



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

**FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRÍZ**

**“DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN RODILLO ENGARZADOR PARA
ACOPLAR A MOTOCULTOR TKC 450 PROPIEDAD DE LA
ORGANIZACIÓN CEFA”**

Trabajo de titulación

Tipo: Propuesta Tecnológica

Presentado para optar el grado académico de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

AUTOR: EDGAR STEVEEN SAPATANGA PEÑA

Riobamba-Ecuador

2021



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

**FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRÍZ**

“DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN RODILLO ENGARZADOR PARA ACOPLAR A MOTOCULTOR TKC 450 PROPIEDAD DE LA ORGANIZACIÓN CEFA”

Trabajo de titulación

Tipo: Propuesta Tecnológica

Presentado para optar el grado académico de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

AUTOR: EDGAR STEVEEN SAPATANGA PEÑA

DIRECTOR: ING. EDISON PATRICIO ABARCA PÉREZ

Riobamba-Ecuador

2021

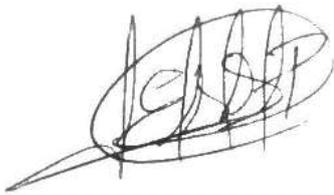
©2021, Edgar Steveen Sapatanga Peña

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Yo, Edgar Steveen Sapatanga Peña declaro que el presente trabajo de titulación es de mi autoría y que los resultados de este son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autor asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 19 de julio de 2021

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'ESAP', enclosed within a large, loopy oval shape.

Edgar Steveen Sapatanga Peña

070574525-5

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

El Tribunal del trabajo de titulación certifica que: El trabajo de titulación: Tipo: Propuesta Tecnológica, **DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN RODILLO ENGARZADOR PARA ACOPLAR A MOTOCULTOR TKC 450 PROPIEDAD DE LA ORGANIZACIÓN CEFA**, realizado por el señor: **EDGAR STEVEEN SAPATANGA PEÑA**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal del trabajo de titulación, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. José Francisco Pérez Fiallos PRESIDENTE DEL TRIBUNAL	_____	2021-07-19
Ing. Edison Patricio Abarca Pérez DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	_____	2021-07-19
Ing. Edwin Rodolfo Pozo Safla MIEMBRO DEL TRIBUNAL	_____	2021-07-19

DEDICATORIA

Esta tesis está dedicada a:

A Dios quien ha sido mi guía y fortaleza, y me ha permitido llegar a este momento culmine en mi formación profesional.

A mis padres Edgar y Rosa quienes con su infinito amor, esfuerzo y entrega me han permitido llegar a culminar hoy un objetivo académico, gracias por inculcar en mí el ejemplo de perseverancia y gallardía, de no rendirse a pesar de las adversidades, porque siempre existe una fuerza de voluntad y el espíritu de crecer a cada instante.

A mi hermano Keimer por su cariño y apoyo incondicional, durante todo el proceso, por estar con la mano extendida dispuesto apoyarme en todo momento, gracias. A todos mis seres queridos que formaron parte de mi formación académica y personal, porque con sus consejos hicieron de mí una mejor persona y sus enseñanzas perduran en mí y son muestras de un gran legado.

Finalmente quiero dedicar esta tesis a mis abuelitos, que su mayor anhelo era presenciar este logro, pero por designios divinos ya no se encuentran junto a mí, pero yo sé que desde el cielo están felices de observar a su nieto culminar con éxito otra etapa más.

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, deseo expresar mi agradecimiento al director de esta tesis, Ing. Patricio Abarca, por el apoyo que ha brindado a este trabajo, por el respeto a mis sugerencias e ideas y por la dirección eficaz del proyecto. De la misma manera, agradezco a mi asesor el Ing. Edwin Pozo, quien ha permitido llevar a cabo con éxito este trabajo.

Un trabajo de investigación es siempre fruto de observar las necesidades de nuestra sociedad, es ahí donde interviene la organización CEFA, que a través de sus colaboradores Ing. Alex Leguizamo y Sr. Galo Morocho, me permitieron conocer la realidad de los productores de Quinoa y plantear una solución para mejorar la calidad de vida de los agricultores.

Un trabajo de investigación es también resultado del apoyo emocional que nos ofrecen las personas que nos estiman, sin el cual no tendríamos la energía que nos motiva a crecer como personas y como profesionales. Gracias a mis padres y a mi hermano, porque ellos son fuentes de inspiración y los motivos para seguir luchando por mejores días. Sin su apoyo este trabajo nunca se habría escrito y, por eso, este trabajo es también el suyo. A todos, muchas gracias.

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
RESUMEN.....	xii
ABSTRACT.....	xiii
INTRODUCCIÓN	1
ANTECEDENTES.....	1
PROBLEMA.....	1
JUSTIFICACIÓN	2
JUSTIFICACIÓN TÉCNICA.....	2
JUSTIFICACIÓN ECONÓMICA	2
JUSTIFICACIÓN SOCIAL.....	2
OBJETIVO GENERAL	3
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3

1. MARCO TEORICO

1.1. Agricultura de conservación	4
1.1.1. <i>Rehabilitación de suelos degradados</i>	5
1.1.2. <i>Cultivo de cobertura</i>	5
1.1.3. <i>Rodillo engarzador en cultivo de cobertura</i>	6
1.2. Motocultor	7
1.3. Clasificación de los motocultores.....	7

1.3.1.	<i>Partes principales del motocultor</i>	7
1.4.	Diseño concurrente	9
1.4.1.	<i>Fases e interacciones en el proceso de diseño</i>	9
1.4.2.	<i>Herramientas computacionales</i>	10
1.4.3.	<i>Los elementos finitos como herramienta de análisis en mecánica</i>	11
1.4.4.	<i>Materiales para la construcción de aperos agrícolas</i>	11
1.5.	Benchmarking	12

2. METODOLÓGIA

2.1.	Descripción	14
2.2.	Desarrollo de la metodología	16
2.2.1.	<i>Determinación de especificaciones técnicas</i>	16
2.2.2.	<i>Análisis y selección de alternativas</i>	18
2.2.3.	<i>Diseño Mecánico</i>	29
2.2.4.	<i>Simulación de componentes</i>	55

3. GESTIÓN DEL PROYECTO

3.1.	Análisis de Costos	82
3.2.	Cronograma	84

4.	CONCLUSIONES	85
-----------	---------------------------	----

5.	RECOMENDACIONES	87
-----------	------------------------------	----

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1:	Ventajas y desventajas del cultivo de cobertura	6
Tabla 2-1:	Clasificación de los motocultores	7
Tabla 1-2:	Especificaciones técnica del Rodillo Engarzador	18
Tabla 2-2:	Especificaciones técnica del Motocultor.....	20
Tabla 3-2:	Alternativas de acople para motocultor.....	21
Tabla 4-2:	Alternativas de diseño del apero para eliminar el cultivo de cobertura ..	22
Tabla 5-2:	Alternativas de diseño del cilindro.....	22
Tabla 6-2:	Matriz morfológica modulo 2	23
Tabla 7-2:	Alternativa 1 Módulo 2	24
Tabla 8-2:	Alternativa 1 Módulo 2	24
Tabla 9-2:	Alternativa 3 Módulo 2	25
Tabla 10-2:	Alternativa 4 Módulo 2	26
Tabla 11-2:	Peso específicos	27
Tabla 12-2:	Evaluación del peso específico del criterio adaptabilidad	27
Tabla 13-2:	Evaluación del peso específico del criterio Aplastamiento.....	27
Tabla 14-2:	Evaluación del peso específico del criterio Nivel Vibraciones.....	28
Tabla 15-2:	Evaluación del peso específico del criterio Precio.....	28
Tabla 16-2:	Evaluación del peso específico del criterio Complejidad	28
Tabla 17-2:	Evaluación del peso específico del criterio Complejidad	28
Tabla 1-3:	Costos elementos normalizados	82
Tabla 2-3:	Costos de material	82
Tabla 3-3:	Costos de fabricación placas	83
Tabla 4-3:	Costos de fabricación ejes	83
Tabla 5-3:	Costos total la máquina	83

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1:	Superficie estimada de siembra directa con manejo de residuos en las pequeñas propiedades de algunas regiones del mundo.....	4
Figura 2-1:	Rodillo engarzador y motocultor.....	6
Figura 3-1:	Motocultor TKC 450.....	8
Figura 4-1:	Elementos del diferencial.....	8
Figura 5-1:	Grupo volante y soporte de volante.....	9
Figura 6-1:	Grupo rueda.....	9
Figura 7-1:	Fases del proceso de diseño.....	10
Figura 1-2:	Metodología de la propuesta.....	15
Figura 2-2:	Estructura modular y funcional (Nivel 0).....	19
Figura 3-2:	Estructura modular y funcional (Nivel 1).....	19
Figura 4-2:	Estructura modular y funcional (Nivel 2).....	19
Figura 5-2:	Solución virtual acoplada al motocultor.....	29
Figura 6-2:	Diagrama de cuerpo libre del rodillo.....	29
Figura 7-2:	Factores de seguridad transmisión.....	30
Figura 8-2:	Vista isométrica de la estructura de acople.....	31
Figura 9-2:	Elementos del sistema de acople.....	32
Figura 10-2:	Condiciones de carga.....	32
Figura 11-2:	Condiciones de carga.....	33
Figura 12-2:	Condiciones de carga.....	34
Figura 13-2:	Geometría del perfil.....	35
Figura 14-2:	Condiciones de trabajo del perfil.....	35
Figura 15-2:	Diagrama de cortantes y momentos.....	36
Figura 16-2:	Dimensiones y propiedades del perfil.....	37
Figura 17-2:	Esquema de juntas soldadas.....	38
Figura 18-2:	Espesores de juntas soldadas.....	38
Figura 19-2:	Vista isométrica junta soldada para la barra de acople.....	38
Figura 20-2:	Esquema junta soldada 1.....	39
Figura 21-2:	Vista isométrica junta soldada para el perfil de unión.....	40
Figura 22-2:	Esquema junta soldada 2.....	41
Figura 23-2:	Disco olímpico 15 kg.....	43
Figura 24-2:	Isometría del eje de soporte.....	43
Figura 25-2:	Configuración del eje de soporte.....	44
Figura 26-2:	DCL eje x.....	44
Figura 27-2:	DCL eje y.....	44
Figura 28-2:	Reacciones en el eje x del soporte.....	45
Figura 29-2:	Reacciones en el eje y del soporte.....	45
Figura 30-2:	Diagrama de cortantes eje x.....	45

Figura 31-2:	Diagrama de cortantes eje y.....	46
Figura 32-2:	Diagrama de momentos eje x	46
Figura 33-2:	Diagrama de momentos eje y	46
Figura 34-2:	Dimensiones Chumacera	51
Figura 35-2:	Isomería eje de seguro	52
Figura 36-2:	Seguro para pesas	52
Figura 37-2:	Dimensiones seguro para pesas	53
Figura 38-2:	Isometría de la junta empernada.....	54
Figura 39-2:	Esquema de la junta empernada	55
Figura 40-2:	Consideraciones de borde.....	56
Figura 41-2:	Modelo 3D acople motocultor	56
Figura 42-2:	Consideraciones para el mallado	57
Figura 43-2:	Mallado de la estructura	57
Figura 44-2:	Tensiones de Von Mises.....	58
Figura 45-2:	Zonas de la estructura con mayor concentración de esfuerzos.....	58
Figura 46-2:	Deformaciones unitarias	59
Figura 47-2:	Zonas de mayor deformación unitaria.....	59
Figura 48-2:	Zonas de mayor deformación unitaria.....	60
Figura 49-2:	Geometría superficial	60
Figura 50-2:	Condiciones de borde	61
Figura 51-2:	Definición de espesores	61
Figura 52-2:	Detalles de la junta soldada	61
Figura 53-2:	Detalles de la junta soldada 2	62
Figura 54-2:	Detalles del mallado	62
Figura 55-2:	Mallado obtenido.....	62
Figura 56-2:	Resultado esfuerzos de Von Mises	63
Figura 57-2:	Esfuerzos en el perfil de unión	63
Figura 58-2:	Esfuerzos en la base del motocultor	64
Figura 59-2:	Resultado Deformaciones Unitarias	64
Figura 60-2:	Deformaciones en las barras de acople.....	65
Figura 61-2:	Resultados del Factor de Seguridad.....	65
Figura 62-2:	Conectores empernados SolidWorks.....	66
Figura 63-2:	Condiciones de borde	66
Figura 64-2:	Definición de contactos	67
Figura 65-2:	Configuración para la solución.....	67
Figura 66-2:	Detalles del mallado	67
Figura 67-2:	Mallado obtenido.....	68
Figura 68-2:	Resultado esfuerzos de Von Mises	68
Figura 69-2:	Esfuerzos en la barra de acople	69
Figura 70-2:	Resultado Deformaciones Unitarias	69
Figura 71-2:	Deformaciones en las barras de acople.....	70
Figura 72-2:	Esfuerzos en la base del motocultor	70
Figura 73-2:	Consideraciones de borde.....	71
Figura 74-2:	Fuerzas externas y fijaciones	71
Figura 75-2:	Consideraciones para el mallado	72
Figura 76-2:	Mallado de la estructura	72
Figura 77-2:	Tensiones de Von Mises.....	73

Figura 78-2:	Deformaciones unitarias	73
Figura 79-2:	Factor de seguridad.....	74
Figura 80-2:	Consideraciones de borde	75
Figura 81-2:	Fuerzas externas y fijaciones	75
Figura 82-2:	Mallado de la estructura	75
Figura 83-2:	Tensiones de Von Mises.....	76
Figura 84-2:	Deformaciones unitarias	76
Figura 85-2:	Factor de seguridad.....	77
Figura 86-2:	Consideraciones de borde	77
Figura 87-2:	Fuerzas externas y fijaciones	78
Figura 88-2:	Mallado de la estructura	78
Figura 89-2:	Mallado de la estructura	79
Figura 90-2:	Tensiones de Von Mises.....	79
Figura 91-2:	Tensiones de Von Mises en el punto crítico.....	80
Figura 92-2:	Deformaciones unitarias	80
Figura 93-2:	Factor de seguridad.....	81
Figura 1-3:	Cronograma de actividades	84

RESUMEN

El objetivo del presente estudio fue diseñar y analizar un engarzador de rodillo para acoplar al motocultor TKC450 propiedad de la organización CEFA, para lo cual se identificó los requerimientos y especificaciones técnicas por parte de los productores mediante toma de datos in situ para la determinación de geometría del rodillo, por lo cual se diseñó el acople al motocultor, también se estableció analíticamente las condiciones mecánicas del engarzador de rodillo y su acople al motocultor aplicando las teorías de falla mecánica que facilitó estimar a priori la geometría y sección transversal de los elementos constitutivos. Se ha empleado la metodología del diseño concurrente, la cual parte de una recopilación de información sobre motocultores, conceptos básicos de la agricultura de conservación, procesos de diseño mecánico y un análisis de máquinas similares ofertados por empresas internacionales. La siguiente etapa desarrollada consistió en un análisis modular y funcional del rodillo mediante el cual fueron identificadas las principales funciones a realizar y se asignaron alternativas de solución. Mismas que mediante el uso del método de criterios ponderados fueron jerarquizadas en orden de prioridad y así se estableció la solución más adecuada. Seleccionada la mejor alternativa se realizó el cálculo de los componentes constructivos y la selección de los elementos normalizados requeridos. Para con estos datos realizar un modelado 3D empleado para simular las condiciones de carga de los elementos más importantes y validar el modelo desarrollado. Como fase final se realizaron los planos de conjunto y de taller que en un futuro servirán para la construcción del rodillo. Finalmente, se realizó un análisis de costos con el fin de evaluar el monto asociado a la construcción del rodillo propuesto. Dejando como principal recomendación realizar la construcción del mismo en corto plazo para con ello mejorar las prestaciones de los pequeños agricultores.

Palabras clave: <DISEÑO MECANICO> <CÁLCULO> <CONDICIONES MECÁNICAS> <DISEÑO CONCURRENTE> <MOTOCULTOR>.



Firmado electrónicamente por:
**HOLGER GERMAN
RAMOS UVIDIA**

1806-DBRA-UPT-2021

2021-09-16

Abstract

The objective of the present study was to design and analyze a roller-crimper to couple to the TKC450 walking tractor owned by the CEFA organization. It was identified the requirements and technical specifications by the growers gathering data in situ to determine the roller geometry and the coupling to the rototiller was designed. It was analytically established the mechanical conditions of the roller-crimper and its coupling to the rototiller applying the theories of mechanical failure that facilitated estimating a priori the geometry and section cross-section of the constituent components. The concurrent design methodology has been used, which starts from a compilation of information on the motorized plough, basic concepts of agriculture maintenance, mechanical design processes, and an analysis of similar machines offered by international companies. The next developed stage consisted of a modular and functional analysis of the roller through which the main functions to be performed were identified and assigned alternative solutions. To use these data to perform a 3D modeling used to simulate the load conditions of the most important elements and validate the developed model. As a final phase, the assembly and workshop plans were made that in the future will serve for the roll construction. Finally, a cost analysis was carried out to evaluate the amount associated with the construction of the proposed roller. Leaving as the main recommendation to carry out the construction of the same in the short term to improve the benefits of the small farmers.

Keywords: <MECHANICAL DESIGN> <CALCULATION> <MECHANICAL CONDITIONS> <CONCURRENT DESIGN> <WALKING TRACTOR>.



Firmado electrónicamente por:
PATRICIA PILAR
MOYOTA AMAGUAYA

INTRODUCCIÓN

Antecedentes

La agricultura es uno de los ejes principales en la economía de Ecuador, debido a las excelentes condiciones que favorecen al cultivo de un sin número de productos agrícolas, han permitido que nuestro país se caracterice por su diversidad de productos agrícolas, sin embargo, la mecanización agrícola utilizada en las labores agrícolas cotidianas es insipiente. Actualmente el campo tecnológico ha direccionado su interés a la tecnificación de metodologías de cultivos y en especial al diseño de maquinaria y aperos agrícolas que buscan mejorar la eficiencia en las múltiples actividades agrarias, que conlleven a obtener productos alimenticios de calidad y permitir lograr cantidades de producción suficientes para conseguir la seguridad alimentaria de la población.

El uso del tractor en labores agrícolas ha sufrido una leve disminución debido a la incursión de motocultores, que son equipos que proporcionan potencia facilitando algunas actividades agrarias. Una de las principales cartas de presentación de los motocultores es la eliminación de daños al suelo producido por el peso, el mismo que produce compactación y erosión al suelo provocando significativas pérdidas de productividad agrícola.

La tecnología de motocultores ha sido implementada en nuestro país, debido a que presentan grandes ventajas tanto agrarias como económicas frente a las prestaciones de un tractor, sin embargo, es necesario combinar el uso del motocultor con la metodología de labranza mínima mediante cultivos de cobertura que permiten regenerar las condiciones del suelo, el nexo entre labranza mínima y el motocultor es la herramienta denominada Rodillo engarzador o “Roller crimper”, debido al potencial y al gran impacto que generaría la implementación del rodillo engarzador, es necesario el apoyo de CEFA (Comité Europeo para la formación y la agricultura), que es una organización reconocida por apoyar a las comunidades más pobres del sur del mundo para que logren la autosuficiencia alimentaria y los derechos fundamentales como: alimentación, educación, igualdad de género, capacitación y trabajo CEFA (2018).

Problema

Los productores de Quinoa orgánica de la provincia de Chimborazo cuentan con motocultores que cumplen con las funciones básicas de la agricultura tradicional, sin embargo, no están aptos para suplir las necesidades del sistema labranza cero, actualmente en el país es prácticamente nula la existencia de equipos y herramientas para este tipo de labranza, además es necesario mencionar que, en el país, la oferta de mecanización agrícola no cumple con las múltiples necesidades de los productores.

Debido a las limitaciones de los aperos, los motocultores se encuentran subutilizados y en muchos de los casos en completo abandono, otro factor es la falta de implementación de nuevas técnicas como cultivos de cobertura, debido a estos problemas, el diseño de engarzador de rodillo pretende

mejorar las condiciones del suelo para aumentar el rendimiento de los cultivos, disminuir pérdidas económicas y contribuir al desarrollo agrícola.

Justificación

Justificación técnica.

Mediante el diseño de un rodillo engarzador (Roller crimper) se permite cambiar de una agricultura tradicional a un sistema de labranza cero, el diseño del rodillo engarzador se alinea con la Guía de buenas prácticas agrícolas para Quinoa emitida por Agrocalidad (2015) el 25 de mayo del 2015. Debido a que en el cultivo de la quinoa se realiza un proceso de mecanización agresivo, el rodillo engarzador se presenta como una solución factible para mejorar las condiciones del suelo mediante un sistema de siembra directa, el rodillo engarzador se desarrolló para superar las deficiencias de derribar un cultivo de cobertura existente y luego plantar en fincas sin labranza. Encontrar el equipo adecuado para el manejo de cultivos de cobertura ha sido el mayor obstáculo para la agricultura sin labranza. La acción de enrollado y rizado del cilindro engarzador transformará un cultivo de cobertura en un mantillo espeso que suprime las malas hierbas. También pueden usar este implemento como parte de su programa agrícola convencional para reducir la cantidad de herbicidas en aerosol. La implementación de este apero permite reducir la erosión, reduce el coste, reduce el trabajo por ende se ahorra tiempo, mejora la salud del suelo, agrega materia orgánica, y aumenta la biodiversidad.

Justificación económica

El proyecto resulta factible para ser acoplado en el motocultor TKC 450, debido a que la fabricación de accesorios para motocultor resulta una opción más económica. En el mercado ecuatoriano se oferta motocultores con pocos accesorios y los mismos que son diseñados para aplicaciones de labranza tradicional. Este es un punto favorable para el desarrollo de la presente tesis, debido a que el uso de un engarzador de rodillo se alinea con las políticas impuestas por la Organización de las naciones unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO) y lo más importante la implementación del rodillo engarzador permite reducir costes de producción, aumentando el ingreso económico de los productores de quinoa.

Existen estudios realizados por CEFA (2018) en los cuales se concluye que la producción de quinoa en la provincia de Chimborazo sufrió una disminución de 40 quintales / hectárea a 22 quintales/hectárea, por ende, el ingreso económico de los productores también disminuyó, el rodillo engarzador se presenta como un implemento idóneo para recuperar los niveles de producción e ingreso económico de los productores.

Justificación social.

El presente tema de tesis es pionero en el estudio de implementos agrícolas con fines de incorporar un sistema de labranza cero, surge de la necesidad presentada por los productores de

quinua de la provincia de Chimborazo, que actualmente cuenta con motocultores, los cuales no ofrecen este tipo de accesorios para la aplicación de labranza cero, el uso de herramientas como el engarzador de rodillo producirá un cambio en la forma de percibir la agricultura dando paso a una nueva era en la mecanización agrícola en el país.

Existen alrededor de 1200 familias que dependen del cultivo de quinua según datos emitidos por Agrocalidad (2015) y CEFA (2018), es decir que el impacto del proyecto es de un gran alcance y pretende beneficiar a los productores y prestadores de servicios de mecanización agrícola.

Objetivo General

Diseñar y analizar un engarzador de rodillo para acoplar al motocultor TKC450 propiedad de la organización CEFA.

Objetivos Específicos

- Identificar requerimientos y especificaciones técnicas por parte de los productores mediante toma de datos in situ para determinación de geometría del rodillo y el diseño del acople al motocultor.
- Establecer analíticamente las condiciones mecánicas del engarzador de rodillo y su acople al motocultor aplicando las teorías de falla mecánica que facilite estimar a priori la geometría y sección transversal de los elementos constitutivos.
- Modelar el engarzador de rodillo y su acople mediante un software CAD que permita obtener un prototipo virtual.
- Simular las condiciones mecánicas del engarzador mediante software CAE de tal forma que se pueda validar el diseño.
- Realizar un análisis de costos que permita pronosticar con alto grado de precisión el costo modelo del rodillo engarzador.

1. MARCO TEORICO

1.1. Agricultura de conservación

Es una técnica de cultivo que se basa en la mínima alteración mecánica del suelo, fomenta la cobertura permanente del mismo, su mantenimiento y busca la diversidad de cultivos. Todo esto para favorecer la sostenibilidad de la producción. Está sustentada en tres principios fundamentales: el cultivo sin laboreo (depósito de forma directa de semillas y fertilizantes), la cobertura orgánica permanente del suelo (30% aproximadamente con cultivos de cobertura) y la diversificación de especies.

Teniendo con eje fundamental a la siembra directa, proceso que busca relacionar de forma armónica a la agricultura con la naturaleza. Entre sus principales características se encuentran: que el volteo de suelo o labrado se realiza sin usar implementos mecánicos, existe distribución uniforme de residuos de cultivos sobre la superficie del suelo o el uso de herbicidas no contaminantes. Para poder lograr la cobertura permanente del suelo se necesita de las cero labranzas, que a su vez según Acevedo (2003), es una técnica que mediante la menor remoción posible del suelo permite a los agricultores continuar con la producción de cultivos tradicionales favoreciendo a mantener los arraigos culturales y a la vez que se evita su destrucción. Además, es una técnica que se puede emplear por parte de pequeños, medianos y grandes productores.

Benites (2017) afirma que en Latinoamérica han surgido diversos proyectos enfocados en esta agricultura de conservación como, por ejemplo: gestión de “aguas verdes” (agua en el suelo y la planta) y suelos vivos (nutrientes, agua, materia orgánica y aire) aplicados a los sistemas de la producción de granos básicos como lo son el maíz, frijol, arroz, cacao, plantaciones de café y hortalizas, ganadería y otros. La Figura 1-1, indica el estado de la adopción de la siembra directa en pequeñas propiedades en el mundo.

Región	Superficie (ha)
Cono Sur de Sudamérica	25.000
India, Bangladesh, Nepal	10.000
México y América Central	menos de 10.000
África del Sur	Poco
África Occidental	Poco
África Oriental	Muy poco
Región Andina	Muy poco

Figura 1-1: Superficie estimada de siembra directa con manejo de residuos en las pequeñas propiedades de algunas regiones del mundo

Fuente: Acevedo,2003

Sin embargo, esta agricultura se enfrenta a diversas problemáticas que han generado la poca adopción de la misma como se puede ver en Figura 1-1. Entre los principales desafíos que enfrenta se tiene a la baja germinación y productividad, alta proliferación de malezas, la falta de capital

que dificulta hacer frente a los costos de inversión inicial ya que se requiere de cambios tecnológicos que van acompañados de la adquisición de nuevas maquinarias.

En la actualidad el alto grado de erosión de los suelos, así como también, el elevado costo por el uso de insumos se ha convertido en motivo de preocupación para los agricultores. Y es aquí donde esta agricultura de conservación pese a sus desafíos se convierte en una herramienta que permite rehabilitar los suelos y obtener un beneficio económico de su productividad.

1.1.1. ***Rehabilitación de suelos degradados***

El uso excesivo e intensivo de la labranza ha provocado un alto grado de compactación del suelo, motivo por el primer paso para rehabilitar los suelos es eliminarlo. Debido a que genera efectos muy dañinos para la planta, la disponibilidad de oxígeno y la forma en la que el agua se mueve en el suelo. Tal es el grado de afección que provoca que Benites (2017) afirma, que sus consecuencias son desastrosas ya que reduce de forma drástica la velocidad con la que el agua se infiltra en el suelo, acelera la pérdida de nutrientes e incrementa la escorrentía superficial (superación de la capacidad de infiltración del suelo, provoca empozamientos de agua).

Una de las técnicas empleadas para la rehabilitación es la descompactación del suelo, ejecutada mediante técnicas de labranza mínima con la ayuda de herramientas como el arado de cincel. Esta herramienta mejora el micro relieve del suelo y lo más importante lo logra sin voltear el suelo. Para efectuar este arado cincel se requiere tiro animal o también el uso de maquinarias que provean esta fuerza como es el caso del motocultor. El arado de cincel es considerado una técnica de labranza vertical (previa al depósito de las semillas) que tiene como principal característica la descompactación del suelo sin volteo o mezclar las distintas capas del mismo en casos de un alto índice de erosión Acevedo (2003) sugiere el uso de un subsolador.

Posterior a esta rehabilitación Benites (2017) establece que se procede con la siembra de cultivos que produzcan gran cantidad de rastrojos (restos de tallos y hojas que quedan en el terreno posterior al cultivo de un producto), como puede ser el caso del maíz o avena negra (cultivo de cobertura) que permita la primera siembra directa, ya que el suelo ha mejorado su impermeabilidad y puede infiltrar de mejor manera el agua.

1.1.2. ***Cultivo de cobertura***

Pound (2015) los define como: “una cobertura vegetal viva que cubre el suelo y que es temporal o permanente, el cual está cultivado en asociación con otras plantas” que cumple con diversos propósitos como es la eliminación de malezas, control de plagas, fuente de alimentación y el más importante en la conservación del suelo. Lo que los constituye como una herramienta tecnológica en el desarrollo de la agricultura de conservación, cuyas ventajas y desventajas se pueden observar en la Tabla 1-1.

Tabla 1-1: Ventajas y desventajas del cultivo de cobertura

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none">- Es una técnica muy simple no requiere de herramientas sofisticadas- Siembra relativamente fácil debido al gran tamaño de las semillas- Existe una gran variedad de productos a sembrar (avena negra, amarilla, maíz, leguminosas, etc.)	<ul style="list-style-type: none">- Manejo es muy cuidadoso ya que se puede confundir maleza con cultivo de cobertura- Atraen a plagas como ratas o serpientes- Permanecen durante todo el año, lo que impide emplear el terreno en otras aplicaciones- Al secarse pueden ser un factor incendiario

Realizado por: Elaboración propia

1.1.3. *Rodillo engarzador en cultivo de cobertura*

Para poder continuar con la rehabilitación del suelo y evitar su futura erosión el manejo de cultivos de cobertura es de vital importancia, este control puede ser mecánico empleando herramientas agrícolas como los rodillos engarzadores (ver Figura 2-1) o las rastras de discos. Según Acevedo (2003) el rodillo engarzador es una herramienta que permite el manejo mecánico de cultivos de cobertura, cuya función principal es el aplastamiento y corte parcial o total del material vegetal con una baja tasas de descomposición.



Figura 2-1: Rodillo engarzador y motocultor

Fuente: Earthtools, 2020

Su principio de funcionamiento es aplastar el cultivo de cobertura, cortar su paso de nutrientes y dejarlo sobre la superficie del suelo. Factores como el diseño del rodillo, condiciones de suelo o tipo de cultivo son los que definen la calidad de la operación. El Instituto Rodale fue el pionero en el diseño del rodillo engarzador, sin embargo, actualmente son muchas las industrias que los fabrican en distintos modelos ya sea para tiro animal o de tractores (o motocultores) con anchura de trabajo variable entre uno y cinco metros.

Acevedo (2003) comenta que es importante considerar que esta herramienta no se debe usar en pendientes mayores a 20% debido a la gran inercia que poseen, además de ser necesario capacitar a quien opera la máquina.

1.2. **Motocultor**

Se lo puede denominar como un vehículo agrícola de un solo eje propulsado por un motor de combustión interna que es conducido por medio de manubrios de dirección que realiza tarea de labranza primaria, secundaria y cultivo mediante el arrastre o accionamiento de una herramienta agrícola. Generalmente su uso está relacionado con pequeñas y medianas extensiones de producción, lo que lo constituye una alternativa para los tractores en lugares donde su aplicación no es viable.

1.3. **Clasificación de los motocultores**

La clasificación de los motocultores se resume en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1: Clasificación de los motocultores

Categoría I	Motoazadas
Categoría II	Motoazadas transformables
Categoría III	Motocultores de menos de 9 KW (12HP)
Categoría IV	Motocultores de más o igual a 9 KW (12HP)

Fuente: Enerfusa, 2017

Es importante recalcar que la clasificación de motocultores, motoazadas, aplican tanto para motores diésel y gasolina.

1.3.1. **Partes principales del motocultor**

De acuerdo al manual del motocultor TKC 450 (ver Figura 3-1) se puede identificar tres grupos principales:

- Grupo motor y armadura del motor
- Grupo cubierta y engranajes de la transmisión
- Grupo volante y soporte del volante

Sin embargo, existen otros grupos adicionales como: Grupo rueda y Grupo rotatorios.



Figura 3-1: Motocultor TKC 450

Fuente: Enerfusa, 2017

1.3.1.1. *Grupo motor y armadura del motor*

El Motocultor TKC 450 posee un motor GM 182 LN (ver Figura 4-1) de tipo de enfriamiento por aire de 4 ciclos OHV Mitsubishi, la designación de un motor es una de las cuestiones fundamentales debido a que permite definir el dimensionado de la máquina con base en la potencia provista para el uso destinado o la superficie a trabajar.



Figura 4-1: Elementos del diferencial

Fuente: Enerfusa, 2017

1.3.1.2. *Grupo cubierta y engranajes de la transmisión*

Esta sección es la encargada de reducir la velocidad, incrementar el par del motor y transmitirlo al grupo rueda. Posee una cubierta metálica que aloja a seis ejes y 11 ruedas dentadas que constituyen la transmisión. Otorgando al motocultor 4 velocidades de salida: dos de avance (1,8 y 3,0 km/h) y dos de retroceso (1,7 y 3,5 km/h).

1.3.1.3. *Grupo volante y soporte del volante*

Consiste en un manubrio rotario de 360° donde se encuentran los dispositivos que permiten: acelerar, frenar y cambiar las marchas en el motocultor (ver Figura 5-1).



