



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRILLADORA
PORTÁTIL DE QUINUA CON ACOPLER PARA
PROPULSIÓN MEDIANTE MOTOR DE COMBUSTIÓN
INTERNA DEL MOTOCULTOR YTO-15Y PARA LA
EMPRESA COPROBICH”**

TRABAJO DE TITULACIÓN
TIPO: PROPUESTA TECNOLÓGICA

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

AUTORES: JORGE PAÚL CARRILLO MANZANO
JOSÉ LUIS VUELVA MARCATOMA

DIRECTOR: ING. EDISON PATRICIO ABARCA PÉREZ

Riobamba – Ecuador

2019

© 2019, Jorge Paúl Carrillo Manzano y José Luis Vuelva Marcatoma

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.

Nosotros, Paúl Carrillo y José Vuelva declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autores asumimos 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, 31 de octubre de 2019



Jorge Paúl Carrillo Manzano

060441943-2




José Luis Vuelva Marcatoma

060365210-8

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 CONSTRUCCIÓN DE UNA TRILLADORA PORTÁTIL DE QUINUA CON ACOPLA PARA PROPULSIÓN MEDIANTE MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DEL MOTOCULTOR YTO-15Y PARA LA EMPRESA COPROBICH**, realizado por los señores: **JORGE PAÚL CARRILLO MANZANO Y JOSÉ LUIS VUELVA MARCATOMA** , 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	 _____	<u>2019-10-31</u>
Ing. Edison Patricio Abarca Pérez DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	 _____	<u>2019-10-31</u>
Ing. Edison Marcelo Castillo Cárdenas MIEMBRO DE TRIBUNAL	 _____	<u>2019-10-31</u>

DEDICATORIA

Dedico este trabajo de investigación a mis padres gracias a su amor, paciencia y esfuerzo me han permitido llegar a cumplir hoy un sueño más, gracias por inculcar en mí el ejemplo de esfuerzo y valentía, de no temer a las adversidades porque Dios está conmigo siempre.

A todas las personas que me han apoyado y han hecho que este trabajo se realice con éxito en especial a aquellos que nos abrieron las puertas y compartieron sus conocimientos.

Jorge Paül Carrillo Manzano

DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación está dedicado a Dios. Porque ha estado conmigo en cada paso que doy cuidándome y guiándome por el buen camino.

A mis padres, que me dieron su apoyo, amor, amistad incondicional, quienes a lo largo de mi vida han velado por mi bienestar y salud depositando su confianza en cada reto que se me presentaba para hacer de mí una mejor persona, especialmente a mi padre quien está siempre en mi recuerdo y estoy seguro de que me observa en este momento. Los amo con mi vida.

A mis hermanos, que siempre estuvieron brindándome apoyo incondicional los cuales estuvieron a mi lado en los momentos difíciles que fueron la fortaleza en este camino que condujo a la realización de este logro.

José Luis Vuelva Marcatoma

AGRADECIMIENTO

El presente trabajo agradezco a Dios por ser mi guía y acompañarme en el transcurso de mi vida, brindándome paciencia y sabiduría para culminar con éxito mis metas propuestas.

A mis padres por ser mi pilar fundamental y haberme apoyado incondicionalmente, pese a las adversidades e inconvenientes que se han presentado.

Agradezco a mi director Ing. Patricio Abarca y tutor Ing. Marcelo Castillo gracias a sus experiencias, conocimientos, motivaciones y amistad nos orientaron a culminar esta investigación

Jorge Paúl Carrillo Manzano

AGRADECIMIENTO

Primero agradecer infinitamente a dios por haberme dado fuerza y valor para culminar esta etapa de mi vida, a mis padres quienes con humildad, sacrificio y dedicación estuvieron dándome todo su apoyo para seguir superándome, a mis hermanos que me brindaron amistad, apoyo, ánimo y compañía en diferentes etapas de mi vida y por todos sus buenos deseos durante la carrera profesional. Sin importar donde estén quiero darle las gracias a toda la familia.

