión (lb)
25	1/4	Ninguno	—	0.030	925
35	3/8	Ninguno	—	0.050	2100
41	1/2	0.306	0.250	0.050	2000
40	1/2	0.312	0.312	0.060	3700
50	5/8	0.400	0.375	0.080	6100
60	3/4	0.469	0.500	0.094	8500
80	1	0.626	0.625	0.125	14 500
100	1 1/4	0.750	0.750	0.156	24 000
120	1 1/2	0.875	1.000	0.187	34 000
140	1 3/4	1.000	1.000	0.219	46 000
160	2	1.125	1.250	0.250	58 000
180	2 1/4	1.406	1.406	0.281	80 000
200	2 1/2	1.562	1.500	0.312	95 000
240	3	1.875	1.875	0.375	130 000

Fuente: <http://image.slidesharecdn.com/transmisionporcorreaycadena-150628003101-lva1-app6892/95/trtransmisionporcorreaycadena-44-638.jpg?cb=1435451571>

La distancia entre centros de las catarinas es de 400mm, lo cual se encuentra dentro de los rangos que se establecen por la ec. (2), para un paso de cadena de 5/8'

La longitud de cadena necesaria se calculó a partir de la ec. (3), dando como resultado una $L = 71.6$ eslabones, como el resultado no es un número par se asume un total de 72 eslabones.

4.5 Diseño Hidráulico

4.5.1 Características del Actuador hidráulico lineal. Las características y exigencias de los cilindros hidráulicos se calcularon de acuerdo a las ecuaciones de la tabla 3, tomando en cuenta los requerimientos del sistema.

Los cilindros hidráulicos seleccionados son de doble efecto telescópicos.

Tabla 9. Características del actuador hidráulico lineal

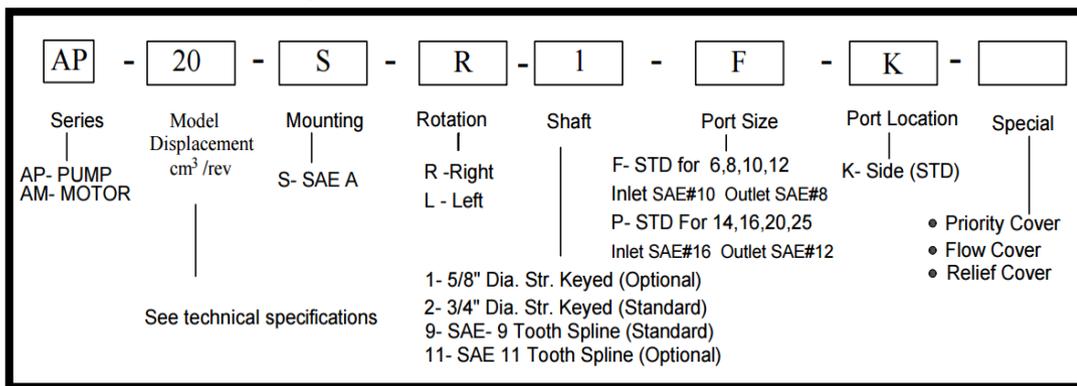
Características	Magnitud	unidad
Carrera	300	mm
Diámetro del embolo	50	mm
Diámetro del vástago	25	mm

Caudal	175,37	cm ³ /s
Presión	3600	psi
Fuerza del cilindro al avance	48766,54	N
Fuerza del cilindro al retroceso	1242,77	N
Velocidad de avance	8,93	cm/s
Velocidad de retroceso	11,90	cm/s
Tiempo de carrera de avance	1,68	s
Tiempo de carrera de retroceso	1,25	s

Fuente: Los Autores

4.5.2 Característica de la bomba hidráulica. Considerando los parámetros anteriores se seleccionó una bomba hidráulica de engranajes cuyo modelo es AP06-SR2FK71, la cual se detalla a continuación.

Figura 57. Modelo de la bomba hidraulica



Fuente: <http://www.intlfpa.com/catalog/dwf/ec-model.pdf>

Las especificaciones técnicas de la bomba hidráulica se detallan a continuación en la siguiente imagen.

Figura 58. Especificaciones técnicas

IFP Code	Model	Theoretical Displacement		Pump Flow GPM @1800 RPM/3000 PSI	Minimum RPM	Maximum RPM	Max. Continuous Pressure (PSI)	Approx. Weight lbs (kg)
		in ³ /rev.	cm ³ /rev.					
AP:Pump	6	0.38	6	2.78	600	3000	3600	4.4 (2.0)
	8	0.52	8	3.81		3000	3600	4.6 (2.1)
	10	0.62	10	4.38		3000	3600	4.8 (2.2)
AM: Motor	12	0.76	12	5.39		3000	3600	5.0 (2.3)
	14	0.85	14	6.32		3000	3600	5.3 (2.4)
	16	0.98	16	7.21		3000	3000	5.5 (2.5)
	20	1.22	20	9.18		3000	3000	5.7 (2.6)
	25	1.53	25	11.20		3000	3000	5.9 (2.7)

Fuente: <http://www.intlfpa.com/catalog/dwf/ec-model.pdf>

4.5.3 *Válvula direccional de control con solenoide.* Para el control de los actuadores se ha seleccionado una válvula direccional 4x3, por la necesidad de lograr que los actuadores se mantengan con un desplazamiento proporcional al avance y retorno según la información del sensor de inclinación, ya que esta válvula nos permite mantener a los actuadores en diferentes posiciones de desplazamiento, lo que no se logra con una válvula 4x2.

