



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN REMOLQUE DE MOTOCULTOR YTO DF-15L PARA EL MAGAP DE LA PROVINCIA DE CHIMBORAZO”

**SISLEMA MIRANDA, ALEX PAUL;
SIGCHO REA, LUIS ARTURO**

TRABAJO DE TITULACIÓN **TIPO: PROYECTOS TÉCNICOS**

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

RIOBAMBA – ECUADOR

2017

ESPOCH

Facultad de Mecánica

APROBACIÓN DE TRABAJO DE TITULACIÓN

2016-10-20

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

ALEX PAUL SISLEMA MIRANDA

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN REMOLQUE DE MOTOCULTOR YTO
DF-15L PARA EL MAGAP DE LA PROVINCIA DE CHIMBORAZO”**

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

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos José Santillán Mariño MS.C
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Edison Marcelo Castillo Cárdenas
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Vicente Javier Romero Hidalgo
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

APROBACIÓN DE TRABAJO DE TITULACIÓN

2016-10-20

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

LUIS ARTURO SIGCHO REA

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN REMOLQUE DE MOTOCULTOR YTO
DF-15L PARA EL MAGAP DE LA PROVINCIA DE CHIMBORAZO”**

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

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos José Santillán Mariño MS.C
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Edison Marcelo Castillo Cárdenas
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Vicente Javier Romero Hidalgo
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DE TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: SISLEMA MIRANDA ALEX PAUL

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN REMOLQUE DE MOTOCULTOR YTO DF-15L PARA EL MAGAP DE LA PROVINCIA DE CHIMBORAZO”

Fecha de Examinación: 2017-07-05

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. José Francisco Pérez Fiallos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Edison Marcelo Castillo Cárdenas DIRECTOR(A) DE TESIS			
Ing. Vicente Javier Romero Hidalgo ASESOR(A)			

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

RECOMENDACIONES: _____

El (La) Presidente (a) del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. José Francisco Pérez Fiallos
PRESIDENTE (A) DEL TRIBUNAL

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DE TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: SIGCHO REA LUIS ARTURO

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN REMOLQUE DE MOTOCULTOR YTO DF-15L PARA EL MAGAP DE LA PROVINCIA DE CHIMBORAZO”

Fecha de Examinación: 2017-07-05

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. José Francisco Pérez Fiallos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Edison Marcelo Castillo Cárdenas DIRECTOR(A) DE TESIS			
Ing. Vicente Javier Romero Hidalgo ASESOR(A)			

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

RECOMENDACIONES: _____

El (La) Presidente (a) del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. José Francisco Pérez Fiallos
PRESIDENTE (A) DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado 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 teórico-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Alex Paul Sislema Miranda

Luis Arturo Sigcho Rea

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo de titulación a mis hermanos **Oscar** y **Camila** por su apoyo brindado durante el cumplimiento de este objetivo y de manera muy especial a mis padres **Carlos** y **Carmelina** les agradezco por haber creído en mí y que gracias a su sacrificio y amor incondicional he logrado cumplir el objetivo de ser un Ingeniero Automotriz.

A mis segundos padres **Fausto** y **Fanny**, que han sido un pilar fundamental en mi vida y gracias a sus consejos, palabras de aliento han sabido guiarme por el buen camino y llegar a culminar esta carrera profesional.

Alex Paul Sislema Miranda

Este trabajo de titulación se lo dedico a **DIOS** quien supo guiarme por el buen camino, me dio fuerzas para seguir adelante y no desmayar en los problemas que se presentaban, me enseñó a encarar las adversidades sin perder nunca la dignidad ni desfallecer en el intento.

A mi familia quienes por ellos soy lo que soy, en especial mis padres **Olguer** y **Juana** por su apoyo, consejos, comprensión, amor, ayuda en los momentos difíciles, y por ayudarme con los recursos necesarios para estudiar. Me han dado todo lo que soy como persona, mis valores, mis principios, mi carácter, mi empeño, mi perseverancia, mi coraje para conseguir mis objetivos.

Luis Arturo Sigcho Rea

AGRADECIMIENTO

Agradezco de forma infinita a **DIOS** por permitirme estar en el momento y lugar perfectos para hoy culminar este objetivo.

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarme la oportunidad de obtener esta profesión

A mis padres por su sacrificio y apoyo económico para realizar mis estudios superiores.

A mi tío **Victor**, que ha sido quien me ha impartido sus conocimientos e inculcó en mí el amor por esta carrera.

A mi amigo y compañero **Luis**, y gracias al apoyo mutuo, de una u otra manera logramos culminar con éxito un objetivo más en nuestras vidas.

Alex Paul Sislema Miranda

DIOS, tu amor y tu bondad no tienen fin, me permites sonreír entre todos mis logros alcanzados que son resultado de tu ayuda, cuando me caigo me pones a prueba, pero aprendo de mis errores, me ayudas a ser un buen ser humano.

Este trabajo de titulación ha sido una gran bendición en todo sentido y te lo agradezco padre, y no cesan mis ganas de decir que es gracias a ti. Gracias por estar presente no solo en esta etapa tan importante de mi vida, sino también en todo momento ofreciéndome y buscando lo mejor para mí.

Luis Arturo Sigcho Rea

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes	1
1.2. Justificación	2
1.3. Objetivos	3
1.3.1. <i>Objetivo general.</i>	3
1.3.2. <i>Objetivos específicos.</i>	3

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Motocultor	4
2.1.1. <i>Descripción</i>	4
2.1.2. <i>Función</i>	5
2.1.3. <i>Tipología.</i>	5
2.1.4. <i>Mecanismos de los motocultores.</i>	6
2.1.4.1. <i>Bastidor.</i>	6
2.1.4.2. <i>Motor.</i>	6
2.1.4.3. <i>Embrague, caja de velocidades y toma de fuerza.</i>	7
2.1.4.4. <i>Manceras.</i>	7
2.1.4.5. <i>Rodaje.</i>	7
2.1.5. <i>Operaciones agrícolas del motocultor</i>	7
2.2. Evolución del tractor agrícola.....	8
2.3. Motocultor YTO DF-15L	11
2.3.1. <i>Especificaciones técnicas comunes</i>	11
2.4. Elementos de labranza.	12
2.5. Remolques	14
2.5.1.1. <i>Remolque de un eje</i>	14
2.5.1.2. <i>Remolque de dos ejes</i>	14
2.5.2. <i>Elementos principales del remolque.</i>	15
2.5.2.1. <i>Los frenos.</i>	15
2.5.2.2. <i>La suspensión.</i>	16
2.5.2.3. <i>El mecanismo de dirección.</i>	17

2.5.2.4. <i>Los neumáticos.</i>	17
2.6. Teorías de diseño	18
2.7. Factor de diseño	19
2.7.1. <i>Materiales dúctiles.</i>	19
2.7.2. <i>Materiales frágiles.</i>	20
2.8. Teorías de falla.....	20
2.8.1. <i>Esfuerzo normal máximo para esfuerzo estático uniaxial en materiales frágiles.</i>	21
2.8.2. <i>Método de Mohr modificado para esfuerzo estático biaxial en materiales frágiles.</i>	21
2.8.3. <i>Método del esfuerzo de fluencia para esfuerzos estáticos uniaxiales normales en materiales dúctiles.</i>	22
2.8.4. <i>Método de esfuerzo cortante máximo para esfuerzos estáticos biaxiales en materiales dúctiles.</i>	23
2.8.5. <i>Método de la energía de distorsión para esfuerzos estáticos biaxiales o triaxiales en materiales dúctiles.</i>	23
2.8.6. <i>Método de Goodman para fatiga bajo esfuerzo fluctuante en materiales dúctiles.</i>	24
2.8.7. <i>Método de Gerber para esfuerzo fluctuante en materiales dúctiles.</i>	24
2.8.8. <i>Método de Soderberg para esfuerzo fluctuante en materiales dúctiles.</i>	25
2.9. Tipos de estructura.....	26
2.9.1. <i>Estructuras según la posición de sus elementos.</i>	26
2.9.2. <i>Estructuras según su movilidad.</i>	26

3. METODOLOGÍA DE DISEÑO

3.1. Consideraciones	28
3.2. Especificaciones.....	28
3.2.1. <i>Requerimientos del beneficiario.</i>	28
3.2.2. <i>Diseño conceptual.</i>	29
3.2.3. <i>El prototipo.</i>	29
3.2.4. <i>Criterio de costos.</i>	29
3.2.5. <i>Postulados.</i>	29
3.2.6. <i>Interesados.</i>	29
3.3. Selección de alternativas.....	30
3.3.1. <i>Chasis.</i>	30

3.3.1.1. <i>Alternativa A</i>	30
3.3.1.2. <i>Alternativa B</i>	31
3.3.2. <i>Sistema de suspensión</i>	32
3.3.2.1. <i>Alternativa A</i>	32
3.3.2.2. <i>Alternativa B</i>	33
3.3.3. <i>Sistema de tiro</i>	33
3.3.3.1. <i>Alternativa A</i>	34
3.3.3.2. <i>Alternativa B</i>	34
3.3.4. <i>Sistema de enganche</i>	35
3.3.4.1. <i>Alternativa A</i>	35
3.3.4.2. <i>Alternativa B</i>	37
3.3.5. <i>Acople</i>	38
3.3.5.1. <i>Alternativa A</i>	38
3.3.5.2. <i>Alternativa B</i>	39
3.3.6. <i>Neumáticos</i>	39
3.3.6.1. <i>Alternativa A</i>	40
3.3.6.2. <i>Alternativa B</i>	41
3.4. <i>Evaluación de alternativas</i>	41
3.4.1. <i>Chasis o bastidor</i>	42
3.4.1.1. <i>Evaluación de peso específico de los criterios para el chasis o bastidor.</i>	43
3.4.1.2. <i>Evaluación del peso específico para seguridad</i>	43
3.4.1.3. <i>Evaluación del peso específico para soportar grandes cargas</i>	43
3.4.1.4. <i>Evaluación del peso específico para costo</i>	43
3.4.1.5. <i>Evaluación del peso específico para facilidad de diseño</i>	44
3.4.1.6. <i>Conclusiones de la evaluación del chasis</i>	44
3.4.2. <i>Sistema de suspensión</i>	44
3.4.2.1. <i>Evaluación de peso específico de los criterios para el sistema de suspensión.</i>	45
3.4.2.2. <i>Evaluación del peso específico para seguridad</i>	45
3.4.2.3. <i>Evaluación del peso específico para soportar grandes cargas</i>	45
3.4.2.4. <i>Evaluación del peso específico para facilidad de montaje</i>	45
3.4.2.5. <i>Evaluación del peso específico para costo</i>	46
3.4.2.6. <i>Conclusiones de la evaluación del sistema de suspensión</i>	46
3.4.3. <i>Sistema de arrastre</i>	46
3.4.3.1. <i>Evaluación de peso específico de los criterios para el sistema de arrastre</i>	47

3.4.3.2. Evaluación del peso específico para seguridad	47
3.4.3.3. Evaluación del peso específico para resistencia	47
3.4.3.4. Evaluación del peso específico para facilidad de diseño	47
3.4.3.5. Evaluación del peso específico para costo	48
3.4.3.6. Conclusiones de la evaluación del sistema de arrastre.....	48
3.4.4. Tipo de enganche	48
3.4.4.1. Evaluación de peso específico de los criterios para el tipo de enganche	49
3.4.4.2. Evaluación del peso específico para seguridad	49
3.4.4.3. Evaluación del peso específico para facilidad de montaje	49
3.4.4.4. Evaluación del peso específico para costo	49
3.4.4.5. Evaluación del peso específico para soportar grandes cargas.....	50
3.4.4.6. Evaluación del peso específico para la limitar el movimiento	50
3.4.4.7. Conclusiones de la evaluación del tipo de enganche	50
3.4.5. Acople hacia el motocultor	50
3.4.5.1. Evaluación de peso específico de los criterios	51
3.4.5.2. Evaluación del peso específico para seguridad	51
3.4.5.3. Evaluación del peso específico para diseño	51
3.4.5.4. Evaluación del peso específico para costo	52
3.4.5.5. Evaluación del peso específico para soporta grandes cargas	52
3.4.5.6. Evaluación del peso específico para ayuda en la conducción	52
3.4.5.7. Conclusiones de la evaluación del acople hacia el motocultor.....	52
3.4.6. Neumáticos.....	53
3.4.6.1. Evaluación de peso específico de los criterios	53
3.4.6.2. Evaluación del peso específico para fiabilidad.....	53
3.4.6.3. Evaluación del peso específico para funcionalidad	54
3.4.6.4. Evaluación del peso específico para costo	54
3.4.6.5. Evaluación del peso específico para facilidad de adquisición.....	54
3.4.6.6. Conclusiones de la evaluación de los neumáticos.....	54
3.5. Mejor alternativa.....	55

4. DISEÑO Y DETERMINACIÓN DE CARGAS DE LOS ELEMENTOS

4.1. Cargas de diseño	56
4.1.1. Cargas verticales	56
4.1.1.1. Carga de diseño	56

4.1.1.2. Carga de seguridad (C_s)	56
4.1.2. Carga según estado de inercia	57
4.1.2.1. Cargas estáticas.....	57
4.1.3. Carga de diseño (C_d)	58
4.1.4. Fuerza de tiro (F_a).....	58
4.1.5. Resistencia al rodamiento (R_c).....	59
4.1.6. Fuerza de tiro máxima ($F_{t_{MAX}}$).....	61
4.1.7. Estabilidad del remolque	61
4.1.8. Centro de gravedad	62
4.1.8.1. Centro de gravedad en la posición G_x	64
4.1.8.2. Centro de gravedad en la posición G_y	64
4.1.8.3. Centro de gravedad en la posición G_z	65
4.1.9. Ángulo de inclinación lateral	66
4.2. Diseño del sistema de suspensión.....	67
4.3. Análisis estático del prototipo.....	69
4.3.1. Deformación total	69
4.3.2. Factor de seguridad.....	69

5. PROCEDIMIENTO TECNOLÓGICO

5.1. Proceso de construcción.....	71
5.2. Procedimiento de fabricación	72
5.3. Montaje de los elementos	74
5.3.1. Condiciones generales.....	74
5.3.2. Proceso de obtención del prototipo	74

6. PRUEBAS Y MANUALES

6.1. Pruebas de validación	80
6.2. Diseño del protocolo de pruebas.....	80
6.3. Protocolo de pruebas.....	81
6.4. Manual de mantenimiento	81
6.5. Manual de Operación.....	83
6.5.1. Conduciendo el conjunto remolque-motocultor	83

6.5.2. <i>Conduciendo de reversa el conjunto remolque-motocultor</i>	84
6.5.3. <i>Girando el conjunto remolque-motocultor</i>	84
6.5.4. <i>Frenado y estacionamiento del conjunto remolque- motocultor</i>	84
6.6. Normas de Seguridad.....	85

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. Conclusiones.....	86
7.2. Recomendaciones	87

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

LISTA DE TABLAS

Pág.

TABLA 1-2. Especificaciones técnicas del motocultro YTO DF-15L	11
TABLA 1-3. Requerimientos del beneficiario y el diseñador	28
TABLA 2-3. Tipos y características de tirón.....	36
TABLA 3-3. Tipos y características de bolas de arrastre	36
TABLA 4-3. Peso específico de cada criterio	43
TABLA 5-3. Peso específico SEGURIDAD	43
TABLA 6-3. Peso específico CARGA	43
TABLA 7-3. Peso específico COSTO	43
TABLA 8-3. Peso específico DISEÑO	44
TABLA 9-3. Evaluación de prioridad para el chasis.....	44
TABLA 10-3. Peso específico de cada criterio	45
TABLA 11-3. Peso específico SEGURIDAD	45
TABLA 12-3. Peso específico CARGA	45
TABLA 13-3. Peso específico MONTAJE	45
TABLA 14-3. Peso específico COSTO	46
TABLA 15-3. Evaluación de prioridad del sistema de suspensión	46
TABLA 16-3. Peso específico de cada criterio	47
TABLA 17-3. Peso específico SEGURIDAD	47
TABLA 18-3. Peso específico RESISTENCIA	47
TABLA 19-3. Peso específico DISEÑO	47
TABLA 20-3. Peso específico COSTO	48
TABLA 21-3. Evaluación de prioridad del sistema de arrastre.....	48
TABLA 22-3. Peso específico de cada criterio	49
TABLA 23-3. Peso específico SEGURIDAD	49
TABLA 24-3. Peso específico MONTAJE	49
TABLA 25-3. Peso específico COSTO	49
TABLA 26-3. Peso específico CARGA	50
TABLA 27-3. Peso específico MOVIMIENTO.....	50
TABLA 28-3. Evaluación de prioridad del tipo de enganche	50
TABLA 29-3. Peso específico de cada criterio	51

TABLA 30-3. Peso específico SEGURIDAD	51
TABLA 31-3. Peso específico DISEÑO	51
TABLA 32-3. Peso específico COSTO	52
TABLA 33-3. Peso específico CARGA	52
TABLA 34-3. Peso específico AYUDA.....	52
TABLA 35-3. Evaluación de prioridad del acople del motocultor.....	52
TABLA 36-3. Peso específico de cada criterio	53
TABLA 37-3. Peso específico para FIABILIDAD	53
TABLA 38-3. Peso específico FUNCIONALIDAD	54
TABLA 39-3. Peso específico COSTO	54
TABLA 40-3. Peso específico ADQUISICIÓN.....	54
TABLA 41-3. Evaluación de prioridad de los neumáticos.....	54
TABLA 1-4. Coeficientes de resistencia a la rodadura	60
TABLA 1-5. Procedimiento de construcción del prototipo.....	72
TABLA 1-6. Mantenimiento del remolque	81

LISTA DE FIGURAS

Pág.

FIGURA 1-2. Motocultor	4
FIGURA 2-2. Motoazada	5
FIGURA 3-2. Estructura del motocultor	6
FIGURA 4-2. Tractor de ruedas de madera.....	8
FIGURA 5-2. Tractor moderno FIAT	10
FIGURA 6-2. Remolque de un eje sencillo.....	14
FIGURA 7-2. Remolque de dos ejes	15
FIGURA 8-2. Diagrama de Mohr modificado con los datos de ejemplo.....	22
FIGURA 9-2. Diagrama de Goodman.....	24
FIGURA 10-2. Comparación de los métodos de Gerber, Goodman y Soderberg para esfuerzos fluctuantes en materiales dúctiles	25
FIGURA 1-3. Principios de diseño de Pahl y Beitz	27
FIGURA 2-3. Chasis con travesaños.....	31
FIGURA 3-3. Chasis tipo "I".....	31
FIGURA 4-3. Ballestas y sus partes	32
FIGURA 5-3. Tipos de muelles (Aficionados a la mecánica, s.f.).....	33
FIGURA 6-3. Tiro triangular.....	34
FIGURA 7-3. Tiro triangular con barra central.....	35
FIGURA 8-3. Tirón recto y bola	36
FIGURA 9-3. Enganche con pasador	37
FIGURA 10-3. Acople sin extensión.....	38
FIGURA 11-3. Acople con extensión.....	39
FIGURA 12-3. Neumático Triangle RT 958.....	40
FIGURA 13-3. Neumático General Tire Altimax RT	41
FIGURA 1-5. Materiales para la fabricación del prototipo.....	72
FIGURA 2-5. Construcción del chasis	75
FIGURA 3-5. Corte de tubos.....	75
FIGURA 4-5. Placas de refuerzos en el tiro	76
FIGURA 5-5. Soldadura del portaballestas	76
FIGURA 6-5. Soldadura del eje	77

FIGURA 7-5. Montaje del sistema de suspensión.....	78
FIGURA 8-5. Construcción del acople.....	79

LISTA DE GRÁFICOS

Pág.