A la ESPOCH-Faculta de Mecánica en especial a la carrera de Ingeniería Automotriz por brindarnos la oportunidad de obtener la profesión y aportar a la sociedad.

José Luis Vuelva Marcatoma

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xiii
RESUMEN.....	vix
SUMMARY.....	xv
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPÍTULO I

1	MARCO REFERENCIAL.....	2
1.1	Antecedentes	2
1.2	Planteamiento del problema	3
1.3	Justificación del proyecto.....	3
1.4	Objetivo general	4
1.5	Objetivo específico.....	4
1.6	Alcance	4
2	MARCO TEÓRICO.....	5
2.1	Generalidades de la quinua.....	5
2.2	Cosecha y trilla tradicional de la quinua	6
2.3	Cosecha y trilla mejorada	6
2.4	Elementos de trilla convencional	7
2.5	Motocultor YTO	11
2.5.1	<i>Especificaciones técnicas de YTO.....</i>	<i>12</i>
3	METODOLOGÍA	13
3.1	Selección del sistema de trillado	13
3.2	Análisis de carga y esfuerzos	14
3.2.1	<i>Cálculo del torque y fuerzas tangenciales del motor cilindro desgranador y ventilador</i>	<i>14</i>
3.2.2	<i>Análisis de cargas y esfuerzos del eje del cilindro desgranador</i>	<i>15</i>
3.2.3	<i>Análisis de cargas y esfuerzo del eje del ventilador</i>	<i>17</i>
3.3	Selección de ejes.....	19
3.3.1	<i>Cálculo del factor de seguridad para el eje del cilindro desgranador</i>	<i>21</i>
3.3.2	<i>Cálculo del factor de seguridad para el eje del ventilador</i>	<i>22</i>
3.4	Selección de correa y poleas.....	23
3.4.1	<i>Selección de la correa Motor-Eje del cilindro desgranador</i>	<i>23</i>
3.4.2	<i>Selección de la correa del eje cilindro desgranador-eje de zaranda vibratoria.....</i>	<i>25</i>