Figura 5-1: Grupo volante y soporte de volante

Fuente: Enerfusa, 2017

1.3.1.4. *Grupo rueda*

Grupo encargado de generar tracción compuesto por un par de ruedas de doble cubierta que brindan un fácil manejo y operación en campo (ver Figura 6-1).



Figura 6-1: Grupo rueda

Fuente: Enerfusa, 2017

1.4. **Diseño concurrente**

Es una herramienta que permite concebir a un producto desde su concepto hasta su fabricación. Parte de identificar un problema o necesidad para el cual propone una solución en función de los requerimientos y deseos del usuario. Si la solución propuesta resulta en la fabricación de un bien útil entonces este debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, fabricable y comercializable.

Para poder generar este bien físico se deben desarrollar 4 etapas fundamentales: definición del producto, diseño conceptual, diseño de materialización y diseño de detalle, mismas que son sucesivas e interactúan una contra en diversas ocasiones hasta generar la solución óptima. Para el desarrollo de las etapas, se manifiesta las capacidades personales del diseñador en términos de creatividad, habilidad para comunicarse y destreza para resolver problemas con conocimientos tecnológicos y sus principios fundamentales es vital (Budynas, 2008).

1.4.1. *Fases e interacciones en el proceso de diseño*

De acuerdo con Buydnas (2008) el proceso completo de diseño (ver Figura 7-1), parte de identificar de una necesidad y el requerimiento de ofrecer una solución. Para lo cual debe atravesar por 3

etapas más (Síntesis, análisis y optimización, evaluación), las cuales interactúan entre sí para generar una solución que pueda mostrarse y satisfacer la necesidad identificada. Dependiendo de la naturaleza de la tarea de diseño, estas fases pueden llegar a repetirse durante la vida del producto, desde la concepción hasta la terminación.

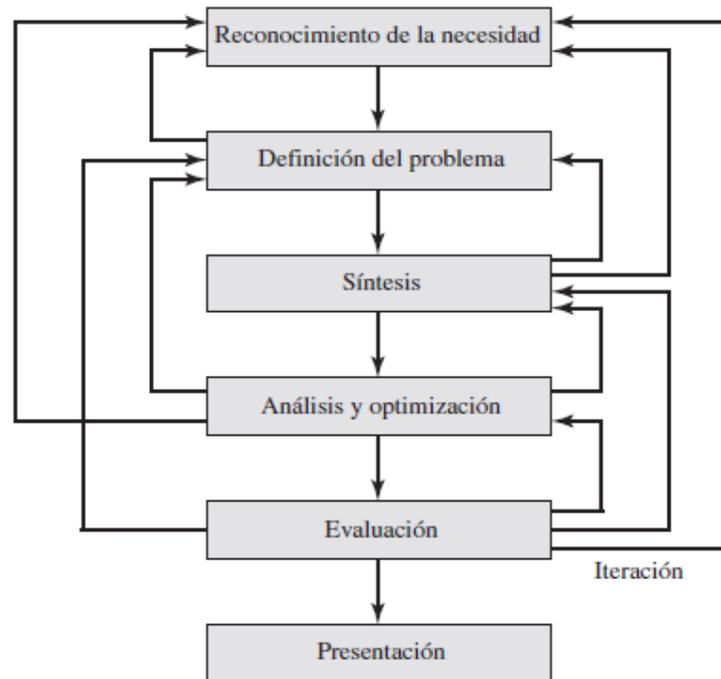


Figura 7-1: Fases del proceso de diseño

Fuente: Budynas, 2008

1.4.2. *Herramientas computacionales*

En la actualidad el desarrollo de softwares para el diseño asistido por computadora (CAD) permite elaborar modelos tridimensionales (3-D), a los cuales se les puede realizar dimensionamiento automático y obtener los planos que lo representan. Teniendo como ventaja principal que sus bases de datos tridimensionales están capacitados para ejecutar cálculos rápidos y exactos de propiedades físicas como el peso, el centro de gravedad y la inercia de masa o propiedades mecánicas como el límite elástico o de ruptura. Tal ha sido el desarrollo de estos softwares que existe una gran variedad de ellos como es el caso de Aries, AutoCAD, CadKey, I-Deas, Unigraphics, SolidWorks y ProEngineer, entre los más conocidos.

Pero estas herramientas no se restringen únicamente al modelado 3D muchos de ellos son parte sistemas más complejos que permiten el análisis de parámetros como lo son: esfuerzos presenten en el elemento, vibraciones, análisis de movimiento, deflexiones, deformaciones y hasta incluso la transferencia de calor. Todo ello mediante el uso de los elementos finitos, entre los programas más destacados se tiene: Algor, SolidWorks, ANSYS y MSC/NASTRAN.

1.4.3. *Los elementos finitos como herramienta de análisis en mecánica.*

Según Jimenez (2010) el Método de los Elementos Finitos (MEF), son una serie de técnicas que reproducen de forma virtual la estructura y comportamiento de un elemento. Lo que genera grandes beneficios a nivel industrial debido a que favorece a la reducción de costos, tiempo y permite conocer la manufactura con la que se genera un cuerpo. Actualmente, es una de las herramientas de mayor aplicación en el campo de la ingeniería requiriéndose conocimientos profundos de física y matemáticas para poder evaluar y aceptar los resultados obtenidos en este software. Se caracterizan por ser fáciles de operar, utilizar y lo más importante la mayoría de ellos es de acceso libre.

1.4.4. *Materiales para la construcción de aperos agrícolas*

El acero es uno de los elementos más comunes en los procesos de fabricación industrial. Es una aleación de hierro con carbono en 0,03 a 2%. Con la capacidad de ser aleado con otros materiales para mejorar sus propiedades mecánicas como es el caso de la dureza, maleabilidad, tenacidad, resistencia a la corrosión, etc. Las propiedades físicas de los aceros y su comportamiento a distintas temperaturas dependen sobre todo de la cantidad de carbono y de su distribución.

- Aceros al carbono. Constituyen cerca del 90% de los aceros. Contiene un rango diverso de porcentaje de carbono, 0,6 % de cobre y silicio y menos de un 1,65% de manganeso. Entre las principales utilidades que se le da están la fabricación de estructuras, máquinas o carrocerías de automóvil.
- Aceros aleados. En su mayoría se los suele alea con vanadio, molibdeno, manganeso, silicio y cobre. Elementos que les otorgan gran resistencia por lo cual son empleado para fabricar engranajes, ejes, cuchillos, etc.
- Aceros de baja aleación ultrarresistentes: Suelen ser económicos debido a que al bajo número de aleantes empleados en su fabricación. Sin embargo, son sometidos a tratamientos térmicos que les otorga la una resistencia mayor que la del acero al carbono. Comúnmente son empleados en la fabricación de vagones debido a su gran resistencia a pesar de tener espesores delgados. Característica que no merma su capacidad de resistir grandes pesos por lo que son empleados también en la fabricación de estructuras de edificios.
- Aceros inoxidables: Comúnmente se encuentran aleados con níquel o cromo, elementos que les otorgan mayor resistencia a la oxidación. Se caracterizan por mantener su dureza y resistencia cuando son expuestos a altas temperaturas. También poseen un brillo característico que les permite ser empleados en decoraciones. Sin embargo, su mayor cualidad es la resistencia a la oxidación por lo cual suelen ser empleados para fabricar tuberías, depósitos de petróleo y productos químicos, así como también al presentar una buena resistencia a la acción de fluidos corporales se los emplea en la fabricación de

instrumentos quirúrgicos o sustitución de huesos. Finalmente, son muy fáciles de limpiar por lo que pueden ser empleados para la fabricación de utensilios de cocina.

- Aceros de herramientas: Por lo general se encuentran aleados con Wolframio y Molibdeno lo que les permite ser empleados para fabricar herramientas y cabezales de corte y modelado de máquinas debido a que poseen una gran resistencia y dureza.

1.4.4.1. *Acero al Carbono Estructural ASTM A36.*

Es un acero que se produce bajo la especificación ASTM A36. Su principal campo de aplicaciones es en la construcción, y es moldeado en perfiles y láminas, usadas en edificios e instalaciones industriales; cables para puentes colgantes, atirantados y concreto reforzado; varillas y mallas electrosoldada para el concreto reforzado; láminas plegadas usadas para techos y pisos. Su composición química de acuerdo con Cajas & Pullas (2012) es un contenido máximo de carbono que varía entre 0.25% y 0.29% según el espesor que posea.

Entre sus propiedades mecánicas más destacables se tiene que su esfuerzo de fluencia mínimo es 36 ksi. Además, es el único acero que puede obtenerse en espesores mayores a 8 pulgadas, aunque estas placas como excepción, solo están disponibles con esfuerzo de fluencia mínimo inferior especificado, siendo este 32 ksi. Normalmente, el material de conexión se especifica como A36, sin importar el grado de sus propios componentes primarios. El esfuerzo último de tensión de este acero varía de 58 ksi a 80 ksi; para cálculos de diseño se utiliza el valor mínimo especificado.

1.5. **Benchmarking**

Un factor importante en el desarrollo del proyecto es analizar los diferentes tipos de rodillos engarzadores que se encuentran tanto en el mercado nacional como el internacional, que cumplen con igual o semejante función a la que se desea implementar.

Con lo cual después de haber investigado, a nivel nacional no se encontraron rodillos engarzadores para ser acoplados a motocultores. Únicamente se dispone de información con respecto a rodillos engarzadores de aplicación a tractores, cuyas características son las siguientes:

- Tres tipos de cilindros engarzadores: barras rectas largas, barras curvas y liso de engarzado con barra oscilante
- Poseen en una, tres o seis filas
- Alcanzan longitudes de hasta 40 pies
- Pueden ser de pesos fijos o de pesos variables (adicionando agua)

En mercados internacionales se ha encontrado información relevante a rodillos engarzadores para motocultores con las siguientes características:

- Peso mínimo de 400 lb
- Diámetro exterior 22 pulgadas
- Cuchillas de engarzado deben rizar los cultivos cada 5-7 pulgadas
- Una sola fila de rodillos
- Cuchillas de engarzado de ¼ pulgadas de espesor
- De peso fijo o peso variable
- Precio de venta \$ 1099

2. METODOLÓGIA

2.1. Descripción

Este capítulo corresponde al desarrollo metodológico para el diseño y simulación de un rodillo engarzador para el motocultor TKC 450, para lo cual se empleará la metodología del diseño concurrente y sus herramientas.

Como primera etapa, se encuentra la fase de diseño que comienza con una búsqueda bibliográfica sobre las partes y elementos del motocultor TKC 450, agricultura de conservación, materiales usados para la construcción de herramientas agrícolas. Temas que de forma conjunta a las necesidades del cliente y los criterios ingenieriles permitirán establecer las especificaciones técnicas que guiarán el diseño por medio de la casa de la calidad.

Definidas las especificaciones, se procede con un análisis funcional y modular que permitirá describir al rodillo y sus funciones de una forma más detallada, además que ayuda a analizar diversas alternativas de solución y por medio del método ordinal corregido de los criterios ponderados se define la solución virtual a ser modelada en el software CAD.

Esta solución virtual permite el diseño preliminar de los elementos mecánicos del rodillo, así como también, la selección de los materiales adecuados. Este proceso es de carácter iterativo, debido a que se encuentra en constante modificación hasta obtener el diseño óptimo con el cual se elaboran los planos de taller, subconjunto y conjunto

Obtenidos los planos que representan al rodillo se procede a realizar una simulación de las condiciones de trabajo, con la cual se valida el modelo generado y finalmente se ejecuta un análisis económico con el objetivo de conocer la viabilidad de la fabricación.

Un diagrama de flujos en el que se representa la metodología propuesta se lo puede observar en la Figura 1-2.

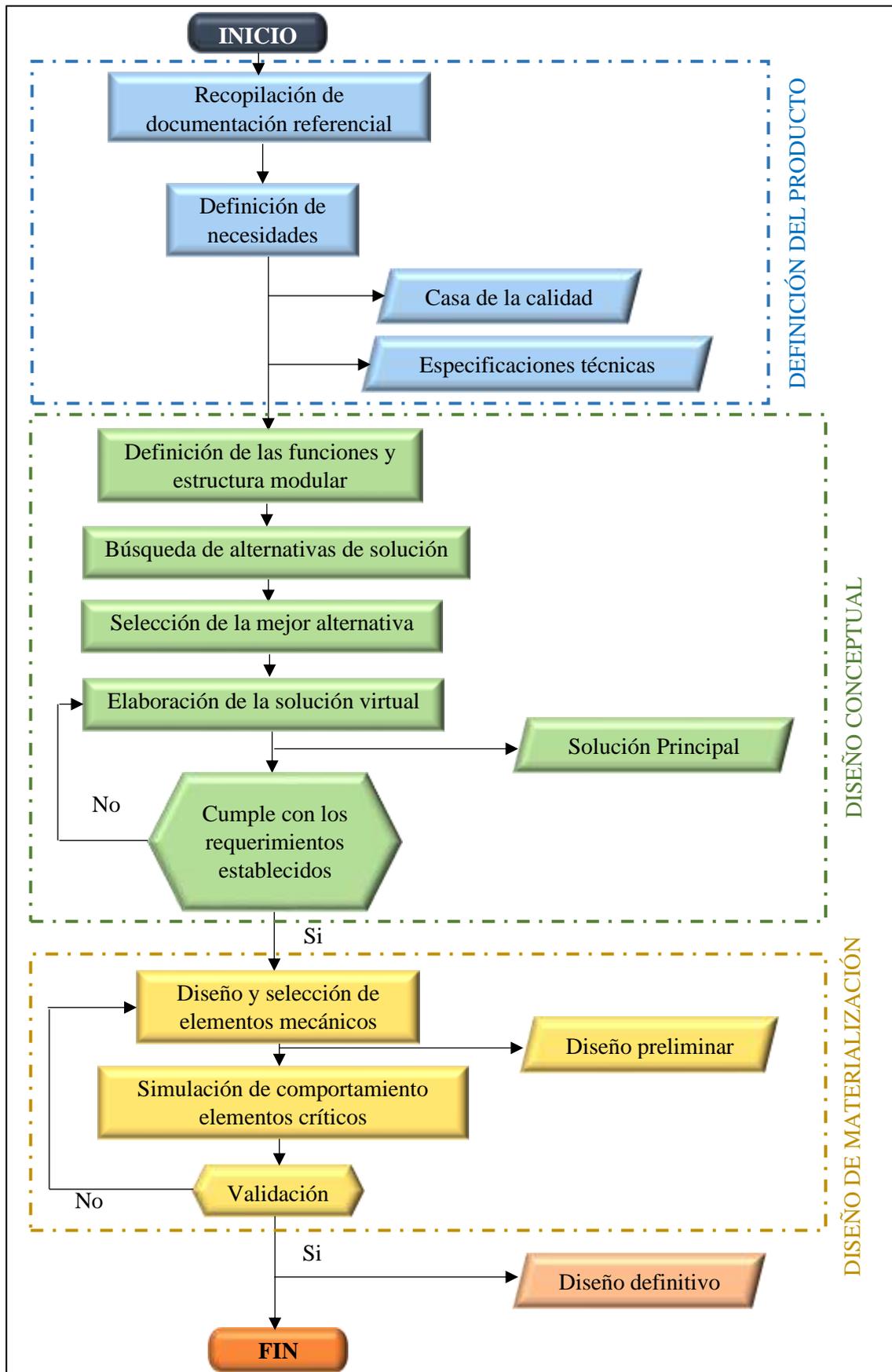


Figura 1-2: Metodología de la propuesta

Realizado por: Elaboración Propia

2.2. Desarrollo de la metodología

2.2.1. Determinación de especificaciones técnicas

2.2.1.1. Consideraciones generales

La propuesta de diseño del presente proyecto busca satisfacer las necesidades del sector agrícola en lo que respecta a las actividades de cultivo de cobertura en aplicaciones minifundistas o recreativas. Para el desarrollo se toma como referencia a diseños existentes, que servirán como base de referencia para establecer un diseño adaptado a los requerimientos del cliente y las condiciones del terreno.

2.2.1.2. Casa de la calidad

Esta es una de las herramientas fundamentales de la metodología del diseño concurrente, debido a que permite unificar criterios tanto del cliente como del ingeniero y así establecer las especificaciones técnicas que guiarán el diseño.

Voz del usuario

De acuerdo con los criterios del cliente la máquina debe contar con las siguientes características:

- Económico
- Que permita eliminar el cultivo de cobertura
- Que se pueda acoplar al Motocultor TKC 450
- Fácil de usar
- Que sea de peso variable
- Que permita jornadas y/o periodos de trabajos prolongados y frecuentes.
- Fácil mantenimiento

Voz del ingeniero

De acuerdo con los criterios del ingeniero la máquina debe contar con las siguientes características:

- Precio accesible
- Peso para un engarzado eficaz
- Sistema de acople simple
- Operación sencilla
- Sistema de variación de peso
- Tiempo de operación prolongado
- Mantenimiento

Consideraciones para elaborar la casa de la calidad

El procedimiento empleado para la construcción de la casa de la calidad (ver ANEXO 1), es el establecido por Riba C. (2004), adicionando las consideraciones detalladas en la sección voz de usuario y del ingeniero. Con lo cual se establecen las siguientes consideraciones:

- En la columna A, la cual hace referencia a la evaluación de cumplimiento propio y al no contar con un producto previo se considera la más baja puntuación en todos los parámetros.
- Además, en las columnas referentes a la competencia se considera productos que se encuentran solo disponibles bajo pedido en el extranjero.

Conclusiones de la casa de la calidad

A partir de la casa de la calidad se han obtenido las siguientes conclusiones. Dado que el cliente no ha hecho ninguna indicación sobre cuáles de estas demandas son básicas, unidimensionales o estimulantes, se define:

- Demandas básicas: 2,3,6
- Demandas unidimensionales: 1,4,7
- Demandas estimulantes: 5

De los resultados obtenidos en el análisis de competencia se concluye que los esfuerzos deben ser concentrados en cuatro puntos que acaparan el 85% y que en orden decreciente de importancia son: Eliminar cultivo de cobertura, acoplable al motocultor TKC 450, económico y de peso variable.

Por otra parte, al evaluar los factores de incidencia para las características técnicas de mejora del producto se tiene que cuatro de las mismas poseen un porcentaje de incidencia significativo. Acaparando el 85,5% del total y citadas en orden decreciente de importancia son: precio, sistema de acople, sistema de variación de peso y peso adecuado para el engarzado.

2.2.1.3. Especificaciones técnicas

Son las características principales que guían el diseño y son clasificadas dentro de dos categorías: deseos y requerimientos. Mismos que se agrupan en el formato establecido por Riba C. y que se muestra en la Tabla 1-2.

Tabla 1-2: Especificaciones técnica del Rodillo Engarzador

Empresa cliente: CEFA		Producto: Rodillo Engarzador		Fecha inicial: 22/12/2020
Empresa de ingeniería: ESPOCH				última revisión:
Página 1/1				
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	22/12/2020	C/I	R	Uso aconsejable: aplicaciones en cultivos de cobertura
	22/12/2020	D	R	Uso de aperos engarzadores en cultivos de quinua
	22/12/2020	C/D	R	Acoplable al Motocultor TKC 450
Peso	22/12/2020	I	R	Peso para engarzado: 400 lb aprox.
	22/12/2020	C/D	D	Peso variable para engarzado
Dimensiones	22/12/2020	I	D	Ancho de operación 300-625 mm
	22/12/2020	D	R	Radio del cilindro 18 pulgadas
Aspectos legales	22/12/2020	N	R	Norma UNE_EN_709_1997

Propone C: Cliente I: Ingeniería D: Diseñador N: Norma
R/D R: Requerimiento D: Deseo MR: Modificación de Requerimiento

Realizado por: Elaboración propia

2.2.2. *Análisis y selección de alternativas*

2.2.2.1. *Estructura funcional y modular para el rodillo engarzador*

Estructura funcional

Riba C. (2004) lo establece de la siguiente forma: “Con el propósito de describir y resolver los problemas de diseño, se introduce el concepto de función, que es cualquier transformación entre unos flujos de entrada y de salida, tanto si se trata de funciones dinámicas o estáticas” (p. 126).

Estructura modular

Riba C. (2004) establece la siguiente característica para la estructura modular: “Conformada por diversos bloques constructivos, orientada a ordenar e implantar las distintas funciones y a facilitar las operaciones de composición del producto” (p. 122).

Estas estructuras son representadas de forma esquemática y pueden estar agrupadas en una función global o en diversas sub funciones. Como se detalla a continuación:

Nivel 0

En este nivel se representa al sistema en una sola función global (ver Figura 2-2).

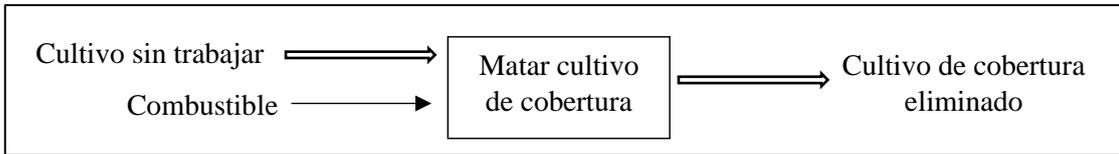


Figura 2-2: Estructura modular y funcional (Nivel 0)

Realizado por: Elaboración Propia

Nivel 1

En este nivel se representan los módulos del sistema con sus respectivas funciones (ver Figura 3-2).

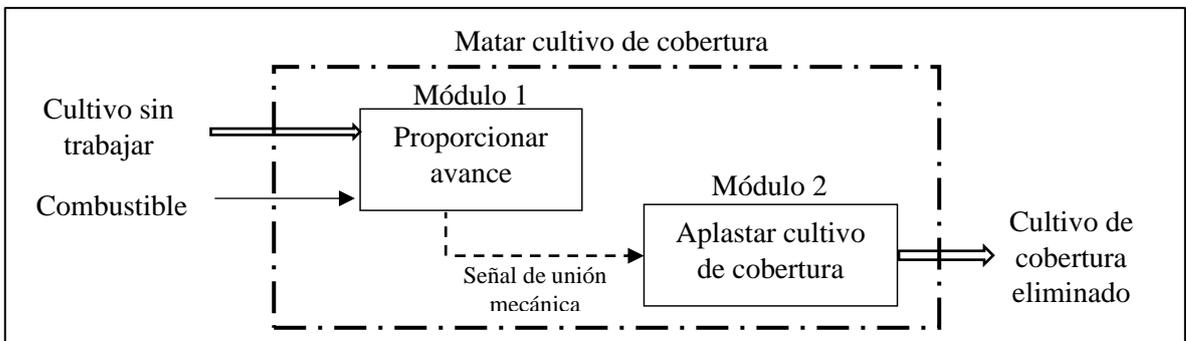


Figura 3-2: Estructura modular y funcional (Nivel 1)

Realizado por: Elaboración Propia

Nivel 2

En este nivel permite tener una visión más detallada de la estructura funcional y poder estructurar las diferentes alternativas que cumplen con las funciones especificadas (ver Figura 4-2).

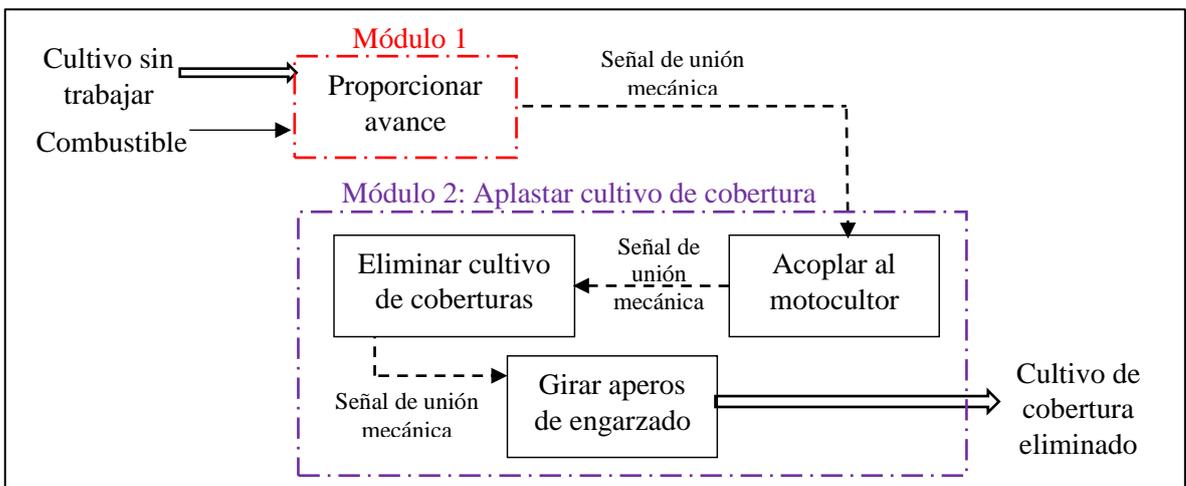


Figura 4-2: Estructura modular y funcional (Nivel 2)

Realizado por: Elaboración Propia

2.2.2.2. Principios de solución

Como se puede denotar en la figura en la estructuración modular y funcional del rodillo engarzador, se identifican dos módulos cuyas funciones cumplen con la función global de matar el cultivo de cobertura. Y estos son:

- Módulo 1: Proporcionar avance
- Módulo 2: Aplastar cultivo de cobertura

Para cada una de las subfunciones contenidas en estos módulos se proponen varias opciones de solución, mismas que serán combinadas para generar diferentes alternativas de solución para cada módulo. Estas alternativas serán evaluadas por medio del método de criterios ponderados y con ello se seleccionará a aquella que otorgue las mejores prestaciones.

Módulo 1: Proporcionar avance

Este módulo posee una función que es la de permitir el acople del rodillo y arrastrarlo para generar su avance. La alternativa seleccionada para cumplir esta función es el motocultor TKC 450, cuyas especificaciones técnicas se encuentran en la Tabla 2-2.

Tabla 2-2: Especificaciones técnica del Motocultor

		ESPECIFICACIÓN	
MODELO		TKC 450	
DIMENSIONES	Longitud total(mm)	1400	
	Anchura total (mm)	540	
	Altura total (mm)	845	
	Peso (Kg)	87	
MOTOR CON CARGA	Nombre	GM 182LN	FE170G
	Tipo	Enfriamiento por aire 4 ciclos OHV Gasolina	
	Diámetro y carrera	68 x 50 mm	66 x 50 mm
	Desplazamiento(cc)	181	171
	Potencia de cruceo continua (ps)	3.3 KW /1800 rpm	
	Salida máxima (ps)	3.7 KW /1800 rpm	
	Capacidad del tanque de combustible	3.5 Litros	
	Tipo de combustible	Gasolina sin plomo para vehículos de motor	
	Tipo de encendido	Recoil Start	
Tipo de cloche principal		Transmisión por correa	
Cloche de tracción		Cambios por engranaje	
Anchura de operación		300-625	
Velocidad	Directa (km/h)	1ra:1.8, 2da:3.0	
	Retroceso (km/h)	1ra: 1.7, 2da:3.5	
PTO Velocidad de rotación (rpm)		900	
Tren de la Transmisión	Proporción entre plato y piñón	Baja velocidad (LS), Alta velocidad (HS)	
	Velocidad de rotación (rpm)	Grueso: LS 234, HS 366 Fino: LS 315, HS 493	
	Tipo de transmisión	Central	

Fuente: Enerfusa, 2017

Módulo 2: Aplastar cultivo de cobertura

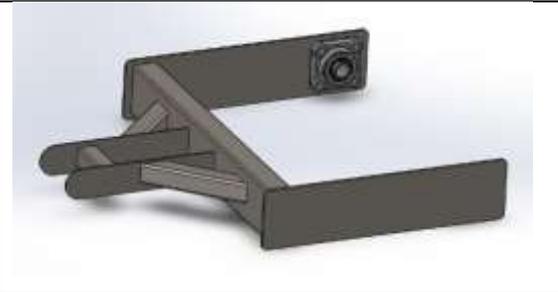
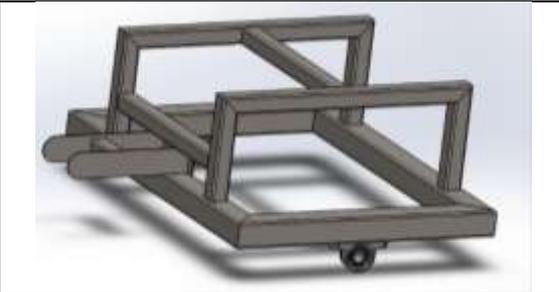
Este módulo posee tres subfunciones, las cuales son:

- Acoplar al motocultor
- Eliminar cultivo de cobertura
- Girar aperos de engarzado

Acoplar al motocultor

El acople depende en gran medida de la geometría que posee el motocultor. Para lo cual se ha decidido realizar una modificación a la base del motor y acoplarla en esta sección. Al ser el caso de un motocultor pequeño el acople diseñado únicamente alojará a un cilindro de engarzado. Las alternativas analizadas se muestran en la Tabla 3-2.

Tabla 3-2: Alternativas de acople para motocultor

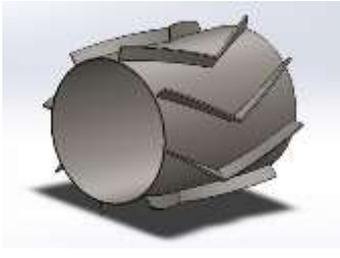
<i>Alternativa 1</i>	<i>Alternativa 2</i>
Acople con barra de tiro y estructura de tres miembros	Acople con barra de tiro y estructura de cuatro miembros
	
<i>Descripción</i>	<i>Descripción</i>
Sistema compuesto por una barra de tiro que permite el acople hacia el motocultor, que mediante una junta soldada se une a una estructura de 3 miembros que permiten conectar al eje del cilindro por medio de chumaceras de pared.	Sistema compuesto por una barra de tiro que permite el acople hacia el motocultor, que mediante una junta soldada se une a una estructura de 4 miembros que permiten conectar al eje del cilindro por medio de chumaceras de pedestal. Con un sistema de mayor peso que ayuda a garantizar el correcto engarzado

Realizado por: Elaboración Propia

Eliminar el cultivo de cobertura

Esta tarea es realizada por los aperos engarzadores, encargados de cortar o bloquear el flujo de nutrientes necesarios para la vida del cultivo de cobertura al pasar sobre ellos sin arrancarlos o cortarlos. Poseen distintos tipos de geometría y disposición con la finalidad de reducir el nivel de vibraciones generado. Las alternativas consideradas se muestran en Tabla 4-2.

Tabla 4-2: Alternativas de diseño del apero para eliminar el cultivo de cobertura

<i>Alternativa 1</i>	<i>Alternativa 2</i>	<i>Alternativa 3</i>
Apero de barras rectas	Apero de barras curvas	Apero de barra oscilante
		
<i>Descripción</i>	<i>Descripción</i>	<i>Descripción</i>
Es la configuración más común empleada para este tipo de aplicaciones. Sin embargo, es la que mayor nivel de vibraciones genera. Son fáciles de fabricar y logra matar a un 90,7% del cultivo de cobertura según Korneki & Price (5).	Este tipo de configuración presenta barras curvadas con una inclinación de 23°. Mismas que le permiten reducir el nivel de vibraciones con respecto al de barras rectas. Presentan un mayor de complejidad en su fabricación Son fáciles de fabricar y logra matar a un 90% del cultivo de cobertura según Korneki & Price (5).	Este tipo de configuración es complemento del cilindro liso. Presenta un mecanismo brazo pivote con un resorte que le permite absorber mayor nivel de vibraciones comparados con los otros modelos. Presentan un mayor de componentes a fabricar y son de poca aplicación en motocultores. Según Korneki & Price (5) logra matar a un 93,4% del cultivo de cobertura.

Realizado por: Elaboración Propia

Girar aperos de engarzado

Es el cuerpo al que se acoplan los diferentes tipos de aperos y que permite el giro de los mismos, pueden ser clasificados en dos grandes grupos de peso fijo y de peso variable. Su función principal es aportar el peso necesario al sistema para generar un engarzado eficaz. Las alternativas analizadas se muestran en la Tabla 5-2.

Tabla 5-2: Alternativas de diseño del cilindro.