GRÁFICO 1-3. Mejor alternativa de sistemas del prototipo	55
GRÁFICO 1-4. Prototipo en pendiente de 30°	61
GRÁFICO 2-4. Referencia espacial del prototipo.....	62
GRÁFICO 3-4. Cargas puntuales del prototipo.....	63
GRÁFICO 4-4. Posición del centro de gravedad en la dirección X.....	64
GRÁFICO 5-4. Posición del centro de gravedad en la dirección Z	65
GRÁFICO 6-4. Ángulo de estabilidad lateral	66
GRÁFICO 7-4. Reacciones en los apoyos de las ballestas.....	67
GRÁFICO 8-4. Reacciones en las ruedas.....	68
GRÁFICO 9-4. Deformación total del prototipo.....	69
GRÁFICO 10-4. Factor de seguridad del prototipo	70

SIMBOLOGÍA

Pe	Carga permanente total	Cd	Carga de diseño
Cs	Carga de seguridad	Cf	Carga del viento
Cm	Carga muerta	Cv	Carga por vibraciones
Ca	Carga viva	Ci	Carga de impacto
Fa	Fuerza de tiro	a	Aceleración
V	Velocidad	m	Masa
g	Gravedad	Rc	Resistencia al rodamiento
c	Constante de resistencia del terreno	b	Ancho del neumático
D	Diámetro del neumático	$F_{t\text{máx}}$	Fuerza de tiro máxima
Cp	Carga promedio	F_1	Fuerza en el tiro
F_2	Peso promedio del operario	R_{ruedas}	Reacción en las ruedas
Gx	Centro de gravedad en la dirección X	Gy	Centro de gravedad en la dirección Y
Gz	Centro de gravedad en la posición z	hb	Altura del suelo al chasis
h	Altura de la estructura	d	Ancho de vía
hcg	Altura al centro de gravedad	Rb_x	Reacción en la dirección X de la ballesta A
Ra_x	Reacción en la dirección X de la ballesta B	Rb_y	Reacción en la dirección Y de la ballesta B
Ra_y	Reacción en la dirección Y de la ballesta A		

LISTA DE ABREVIACIONES

AGMA	American Gear Manufacturers Association
AISC	American Institute Steel of Construcction
ASABE	American Society of Agricultural Biological Engineers
ASME	American Society of Mechanical Engineers
AWS	American Welding Society
CAD	Computer Aided Desing
MAGAP	Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca
MEF	Método de elementos finitos.
MIG	Metal Inert Gas
LER	Lesiones por Esfuerzo Repetitivo

LISTA DE ANEXOS

Anexo A Tablas de Protocolo de pruebas

Anexo B Planos

RESUMEN

La investigación tuvo como objetivo diseñar y construir un remolque de motocultor YTO DF-15L para el MAGAP de la Provincia de Chimborazo. Para diseñar y modelar los elementos que constituyen este remolque agrícola se utilizó el software SOLIDWORKS. Se dividió el prototipo en 6 partes principales y se escogieron dos alternativas para cada una de ellas, se seleccionó la mejor alternativa utilizando el método ordinal de criterios ponderados. Además, para seleccionar los elementos complementarios del sistema de rodaje se realizó una analogía con un vehículo de similares características de carga a las del prototipo. Para realizar el análisis se determinó las cargas puntuales que estarán presentes en el prototipo con las cuales estableceremos una carga de diseño (C_d), además, se tomara en cuenta la estabilidad del prototipo y las reacciones que se producen en las ballestas. Se realizó un análisis estático utilizando el método de elementos finitos (MEF) mediante el software ANSYS WORKBENCH, determinando la deformación máxima producida, el esfuerzo máximo permitido y el factor de seguridad, siendo estos factores aceptables para garantizar la seguridad en la construcción del prototipo. Se realizó la construcción en un taller provisto de los equipos y herramientas necesarias para este fin, en donde se utilizó tubos cuadrados de acero estructural A-36, se realizó 6 pruebas de campo para validar el prototipo estas son: inspección general de dimensiones, inspección visual de soldaduras, prueba de estabilidad, frenado y de capacidad de carga, todas estas alternando entre carga máxima y sin carga. Con lo que se llegó a la conclusión de que el prototipo otorga estabilidad adicional al motocultor, además, se demostró que con los frenos que posee el motocultor no se requiere que el remolque incorpore frenos adicionales. La capacidad máxima que el motocultor puede arrastrar es de 1500 Kg. Se recomienda que para acoplar el conjunto remolque-motocultor los mismos deben estar nivelados, la carga se debe distribuir por toda el área y no exceder la capacidad de carga para la que fue diseñada, tener las precauciones necesarias al conducir el conjunto remolque-motocultor en reversa.

PALABRAS CLAVE: <MOTOCULTOR YTO DF-15L>, <REMOLQUE>, <METODO DE CRITERIOS PONDERADOS>, <ASPECTOS MECANICOS>, <DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADORA>

ABSTRACT

The purpose of the present research was to design and construct a tractor-trailer YTO DF-15L for MAGAP located in Chimborazo Province. To design and model the elements that make up this agricultural trailer used the SOLIDWORKS software, dividing the prototype into 6 main parts and chose two alternatives for each one, and selected the best alternative by using the ordinal method of weighted criteria. In addition to select the complementary elements of the run flat system made an analogy with a vehicle of similar load characteristics. To perform the analysis determined in order the point loads that will be present in the prototype which will be useful to establish a design load (Cd). In addition, it will take into account the stability of the prototype and the reactions that occur in the crossbows. On the other hand, it made a static analysis using the finite element method (FEM) through the ANSYS WORKBENCH software, determining the maximum deformation produced, besides the maximum allowable stress and the safety factor, being these factors acceptable to guarantee safety in the construction of the prototype. Its construction was carried out in a workshop equipped with the necessary equipment and tools for the purpose using square tubes A-36 structural steel. It applied 6 field tests to validate the prototype such as: general inspection of dimensions, visual inspection of weld, stability test, braking, and load capacity, alternating between maximum load and no load. It concludes that the prototype gives additional stability to the tractor-trailer and due to its brakes; the trailer does not requires others. The maximum capacity that the tractor-trailer can drag is 1500 kg. Finally, it recommends that to fit in order the trailer-tractor as unit must be leveled, the load should be distributed throughout the area, not exceed the load capacity for which it was designed, and take the necessary precautions when driving the tractor-trailer.

KEY WORDS: <TRACTOR-TRAILER>, <YTO DF-15L>, <TRAILER>. <METHOD OF WEIGHTED CRITERIA>, <MECHANICAL ASPECTS>, <COMPUTER-AIDED DESIGN>

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes

Debido a que la mecanización en el Ecuador y en especial en la provincia de Chimborazo tiene un índice muy bajo esto en la inversión inicial, en vista de esto los agricultores de esta zona se ven obligados a realizar el traslado de productos, insumos y herramientas utilizados habitualmente durante la labor agrícola mediante mulas o directamente cargando sobre sus hombros, los traslados de dichos productos y herramientas no solamente se realizan desde el hogar del agricultor hacia la parcela sino también en el mismo terreno durante el laboreo entre los extremos de la amelga. Este tipo de esfuerzos realizados por los agricultores a largo plazo ha hecho que se produzcan lesiones, dichas lesiones son conocidas como LESIONES POR ESFUERZO REPETITIVO (LER).

El hecho de que los agricultores carguen productos y herramientas en sus hombros no solo se debe al alto costo de la mecanización agrícola y se cuente con tractores con elementos de transporte sino también debido a que en muchas de estas zonas de producción no cuentan con vías de acceso carrozable y simplemente se tenga caminos de herradura en donde la utilización de un motocultor incorporado con un remolque sería la manera eficaz de transitar en dichas zonas y así evitar que los agricultores se sometan a realizar esfuerzos mencionados anteriormente, que hace que disminuyan su rendimiento en la realización del trabajo en el terreno y principalmente disminuir los tiempos de traslado lo cual afectaría positivamente en la economía de estas zonas ya que se mejoraría el eficiencia y eficacia de la laboreo agrícola.

En vista de la necesidad que presenta el MAGAP de la provincia de Chimborazo al no contar con un remolque para el motocultor YTO DF 15-L. la Carrera de Ingeniería Automotriz a través del presente proyecto de titulación ha visto conveniente el diseño y construcción de dicho remolque el cual contará con la investigación adecuada y sustentada técnica y teóricamente por los años de estudio recibidos, lo cual garantizará su utilidad y beneficio.

1.2. Justificación

La maquinaria agrícola ha evolucionado de gran manera en las últimas décadas, siendo sus accesorios la excepción, así el remolque agrícola en los últimos años presenta revolucionarios diseños y ya no puede decirse que es solo una caja con un bastidor y cuatro ruedas. El remolque agrícola se ha convertido en un elemento polivalente y de gran seguridad en el transporte. (Cavañate, et al., 2012: pp 396)

La mecanización agrícola no es más que la incorporación de maquinaria en la agricultura y el Ecuador al ser un país netamente agrícola y en vías de desarrollo a través del MAGAP, crea el 29 de Junio del 2016 la Dirección de Mecanización Agrícola con el afán de aportar con centros de mecanización para mejorar el rendimiento de la agricultura en el país. (El Agro, 2014)

Según estudios realizados el índice de mecanización en el Ecuador es de 0.30 Kw/ha, que es un índice sumamente bajo en comparación con el índice de mecanización de países como México con 0.77 Kw/ha, Chile 0.57 Kw/ha, Argentina 0.60 Kw/ha, Venezuela 0.79 Kw/ha (El Diario, 2013), además de ser un índice bajo en comparación con otros países, también es bajo de acuerdo a lo recomendado internacionalmente que es un índice de 0.70 Kw/ha de mecanización.

Chimborazo es una provincia que basa su economía en la agricultura y cuenta con un alto índice de población campesina, de la cual gran parte de ella se dedica a la agricultura tradicional. Estas personas pertenecen a la clase media y baja por lo cual implementar maquinaria agrícola en sus labores de agricultura se convierte en una inversión sumamente alta por los altos costos de tractores y demás maquinaria de mecanización agrícola, debido a esto la mecanización agrícola es exclusiva de los grandes productores (El Agro, 2014). En vista de la necesidad de mejorar la mecanización agrícola el MAGAP ha dotado de centros de mecanización que beneficia a organizaciones de agricultores legalmente establecidas las cuales cuentan con maquinaria necesaria para el laboreo en dichas zonas. Los centros de mecanización suman 141 motocultores, de los cuales alrededor de 20 de ellos son los utilizados, estas máquinas son de origen chino y por lo cual no están adaptadas a las necesidades de los terrenos de la provincia, además de que

al ser importadas no cuentan con repuestos y accesorios para poder aprovechar todos los beneficios que esta máquina podría ofrecer.

El presente proyecto técnico tiene como finalidad, diseñar y construir un remolque de motocultor YTO DF-15L para la zona centro del país y satisfacer la necesidad del MAGAP de la provincia de Chimborazo de transporte de productos e insumos de laboreo del suelo en zonas con limitadas vías de acceso y en las propias amelgas como también en zonas de producción agrícola.

1.3. Objetivos

1.3.1. *Objetivo general.*

Diseñar y construir un remolque de motocultor YTO DF-15L para el MAGAP de la provincia de Chimborazo.

1.3.2. *Objetivos específicos:*

Modelar mediante CAD los elementos que componen el remolque con la utilización del software SOLIDWORKS para obtener las piezas que lo conforman.

Diseñar mediante CAD un remolque para motocultor YTO DF-15L con la utilización del software SOLIDWORKS para realizar el ensamble del mismo.

Modelar mediante Métodos de Elementos Finitos (MEF), utilizando el software ANSYS para realizar el análisis de su estructura.

Construir el remolque utilizando tecnología del medio local para el transporte de productos.

Validar el producto.

azadas rotativas, lo que convierte el motocultor en una máquina propulsada por los mismo elementos que se utilizan en el trabajo del suelo. (Ministerio de agricultura y pesca, alimentación y medio ambiente)

FIGURA 2-2. Motoazada



Fuente: (Gobierno de España)

2.1.2. Función

La función principal es el trabajo del suelo, por lo que su diseño viene condicionado para conseguir las mejores prestaciones en esta operación, habitualmente realizada mediante azadas rotativas integradas en el apero conocido como “rotocultor”. (Gobierno de España).

Es un equipo ideal para llevar a cabo el trabajo agrícola en un jardín o terreno de tamaño reducido, siendo muy utilizado para fresar el suelo antes de realizar la siembra o entre hileras de plantas cultivadas. (Moreno Vega, 2015, p.38)

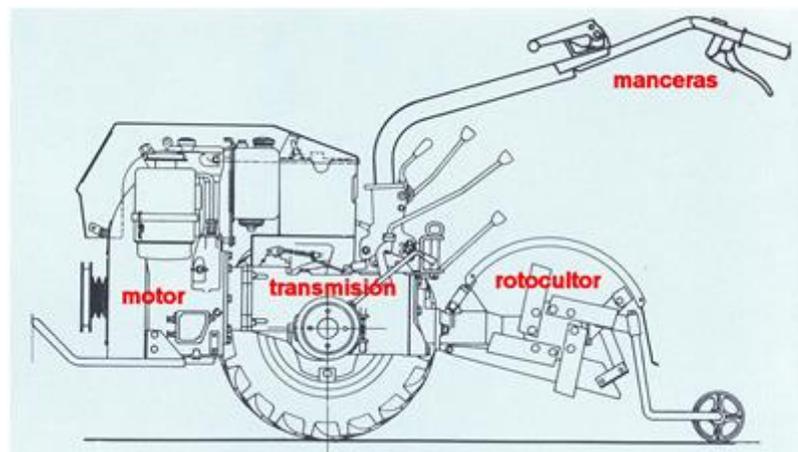
2.1.3. Tipología.

El motor con el cilindro vertical, se sitúa por delante del eje de las ruedas, con lo que el motocultor queda equilibrado longitudinalmente al incorporar la herramienta en la parte trasera (generalmente el rotocultor). La transmisión, unida al volante del motor, incluye una caja de cambios, que normalmente dispone de tres a cinco relaciones hacia delante y de una a tres hacia atrás. (Gobierno de España)

El bloque central incluye la caja de cambios, 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 una o dos relaciones entre 500 y 1300 rev/min para el régimen nominal del motor), o sincronizada con el avance para todas las relaciones de marcha. (Gobierno de España)

2.1.4. Mecanismos de los motocultores.

FIGURA 3-2. Estructura del motocultor



Fuente: (Gobierno de España)

2.1.4.1. Bastidor.

Es la estructura metálica que sostiene el motor y demás mecanismos. (Ríos, 2011, p.56)

2.1.4.2. Motor.

Por lo general es un pequeño motor diésel de cuatro tiempos con enfriamiento por aire. El arranque es manual y por manivela, aunque algunos modelos dispones de motor de arranque. El motor está protegido por una cubierta fabricada de láminas de metal. (Ríos, 2011, p.56)

2.1.4.3. Embrague, caja de velocidades y toma de fuerza.

El embrague acciona y desconecta la transmisión de la potencia de motor hacia la caja de velocidades. Posee una toma de fuerza para el accionamiento de las máquinas, aunque en algunos modelos la transmisión es por cadenas o correas. (Ríos, 2011, p.57)

2.1.4.4. Manceras.

Tiene dos manceras con sus empuñaduras, de forma similar a un arado, que sirven para variar la dirección de desplazamiento. En las manceras están colocadas todas las palancas y demás dispositivos de funcionamiento de control del motor y de los implementos y máquinas agregados. (Ríos, 2011, p.57)

2.1.4.5. Rodaje.

Las dos ruedas son neumáticos de rayado agrícola, con trocha regulable. Existe la posibilidad de cambiar los neumáticos por ruedas fangueadoras para el trabajo de preparación de suelos en terrazas arroceras. (Ríos, 2011, p.58)

2.1.5. Operaciones agrícolas del motocultor

El trabajo de los motocultores puede mover el suelo hasta 15 cm de profundidad, con anchuras entre 0.5 m y algo más 1.0 m. la velocidad de giro del rotocultor se mantiene entre 200 y 300 rev/min. Para las motoazadas la profundidad de trabajo es menor y el rotor funciona a un régimen entre 60 y 120 rev/min. (Gobierno de España)

Algunos fabricantes de arados ofrecen mono-surcos para los motocultores, aunque se trata de una opción poco utilizada, ya que la capacidad de tracción del motocultor es reducida y depende de la masa del mismo, por lo que se necesita añadir lastre. Otras alternativas para el trabajo del suelo son los surcadores y acaballadores, los cultivadores de brazos, etc. (Gobierno de España)

En el mercado también se encuentran disponibles t sembradoras monograno, sembradoras para semillas de hortalizas y plantadoras semiautomáticas de uno o dos cuerpos,

distribuidores de microgránulos, etc., y bombas para pulverización y bombas para riego accionadas por la toma de fuerza. (Gobierno de España)

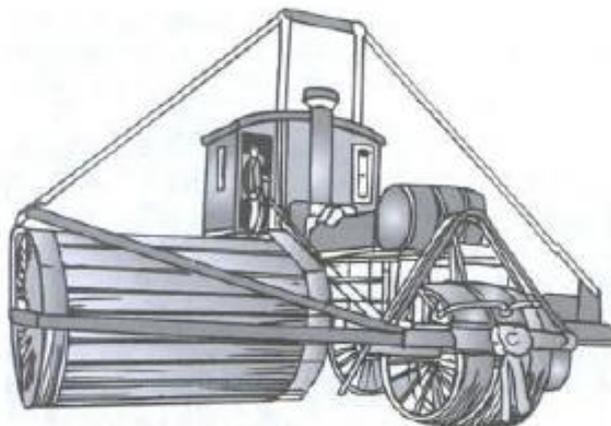
Se les incorporan unas cajas para convertirlos en remolques, que pueden llegar a ofrecer capacidades de carga entre 500 y 1500 Kg, aunque su utilización se encuentra muchas veces en el límite de la normativa de seguridad del trabajo. (Gobierno de España)

En cuanto a las operaciones de recolección, lo más frecuente es la transformación de los motocultores para la siega del forraje (motosegadoras), aunque también hay máquinas diseñadas con este fin, como son las segadoras de forraje (barra de corte y mayacelas, las segadoras desbrozadoras y las desbrozadoras de arbustos). (Gobierno de España)

2.2. Evolución del tractor agrícola

El tractor agrícola inició su evolución al inventarse las máquinas con motor a vapor estacionario, cuya potencia era transmitida por medio de grandes poleas. El problema que tenían estas máquinas era que no podían auto propulsarse, debido a que gran parte de su potencia lo consumían en el desplazamiento, por lo que, para evitar este inconveniente, su transporte debía realizarse por medio de caballos y bueyes, hecho que era muy difícil, debido al gran peso de la máquina. Por ello, tuvo que pasarse del motor de vapor estacionario, al motor de tracción con auto propulsión. (Alvarado Chávez, 2004, pp.4-5)

FIGURA 4-2. Tractor de ruedas de madera



Fuente: (Alvarado Chávez, 2004, p.5)

Los tractores con motor a gasolina también surgieron debido a los inconvenientes que presentaban los tractores de vapor, principalmente para reducir la cantidad de trabajadores requeridos para estas labores. Los tractores con motor a gasolina inicialmente eran similares en su estructura a los de vapor. Tuvo que hacerse un gran número de investigaciones y pruebas, hasta desarrollar un motor de combustión interna ideal para tractores. (Alvarado Chávez, 2004, p.5)

En Estados Unidos, específicamente en Omaha, Nebraska, en el año 1911, se llevó a cabo la primera exhibición de tractores, el evento abrió camino para que en 1919 fuera aprobada la Ley de Tractores del Estado de Nebraska, que obligaba a que los fabricantes de tractores los probaran ellos mismos, y publicáran el resultado de dichas evaluaciones, para que se pudiesen comparar y corroborar las características de diferentes tractores. La ley también exigía al fabricante tener una cantidad de repuestos disponibles y un adecuado y eficiente sistema de distribución, para garantizar al cliente una rápida reparación. Las pruebas de Nebraska, fueron reconocidas en todo el mundo, saliendo de ellas las normas para clasificar tractores. (Alvarado Chávez, 2004, p.6)

Entre 1915 y 1919 se introdujo la “toma de fuerza”, que es un eje que se incorporó en la parte trasera del tractor, para dar potencia, es decir, para hacer girar implementos como capeadoras rotativas, rotadores, etc. (Alvarado Chávez, 2004, p.6)

La toma de fuerza poco a poco fue aceptada e incluida en la mayoría de los tractores fabricados entre 1925 y 1929. A partir de 1930 y hasta 1937, los tractores contaban con motores Diésel, y también se ofrecieron tractores con varias velocidades y se fabricaron tractores con llantas de caucho, lo que les permitió viajar por carreteras pavimentadas sin ninguna restricción, además de tener con ello una marcha suave y cómoda para el conductor, así como la reducción de ruidos y vibraciones. (Alvarado Chávez, 2004, p.6)

Los fabricantes se preocupaban por la seguridad y comodidad de los operadores, fabricándolos con asientos más cómodos, tractores con marco antivuelco (estructura que protege al conductor en caso de vuelco) y techo tapasol, o sea, que ya se estaban preocupando por la “ergonomía”. Además se empezaron a usar llantas radiales, especiales para tractor. (Alvarado Chávez, 2004, p.8)

A los tractores se les puso cabina. Los tractores comenzaron a cumplir con los niveles de ruido establecidos por las pruebas de Nebraska. Los agricultores adquirieron más y más tractores de doble tracción asistida (es decir, que solo opera, si el conductor la acopla por medio de un dispositivo), y con una potencia mayor a los 75 kilowatts. (Alvarado Chávez, 2004, p.8)

El tractor agrícola continuó evolucionado en las décadas siguientes, mejorando las direcciones de poder, pasando de las hidráulicas a las hidrostáticas, hasta llegar a contar con sistemas de frenos hidráulicos, con enganches tripuntales automáticos y acoples para cilindros remotos hidráulico, para la operación de máquinas que contaban con motores hidráulicos, tales como rastras de tiro o carretas de volteo. (Alvarado Chávez, 2004, p.8)

Los motores también han evolucionado y ahora la inyección del combustible es controlada por medios electrónicos, es decir, que se cuenta con motores inteligentes o computarizados. Es así como actualmente un tractor o una cosechadora pueden venir equipados con un sistema computarizado y sensores electrónicos que les permiten ejecutar una serie de funciones tales como emitir mensajes escritos, pictóricos, auditivos o incluso orales, para informar posibles averías, tales como: en qué momento debe cambiarse el aceite, cuantos kilómetros faltan para llevar el vehículo a mantenimiento, etc., mientras se está realizando una labor. También puede conseguir maquinaria agrícola con implementos más sofisticados, como por ejemplo, con equipo para levantar un mapa de Isobatas (que es en el que se identifican los diferentes niveles freáticos en un terreno), información que luego puede pasarse a una computadora para ser analizada por especialistas en drenaje. (Alvarado Chávez, 2004, p.9)

FIGURA 5-2. Tractor moderno FIAT



Fuente: (Alvarado Chávez, 2004, p.9)