El modelo de la válvula direccional es el siguiente:

Figura 59. Designación de una válvula direccional DG038C12VDC82DN

D	G	03	8C	12VDC	82	DN
1	2	3	4	5	6	7

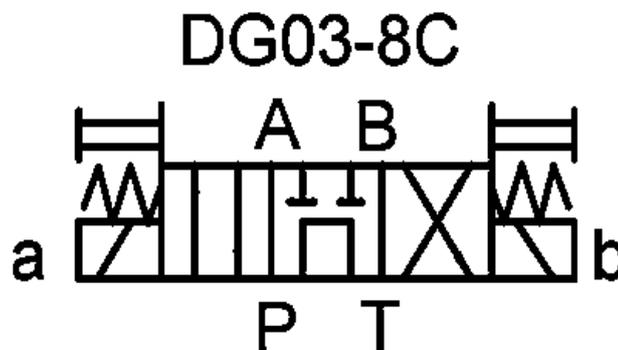
Fuente: Los Autores

Tabla 10. Características de la válvula distribuidora DG038C12VDC82DN.

Designación	Significado
1	Válvula de control direccional
2	Colector o placa montaje
3	Tamaño nominal de la válvula (CETOP 3 and ISO 4401-03)
4	Centro Tándem (P a T)
5	Doble solenoide con resorte centrado
6	12 voltios a corriente continua
7	Número de diseño 82
8	DIN 43650 bobina c / w (Luces indicadoras)

Fuente: Los Autores

Figura 60. Simbología de la válvula direccional



Fuente: <http://www.coastalhydraulics.net/technical-library/International%20Fluid%20Power%20of%20America/Dir%20Control%20D03-D05-D07-D08-D10-MD20-MD50-VCD25.pdf>

4.5.4 *Válvula reguladora de caudal.* Son conocidas también como válvulas de vacío, se suelen usar para obtener un control de velocidad en los actuadores.

4.5.5 *Deposito hidráulico.* Su principal labor es la de almacenar el fluido hidráulico, además de otras funciones como reducir la temperatura y dispersar el aire del aceite.

4.5.6 *Fluido hidráulico.* Es un líquido capaz de transferir la potencia hidráulica que produce la bomba hacia los elementos de control y diferentes actuadores hidráulicos del sistema, además de minimizar fugas y disipar el calor. Estos fluidos deben ser lubricantes, refrigerantes, anticorrosivos, soportar temperaturas sin evaporarse, soportar altas presiones, absorber ruido y vibraciones. (Delnero, 2007)

4.5.7 *Tuberías y racores.* Para conectar entre sí los distintos elementos que integran un circuito hidráulica se usan dos tipos de tubos: Rígidos y flexibles.

Las tuberías rígidas son tubos de acero que soportan altas presiones, los cuales son obtenidos por estirado y recocidos sucesivos.

Las tuberías flexibles se usan para alimentar aquellos órganos receptores que modifican su posición respecto a los demás durante su funcionamiento, o bien cuando el uso de tuberías rígidas no resulta aconsejable por la presencia de vibraciones debidas al funcionamiento (Delnero, 2007).

4.5.8 *Filtros.* Su función principal es la de retener partículas y contaminantes insolubles en el fluido, mediante el uso de un material poroso. De esta manera se consigue alargar la vida útil de la instalación, debido a que se trabaja con un fluido limpio y no contaminado. (Delnero, 2007)