3.4.3	<i>Selección de la correa del eje cilindro desgranador-eje del ventilador</i>	27
3.4.4	<i>Selección de la correa para el motocultor</i>	28
3.5	Diseño de cuñas	29
3.5.1	<i>Diseño de cuña para el eje del cilindro desgranador</i>	30
3.5.2	<i>Diseño del cuñero para el eje del ventilador</i>	31
3.6	Selección de chumaceras	32
3.6.1	<i>Cálculo de las reacciones en los cojinetes</i>	32
3.7	Sistema de limpieza	36
3.7.1	<i>Cálculo para el sistema de limpieza</i>	37
3.8	Propiedades de materiales	40
3.9	Diseño CAD del prototipo	42
3.10	Análisis mediante el software ANSYS WORKBENCH	44
3.10.1	<i>Análisis de la estructura</i>	44
3.10.2	<i>Análisis de eje principal</i>	49
4	GESTION DEL PROYECTO	54
4.1	Cronograma	54
4.2	Recursos y materiales	55
4.2.1	<i>Presupuesto</i>	55
4.2.2	<i>Talento humano</i>	57
4.2.3	<i>Recursos materiales</i>	57
	CONCLUSIONES	59
	RECOMENDACIONES	59
	GLOSARIO	
	BIBLIOGRAFÍA	
	ANEXO	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-2: Especificaciones técnicas del motor YTO.....	12
Tabla 1-3: Parámetros de selección del sistema de trillado entre barras y dientes.....	13
Tabla 2-3: Datos de velocidades del motor, cilindro y ventilador.....	14
Tabla 3-3: Cálculo del torque y fuerza tangenciales.....	14
Tabla 4-3: Datos de las fuerzas y momentos que actúan en el cilindro desgranador.....	15
Tabla 5-3: Análisis de cargas y esfuerzos en el eje del cilindro desgranador.....	15
Tabla 6-3: Datos de fuerza y momentos que actúan en el eje del ventilador.....	17
Tabla 7-3: Análisis de cargas y esfuerzos en el eje del ventilador.....	17
Tabla 8-3: Factor de superficie K_a	19
Tabla 9-3: Factor de temperatura K_d	20
Tabla 10-3: Factor de confiabilidad K_e	20
Tabla 11-3: Datos para el criterio de Goodman en el Cilindro.....	21
Tabla 12-3: Calculo del factor de seguridad para el eje del cilindro desgranador.....	22
Tabla 13-3: Datos para el criterio de Goodman en el ventilador.....	22
Tabla 14-3: Calculo del factor de seguridad para el eje del ventilador.....	23
Tabla 15-3: Datos para la selección de la correa hacia el cilindro desgranador.....	23
Tabla 16-3: Selección de la correa Motor-Eje del cilindro desgranador.....	24
Tabla 17-3: Datos para la selección de la correa hacia la zaranda.....	25
Tabla 18-3: Selección de la correa del eje del cilindro desgranador-eje de zaranda vibratoria.....	25
Tabla 19-3: Datos para la selección de la correa hacia el ventilador.....	27
Tabla 20-3: Selección de la correa del eje del cilindro desgranador al eje del ventilador.....	27
Tabla 21-3: Datos para la selección de la correa del motocultor.....	28
Tabla 22-3: Selección de la correa para el motocultor.....	29
Tabla 23-3: Datos para la selección del cuñero del eje del cilindro desgranador.....	30
Tabla 24-3: Diseño de cuñas para el eje del cilindro desgranador.....	30
Tabla 25-3: Datos para selección del cuñero para el eje del ventilador.....	31
Tabla 26-3: Diseño del cuñero para el eje del ventilador.....	31
Tabla 27-3: Selección de la chumacera en el eje del cilindro desgranador.....	33
Tabla 28-3: Selección de la chumacera del eje del ventilador.....	35
Tabla 29-3: Peso promedio por rama de quinua solo en grano.....	37
Tabla 30-3: Densidad del aire.....	38
Tabla 31-3: Calculo del caudal del ventilador.....	38
Tabla 32-3: Variación de presión en función de los diámetros.....	39
Tabla 33-3: Calculo de la potencia útil del ventilador.....	39

Tabla 34-3: Análisis de la potencia de funcionamiento del ventilador.....	40
Tabla 35-3: Calculo del rendimiento del ventilador.....	40
Tabla 36-3: Propiedades del acero ASTM A36.....	41
Tabla 37-3: Propiedades del acero AISI 1018.....	41
Tabla 38-3: Propiedades del acero inoxidable 304.....	41
Tabla 39-3: Frecuencia de vibración.....	48

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-2: Cultivo de quinua.....	5
Figura 2-2: Trilla de quinua con animales.....	6
Figura 3-2: Trillado de cereales.....	7
Figura 4-2: Conjunto del mecanismo de trilla.....	7
Figura 5-2: Cilindro desgranador de barras.....	8
Figura 6-2: Cilindro desgranador de dientes.....	8
Figura 7-2: Regulacion del cilindro desgranador.....	9
Figura 8-2: Diagrama de pérdidas de grano y daños por rotura.....	9
Figura 9-2: Sistema de trilla.....	10
Figura 10-2: Conjunto de ventilador con cribas.....	11
Figura 11-2: Motocultor YTO.....	12
Figura 1-3: Fuerzas que actúan en un cuñero.....	29
Figura 2-3: Chumacera NTN.....	32
Figura 3-3: Chumacera P207.....	33
Figura 4-3: Chumacera P205.....	34
Figura 5-3: Clasificación de ventiladores centrífugos.....	36
Figura 6-3: Prototipo de la trilladora portátil.....	42
Figura 7-3: Chasis de la trilladora.....	43
Figura 8-3: Cilindro desgranador por barras.....	43
Figura 9-3: Cóncavo.....	43
Figura 10-3: Aspas del ventilador.....	44
Figura 11-3: Rango de malla.....	44
Figura 12-3: Mallado de la estructura.....	45
Figura 13-3: Detalles del mallado.....	45
Figura 14-3: Condiciones de cargas aplicadas.....	46
Figura 15-3: Deformación total.....	46
Figura 16-3: Deformación elástica equivalente.....	47
Figura 17-3: Esfuerzo de Von-Mises.....	47
Figura 18-3: Factor de seguridad de la estructura.....	48
Figura 19-3: Comportamiento de vibraciones.....	49
Figura 20-3: Análisis de vibraciones.....	49
Figura 21-3: Geometría del mallado.....	50
Figura 22-3: Aplicación de cargas sobre el eje.....	50
Figura 23-3: Deformación total del eje desgranado.....	51
Figura 24-3: Esfuerzo de Von-Mises del eje desgranador.....	51