<i>Alternativa 1</i>	<i>Alternativa 2</i>	<i>Alternativa 2</i>
Cilindro de peso fijo para el acople de aperos	Cilindro de peso variable para el acople de aperos	Cilindro liso
		
<i>Descripción</i>	<i>Descripción</i>	<i>Descripción</i>
Es la configuración más común empleada para este	En este tipo de configuración las barras se unen mediante	Este tipo de configuración es complemento de la barra

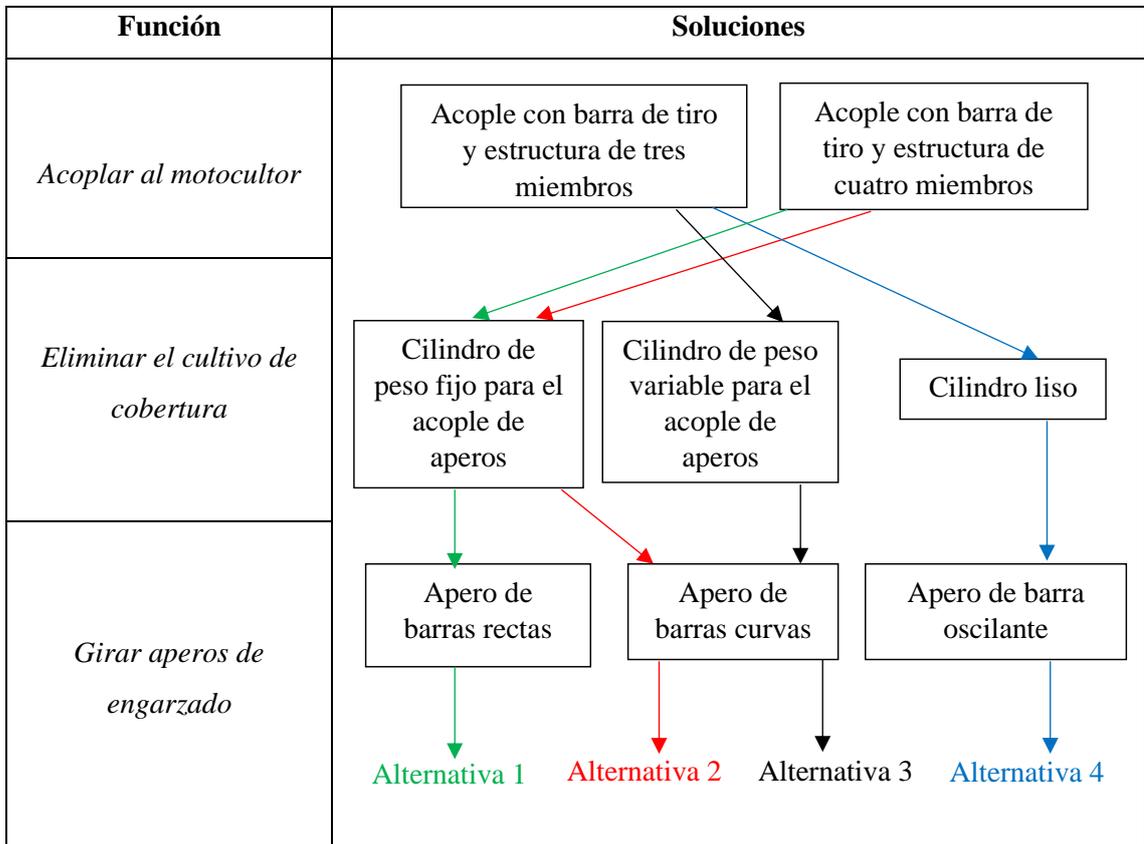
tipo de aplicaciones. Sin embargo, presenta la desventaja de no poder adaptarse a diferentes condiciones de trabajo	juntas empernadas o soldadas, presentando la gran ventaja de poder regular el peso y ajustarse a las condiciones de trabajo de requerido. Ya se adicionando pesos externos o un determinado volumen de agua. Sin embargo al usar pesos incrementa la cantidad de vibraciones	oscilante. Posee un peso fijo y sus diámetros son menores en consideración a las demás alternativas.
---	--	--

Realizado por: Elaboración Propia

Diagrama de la matriz morfológica para el módulo 2

Una vez encontradas las soluciones a las subfunciones del módulo 2, éstas se combinan como muestra la Tabla 6-2.

Tabla 6-2: Matriz morfológica módulo 2

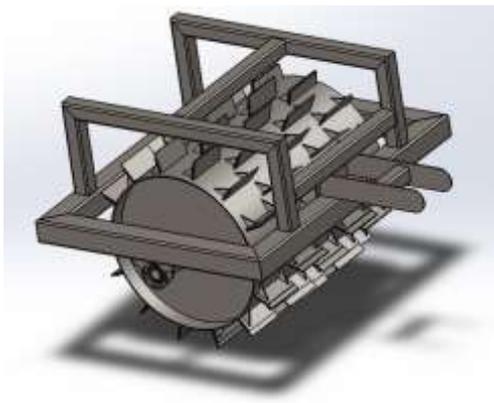


Realizado por: Elaboración Propia

Alternativa 1 Módulo 2

El análisis de esta solución se muestra en la Tabla 7-2

Tabla 7-2: Alternativa 1 Módulo 2

	Ventajas
	<ul style="list-style-type: none">• Es la configuración más simple por realizar• Sencillo de fabricar• Costo de fabricación bajo• Montaje y desmontaje de las partes es sencillo• Mayor peso propio (sin añadir pesos extras)
	Desventajas
	<ul style="list-style-type: none">• Presenta un alto nivel de vibraciones al trabajar• El peso fijo que posee no le permite en diferentes terrenos, por ejemplo, su peso propio le permite trabajar en terrenos cuyo engarzado se consigue con 350 lbf pero al pasar a uno de 400 lbf no cumplirá con la tarea.

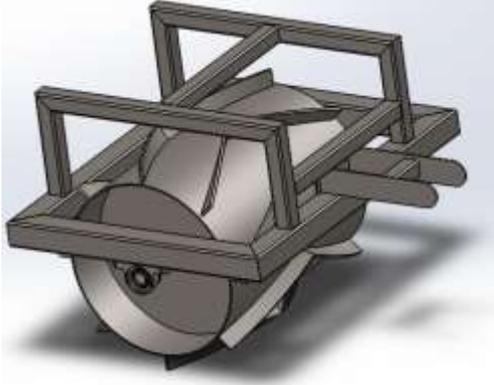
Realizado por: Elaboración Propia

Alternativa 2 Módulo 2

El análisis de esta solución se muestra en la Tabla 8-2.

Tabla 8-2: Alternativa 1 Módulo 2

	Ventajas
	<ul style="list-style-type: none">• Presenta un menor nivel de vibraciones al trabajar• Peso propio sin añadir masas son eficaces para una aplicación puntual• Costo de fabricación medio
	Desventajas

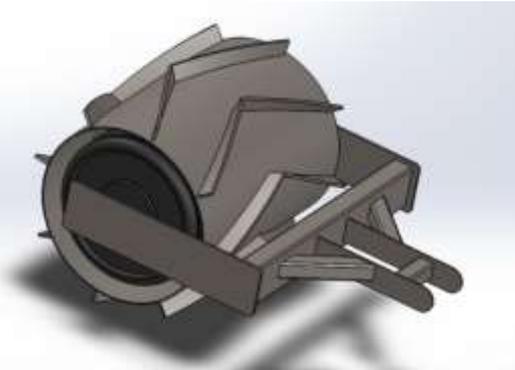
	<ul style="list-style-type: none"> • Grado medio de complejidad de fabricación debido a la curvatura de los aperos • Su peso fijo le impide adaptarse a diferentes condiciones de terreno. Comúnmente pesan alrededor de 400 lbf, • Presenta menor área de protección
---	--

Realizado por: Elaboración Propia

Alternativa 3 Módulo 2

El análisis de esta solución se muestra en la Tabla 9-2.

Tabla 9-2: Alternativa 3 Módulo 2

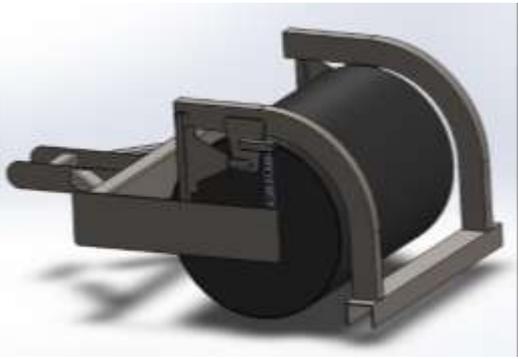
	<p>Ventajas</p>
	<ul style="list-style-type: none"> • Presenta un menor nivel de vibraciones al trabajar • Fácil de montar y desmontar • Puede ser empleado en diversas condiciones de trabajo • Costo de fabricación medio
	<p>Desventajas</p>
<ul style="list-style-type: none"> • Grado medio de complejidad de fabricación debido a la curvatura de los aperos • En caso de colisionar contra algún objeto su parte frontal no presenta un marco de protección 	

Realizado por: Elaboración Propia

Alternativa 4 Módulo 2

El análisis de esta solución se muestra en la Tabla 10-2.

Tabla 10-2: Alternativa 4 Módulo 2

	Ventajas
	<ul style="list-style-type: none">• Mayor porcentaje de cultivo de cobertura muerto• Menor número de vibraciones en operación
	Desventajas
	<ul style="list-style-type: none">• Gran cantidad de componentes por fabricar y ensamblar• Dificultad de montaje y desmontaje• Alto costo de fabricación• Poco aplicado en motocultores

Realizado por: Elaboración Propia

2.2.2.3. Evaluación de soluciones

Para esta sección la herramienta empleada es el método ordinal de los criterios ponderados establecido por Riba C. (2004). Mediante el cual fueron seleccionadas las mejores alternativas para cada uno de los módulos.

Módulo 1: Proporcionar avance

Los criterios que debe cumplir el módulo 1 son los siguientes:

- Permitir el acople de la herramienta de engarzado
- Potencia necesaria para ejecutar el trabajo

Para este módulo la solución analizada es el motocultor TKC 450, que es la máquina considerada en el presente proyecto.

Módulo 2: Aplastar cultivo de cobertura

Los criterios que debe cumplir el módulo 2 son los siguientes:

- Nivel de vibraciones, el menor posible para no afectar al usuario
- Costo de fabricación
- Complejidad de diseño, se pretende tener el mínimo número de elementos
- Porcentaje de aplastamiento del cultivo de cobertura
- Adaptabilidad a las condiciones de trabajo

Una vez definidos estos parámetros se procede a la determinación de la mejor alternativa, mediante los siguientes pasos:

1. Evaluación del peso específico de cada criterio (ver Tabla 11-2)

Tabla 11-2: Peso específicos

Adaptabilidad = Aplastamiento > Nivel de vibraciones > Precio > Complejidad							
Criterio	Adaptabilidad	Aplastamiento	Vibración	Precio	Complejidad	$\Sigma+1$	pondera.
Adaptabilidad		0,5	1	1	1	4,5	0,3
Aplastamiento	0,5		1	1	1	4,5	0,3
Vibraciones	0	0		1	1	3	0,20
Precio	0	0	0		1	2	0,14
Complejidad	0	0	0	0		1	0,06
				suma		15	1

Realizado por: Elaboración Propia

2. Evaluación del peso específico de las distintas soluciones para cada criterio (ver Tabla 12-2 hasta Tabla 16-2)

Tabla 12-2: Evaluación del peso específico del criterio adaptabilidad

Alternativa 2=Alternativa 3 > Alternativa 1= Alternativa 4						
Criterio	Alt. 2	Alt. 3	Alt. 1	Alt. 4	$\Sigma+1$	pondera.
Alternativa 2		0,5	1	1	3,5	0,35
Alternativa 3	0,5		1	1	3,5	0,35
Alternativa 1	0	0		0,5	1,5	0,15
Alternativa 4	0	0	0,5		1,5	0,15
				suma	10	1

Realizado por: Elaboración Propia

Tabla 13-2: Evaluación del peso específico del criterio Aplastamiento

Alternativa 4 > Alternativa 2 = Alternativa 3 > Alternativa 1						
Criterio	Alt. 4	Alt. 2	Alt. 3	Alt. 1	$\Sigma+1$	pondera.
Alternativa 4		1	1	1	4	0,4
Alternativa 2	0		0,5	1	2,5	0,25
Alternativa 3	0	0,5		1	2,5	0,25
Alternativa 1	0	0	0		1	0,10
				suma	10	1

Realizado por: Elaboración Propia

Tabla 14-2: Evaluación del peso específico del criterio Nivel Vibraciones

Alternativa 4 > Alternativa 3 > Alternativa 2 > Alternativa 1						
Criterio	Alt. 4	Alt. 3	Alt. 2	Alt. 1	$\sum+1$	pondera.
Alternativa 4		1	1	1	4	0,40
Alternativa 3	0		1	1	3	0,30
Alternativa 2	0	0		1	2	0,20
Alternativa 1	0	0	0		1	0,10
suma					9,5	1

Realizado por: Elaboración Propia

Tabla 15-2: Evaluación del peso específico del criterio Precio

Alternativa 1 > Alternativa 3 = Alternativa 2 > Alternativa 4						
Criterio	Alt. 1	Alt. 2	Alt. 3	Alt. 4	$\sum+1$	pondera.
Alternativa 1		1	1	1	4	0,40
Alternativa 2	0		0,5	1	2,5	0,25
Alternativa 3	0	0,5		1	2,5	0,25
Alternativa 4	0	0	0		1	0,10
suma					10	1

Realizado por: Elaboración Propia

Tabla 16-2: Evaluación del peso específico del criterio Complejidad

Alternativa 1 > Alternativa 3 > Alternativa 2 > Alternativa 4						
Criterio	Alt. 1	Alt. 3	Alt. 2	Alt. 4	$\sum+1$	pondera.
Alternativa 1		1	1	1	4	0,40
Alternativa 3	0		1	1	3	0,30
Alternativa 2	0	0		1	2	0,20
Alternativa 4	0	0	0		1	0,10
suma					9,5	1

Realizado por: Elaboración Propia

3. Cálculo de tabla de conclusiones

Este cálculo es el que permite establecer la alternativa que genera mayores beneficios y que se considera como prioridad 1 para el diseño, cuyos resultados se muestran en la Tabla 17-2.

Tabla 17-2: Evaluación del peso específico del criterio Complejidad

Conclusión	Adaptabilidad	Aplastamiento	Vibraciones	Precio	Complejidad	\sum	Prioridad
Alt. 1	0,05	0,03	0,02	0,06	0,03	0,19	4
Alt. 2	0,11	0,08	0,04	0,04	0,01	0,28	2
Alt. 3	0,11	0,08	0,06	0,04	0,02	0,31	1
Alt. 4	0,05	0,12	0,08	0,01	0,01	0,27	3

Realizado por: Elaboración Propia

2.2.2.4. Solución virtual

Una vez se han sido determinadas las mejores alternativas para cada uno de los módulos se las combina para generar el diseño preliminar del rodillo (ver Figura 5-2).

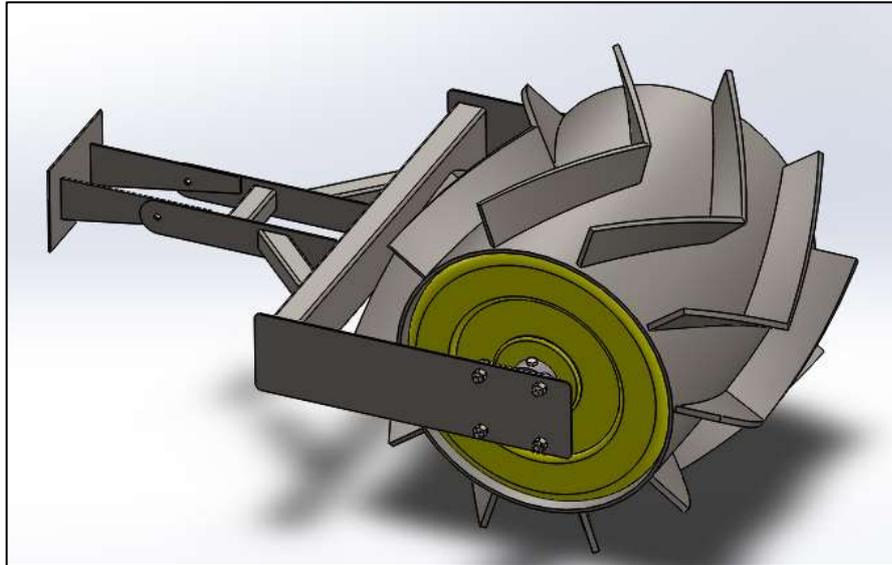


Figura 5-2: Solución virtual acoplada al motocultor

Realizado por: Elaboración Propia

Mismo que consta de un mecanismo de unión con barra de tiro acoplado a un cuerpo de tres miembros. El cual sostiene a un rodillo engarzados de aperos curvos y cilindro de peso variable.

2.2.3. Diseño Mecánico

2.2.3.1. Determinación de cargas de diseño

La estructura del rodillo engarzador propuesto se diseña considerando las cargas mostradas en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 6-2.

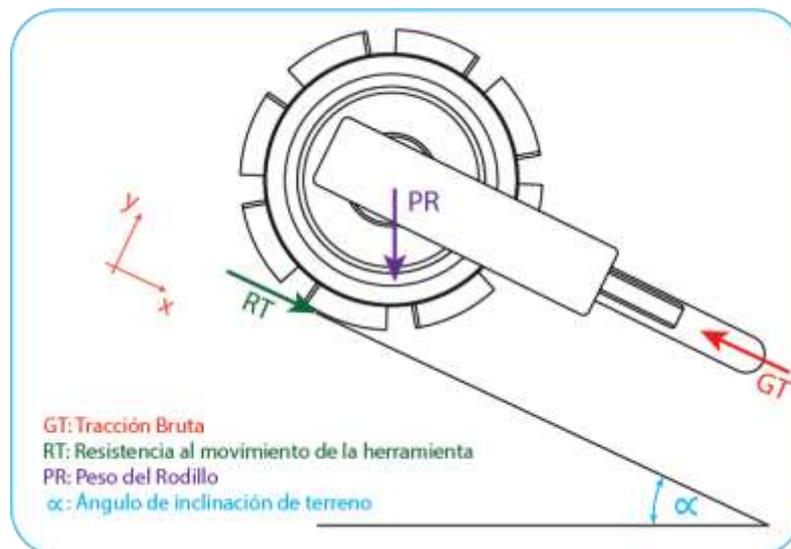


Figura 6-2: Diagrama de cuerpo libre del rodillo

Realizado por: Elaboración Propia

Fuerza de tracción bruta

Para poder determinar la fuerza de tracción que genera el motocultor se emplea la Ec. (2.1) que considera la potencia crucero $PC = 3,3 \text{ kW}$ y una velocidad $v = 1,7 \text{ km/h}$, según la Tabla 2-2 y un factor de seguridad $n = 1,5$ sugerido por Intermec (2020) al trabajar con reductores con poleas y piñones (ver Figura 7-2).

Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad			
Clase de fuente de potencia			
Tipo de Carga	Motor de combustión interna con convertidor hidráulico	Motor Eléctrico o Turbina	Motor de combustión interna con embrague o caja mecánica
Uniforme	1	1	1,2
Fluctuante	1,2	1,3	1,5
Muy Fluctuante	1,4	1,5	1,7

Figura 7-2: Factores de seguridad transmisión

Fuente: Intermec, 2020

$$PC = n * GT * v \quad \text{Ec. (2.1)}$$

Donde

- PC Potencia crucero (W)
- GT Tracción bruta (kN)
- v Velocidad de avance (m/s)
- n Factor de seguridad

Así, se obtiene:

$$GT = \frac{PC}{v * n} = \frac{3300}{1,5 * 1,7 * \frac{1000}{3600}} = 4,7kN$$

Resistencia al movimiento

Para poder determinar la resistencia al movimiento entre el rodillo y la superficie se emplea la Ec. (2.2) que considera el coeficiente de rozamiento en césped $u = 0,75$ según Barón & Ferreira (2015), una fuerza normal determinada con la ecuación Ec. (2.3) y gravedad $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

$$RT = u * N \quad \text{Ec. (2.2)}$$

$$N = PR * \cos(\alpha) \quad \text{Ec. (2.3)}$$

Donde

- N Fuerza Normal (kN)

- RT Resistencia al movimiento (kN)
- PR Peso del Rodillo (kN)
- u Coeficiente de rozamiento
- α Ángulo de inclinación (°)

Así, se obtiene:

$$RT = 0,75 * PR * \cos (\alpha)$$

Peso total del rodillo

Para poder determinar el peso del rodillo que es capaz de empujar el Motocultor TKC 450, se emplea el diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 6-2. Para lo que sea ha considerado la afirmación de INAMHI (2015), para cultivos de quinua se requiere de terrenos con una pendiente moderada. Cuyo rango según Bustamente (2018) están entre los valores de 13 - 25% que en términos angulares equivale a un rango de 7,4 -15° de inclinación, para el presente cálculo se considera un ángulo de inclinación $\alpha = 15^\circ$.

$$GT = RT + PR * \text{sen}(15^\circ)$$

Así, se obtiene:

$$GT = 0,75 * PR * \cos (15^\circ) + PR * \text{sen}(15^\circ)$$

$$PR \leq \frac{4,7 \text{ kN}}{0,75 * \cos(15^\circ) + \text{sen}(15^\circ)} = 4,78 \text{ kN}$$

2.2.3.2. Determinación del espesor de las placas de la estructura

En esta sección se determinará el espesor (e) de las placas que conforman la estructura del acople mostradas en la Figura 9-2 y Figura 9-2, que se encuentran bajo la acción de la fuerza de tracción $GT = 4,7 \text{ kN}$.

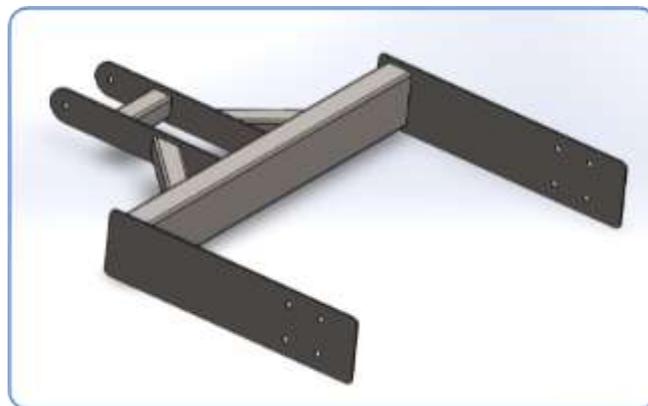


Figura 8-2: Vista isométrica de la estructura de acople

Realizado por: Elaboración Propia

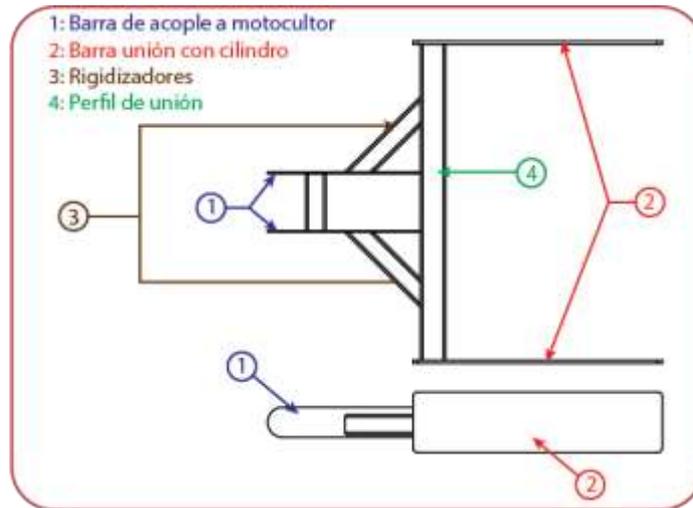


Figura 9-2: Elementos del sistema de acople
Realizado por: Elaboración Propia

Para la barra de acople al motocultor se empleará el diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 10-2 para una placa de acero A 36 cuya resistencia a la fluencia es $S_y = 250$ MPa, longitud $L = 27$ cm, alto $a = 6$ cm, cuando el motocultor se encuentra trabajando en un ángulo de inclinación $\alpha = 15^\circ$ y la placa está sometida a cargas de compresión previo al inicio del movimiento. Para lo cual se determina el esfuerzo admisible usando la Ec. (2.4) y se emplea un factor de seguridad $n = 2,5$ recomendado por Mott (2006).

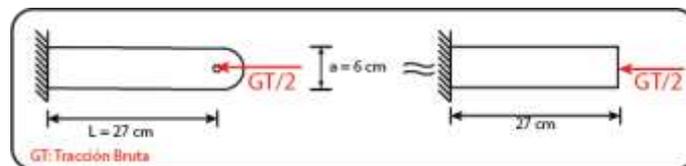


Figura 10-2: Condiciones de carga
Realizado por: Elaboración Propia

$$\sigma_{adm} = \frac{GT/2}{a * e} \leq \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. (2.4)}$$

Donde

σ_{adm} Esfuerzo de compresión admisible (MPa)

GT Fuerza de tracción (N)

a Alto de la placa (m)

e espesor de la placa (m)

σ_{adm} Esfuerzo admisible (MPa)

GT Fuerza de tracción (N)

S_y Esfuerzo de fluencia del material (MPa)

n Factor de seguridad

Así, se obtiene:

$$e \geq \frac{GT/2 * n}{a * S_y} = \frac{4700 * 2,5}{2 * 0,06 * 250 * 10^6} = 0.4 \text{ mm}$$

Por lo que se seleccionan placas de 35 cm x 6 cm x 3 mm acorde con disponibilidad de espesores en el mercado y en búsqueda de favorecer al incremento del peso total del rodillo. Con la finalidad de realizar una comprobación final se analiza el efecto de pandeo que se presenta en el elemento, para lo cual se determina la carga crítica que soporta mediante la Figura 11-2 y la Ec. (2.5).

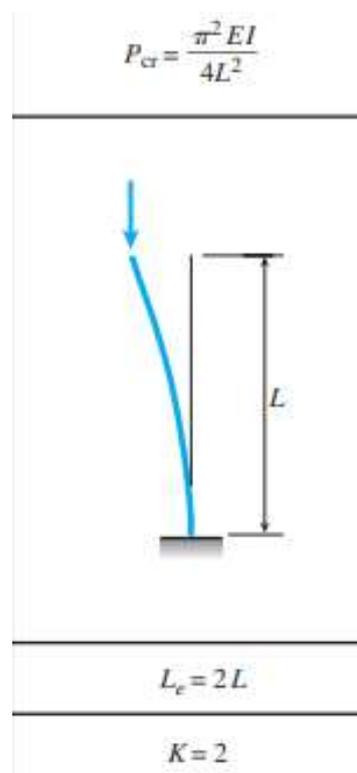


Figura 11-2: Condiciones de carga

Fuente: Gere, 2009

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot EI}{L_e^2} \geq \frac{GT}{2} \quad \text{Ec. (2.5)}$$

Donde

P_{cr} Carga crítica (kN)

- E Módulo de Young (GPa, 200)
- I Inercia del perfil (m^4 , $e \cdot a^3/12$)
- L_e Longitud equivalente (m, $2L$)

Así, se obtiene:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 200 \times 10^9 \cdot \frac{1}{12} \cdot 0,06 \cdot (3 \times 10^{-3})^4}{(2 \cdot 0,35)^2} = 181,28 \text{ kN}$$

Donde el valor de P_{cr} es superior a la carga aplicada, por lo tanto, no se genera el efecto de pandeo.

Para la barra que permite la unión con el cilindro se emplea el diagrama mostrado en la Figura 12-2 para una placa de acero A 36 cuya resistencia a la fluencia es $S_y = 250 \text{ MPa}$, longitud $L = 49 \text{ cm}$, alto $a = 12 \text{ cm}$, cuando el motocultor se encuentra trabajando en un ángulo de inclinación $\alpha = 15^\circ$ y la placa está sometida a cargas de compresión previo al inicio del movimiento. Para lo cual se determina el esfuerzo admisible usando la Ec. (2.4) y se emplea un factor de seguridad $n = 2,5$ recomendado por Mott (2006).

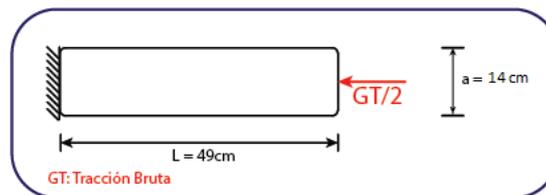


Figura 12-2: Condiciones de carga

Realizado por: Elaboración Propia

Así, se obtiene:

$$e \geq \frac{GT/2 \cdot n}{a \cdot S_y} = \frac{4700 \cdot 2,5}{2 \cdot 0,12 \cdot 250 \cdot 10^6} = 0,2 \text{ mm}$$

Por lo que se seleccionan placas de $49 \text{ cm} \times 14 \text{ cm} \times 3 \text{ mm}$ acorde con disponibilidad de espesores en el mercado y en búsqueda de favorecer al incremento del peso total del rodillo. Con la finalidad de realizar una comprobación final se analiza el efecto de pandeo que se presenta en el elemento, para lo cual se determina la carga crítica que soporta mediante la Figura 11-2 y la Ec. (2.5). Así se obtiene:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 200 \times 10^9 \cdot \frac{1}{12} \cdot 0,14 \cdot (3 \times 10^{-3})^4}{(2 \cdot 0,49)^2} = 215,807 \text{ kN}$$

Donde el valor de P_{cr} es superior a la carga aplicada, por lo tanto, no se genera el efecto de pandeo.

2.2.3.3. Selección del perfil de unión

Se busca en el catálogo de Dipac (2020) el perfil rectangular (ver Figura 13-2) que cumpla las condiciones de trabajo (ver Figura 14-2). Material Acero Negro (SAE J 403 1008) cuyo $S_y = 250$ Mpa.

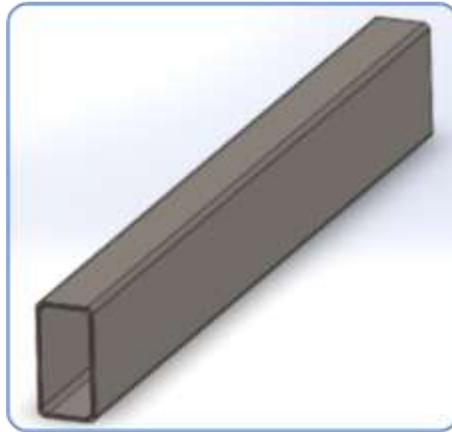


Figura 13-2: Geometría del perfil

Realizado por: Elaboración Propia

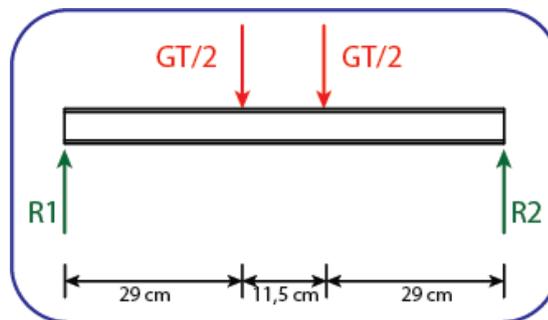


Figura 14-2: Condiciones de trabajo del perfil

Realizado por: Elaboración Propia

Para realizar la selección del perfil seleccionado se determina el valor de las reacciones en los apoyos mediante el diagrama de cuerpo libre.

$$\sum F_y = 0 \therefore \frac{GT}{2} + \frac{GT}{2} = R_1 + R_2$$

Donde

GT Fuerza de tracción (N)

R_1 Reacción en el primer apoyo (N)

R_2 Reacción en el segundo apoyo (N)

Así, se obtiene:

$$R_1 = R_2 = \frac{GT}{2} = \frac{4700}{2} = 2350 \text{ N}$$

A partir de este cálculo se realizan los diagramas de cortantes y momentos mostrados en Figura 15-2.

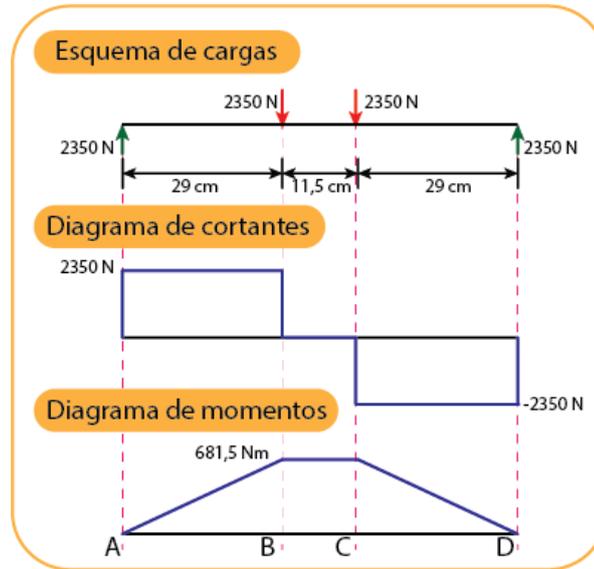


Figura 15-2: Diagrama de cortantes y momentos

Realizado por: Elaboración Propia

Para determinar el esfuerzo al que está sometido el perfil se emplea la Ec. (2.6). Considerando como momento máximo $M_{max} = 681,5 \text{ Nm}$ obtenido en el diagrama y factor de seguridad $n = 2$ (Mott, 2006) para determinar el módulo de rigidez, S_{xx} , que debe soportar el perfil.

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max} * c}{I_{XX}} = \frac{M_{max}}{S_{XX}} \leq \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. (2.6)}$$

Donde

σ_{adm} Esfuerzo de flexión admisible (MPa)

M_{max} Momento Máximo (Nm)

c Distancia a la fibra neutra (m)

I_{XX} Inercia del perfil (m^4)

S_{XX} Módulo de rigidez (cm^3)

S_y Esfuerzo de fluencia del material (MPa)

n Factor de seguridad

Así, se obtiene:

$$S_{XX} \geq \frac{681,5 * 2}{250 * 10^6} = 5,45 * 10^{-6} m^3 = 5,45 \text{ cm}^3$$

Del catálogo de Dipac se ha seleccionado el perfil rectangular de 100 x 50 x 700 x 3 mm (ver Figura 16-2).