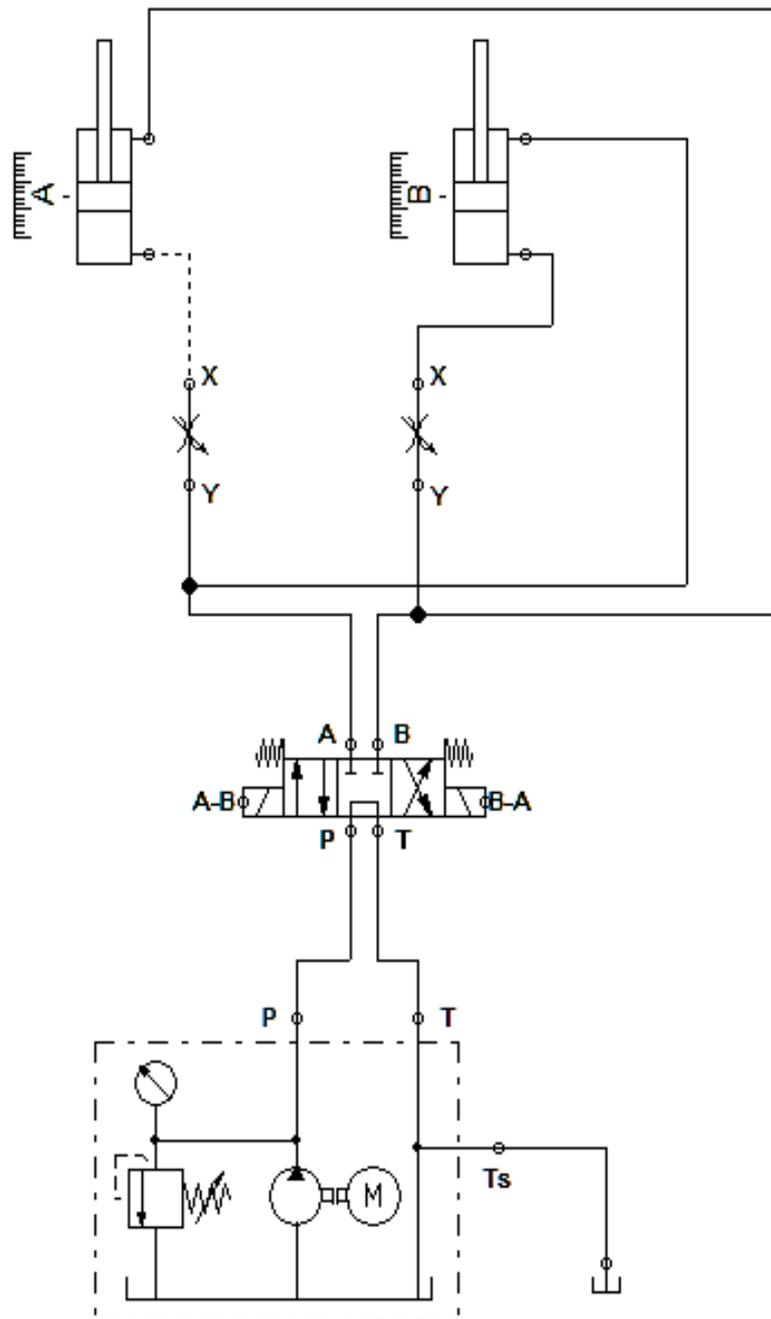
4.5.9 *Manómetros.* Es un instrumento que se utiliza para medir la diferencia entre la presión de un depósito hidráulico cerrado y la presión atmosférica.

4.5.10 *Diagrama de circuito hidráulico.* El funcionamiento del circuito hidráulico del sistema de estabilización parte del sistema electrónico, el cual censura las desviaciones del centro de gravedad de la maquina a causa de irregularidades e

inclinaciones que se presentan al momento de operar el mecanismo. Estas señales eléctricas permitirán a la electroválvula distribuidora activar los actuadores con el fin de mantener sin desviaciones el centro de gravedad de la máquina.

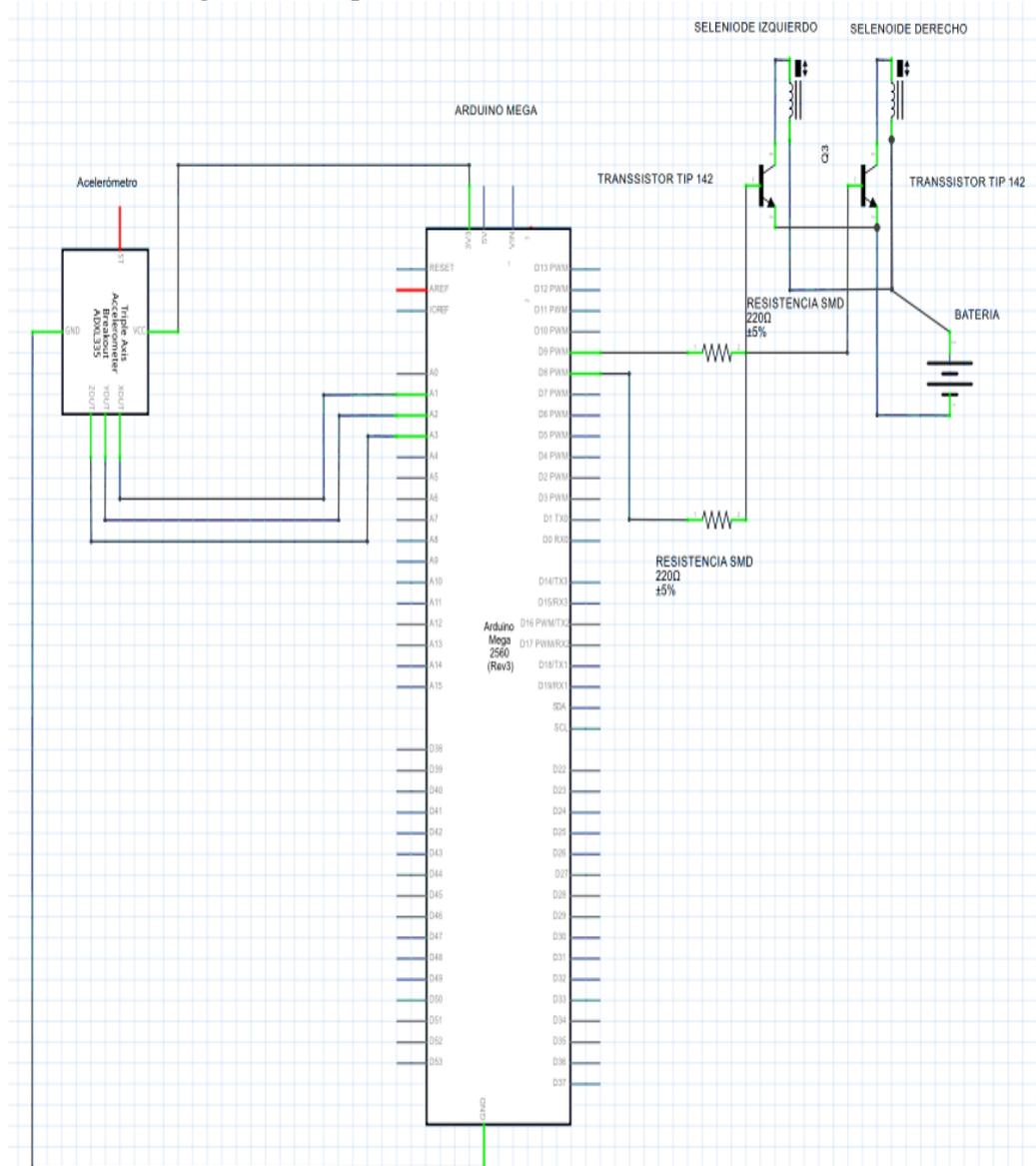
El diagrama hidráulico se realizó en el software FluidSIM 4.2, el cual nos permite comprobar el funcionamiento del circuito.