Figura 25-3: Factor de seguridad de eje desgranador.....	52
Figura 26-3: Criterio de Soderberg.....	52
Figura 27-3: Factor de seguridad del material.....	53
Figura 1-4: Actividades en GANTT PROECT.....	54
Figura 2-4: Diagramas de actividades en GANTT PROECT.....	55

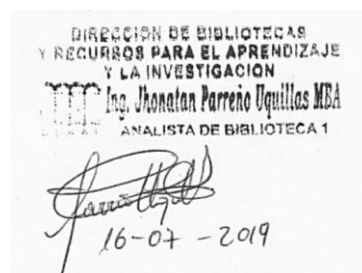
ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo A:	Curva de Torque
Anexo B:	Sensibilidad de la muesca q
Anexo C:	Factor K_t
Anexo D:	Sensibilidad a la muesca $q_{cortante}$
Anexo E:	Factor K_{ts}
Anexo F:	Factor de corrección de la potencia
Anexo G:	Selección de tipo de correa
Anexo H:	Selección del diámetro recomendado de la polea
Anexo I:	Factor K_s
Anexo J:	Factor K_b y K_c
Anexo K:	Factor K_B y K_C
Anexo L:	Dimensión de conversión de la banda
Anexo M:	Factor de velocidad y factor de duración
Anexo N:	Factor de duración
Anexo O:	Chumacera UCP 207 capacidad dinámica y estática.
Anexo P:	Coefficiente de seguridad estática
Anexo Q:	Chumacera UCP 205 capacidad dinámica y estática
Anexo R:	Coefficiente adimensional C
Anexo S:	Peso promedio de la quinua

RESUMEN

El objetivo de esta propuesta tecnológica fue de construir una trilladora portátil de quinua con acople para propulsión mediante motor de combustión interna del motocultor YTO-15Y para la empresa COPROBICH. Para el diseño se estudió los diversos sistemas de trilla y elegimos un cilindro desgranador por barras ya que son eficientes para el desgranado de quinua, también se diseñó un sistema de suspensión para atenuar las vibraciones, también pensamos en los pequeños proveedores con el fin de que la trilladora sea capaz de ingresar a terrenos con poca accesibilidad y a su vez sea remolcable ya que ellos no tienen sus terrenos al filo de la carretera. Para la construcción se utilizó materiales resistentes y adecuados, como el acero inoxidable 304 mate que es indicado para trabajar con productos alimenticios para que no exista ninguna alteración de las propiedades físicas, ni químicas en los granos, y la última consideración es que sea multigrano, esto se consiguió variando la distancia entre el cilindro desgranador y el cóncavo por medio de unos brazos reguladores, además para que sea multigrano se colocó dos zarandas que son vibratorias para la selección entre el grano y las impurezas, dependiendo del tipo de grano se cambian las zarandas, para quinua se utiliza zarandas redondas de diámetro 0.5, 0.25 mm y para granos como trigo, cebada y avena se utiliza zarandas alargadas de 1.5cm de largo y 5mm de ancho. Como resultado tuvimos una trilladora eficiente que nos brinda las mismas capacidades de trabajo que una trilladora de Guaranda, nos arroja de 15 a 25 quintales diarios, a su vez trillamos quinua, cebada, trigo con el nivel de limpieza aceptable. Se concluye que el diseño y la construcción de la trilladora fue eficiente al momento de realizar las pruebas en campo obteniendo un buen grado de limpieza y que es óptima para cualquier tipo de grano. Se recomienda en base a la experiencia obtenidas en campo que se coloque un batidor para ayudar a la salida de la mies y alargar las zarandas.