En una palabra, ya los tractores agrícolas dejaron de ser un simple equipo útil para levantar, empujar o halar implementos y facilitar la labor física a los seres humanos, sino que ahora también facilitan a los usuarios el trabajo intelectual y les ahorran un tiempo increíble, tanto en la toma de datos en el campo, como en su interpretación. Podemos afirmar, sin miedo a equivocarnos, que el límite actualmente está en la imaginación y el ingenio de las personas que diseñan y construyen este tipo de vehículos. (Alvarado Chávez, 2004, p.9)

2.3. Motocultor YTO DF-15L

El motocultor DF-15L ha sido diseñado con una construcción simple, compacta, ligera y confiable, que permite un prolongado tiempo de servicio, fácil operación a campo traviesa. (YTO, p.5)

El DF-15L es adecuado para el uso en campos lodosos y secos, para la horticultura, jardinería, aún en terrenos con colinas de pendientes moderadas. Puede ser usado para el barbecho, rotocultivo, así como para cosechar, hacer canales, transportación, etc., si se le acondiciona con los implementos adecuados. En adición, el motocultor puede ser extensivamente utilizado como una fuente estacionaria de potencia para drenaje a pequeña escala, irrigación, bombeo, molienda de granos y forrajes, impulsar elevadores de granos de bandas o de gusano, etc. (YTO, p.5)

2.3.1. Especificaciones técnicas comunes

TABLA 1-2. Especificaciones técnicas del motocultor YTO DF-15L

Modelo		Unidad	DF-15L
Peso de la estructura	Sin rotocultivador	Kg	360
	Con rotocultivador		465
Peso de trabajo (con rotocultivador)		Kg	505
Velocidad de giro del eje de roturación		Rpm	188
Dimensiones generales (L×W×H)		mm	2680×960×1250
Numero de cuchillas		PCS	18
Ancho de roturación		mm	600

TABLA 2-2. (continúa) Especificaciones técnicas del motocultor YTO DF-15L

Tipo de tractor			Eje simple, doble uso para tractor e impulso
Velocidad de desplazamiento	Hacia adelante	Km/h	1.4/ 2.5/ 4.1/ 5.3/ 9.4/ 17
	Reversa		1.1/ 3.8
Tamaño del neumático			6.00-12
Banda de rodamiento		mm	800, 740, 640, 580 (uso normal 800)
Distancia al suelo min.		mm	185
Radio de giro min.		m	0.9 (sin rotocultivador)
Modelo de motor			S1100A2N
Tipo de motor			4 tiempos horizontal
Diámetro × recorrido		mm	100×115
Desplazamiento total		L	0.903
Proporción de compresión			19.5:1
Velocidad de giro del cigüeñal		Rpm	2000
Salida en 1-hora		KW/hp	10.5/14.3
Salida en 12-horas		KW/hp	9.8/13.33
Consumo de combustible específico		g/kW.hp	257
Consumo de lubricante específico		g/kW.hp	≤ 2.04
Modo de refrigeración			Condensador (radiador)

Fuente: (DFAM)

2.4. Elementos de labranza.

Según la Sociedad Americana de Ingenieros Agrícolas y Biólogos (ASABE) los aperos de labranza se clasifican en:

1. Labores primarias
 - 1.1. Arados
 - 1.2. Vertedera
 - 1.3. Chisel
 - 1.4. Combinación chisel cuchillas
 - 1.5. Reja escandadora ancha

- 1.6. Discos
- 1.7. Aporcador
- 1.8. Vertedera superficial
- 1.9. Discos aporcadores
- 1.10. Subsoladores
- 1.11. Gradas de disco
- 1.12. Excéntrica
- 1.13. Pesada en tándem
- 1.14. Motoazada potente
- 2. Labores secundarias
 - 2.1. Gradas
 - 2.2. Discos
 - 2.3. Dientes flexibles, rígidos, de punta o enrollados
 - 2.4. Cuchilla
 - 2.5. Diente oscilatorio potente
 - 2.6. Rodillo compactador
 - 2.7. Acaballanadora
 - 2.8. Niveladora
 - 2.9. Rotativa accionada por el terreno
- 3. Cultivadores
 - 3.1. Cultivadores de varillad
 - 3.2. Rodillos
 - 3.3. Cultivador girador potente
 - 3.4. Acaballanadoras
 - 3.5. Azadas giratorias
 - 3.6. Labores de cultivo
 - 3.7. Cultivadores de hileras
 - 3.8. Giratorio accionado por el terreno
 - 3.9. De dientes flexibles
 - 3.10. De dientes de asta
 - 3.11. Rotocultivadores
 - 3.12. Motoazadas

2.5. Remolques

El remolque agrícola se ha convertido en un elemento polivalente y de gran seguridad en el transporte. (Cavañate, et. al., 2012, p.396)

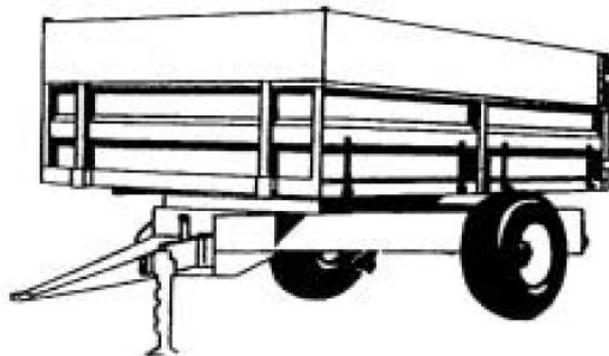
Los remolques se pueden dividir en:

- Remolque de dos ejes.
- Remolque de un solo eje
- Remolques especiales

2.5.1.1. Remolque de un eje

Los remolques en algunos modelos de gran tonelaje, están equipados con 2 ejes gemelos, paralelos, muy próximos el uno del otro y la carga está repartida de forma proporcional entre las ruedas y el punto de engranaje del tractor, lo cual permite una mejor adherencia y una tracción más eficaz. (Briosa, 2001, p.151)

FIGURA 6-2. Remolque de un eje sencillo

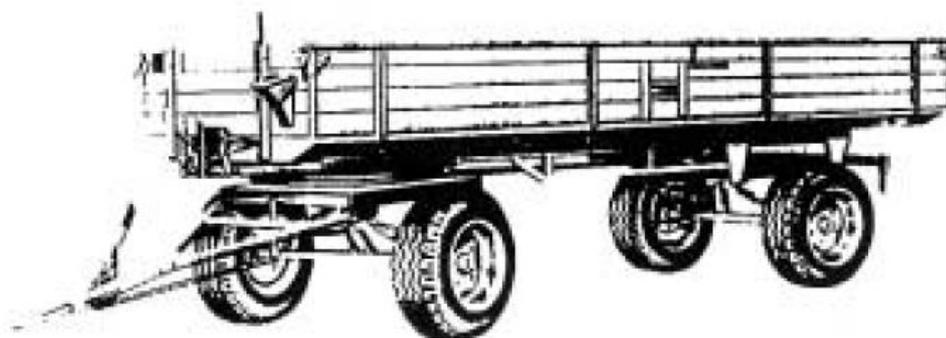


Fuente: (Briosa, 2001, p.152)

2.5.1.2. Remolque de dos ejes

Estos remolques están provistos de dos ejes y son tirados solamente por el tractor, la carga incide totalmente sobre las propias ruedas. (Briosa, 2001, p.151)

FIGURA 1-2. Remolque de dos ejes



Fuente: (Briosa, 2001, p.151)

2.5.2. Elementos principales del remolque.

2.5.2.1. Los frenos.

Tienen gran importancia en los remolques agrícolas, por el peligro que entraña para el tractor y el tractorista su mal funcionamiento. La evolución de los tractores en los últimos años ha conducido a la construcción de estos cada vez más ligeros, por lo que no siempre son capaces de frenar por si mismos las cargas que llevan los remolques. Por esta razón, los remolques deben estar provistos de frenos suficientes, de fácil manejo y que consigan frenar el remolque antes que el tractor con el fin de que el remolque tire ligeramente del tractor en lugar de empujarlo. (Cavañate, et. al., 2012, p.398)

El sistema de frenado es de tipo fricción, en el que las fuerzas retardadoras provienen del rozamiento entre dos piezas: zapatas y tambor, situadas las primeras fijas al eje y el segundo a las ruedas. La presión de las zapatas del freno contra el tambor del mismo puede realizarse mecánicamente o mediante un fluido a presión (aceite o aire). Los frenos hidráulicos o neumáticos se están generalizando en la agricultura y especialmente en remolques de gran capacidad de carga. (Cavañate, et. al., 2012, p.399)

Actualmente se tiende a una normalización de los sistemas de frenado en remolques, asimilando estos a vehículos de transporte de hasta 40 km/h, e incluso se pretende normalizarlos para velocidades de hasta 60 km/h. (Cavañate, et. al., 2012, p.399)

Según la capacidad de carga los remolques deben equipar diferentes sistemas de frenado, así tenemos:

- A. Remolques de peso máximo de 1,5 t.
- B. Remolques de peso máximo de 1,5 a 5 t.
- C. Remolques de peso máximo mayor de 5 t.

Los remolques de categoría A no necesitan un sistema de frenado propio, pero si tiene, deben cumplir los requisitos de la categoría B. (Cavañate, et. al., 2012, p.399)

Los remolques de categoría B deben poseer un freno de servicio accionado desde el tractor o un freno de inercia. La fuerza total ejercida en las ruedas frenadas debe ser como mínimo el 25 por 100 del peso máximo soportado por la rueda. Si el frenado se realiza hidráulicamente, la presión de trabajo debe tener como mínimo 100 bares de presión, si es neumático, 6 bares. (Cavañate, et. al., 2012, p.399)

Los remolques de la categoría C deben estar provistos de un dispositivo de frenado hidráulico o neumático de tal forma que el frenado del tractor y el remolque sea de tipo automático continuo. (Cavañate, et. al., 2012, p.399)

2.5.2.2. La suspensión.

Algunos remolques agrícolas no tienen suspensión, lo que les hace poco apropiados para el transporte rápido por caminos y carreteras, siendo su única amortiguación la que brindan las ruedas neumáticas. Sin embargo, los remolques con suspensión tienen un mayor peligro de vuelco. El recorrido del resorte o ballesta debe ser de la misma magnitud aproximadamente que el aplastamiento de los neumáticos, no debiendo sobrepasar de 40 a 60 mm, con objeto de mantener una estabilidad suficiente. Existen varios tipos de suspensión: ballestas semieslásticas, muelles telescópicos de varios resortes en hélice, barras de torsión, tacos de goma y, por último, la suspensión neumática, que es la que trabaja mejor, pero que necesita que el tractor disponga de un compresor de aire. (Cavañate, et. al., 2012, p.399)

2.5.2.3. *El mecanismo de dirección.*

Este mecanismo de dirección puede ser:

- *Por rotación de muñones.* Mediante cuadriláteros articulados de las ruedas delanteras, análoga a la dirección del tractor, con las ventajas de una mayor estabilidad y un menor peso, y con el inconveniente de un mayor radio de giro. (Cavañate, et. al., 2012, p.399)
- *Por corona de giro.* Consiste en que el eje delantero del remolque gira alrededor de un punto de articulación central. Como ventajas tiene su gran capacidad de giro y el que puede salir de los atascos tirando violentamente de la lanza. Como inconvenientes, su mayor costo y una mayor inestabilidad en las curvas. (Cavañate, et. al., 2012, p.399)

2.5.2.4. *Los neumáticos.*

Los neumáticos de los remolques agrícolas tienen que soportar otros tipos de esfuerzos diferentes que los que están expuestos los neumáticos de los automóviles. En remolques agrícolas los neumáticos no tienen fuerzas tangenciales como las ruedas de un tractor, pero deben soportar cargas muy elevadas por caminos frecuentemente en mal estado, aplastándose de un modo notable. Cuando circulas por terreno agrícola deben ir a baja presión (<100 kPa) y ser anchos con objeto de compactar el suelo lo menos posible. (Cavañate, et. al., 2012, p.400)

Los factores que determinan las cargas en la ruedas de los remolques son: el peso del vehículo en vacío (tara), la carga útil y la carga que soporta el enganche al tractor (en el caso de remolques mono eje). (Cavañate, et. al., 2012, p.400)

Como referencia, en condiciones normales de uso agrícola para velocidades de hasta 30 km/h, unos neumáticos tipo R16/70-20 (de 418 mm de anchura y 1075 mm de diámetro) pueden soportar cada uno 3100 kg a 80 kPa de presión. (Cavañate, et. al., 2012, p.400)

2.6. Teorías de diseño

Es responsabilidad del diseñador garantizar que la pieza de una máquina sea segura para funcionar bajo condiciones razonables previsible. Debe el lector evaluar con cuidado la aplicación donde se vaya a usar el componente, el ambiente donde operará, la naturaleza de las cargas, los tipos de esfuerzos a los que estará sometido el componente, el tipo de material que se va usar y el grado de confianza que tiene en sus conocimiento sobre aplicación. (Mott, 2006, p.182)

Algunas consideraciones generales son:

- *Aplicación.* ¿Se va a producir el componente en cantidades grandes o pequeñas? ¿Qué técnicas de manufactura se usarán para fabricarlo? ¿Cuáles son las consecuencias de la falla, en términos de riesgo para las personas y de costo económico? ¿Qué tan sensible al costo es el diseño? ¿Son importantes el tamaño pequeño o el poco peso? ¿Con qué otras piezas o aparatos estará interconectado el componente? ¿Para qué duración se diseña el componente? ¿Será inspeccionado y mantenido el componente en forma periódica? ¿Cuánto tiempo y costos se justifican para el diseño? (Mott, 2006, p.182)
- *Ambiente.* ¿A qué intervalo de temperaturas estará expuesto el componente? ¿Estará expuesto al voltaje o corriente eléctrica? ¿Cuál es el potencial para que haya corrosión? ¿El componente estará dentro de una caja? ¿Habrán defensas que protejan la entrada al componente? ¿Es importante la ausencia de ruido? ¿Cuál es el ambiente de vibración? (Mott, 2006, p.182)
- *Cargas.* Identifique la naturaleza de las cargas aplicadas al componente que se diseña con tanto detalle como sea práctico. Considere todos los nodos de operación, incluyendo arranques, paros, operación normal y sobrecargas previsible. Las cargas deben caracterizarse como estáticas, repetidas e invertidas, fluctuantes, de choque o impacto. Las magnitudes clave de las cargas son la máxima media y mínima. (Mott, 2006, p.182)
- *Tipos de esfuerzo.* Al considerar la naturaleza de las cargas y la forma de soportar al componente ¿Qué tipos de esfuerzo se crearán: tensión directa, compresión directa, cortante directo, flexión o cortante torsional? ¿Se aplicará al mismo tiempo dos o más tipos de esfuerzo? ¿Se desarrollan los esfuerzos en una dirección (uniaxiales), en dos

direcciones (biaxiales) o en tres direcciones (triaxiales)? ¿Es probable que haya pandeo? (Mott, 2006, p.183)

- *Material.* Examine las propiedades del material requeridas: resistencia de fluencia, resistencia última de tensión, resistencia última de compresión, resistencia última a la fatiga, rigidez, ductilidad, tenacidad, resistencia al arrastramiento, resistencia a la corrosión y otras más en relación a la aplicación de cargas, esfuerzos y el ambiente. (Mott, 2006, p.183)
- *Confianza.* ¿Qué tan fiables son los datos de las cargas, las propiedades del material y los cálculos de esfuerzos? ¿Son adecuados los controles de los procesos de manufactura, para asegurar que el componente se producirá como se diseñó respecto de la exactitud dimensional, acabado superficial y propiedades finales del material salido de manufactura? El manejo, uso o exposición al ambiente, posteriores ¿dañarán en forma que afecte la seguridad o la duración del componente? Esas consideraciones afectarán su decisión para el factor de diseño N . (Mott, 2006, p.183)

2.7. Factor de diseño

Es una medida de seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. (Mott, 2006, p.185)

El diseñador debe determinar cuál será un valor razonable del factor de diseño en determinado caso. Con frecuencia, el valor del factor de diseño o del esfuerzo de diseño está definido por códigos establecidos por organizaciones de normalización, como la Sociedad Estadounidense de Ingenieros Mecánicos (American Society of Mechanical Engineers), la Asociación Estadounidense de Manufactura (American Gear Manufacturers Association), (Mott, 2006, p.185), etc.

Cuando no se cuenta con códigos o normas, el diseñador debe aplicar su juicio para especificar el factor de diseño adecuado. (Mott, 2006, p.185)

2.7.1. Materiales dúctiles

$N = 1.25$ a 2.0 . El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño. (Mott, 2006, p.185)

$N = 2.0$ a 2.5 . Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos del diseño. (Mott, 2006, p.185)

$N = 2.5$ a 4.0 . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente. (Mott, 2006, p.185)

$N = 4.0$ o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. (Mott, 2006, p.185)

2.7.2. Materiales frágiles.

$N = 3.0$ a 4.0 . Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño. (Mott, 2006, p.186)

$N = 4.0$ a $8:0$. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente. (Mott, 2006, p.186)

2.8. Teorías de falla

Los diseñadores deben comprender las diversas y eventuales fallas de los componentes bajo cargas, para determinar un diseño que garantice que esa falla no va a suceder. Existen varios métodos distintos para predecir la falla, y es responsabilidad del diseñador seleccionar el más adecuado para las condiciones del proyecto. (Mott, 2006, p.186)

El objetivo del proceso de diseño es llegar a un factor N de diseño adecuado que garantice la seguridad del componente. Esto es que la resistencia del material debe ser mayor que los esfuerzos aplicados. (Mott, 2006, p.186)

Métodos de predicción de fallas:

- Esfuerzo normal máximo Esfuerzo estático uniaxial en materiales frágiles
- Mohr modificado Esfuerzo estático biaxial en materiales frágiles

- Resistencia de fluencia Esfuerzo estático uniaxial en materiales dúctiles
- Esfuerzo cortante máximo Esfuerzo estático biaxial en materiales dúctiles
- Energía de distorsión Esfuerzo fluctuante en materiales dúctiles
- Goodman Esfuerzo fluctuante en materiales dúctiles
- Gerber Esfuerzo fluctuante en materiales dúctiles

2.8.1. Esfuerzo normal máximo para esfuerzo estático uniaxial en materiales frágiles.

La teoría de normal máximo indica que un material se rompe cuando el esfuerzo normal máximo (sea tensión o compresión) es mayor que la resistencia última del material, obtenida en una prueba normalizada de tensión o de compresión. Su uso es limitado, solo para materiales frágiles bajo compresión o tensión estática pura y uniaxial. Al aplicar esta teoría, se debe aplicar cualquier factor de concentración de esfuerzos en la región de interés, al esfuerzo que se haya calculado, porque los materiales frágiles no ceden y en consecuencia no pueden redistribuir el esfuerzo aumentado. (Mott, 2006, p.187)

Se aplica la siguiente ecuación:

Para esfuerzo de tensión:

$$K_1\sigma < \sigma_d = S_{ut}/N \quad (1)$$

Para esfuerzo de compresión:

$$K_1\sigma < \sigma_d = S_{uc}/N \quad (2)$$

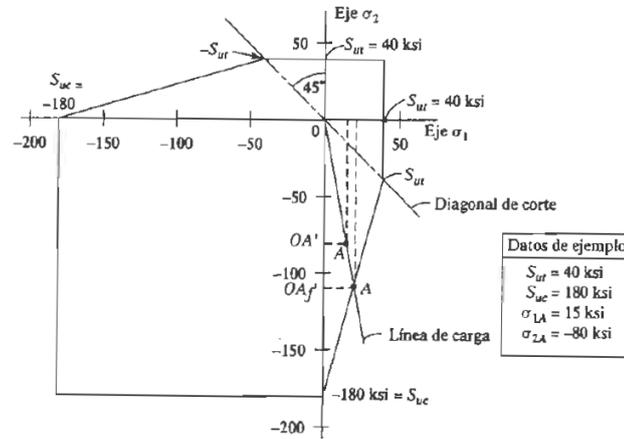
2.8.2. Método de Mohr modificado para esfuerzo estático biaxial en materiales frágiles.

Cuando se aplican esfuerzos en más de una dirección, o cuando se aplican al mismo tiempo esfuerzo normal y esfuerzo cortante, es necesario calcular los esfuerzos principales σ_1 y σ_2 , mediante el círculo de Mohr. (Mott, 2006, p.187)

Por seguridad, la combinación de los dos esfuerzos principales debe estar dentro del área que muestra la FIGURA 2-2, que es una representación gráfica de la teoría de Mohr modificada. La grafica representa el esfuerzo máximo principal σ_1 , en el eje horizontal

(abscisas) y el esfuerzo mínimo principal σ_2 , en el eje vertical (ordenadas). (Mott, 2006, p.187)

FIGURA 2-2. Diagrama de Mohr modificado con los datos de ejemplo



Fuente: (Mott, 2006, p.187)

2.8.3. Método del esfuerzo de fluencia para esfuerzos estáticos uniaxiales normales en materiales dúctiles.

Es una aplicación sencilla del principio de fluencia, cuando soporta una carga de tensión o de compresión directa en forma parecida a las condiciones de la prueba normalizada de tensión o compresión para el material. Es posible la falla cuando el esfuerzo real aplicado es mayor que la resistencia de fluencia, teoría para el diseño estructural. (Mott, 2006, p.188)

Se aplican las siguientes ecuaciones:

- Para esfuerzo de tensión:

$$\sigma < \sigma_d = S_{yt}/N \quad (3)$$

- Para esfuerzo de compresión:

$$\sigma < \sigma_d = S_{yc}/N \quad (4)$$

- Para la mayor parte de los metales dúctiles forjados, $S_{yt} = S_{yc}$

2.8.4. Método de esfuerzo cortante máximo para esfuerzos estáticos biaxiales en materiales dúctiles.

El método de la predicción de falla por esfuerzo cortante máximo establece que un material dúctil comienza a ceder cuando el esfuerzo cortante máximo en un componente bajo carga es mayor que en un espécimen de prueba de tensión cuando se inicia la fluencia. (Mott, 2006, p.188)

Para diseñar se utiliza la siguiente fórmula:

- En fluencia: $S_{sy} = S_y/2$

$$\tau_{m\acute{a}x} < \tau_d = S_{sy}/N = 0.5 S_y/N \quad (5)$$

En experimentos se ha demostrado que el método del esfuerzo cortante máximo para predecir fallas, es algo conservador para los materiales dúctiles sometidos a una combinación de esfuerzos normales y cortantes. (Mott, 2006, p.189)

2.8.5. Método de la energía de distorsión para esfuerzos estáticos biaxiales o triaxiales en materiales dúctiles.

Este método de la energía de distorsión es el más utilizado cuando se someten a cargas estáticas o esfuerzos normales o cortantes o su combinación en materiales dúctiles, al que se le conoce como esfuerzo de Von Mises.