Figura 59. Diagrama hidráulico del sistema de estabilización



Fuente: Los Autores

Figura 62. Esquema del controlador electrónico sistema



Fuente: Los Autores

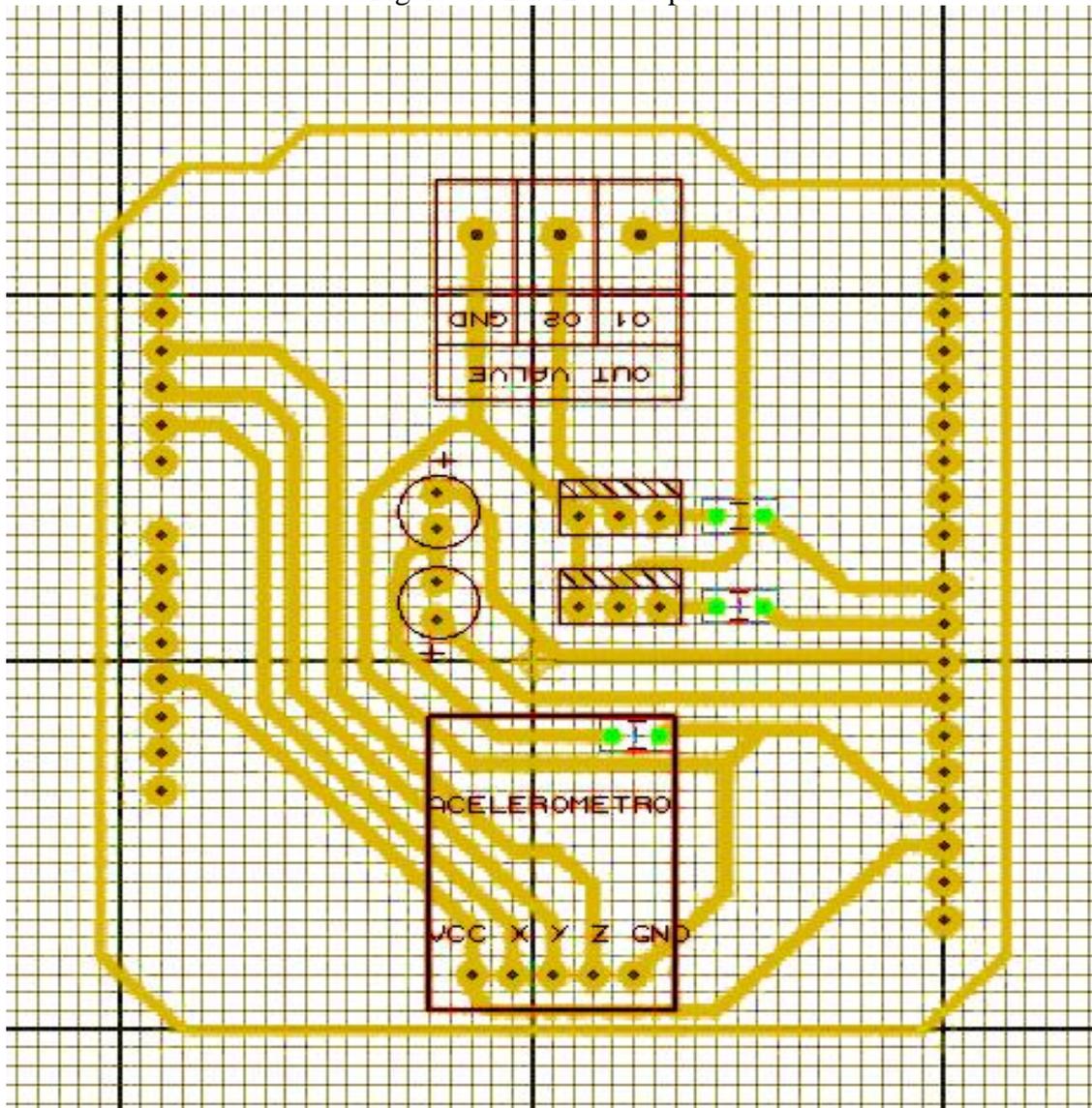
4.6.2 Elementos que conforman el circuito electrónico del sistema.