Palabras clave: <TECNOLOGÍA Y CIENCIA DE LA INGENIERÍA>, <TRILLADORA DE QUINUA>, <PROCESO DE TRILLADO>, <MULTIGRANO>



SUMMARY

This technological proposal aimed to build a portable quinoa thresher with coupling for propulsion by the internal combustion engine of the YTO-15Y walking tractor. It was made for the company COPROBICH, which is adapted to the needs of small producers. For the design, different threshing systems were studied, and we chose a shelling cylinder for bars since they are efficient for quinoa shelling. A suspension system was also designed to attenuate the vibrations, and it was even thought of the small suppliers. So that the thresher can enter the land with little accessibility and at the same time, be towable since they do not have their property on the edge of the road. Resistant and suitable materials were used for the construction, such as the stainless 304 mate which is the right to work with food products. So that there is no alteration of the physical or chemical properties in the grains, and the last consideration is that it is multigrain. This fact was achieved by varying the distance between the shelling cylinder and the concave using regulating arms. Besides, to be multigrain, two sieves were placed that are vibratory for the selection between the grain and the impurities. Depending on the type of grain the sieves are changed, for quinoa round sieves of 0.5-0.25 mm diameter and used. And for grains such as wheat, barley and oats use lengthened sieves 1.5 cm long and 5 mm wide. As a result, it was obtained an efficient thresher that gives us the same working capacity as a Guaranda thresher. Throws us 15 to 25 quintals a day, and it was also threshed quinoa, barley, wheat with the acceptable cleaning level. It is concluded that the design and construction of the thresher were efficient at the time of the field tests obtaining a reasonable degree of cleanliness, and that is optimal for any grain. It is recommended based on the experience acquired in the field to place a beater to help the harvest and lengthen the sieves.

Keywords: <TECHNOLOGY AND SCIENCE OF ENGINEERING>, <QUINUA TRESHER>
<THREADING PROCESS>, <MULTIGRAIN>, <POSTHARVEST>, <ORGANIC QUINUA>



INTRODUCCIÓN

Uno de los cultivos más importantes en el Ecuador llegó a ser la quinua en el año 2013 ya que fue considerado como el año de la quinua, por sus grandes cantidades de proteínas, vitaminas y aminoácidos, muchas de las veces ha sido comparado como un reemplazo de la leche. Viendo esta como una gran oportunidad la empresa COPROBICH se ha dedicado al procesamiento de la quinua en diferentes presentaciones como harina, te de quinua y la avena con quinua, todo esto con el apoyo de CEFA, una organización que ayuda a los pequeños productores con capacitaciones y charlas para obtener un cultivo de buena calidad para lograr conseguir una quinua que sea netamente orgánica, que cumpla estándares de calidad y de buenas prácticas de manufactura con el fin de poder exportar a países europeos como Alemania, Francia, Holanda entre otros. La empresa compra la quinua a los pequeños productores de las localidades, pero tienen inconformidades en el proceso de la poscosecha ya que los agricultores realizan el trillado manualmente o utilizan máquinas que no son adecuadas para el tratamiento de la quinua como las trilladoras de madera, generándose una contaminación cruzada entre la madera y el grano de quinua, a partir de este problema la empresa se ha dado cuenta la necesidad de una trilladora de quinua que posea materiales que garantice la pureza del grano además la necesidad que sea capaz de ingresar y se adapte a los terrenos de los pequeños productores, la trilladora debe cumplir las especificaciones de dimensiones de ser menor dimensiones que las existentes en el mercado.