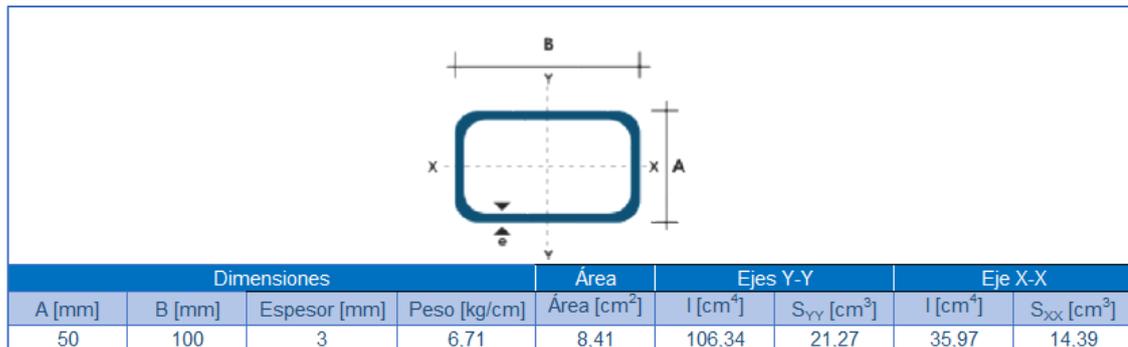


Figura 16-2: Dimensiones y propiedades del perfil

Fuente: Dipac, 2020

Cuyo módulo de rigidez es 14,39, el cual es superior a 5,45 cm³. Por lo tanto, el perfil seleccionado es apto para el trabajo y sus dimensiones favorecen al incremento del peso propio de la estructura. Finalmente, se recalcula el factor de seguridad con el que trabaja el elemento.

$$n = \frac{S_y * S_{XX}}{M_{max}} = \frac{250 * 10^6 * 14,39}{681,5 * 10^6} = 5,26$$

2.2.3.4. Diseño de juntas soldadas del acople

Las conexiones de los diversos elementos del sistema de acople se realizan mediante juntas soldadas, como se puede ver en la Figura 17-2.

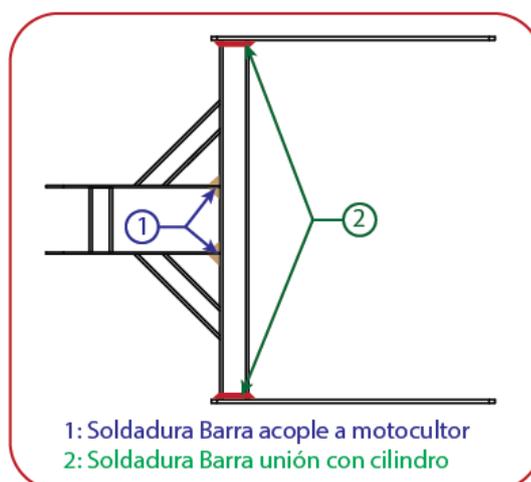


Figura 17-2: Esquema de juntas soldadas

Realizado por: Elaboración Propia

Los espesores de las juntas soldadas se tomarán en función de la Figura 18-2.

Material Thickness of Thicker Part Joined, in	Weld Size, in
*To $\frac{1}{4}$ incl.	$\frac{1}{8}$
Over $\frac{1}{4}$ To $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
Over $\frac{1}{2}$ To $\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$
Over $\frac{3}{4}$ To $1\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16}$
Over $1\frac{1}{2}$ To $2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$
Over $2\frac{1}{4}$ To 6	$\frac{1}{2}$
Over 6	$\frac{5}{8}$

Not to exceed the thickness of the thinner part.
 *Minimum size for bridge application does not go below $\frac{3}{16}$ in.
 †For minimum fillet weld size, schedule does not go above $\frac{5}{16}$ in fillet weld for every $\frac{3}{4}$ in material.

Figura 18-2: Espesores de juntas soldadas

Fuente: Budynas, 2008

Para diseñar la junta soldada de la barra del acople al motocultor (ver Figura 19-2) se usará la Ec. (2.7), se considera una garganta $h = 3$ mm (basado en la Figura 18-2), la carga soportada por la junta soldada es $GT/2 = 2350$ N y se usará un electrodo E6011 de resistencia a la tracción $S_{ut} = 427$ MPa (Budynas, 2008).

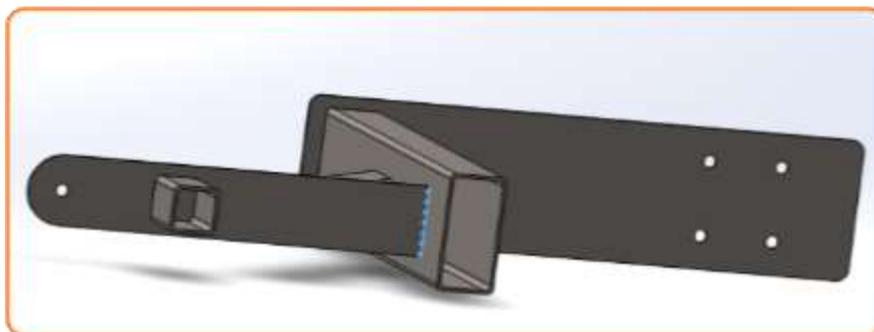


Figura 19-2: Vista isométrica junta soldada para la barra de acople

Realizado por: Elaboración Propia

$$\tau_{perm} = \frac{GT/2}{A_s} \tag{Ec. (2.7)}$$

Donde

τ_{perm} Esfuerzo de corte admisible (MPa)

GT Tracción bruta (Nm)

A_S Área de la soldadura = $1,414 h \cdot d$ (m^2 , ver Tabla 9-2, “Budynas, 2008”)

h Garganta de la soldadura (m)

d Longitud del cordón

Según Budynas (3), se deben realizar las siguientes comprobaciones:

1. Verificar que se cumple que $\tau_{perm} \leq 0,3(S_{ut})$ para asegurar que el cordón generado soportará los esfuerzos de trabajo.

$$\tau_{perm} = \frac{2350}{1,414 * 3 * 10^{-3} * 0,06} \leq 0,3(427)$$

$$\tau_{perm} = 28 \text{ MPa} \leq 128 \text{ MPa}$$

2. Verificar que se cumple que $\tau_{perm} \leq 0,4(S_y)$ para asegurar que el material soportará los esfuerzos de trabajo en el cordón de soldadura.

$$\tau_{perm} = \frac{2350}{1,414 * 3 * 10^{-3} * 0,06} \leq 0,4(250)$$

$$\tau_{perm} = 28 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

Valores que permiten verificar la selección realizada: Electrodo E6011, longitud de cordón 60 mm y garganta 3 mm de acuerdo al esquema mostrado en la Figura 20-2.

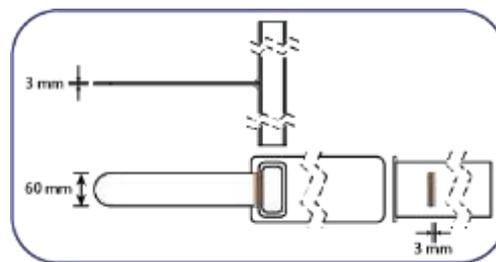


Figura 20-2: Esquema junta soldada 1

Realizado por: Elaboración Propia

Para diseñar la junta soldada de la barra de unión al cilindro (ver Figura 21-2) se emplea la Ec. (2.8), se considera una garganta $h = 3$ mm basado en la Figura 18-2 y la carga soportada es el momento máximo $M_{max} = 681,5$ Nm, obtenido la Figura 15-2. Además, se usará un electrodo E6011 de resistencia a la tracción $S_{ut} = 427$ MPa (Budynas, 2008).



Figura 21-2: Vista isométrica junta soldada para el perfil de unión

Realizado por: Elaboración Propia

$$\tau_{perm} = \frac{M_{max} * c}{0.707 * h * I_s} \quad \text{Ec. (2.8)}$$

Donde

τ_{perm} Esfuerzo de corte admisible (MPa)

M_{max} Momento Máximo (Nm)

c Distancia a la fibra neutra (m)

I_s Inercia de la soldadura = $d^2(3*b + d) / 6$ (m³, ver Tabla 9-2, “Budynas, 2008”)

h Garganta de la soldadura (m)

d Largo 1 del cordón

b Largo 2 del cordón

Según Budynas (2008)., se deben realizar las siguientes comprobaciones:

Verificar que se cumple que $\tau_{perm} \leq 0,3(S_{ut})$ para asegurar que el cordón generado soportará los esfuerzos de trabajo.

$$\tau_{perm} = \frac{681,5 * 25 * 10^{-3}}{0,707 * 3 * 10^{-3} * \frac{(50 * 10^{-3})^2}{6} * (3 * (100 * 10^{-3}) + (50 * 10^{-3}))} \leq 0,3(427)$$

$$\tau_{perm} = 55 \text{ MPa} \leq 128 \text{ MPa}$$

2. Verificar que se cumple que $\tau_{perm} \leq 0,4(S_y)$ para asegurar que el material soportará los esfuerzos de trabajo en el cordón de soldadura.

$$\tau_{perm} = \frac{578,5 * 25 * 10^{-3}}{0,707 * 3 * 10^{-3} * \frac{(50 * 10^{-3})^2}{6} * (3 * (100 * 10^{-3}) + (50 * 10^{-3}))} \leq 0,4(250)$$

$$\tau_{perm} = 55 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

Valores que permiten verificar la selección realizada: Electrodo E6011, longitud 1 de cordón 50 mm, longitud 2 de cordón 100 mm y garganta 3 mm de acuerdo al esquema mostrado en la Figura 22-2.

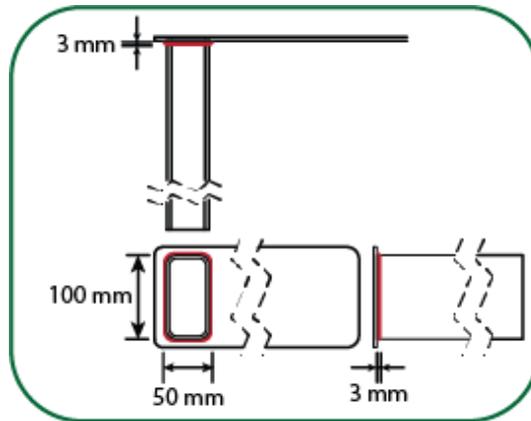


Figura 22-2: Esquema junta soldada 2

Realizado por: Elaboración Propia

2.2.3.5. Diseño de eje para el soporte del peso extra

La metodología empleada para el diseño del eje es la establecida por Budynas (2008), que plantea para ejes en rotación la necesidad de usar el criterio de falla ASME-elíptica (ver Ec. (2.9)) y se trabaja con un factor de seguridad $n = 2$ bajo recomendación de Mott (2006) al diseñar elementos con cargas dinámicas sobre los que tiene una confianza promedio.

$$d = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f * M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} * T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (2.9)}$$

Donde

d Diámetro del eje (m)

K_f Factor de concentración de esfuerzo por fatiga (flexión)

K_{fs} Factor de concentración de esfuerzo por fatiga (torsión)

M_a Momento flexionante alternante (Nm)

M_m Momento flexionante medio (Nm)

T_a Par de torsión alternante (Nm)

T_m Par de torsión medio (Nm)

S_e Límite de resistencia a la fatiga en la zona crítica del elemento diseñado (MPa)

S_y Resistencia a la fluencia del material (MPa)

Determinación de cargas externas en el eje

Para conocer las cargas externas que soporta el eje se debe considerar el peso extra que se puede añadir al rodillo. Para lo cual, se analiza el peso que debe empujar el motocultor, cuyos rangos son: valor máximo de peso $P_{e_{max}} < 4,78$ kN (ver sección 2.2.3.1) que puede accionar el motocultor TKC 450 y valor mínimo de peso $P_{e_{min}} = 1,80$ kN (EarthTools, 2020) para poder engarzar suelos. También se considera el peso propio del rodillo, mediante el modelado 3D en el programa Solid Works se obtiene la masa que posee el rodillo propuesto de $m_R = 65$ kg, a partir de lo que se determina que el peso propio del rodillo $P_R = 0,64$ kN. Mediante el uso de la Ec. (2.10) se determina la cantidad de peso (P_{ext}) que se debe añadir al motocultor, además se considera un $P_e = 1,80$ kN.

$$P_{ext} = P_e - P_R \quad \text{Ec. (2.10)}$$

Donde

P_{ext} Peso extra a ser añadido (kN)

P_e Peso a empujar (kN)

P_R Peso propio del rodillo (kN)

Así, se obtiene:

$$P_{ext} = 1,80 - 0,64 = 1,16 \text{ kN}$$

A partir de este valor se deduce que la masa a añadir es de 120 kg, para conseguir este peso por temas de disponibilidad en el mercado y costos se emplearan discos olímpicos de hierro fundido de 15 kg (ver Figura 23-2). Por lo tanto, la cantidad de pesas mínimos a añadir es de 8 pesas (4 por cada lado) y el máximo es 10 pesas de acuerdo a la geometría del rodillo (5 por cada lado) de esta el eje queda cargado como se muestra en la Figura 24-2 y Figura 25-2.



Figura 23-2: Disco olímpico 15 kg
Fuente: Softee, 2020

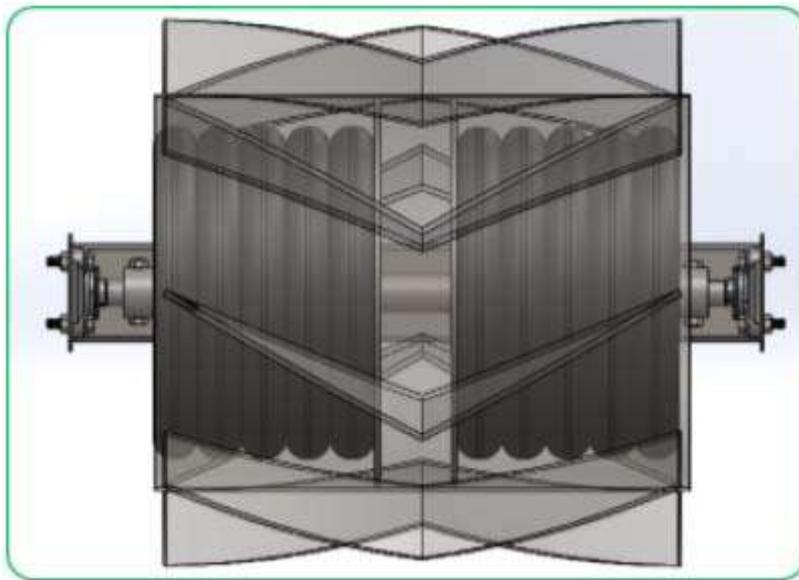


Figura 24-2: Isometría del eje de soporte
Realizado por: Elaboración Propia

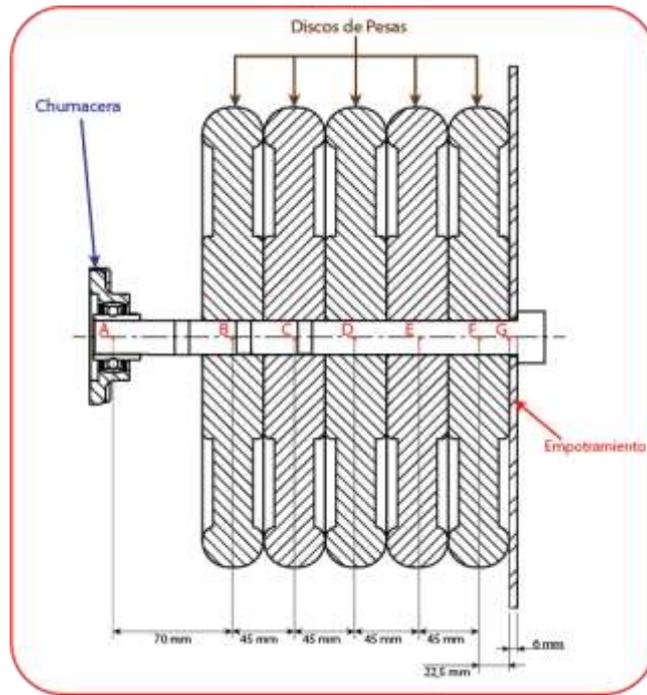


Figura 25-2: Configuración del eje de soporte
 Realizado por: Elaboración Propia

Una vez identificados los elementos que trabajan sobre el eje, se procede a determinar las fuerzas que actúan sobre él mediante un diagrama de cuerpo libre (ver Figura 26-2 y Figura 27-2).

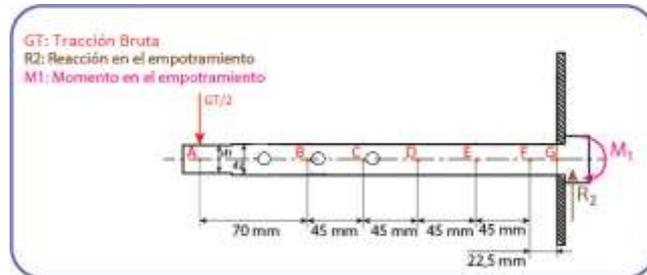


Figura 26-2: DCL eje x
 Realizado por: Elaboración Propia

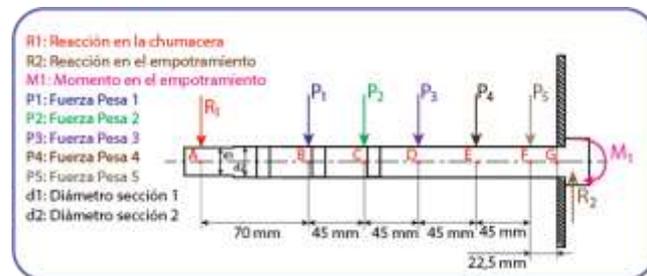


Figura 27-2: DCL eje y
 Realizado por: Elaboración Propia

Para la solución de este sistema se ha empleado el Software SkyCiv y sus resultados se muestran en Figura 28-2, Figura 29-2, Figura 30-2, Figura 31-2, Figura 32-2 y Figura 33-2.

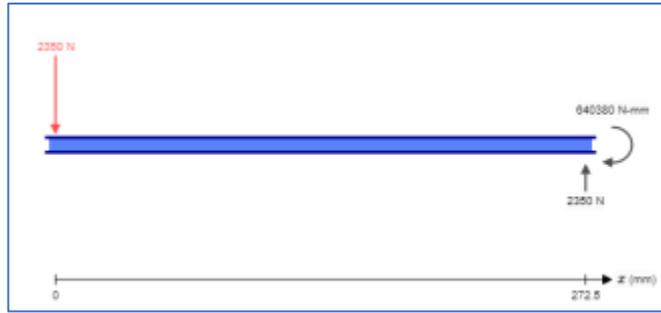


Figura 28-2: Reacciones en el eje x del soporte
Fuente: SkyCiv

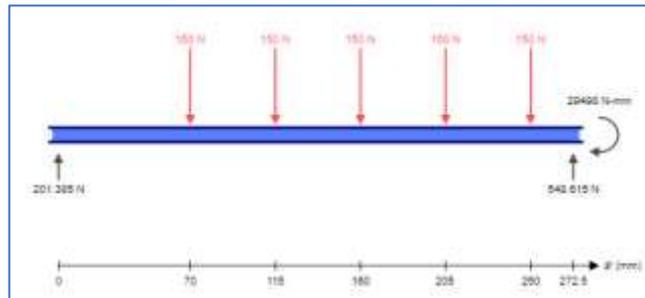


Figura 29-2: Reacciones en el eje y del soporte
Fuente: SkyCiv

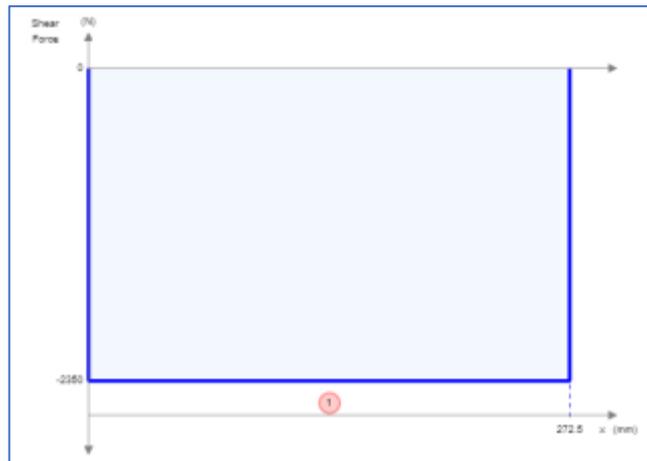


Figura 30-2: Diagrama de cortantes eje x
Fuente: SkyCiv

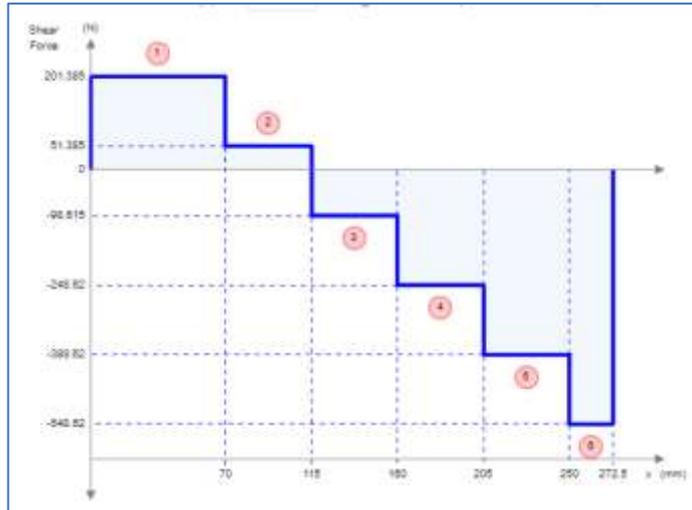


Figura 31-2: Diagrama de cortantes eje y
Fuente: SkyCiv



Figura 32-2: Diagrama de momentos eje x
Fuente: SkyCiv

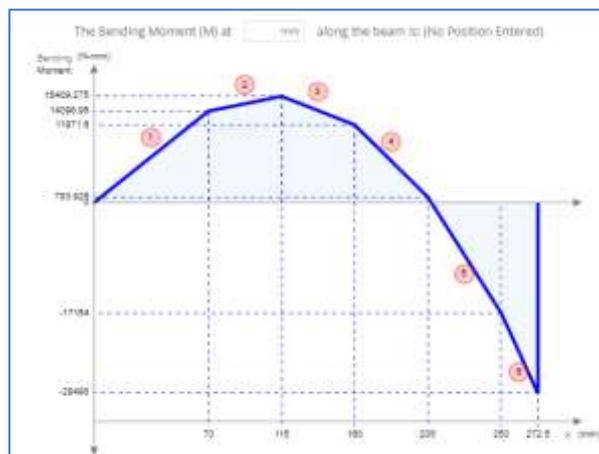


Figura 33-2: Diagrama de momentos eje y
Fuente: SkyCiv

En la Figura 26-2 y Figura 27-2 se puede identificar que existen 4 concentradores de esfuerzos (3 agujeros pasantes y un hombro), para poder dimensionar el eje se debe conocer en cuál de ellos existe mayor momento flexionante. Con ayuda de la Figura 32-2 y Figura 33-2 se puede identificar que el punto F se encuentra sometido el mayor momento flector, motivo el cual el análisis parte desde este punto. Además, se debe tomar en cuenta que no existe torsión y que se genera un momento flexionante reversible.

Se ha seleccionado como material el acero ANSI 4340 ($S_y = 900$ MPa, $S_{ut} = 1200$ MPa), al tratarse de un eje en rotación se determina el valor del límite de resistencia a la fatiga empleando la Ec. (2.11).

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad \text{Ec. (2.11)}$$

Donde cada factor significa:

- k_a F. de modificación de la condición superficial
- k_b F. de modificación del tamaño
- k_c F. de modificación de la carga
- k_d F. de modificación de la temperatura
- k_e F. de confiabilidad
- k_f F. de modificación de efectos varios
- S'_e Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (MPa)
- S_{ut} Resistencia última a la tensión (MPa)

Siguiendo las recomendaciones de Budynas (2008), se considera: $k_c = k_d = k_f = 1$ y $k_e = 0,987$ para una confiabilidad del 90%. A diferencia de k_a , k_b y S'_e que se calcula mediante las ecuaciones Ec. (2.12), Ec. (2.13) y Ec. (2.14), respectivamente.

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad \text{Ec. (2.12)}$$

$$k_b = 1,24 * d^{-0.107} \quad \text{Ec. (2.13)}$$

$$S'_e = 0,5 * S_{ut} \quad \text{Ec. (2.14)}$$

Donde

- a Factor de acabado superficial específico (obtenido de tabla 6-2, “Budynas, 2008”)
- b Exponente para acabado superficial específico (obtenido de tabla 6-2, “Budynas, 2008”)

$$k_a = 4,51 * (1200)^{-0,265} = 0,69$$

$$S'_e = 0,5 * (1200) = 600 \text{ MPa}$$

$$S_e = (0,69) * (0,987) * (600) = 408,62 \text{ MPa}$$

Para dar inicio al dimensionamiento se emplea la Ec. (2.9) y con ayuda del programa SkyCiv se determina que para el punto F: $M_a = \sqrt{17,15^2 + 587,5^2} = 875,75 \text{ Nm}$; $T_m = T_a = M_m = 0$; $K_t = K_f$; $K_{ts} = K_{fs} = 0$. Se considera un valor teórico para $K_t = K_f = 1$ obtenido de la Figura A-15-11 de Budynas (2008). Reemplazando estos valores en la Ec. (2.9) se tiene:

$$d_1 = \left[\frac{32 * n}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_f * M_a}{S_e} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = \left[\frac{32 * (2)}{\pi} * \left[\frac{(1) * (875,75)}{408,62 * 10^6} \right]^2 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = 0,0352 \text{ m} \cong 35,21 \text{ mm}$$

Se ejecuta una segunda iteración modificando el valor de k_b empleando la Ec. (2.9) y d_1 , se recalcula el esfuerzo a fatiga S_e y determina el nuevo diámetro.

$$k_a = 4,51 * (1200)^{-0,265} = 0,69$$

$$k_b = 1,24 * (35,21)^{-0,107} = 0,847$$

$$S'_e = 0,5 * (1200) = 600 \text{ MPa}$$

$$S_e = (0,69) * (0,847) * (600) = 345,04 \text{ MPa}$$

$$d_2 = \left[\frac{32 * n}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_f * M_a}{S_e} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_2 = \left[\frac{32 * (2)}{\pi} * \left[\frac{(1) * (875,75)}{345,04 * 10^6} \right]^2 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_2 = 0,0372 \text{ m} \cong 37,3 \text{ mm}$$

Debido a que $d_1 \neq d_2$, se ejecuta una tercera iteración. Para la tercera iteración se modificando el valor de k_b empleando la Ec. (2.9) y d_2 , se recalcula el esfuerzo a fatiga S_e y determina el nuevo diámetro.

$$k_a = 4,51 * (1200)^{-0,265} = 0,69$$

$$k_b = 1,24 * (37,3)^{-0.107} = 0,842$$

$$S'_e = 0,5 * (1200) = 600 \text{ MPa}$$

$$S_e = (0,69) * (0,842) * (0,987) * (600) = 344,06 \text{ MPa}$$

$$d_3 = \left[\frac{32 * n}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_f * M_a}{S_e} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_3 = \left[\frac{32 * (2)}{\pi} * \left[\frac{(1) * (875,75)}{344,06 * 10^6} \right]^2 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_3 = 0,0373 \text{ m} \cong 37,3 \text{ mm}$$

Debido a que $d_2 = d_3$, se define al diámetro óptimo con una dimensión de 37,3 mm.

Sin embargo, se considerará un diámetro de 50 mm debido a que las pesas poseen esta medida, al igual que un radio de redondeo de $r = 0,02 \text{ mm}$ por sugerencia de Martínez & Nájera (2020). Motivo por el cual mediante la Ec. (2.9) se determina el factor de seguridad con el que trabajará el elemento con este diámetro.

$$n = \frac{\pi * d^3}{32 * \sqrt{\left[\frac{K_f * M_a}{S_e} \right]^2}}$$

$$n = \frac{\pi * (0,050)^3}{32 * \sqrt{\left[\frac{1 * (875,75)}{344,06 * 10^6} \right]^2}} = 4,68$$

Para verificar el resto de secciones y sus concentradores de esfuerzo con rapidez, se establece que para agujeros pasantes $K_f = 2$ obtenido de la Figura A-15-11 de Budynas (2008).

A partir de la Figura 32-2, Figura 33-2 y con ayuda del SkyCiv se determina que el concentrador de esfuerzos ubicado a la izquierda del punto B posee un momento flector $M_a = 154,75 \text{ Nm}$ y por tanto un factor de seguridad de $n = 12,1$.

A partir de la Figura 32-2, Figura 33-2 y con ayuda del SkyCiv se determina que el concentrador de esfuerzos ubicado a la derecha del punto B posee un momento flector $M_a = 216,64 \text{ Nm}$ y por tanto un factor de seguridad de $n = 8,6$.

A partir de la Figura 32-2, Figura 33-2 y con ayuda del SkyCiv se determina que el concentrador de esfuerzos ubicado a la derecha del punto C posee un momento flector $M_a = 488,08 \text{ Nm}$ y por tanto un factor de seguridad de $n = 3,83$.

Y finalmente a la derecha del punto A se ubica un hombro cuyo radio se determina siguiendo la sugerencia de Budynas donde establece que $d_2/d_1=1,2$. Obteniendo así un $d_1= 41 \text{ mm}$, pero debido a condiciones de disponibilidad del mercado para chumaceras se selecciona un diámetro $d_1=40 \text{ mm}$.

2.2.3.6. Selección de la chumacera

El proceso de selección de chumaceras es similar a la selección de rodamientos. Para lo cual se considera que la vida nominal está definida por la establecida por ISO 281 (ver Ec. (2.15)).

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{Ec. (2.15)}$$

La cual según Martínez & Nájera (2020) es recomendable expresarla en horas de funcionamiento de acuerdo con la Ec. (2.16).

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * N} * L_{10} \quad \text{Ec. (2.16)}$$

Donde:

L_{10} Vida nominal básica en millones de revoluciones

L_{10h} Vida nominal en horas de funcionamiento

C Capacidad de carga dinámica básica (kN)

P Carga dinámica equivalente del rodamiento (kN)

N Velocidad de giro (rpm)

p Exponente de la ecuación de la vida útil ($p=3$, para rodamientos de bolas)

Además, por recomendación de SKF (15) en aplicaciones agrícolas se debe considerar una vida nominal mínima $L_{10h} = 3000 \text{ h}$. Otro parámetro a considerar es la velocidad de avance del motocultor $v = 1,7 \text{ km/h}$, una herramienta de $0,22 \text{ m}$ de diámetro y un diámetro de eje $d_1 = 0,02 \text{ m}$.

$$L_{10} = \frac{L_{10h} * 60 * N}{10^6}$$

$$L_{10} = \frac{(3000) * \left(\frac{1,7 * 1000 * 60}{3600 * 0,22 * 2\pi}\right) * (60)}{10^6} = 3,6 \text{ millones de revoluciones}$$

De la Figura 28-2, Figura 29-2 se determina la reacción resultante en el punto de apoyo de la chumacera (Punto A).

$$R_1 = \sqrt{2350^2 + 201,39^2} = 2358,61 \text{ N}$$

La carga equivalente (P) es determinada empleando la Ec. (2.15) y Ec. (2.17). Tomando en cuenta que únicamente se produce carga radial y no carga axial, por lo tanto, $F_r = R_1$, $X=1$ y $F_a = Y = 0$.

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad \text{Ec. (2.17)}$$

Así, se obtiene:

$$P = (1) * 2358,61 = 2358,61 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot 3,6 = \left(\frac{C}{2358,61}\right)^3$$

$$C = 3614,85 \text{ N}$$

Con este valor de carga dinámica, se selecciona la chumacera a emplear. Misma que debe cumplir con: diámetro interno = 40 mm, y $C \geq 3614,85 \text{ N}$. Por este motivo se ha seleccionado una chumacera de 20 x 92 x 34,8 mm (ver Figura 34-2, F4BC 40M-TPSS).

Dimensiones principales		Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidad límite con tolerancia de eje h6	Masa	Designación
d	J	C	C ₀	P _u			Unidad de rodamientos
mm		kN		kN	r. p. m.	kg	-
40	102	24,7	19	0,8	2 800	0,93	F4BC 40M-TPSS
	102	30,7	19	0,8	2 800	0,93	F4BC 40M-TP2M
	101,6	24,7	19	0,8	2 800	2,3	F4B5S 40M-YTPSS

Figura 34-2: Dimensiones Chumacera

Fuente: SKF, 2019

2.2.3.7. Diseño de seguro para pesas

Está compuesto por los elementos mostrados en la Figura 36-2, Figura 36-2 y las cargas de trabajo considerada es la componente del peso de 5 disco de 15 kg cuando el motocultor trabaja a una inclinación de $\alpha = 15^\circ$ (Bustamante, 2018).