- Tarjeta ARDUINO MEGA 2560
- Transistor Tip 142
- Acelerómetro de tres ejes GY-61
- Resistencias SMD
- Tarjeta escudo

4.7 Diseño de la placa electrónica

Mediante el software PROTEUS 8 se realizó el diseño de la placa la cual contendrá todos los elementos descritos anteriormente, esta placa servirá como una placa escudo permitiendo una conexión sólida de los elementos y la tarjeta ARDUINO MEGA 2560.

Figura 63. Diseño de la placa

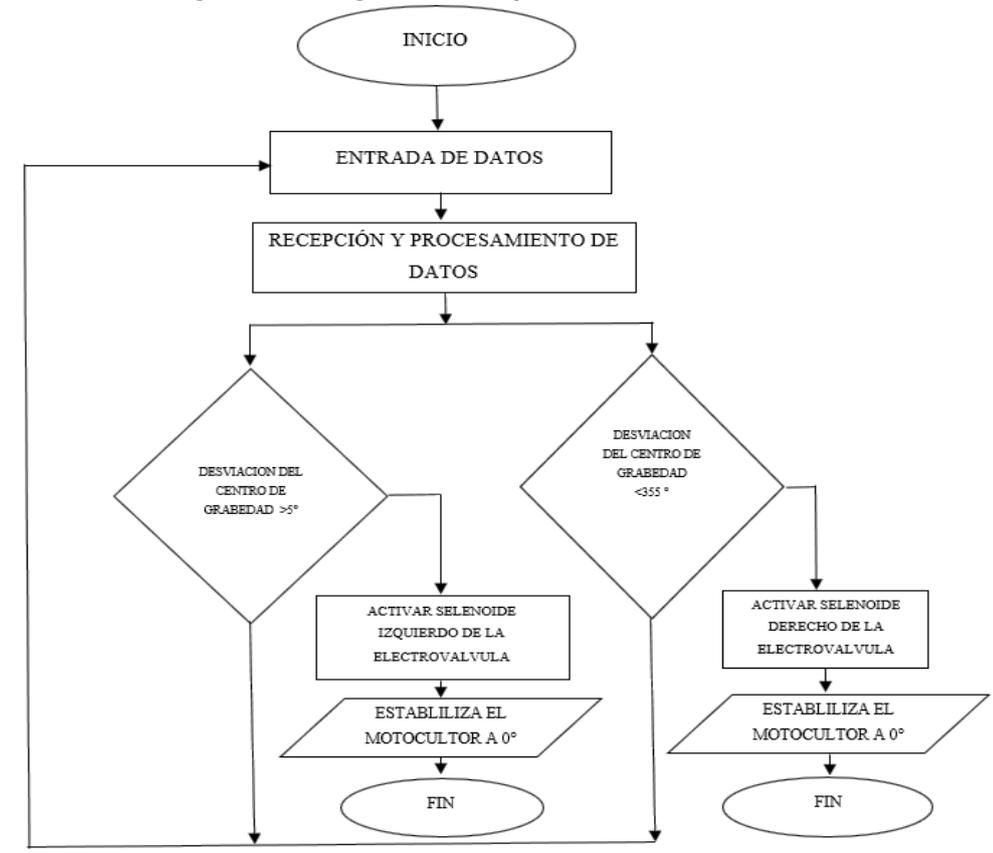


Fuente: Los Autores

4.8 Funcionamiento del circuito electrónico

En el siguiente diagrama de flujo se describe el funcionamiento del sistema de control electrónico del prototipo.

Figura 64. Diagrama de flujo del sistema electrónico



Fuente: Los Autores

4.9 Programación del sistema de estabilización del motocultor

```

// PROGRAMA MOTO-CULTOR
// FACULTAD DE MECANICA
// AUTOR: PILATUÑA EDGAR, PORRAS GUSTAVO
const int xpin = A1; // LECTURA DEL EJE X
const int ypin = A2; // LECTURA DEL EJE Y
const int zpin = A3; // LECTURA DEL EJE Z
int valx = 0; // VARIABLE DE CONDICION
void setup()
{
  // INICIO DEL PUERTO SERIE
  Serial.begin(9600);