Con todo lo expuesto nosotros hemos trabajado en un prototipo de trilladora que es transportable, ligera, compacta además de poseer elementos que ayudan a la disminución de vibraciones durante el tiempo de trabajo en la máquina, cumpliendo con las mismas prestaciones de trabajo que las trilladoras del mercado y con un grado de limpieza muy aceptable.

CAPÍTULO I

1 MARCO REFERENCIAL

1.1 Antecedentes

La quinua es uno de los productos nativos que durante mucho tiempo no recibió la importancia debida, a pesar de las características nutritivas que posee, a tal punto que gran parte de nuestra población llevo a desconocer su existencia. (INIAP, 1988)

En nuestro país, la quinua tomo impulso a raíz de la creación del Programa de Cultivos Andinos del INIAP, el que se encargó de la recolección de líneas de quinua en lugares que aún se cultivan para proceder a su estudio y divulgación de acuerdo con las características que presentaban. Con la finalidad de obtener mayores datos de las líneas de quinua seleccionadas, el Departamento de Nutrición del INIAP se ha preocupado por establecer las características químico-nutritivas de estas líneas, para poder realizar una evaluación completa y fomentar su producción y consumo. (INIAP, 1988)

En la actualidad CEFA (Comité Europeo para la formación y la agricultura), es una organización no gubernamental que apoya 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)

CEFA en el 2017 agregó la quinua y el proyecto se extendió más allá de la región amazónica. CEFA tiene como objetivo principal el de fortalecer los procesos organizativos, productivos y comerciales de Organizaciones de Productores, capacitando a los campesinos en la siembra, en las labores culturales hasta la comercialización. (CEFA, 2018)

CEFA tiene convenio con COPROBICH que es una corporación de productores legalmente reconocida de derecho privado, autónoma, sin fines de lucro, de servicio y beneficio social para sus socios que son indígenas Puruhá de 56 comunidades de los cantones Riobamba, Colta y Guamote. Desde su creación busca reducir la exclusión de los indígenas Puruhá de la provincia de Chimborazo a través de la valoración de la quinua, trigo, arroz de cebada y otros productos agropecuarios orgánicos. (COPROBICH, 2018)

COPROBICH compra directamente la quinua a los productores, pero tiene deficiencias como la pérdida del producto debido a problemas de postcosecha, en muchos casos superan a las causadas por problemas de producción y, en cultivos como la quinua, que requiere de ciertos tratamientos especiales previo al consumo, el proceso de postcosecha se vuelven determinante para mejorar la calidad y aprovechamiento de la cosecha. (Ing. Carlos Nieto & Ing. Carlos Vimos , 1992)

1.2 Planteamiento del problema

No existe una trilladora de quinua portátil que esté disponible a los pequeños productores de COPROBICH cuando es tiempo de cosecha, al no existir la maquina se genera un aumento en el costo, tiempo de la producción de quinua, además de generar molestias a los proveedores al trasladar la quinua hasta el lugar que se realizara la trilla.

1.3 Justificación del proyecto

En la empresa COPROBICH consta de 557 pequeños productores orgánicos que satisfacen la demanda de la producción de quinua, esta empresa ya tiene en el mercado 5 años, durante estos años han ido mejorando su calidad a través de las certificaciones de BCS (calidad orgánica) de Alemania, SPP (certificado de comercio justo), BPM (sistema de buenas prácticas de manufactura).

Estos certificados exigen que se lleve una buena práctica de producción desde la siembra hasta el producto final, para ello la empresa se ha dado cuenta la necesidad de maquinaria para mejorar la calidad y reducir los tiempos de producción de la quinua, uno de los requerimientos de la empresa es implementar una trilladora portátil de quinua para el beneficio de los pequeños productores orgánicos.