La definición del nuevo término de Von Mises, representado por el símbolo σ' , que se puede calcular para esfuerzos biaxiales, con los esfuerzos principales máximo y mínimo σ_1 y σ_2 . (Mott, 2006, p.189)

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \quad (6)$$

Se acredita a R. Von Mises el desarrollo de la ecuación. Por las contribuciones adicionales de H. Hencky en 1925, a veces al método se le llama Método de Von Mises-Hencky. (Mott, 2006, p.189)

2.8.6. Método de Goodman para fatiga bajo esfuerzo fluctuante en materiales dúctiles.

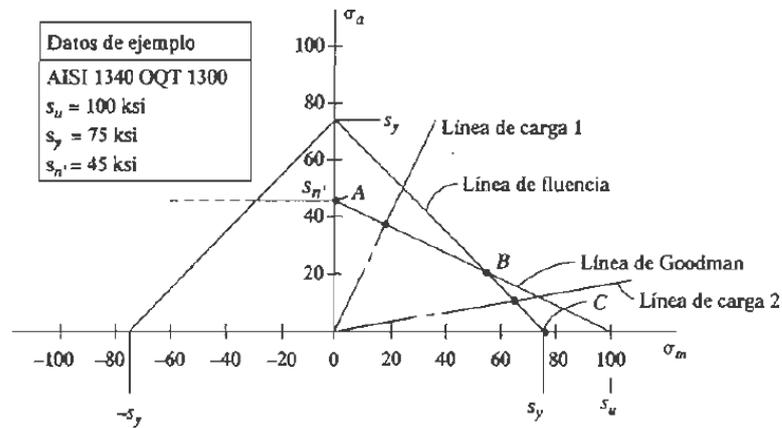
Recuerde que el término esfuerzo fluctuante indica la condición donde un componente se somete a un esfuerzo promedio de cero, con un esfuerzo alterno sobrepuesto al esfuerzo medio. (Mott, 2006, p.190)

En el diagrama de Goodman se grafican los esfuerzos medios en el eje horizontal y los esfuerzos fluctuantes en el eje vertical, ver FIGURA 3-2. *Diagrama de Goodman*. Observe primero la parte derecha del diagrama, que se representa esfuerzos fluctuantes con un esfuerzo medio de tensión (+). Se traza una recta desde la resistencia real del material s'_n , en el eje horizontal. Las combinaciones de esfuerzo medio σ_m y de esfuerzo alternativo σ_a , que estén arriba de la línea indican posible falla, mientras que las que están abajo predicen que no habrá falla por fatiga. (Mott, 2006, p.191)

La ecuación de la línea de Goodman es:

$$\frac{\sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \tag{7}$$

FIGURA 3-2. Diagrama de Goodman



Fuente: (Mott, 2006, p.191)

2.8.7. Método de Gerber para esfuerzo fluctuante en materiales dúctiles.

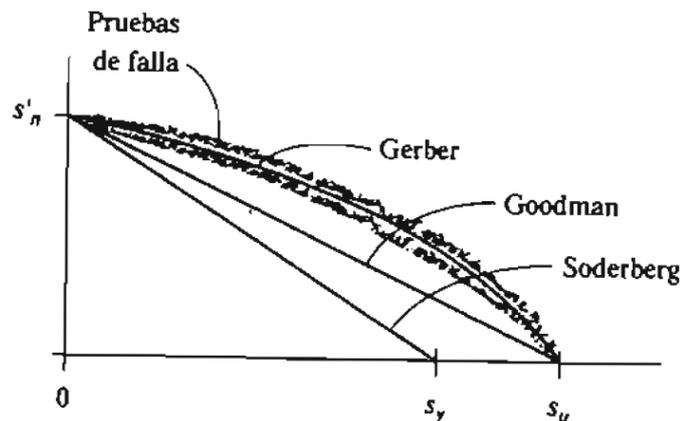
A quienes les interesa un estimador más preciso de la falla por fatiga se les propone el método de Gerber para comparar, se muestra la línea de Goodman, ver FIGURA 4-2. Comparación de los métodos de Gerber, Goodman y Soderberg para esfuerzos fluctuantes

en materiales dúctiles. Los extremos de ambos son iguales pero la línea de Gerber es parabólica y se adapta en general a los puntos de falla determinado experimentalmente, muestras que la línea de Goodman esta debajo de ellos. Esto quiere decir que algunos puntos de falla estarán debajo de la línea de Gerber, lo cual no es adecuado. (Mott, 2006, p.192)

La ecuación de Gerber es:

$$\frac{\sigma_a}{S'_n} + \left[\frac{\sigma_m}{S_u} \right]^2 = 1 \quad (8)$$

FIGURA 4-2. Comparación de los métodos de Gerber, Goodman y Soderberg para esfuerzos fluctuantes en materiales dúctiles



Fuente: (Mott, 2006, p.193)

2.8.8. Método de Soderberg para esfuerzo fluctuante en materiales dúctiles.

Este es otro método que se aplica para calcular esfuerzos fluctuantes en materiales dúctiles.

En la FIGURA 4-2. Comparación de los métodos de Gerber, Goodman y Soderberg para esfuerzos fluctuantes en materiales dúctiles, se muestran sus líneas de comparación.

La ecuación de Soderberg es:

$$\frac{K_1 \sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad (9)$$

Una ventaja de esta línea es que protege en forma directa contra la fluencia temprana en el ciclo, mientras que en los métodos de Goodman y Gerber se requiere la segunda consideración de la línea de fluencia. (Mott, 2006, p.193)

2.9. Tipos de estructura

Una estructura es un conjunto de elementos unidos entre sí, los cuales soportan diferentes esfuerzos. Las estructuras se pueden dividir: ya sea según sea la posición de sus elementos (horizontal - vertical) o según su movilidad (rígidas - móviles).

2.9.1. Estructuras según la posición de sus elementos.

Las estructuras verticales, son aquellas que la mayor parte de sus esfuerzos son soportados por elementos colocados en posición vertical.

Las estructuras horizontales, son aquellas que la mayor parte de sus esfuerzos son soportados por elementos colocados en posición horizontal, cabe indicar que este tipo de estructuras trabajan a flexión en los elementos sometidos a mayor esfuerzo.

2.9.2. Estructuras según su movilidad.

Las estructuras rígidas, son aquellas las cuales no sufren ningún tipo de deformación al aplicar esfuerzos, pero en este caso pueden sufrir fractura.

Se agrupan de la siguiente manera:

Estructuras continuas, en las que sus elementos están unidos por nodos rígidos, los cuales deben ser aptos para transmitir en 1,25 veces los momentos, fuerzas normales y cortantes de los elementos que unen la conexión.

Se las analizan por métodos elásticos, los cuales deben cumplir con la condición de $S_y < 0,8S_{ut}$

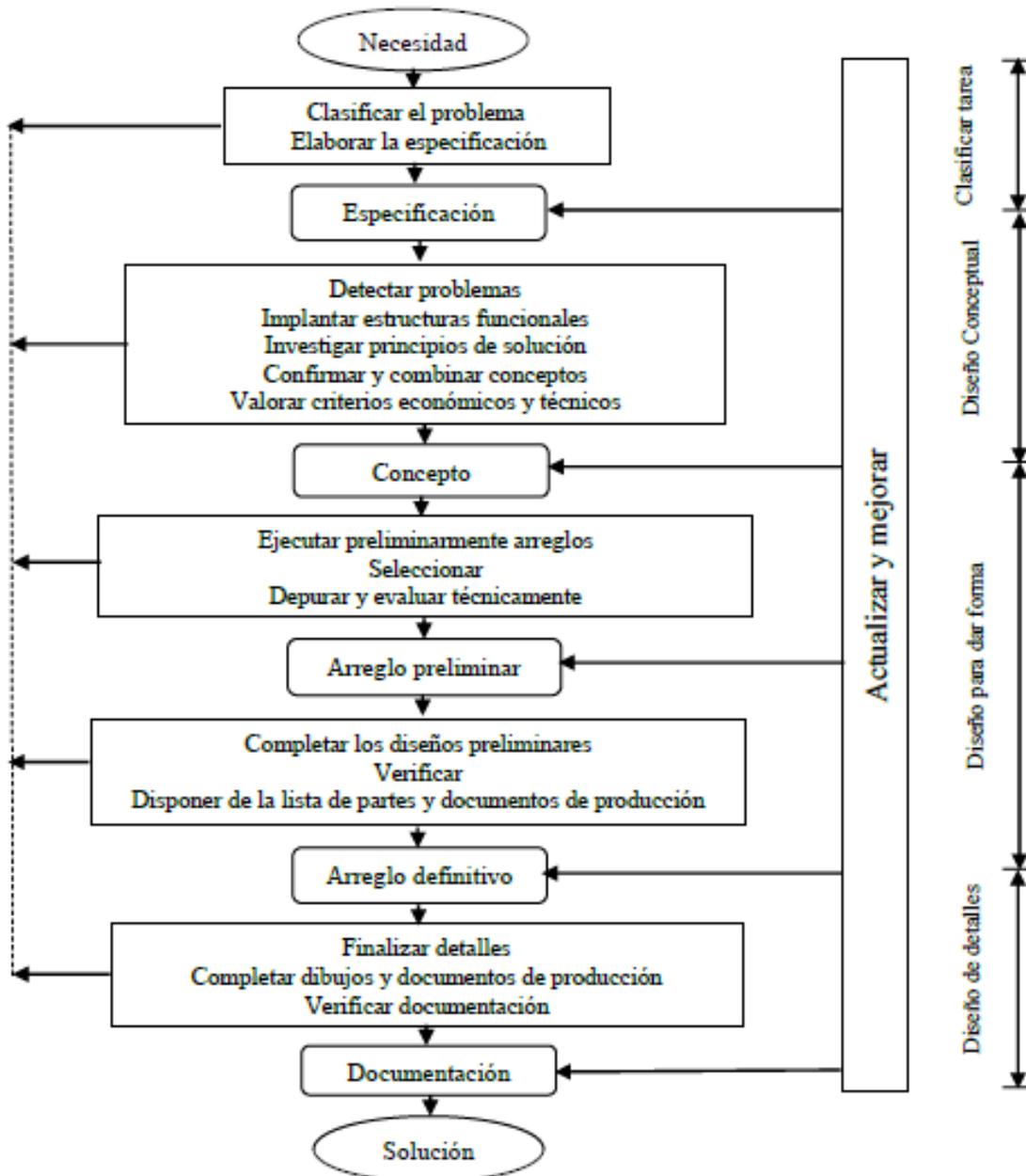
Armaduras, sus elementos de conexión permiten rotaciones aptas para transmitir el 100% de esfuerzos normales y cortantes, y no más del 20% de los momentos.

CAPÍTULO III

3. METODOLÓGIA DE DISEÑO

Para el desarrollo del prototipo se regirá al modelo de Principios de Diseño de Pahl y Beitz.

FIGURA 1-3. Principios de diseño de Pahl y Beitz



Fuente: (Cross, 1999)

3.1. Consideraciones

El remolque para motocultor debe cumplir con los siguientes requerimientos:

- Estructura metálica
- Un solo eje
- Sistema de suspensión

3.2. Especificaciones

A continuación se detallarán los requerimientos y restricciones que se deben tener en cuenta para el diseño del prototipo.

3.2.1. *Requerimientos del beneficiario.*

TABLA 1-3. Requerimientos del beneficiario y el diseñador

CONCEPTO	SUGERENCIA		INTERPRETACIÓN
	BENEFICIARIO	DISEÑADOR	
Función	Transportar quintales de papas y herramientas.		Transportar productos e insumos para la labor agrícola.
Dimensiones		Tolva	1,6 m de largo 1,2 m de ancho 0,4 m de altura
		Tiro	1,6 m de largo de tiro
		Acople	0,9 m de largo del acople
Carga	8 a 10 quintales de papas		1 tonelada
Ergonomía y seguridad	Fácil de acoplar Fácil de maniobrar	Enganche	Enganche tipo pasador
		Acople	Acople adicional para el motocultor para facilitar su operación.
		Asiento	Asiento de cuero para el operario

Fuente: (Autores)

3.2.2. *Diseño conceptual.*

En este punto se tomará en cuenta los requerimientos y sugerencias que se vieron en la fase anterior con el fin de obtener soluciones para los requerimientos mencionados.

3.2.3. *El prototipo.*

Este prototipo estará diseñado para el transporte de productos e insumos en el terreno agrícola, con el cual se logrará transportar dichos productos ya sea en el propio terreno o por carretera a lugares más alejados.

Este prototipo debe ser construido con un diseño que sea de fácil acople y a su vez con el peso necesario para lograr estabilizar el motocultor, el cual consta solamente de dos ruedas, además de proporcionar la estabilidad necesaria cuando se esté trabajando en terrenos con grandes desniveles, por donde este prototipo será de mayor utilidad, ya sean estos terrenos arados o con surcos de sembrío.

3.2.4. *Criterio de costos.*

Este prototipo lo que busca es brindar a los motocultores del MAGAP de la Provincia de Chimborazo de otro tipo de funcionalidad, como ya se ha mencionado que sería el transporte de productos e insumos agrícolas, del cual serán beneficiarios los campesinos que dispongan de estos motocultores, y para lo cual se parte de lo experimental.

3.2.5. *Postulados.*

El prototipo debe ser principalmente eficaz y eficiente, así como también debe brindar seguridad y ergonomía.

3.2.6. *Interesados.*

MAGAP de la Provincia de Chimborazo, campesinos de la zona.

3.3. Selección de alternativas

Para construir el prototipo y seleccionar la mejor alternativa de diseño, dividiremos en partes principales y tomaremos en consideración criterios basados en costos, facilidad de construcción, seguridad, diseño y condiciones de trabajo.

Las partes que analizaremos son:

- Chasis o bastidor
- Sistema de suspensión
- Sistema de arrastre
- Tipo de enganche
- Acople hacia el motocultor
- Neumáticos

3.3.1. Chasis

De acuerdo a los requerimientos de diseño se tienen dos alternativas

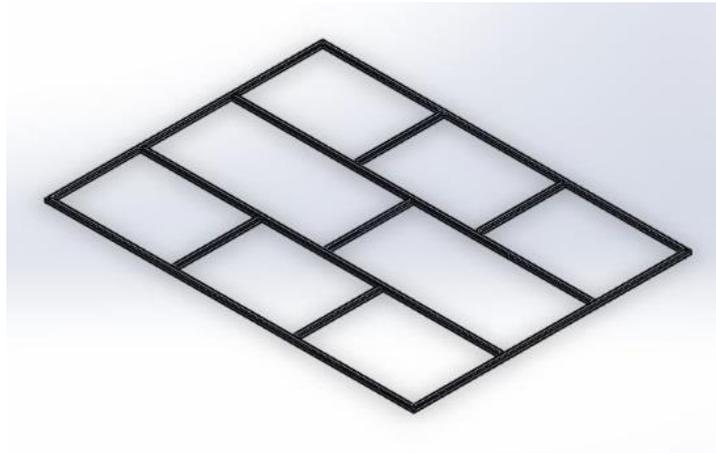
Alternativa A: Chasis con travesaños

Alternativa B: Chasis tipo I

3.3.1.1. Alternativa A

Este tipo de chasis consta de un par de largueros en los cuales se colocan varios travesaños de acuerdo la dimensión del bastidor y el diseño los cuales van colocados específicamente para lograr distribuir uniformemente la carga.

FIGURA 2-3. Chasis con travesaños



Fuente: (Autores)

Ventajas

- Alta estabilidad
- Alta seguridad
- Soporta grandes cargas
- Fácil construcción

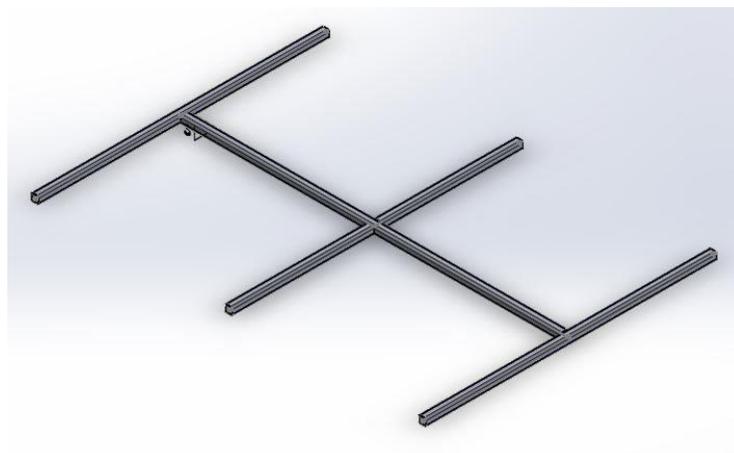
Desventajas

- Mayor peso
- Mayor costo

3.3.1.2. *Alternativa B*

Como su nombre lo indica este tipo de bastidor forman una “I” al tener un solo larguero principal y ya sea travesaños en los extremos o varios travesaños a lo largo del larguero principal.

FIGURA 3-3. Chasis tipo "I"



Fuente: (Autores)

Ventajas

- Menor peso
- Menor costo
- Fácil construcción

Desventajas

- Baja estabilidad
- No soporta grandes carga

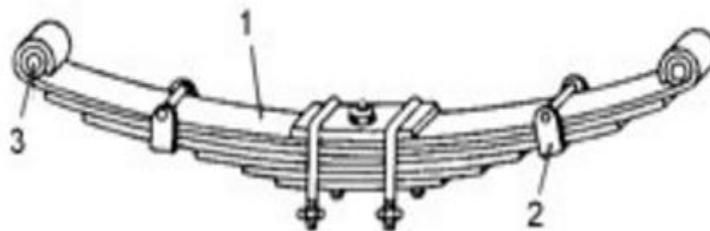
3.3.2. Sistema de suspensión

Junto con el bastidor la selección del sistema de suspensión es la más crítica del diseño, ya que como el prototipo transitará la mayor parte del tiempo por caminos de herradura y por el mismo terreno, pues de este sistema dependerá mucho la estabilidad del conjunto remolque-motocultor.

Alternativa A: Sistema de ballestas**Alternativa B: Sistema de muelles****3.3.2.1. Alternativa A**

Las ballestas son un conjunto de hojas de acero la cuales se unen mediante abrazaderas, éstas constituyen un enlace entre el eje y el bastidor. El número de hojas varían en función del material de construcción y del peso al que serán sometidas.

FIGURA 4-3. Ballestas y sus partes



- 1.- Hoja maestra
- 2.- Abrazadera
- 3.- Casquilla de bronce

Fuente: (Aficionados a la mecánica, 2014)

Ventajas

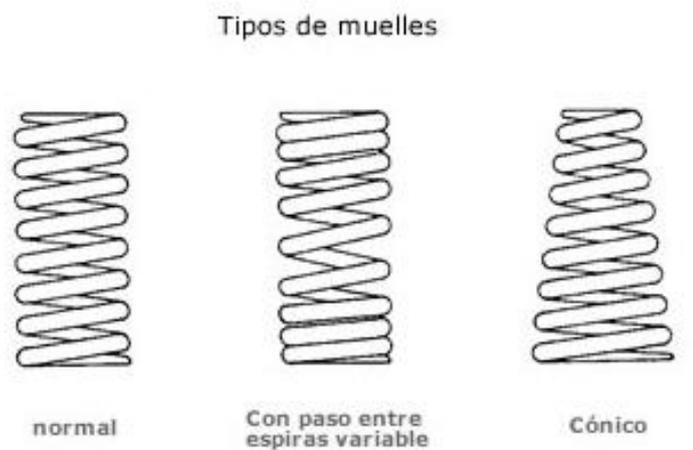
- Menor costo
- Fácil montaje
- Fácil adquisición
- Alta resistencia

Desventajas

- Baja estabilidad

3.3.2.2. Alternativa B

Son arrollamientos helicoidales que trabajan a torsión progresivamente como se vaya aumentando la carga, su flexibilidad varía de acuerdo al material de construcción, diámetro, y número de espiras. Se puede tener amortiguación variable si son colocados varios muelles o muelles cónicos.