Figura 35-2: Isomería eje de seguro

Realizado por: Elaboración Propia

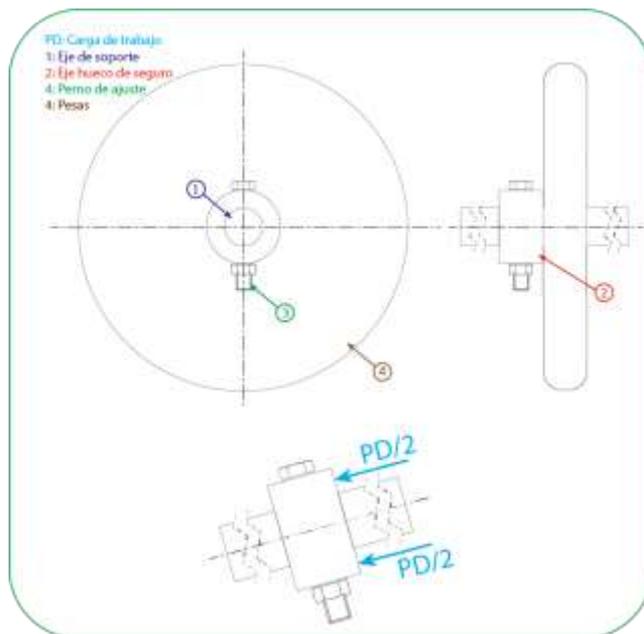


Figura 36-2: Seguro para pesas

Realizado por: Elaboración Propia

Para determinar la carga de trabajo se emplea la Ec. (2.18)

$$PD = n_d * g * m_d * \text{sen}(\alpha) \quad \text{Ec. (2.18)}$$

Donde:

n_d Número de discos

- m_d Masas de discos (kg)
- g Gravedad (m/s^2)
- α Ángulo de inclinación ($^\circ$)

Así, se obtiene:

$$PD = 5 * 9,81 * 15 * \text{sen}(15) = 190,43 \text{ N}$$

Una vez determinada esta carga de acuerdo a las dimensiones mostradas en la Figura 37-2, diámetro interno 50 mm, y a la selección de un perno M10 de Clase 8.8 y resistencia de prueba mínima $S_p = 600 \text{ MPa}$ (Budynas, 2008) se analizan los siguientes efectos:

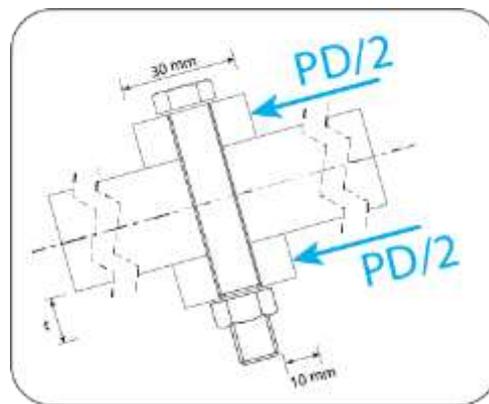


Figura 37-2: Dimensiones seguro para pesas

Realizado por: Elaboración Propia

- Comprobación del efecto aplastamiento sobre el perno usando el S_p y sobre el material base (Acero AISI 1018, $S_y = 235 \text{ MPa}$) bajo la acción de la fuerza $PD = 190,43 \text{ N}$; un factor de seguridad $n = 2$ (Mott, 2006); mediante el uso de la Ec. (2.19).

$$\sigma = \frac{F}{td_p} \leq \frac{S_p}{n} \wedge \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. (2.19)}$$

Donde

t Espesor (m)

d_p Diámetro perno (m)

Así, se obtiene:

$$t_1 \geq \frac{PD * n}{2 * d_p * S_p} = \frac{190,43 * 2}{2 * 0,01 * 600 * 10^6} = 0,015 \text{ mm}$$

$$t_2 \geq \frac{PD * n}{2 * d_p * S_y} = \frac{190,43 * 2}{2 * 0,01 * 235 * 10^6} = 0,04 \text{ mm}$$

- Comprobación del efecto cortante τ del perno mediante la Ec. (2.20).

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi * d_p^2}{4}} \leq 0,577 \frac{S_p}{n} \quad \text{Ec. (2.20)}$$

Así, se obtiene:

$$t_3 \geq \frac{PD * n}{2 * 0,577 * \frac{\pi * d_p^2}{4} * S_p} = \frac{190,43 * 2}{2 * 0,577 * \frac{\pi * (0,01)^2}{4} * 600 * 10^6} = 7 \text{ mm}$$

- Comprobación del efecto cortante de borde, para lo cual se emplea la Ec. (2.21) y se considera una distancia al borde de 10 mm.

$$\tau = \frac{F}{2at} \leq 0,577 \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. (2.21)}$$

Donde

a Distancia mínima al borde (m)

Así, se obtiene:

$$t_3 \geq \frac{PD * n}{2 * 0,577 * a * S_y} = \frac{190,43 * 2}{2 * 0,577 * 0,01 * 235 * 10^6} = 0,14 \text{ mm}$$

Por lo tanto, para el diseño de este elemento se considera un perno M10, clase 8.8 y un eje de acero AISI 1018 de 65 mm de diámetro exterior.

2.2.3.8. Diseño de juntas empernadas para placas

Para el diseño de la junta empernada que permite el acople del sistema de acople con el cilindro, se ha sido seleccionado 4 pernos M12 Clase 8.8 cuya resistencia de prueba mínima $S_p = 600 \text{ MPa}$ (Budynas, 2008) y está sometido a los efectos de la tracción bruta, como se muestra en la Figura 38-2 y Figura 39-2.

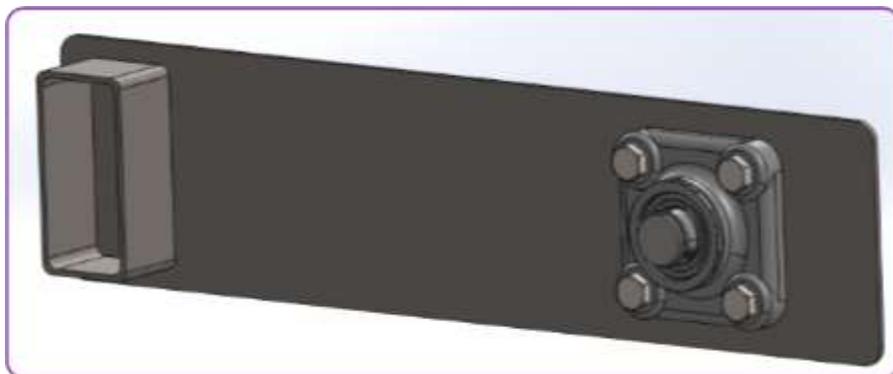


Figura 38-2: Isometría de la junta empernada

Realizado por: Elaboración Propia

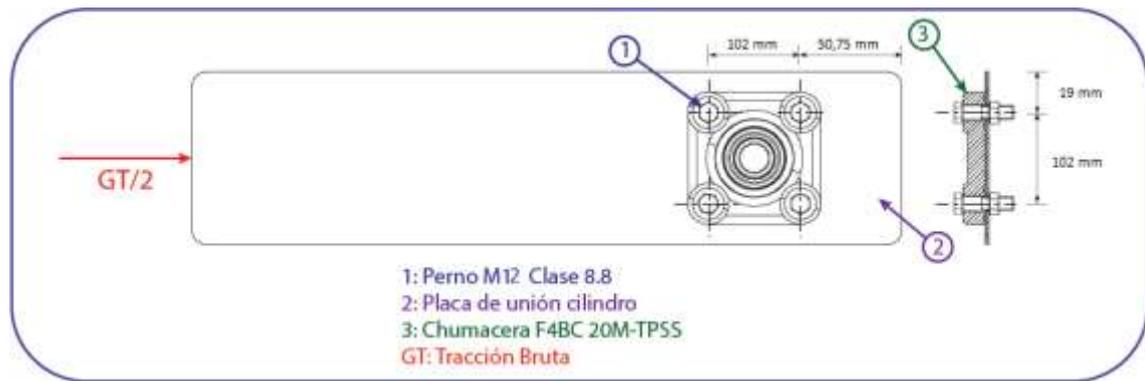


Figura 39-2: Esquema de la junta emperrada

Realizado por: Elaboración Propia

De acuerdo con Budynas (2008) se deben comprobar los siguientes comportamientos para verificar la selección realizada.

- Comprobación del efecto aplastamiento sobre el perno usando el S_p y sobre el material base (Acero A36, $t = 3$, $S_y = 250$ MPa) bajo la acción de la Tracción Bruta $GT = 4700$ N; un factor de seguridad $n = 2$; mediante el uso de la Ec. (2.19).

$$\sigma = \frac{4700/2}{4(0,012)(0,003)} = 20 \text{ MPa}$$

El esfuerzo calculado es menor que los valores correspondientes a: esfuerzos permisibles del material base (125 MPa) y del perno (300 MPa)

- Comprobación del efecto cortante τ del perno mediante la Ec. (2.20).

$$\tau = \frac{4700/2}{4 \frac{\pi(0,012)^2}{4}} = 7,7 \text{ MPa} \leq 173,1 \text{ MPa}$$

- Comprobación del efecto cortante de borde, para lo cual se emplea la Ec. (2.21) y se considera una distancia al borde de 70 mm.

$$\tau = \frac{4700/2}{2(0,051)(0,003)} = 7,8 \text{ MPa} \leq 101 \text{ MPa}$$

2.2.4. Simulación de componentes

En esta sección se realiza la simulación de los componentes más críticos para validar las dimensiones y materiales determinados en la sección 2.2.3.

2.2.4.1. Simulación de la estructura

Para poder validar cada uno de los componentes estructurales, soldaduras y juntas emperradas que componen la estructura (ver Figura 9-2) se realiza una simulación de esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad en el programa SolidWorks mediante estudios estáticos. A continuación, se detalla cada uno de los casos analizados.

Validación de los espesores

Para la simulación se realiza un estudio estático y se asigna como consideraciones (ver Figura 40-2): Contacto entre componentes tipo unión rígida, sujeciones fijas a los agujeros donde se acoplan las chumaceras, la estructura se encuentra unido a una réplica del acople del motocultor TKC 450 (ver Figura 41-2) sobre la cual se aplica la fuerza de 4700 N (tracción bruta que genera el movimiento), determinada en la sección 2.2.3.1.

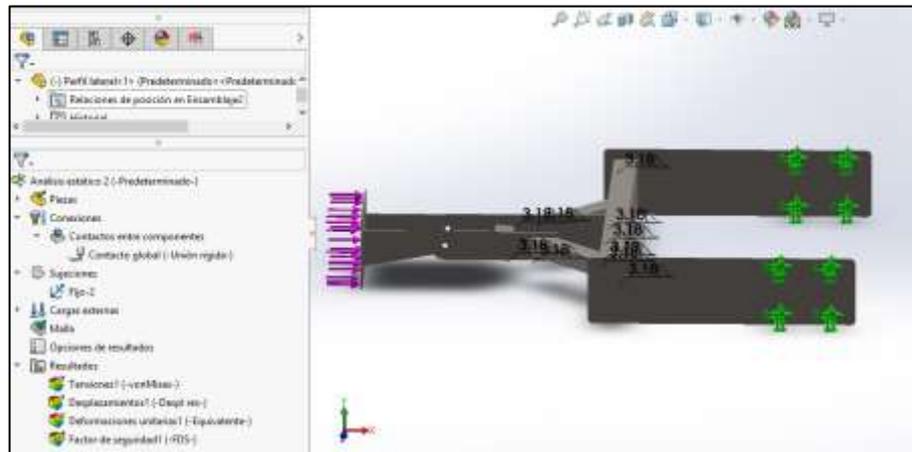


Figura 40-2: Consideraciones de borde

Realizado por: Elaboración Propia

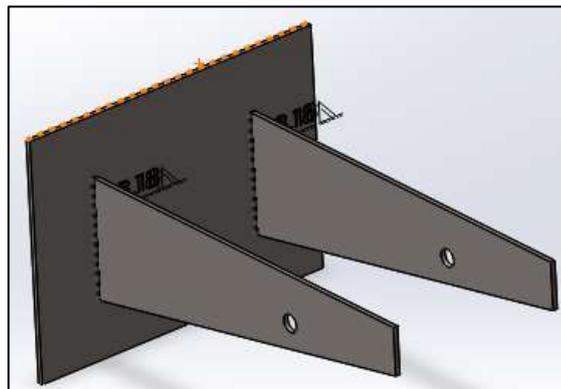


Figura 41-2: Modelo 3D acople motocultor

Realizado por: Elaboración Propia

Posteriormente, se genera un mallado de curvatura (ver Figura 42-2) que se acopla de forma adecuada a los radios de curvatura que poseen los perfiles obteniendo el resultado mostrado en la Figura 43-2.

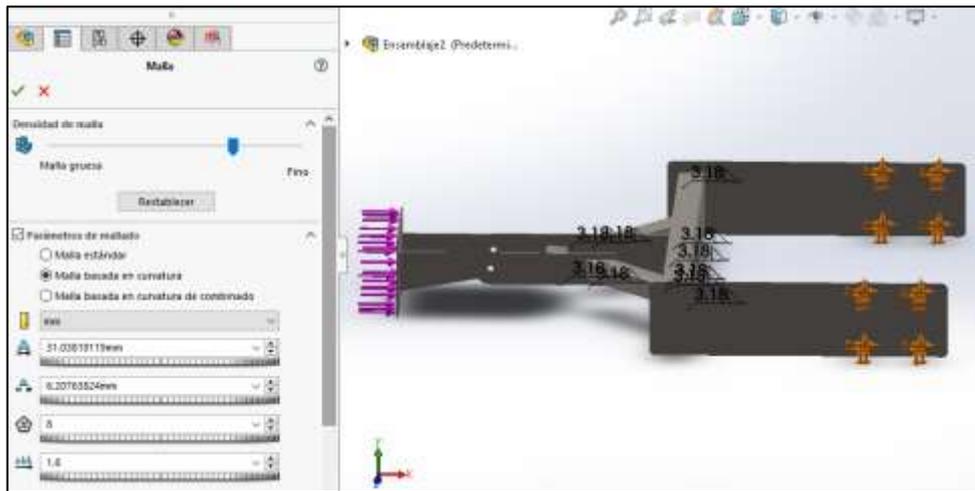


Figura 42-2: Consideraciones para el mallado

Realizado por: Elaboración Propia

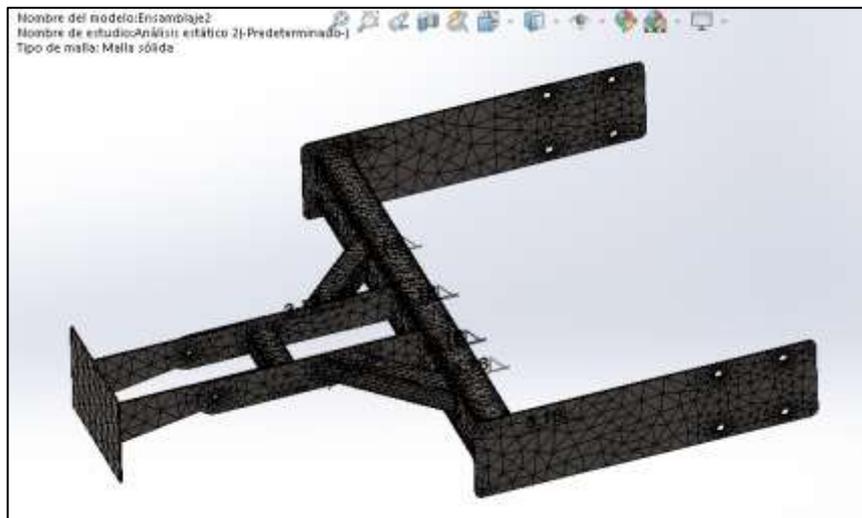


Figura 43-2: Mallado de la estructura

Realizado por: Elaboración Propia

Para finalmente ejecutar tres análisis: Tensiones de Von Mises (ver Figura 44-2), deformaciones (ver Figura 46-2) y factor de seguridad (Figura 48-2).

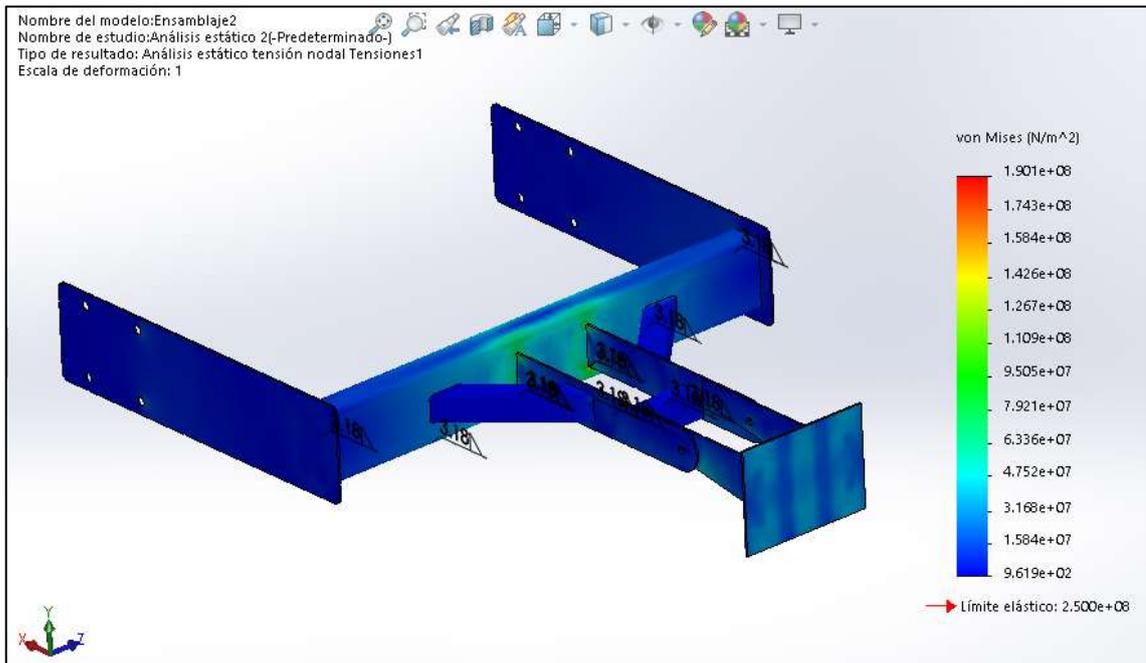


Figura 44-2: Tensiones de Von Mises

Realizado por: Elaboración Propia

En este estudio se denota que el esfuerzo máximo generado es de 190,1 MPa y está localizado en los extremos de contacto entre el perfil de unión y las placas de acople (ver Figura 45-2). El valor registrado es inferior al límite elástico del Acero A36 que es de 250 MPa, lo cual es un valor aceptable debido a que la estructura en su totalidad sufre mínimos esfuerzos.

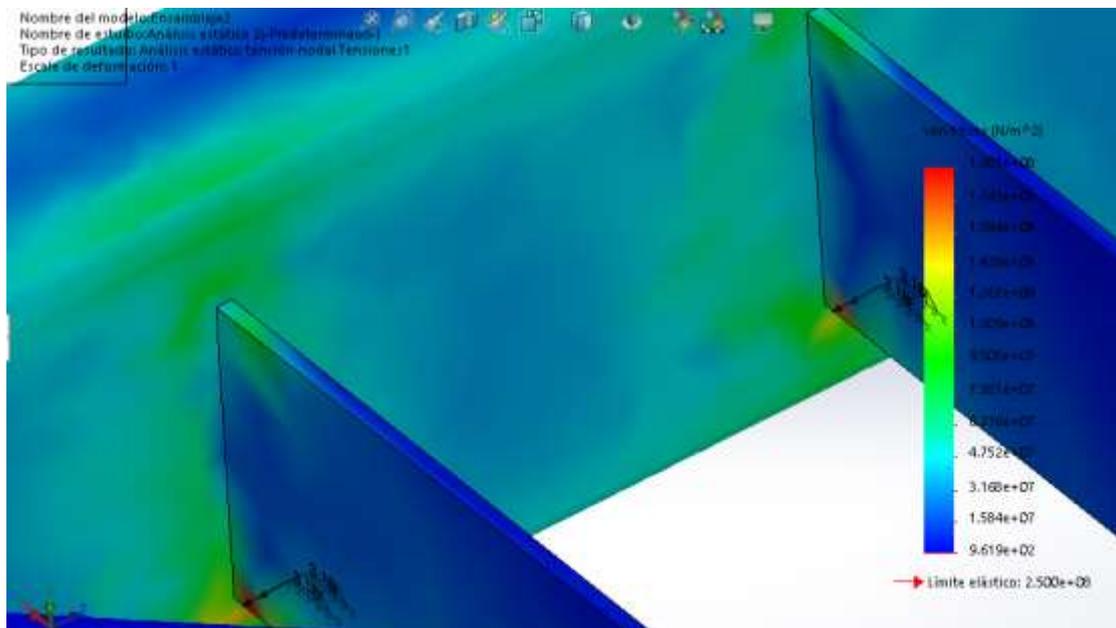


Figura 45-2: Zonas de la estructura con mayor concentración de esfuerzos

Realizado por: Elaboración Propia

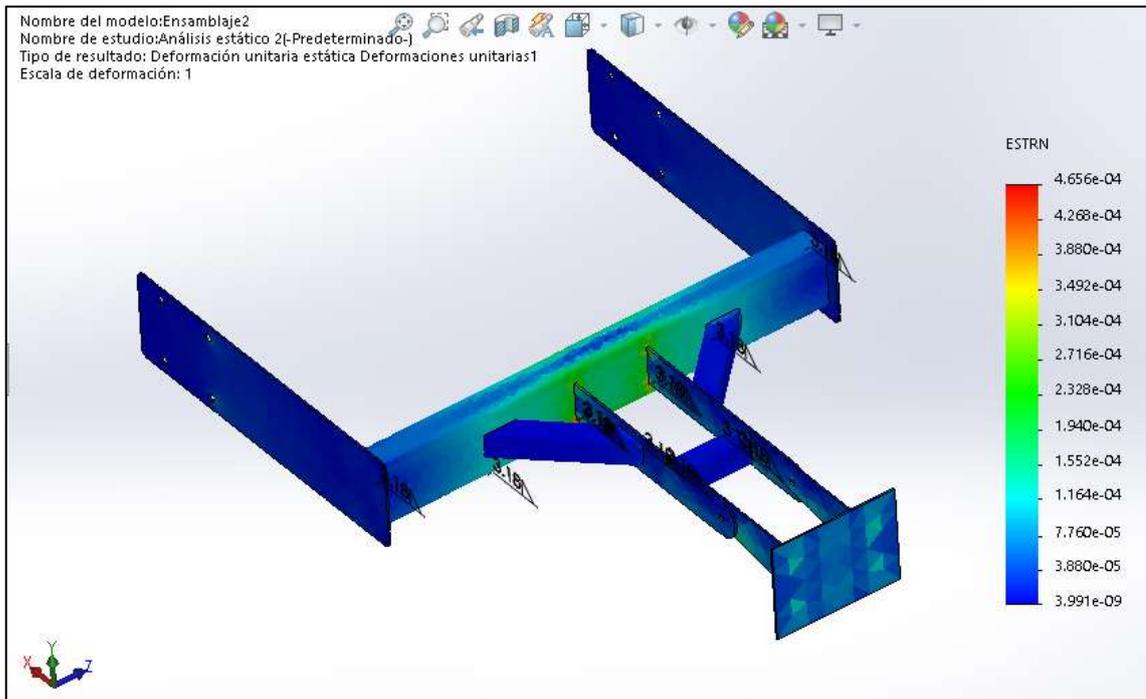


Figura 46-2: Deformaciones unitarias

Realizado por: Elaboración Propia

En este estudio se pudo denotar que la zona central de la estructura es la que mayores deformaciones presenta debido a que es quien recibe el empuje del motocultor. Al igual que las zonas empernadas registrar pequeños valores debido a que estos se encargan de conectar a la estructura con el tambor y aperos. Sin embargo, todas las deformaciones registradas son prácticamente despreciables por este motivo se considera aceptable el estudio.

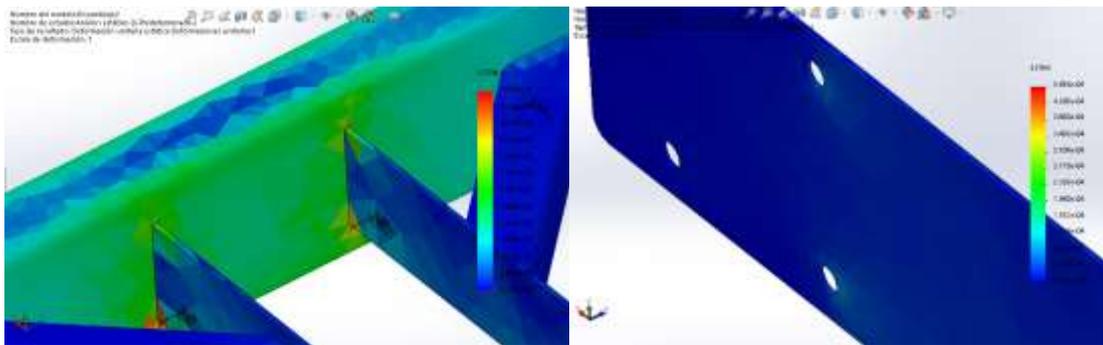


Figura 47-2: Zonas de mayor deformación unitaria

Realizado por: Elaboración Propia

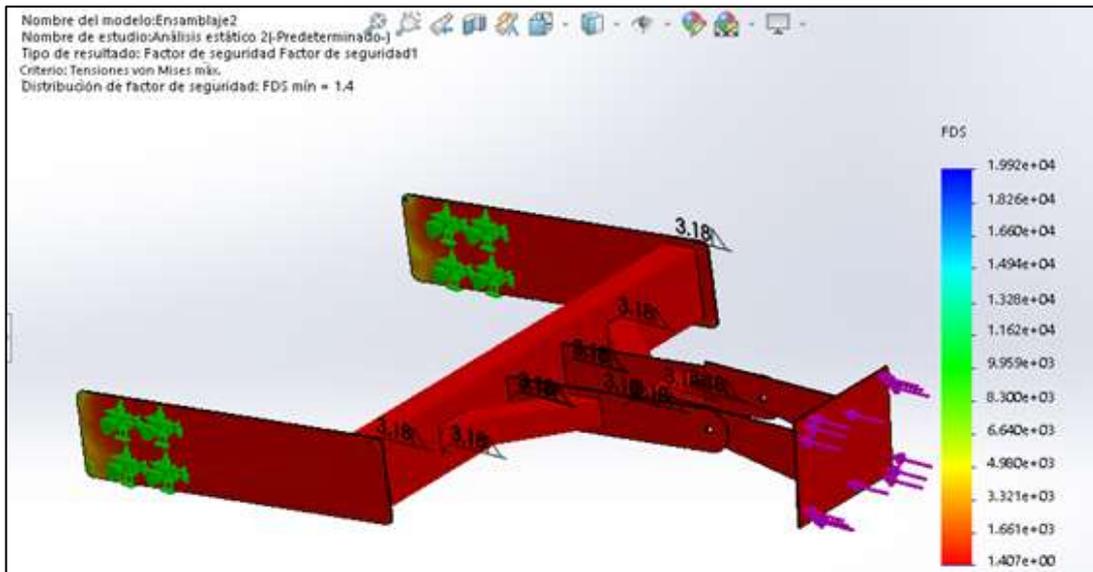


Figura 48-2: Zonas de mayor deformación unitaria

Realizado por: Elaboración Propia

Finalmente, en el estudio de análisis del factor de seguridad se ha empleado el criterio de Von Mises debido a que se analiza fluencia. Se denota que el componente casi en su totalidad presenta el valor mínimo de $FS = 1.4$ siendo únicamente los rigidizadores los que poseen un valor mayor. Al tener un valor superior a la unidad se puede establecer que las posibilidades de fallo son mínimas debido a que el esfuerzo de Von Mises es menor que el esfuerzo límite del material por lo que se acepta el estudio.

Analizando de forma conjunta los resultados de cada uno de los estudios se validan los espesores, longitudes, perfiles y materiales determinados en las secciones 2.2.3.2 y 2.2.3.3.

Validación de juntas soldadas

Para realizar este análisis se dibuja nuevamente cada uno de los componentes como una superficie (ver Figura 49-2) para poder simular las juntas soldadas.

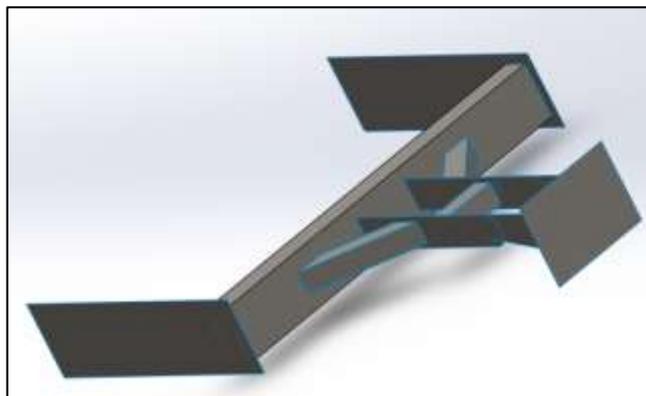


Figura 49-2: Geometría superficial

Realizado por: Elaboración Propia

A partir de esta geometría de superficies se definen las condiciones de borde como se muestran en la Figura 50-2, se asignan los espesores de las placas Figura 51-2 y se detalla la junta soldada considerando un electrodo E60XX de 3mm de garganta (ver Figura 52-2 y Figura 53-2).

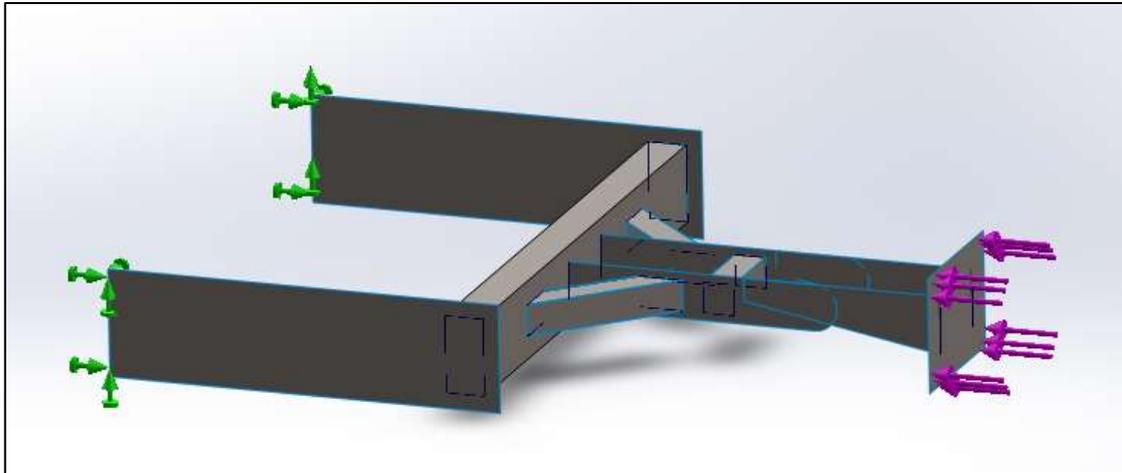


Figura 50-2: Condiciones de borde

Realizado por: Elaboración Propia

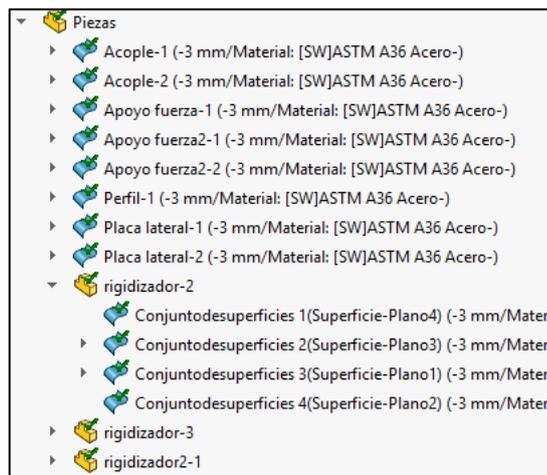


Figura 51-2: Definición de espesores

Realizado por: Elaboración Propia

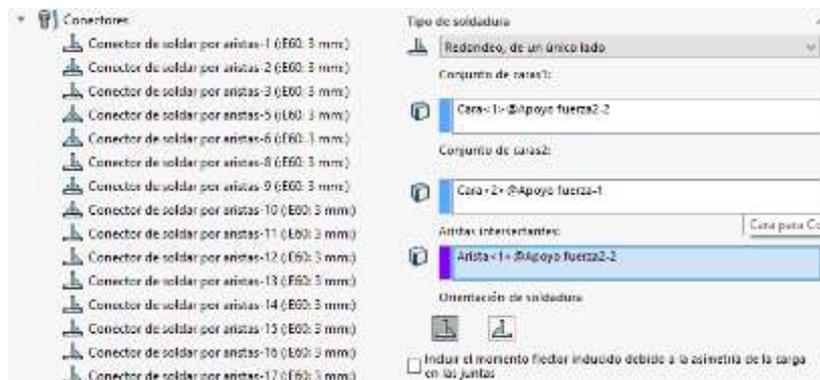


Figura 52-2: Detalles de la junta soldada

Realizado por: Elaboración Propia

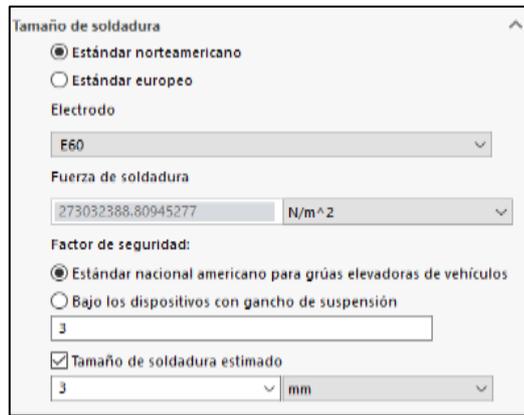


Figura 53-2: Detalles de la junta soldada 2
Realizado por: Elaboración Propia

Una vez establecidas estas consideraciones se realiza un mallado estándar debido a que no se tiene radios de acuerdo (ver Figura 54-2) y se obtiene la malla mostrada en la Figura 55-2.