```

```

// ENTRADA EXTERNA

analogReference(EXTERNAL);

// CONFIGURACION IN / OUT

pinMode(xpin, INPUT);

pinMode(ypin, INPUT);

pinMode(zpin, INPUT);

pinMode(8, OUTPUT);

pinMode(9, OUTPUT);

pinMode(10, OUTPUT);

pinMode(11, OUTPUT);

}

void loop() // CUERPO DEL PROGRAMA MOTOCULTOR

{

    valx=analogRead(xpin); // LECTURA EN EL EJE X

    Serial.print( analogRead(xpin)); // IMPRIME EL VALOR DEL EJE X

    Serial.print("\n"); // ESPACIO ENTRE COLUMNA Y COMUMNA

    if (valx>520) // COMPARACION / RESOLICION

    {

        digitalWrite(8, HIGH);

        digitalWrite(10, HIGH);

        delay(300);

    }

    else

    {

        digitalWrite(8, LOW);

        digitalWrite(10, LOW);

    }

}

```

```

if (valx<485)
{
digitalWrite(9, HIGH);
digitalWrite(11, HIGH);
delay(300);
}
else
{
digitalWrite(9, LOW);
digitalWrite(11, LOW);

}

delay(10); // TIEMPO DE LECTURA MINIMO NECESARIO PARA LEER OTROS
DATOS

// LECTURA DE LOS OTROS EJES QUE PARA LA APLICACION
// DEL MOTOCULTOR NO SON NECESARIOS

//Serial.print( analogRead(ypin));

//Serial.print("\t");

//delay(10);

//Serial.print( analogRead(zpin));

//Serial.print("\n"); // delay before next reading:

//delay(100);

}

```

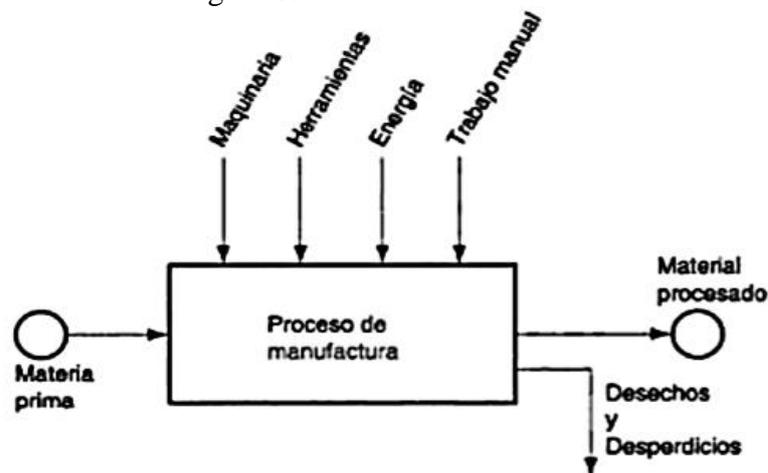
CAPÍTULO V

5. PROCESOS DE MANUFACTURA DEL SISTEMA DE ESTABILIZACION

Una vez realizado el modelado de la maquina en el software SOLIDWORKS y el análisis de esfuerzos y validación del sistema mediante elementos finitos realizado en el software ANSYS, se procede a desarrollar la construcción del sistema de estabilización.

Primeramente se definirá el concepto de manufactura y sus procesos, tecnológicamente se define como una aplicación de procesos químicos y físicos que alteran la geometría, las propiedades, o el aspecto de un determinado material para elaborar partes o productos terminados, estos procesos involucran una combinación de máquinas, herramientas, energía y trabajo manual (Groover, 1997).

Figura 65. Proceso de manufactura



Fuente: (Groover, 1997)

Procesos de fabricación básicos. Los procesos de fabricación se pueden agruparse en cinco tipos:

- Fundición o moldeo
- Conformación y corte
- Mecanizado (Eliminación de material)

- Montaje/ensamblaje
- Acabado
- Tratamientos térmicos
- Otros (E. Paul DeGarmo, 1988).

5.1 Construcción de los brazos.

5.1.1 Carcasa. Se construyó de Acero A36 de $\frac{1}{4}$ de espesor, mediante el proceso de conformación y corte se le dio la geometría especificada en el diseño (Ver figura 27), sus dimensiones se especifican en el plano A.

Figura 66. Proceso de conformación y corte de los perfiles de la carcasa



Fuente: Los Autores

Para el proceso de montaje/ensamble de los perfiles de la carcasa se utilizó unión por soldadura SMAW (Soldadura por arco eléctrico), siguiendo el formato WPS como método para determinar la unión y tipo de junta de los materiales, el proceso se realizó en su mayoría con electrodos 6011 y 6013.

En la carcasa y en su tapa se realizó un proceso de taladrado donde primeramente se realizó dos orificios de diámetro 64 mm a una distancia de 400 mm entre centros para alojar a los porta rodamientos los cuales servirán para conservar la linealidad de dicho de transmisión sea el eje inducido o inductor, y 12 orificios de 8mm de diámetro distribuidos alrededor de esta que nos servirá posteriormente para realizar un tipo de unión mecánica, mediante pernos como se indica en el plano B, esto permitirá que tengamos acceso a las partes internas de la carcasa y poder realizar el montaje y mantenimiento de los elementos internos.

Figura 67. Carcasa de los brazos oscilantes



Fuente: Los Autores

5.1.2 *Ejes de transmisión.* El material en bruto que se utilizó para la manufactura de los ejes es un Acero de transmisión 4340, a través de un proceso de mecanizado mediante torneado se dio la geometría especificada en el diseño, sus dimensiones se especifican en plano C.