FIGURA 5-3. Tipos de muelles

Fuente: (Aficionados a la mecánica, 2014)

Ventajas

- Alta estabilidad
- Alta flexibilidad

Desventajas

- Mayor costo
- Dificultad de diseño

3.3.3. Sistema de tiro

Este sistema es el más crítico en el caso de nuestro prototipo, ya que este elemento estructural es el que soportará grandes esfuerzos para lograr estabilizarse junto con el motocultor, por lo que se debe garantizar la correcta transferencia de esfuerzos a este elemento.

Alternativa A: Tiro triangular

Alternativa B: Tiro triangular con barra central

3.3.3.1. *Alternativa A*

Este sistema de tiro consta de dos barras unidas en un extremo hacia el prototipo de arrastre y por su otro extremo hacia en el enganche formando un triangulo

FIGURA 6-3. Tiro triangular



Fuente: (Autores)

Ventajas

- Fácil construcción
- Bajo costo

Desventajas

- Baja flexibilidad

3.3.3.2. *Alternativa B*

Este sistema viene a ser el mismo sistema visto anteriormente, pero con la diferencia de que este incorpora una barra central la cual une el tiro con el vehículo motriz, proporcionando una mejor distribución de esfuerzos.

FIGURA 7-3. Tiro triangular con barra central



Fuente: (Autores)

Ventajas

- Mejor distribución de esfuerzos
- Mayor seguridad

Desventajas

- Mayor costo
- Alto peso
- Diseño complejo

3.3.4. Sistema de enganche

En el mercado se ofertan gran cantidad de modelos de enganches con diferentes prestaciones, lo que hace que para poder elegir las mejores alternativas se deba tener en cuenta las características del motocultor para que se pueda disminuir los esfuerzos sufridos en el tiro.

Alternativa A: Enganche tipo bola

Alternativa B: Enganche con pasador

3.3.4.1. Alternativa A.

Esta bola se coloca en el vehículo motriz la cual se engancha en el tiro del remolque, estas bolas se encuentran en diferentes medidas y capacidades de arrastre.

Este tipo de sistema de tirón y bola de enchanche es muy utilizado en nuestro medio, ya que se utiliza en condiciones medias de trabajo por su baja capacidad de carga.

FIGURA 8-3. Tirón recto y bola



Fuente: (Cargafácil, 2014)

El tirón va colocado en la punta del tiro del remolque el cual engancha a la bola colocada en el vehículo motriz.

TABLA 2-3. Tipos y características de tirón

Descripción	Bola	Chasis	Carga (Kg)
Tirón recto	1 7/8''	2''	908
Tirón recto	1 7/8''	2'' - 1/2''	908
Tirón recto	1 7/8''	3''	908
Tirón recto	2''	2''	1589
Tirón recto	2''	2'' - 1/2''	1589
Tirón recto	2''	3''	1589
Tirón recto forjado	2''	3''	2270
Tirón recto forjado	2''	3''	3178
Tirón recto forjado	2 5/16''	3''	5675
Tirón recto troquelado	2''	3''	2270
Tirón recto troquelado	2''	2''	2270
Tirón recto troquelado	2 5/16''	3''	3859

Fuente: (Cargafácil, 2014)

La bola se engancha con el tirón del remolque.

TABLA 3-3. Tipos y características de bolas de arrastre

Descripción	Diámetro	Perno	Carga (Kg)
Bola cromada	2''	1''	2721
Bola cromada	2''	1''	2268
Bola cromada	2''	1'' x 3''	2268
Bola cromada	2''	3/4''	1588
Bola cromada	2''	1 1/4''	3628
Bola cromada	1 7/8''	1''	908
Bola cromada	1 7/8''	3/4''	908

TABLA 3-3. (continúa) Tipos y características de bolas de arrastre

Bola cromada	2''	¾'' × 3''	1588
Bola forjada	2''	1''	3175
Bola natural	2 5/16''	1''	2721
Bola natural	2 5/16''	1 ¼''	4535
Bola forjada	2 5/16''	2''	13607
Bola forjada	2 5/16''	1 ¼''	13607

Fuente: (Cargafácil, 2014)

Ventajas

- Menor peso
- Fácil construcción

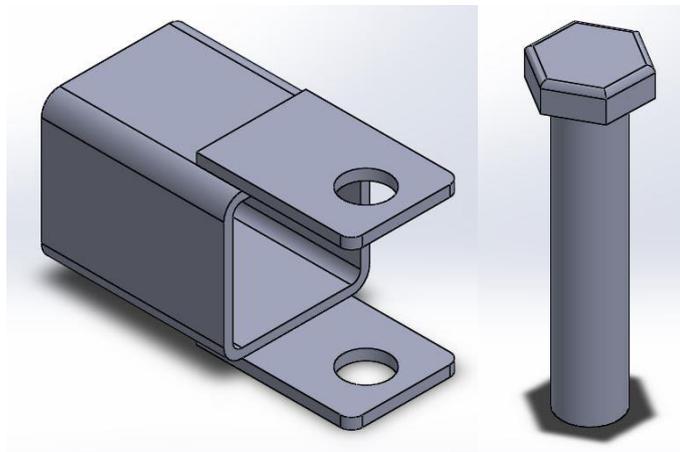
Desventajas

- Alto costo
- Cargas bajas.

3.3.4.2. *Alternativa B.*

En este tipo de enganche se coloca en la punta del tiro del remolque dos cartabones con agujeros para colocar el pasador, con este enganche se limita el movimiento en dirección contraria a la del pasador.

FIGURA 9-3. Enganche con pasador



Fuente: (Autores)

Ventajas

- Menor peso
- Bajo costo
- Fácil construcción
- Soporta grandes cargas

Desventajas

- Movimiento limitado

3.3.5. Acople

El acople del prototipo es otro punto a tomar muy en cuenta ya que éste elemento sufrirá gran concentración de esfuerzos en los agujeros, y además en el motocultor este elemento también sirve como tapa para los engranajes de la caja de velocidades, por lo no se podrá modificar a libertad.

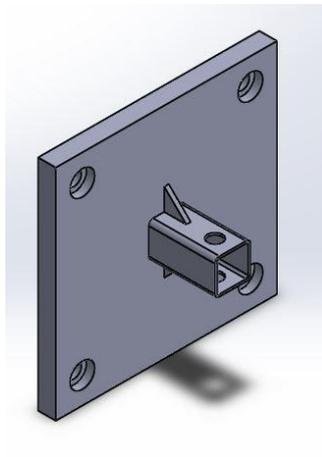
Alternativa A: Acople sin extensión

Alternativa B: Acople con extensión

3.3.5.1. Alternativa A

En este tipo de acople se colocará un tubo cuadrado el cual se ensamblará el sistema de enganche escogido.

FIGURA 10-3. Acople sin extensión



Fuente: (Autores)

Ventajas

- Menor peso
- Menor costo
- Fácil fabricación

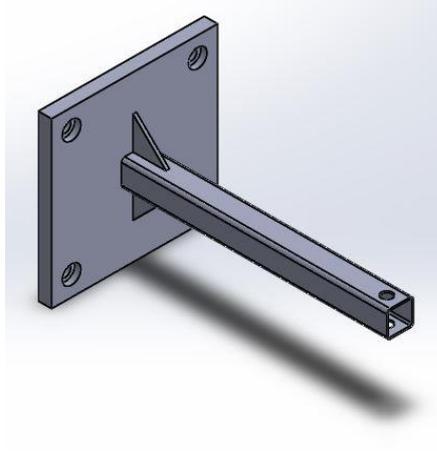
Desventajas

- Concentración de esfuerzos en las uniones soldadas
- Poco ergonómico.

3.3.5.3. *Alternativa B*

Este tipo de acople será similar al anterior a diferencia de que el tubo en el cual se encuentra el sistema de enganche será de mayor longitud.

FIGURA 11-3. Acople con extensión



Fuente: (Autores)

Ventajas

- Mayor peso
- Mayor costo
- Gran ergonomía
- Mejor maniobrabilidad para el operario

Desventajas

- Concentración de esfuerzos en las uniones soldadas

3.3.6. *Neumáticos*

Los neumáticos deben cumplir con las mejores características para satisfacer los requerimientos exigidos de capacidad de carga, alta tracción y facilidad de adquisición, además los neumáticos junto con el sistema de suspensión deberán brindar alta seguridad.

Para este fin se seleccionaron dos alternativas de neumáticos que se ofertan en el mercado nacional que se adapten a nuestro prototipo.

Alternativa A: Modelo TR 958

Alternativa B: Modelo Altimax RT

3.3.6.1. *Alternativa A*

Los neumáticos TR 958 son fabricados por la marca Triangle los cuales se encuentran en el mercado nacional a un precio muy económico.

Características:

- Banda de rodadura resistente
- Diseño de alta montaña
- Surcos anchos

FIGURA 12-3. Neumático Triangle RT 958



Fuente: (Triangle Group, 2010)

Beneficios:

- Alta seguridad
- Alta respuesta de frenado
- Alta tracción

3.3.6.2. *Alternativa B*

El modelo Altimax RT es producido por General Tires y cuenta con una alta gama de medidas.

Características:

- Labrado de bloques cruzados
- Hombros con ranuras laterales profundas

FIGURA 13-3. Neumático General Tire Altimax RT



Fuente: (Erco Tires, 2017)

Beneficios:

- Mejor desplazamiento en piso mojado y seco
- Incremento de maniobrabilidad
- Optimo balance y alto rendimiento

3.4. Evaluación de alternativas

Para evaluar la mejor alternativa se decidió realizar mediante el método ordinal corregido de criterios ponderados, con el que obtendremos un criterio global de solución tomando en cuenta el criterio técnico y económico.

El método de criterios ponderados se basa en unas tablas en donde cada criterio (o solución, para un determinado criterio) se confronta con los restantes criterios (o soluciones) (Riba Romeva, 2002, pp.59-60) y se asignan los valores siguientes:

- 1 Si el criterio (o solución) de las filas es superior (o mejor; $>$) que el de las columnas
- 0,5 Si el criterio (o solución) de las filas es equivalente ($=$) al de las columnas
- 0 Si el criterio (o solución) de las filas es inferior (o peor; $<$) que el de las columnas

Luego, para cada criterio (o solución), se suman los valores asignados en relación a los restantes criterio (o soluciones) al que se le añade una unidad (para evitar que el criterio o solución menos favorable tenga una valoración nula); después, en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio. (Riba Romeva, 2002, p.60)

Finalmente, la evaluación total para cada criterio resulta de la suma de productos de los pesos específicos de respetivo criterio.

3.4.1. Chasis o bastidor

Criterios a evaluar:

- **Seguridad**, ya que debe garantizar la seguridad del operario al transportar la carga
- **Facilidad de diseño y construcción**, ya que se debe evitar complicaciones que retrasen su construcción.
- **Bajo costo**, ya que debe ser asequible para los beneficiarios.
- **Soporta alta carga**, ya que debe soportar los requerimientos de carga para cumplir su propósito.

3.4.1.1. *Evaluación de peso específico de los criterios para el chasis o bastidor.*

TABLA 4-3. Peso específico de cada criterio

CRITERIO	Seguridad	Diseño	Costo	Carga	$\Sigma + 1$	Ponderación
Seguridad		1	1	1	4	0,4
Diseño	0		0	0	1	0,1
Costo	0	1		0	2	0,2
Carga	0	1	1		3	0,3
Total					10	1

Resultado: Seguridad > Carga > Costo > Diseño

3.4.1.2. *Evaluación del peso específico para seguridad*

TABLA 5-3. Peso específico SEGURIDAD

SEGURIDAD	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1	2	0,667
Alternativa B	0		1	0,333
Total			3	1

Resultado: Alternativa A > Alternativa B

3.4.1.3. *Evaluación del peso específico para soportar grandes cargas*

TABLA 6-3. Peso específico CARGA

CARGA	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1	2	0,667
Alternativa B	0		1	0,333
Total			3	1

Resultado: Alternativa A > Alternativa B

3.4.1.4. *Evaluación del peso específico para costo*

TABLA 7-3. Peso específico COSTO

COSTO	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0	1	0,333
Alternativa B	1		2	0,667
Total			3	1

Resultado: Alternativa B > Alternativa A

3.4.1.5. Evaluación del peso específico para facilidad de diseño

TABLA 8-3. Peso específico DISEÑO

DISEÑO	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0,5	1,5	0,5
Alternativa B	0,5		1,5	0,5
Total			3	1

Resultado: Alternativa A = Alternativa B

3.4.1.6. Conclusiones de la evaluación del chasis

TABLA 9-3. Evaluación de prioridad para el chasis

CONCLUSIÓN	Seguridad × 0,4	Carga ×0,3	Costo ×0,2	Diseño ×0,1	Σ	Prioridad
Alternativa A	0,267	0,2	0,067	0,05	0,584	1
Alternativa B	0,133	0,1	0,133	0,05	0,416	2

En conclusión como primera prioridad se encuentra la alternativa A que es el chasis con travesaños, seguida de la alternativa B que es el chasis tipo “I”.

3.4.2. Sistema de suspensión

Criterios a evaluar:

- **Seguridad**, ya que este sistema debe garantizar la seguridad en la conducción por el hecho de recorrer por superficies con desniveles.
- **Facilidad de montaje**, ya que se debe evitar complicaciones en el montaje que retrasen su construcción.
- **Bajo costo**, ya que debe ser asequible para los beneficiarios.
- **Soporta alta carga**, ya que debe soportar los requerimientos de carga para cumplir su propósito.

3.4.2.1. *Evaluación de peso específico de los criterios para el sistema de suspensión.*

TABLA 10-3. Peso específico de cada criterio

CRITERIO	Seguridad	Montaje	Costo	Carga	$\Sigma + 1$	Ponderación
Seguridad		1	1	1	4	0,4
Montaje	0		0,5	0,5	2	0,2
Costo	0	0,5		0	1,5	0,15
Carga	0	0,5	1		2,5	0,25
Total					10	1

Resultado: Seguridad > Carga > Montaje > Costo

3.4.2.2. *Evaluación del peso específico para seguridad*

TABLA 11-3. Peso específico SEGURIDAD

SEGURIDAD	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0	1	0,333
Alternativa B	1		2	0,667
Total			3	1

Resultado: Alternativa B > Alternativa A

3.4.2.3. *Evaluación del peso específico para soportar grandes cargas*

TABLA 12-3. Peso específico CARGA

CARGA	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1	2	0,667
Alternativa B	0		1	0,333
Total			3	1

Resultado: Alternativa A > Alternativa B

3.4.2.4. *Evaluación del peso específico para facilidad de montaje*

TABLA 13-3. Peso específico MONTAJE

MONTAJE	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1	2	0,667
Alternativa B	0		1	0,333
Total			3	1

Resultado: Alternativa A > Alternativa B

3.4.2.5. Evaluación del peso específico para costo

TABLA 14-3. Peso específico COSTO

COSTO	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1	2	0,667
Alternativa B	0		1	0,333
		Total	3	1

Resultado: Alternativa A > Alternativa B

3.4.2.6. Conclusiones de la evaluación del sistema de suspensión

TABLA 15-3. Evaluación de prioridad del sistema de suspensión

CONCLUSIÓN	Seguridad × 0,4	Carga ×0,25	Montaje ×0,2	Costo ×0,15	Σ	Prioridad
Alternativa A	0,133	0,167	0,133	0,1	0,533	1
Alternativa B	0,267	0,083	0,067	0,05	0,467	2

En conclusión la mejor alternativa es la alternativa A que es la suspensión con ballestas seguido de la alternativa B que es la suspensión con muelles.

3.4.3. Sistema de arrastre

Criterios a evaluar:

- **Seguridad**, ya que el sistema debe garantizar la adecuada transferencia de esfuerzos
- **Facilidad de diseño y construcción**, ya que se debe evitar complicaciones que retrasen su construcción.
- **Bajo costo**, ya que debe ser asequible para los beneficiarios.
- **Resistencia**, ya que debe ser un elemento muy ligero pero a su vez de gran resistencia.

3.4.3.1. *Evaluación de peso específico de los criterios para el sistema de arrastre.*

TABLA 16-3. Peso específico de cada criterio

CRITERIO	Seguridad	Diseño	Costo	Resistencia	$\Sigma + 1$	Ponderación
Seguridad		1	1	1	4	0,348
Diseño	0		1	0,5	2,5	0,217
Costo	0	0,5		0,5	2	0,174
Resistencia	0	1	1		3	0,261
Total					11,5	1

Resultado: Seguridad > Resistencia > Diseño > Costo

3.4.3.2. *Evaluación del peso específico para seguridad*

TABLA 17-3. Peso específico SEGURIDAD

SEGURIDAD	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0,5	1,5	0,429
Alternativa B	1		2	0,571
Total			3,5	1

Resultado: Alternativa B > Alternativa A

3.4.3.3. *Evaluación del peso específico para resistencia*

TABLA 18-3. Peso específico RESISTENCIA

RESISTENCIA	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0	1	0,333
Alternativa B	1		2	0,667
Total			3	1

Resultado: Alternativa B > Alternativa A

3.4.3.4. *Evaluación del peso específico para facilidad de diseño*

TABLA 19-3. Peso específico DISEÑO

DISEÑO	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1	2	0,667
Alternativa B	0		1	0,333
Total			3	1

Resultado: Alternativa A > Alternativa B

3.4.3.5. Evaluación del peso específico para costo

TABLA 20-3. Peso específico COSTO

COSTO	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1	2	0,667
Alternativa B	0		1	0,333
		Total	3	1

Resultado: Alternativa A > Alternativa B

3.4.3.6. Conclusiones de la evaluación del sistema de arrastre

TABLA 21-3. Evaluación de prioridad del sistema de arrastre

CONCLUSIÓN	Seguridad	Diseño	Costo	Resistencia	Σ	Prioridad
	$\times 0,348$	$\times 0,217$	$\times 0,174$	$\times 0,261$		
Alternativa A	0,149	0,145	0,116	0,087	0,497	2
Alternativa B	0,199	0,072	0,058	0,174	0,503	1

En conclusión para el sistema de tiro la prioridad es la alternativa B que es el tiro triangular con barra central, seguido de la alternativa B que es el tiro triangular simple.

3.4.4. Tipo de enganche

Criterios a evaluar:

- **Seguridad**, ya que el enganche debe soportar las cargas sobre el tiro.
- **Facilidad de montaje**, ya que se debe evitar complicaciones en el montaje que retrasen su construcción.
- **Bajo costo**, ya que debe ser asequible para los beneficiarios.
- **Soporta alta carga**, ya que debe soportar los requerimientos de carga para cumplir su propósito.
- **Limitar el movimiento**, ya que se debe mantener el equilibrio entre el motocultor y el remolque

3.4.4.1. Evaluación de peso específico de los criterios para el tipo de enganche

TABLA 22-3. Peso específico de cada criterio

CRITERIO	Seguridad	Montaje	Costo	Carga	Movimiento	$\Sigma + 1$	Ponderación
Seguridad	1	1	1	1	1	5	0,333
Montaje	0	1	1	0	0	2	0,133
Costo	0	0	1	0	0	1	0,067
Carga	0	1	1	1	0,5	3,5	0,233
Movimiento	0	1	1	0,5	1	3,5	0,233
Total						15	1

Resultado: Seguridad > Carga = Movimiento > Montaje > Costo

3.4.4.2. Evaluación del peso específico para seguridad

TABLA 23-3. Peso específico SEGURIDAD

SEGURIDAD	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A	1	0	1	0,333
Alternativa B	0	1	1	0,333
Total			2	0,667
Total			3	1

Resultado: Alternativa B > Alternativa A

3.4.4.3. Evaluación del peso específico para facilidad de montaje

TABLA 24-3. Peso específico MONTAJE

MONTAJE	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A	1	0	1	0,333
Alternativa B	0	1	1	0,333
Total			2	0,667
Total			3	1

Resultado: Alternativa A > Alternativa B

3.4.4.4. Evaluación del peso específico para costo

TABLA 25-3. Peso específico COSTO

COSTO	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A	1	0,5	1,5	0,5
Alternativa B	0,5	1	1,5	0,5
Total			3	1

Resultado: Alternativa A = Alternativa B

3.4.4.5. Evaluación del peso específico para soportar grandes cargas

TABLA26-3. Peso específico CARGA

CARGA	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0	1	0,333
Alternativa B	1		2	0,667
Total			3	1

Resultado: Alternativa B > Alternativa A

3.4.4.6. Evaluación del peso específico para la limitar el movimiento

TABLA 27-3. Peso específico MOVIMIENTO

MOVIMIENTO	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0	1	0,333
Alternativa B	1		2	0,667
Total			3	1

Resultado: Alternativa B > Alternativa A

3.4.4.7. Conclusiones de la evaluación del tipo de enganche

TABLA 28-3. Evaluación de prioridad del tipo de enganche

CONCLUSIÓN	Seguridad	Montaje	Costo	Carga	Diseño	Σ	Prioridad
	$\times 0,333$	$\times 0,133$	$\times 0,067$	$\times 0,233$	$\times 0,233$		
Alternativa A	0,111	0,089	0,034	0,076	0,076	0,386	2
Alternativa B	0,222	0,044	0,034	0,155	0,155	0,610	1

En conclusión se toma como prioridad la alternativa B, que se trata de un enganche con pasador seguido de la alternativa B que es un enganche de bola.

3.4.5. Acople hacia el motocultor

Criterios a evaluar:

- **Seguridad**, ya que el acople debe soportar altas cargas.
- **Facilidad de diseño**, ya que se debe evitar complicaciones que retrasen su construcción.
- **Bajo costo**, ya que debe ser asequible para los beneficiarios.

- **Soporta alta carga**, ya que debe soportar los requerimientos de carga para cumplir su propósito.
- **Ayuda para la conducción**, ya que de la extensión de este acople dependen los movimientos que se realicen para conducir el conjunto remolque-motocultor.