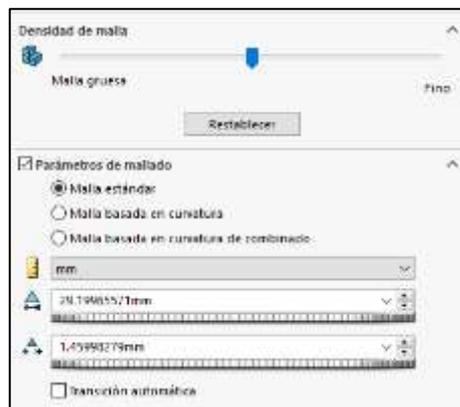


Figura 54-2: Detalles del mallado
Realizado por: Elaboración Propia

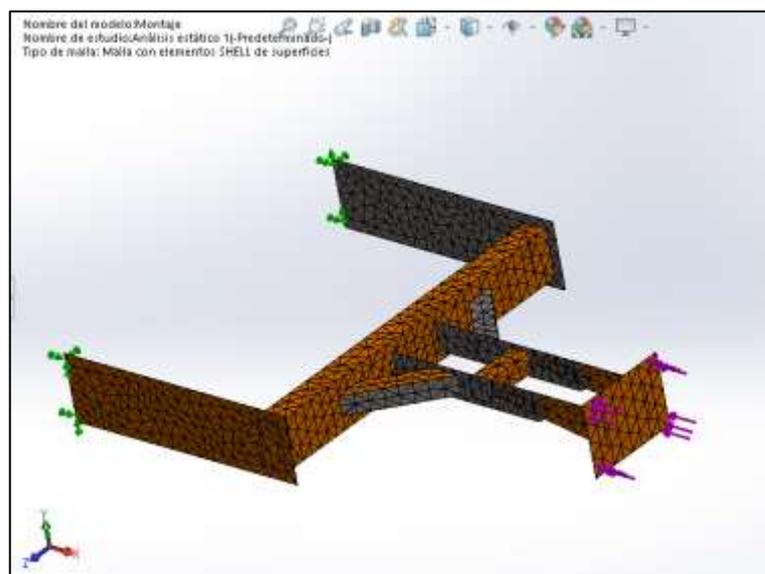


Figura 55-2: Mallado obtenido
Realizado por: Elaboración Propia

A partir del mallado se generan los estudios de: Esfuerzos de Von Mises (ver Figura 56-2), deformaciones unitarias (ver Figura 59-2) y factor de seguridad (ver Figura 61-2).

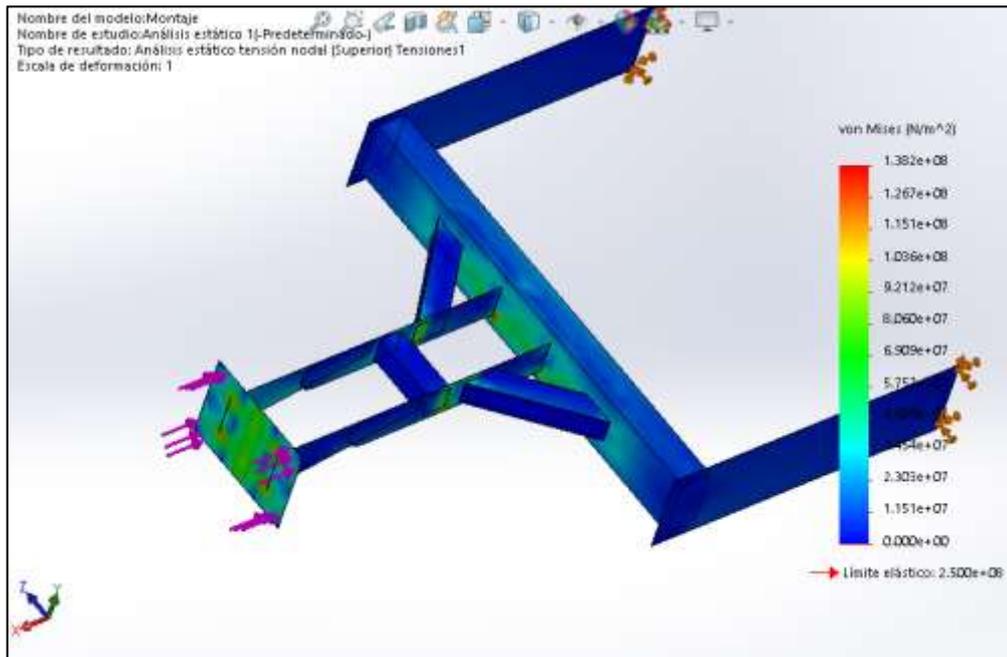


Figura 56-2: Resultado esfuerzos de Von Mises

Realizado por: Elaboración Propia

En este estudio se denota que el esfuerzo máximo generado es de 138,2 MPa y está localizado en los extremos de contacto entre el perfil de unión con las placas de acople (ver Figura 57-2) y en la unión con el motocultor (ver Figura 58-2). Además, se puede denotar que en los cordones de los rigidizadores y perfil de unión son los que mayor esfuerzo generan sobre el material, sin embargo, el valor máximo registrado es inferior al límite elástico del Acero A36 que es de 250 MPa, lo cual permite aceptar el estudio debido a que la estructura en su mayoría sufre mínimos esfuerzos

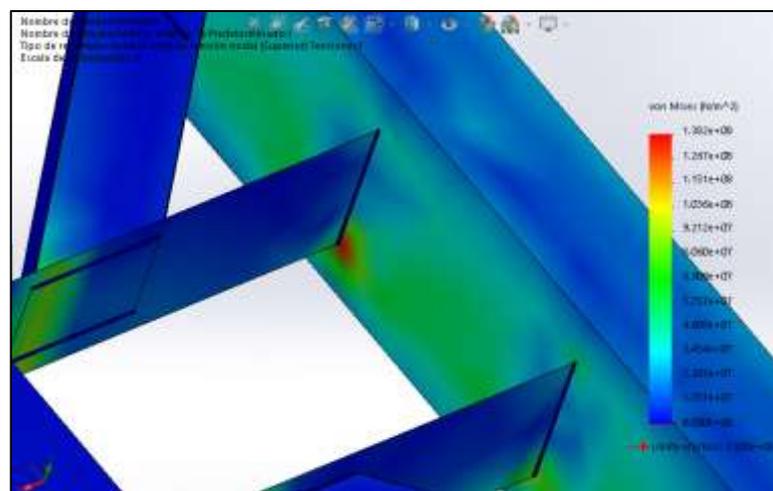


Figura 57-2: Esfuerzos en el perfil de unión

Realizado por: Elaboración Propia

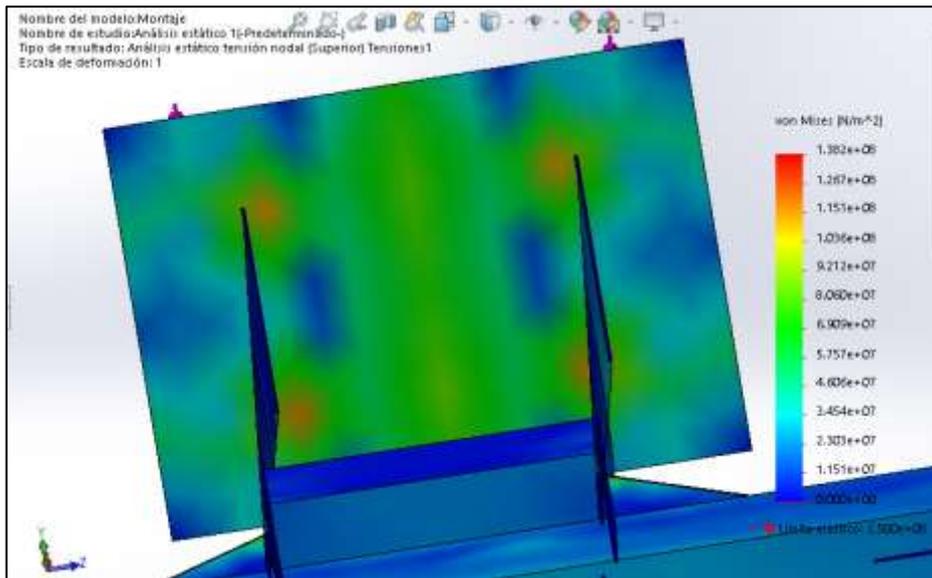


Figura 58-2: Esfuerzos en la base del motocultor

Realizado por: Elaboración Propia

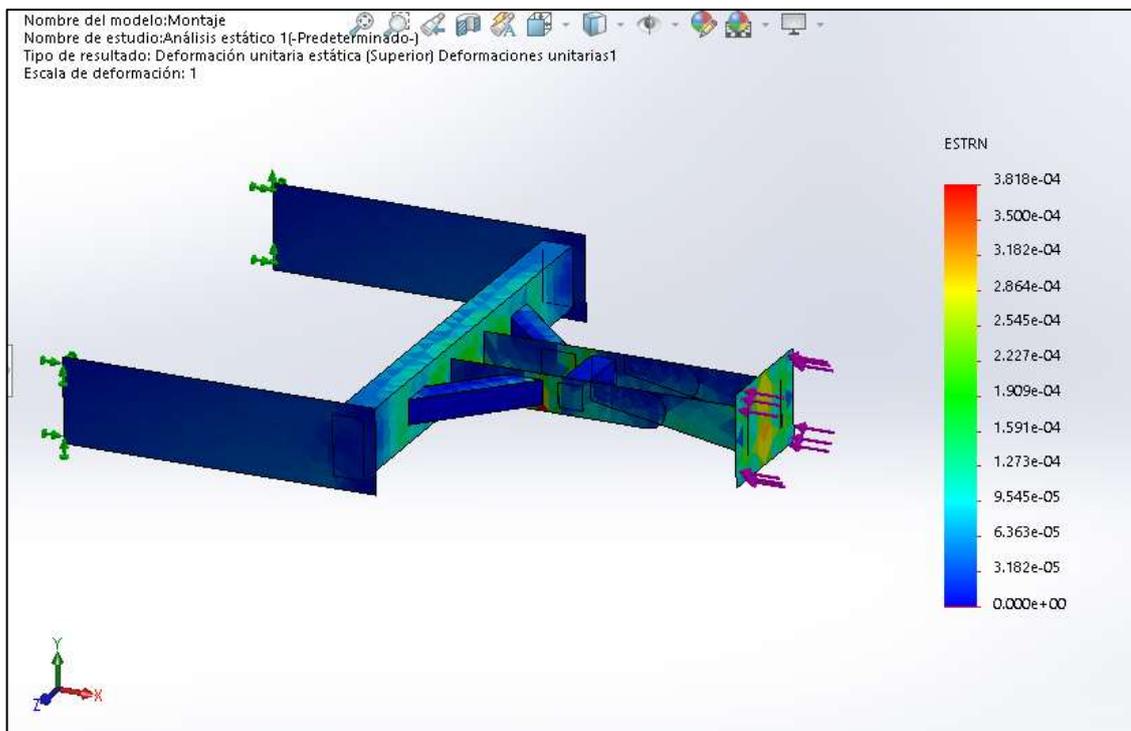


Figura 59-2: Resultado Deformaciones Unitarias

Realizado por: Elaboración Propia

En este estudio se denota que las zonas con mayor deformación unitaria se encuentran en las zonas de los cordones de unión de las barras de acoples y los rigidizadores (ver Figura 61-2). Sin embargo, el valor de la deformación unitaria máxima es muy pequeño por lo que se considera aceptable el estudio.

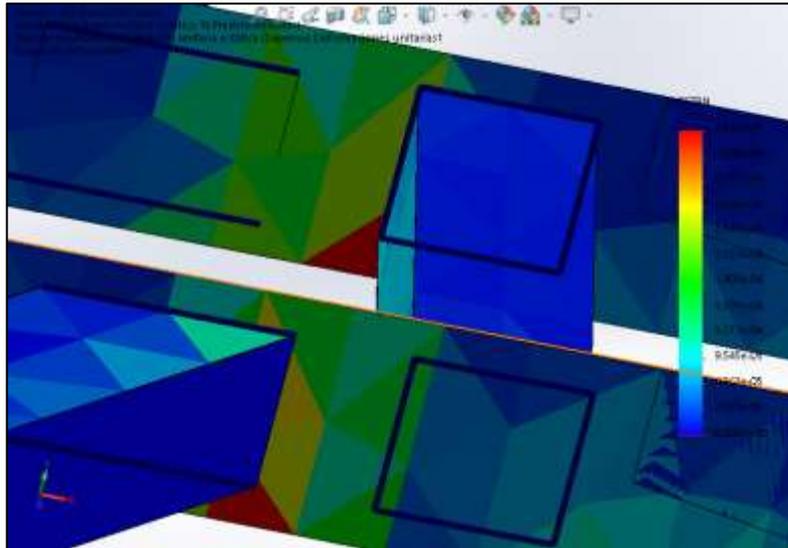


Figura 60-2: Deformaciones en las barras de acople
Realizado por: Elaboración Propia

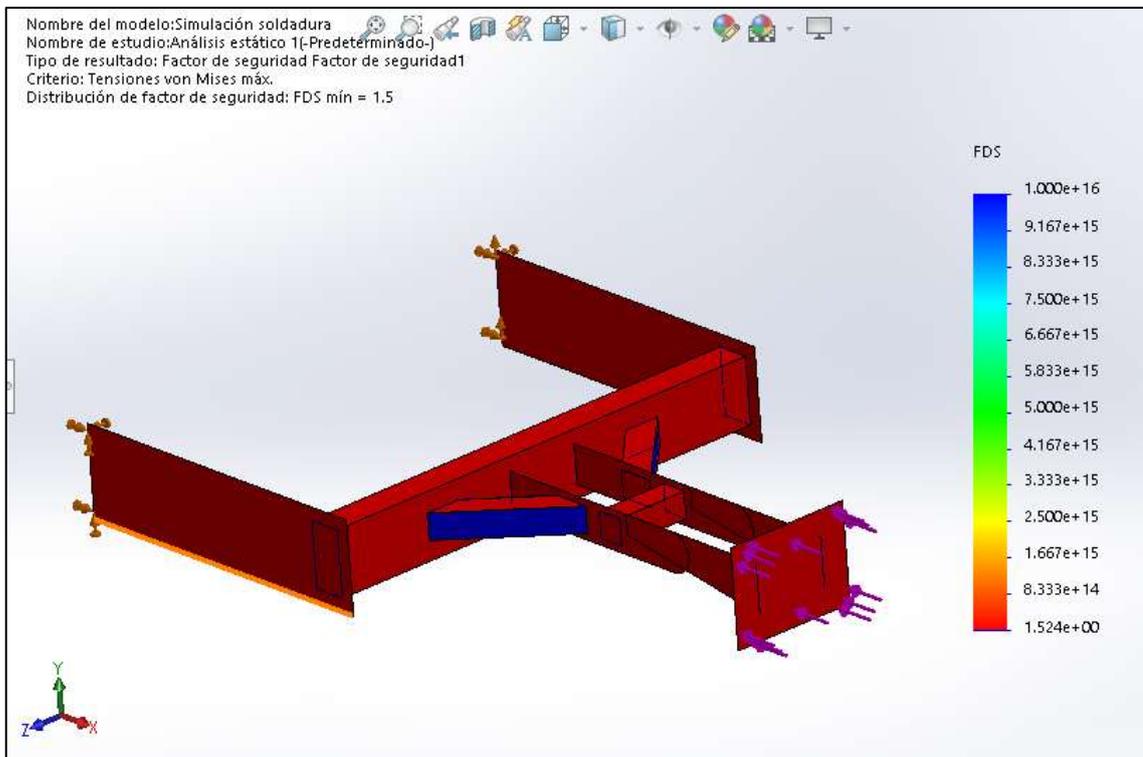


Figura 61-2: Resultados del Factor de Seguridad
Realizado por: Elaboración Propia

Finalmente, en el estudio de análisis del factor de seguridad se ha empleado el criterio de Von Mises debido a que se trata de materiales dúctiles. Se denota que el componente casi en su totalidad presenta el valor mínimo de $FS = 1,5$, siendo únicamente los rigidizadores los que poseen un valor mayor debido a que el programa no permite esta establecer juntas soldadas para esos extremos. De acuerdo con Autodesk (2015) para soldadura en T con carga de tracción el valor del factor de seguridad debe oscilar entre 1.5-2.2 por lo que se da por aceptado el estudio.

Analizando de forma conjunta los resultados de cada uno de los estudios se validan las juntas soldadas y gargantas determinadas en la sección 2.2.3.4.

Validación de juntas empernadas

Es recomendable para este análisis emplear los pernos del ToolBox de SolidWorks ya que las conexiones empernadas quedan automáticamente definidas (ver Figura 62-2).

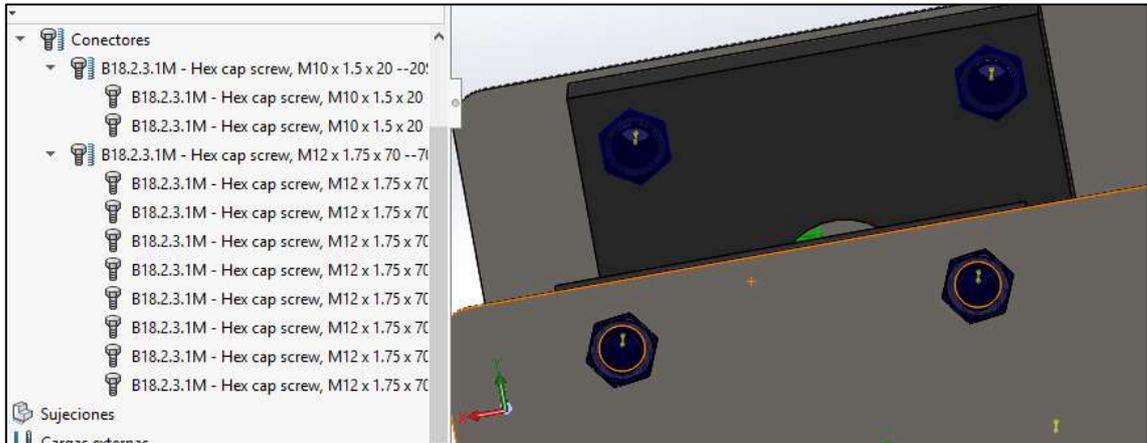


Figura 62-2: Conectores empernados SolidWorks

Realizado por: Elaboración Propia

A partir de estas conexiones se definen las condiciones de borde como se muestran en la Figura 63-2, se asignan las condiciones de contacto Figura 64-2 y el método a usar para simular Figura 65-2.

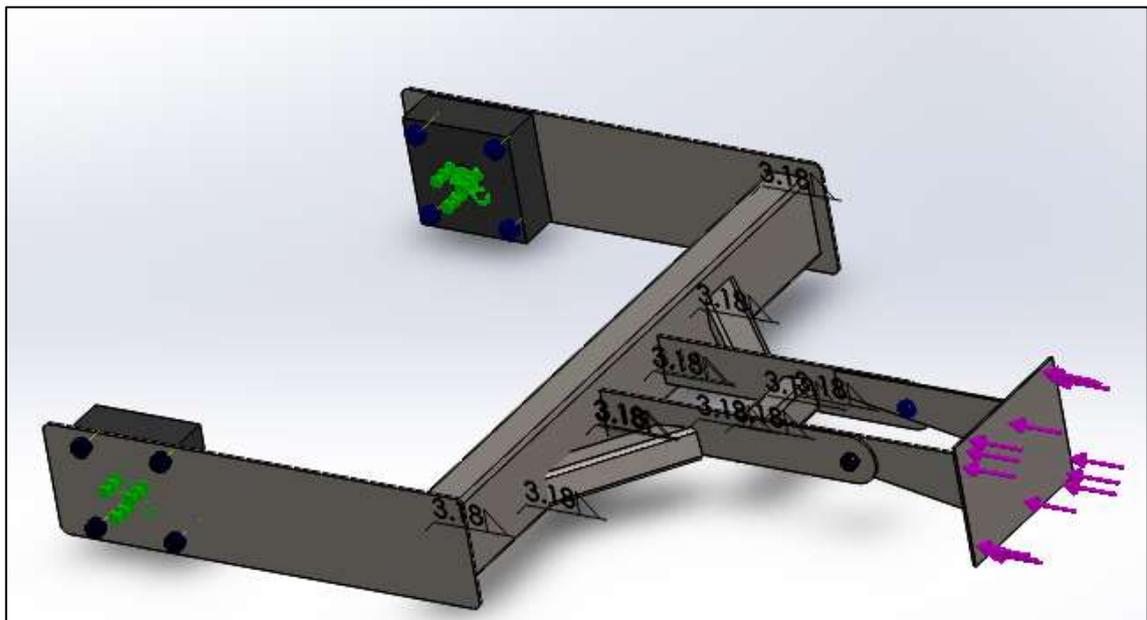


Figura 63-2: Condiciones de borde

Realizado por: Elaboración Propia

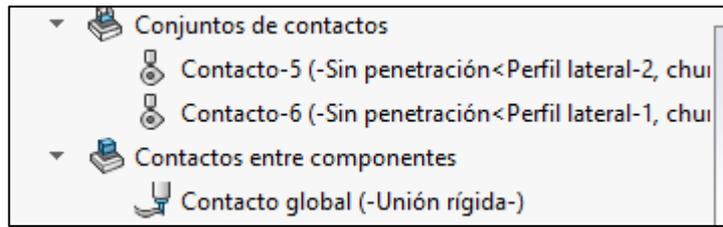


Figura 64-2: Definición de contactos

Realizado por: Elaboración Propia



Figura 65-2: Configuración para la solución

Realizado por: Elaboración Propia

Una vez establecidas estas consideraciones se realiza un mallado de curvatura debido a que se tiene radios de acuerdo (ver Figura 66-2) y se obtiene la malla mostrada en la Figura 67-2.

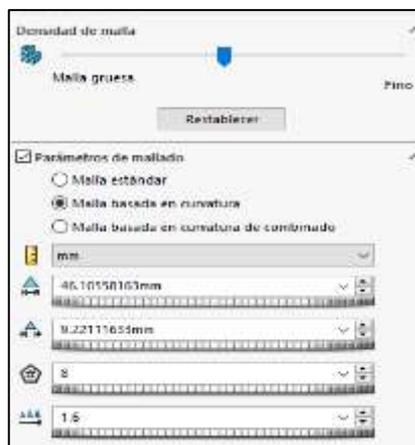


Figura 66-2: Detalles del mallado

Realizado por: Elaboración Propia

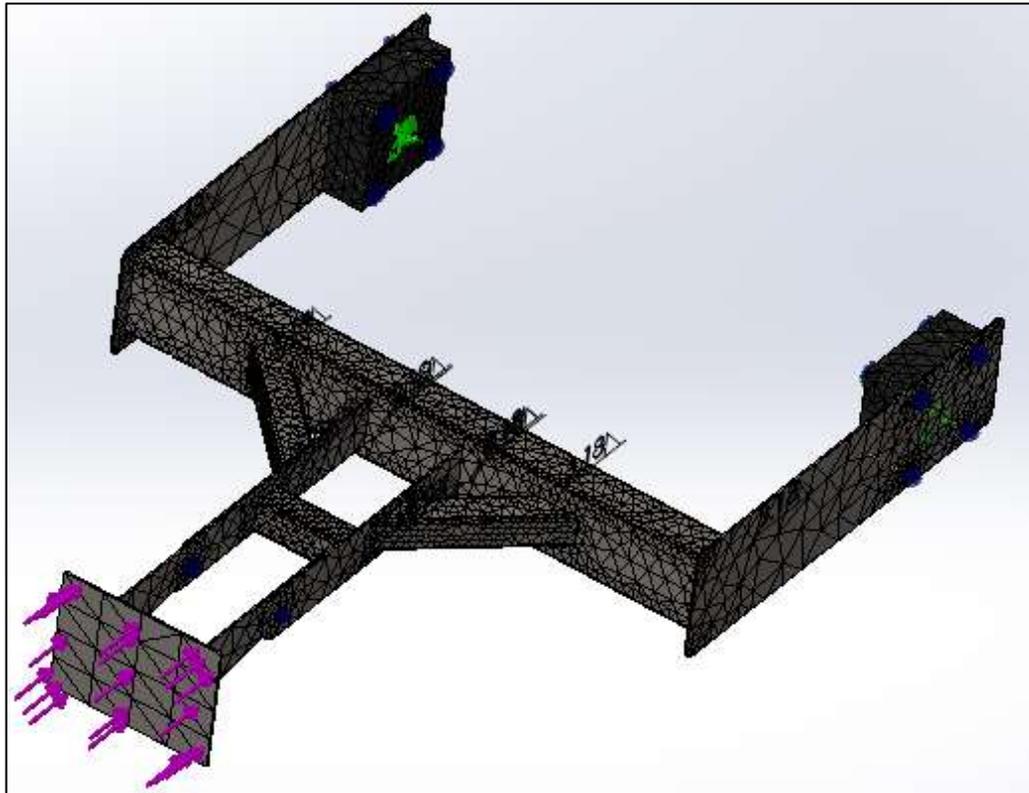


Figura 67-2: Mallado obtenido

Realizado por: Elaboración Propia

A partir del mallado se generan los estudios de: Esfuerzos de Von Mises (ver Figura 68-2), deformaciones unitarias (ver Figura 70-2) y factor de seguridad (ver Figura 72-2).

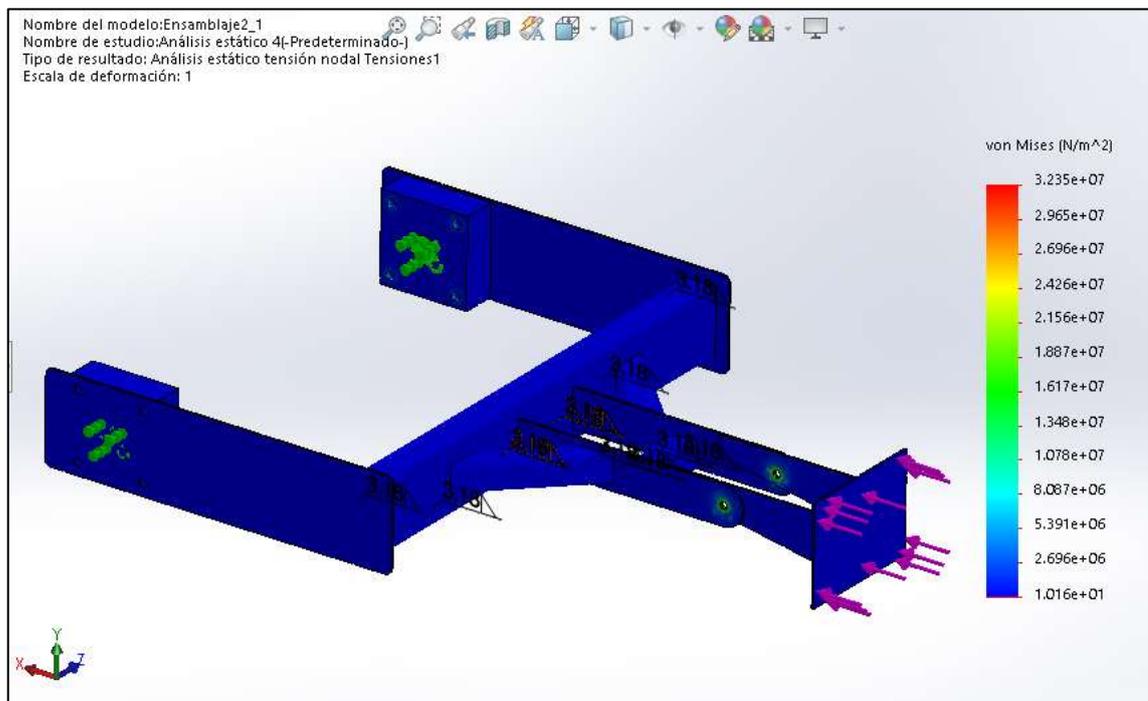


Figura 68-2: Resultado esfuerzos de Von Mises

Realizado por: Elaboración Propia

En este estudio de denota que el esfuerzo máximo generado es de 32,3 MPa y está localizado en los agujeros para los pernos de unión entre la barra de acople y el motocultor (ver Figura 69-2). El valor máximo registrado es inferior al límite elástico del Acero A36 que es de 250 MPa, lo cual permite aceptar el estudio debido a que la estructura en su mayoría sufre mínimos esfuerzos.

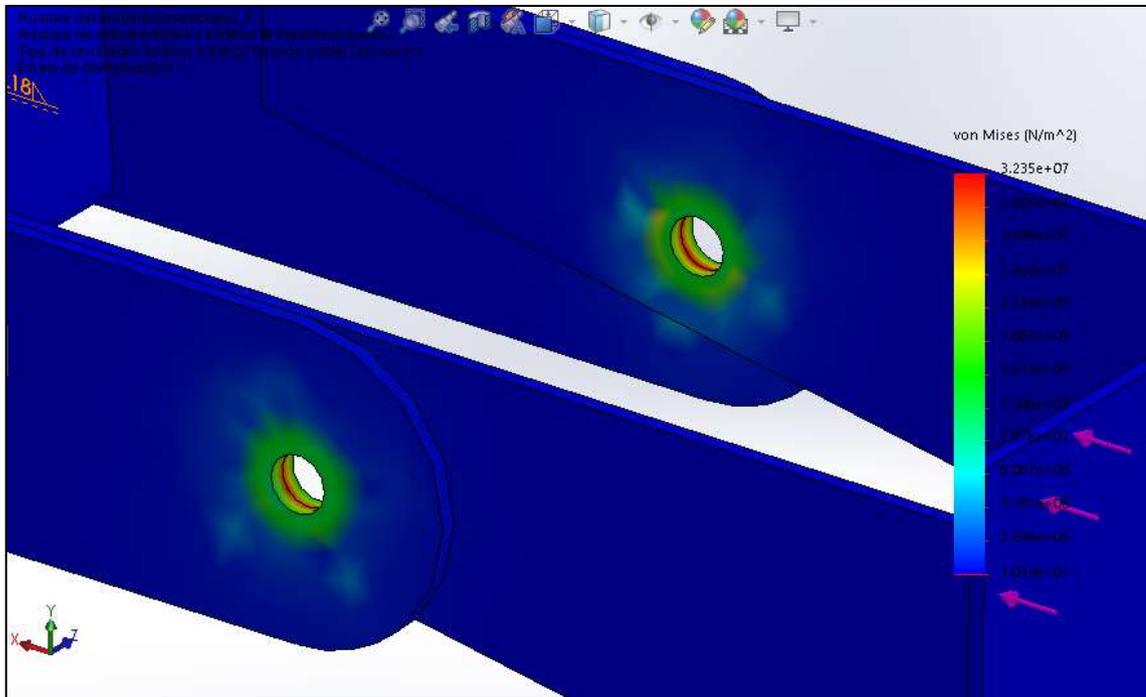


Figura 69-2: Esfuerzos en la barra de acople

Realizado por: Elaboración Propia

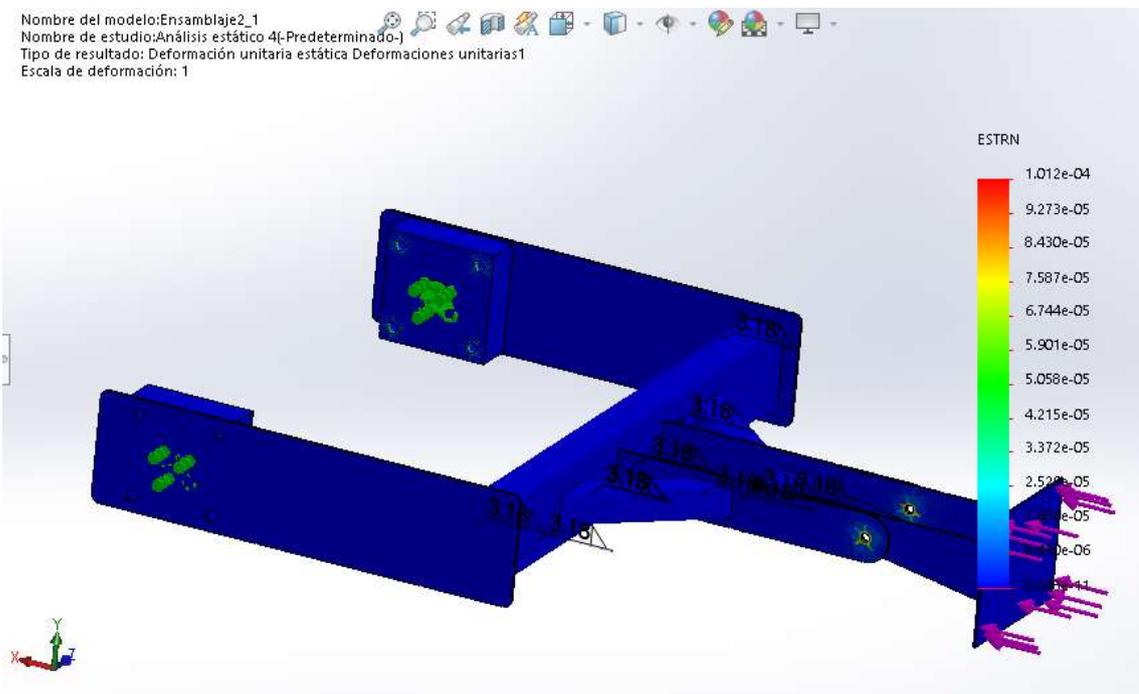


Figura 70-2: Resultado Deformaciones Unitarias

Realizado por: Elaboración Propia

En este estudio se denota que las zonas con mayor deformación unitaria se encuentran en los agujeros de las placas de acople con el motocultor (ver Figura 71-2). Sin embargo, el valor de la deformación unitaria máxima es muy pequeño por lo que se considera aceptable el estudio.