Figura 68. Eje de transmisión



Fuente: Los Autores

5.1.3 *Soporte del Actuador hidráulico.* Se construyó de un Acero A36 de $\frac{1}{4}$ de espesor, mediante el proceso de conformado y corte se dio forma a su geometría de diseño (Ver figura 28), este elemento lleva un atiesador fijado mediante soldadura SMAW (Soldadura por arco eléctrico), siguiendo el formato WPS como método para determinar la unión y tipo de junta de los materiales, el proceso se realizó en su mayoría con electrodos 6011 y 6013, luego el elemento se somete al proceso de taladrado mediante una broca de diámetro de 8mm, mediante unión mecánica se fijara el elemento a la carcasa a través de pernos, sus dimensiones se especifican en el plano D.

Figura 69. Soporte del Actuador hidráulico



Fuente: Los Autores

5.1.4 *Porta-rodamientos.* Construido de un trozo de Acero 1045, al cual se aplica un proceso de maquinado mediante torneado para el desbaste de la parte externa del elemento, mientras que un mandrilado para el desbaste de la parte interna y lograr la geometría propuesta en el diseño (Ver figura 50), sus dimensiones se especifican en el plano E.

Figura 70. Construcción del porta-rodamientos

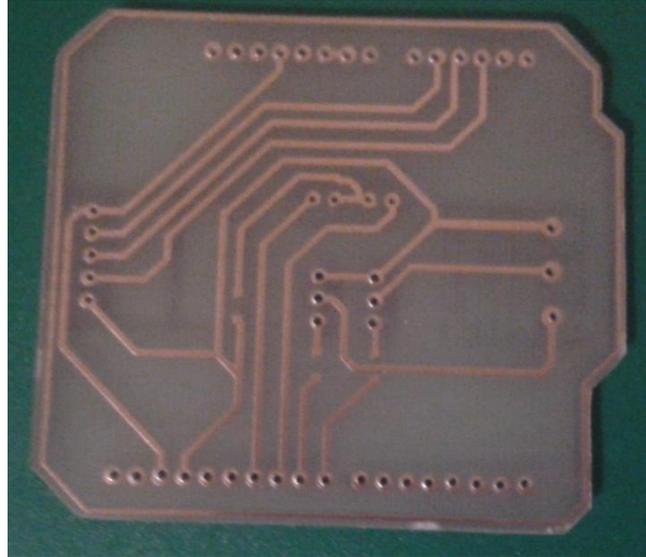


Fuente: Los Autores

5.1.5 *Construcción de la placa electrónica.* Después de haber realizado el diseño en el software Proteus 8, se procedió a la construcción de la placa electrónica, el primer paso que se realizó fue la impresión del diseño del circuito electrónico en papel fotográfico el cual protegerá al circuito, el siguiente paso fue plasmar el diseño en la

placa de fibra de vidrio, y con la ayuda del cloruro férrico se definió las pistas del circuito, en el cual se ensamblaron los elementos electrónicos.

Figura 71. Placa electrónica



Fuente: Los Autores

5.2 Ensamble de sistema de estabilización

Una vez realizado la selección y la construcción de los diferentes elementos que forman parte del sistema de estabilización se realizó el proceso de montaje y ensamblaje de todo el conjunto mediante el siguiente orden.

- Ensamblaje del soporte del actuador hidráulico a la carcasa. Unión mediante pernos
- Ensamblaje del porta-rodamientos y carcasa. unión por soldadura.
- Ensamblaje de los rodamientos y sellos en el porta-rodamientos.
- Ensamblaje de los ejes de transmisión al porta rodamientos.
- Ensamblaje de la catarina al eje de transmisión. Se fija al eje mediante un perno prisionero
- Montaje de la cadena a las catarinas

- Ensamblaje de la tapa a la carcasa.
- Ensamblaje del actuador hidráulico y soportes.
- Ensamblaje del circuito electrónico.

El resultado final del proceso de manufactura del sistema de estabilización se presenta en la siguiente figura.

Figura 72. Sistema de estabilización



Fuente: Los Autores

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

Se estudió acerca de la estructura y funcionamiento de los motocultores

Se diseñó, construyó y selecciono cada uno de los elementos que constituyen el sistema de estabilización.

Se pudo controlar el posible vuelco del mecanismo mediante un circuito electrónico utilizando un micro-controlador ARDUINO MEGA.

Con el sistema de estabilización se logró reforzar el mecanismo de un motocultor permitiendo que este opere en terrenos con inclinaciones de hasta 38°.

6.2 Recomendaciones

Antes de poner en funcionamiento el sistema, se debe verificar los niveles óptimos de los fluidos.

No se debe sobre pasar del máximo valor de inclinación para cual está diseñado el sistema de estabilización del motocultor.

Realizar un mantenimiento preventivo después de cada jornada de trabajo del sistema de estabilización.