Al no existir la maquinaria necesaria para realizar el proceso de trillado de la quinua, la solución que ha previsto COPROBICH hasta ahora ha sido alquilar el servicio de trilla a la provincia de Bolívar (Guaranda), pero esto genera un aumento de costos de producción, por cada quintal de quinua el precio varía entre \$6 a \$8 que les cobran por el servicio de trilla, a su vez se generan perdidas de granos por la espera de disponibilidad de la maquinaria.

También se genera inconformidad por parte de los pequeños productores de quinua ya que ellos deben de dejar sus terrenos y trasladarse a la ubicación de las trilladoras llevando sus cargas de quinua, debido a que las maquinas alquiladas tienen dimensiones de 2m por 1.20m, lo que hace difícil el transporte a terrenos con poca accesibilidad.

1.4 Objetivo general

Diseñar y construir una trilladora portátil de quinua mediante software CAD, CAE que se adapte a pequeños productores, para reducir costos y tiempos en la cadena de producción de quinua.

1.5 Objetivo específico

- Realizar el estado del arte acerca de los sistemas eficientes de desgranado de quinua para obtener un grano de calidad.
- Seleccionar y diseñar analíticamente el sistema de desgranado que sea eficiente para labores de la postcosecha.
- Modelar la trilladora mediante software CAD según requerimientos de la empresa COPROBICH para mejorar la productividad de la postcosecha.
- Validar el diseño de la trilladora a través de simulaciones en software CAE para obtener un análisis estructural.
- Construir una trilladora portátil de quinua que cumpla las necesidades de pequeños productores durante la postcosecha.
- Realizar pruebas de campo para verificar la eficiencia y eficacia de la trilladora de quinua.

1.6 Alcance

Se diseñará un cilindro desgranador eficiente relacionando las máquinas que prestan el servicio de trilla con la revisión bibliográfica.

Se diseñará una trilladora portátil con software CAD, CAE utilizando materiales adecuados para que no exista interacción entre la quinua y el material.

Se construirá una trilladora portátil que sea capaz de ingresar a terrenos poco accesibles y que sea multigrano.

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO

2.1 Generalidades de la quinua

La quinua es un cultivo que se adapta muy bien a condiciones variables. Se puede cultivar desde el nivel del mar hasta los 3,900 msnm, habiéndose encontrado hasta cinco grupos diferentes de quinua: (Rivas, Enero 1991)

1. De nivel del mar
2. De valles andinos
3. De altiplanos
4. De los salares
5. De ceja de selva



Figura 1-2: Cultivo de quinua
Realizado por: Autores

Una característica de este grano es su contenido de saponina, que le da un sabor amargo que es eliminado frotando y lavando el grano. Además de mejorar la productividad, el esfuerzo de investigación va hacia la obtención de variedades libres de saponina. La quinua se distingue por su valor nutricional. Contiene un promedio de 12-16% de proteína y una composición de aminoácidos esenciales muy favorables, con alto contenido de lisina, arginina, histidina, cistina, que le dan una calidad de proteína equivalente a la leche, aumentando sus posibilidades de desarrollo como cultivo fuente de proteína (Rivas, Enero 1991)

El contenido proteínico de la quinua es mayor que el que se puede hallar en los granos comunes, como trigo o cebada. Pero, además de tener un mayor contenido de proteínas, la calidad de estas

proteínas también es superior en comparación con otros cereales, la calidad de una proteína está dada por su contenido de aminoácidos esenciales, como por ejemplo la lisina, cuyo contenido en la quinua es el doble en comparación con el trigo. (Judith, Sentiembre 2008)

2.2 Cosecha y trilla tradicional de la quinua

La cosecha tradicional de este cultivo es totalmente manual esto es: la siega se realiza con hoz, se transportan las panojas a áreas, en donde son trilladas por golpes de garrote o por pisoteo de caballos o asnos. También es muy común la trilla por fricción manual de las panojas sobre piedras o tejas, aunque este sistema se realiza con quinua recién cortada, es decir cuando las plantas y panojas están blandas y no lastiman las manos al momento de la fricción. En otros casos las panojas antes de la trilla son almacenadas en parvas o secadas en hileras junto a tapiales, cercas o paredes de las viviendas para luego ser trilladas. (Ing. Carlos Nieto & Ing. Carlos Vimos , 1992)