Figura 71-2: Deformaciones en las barras de acople
Realizado por: Elaboración Propia

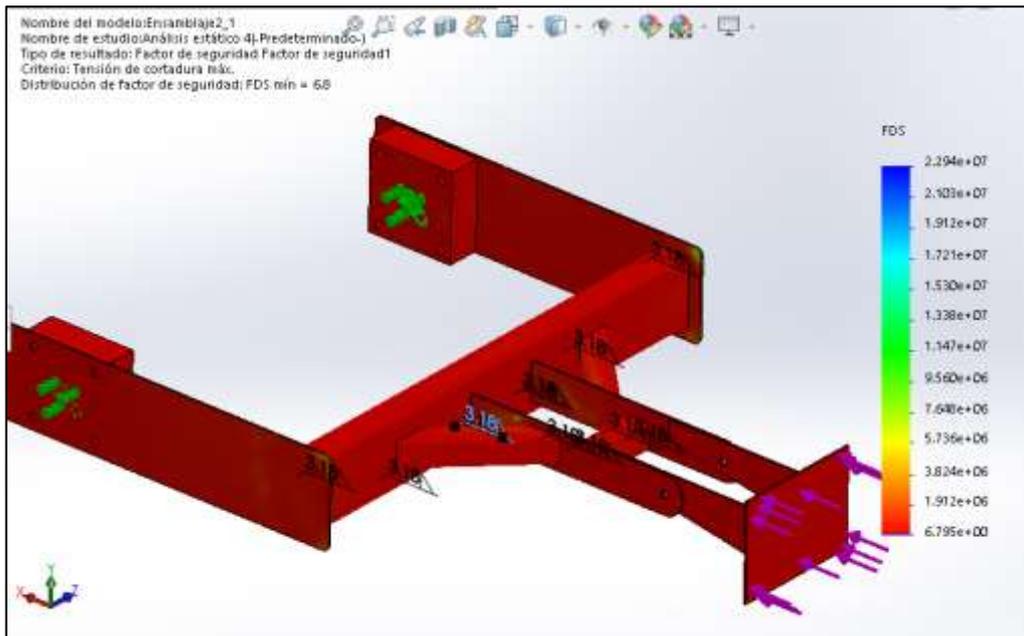


Figura 72-2: Esfuerzos en la base del motocultor
Realizado por: Elaboración Propia

Finalmente, en el estudio de análisis del factor de seguridad se ha empleado el criterio de Tresca debido a que en este caso las juntas empernadas trabajan a corte. Se denota que el componente casi en su totalidad presenta el valor mínimo de $FS = 6.8$ que acuerdo con EngineeringToolbox (2010) para juntas empernadas en estructuras el factor de seguridad debe oscilar entre 5-7 por lo que se da por aceptado el estudio.

Analizando de forma conjunta los resultados de cada uno de los estudios se validan las juntas empernadas y pernos determinados en la sección 2.2.3.82.2.3.4.

2.2.4.2. Simulación del cilindro, aperos y eje de soporte

Para poder validar cada uno de los componentes estructurales que componen el cilindro (ver Figura 24-2) se realiza una simulación de esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad en el programa SolidWorks mediante estudios estáticos. A continuación, se detalla cada uno de los casos analizados.

Validación del eje de soporte y selección espesor de la base circular

Para la simulación se realiza un estudio estático y se asigna como consideraciones (ver Figura 73-2): Contacto entre componentes tipo unión rígida para las superficies longitudinales y contacto de superficies sin penetración para las superficies transversales del eje y la base, para la base se ha sido considerado un espesor de 6 mm de Acero A36 como se puede ver en la Figura 74-2.

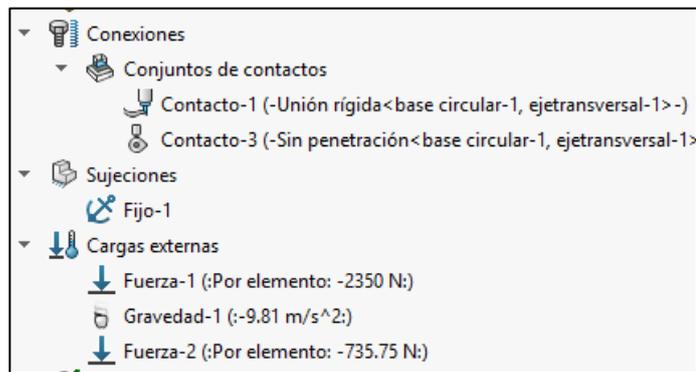


Figura 73-2: Consideraciones de borde

Realizado por: Elaboración Propia

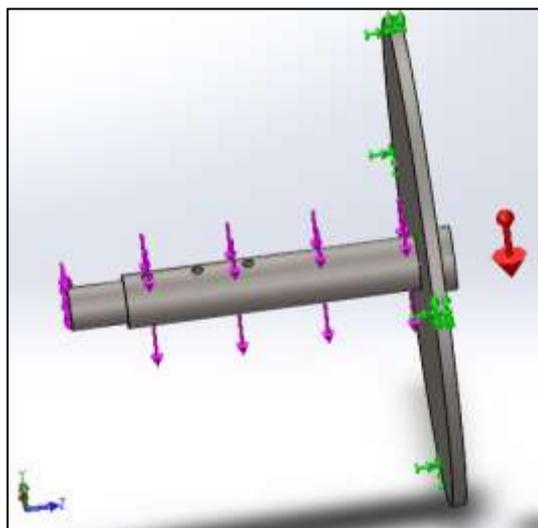


Figura 74-2: Fuerzas externas y fijaciones

Realizado por: Elaboración Propia

Posteriormente, se genera un mallado de curvatura (ver Figura 75-2) que se acopla de forma adecuada a los radios de curvatura de los hombros en el eje obteniendo el resultado mostrado en la Figura 76-2.



Figura 75-2: Consideraciones para el mallado

Realizado por: Elaboración Propia

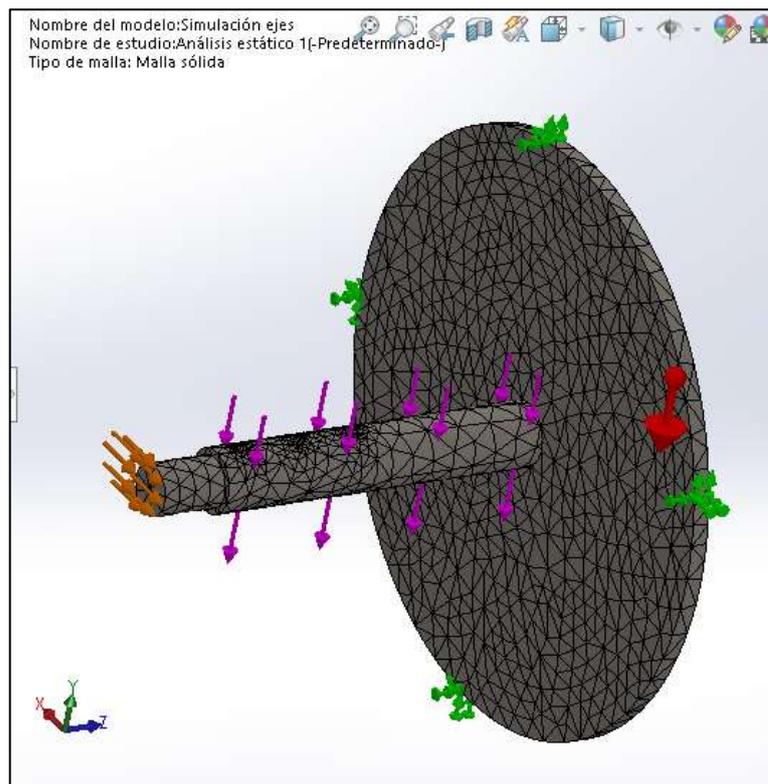


Figura 76-2: Mallado de la estructura

Realizado por: Elaboración Propia

Para finalmente ejecutar tres análisis: Tensiones de Von Mises (ver Figura 77-2), deformaciones (ver Figura 78-2) y factor de seguridad (Figura 79-2).

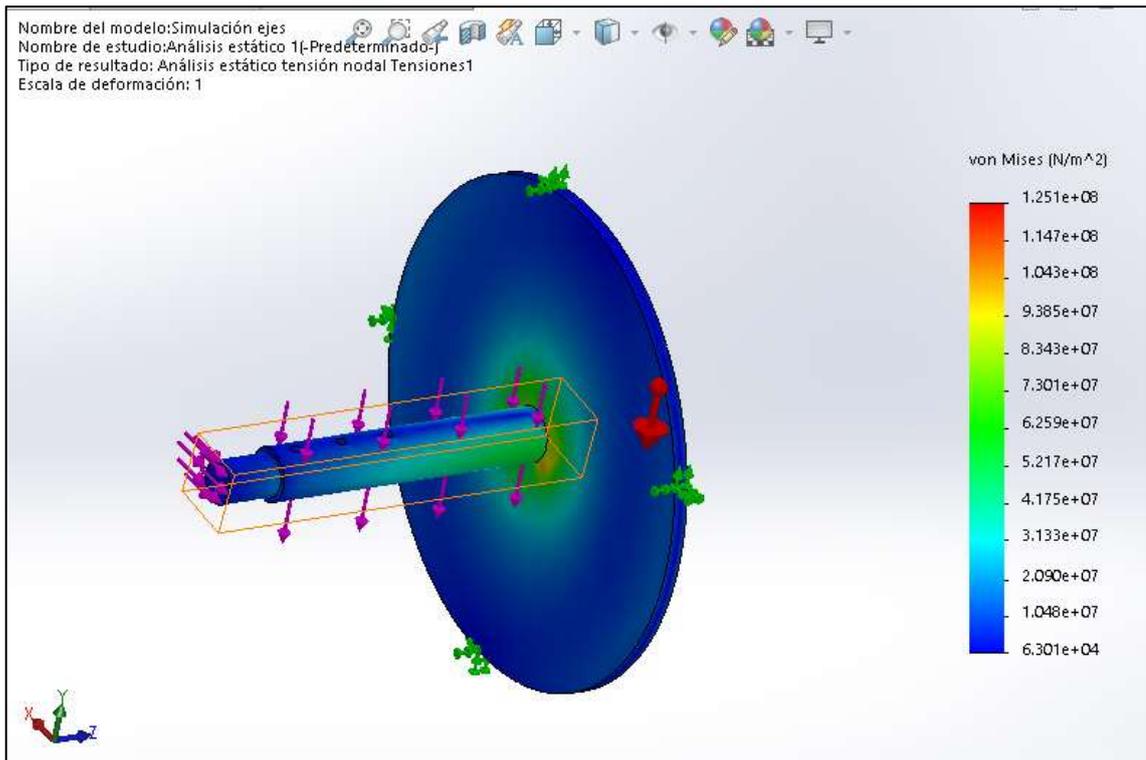


Figura 77-2: Tensiones de Von Mises

Realizado por: Elaboración Propia

En este estudio se denota que el esfuerzo máximo generado es de 125 MPa y está localizado en los extremos de unión entre el eje y el acople. El valor máximo registrado es inferior al límite elástico del Acero A36 que es de 250 MPa, motivo por el cual se considera al estudio como aceptable.

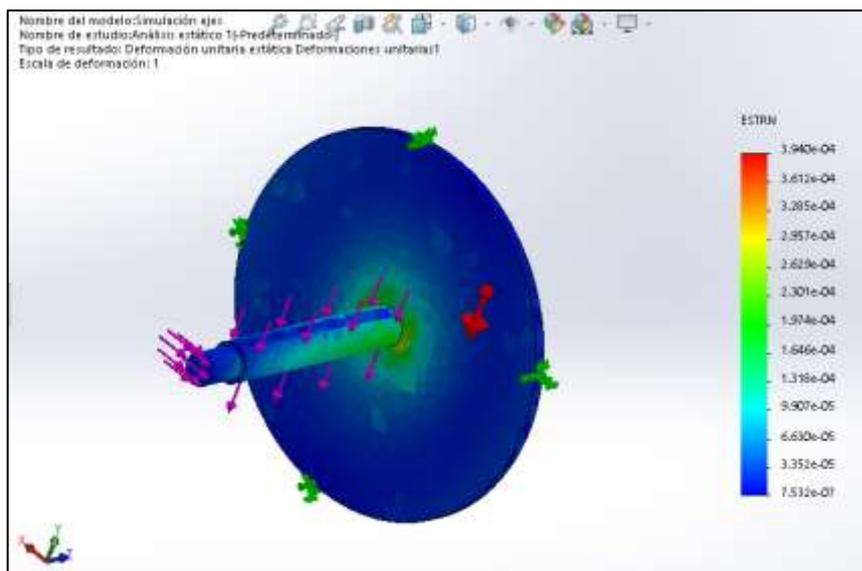


Figura 78-2: Deformaciones unitarias

Realizado por: Elaboración Propia

En este estudio se pudo denotar que la zona central de la estructura de unión entre base y eje es la que mayor deformación unitaria posee. Además, se denota que a lo largo del eje se generan deformaciones debido a los efectos de flexión. Sin embargo, todas las deformaciones registradas son prácticamente despreciables por este motivo se considera aceptable el estudio.

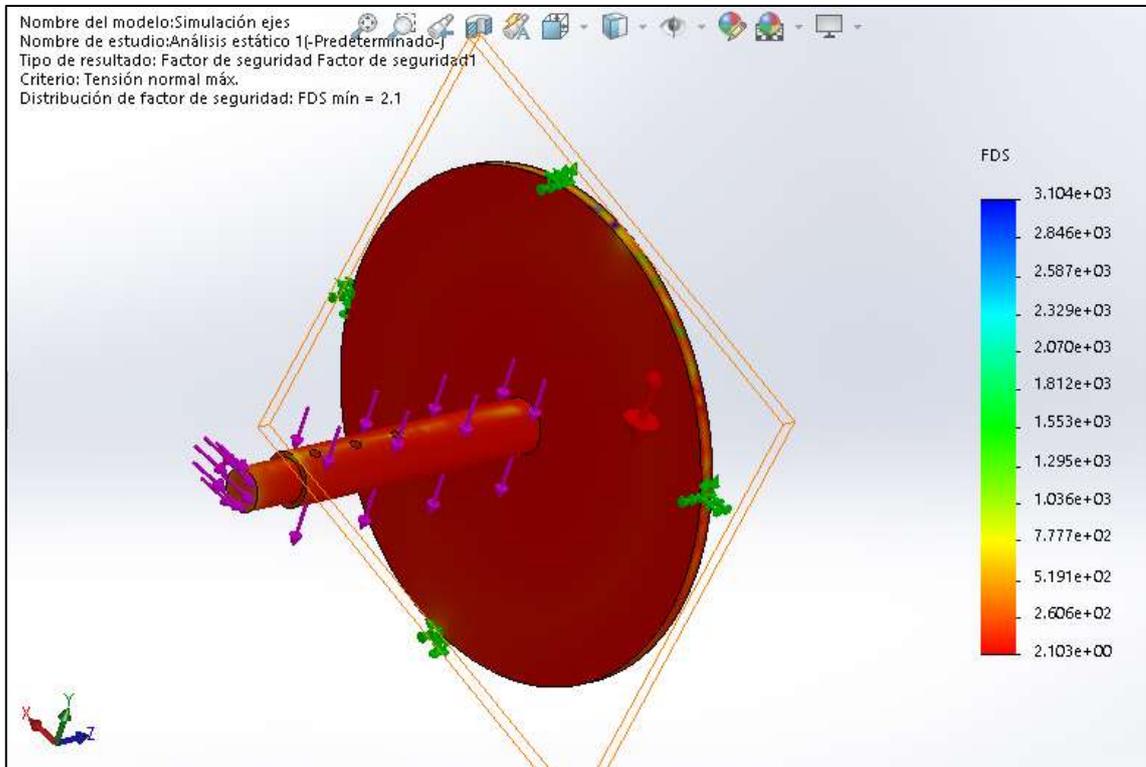


Figura 79-2: Factor de seguridad

Realizado por: Elaboración Propia

Finalmente, en el estudio de análisis del factor de seguridad se ha empleado el criterio de Von Mises debido a que se analiza fluencia. Se denota que el componente casi en su totalidad presenta el valor mínimo de $FS = 2.1$. Este valor se lo considera aceptable debido a que Budynas (2008) sugiere que los ejes deben diseñarse con un factor de seguridad igual o mayor que dos.

Analizando de forma conjunta los resultados de cada uno de los estudios se validan las dimensiones del eje determinadas en la sección 2.2.3.5 y se define que la base circular debe tener un espesor de 6 mm.

Selección del espesor del apero

Es el elemento encargado de realizar el engarzado. Para su construcción se establece emplear Acero A36 de 10 mm de espesor y 3 in de alto de acuerdo a la sugerencia de EarthTools (2020). Para validar la selección se realiza la simulación de un estudio estático y se asigna como consideraciones lo mostrado en la Figura 80-2 y Figura 81-2

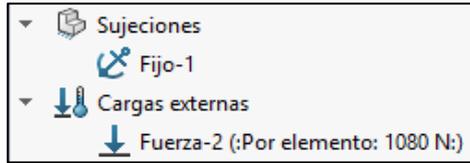


Figura 80-2: Consideraciones de borde

Realizado por: Elaboración Propia

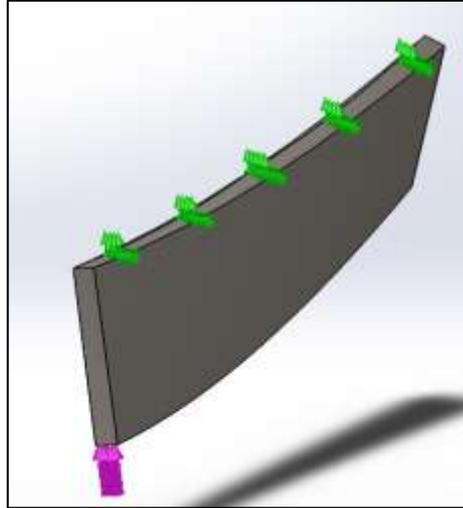


Figura 81-2: Fuerzas externas y fijaciones

Realizado por: Elaboración Propia

Posteriormente, se genera un mallado de curvatura debido a la geometría del apero y se obtiene el modelo mostrado en la Figura 82-2.

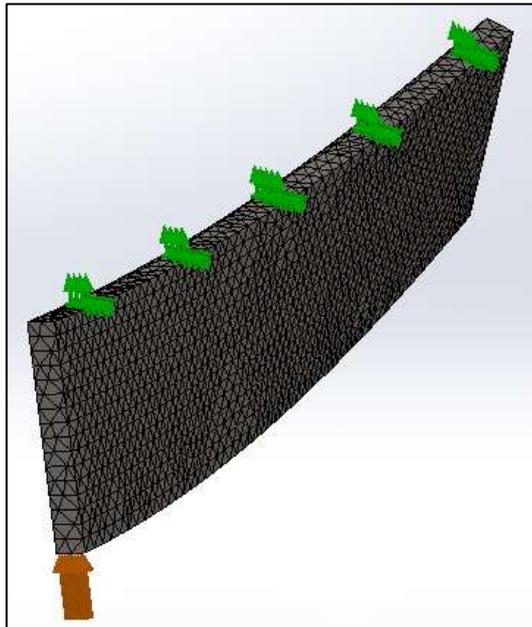


Figura 82-2: Mallado de la estructura

Realizado por: Elaboración Propia

Para finalmente ejecutar tres análisis: Tensiones de Von Mises (ver Figura 83-2), deformaciones (ver Figura 83-2) y factor de seguridad (Figura 84-2).

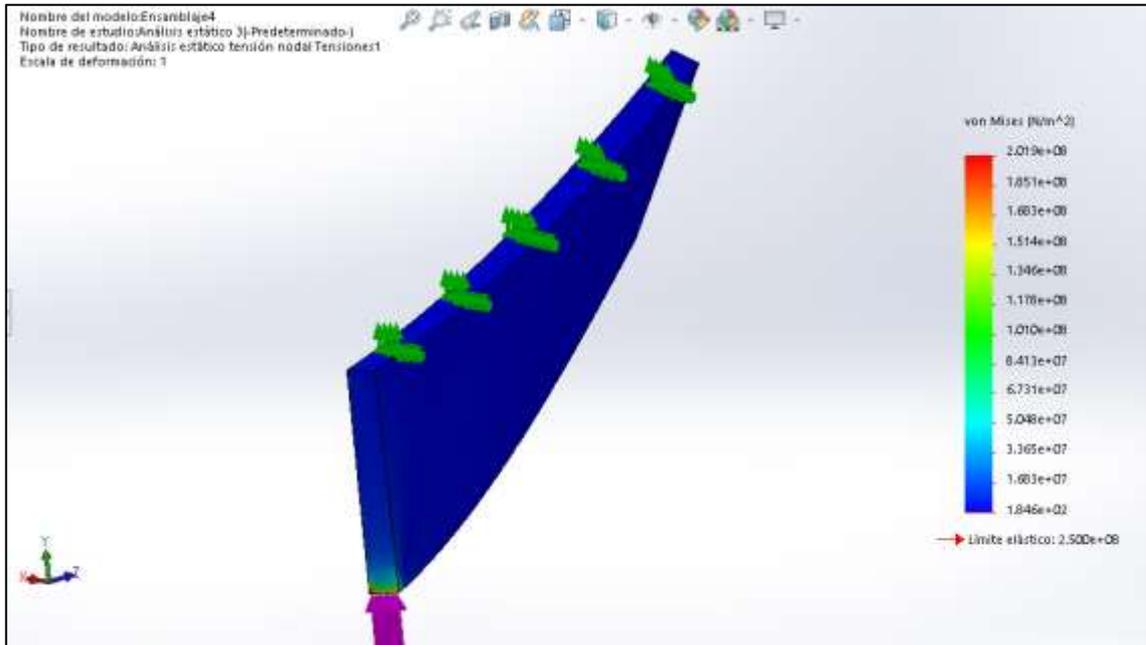


Figura 83-2: Tensiones de Von Mises

Realizado por: Elaboración Propia

En este estudio se denota que el esfuerzo máximo generado es de 201 MPa y está localizado en el punto de aplicación de la fuerza. Sin embargo, este valor es inferior al límite elástico del Acero A36 que es de 250 MPa, motivo por el cual se considera al estudio como aceptable.

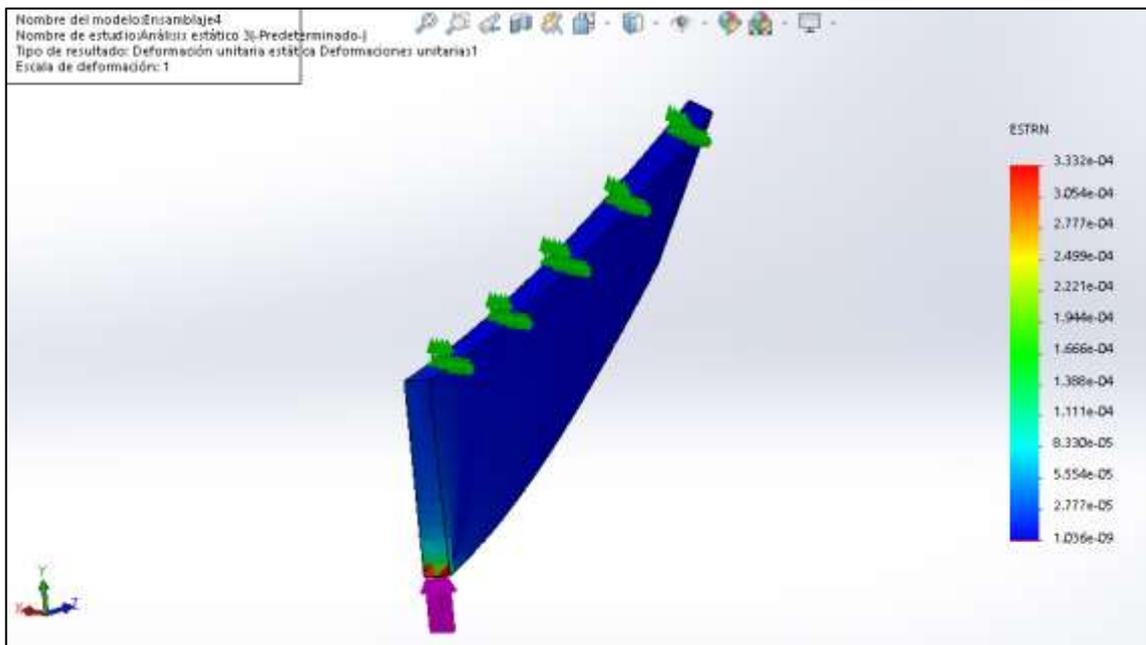


Figura 84-2: Deformaciones unitarias

Realizado por: Elaboración Propia

En este estudio se puede denotar que la zona de aplicación de la fuerza es la de mayor deformación unitaria. Sin embargo, todas las deformaciones registradas son prácticamente despreciables por este motivo se considera aceptable el estudio.

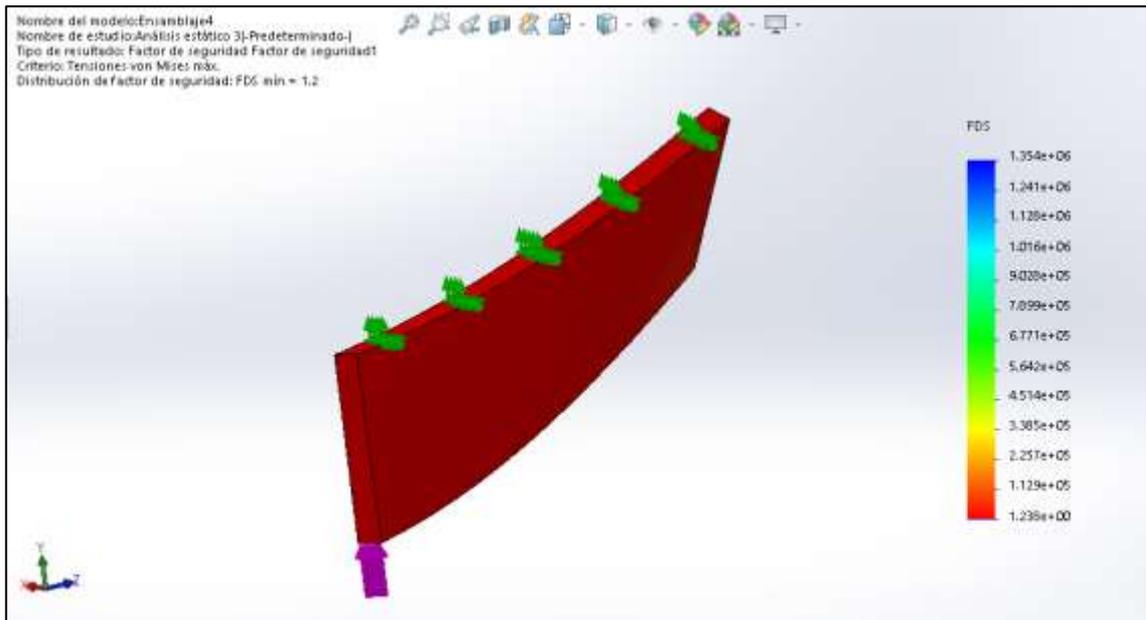


Figura 85-2: Factor de seguridad

Realizado por: Elaboración Propia

Finalmente, en el estudio de análisis del factor de seguridad se ha empleado el criterio de Von Mises debido a que se analiza fluencia. Se denota que el componente casi en su totalidad presenta el valor mínimo de $FS = 1.2$. El autor Castillo (2018) sugiere que se considera como aceptable un factor de seguridad de 1.2 en el diseño de aperos agrícolas.

Analizando de forma conjunta los resultados de cada uno de los estudios se valida el material y espesor seleccionado para el apero engarzador

Selección del espesor cilindro

Es el elemento encargado de alojar a los aperos para el engarzado. Para su construcción se emplea Acero A36 de 6 mm de espesor de acuerdo a la sugerencia de EarthTools (2020). Para validar la selección se realiza la simulación de un estudio estático y se asigna como consideraciones lo mostrado en la Figura 86-2 y Figura 87-2

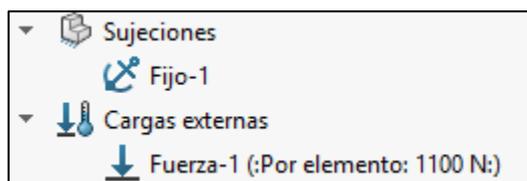


Figura 86-2: Consideraciones de borde

Realizado por: Elaboración Propia

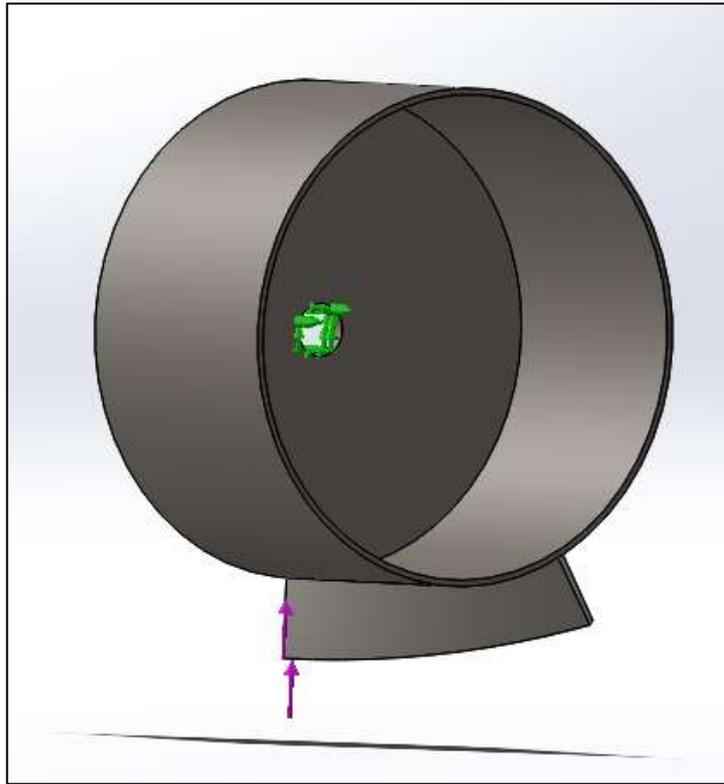


Figura 87-2: Fuerzas externas y fijaciones

Realizado por: Elaboración Propia

Posteriormente, se genera un Trazado de calidad de malla (ver Figura 88-2) debido a la geometría del cilindro-apero y se obtiene el modelo mostrado en la Figura 89-2.