BIBLIOGRAFÍA

- ARNAL ATARES, Pedro V; LAGUNA BLANCA Antonio. (2000).** *Tractores y motores agrícolas* (3^{ra} ed.). España: Mundi-Prensa.
- ACOSTA, E. M. (16 de 05 de 2015).** *Conocimientos Básicos*. Recuperado el 18 de 05 de 2015, de <http://www.automotriz.net/tecnica/conocimientos-basicos-38.html>
- ANDRADE, V. M. (1 de abril de 2014).** *Matriz productiva y pequeño productor agrícola*. Obtenido de <http://www.telegrafo.com.ec/opinion/columnistas/item/matriz-productiva-y-pequeno-productor-agricola.html>
- ÁNGEL, P. B. (2011).** *Circuitos de Fluidos Suspensión y Dirección: Electromecánica de Vehículos Automóviles*. Paraninfo.
- ASHBY, Michael F; J. D. (2008).** *Materiales para Ingeniería I: introducción a las propiedades, las aplicaciones y el diseño*. Reverté.
- BCS. (11 de 2009).** *Consejos para comprar un motocultor*. Recuperado el 13 de 05 de 2015, de http://www.bcsagricola.com/assets/blog/bcs/prensa/2009_11_motocultor_ESP-LATAM/articulo_bcs_laboreo_n480_noviembre09.pdf
- CALVO MARTÍN, J; MIRAVETE DE MARCO, A. (1997).** *Mecánica del automóvil actual* (1^{ra} ed.). (Reverte, Ed.) Antonio Miravete De Marco.
- CAÑAVATE, J. O. (2005).** *Tractores técnica y seguridad*. Mundi-Prensa.
- COLOMBIA, P. (2004).** *Estudio de Mercado Ecuador*. Obtenido de <http://antiguo.proexport.com.co/vbecontent/library/documents/DocNewsNo8709DocumentNo7171.PDF>
- DEUTSCHMAN, Aaron D; M. W. (1991).** *Diseño de Máquinas: teoría y práctica*. Continental.
- DONNELL, H. (1991).** *Maquinaria Agrícola: rendimiento económico, costos, operaciones, potencia y selección de equipo*. Taller Edicupes.
- EDWARD, S. J. (1975).** *Diseño en Ingeniería Mecánica*. McGraw-Hill.
- F.A.S, M. -C.-D. (Mayo de 2014).** *Chimborazo: superficie por categorías de uso del suelo*. Obtenido de <http://sinagap.agricultura.gob.ec/zona-3>
- G4, R. (02 de 07 de 2003).** *carm.es*. Recuperado el 13 de 05 de 2015, de www.carm.es/web/pagina?IDCONTENIDO=47516&IDTIPO=60
- IBÁÑEZ, P. (28 de 11 de 2013).** *Motorpasión futuro*. Recuperado el 15 de 05 de 2015, de <http://www.motorpasionfuturo.com/coches-del-futuro/asi-iba-a-ser-el-coche-del-futuro-ford-gyron>

L, N. R. (2009). *Diseño de Maquinaria*. McGraw-Hill.

L., M. R. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Pearson Prentice Hall.

LOPEZ, C. G. (1 de Octubre de 1997). *La opción del motocultor* . Obtenido de http://www.magrama.gob.es/ministerio/pags/biblioteca/revistas/pdf_vrural%2FVrural_1997_52_58_62.pdf

LUQUE, P; ÁLVAREZ, D; VERA, C. (2004). *Ingeniería del Automóvil: Sistemas y Comportamiento Dinámico*. España : Paraninfo.

MÁRQUEZ, L. (8 de Agosto de 2014). *Clasificación UNE* . Obtenido de http://www.magrama.gob.es/es/ministerio/servicios/informacion/Motocultores_tcm7-339804.pdf#page=1&zoom=auto,-107,848

MEDINA ENCALADA, J. P. (23 de Marzo de 2015). *Diseño de un motocultor de labores agrícolas para la parroquia de San Joaquín de la ciudad de Cuenca*. Obtenido de <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/7956/1/UPS-CT004817.pdf>

MEGANEBOY, D. (14 de 05 de 2015). *Suspensión*. Recuperado el 18 de 05 de 2015, de <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension1.htm>

MORING, F. V. (2003). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Limusa.

PRIEGUE, F. (22 de 05 de 2012). *Diariomotor*. Recuperado el 15 de 05 de 2015, de <http://www.diariomotor.com/tecmovia/2012/05/22/como-funciona-un-control-electronico-de-estabilidad/>

SERGIO, G. G. (2008). *El Gran Libro de SolidWorks Office Profesional*. Alfaomega.

TECNOS, B. (15 de Septiembre de 2012). *Uso y funcionamiento del motocultor*. Obtenido de <http://blogtecnos.blogspot.com/2012/09/uso-y-funcionamiento-del-motocultor.html>

WIKIPEDIA. (12 de 02 de 2014). *Barra de torsión*. Recuperado el 18 de 05 de 2015, de http://es.wikipedia.org/wiki/Barra_de_torsi%C3%B3n

WIKIPEDIA. (14 de 05 de 2015). *Giróscopo*. Recuperado el 15 de 05 de 2015, de <http://es.wikipedia.org/wiki/Gir%C3%B3scopo>