3.4.5.1. Evaluación de peso específico de los criterios

TABLA 29-3. Peso específico de cada criterio

CRITERIO	Seguridad	Diseño	Costo	Carga	Ayuda	$\Sigma + 1$	Ponderación
Seguridad	1	0	0	0	0	1	0,33
Diseño	0	1	0,5	0	0	1,5	0,1
Costo	0	0,5	1	0	0	1,5	0,1
Carga	0	1	1	1	0	3	0,2
Ayuda	0	1	1	1	1	4	0,27
Total						15	1

Resultado: Seguridad > Ayuda > Carga > Diseño = Costo

3.4.5.2. Evaluación del peso específico para seguridad

TABLA 30-3. Peso específico SEGURIDAD

SEGURIDAD	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A	1	0,5	1,5	0,5
Alternativa B	0,5	1	1,5	0,5
Total			3	1

Resultado: Alternativa A = Alternativa B

3.4.5.3. Evaluación del peso específico para diseño

TABLA 31-3. Peso específico DISEÑO

DISEÑO	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A	1	0,5	1,5	0,5
Alternativa B	0,5	1	1,5	0,5
Total			3	1

Resultado: Alternativa A = Alternativa B

3.4.5.4. Evaluación del peso específico para costo

TABLA32-3.Peso específico COSTO

COSTO	Alternativa A	Alternativa B	Σ + 1	Ponderación
Alternativa A		0	1	0,333
Alternativa B	1		2	0,667
Total			3	1

Resultado: Alternativa B > Alternativa A

3.4.5.5. Evaluación del peso específico para soporta grandes cargas

TABLA 33-3. Peso específico CARGA

CARGA	Alternativa A	Alternativa B	Σ + 1	Ponderación
Alternativa A		1	2	0,667
Alternativa B	0		1	0,333
Total			3	1

Resultado: Alternativa A > Alternativa B

3.4.5.6. Evaluación del peso específico para ayuda en la conducción

TABLA 34-3. Peso específico AYUDA

AYUDA	Alternativa A	Alternativa B	Σ + 1	Ponderación
Alternativa A		0	1	0,333
Alternativa B	1		2	0,667
Total			3	1

Resultado: Alternativa B > Alternativa A

3.4.5.7. Conclusiones de la evaluación del acople hacia el motocultor

TABLA35-3. Evaluación de prioridad del acople del motocultor

CONCLUSIÓN	Seguridad	Diseño	Costo	Carga	Ayuda	Σ	Prioridad
	× 0,333	×0,1	×0,1	×0,2	×0,267		
Alternativa A	0,167	0,05	0,033	0,133	0,089	0,472	2
Alternativa B	0,167	0,05	0,067	0,067	0,178	0,529	1

En conclusión la mejor alternativa es la alternativa B que es el acople con extensión, seguido de la alternativa A que es el acople sin extensión.

3.4.6. Neumáticos

Criterios a evaluar:

- **Fiabilidad**, ya que los neumáticos deben garantizar que son confiables.
- **Funcionalidad**, ya que se debe garantizar el desempeño de los neumáticos en las condiciones para las que será utilizado, es decir terrenos irregulares.
- **Bajo costo**, ya que debe ser asequible para los beneficiarios.
- **Facilidad de adquisición**, ya que debe ser fáciles de adquirir y tener cerca un distribuidor.

3.4.6.1. Evaluación de peso específico de los criterios

TABLA 36-3. Peso específico de cada criterio

CRITERIO	Fiabilidad	Funcionalidad	Costo	Adquisición	$\Sigma + 1$	Ponderación
Fiabilidad		0,5	0	0	1,5	0,15
Funcionalidad	0,5		0	0	1,5	0,15
Costo	1	1		1	4	0,4
Adquisición	1	1	0		3	0,3
Total					10	1

Resultado: Costo > Adquisición > Fiabilidad = Funcionalidad

3.4.6.2. Evaluación del peso específico para fiabilidad

TABLA 37-3. Peso específico para FIABILIDAD

FIABILIDAD	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0,5	1,5	0,5
Alternativa B	0,5		1,5	0,5
Total			3	1

Resultado: Alternativa A = Alternativa B

3.4.6.3. Evaluación del peso específico para funcionalidad

TABLA 38-3. Peso específico FUNCIONALIDAD

FUNCIONALIDAD	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1	2	0,667
Alternativa B	0		1	0,333
Total			3	1

Resultado: Alternativa A > Alternativa B

3.4.6.4. Evaluación del peso específico para costo

TABLA 39-3. Peso específico COSTO

COSTO	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1	2	0,667
Alternativa B	0		1	0,333
Total			3	1

Resultado: Alternativa A > Alternativa B

3.4.6.5. Evaluación del peso específico para facilidad de adquisición

TABLA 40-3. Peso específico ADQUISICIÓN

ADQUISICIÓN	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0,5	1,5	0,5
Alternativa B	0,5		1,5	0,5
Total			3	1

Resultado: Alternativa A = Alternativa B

3.4.6.6. Conclusiones de la evaluación de los neumáticos

TABLA 41-3. Evaluación de prioridad de los neumáticos

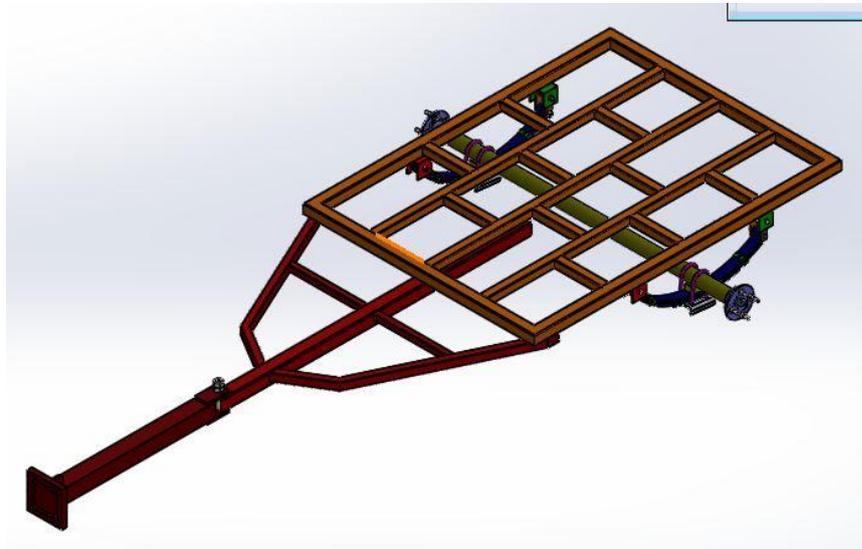
CONCLUSIÓN	Fiabilidad	Funcionalidad	Costo	Adquisición	Σ	Prioridad
	$\times 0,15$	$\times 0,15$	$\times 0,4$	$\times 0,3$		
Alternativa A	0,075	0,1	0,267	0,15	0,592	1
Alternativa B	0,075	0,05	0,133	0,15	0,408	2

En conclusión la mejor alternativa en cuanto a los neumáticos se toma como prioridad la alternativa A que son los neumáticos Triangle TR 958 y luego está la alternativa B que se trata de los neumáticos General Tire Altimax RT.

3.5. Mejor alternativa

Una vez que se ha evaluado las mejores alternativas de los diferentes sistemas según las exigencias del prototipo, se muestra a continuación en el GRÁFICO 1-3 todas las alternativas en un solo ensamble diseñado mediante SOLIDWORKS.

GRÁFICO 1-3. Mejor alternativa de sistemas del prototipo



Fuente: (Autores)

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO Y DETERMINACIÓN DE CARGAS DE LOS ELEMENTOS

4.1. Cargas de diseño

4.1.1. Cargas verticales

Se debe determinar las cargas que actúan verticalmente sobre el prototipo, lo que se conoce como carga permanente total (P_e), esto se consigue sumando los pesos de todos los componentes del prototipo.

Son cargas q estarán presentes siempre.

$$\begin{aligned} P_e &= \sum (\text{peso} \cdot \text{de} \cdot \text{los} \cdot \text{componentes} \cdot \text{del} \cdot \text{remolque}) \\ P_e &= (162.72\text{kg}) \end{aligned} \quad (10)$$

4.1.1.1. Carga de diseño

Se calcula sumando la carga muerta, la carga por vibraciones y la carga de impacto.

$$C_d = C_m + C_v + C_i \quad (11)$$

4.1.1.2. Carga de seguridad (C_s).

Esta carga es la que se crea con el fin de evitar posibles fallas. La Sociedad de Estadounidense de Ingenieros Mecánicos establece un valor de $20 \text{ Kg}/\text{m}^2$ de carga de seguridad adicional con respecto a la carga viva.

$$\begin{aligned} C_s &= 20\text{kg} \\ C_s &= 20\text{kg} \times \text{area} \cdot \text{de} \cdot \text{caga} \\ C_s &= 20\text{kg} \times 1,92\text{m}^2 \\ C_s &= 38,4\text{kg} \end{aligned} \quad (12)$$

4.1.2. Carga según estado de inercia

4.1.2.1. Cargas estáticas.

Estas cargas estarán presentes todo el tiempo en el prototipo.

- Carga muerta (C_m).

Esta carga es la suma del peso mismo del prototipo y carga de seguridad.

$$\begin{aligned}C_m &= P_e + C_s \\C_m &= 162,72kg + 38,4kg \\C_m &= 201,12Kg\end{aligned}\tag{13}$$

- Carga del viento ($C_f = 0$).

A esta carga no se la toma en cuenta ya que es despreciable y no produce una variación significativa, además de que el vehículo que arrastrará el prototipo no circulará a altas velocidades.

- Carga por vibraciones (C_v).

Esta carga se da cuando el vehículo se encuentra en movimiento, por lo cual se producen vibraciones verticales que inciden en la estructura del prototipo. En este caso la carga por vibraciones será igual a la carga máxima que transportará el prototipo puesto que la carga del viento asumimos que es $C_f = 0$

$$C_v = C_a + C_f\tag{14}$$

$$C_v \approx C_a = 1000\text{ kg (carga viva max.)}$$

- Carga de impacto (C_i).

Esta carga se produce cuando la dirección de la carga coincide con la dirección del movimiento, es decir, cuando el prototipo atraviesa un bache produciendo así una carga instantánea.

$$\begin{aligned}
C_i &= 30\%(C_m + C_a) \\
C_i &= 0,3(201,12kg + 1000kg) \\
C_i &= 360,34kg
\end{aligned}
\tag{15}$$

4.1.3. Carga de diseño (C_d)

Es la carga con la que se basará el diseño

$$\begin{aligned}
C_d &= C_m + C_v + C_i \\
C_d &= 201,12kg + 1000kg + 360,34kg \\
C_d &= 1561,46kg
\end{aligned}$$

4.1.4. Fuerza de tiro (F_a)

Esta fuerza es la que debe producir el vehículo de arrastre para iniciar el movimiento del conjunto motocultor-remolque

Para calcular la fuerza de tiro (F_a) se debe tener en cuenta la aceleración (a) del motocultor al tirar del remolque. Se toma el dato del Manual de Servicio y Operación del Motocultor, el cual indica una velocidad de $V = 17 \text{ Km/h}$

- **Aceleración máxima (a)**

$$V_{teórica} = 17 \text{ Km/h} = 4,16 \text{ Km/h}$$

$$\begin{aligned}
a &= \frac{V}{t} \\
a &= \frac{4,16 \text{ m/s}}{15s} \\
a &= 0,28 \text{ m/s}^2
\end{aligned}
\tag{16}$$

- **Masa.** Para obtener la masa partimos de la carga de diseño (C_d) y despejamos la masa

$$\begin{aligned}
C_d &= m \cdot g \\
m &= \frac{C_d}{g} \\
m &= \frac{1561,46Kg}{9,8m/s^2} \\
m &= 159,33 \text{ kg}\cdot s^2/m
\end{aligned}
\tag{17}$$

Una vez determinada la masa se aplica la ecuación (18), con la siguiente fórmula se obtendrá la carga que sufrirá el tiro al realizar el primer movimiento.

$$\begin{aligned}
F_a &= m \cdot a \\
F_a &= 159,33 \text{ kg}\cdot s^2/m \times 0,28s \\
F_a &= 44,61Kg
\end{aligned}
\tag{18}$$

4.1.5. Resistencia al rodamiento (R_c)

Esta resistencia se produce por la interacción del prototipo con el suelo, debido a que el prototipo transitará por caminos irregulares y parcelas en condiciones agrestes, es decir, un terreno arado y con un contenido del 25% de humedad.

Para este cálculo se obtendrá el coeficiente (c) que es la constante de resistencia del terreno y se tomará de la TABLA1-4, Teoría de Equilibrio de Elasticidad y Plasticidad Mecánica de suelos

TABLA 1-4. Coeficientes de resistencia a la rodadura

Terrain	Moisture Content (%)	n	k_c		k_ϕ		c		ϕ
			lb/in. ⁿ⁺¹	kN/m ⁿ⁺¹	lb/in. ⁿ⁺²	kN/m ⁿ⁺²	lb/in. ²	kPa	
Dry Sand (Land Locomotion Lab., LLL)	0	1.1	0.1	0.95	3.9	1528.43	0.15	1.04	28°
Sandy Loam (LLL)	15	0.7	2.3	5.27	16.8	1515.04	0.25	1.72	29°
	22	0.2	7	2.56	3	43.12	0.2	1.38	38°
Sandy Loam Michigan (Strong, Buchele)	11	0.9	11	52.53	6	1127.97	0.7	4.83	20°
	23	0.4	15	11.42	27	808.96	1.4	9.65	35°
Sandy Loam (Hanamoto)	26	0.3	5.3	2.79	6.8	141.11	2.0	13.79	22°
	32	0.5	0.7	0.77	1.2	51.91	0.75	5.17	11°
Clayey soil (Thailand)	38	0.5	12	13.19	16	692.15	0.6	4.14	13°
	55	0.7	7	16.03	14	1262.53	0.3	2.07	10°
Heavy Clay (Waterways Experiment Stn., WES)	25	0.13	45	12.70	140	1555.95	10	68.95	34°
	40	0.11	7	1.84	10	103.27	3	20.69	6°
Lean Clay (WES)	22	0.2	45	16.43	120	1724.69	10	68.95	20°
	32	0.15	5	1.52	10	119.61	2	13.79	11°
Snow (Harrison)		1.6	0.07	4.37	0.08	196.72	0.15	1.03	19.7°
		1.6	0.04	2.49	0.10	245.90	0.09	0.62	23.2°

Fuente: (Wong, 1978, pp.156)

Tomando el dato de la tabla se obtiene lo siguiente:

$$c = 10 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} = 7045,47 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

$$b = 185\text{mm} = 0,185\text{m}$$

$$D = 475,6\text{mm} = 0,4756\text{m}$$

Donde:

c = Constante de resistencia del terreno

b = Ancho del neumático

D = Diámetro del neumático

Se obtendrá el peso que soporta cada neumático por lo tanto dividimos la Carga de Diseño (C_d) para el número de neumáticos del prototipo.

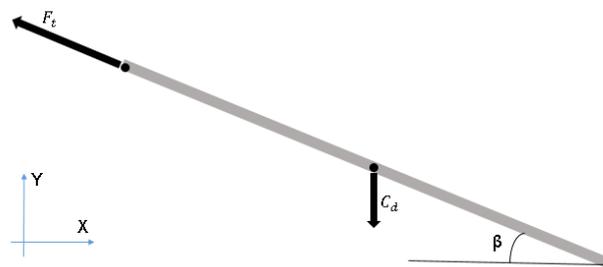
Se determina un valor de resistencia a la rodadura que se produce en cada rueda de $R_c = 172,51Kg$, la cual se ha calculado en condiciones críticas del suelo.

La resistencia a la rodadura total que se produce en todo el prototipo es de $R_{c\text{total}} = 345Kg$

4.1.6. Fuerza de tiro máxima ($F_{t\text{MAX}}$)

Para determinar la fuerza de tiro máxima se asume que el prototipo se encuentra en una pendiente máxima de 30° y en ese instante producir el arrastre por el vehículo motriz, además para este cálculo se toma en cuenta la resistencia a la rodadura para obtener un dato lo más equivalente a la realidad.

GRÁFICO 1-4. Prototipo en pendiente de 30°



Fuente: (Autores)

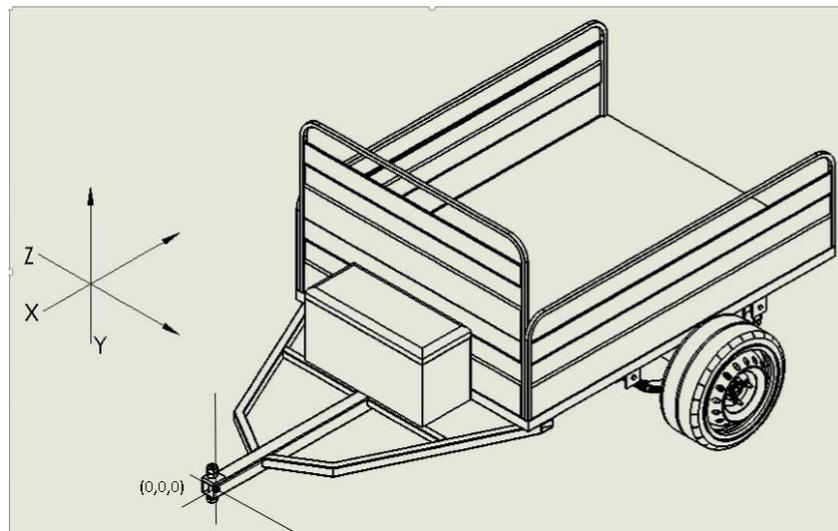
$$\begin{aligned}
 F_{t\text{MAX}} &= (C_m \times \text{sen } \beta) + R_{c\text{total}} \\
 F_{t\text{MAX}} &= (201,12 \times \text{sen } 30^\circ) + 345Kg \\
 F_{t\text{MAX}} &= 445,56Kg \times 9,8m/s = 4366,48N
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

4.1.7. Estabilidad del remolque

El prototipo debe garantizar la maniobrabilidad en cualquier estado del suelo por donde transite, es decir puede ser en terreno seco o mojado, por lo que, para este fin la estabilidad del prototipo juega un papel sumamente importante, además de esto también el prototipo de remolque debe garantizar estabilidad al realizar un giro.

Para las siguientes operación determinar el centro de gravedad se basará en el GRÁFICO 2-4 donde se ubica el punto de origen y sus coordenadas.

GRÁFICO 2-4. Referencia espacial del prototipo



Fuente: (Autores)

4.1.8. Centro de gravedad

Para demostrar que el prototipo garantiza su estabilidad se debe encontrar el centro de gravedad del mismo para de esta forma determinar la reacción de la carga de diseño (C_d) sobre el centro de gravedad.

Para determinar el centro de gravedad se lo hace de forma experimental para lo cual se asume que el prototipo se encuentra en equilibrio y así determinar sus reacciones.

Para determinar las reacciones presentes sobre prototipo se determina la carga promedio (C_p), la cual actuará de forma permanente sobre el prototipo, para este cálculo se aplica la siguiente fórmula:

$$\begin{aligned} C_p &= C_v + P_e \\ C_p &= 1000Kg + 162,72Kg \\ C_p &= 1162,72Kg \end{aligned} \quad (20)$$

Donde:

$$C_p = \text{Carga promedio}$$

$$C_v = \text{Carga viva}$$

$$P_e = \text{Carga permanente}$$

Se determina el centro de gravedad, para lo cual se asume al prototipo como una viga en estado de equilibrio como se muestra en el GRÁFICO 3-4.