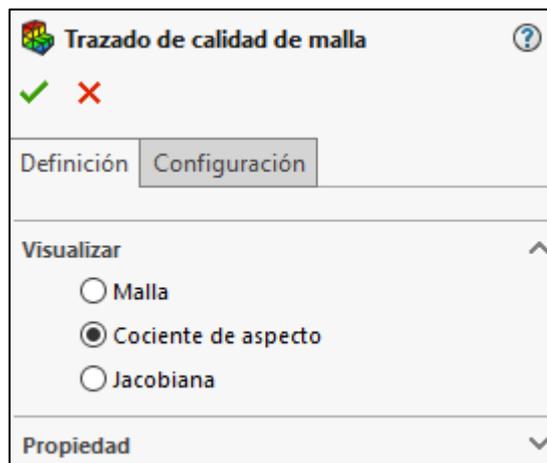


Figura 88-2: Mallado de la estructura

Realizado por: Elaboración Propia

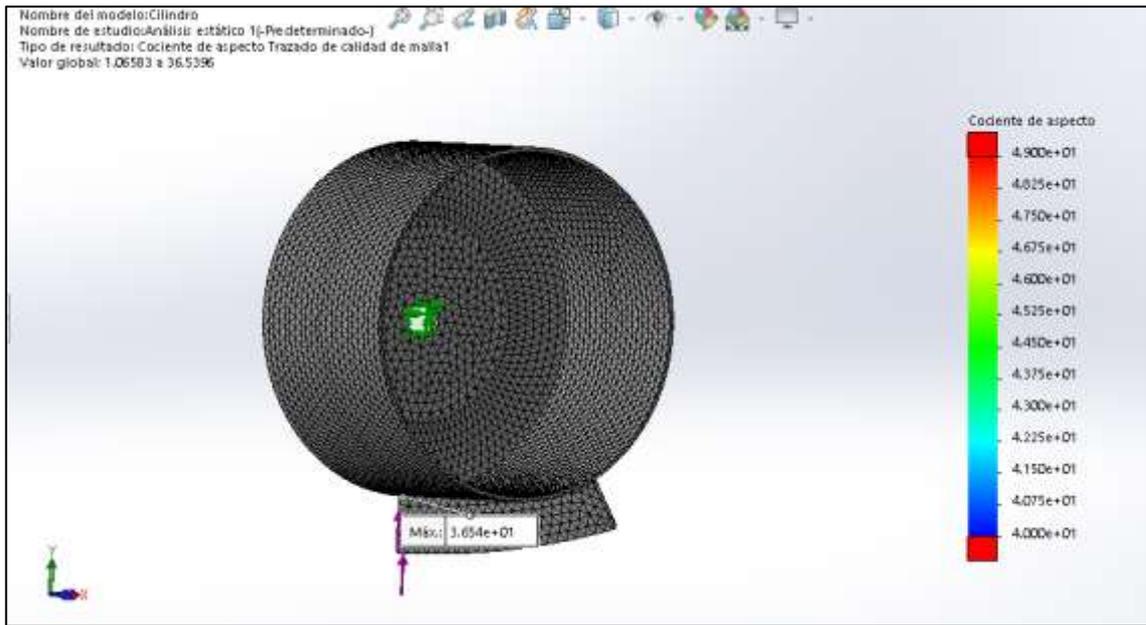


Figura 89-2: Mallado de la estructura

Realizado por: Elaboración Propia

Para finalmente ejecutar tres análisis: Tensiones de Von Mises (ver Figura 90-2), deformaciones (ver Figura 92-2) y factor de seguridad (Figura 93-2).

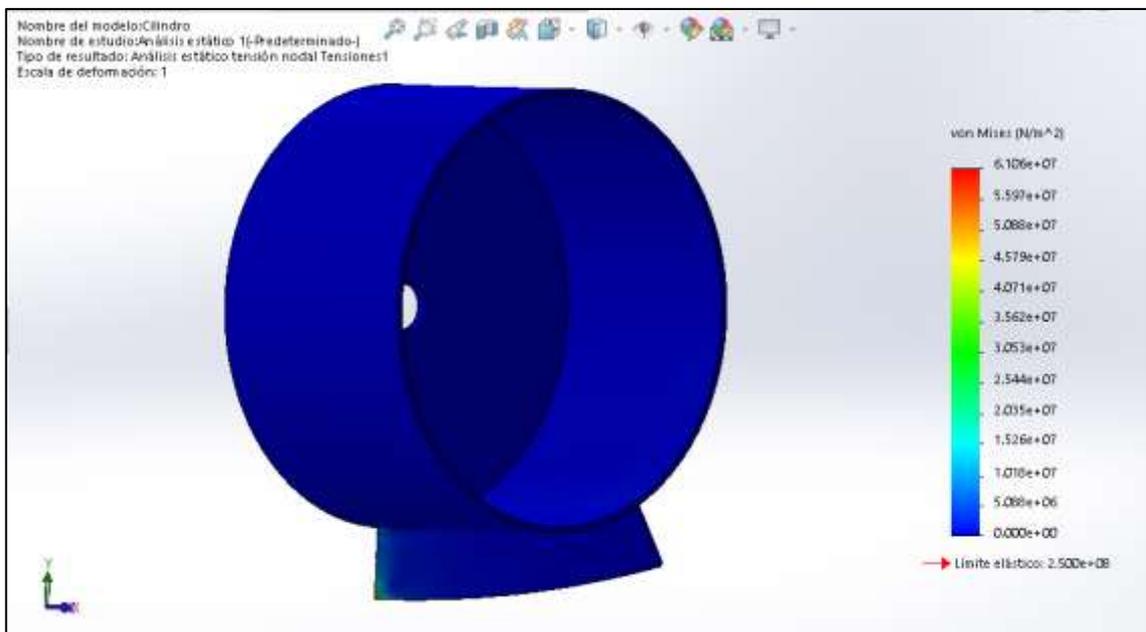


Figura 90-2: Tensiones de Von Mises

Realizado por: Elaboración Propia

En este estudio se denota que el esfuerzo máximo generado es de 61 MPa y está localizado en el punto de aplicación de la fuerza (ver Figura 91-2). Sin embargo, este valor es inferior al límite elástico del Acero A36 que es de 250 MPa, motivo por el cual se considera al estudio como aceptable.

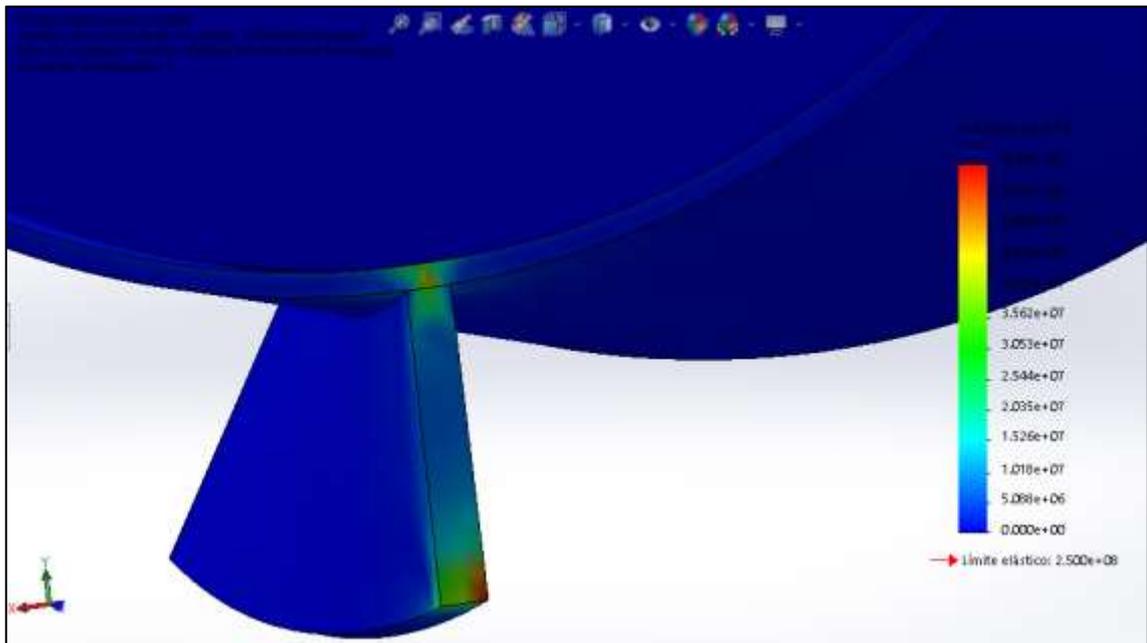


Figura 91-2: Tensiones de Von Mises en el punto crítico
Realizado por: Elaboración Propia

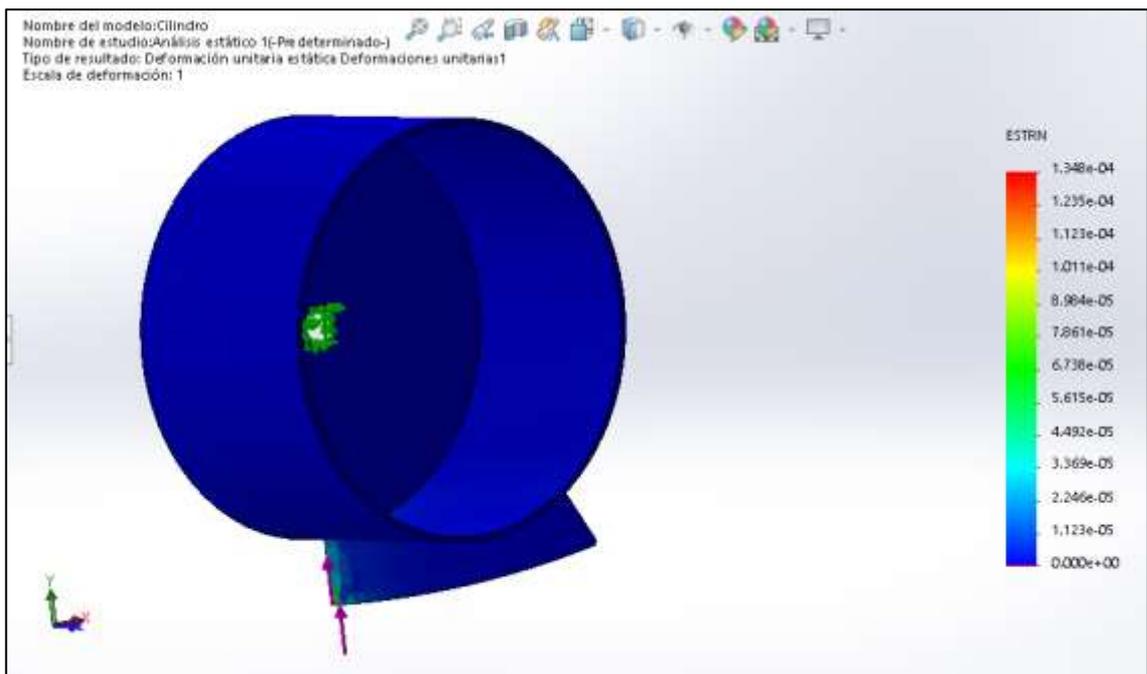


Figura 92-2: Deformaciones unitarias
Realizado por: Elaboración Propia

En este estudio se pudo denotar que la zona de aplicación de la fuerza es la de mayor deformación unitaria. Sin embargo, todas las deformaciones registradas son prácticamente despreciables por este motivo se considera aceptable el estudio.

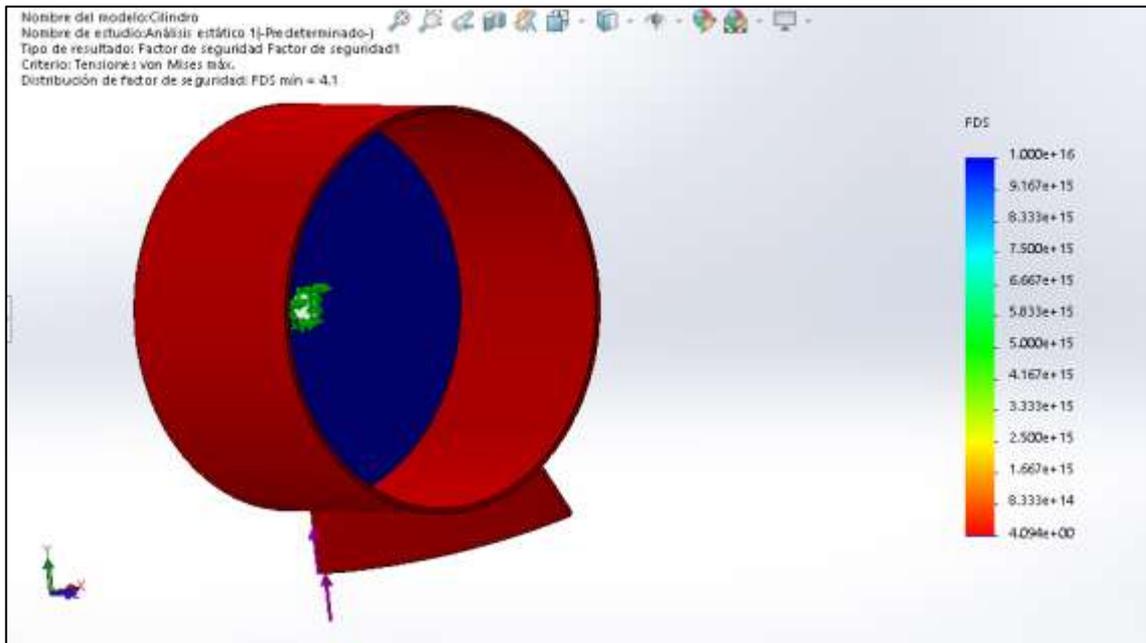


Figura 93-2: Factor de seguridad

Realizado por: Elaboración Propia

Finalmente, en el estudio de análisis del factor de seguridad se ha empleado el criterio de Von Mises debido a que se analiza fluencia. Se denota que el componente casi en su totalidad presenta el valor mínimo de $FS = 4.1$. Este valor es mucho mayor que la unidad por este motivo se considera aceptable el estudio. Analizando de forma conjunta los resultados de cada uno de los estudios se valida el material y espesor seleccionado para el cilindro.

Para finalizar este capítulo se realizan los planos de conjunto y de taller que permiten representar la máquina y sus dimensiones. Para el presente proyecto se han obtenido: 1 plano de conjunto, 2 planos de subconjunto y 10 planos de taller (ver ANEXO II), a partir de los cuales se puede llevar a cabo la construcción y montaje.

3. GESTIÓN DEL PROYECTO

En esta sección se hace referencia a todos los recursos materiales, de tiempo y económicos que serán empleados en el presente proyecto.

3.1. Análisis de Costos

En el desarrollo de cualquier proyecto realizar un análisis de costos es un factor de gran importancia para conocer la viabilidad del mismo.

En la presente sección se detallan los costos asociados a cada uno de las partes de los módulos propuestos y se considerarán tres tipos de costos: costos de elementos normalizados, costo de material y costos de fabricación referenciados de Nájera & Martínez (2020) (ver Tabla 1-3 hasta Tabla 4-3).

Tabla 1-3: Costos elementos normalizados

Elemento	Especificación	Cantidad (u)	C. unitario (\$/u)	Costo total (\$)
Chumacera 40 mm	F4BC 40M-TPSS	2	35,00	70,00
Perno M12x40	ISO 898-1	8	0,21	1,68
Perno M10x90	ISO 898-1	2	0,67	1,34
Tuerca M10	ISO 4032	2	0,15	0,30
Tuerca M12	ISO 4033	8	0,19	1,52
Total				74,84

Realizado por: Elaboración propia

Tabla 2-3: Costos de material

Elemento	Material	Descripción	Cantidad	Cantidad (kg)	Costo unitario (\$/kg)	Costo total (\$)
Perfil acople	Acero A36	Plancha 350 x 60 x 3	2 u	0,51	1,57	1,60
Perfil Lateral	Acero A36	Plancha 504 x 140 x 3	2 u	1,77	1,57	5,56
Perfil base	Acero A36	Perfil Rectangular 100 x 50 x 730 x 3	1 u	4,95	1,57	7,77
Rigidizador 1	Acero A36	Perfil Cuadrado 40 x 40 x 210 x 3	2 u	0,6	1,57	0,94
Rigidizador 2.	Acero A36	Perfil Cuadrado 40 x 40 x 115 x 3	1 u	0,4	1,57	0,63
Eje soporte	AISI 4340	Ø 2 pulg; L=380	2 u	5,24	3,89	40,68
Eje seguro	AISI 1018	Ø 3 pulg; L=50	2 u	1,8	1,53	5,51
Base circular	Acero A36	Ø 18 pulg; e = 12	2 u	16,17	1,57	50,77
Placa Cilindro	Acero A36	Plancha 1400 x 540 x 6	1 u	37	1,57	56,61
Apero	Acero A36	Plancha 320 x 80 x 10	20 u	2	1,57	62,8
Total						232,87

Realizado por: Elaboración propia

Tabla 3-3: Costos de fabricación placas

Elemento	Proceso								Costo total (\$)
	Soldadura		Corte		Taladrado		Dobladora		
	Cantida d (h)	Costo (\$/h)	Cantida d (h)	Costo (\$/h)	Cantida d (h)	Costo (\$/h)	Cantida d (h)	Costo (\$/h)	
Perfil acople	0,3	10	0,5	3	0,25	5	0	5	6,50
Perfil Lateral	0	10	0,5	3	0,25	5	0	5	3,50
Perfil base	0,75	10	0	3	0	5	0	5	7,50
Rigidizador 1	0,5	10	0	3	0	5	0	5	2,50
Rigidizador 2.	1	10	0,25	3	0	5	0	5	10,75
Base circular	2	10	0,5	8	0	5	0	5	24,00
Placa Cilindro	1	10	1	6	0	5	1	15	31,00
Apero	5	10	3	8	0	5	5	15	149
Total									234,75

Realizado por: Elaboración propia

Tabla 4-3: Costos de fabricación ejes

Elemento	Proceso										Costo total (\$)
	Torno		Fresa		Taladro		Soldadura		Corte		
	Cant. (h)	Costo (\$/h)	Cant (h)	Costo (\$/h)	Cant (h)	Costo (\$/h)	Cant (h)	Costo (\$/h)	Cant (h)	Costo (\$/h)	
Eje seguro	3	15	1	20	0	5	0	10	0	3	65,00
Eje soporte	3	15	2	20	0	10	0	10	0	3	85,00
Total											150,00

Realizado por: Elaboración propia

Para obtener el costo total de la máquina se toma en consideración la suma del total de costos de las partes, así como también los costos indirectos, el costo de montaje y costo referente a imprevistos, dando un costo final de \$ 936,86 para la construcción del rodillo engarzador propuesto, como se puede observar en la Tabla 5-3.

Tabla 5-3: Costos total la máquina

Costo de elementos normalizados (\$)	74,84
Costo de materiales (\$)	232,87
Costo de fabricación placas (\$)	234,75
Costo de fabricación ejes (\$)	150,00
Subtotal (\$)	692,46
Costos Indirectos (10%)	69,25
Costo De Montaje (10%)	69,25
Costos Imprevistos (15%)	103,90
Costos de Diseño (15%)	103,90
Total (\$)	936,86

Realizado por: Elaboración propia

Además, el costo de accesorios que se detalla en la Tabla 6-3 y corresponden a un valor adicional que no influye en la fabricación debido a que la adquisición depende del usuario.

Tabla 6-3: Costos de accesorios

Elemento	Material	Descripción	Cantidad	Costo unitario (\$/u)	Costo total (\$)
Pesas olímpicas	Hierro fundido	Ø 450 mm; e=4,7 mm	10 u	33	330
Total					330,00

Realizado por: Elaboración propia

3.2. Cronograma

Para el desarrollo de la investigación se ejecutan 8 actividades principales a lo largo de 15 semanas cuya duración se muestra en la Figura 1-3.

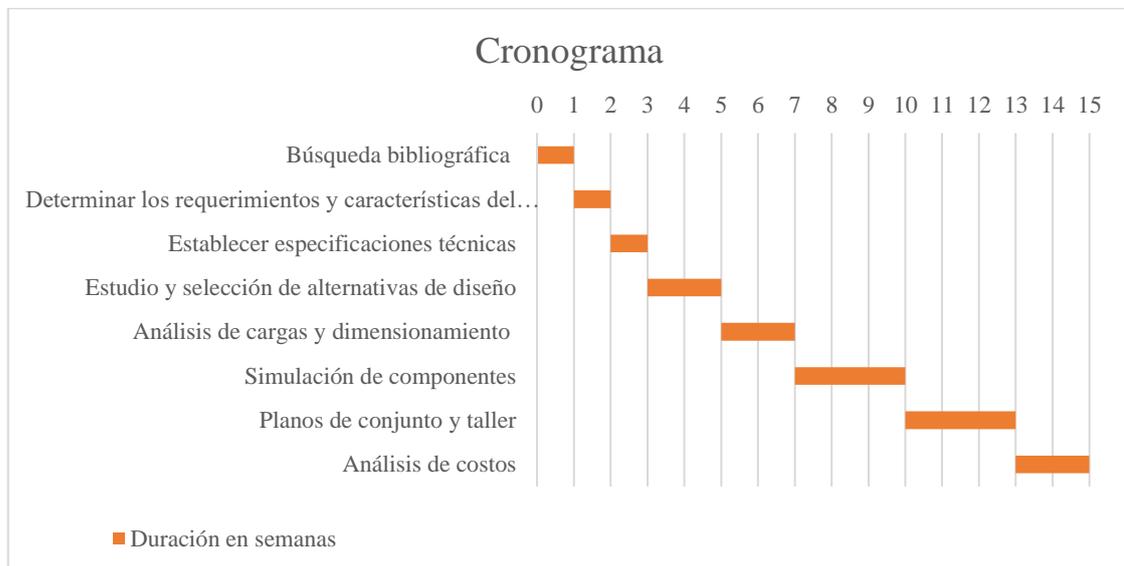


Figura 1-3: Cronograma de actividades

4. CONCLUSIONES

- Se cumplió con el objetivo general del proyecto debido a que se diseñó y simuló un rodillo engarzador acoplable al motocultor TKC 450 propiedad de la organización CEFA
- Mediante el uso de la casa de la calidad se identificaron las especificaciones técnicas que guiaron el diseño del rodillo engarzador. Mismo que debe poseer un ancho máximo de cilindro de 625 mm, peso mínimo de 400 lbf, aperos curvos de 3 in de altura, tener un mecanismo para incrementar el peso total y que trabaje bajo las condiciones de potencia que posee el motocultor
- Se determinó la geometría y los materiales óptimos de cada uno de los elementos empleando la metodología del diseño concurrente. Partiendo de un análisis funcional y modular que permitió identificar que el rodillo se compone de 3 módulos. Para los cuales se identificaron posibles alternativas de solución y con la ayuda del método ordinal de los criterios ponderados se determinó la mejor de ellas. A continuación, se ejecutó la fase de diseño mecánico donde se determinó los esfuerzos que posee cada uno de los elementos constructivos. Para lo cual fueron empleadas teorías básicas de diseño estático, fatiga y falla mecánica que a su vez permitieron definir las dimensiones y materiales de cada uno de los elementos constructivos y también permitió seleccionar los elementos normalizados a ser adquiridos.
- Se modeló y ensambló el rodillo engarzador en el software SolidWorks con base en las dimensiones y geometrías identificadas en la fase de diseño mecánico. El modelo consta de 57 elementos de los cuales 24 son elementos normalizados (pernos, tuercas y chumaceras) y 33 son elementos por construir (placas, ejes, cilindro y aperos)
- Al modelo computacional obtenido se le realizó un proceso de simulación empleando el programa SolidWorks, en el cual cada una de las partes constructivas fue sometido a las cargas de trabajo que debe soportar. El resultado de estas simulaciones permitió validar las dimensiones, espesores de elementos constructivos, juntas soldadas y empernadas, para finalmente poder realizar los planos de taller y conjunto que representen al rodillo engarzador propuesto
- Mediante las técnicas de estimación y comparación se determinaron los tiempos de fabricación y costos de los elementos constructivos. Obteniendo un precio total de

fabricación de la máquina de \$ 987, costo inferior al ofertado por la competencia analizada en el benchmarking el cual es de \$1099. Constituyendo al modelo en una alternativa favorable en términos funcionales y también económicos

5. RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar la construcción de un prototipo dentro de un periodo corto de tiempo con el fin de identificar oportunidades de mejora en los procesos de fabricación del rodillo y así poderlo constituir como un producto de venta dentro del mercado nacional
- Posterior a este estudio, se podría diseñar pesas propias para el modelo y de esta forma aprovecharla geometría para alcanzar una mayor capacidad de engarzado
- Se podría diseñar un mecanismo adaptador que permita acoplar este rodillo a otros modelos de motocultores y así ampliar su gama de usos
- No es recomendable usar la máquina en jornadas largas y continuas de trabajo debido a que el peso usado para el engarzado puede resultar perjudicial para la autonomía del motor. Tomando en consideración que se trata de un motor monocilindro de combustión interna cuya autonomía oscila entre las 2-3 horas de trabajo continuo
- Mediante pruebas de campo determinar el peso adecuado que debe tener el rodillo para el trabajo, para evitar la pérdida de tiempo asociada al añadir o quitar pesos en el momento de engarzar el terreno
- Cuando no se esté trabajando almacenar al rodillo en lugar fresco y sin humedad para evitar la corrosión y alargar su vida útil

BIBLIOGRAFÍA

ACEVEDO, EDMUNDO. *Agronomía de la cero labranza*. Santiago de Chile : UNIVERSIDAD DE CHILE, 2003. 10, págs. 21-35.

AGOLOCALIDAD. *Buenas prácticas agrícolas para Quinoa* . 2015.

AUTODESK. *Coeficiente de seguridad de uniones por soldadura con carga estática*. s.l. : Autodesk, 2015.

BARÓN, JOSÉ Y FERREIRA, MARCO. *Criterios FIFA y propiedades biomecánicas relacionadas con la performance y epidemiología del deportista en las superficies de césped*. s.l., España : Universidad de Granada, 2015. págs. 1-14.

BENITEZ, JOSÉ. *Alternativas de mecanización para la agricultura familiar*. Lima : Leisa, 2017. Vol. 33, 3, págs. 5-10.

BENITES, ROSARIO. *Análisis de la información relacionada con los Medios de Producción existentes en un Taller de Base de la Empresa de Cultivos Varios Guira de Melena*. La Habana : Instituto de Investigaciones de Mecanización Agropecuaria, 2003. págs. 5-10.

BUDYNAS, RICHARD. *Diseño en Ingeniería*. 8 s.l., México : McGraw Hill, 2008.

BUSTAMENTE, DIANA. *Perspectiva para zonificación del riesgo por deslizamientos para el cantón Riobamba*. s.l., Chimborazo : FIGEMPA, 2018. Vol. 1, 1, págs. 20-29.

CAJAS, RUBÉN Y PULLAS, FAUSTO. *Diseño, modelado y construcción de un motocultor mediante elementos finitos destinado a la preparación del suelo para la formación de camas de cultivos*. Latacunga : ESPE, 2012. págs. 51-200.

CARLES, RIBA. *Diseño Concurrente*. Barcelona : UPC, 2004. pp. 67-116.

CASTILLO, MARCELO, ABARCA, PATRICIO Y BARVO, DAVID. *Design and manufacture of a prototype for motocultor moldboard plow*. 2018, Ciencia Digital, págs. 145-154.

CEFA. *Manual de Buenas prácticas agrícolas Cultivos de Quinoa-Chimborazo*. s.l., Ecuador : CEFA, 2018.

CENEMA. *Maquinaria Agrícola*. México : CENEMA, 2014.

DIPAC. *Tubeo estructural rectangular*. Manta : Dipac, 2020.

EARTHTOOLS. *Engarzadora rodillo manual*. s.l., Estados Unidos : Dewit, 2020.

ENERFUSA. *Motocultor Modelo TKC 450*. Quito : Enerfusa, 2017. Vol. 1, págs. 9-20.

ENGINEERINGTOOLBOX. *Factores de seguridad.* [En línea] 2010. [Citado el: 22 de Enero de 2021.] https://www.engineeringtoolbox.com/factors-safety-fos-d_1624.html.

KORNEKI, T. Y PRICE, A. *Performance of different roller designs in terminating rye cover crop and reducing vibration.* s.l. : ASABE, 2004. Vol. 22, 5, págs. 633-641.

INTERMEC. *Transmisión de potencia.* 6 s.l., Colombia : Intermec, 2020.

MARTÍNEZ, SANTIAGO Y NÁJERA, PATRICIO. *Diseño y construcción de un motocultor para cultivos de ciclo corto.* s.l., Ecuador : EPN, 2020.

MOTT, ROBERT. *Diseño de elementos de máquinas.* 4 s.l., México : Pearson, 2006. págs. 184-300.

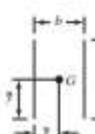
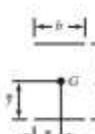
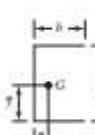
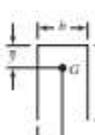
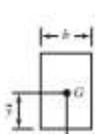
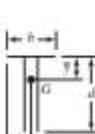
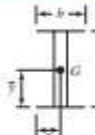
Pound, Barry. *Cultivos de Cobertura para la Agricultura Sostenible en América.* Kent : FAO, 2017.

SERVICIO METEOROLÓGICO ECUATORIANO. *El cultivo de la quinuay el clima en el ecuador.* s.l., Ecuador : INAMHI, 2015. págs. 1-6.

SKF. *Manual de Rodamientos.* s.l., Estados Unidos : SKF, 2019.

SOFTEE. *Disco Olimpico.* s.l., Estados Unidos : Amazon, 2020.

ANEXO 2 Momentos de inercia Soldadura a flexión

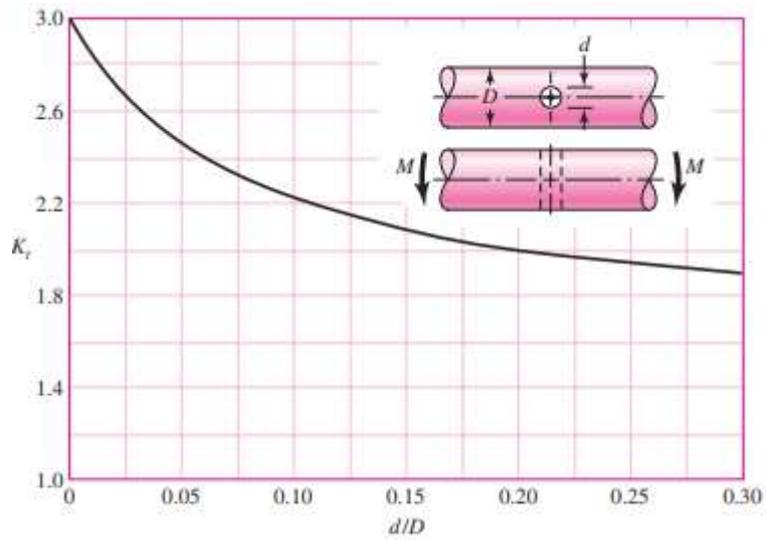
Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_c = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_c = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_c = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_c = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_c = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_c = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_c = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 1.414H(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_c = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_c = \pi r^3$

ANEXO 3 Parámetros en el factor

de la condición superficial

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

ANEXO 4 Concentrador de esfuerzos a flexión



ANEXO 5 Especificaciones para pernos métricos

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

ANEXO 6 Propiedades mecánicas ACERO A-36

Propiedades Mecánicas	Notas	
Resistencia a la tracción, MPa (ksi)	400-550 (58-80)	Placas de acero, formas y barras
Limite elástico (Esfuerzo de fluencia), MPa (ksi), ≥	250 (36)	Espesor ≤ 200mm (8 pulg.)
	220 (32)	Espesor de placas de acero > 200mm (8 pulg.)
Elongación, %, ≥	20	Placas y barras en 200 mm (8 pulg.)
	23	Placas y barras en 50 mm (2 pulg.)
Dureza Brinell, HBW	119-162	Basado en la conversión de resistencia a la tracción
Módulo de elasticidad, GPa (ksi)	200 (29×10 ³)	-
Prueba de impacto Charpy con muesca en V, J (ft-lbf), ≥	27 (20)	Formas estructurales, ubicación alternativa del núcleo
Módulo de corte, GPa (ksi)	79.3 (11.5×10 ³)	-
Fy del acero A36 (Limite de fluencia), MPa (ksi), ≥	250 (36)	-

ANEXO 7 Propiedades mecánicas AISI 4340

Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Limite de Fluencia		Alarga/ en 2" (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)	Relación de maquinabilidad 1212 EF =100%
	MPa	PSI	MPa	PSI				
Caliente y maquinado	1227	178000	689	100000	10	30	363	50
Templado y revenido	1200	174000	1124	163000	16	48	352	

ANEXO 8 Propiedades mecánicas electrodo E7018

PROPIEDADES MECÁNICAS. [VALORES TÍPICOS]

	Esfuerzo de Fluencia	Resistencia a la Tracción	Alargamiento	Impacto
Requerimientos AWS E7018	505 N/mm2 (72 ksi)	597 N/mm2 (85 ksi)	24%	73 J a -30°C

ANEXO 9 Propiedades mecánicas electrodo E6013

PROPIEDADES MECÁNICAS. [VALORES TÍPICOS]

	Esfuerzo de Fluencia	Resistencia a la Tracción	Alargamiento	Impacto
Requerimientos AWS E6013	524 N/mm2 (73 ksi)	587 N/mm2 (84 ksi)	23%	No Requiere

ANEXO 10 Espesores de Juntas Soldadas

Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete		Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete							Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, h	
		Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)							Espesor del material de la parte unida más gruesa, pulg	Tamaño de la soldadura, pulg
τ =	Esfuerzo constante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial	60*	70*	80	90*	100	110*	120	Hasta 1/4 Mayor que 1/4 Mayor que 1/2 Mayor que 3/4 Mayor que 1 1/4 Mayor que 2 1/4 Mayor que 6	
		18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0		
τ _f =	Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h	<p>No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.</p> <p>*El tamaño mínimo para aplicaciones en puente no puede ser menor a 3/8 pulg.</p> <p>†Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no puede ser mayor que la soldadura de filete de 5/16 pulg por cada 3/4 pulg de material.</p>		
		12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h			
Tamaño del cableto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45		
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27	24.13		
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09	20.67		
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91	17.23		
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73	13.79		
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14	12.07		
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54	10.33		
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95	8.61		
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36	6.89		
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77	5.17		
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18	3.44		
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59	1.72		

*En cualquier caso, los soldadores de filete fueran o no sujetos por el AWS-NIS Task Committee.
 $\tau = 0.707 \tau_{\text{per}}$

Fuente: Adaptada de Omer W. Blodgett (ed.), *Stress Allowables AISC Weldment Design*, D412, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, Cleveland, mayo de 1991, p. 3.
 Reproducido con autorización de Lincoln Electric Company.

ANEXO 11 Propiedades de Juntas soldadas

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14