Donde:

$$F_1 = \text{Fuerza en el tiro}$$

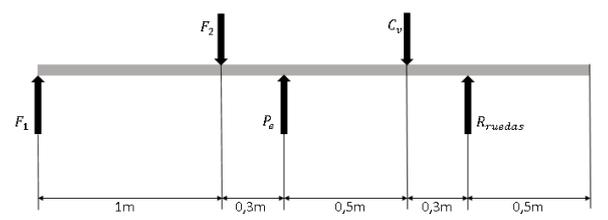
$$F_2 = \text{Peso promedio del operario}$$

$$P_e = \text{Carga permanente}$$

$$C_v = \text{Carga viva}$$

$$R_{ruedas} = \text{Reacción en las ruedas}$$

GRÁFICO 4-4. Cargas puntuales del prototipo



Fuente: (Autores)

$$\sum_{F_y} = 0 \uparrow +$$

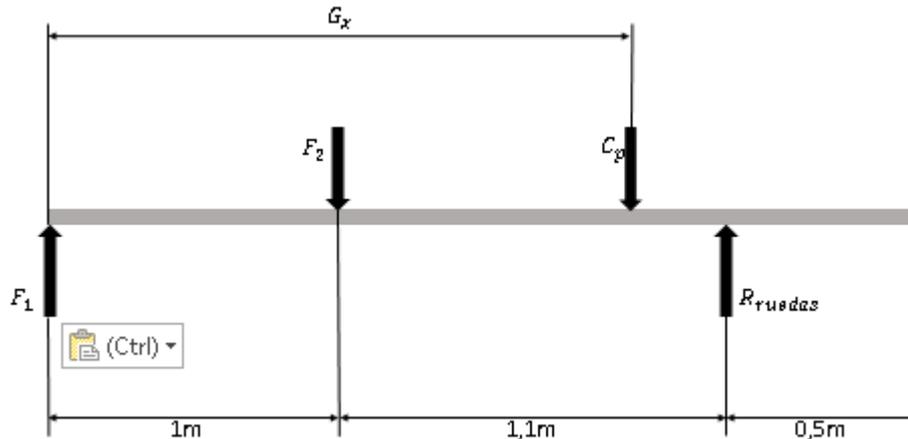
$$F_1 - F_2 - P_e - C_v + R_{ruedas} = 0$$

$$F_1 - 70Kg - 162,72Kg - 1000Kg + 991,21Kg = 0$$

$$F_1 = 241,51Kg \times 9,8 m/s = 2366,8N$$

4.1.8.1. Centro de gravedad en la posición G_x

GRÁFICO 5-4. Posición del centro de gravedad en la dirección X



Fuente: (Autores)

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0 \uparrow + \\ -(F_2 \times 1m) - (C_p \times G_x) + (R_{ruedas} \times 2,1m) &= 0 \\ -(70Kg \times 1m) - (1162,72Kg \times G_x) + (991,21Kg \times 2,1m) &= 0 \\ -(70Kg \cdot m) - (1162,72 \cdot G_x) + (2081,54Kg \cdot m) &= 0 \\ 1162,72 \cdot G_x = 2011,54Kg \cdot m \\ G_x = \frac{2011,54Kg \cdot m}{1162,72Kg} \\ G_x = 1,73m \end{aligned}$$

4.1.8.2. Centro de gravedad en la posición G_y

Para determinar en centro de gravedad en G_y se asume que este punto se encuentra en la mitad del ancho de vía del prototipo, ya que si se traza un eje imaginario por este punto, no existen cargas que varíen, al ser este un cuerpo simétrico, por lo tanto se divide el ancho de vía entre 2.

$$\begin{aligned} G_y &= \frac{1260,66mm}{2} \\ G_y &= 630,33mm = 0,63m \end{aligned} \quad (21)$$

4.1.8.4. Centro de gravedad en la posición G_z

Para determinar el centro de gravedad en este eje se realiza de la misma forma como se determinó en el eje X, para este caso se debe tener en cuenta el momento que generan los elementos del prototipo. Para determinar este momento a continuación se indica el peso de cada uno de ellos:

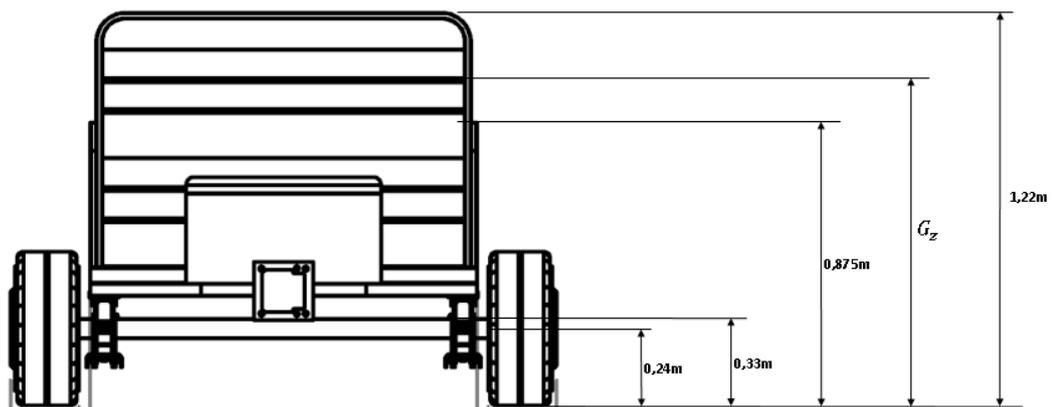
Eje= 45,64 Kg

Ballestas= 12,39 Kg

Carga viva= 1000Kg

Estructura= 162,72 Kg

GRÁFICO 6-4. Posición del centro de gravedad en la dirección Z



Fuente: (Autores)

$$G_z = \frac{\sum M_{total}}{C_p}$$

$$G_z = \frac{1098,55 \text{Kg} \cdot \text{m}}{1162,72 \text{Kg}}$$

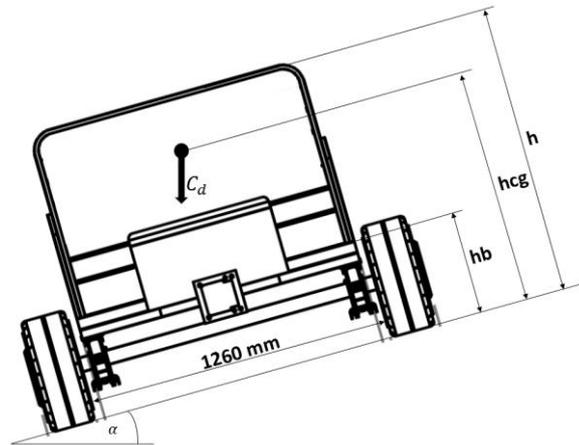
$$G_z = 0,94 \text{m}$$

En conclusión una vez calculado la posición del centro de gravedad en cada eje se establece que el centro de gravedad del prototipo se encuentra en las coordenadas (1,73m; 0,63m; 0,94m)

4.1.9. Ángulo de inclinación lateral

El ángulo de inclinación lateral nos ayuda a determinar el ángulo máximo con el cual el prototipo será estable hasta producirse el volcamiento.

GRÁFICO 7-4. Ángulo de estabilidad lateral



Fuente: (Autores)

Se determina la altura al centro de gravedad (h_{cg}) y la altura de la carga útil (h_{cu}) mediante las siguientes ecuaciones:

$$h_{cu} = h_b + \frac{h + h_b}{2}$$

$$h_{cu} = 427,22mm + \frac{1216,22mm - 427,22mm}{2} \quad (22)$$

$$h_{cu} = 821,72mm$$

Donde:

$h_b = 427,22mm$ = altura del suelo al chasis

$h = 1216,22mm$ = altura de la estructura

$d = 1260mm$ = ancho de vía

$$h_{cg} = \frac{(h_b \times Tara) + (h_{cu} \times Q_{util})}{MMA}$$

$$h_{cg} = \frac{(427,22mm \times 162,72Kg) + (821,72mm \times 1000Kg)}{1162,72Kg} \quad (23)$$

$$h_{cg} = 766,51mm$$

Donde:

$$Tara = P_e = 162,72Kg$$

$$Q_{util} = C_v = 1000Kg$$

$$MMA = C_p = 1162,72Kg$$

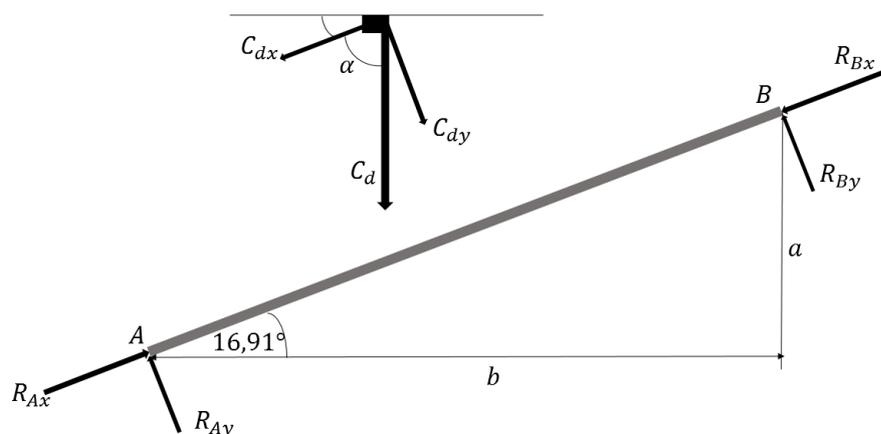
Determinados los cálculos de las alturas se aplica la ecuación (24) con la que se determinará el ángulo de estabilidad lateral.

$$\alpha = \arctan\left(\frac{h_{cg}}{2 \cdot d}\right)$$
$$\alpha = \arctan\left(\frac{766,51mm}{2 \times 1260mm}\right) \quad (24)$$
$$\alpha = 16,91^\circ$$

4.2. Diseño del sistema de suspensión

El diseño del sistema de suspensión constituye una parte fundamental en el diseño del prototipo ya que de este dependerá la seguridad al cumplir con su función, para esto se calculará las reacciones que se producen con el ángulo de inclinación determinado anteriormente de $\alpha = 16,91^\circ$

GRÁFICO 8-4. Reacciones en los apoyos de las ballestas



Fuente: (Autores)

$$\alpha = 90^\circ - 16,91^\circ$$

$$\alpha = 73,09^\circ$$

$$a = 1260\text{mm} \times \text{sen}(16,91)$$

$$a = 366,5\text{mm}$$

$$b = 1260\text{mm} \times \text{cos}(16,91)$$

$$b = 1205,52\text{mm}$$

$$C_{d_x} = 1162,72\text{Kg} \times \text{cos}(16,91^\circ)$$

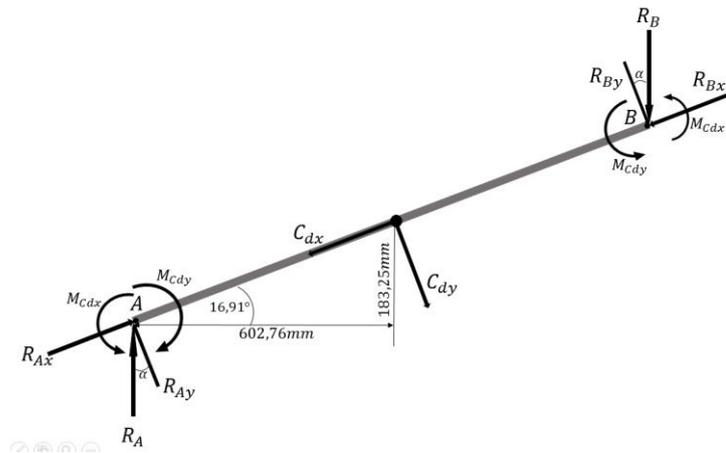
$$C_{d_x} = 1112,45\text{Kg}$$

$$C_{d_y} = 1162,72\text{Kg} \times \text{sen}(16,91^\circ)$$

$$C_{d_y} = 338,2\text{Kg}$$

Una vez que se determinó las reacciones de la carga de diseño (C_d) en los ejes “x” y “y”, se traslada estas reacciones hasta la viga y determina las reacciones que se produce en las ruedas, que se simulan como apoyos en la viga.

GRÁFICO 9-4. Reacciones en las ruedas



Fuente: (Autores)

$$\sum M_A = 0 \uparrow +$$

$$(C_{dx} \times 940\text{mm}) - (C_{dy} \times 1260\text{mm}/2) + (R_{By} \times 1260\text{mm}) = 0$$

$$(1493,95\text{Kg} \times 940\text{mm}) - (454,18\text{Kg} \times 1260\text{mm}/2) + (R_{By} \times 1260\text{mm}) = 0$$

$$1404313\text{Kg} \cdot \text{mm} - 281133,4\text{Kg} \cdot \text{mm} + 1260R_{By} = 0$$

$$1260R_{By} = -1118179,6\text{Kg} \cdot \text{mm}$$

$$R_{By} = -\frac{1118179,6\text{Kg} \cdot \text{mm}}{1260\text{mm}}$$

$$R_{By} = -887,44\text{Kg} \times 9,8 = -8696,91\text{N}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \uparrow + \\ R_{Ay} - C_{dy} + R_{By} &= 0 \\ R_{Ay} - 454,18Kg + 887,44Kg &= 0 \\ R_{Ay} &= 1341,62Kg \times 9,8 = 13147,88N\end{aligned}$$

$$R_{Ay} = R_A \times \text{sen}(16,91)$$

$$R_{Ax} = R_A \times \text{cos}(16,91)$$

$$R_A = \frac{R_{Ay}}{\text{sen}(16,91)}$$

$$R_{Ax} = 44612,45Kg \times \text{sen}(16,91)$$

$$R_A = \frac{1341,62Kg}{\text{sen}(16,91)}$$

$$R_{Ax} = 4413,02Kg \times 9,8m/s^2 = 43247,6N$$

$$R_A = 44612,45Kg \times 9,8m/s^2 = 437202,01N$$

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \uparrow + \\ R_{Ax} - C_{dx} - R_{Bx} &= 0 \\ 4413,02Kg - 1493,95Kg - R_{Bx} &= 0 \\ R_{Bx} &= 2919,07Kg \times 9,8m/s^2 = 28606,89N\end{aligned}$$

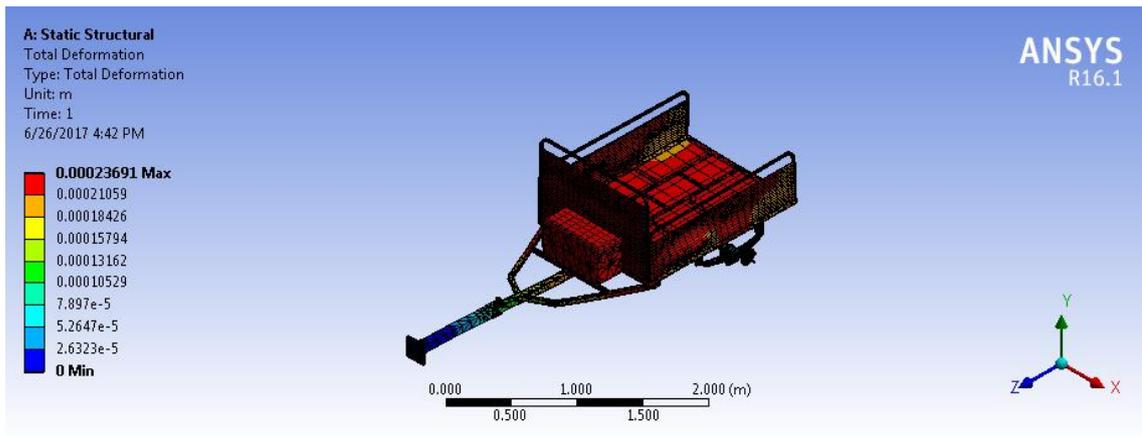
4.3. Análisis estático del prototipo

Una vez determinadas las reacciones en las ruedas se utiliza estos datos para realizar el análisis estático del prototipo mediante el Método de Elementos Finitos. (MEF)

4.3.1. Deformación total

Se ingresa las cargas en el software y determina que la deformación total producida en el prototipo es de $(2,3691 \times 10^{-4})$. Como se puede apreciar en el GRÁFICO 10-4.

GRÁFICO 10-4. Deformación total del prototipo

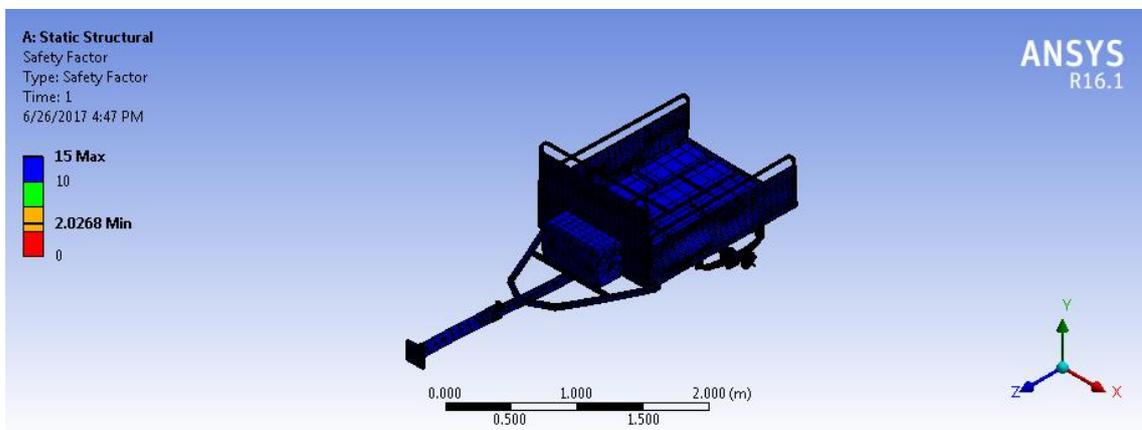


Fuente: (Autores)

4.3.2. Factor de seguridad

Además de determinar la deformación producida en el prototipo obtenemos el factor de seguridad el cual es de ($n = 2,0268$), lo cual nos indica que el prototipo garantiza su confiabilidad. Esto se puede apreciar en el GRÁFICO 11-4.

GRÁFICO 11-4. Factor de seguridad del prototipo



Fuente: (Autores)

CAPÍTULO V

5. PROCEDIMIENTO TECNOLÓGICO

5.1. Proceso de construcción

Para obtener el prototipo se deben realizar distintas operaciones sobre la materia prima.

Para ejecutar estas operaciones es necesario contar con los servicios de un equipo de trabajo en diferentes áreas, que son las siguientes:

- Soldador
- Ayudante
- Diseñadores

El prototipo será construido en un taller especializado en construcción de remolques, el cual estará provisto de los equipos y herramientas necesarios para facilitar las operaciones de los distintos trabajos para su elaboración.

Equipos y herramientas:

- Moladora
- Sierra circular
- Compresor de 2 HP
- Esmeril
- Taladro
- Soldadora MIG
- Juego llaves
- Martillo
- Playos y alicates
- Entenalla
- Disco de corte
- Pistola de pintura

Además se debe contar con instrumentos de medición y el equipo de protección personal (EPP) como:

- Calibrador
- Flexómetro
- Escuadra
- Gafas de protección
- Overol
- Botas
- Guantes de soldadura

- Casco de soldadura

5.2. Procedimiento de fabricación

Para construir el prototipo se debe seguir un proceso en cual se detalla en TABLA 1-5.

Para la fabricación del prototipo se requieren los siguientes materiales:

FIGURA 1-5. Materiales para la fabricación del prototipo



Fuente: (Autores)

- Tubo cuadrado de $60 \times 60 \times 3 \text{ mm}$
- Tubo cuadrado de $50 \times 50 \times 3 \text{ mm}$
- Tubo cuadrado de $40 \times 40 \times 2 \text{ mm}$
- Tubo redondo de $60 \times 3 \text{ mm}$

TABLA 1-5. Procedimiento de construcción del prototipo

ELEMENTO	PROCESO
Chasis	<ul style="list-style-type: none"> • Corte: Cortar los tubos de acuerdo a las medidas del diseño. • Soldadura: Se unen largueros y travesaños de acuerdo a la geometría del diseño. • Limpieza: Eliminar las aristas vivas.
Sistema de tiro	<ul style="list-style-type: none"> • Corte: Cortar el tubo cuadrado de acuerdo a las medidas del diseño. • Soldadura: Construir la geometría sistema del tiro y unir al chasis • Limpieza: Eliminar las aristas vivas.

TABLA1-5. (continúa) Procedimiento de construcción del prototipo

<p>Sistema de enganche</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Corte: cortar los cartabones • Taladrado: realizar las perforaciones que alojaran el enganche. • Soldadura: acoplar los cartabones al sistema de tiro. • Limpieza: eliminar las aristas vivas.
<p>Sistema de suspensión</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Trazado: Tomar las medidas de las ballestas y trazar la ubicación en el chasis. • Corte: Cortar los portaballestas de acuerdo a las dimensiones de las ballestas. • Cortar: Las placas de sujeción para las ballestas • Taladrado: Perforar 4 agujeros 10 mm en la placa de sujeción. • Soldadura: Soldar los portaballestas según el trazado del chasis. • Limpieza: Eliminar aristas vivas.
<p>Eje</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Corte: Cortar el tubo redondo. • Soldadura: Soldar las puntas de eje en el tubo redondo • Limpieza: Eliminar las aristas vivas
<p>Tolva</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Corte: Cortar las plantas de tol de 2mm antideslizante de acuerdo diseño <p>Cortar las planchas de tol de 1mm de acuerdo al diseño.</p> <p>Cortar el tubo cuadrado de 18*2</p> <ul style="list-style-type: none"> • Doblado: Obtener la geometría de los arcos para la tolva • Soldadura: Soldar al chasis los perfiles de tubo cuadrado <p>Soldar la plancha de tol de acero</p> <p>Soldar la plancha de tol de aluminio a los perfiles</p> <ul style="list-style-type: none"> • Limpieza: Eliminar las aristas vivas
<p>Asiento</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Corte: Cortar las plancha de tol de 1mm. • Soldadura: Soldar las planchas de tol formando un cuadrado de acuerdo al diseño. <p>Soldar a la barra de tiro.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Limpieza: Eliminar aristas vivas. • Tapizado: Colocar el tapizado.

TABLA1-5. (continúa) Procedimiento de construcción del prototipo

Acople	<ul style="list-style-type: none"> • Corte: Cortar el tubo de 60*60 de acuerdo al diseño Cortar la plancha de acero de 10mm de acuerdo al diseño Cortar los cartabones de 10mm • Vaciado: Realizar el vaciado de la plancha de acero de 10mm de acuerdo a la geometría del diseño. • Taladrado: Perforar 4 agujeros de 12 mm y 2 agujeros de 8 mm de acuerdo al diseño. Perforar los agujeros de 18mm en el tubo cuadrado para el pasador. • Soldadura: Soldar el tubo cuadrado a la plancha de acero. Soldar los cartabones de refuerzo
---------------	--

Fuente: (Autores)

5.3. Montaje de los elementos

Según la tabla anterior se elaborará un procedimiento para realizar la construcción del prototipo en el cual se unirá y soldará todos los elementos.

5.3.1. Condiciones generales

El conformado del remolque se realiza en un taller seleccionado en cual contará con el ambiente adecuado para este proceso.

Todos las uniones por soldadura se realiza mediante soldadura tipo MIG, para lo cual se debe contar con los Elementos de protección personal (EPP), además el especialista deberá interpretar los planos de diseño para la correcta ubicación de los elementos y subconjuntos del prototipo.

5.3.2. Proceso de obtención del prototipo

A continuación se detallan los paso a seguir para el ensamble de los elementos:

1. Se corta el tubo cuadrado de 60×60×3mm y se suelda formando el perfil del chasis, a continuación se colocan 2 largueros y los travesaños de tubo cuadrado de 60×60×3mm, para esta operación se debe tener en cuenta que los elementos están colocados perpendicularmente entre si y unidos mediante suelda MIG.

FIGURA 2-5. Construcción del chasis



Fuente: (Autores)

2. Una vez que se obtiene el chasis se procede a elaborar el sistema de tiro para lo cual se empieza cortando el tubo cuadrado de 60×60×3mm de acuerdo a la medida de diseño y se une mediante soldadura al chasis, a continuación se corta el tubo cuadrado de 40×40×3 y se une mediante soldadura a la barra central, para esta operación se debe tener en cuenta en ángulo que forman los tubos con la barra central.

FIGURA 3-5. Corte de tubos



Fuente: (Autores)

3. Al ser acoplado el sistema de tiro se procede a cortar dos placas de 10mm de espesor de acuerdo a las medidas indicadas en el plano, en las cuales se perfora un agujero de 18 mm en cada placa, se suelda en la punta de la barra central, esto sirve como refuerzo para coloca el pasador para el arrastre del prototipo.

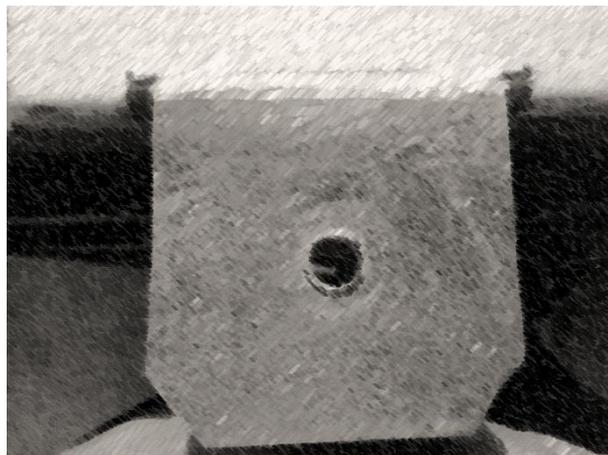
FIGURA 4-5. Placas de refuerzos en el tiro



Fuente: (Autores)

4. A continuación se mide las dimensiones del sistema de suspensión, se traza la ubicación de los portaballestas en el chasis y se suelda.

FIGURA 5-5. Soldadura del portaballestas



Fuente: (Autor)

5. Para el montaje del sistema de suspensión primero se construirá la base móvil para lo cual se corta dos placas de acuerdo a las dimensiones del diseño en las que se realiza dos perforaciones de 10 mm en cada una, luego se corta un tubo de 25mm y 10 mm de espesor el cual se soldara a las placas anteriores

6. Una vez que se obtiene la base móvil se puede montar el sistema de suspensión, se coloca los casquillos de un extremo de la ballesta al portaballesta y se une mediante un perno-tuerca de 10mm de alta resistencia, mientras que el otro extremo se une primero a la base móvil y de la base móvil al portaballestas de igual forma mediante perno-tuerca de 10mm.
7. Para obtener el eje del prototipo se empieza cortando el tubo redondo de 60×3mm de la longitud especificada en los planos de diseño y se une mediante suelda MIG a las puntas de eje, en este paso se debe tener en cuenta que las puntas de eje deben conservar simetría radial con el tubo redondo. Una vez obtenido este conjunto estará listo para poder montar las manzanas con sus respectivos rodamientos y tuerca de seguridad.

FIGURA 6-5. Soldadura del eje



Fuente: (Autores)

8. Con la ayuda de un elevador se monta el conjunto del eje y manzana, el cual se une al sistema de suspensión mediante abrazaderas, pero antes se debe cortar una plancha de 3mm de espesor de acuerdo al plano, la cual que servirá como placa de sujeción entre las ballestas y eje en la cual se realiza 4 perforaciones de 12mm con las dimensiones de la abrazaderas de la suspensión, en este procedimiento se colocarán arandelas de presión y tuercas de seguridad. El prototipo se encuentra listo para que sean montados sus neumáticos.

FIGURA 7-5. Montaje del sistema de suspensión



Fuente: (Autores)

9. Por último se corta el tubo cuadrado de $18 \times 18 \times 2$ y dobla de acuerdo al perfil del plano de diseño los cuales formaran el perfil de la tolva, se une mediante suelda MIG al chasis, luego se coloca la plancha de tol de 2mm antideslizante que servirá para el piso del prototipo la cual fue previamente cortada de acuerdo al diseño y suelda al chasis. De la misma forma se suelda la plancha de tol de 1mm a los perfiles de la tova, estas planchas de la misma manera debieron ser cortadas y dobladas de acuerdo al diseño realizado.
10. Para que el prototipo sea acoplado al motocultor se debe construir un acople para el cual se corta el tubo cuadrado de $60 \times 60 \times 3$ con la longitud especificada en el plano, en este tubo se realiza una agujero de 18mm, también se corta una placa de 12mm de espesor de la geometría indicada en el plano en la cual se realizan 4 perforaciones de 12 mm en donde se alojaran del chasis del motocultor y 2 perforaciones de 8mm que sirven de guía, además a esta placa se le realiza un vaciado de 8 mm de profundidad de igual forma con la geometría especificada en el plano, esta placa nos servirá de base en el motocultor. A esta base se une mediante suelda MIG el tubo cuadrado cortado anteriormente, para otorgar más resistencia a la soldadura se colocan dos cartabones entre la base y el tubo cuadrado.

FIGURA 8-5. Construcción del acople



Fuente: (Autores)

CAPÍTULO VI

6. PRUEBAS Y MANUALES

6.1. Pruebas de validación

Estas pruebas se realizan con la finalidad de verificar el desempeño específico del prototipo en condiciones reales de funcionamiento además de comprobar si se cumple con las especificaciones de diseño con las cuales fue construido.

En este protocolo de pruebas se debe verificar dos aspectos importantes los cuales son:

- Comprobar el óptimo funcionamiento del prototipo durante las pruebas de campo
- Demostrar que el prototipo cumple con la finalidad para la cual fue diseñado y construido, garantizando primordialmente la seguridad.
- Ha de estar diseñado para satisfacer condiciones de ergonomía y seguridad para el operario

Determinados estos factores se demostrará si el prototipo está apto o no para el trabajo en el campo, y de no ser así se deberá hacer un rediseño o correcciones necesarias

Para las pruebas se debe tener en cuenta las cargas con las cuales fue diseñado el prototipo así como también simular las condiciones reales en las cuales de desempeña el prototipo, de esta forma demostrar sus limitaciones.

6.2. Diseño del protocolo de pruebas

Para realizar el protocolo de pruebas se ha de tener en cuenta si lo ideal es realizar las pruebas durante toda la vida útil del prototipo, pero esto se llevaría a cabo en mucho tiempo, por lo que se simulan estas condicione en tiempo acelerado y extremo.

Tomando en cuenta el promedio de vida útil de los aperos de labranza y elementos del tractor agrícola, se determina una vida útil del prototipo de 10 años.

Condiciones para las pruebas:

- Durante las pruebas se debe alternar entre la carga máxima y mínima.
- También se deben alternar entre velocidad máxima y mínima.
- Someter el prototipo a un promedio de 30 horas de trabajo = 6 días, tomando como promedio que el prototipo trabaja y recorre $10 \text{ km}/\text{dia}$.

6.3. Protocolo de pruebas

En el ANEXO A se encuentran las hojas de proceso para realizar las pruebas de validación, esto para garantizar que el prototipo cumple con los requerimientos para los que fue diseñado.

6.4. Manual de mantenimiento

El remolque cuenta con varias partes similares al igual que un vehículo convencional, por lo que dichos elementos sufrirán desgaste con el paso del tiempo, debido a esto se debe determinar un protocolo de mantenimiento preventivo con el fin de prolongar la vida útil del prototipo y sus componentes y evitar el fallo total del mismo.

El presente manual enlista los elementos del prototipo que deben someterse a un mantenimiento preventivo e indica el periodo y el tipo de mantenimiento que se debe realizar.

TABLA 1-6. Mantenimiento del remolque

SISTEMAS DEL PROTOTIPO	ELEMENTOS	TIPO DE MANTENIMIENTO	PERIODO (horas de trabajo)	OBSERVACIONES
Chasis	Largueros y travesaños	Inspección visual de soldaduras	30	Verificar que no existan uniones desoldadas.
		Inspección visual de fisuras	15	Verificar que los largueros y travesaños no s encuentres son grietas o exista pandeo.

TABLA 1-6.(continúa) Mantenimiento del remolque

Sistema de suspensión	Ballestas	Inspección visual de fisuras en las hojas	30	Verificar que las hojas de las ballestas no tengas fracturas.
	Abrazaderas	Reajuste de tuercas de seguridad	60	Comprobar que las tuercas de seguridad no estén flojas
	Portaballestas	Reajuste de tuercas	60	Comprobar que las tuercas de los portaballestas no se encuentren flojas
	Base móvil	Cambio de cauchos	120	
Sistema de tiro		Inspección visual de soldaduras	30	Verificar que no exista uniones desoldadas
		Inspección visual del agujero del pasador	Al efectuar el acople del remolque	Verificar que los agujeros no hayan cedido.
Sistema de enganche	Pasador	Inspección visual.	Al efectuar el acople del remolque	Verificar que el pasador no se encuentre fisurado o pandeado
	Cartabones	Inspección visual de soldaduras	10	Verificar que no exista uniones desoldadas
		Inspección visual del agujero del pasador	Al efectuar el acople del remolque	Verificar que los agujeros no hayan cedido
Acople	Cartabones	Inspección visual de soldaduras.	30	Verificar que no exista uniones desoldadas
	Tapa de engranajes	Reajuste de tuercas de sujeción.	Al iniciar cada jornada de trabajo	Comprobar que las tuercas de no se encuentren flojas
		Inspección visual de fugas	Al iniciar cada jornada de trabajo	Verificar que no exista fuga del aceite de caja de velocidades. Verificar el nivel de aceite de la caja de velocidades
		Inspección general de soldaduras	30	Verificar que no exista uniones desoldadas

TABLA 1-6. (continúa) Mantenimiento del remolque

Neumáticos	Eje	Engrasado del rodamiento	150	Lavar y engrasar nuevamente en el rodamiento
		Cambio de rodamiento	300	Sustituir el rodamiento
	Manzanas	Engrasado interno	300	Lavar la manzana y engrasar nuevamente.
	Neumáticos	Verificación de presión de aire	30	Verificar la presión del neumático $P = 30 \text{ lb/in}^2$

Fuente: (Autores)

6.5. Manual de Operación

- Verificación antes del arranque del conjunto remolque-motocultor que esté íntegro
- Verificar los niveles de aceite del motor, transmisión, como también el nivel de combustible y agua.
- Verificar el ajuste de todos los pernos y tuercas.
- Mover la palanca del clutch (embrague) a la posición “Disengage” y la palanca de velocidades a “Neutral”.
- Verificar que el perno pasador de sujeción del conjunto remolque-motocultor se encuentre ajustado.
- Verificar la presión de los neumáticos

6.5.1. Conduciendo el conjunto remolque-motocultor

- Iniciar el primer movimiento con velocidades bajas (*1^{ra} marcha*)
- Verificar la posición de las manivelas de dirección
- Cambiar de velocidades paulatinamente.
- El clutch (embrague) se utiliza para cambiar velocidades y freno.

Consejos:

Si el remolque se encuentra cargado a su máxima capacidad, se recomienda operar en velocidad media, pero si opera a alta velocidad puede perder el control del motocultor provocando accidentes.

6.5.2. Conduciendo de reversa el conjunto remolque-motocultor

- Comenzar la conducción en reversa con velocidades bajas (R_1)
- Tener en cuenta el tipo de suelo por que se está transitando para evitar accidentes.
- Al girar el motocultor tener en cuenta se tiene giro contrario con relación al remolque; es decir si el motocultor gira hacia la izquierda el remolque girara hacia la derecha y viceversa.

Consejos:

Es recomendable no utilizar la reversa alta (R_2), ya que es muy difícil poder controlar el motocultor a esa velocidad.

6.5.3. Girando el conjunto remolque-motocultor

Se puede realizar un giro utilizando el clutch (embrague) ubicados en cada manivela.

Consejos:

Se aconseja no exceder un ángulo de giro mayor a los 75° , si se excede este ángulo de giro es posible que se pierda el control del motocultor y causar accidentes.

Al girar en una pendiente pronunciada se aconseja dar vuelta empujando los manubrios a la izquierda o derecha dependiendo a donde se desee girar.

6.5.4. Frenado y estacionamiento del conjunto remolque- motocultor

- Se puede utilizar el clutch (embrague) como freno.
- Cambiar la palanca de velocidades a posición “Neutral”
- Deslizar el acelerador hacia la derecha para disminuir las revoluciones (desacelerar), hasta que el motor se apague.

Consejos:

Evitar pasar la palanca de clutch a la posición de frenado “Brake” de manera repentina puede ocasionar que el motocultor se levante con el riesgo de producir un volcamiento.

6.6. Normas de Seguridad

- No opere la palanca del “Clutch-Freno” al mismo tiempo que las manivelas de dirección mientras este conduciendo el motocultor.
- No operar el motocultor colina arriba o abajo a altas velocidades puede resultar MUY PELIGROSO
- Nunca opere el conjunto remolque-motocultor en altas velocidades (4^a 5^a 6^a) sobre caminos irregulares y sin carga debido a que se produce altas vibraciones pudiendo provocar un volcamiento.
- No conducir por zonas urbanas, pues no se cuenta con un sistema de luces obligatorio para este fin.
- Usar las velocidades de 5^a y 6^a solo en caminos en buenas condiciones

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. Conclusiones

Se adquirió información acerca de los problemas que presentaban los beneficiarios en el transporte de insumos y productos agrícolas, dicha información sirvió para el dimensionamiento y las prestaciones que brindaría el prototipo.

Se dividió el prototipo en 6 partes principales, en las cuales se seleccionaron 2 modelos de cada elemento que se ajustaban a las necesidades del mismo, de estos modelos se realizó la selección de cada uno mediante el método de criterios ponderados y así obtener la mejor alternativa.

Una vez seleccionados los elementos se modeló y diseñó los mismos mediante el software CAD (Diseño Asistido por Computadora) SOLIDWORKS, tomando en cuenta los requerimientos exigidos por los beneficiarios y las prestaciones del motocultor YTO DF-15L para establecer las dimensiones de la estructura, obteniendo así un remolque con una capacidad de carga de 1000 Kg.

Tomando en cuenta la función que va a desempeñar el prototipo, las cargas a las que estará sometido, el terreno en el que va transitar, se realiza un análisis estático para establecer las reacciones que este sufrirá durante su funcionamiento.

Se seleccionó el tipo de material a utilizar en su estructura, siendo este tubo cuadrado de $50 \times 50 \times 3 \text{ mm}$ en los largueros, tubo cuadrado de $40 \times 40 \times 2 \text{ mm}$ en los travesaños del chasis, tubo cuadrado de $60 \times 60 \times 3 \text{ mm}$ en la barra de tiro, tubo redondo de $60 \times 3 \text{ mm}$ para el eje, plancha de acero antideslizante de 2mm para el piso. Los tubos utilizados en la estructura son de Acero estructural A-36, el cual cumple con los requerimientos necesarios para su construcción.

Para la selección de ballestas, manzanas y puntas de eje se hizo una analogía con un vehículo de similares características a las del prototipo. Los elementos del vehículo utilizado son de un pick-up marca Datsun 1200.

De acuerdo a las reacciones determinadas se sometió al prototipo a un análisis estático mediante software WORKBENCH (ANSYS), utilizando el Método de Elementos Finitos (MEF) para determinar la deformación máxima producida la cual es de 0.0019m y el factor de seguridad que es de 2.090, siendo estos factores muy aceptables que determinan un correcto diseño, dando un alto grado de confiabilidad para poder continuar con su fabricación.

Se realizó las pruebas de campo para su validación en el cantón Chambo, donde mediante las distintas pruebas se determinó los efectos de acoplar este prototipo al motocultor, esto es que la capacidad máxima que puede arrastrar el motocultor es equivalente a la capacidad máxima con la que fue diseñado el prototipo es decir 1500Kg

Las diferentes pruebas con diferentes cargas determinaron una baja de potencia y velocidad del motocultor pero se ganó en estabilidad disminuyendo significativamente el riesgo de volcamiento.

La prueba de frenado determinó que el prototipo no requiere frenos adicionales a los que posee el motocultor, esto determinado en un terreno con una pendiente de aproximadamente 12° y carga máxima.

Una conclusión muy importante sobre acoplar este prototipo al motocultor YTO DF-15L es que otorga mayor estabilidad al vehículo de arrastre, para esta prueba se debió simular condiciones muy irregulares de suelo por lo que se escogió un terreno arado y húmedo. Se recorrió el terreno con distintas condiciones de carga con lo que también se pudo determinar que el mejor desempeño del conjunto remolque-motocultor en estas condiciones se logra en velocidad media, es decir *3^{ra} marcha*.

7.2. Recomendaciones

Para realizar el acople del remolque al motocultor se recomienda que los dos cuerpos se encuentren nivelados.

Al momento de cargar el remolque se recomienda distribuir esta carga por toda el área.

Para maniobrar el conjunto remolque-motocultor se debe tener en cuenta no rebasar los 75° de giro, esto debido a que al sobrepasar dicho ángulo el operador puede perder la maniobrabilidad del motocultor pudiendo así ocasionar algún accidente.

Para operar el remolque en el traslado de una carga cualquiera se recomienda al operador conducir en velocidad media (*3^{ra} marcha*).

Se recomienda no exceder la carga para la que fue diseñado (1000Kg), debido a que el motocultor se sobre-exige pudiendo ocasionar daños en sus componentes, además de disminuir la vida útil del remolque.

BIBLIOGRAFÍA

AFICIONADOS A LA MECÁNICA. *Suspensión* [en línea]. 2014.[Consulta: 3 febrero 2017]. Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension2.htm>

BRIOSAS, F. *Manual de seguridad. Tractores y máquinas agrícolas.* Navarra-España: Gráficas Lizarra, 2001, pp.151-152.

CARGAFÁCIL. *Tirones rectos y tipo A* [en línea]. 2014. [Consulta: 4 febrero 2017]. Disponible en: <http://www.cargafacil.com/tirones.php>

CHÁVEZ ALVARADO, A. *Maquinaria y mecanización agrícola.* 1ª ed. San José-Costa Rica: Editorial Universidad Estatal a Distancia, 2004, pp.4-16.

DFAM. *Motocultor DF-15L*[en línea]. [Consulta: 25 enero 2017].Disponible en: <http://dftractor.es/2b-DF-15L-walking-tractor-1.html>

ERCO TIRES. *Altimax RT* [en línea].2017.[Consulta: 4 febrero 2017]. Disponible en: <http://www.ercotires.com/llantas/automoviles/altimax-rt/588>

"MECANIZACIÓN AGRÍCOLA: NECESIDAD CRECIENTE EN EL PAIS".*El Agro* [en línea], 2014,(Ecuador).[Consulta: 20 enero 2017). Disponible en: <http://www.revistaelagro.com/mecanizacion-agricola-necesidad-creciente-en-el-pais/>

MINISTERIO DE AGRICULTURA Y PESCA, ALIMENTACIÓN Y MEDIO AMBIENTE. *Motocultores.* [en línea]. España: [Consulta: 21 enero 2017]. Disponibe en: <http://www.mapama.gob.es/es/ministerio/servicios/informacion/plataforma-de-conocimiento-para-el-medio-rural-y-pesquero/observatorio-de-tecnologias-probadas/maquinaria-agricola/motocultor.aspx>

MORENO VEGA, A. *Operaciones auxiliares de preparación de terreno, plantación y siembra de cultivos.* España: Ediciones Paraninfo, 2015, pp.38.

MOTT, R. L. *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson Educación, 2006, pp.182-193.

MURILLO GARCÍA, N. *Tractores y maquinaria agrícola*. San José: Editorial Universidad Estatal a Distancia, 1978, p.20.

ORTÍZ CAVANATE, J. et al. *Las máquinas agrícolas y su aplicación*. Madrid-España: Ediciones Mundi-Prensa, 2012, pp. 396-400.

REINA CATRO, L. "Mecanización agrícola, alternativa para el desarrollo". *El Diario*, n°256 2013, Ecuador pp. 2.

RIBA ROMEVA, C. *Diseño concurrente*. Barcelona: Ediciones UPC, 2002, pp.59-60.

RÍOS, A. *Máquinas agrícolas, tracción animal e implementos manuales*. La Habana-Cuba: Instituto de Investigaciones de Ingeniería Agrícola, 2011, pp. 56-58.

TRIANGLE GROUP. *Taxi-TR 958* [en línea].2010.[Consulta: 4 febrero 2017]. Disponible en: <http://la.triangle.com.cn/es/p3642991639269166074.html#>

WONG, J. *Theory of Ground Vehicles*. New York:1978, pp.156.

YTO. *Manual de operación servicio motocultor YTO DF-15L*. p.3.