Figura 2-2: Trilla de quinua con animales

Fuente: (Ing. Carlos Nieto & Ing. Carlos Vimos , 1992)

2.3 Cosecha y trilla mejorada

Esta consiste en la utilización de máquinas trilladoras de tipo estacionario pero la labor de siega es manual. Varios modelos de trilladoras de cereales han sido probados, con relativo éxito. Las trilladoras de cereales como trigo o cebada han dado buenos resultados en la trilla de quinua, con ciertos ajustes como: disminución de flujo de aire en el ventilador y colocación de mallas adicionales en los sistemas de salida del grano, para conseguir un menor contenido de impurezas.



Figura 3-2: Trillado de cereales

Fuente: (Ing. Carlos Nieto & Ing. Carlos Vimos , 1992)

2.4 Elementos de trilla convencional

La operación que realizan los elementos del sistema de trilla de una cosechadora es la disociación del grano de la espiga. Los órganos de la trilla de una cosechadora convencional son:

- El cilindro desgranador, dispuesto transversalmente a la dirección de avance de la máquina.
- El cóncavo, o superficie enrejillada que cubre al cilindro por debajo.

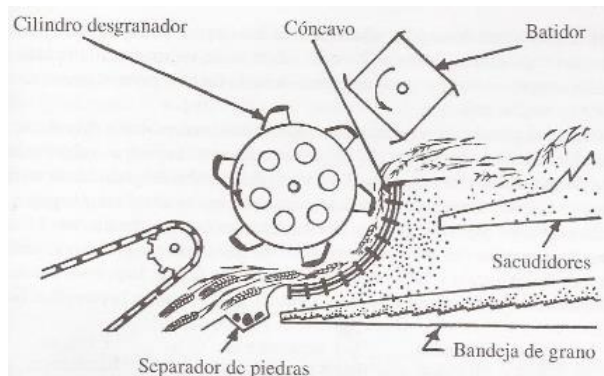


Figura 4-2: Conjunto del mecanismo de trilla

Fuente: (Cañavate, 2012)

La mies segada pasa entre ambos elementos, con un recorrido tangencial el cilindro, es golpeada y la espiga se desgrana, es decir, se trillan alrededor del 90% de los granos. Este número también se conoce como eficacia de trilla. Para poder realizar la trilla se necesita que la humedad del grano sea inferior al 15-10%, mientras que para almacenarlo es conveniente que la humedad no pase del 15%. Existen básicamente dos tipos de cilindros desgranadores:

De barras. Está constituido por 6, 8 o 10 barras periféricas de acero que presentan una forma exterior redondeada y cubierta de estrías oblicuas. Dos barras sucesivas están dispuestas en el estriado inclinado de distinta dirección, con objeto de que la mies no se desplace hacia un extremo

del cóncavo. Este tipo es llamado “europeo”, y sus características son: Diámetro comprendido entre 400 y 600 mm; longitud entre 0.80 y 1.80 m y velocidad generalmente regulable entre 400 y 1600 rev/min.

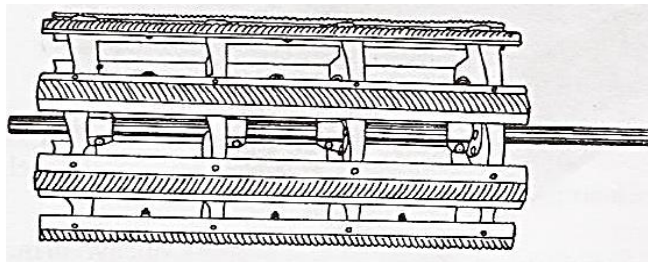


Figura 5-2: Cilindro desgranador de barras

Fuente: (Cañavate, 2012)

De dientes o dedos. Se llama también cilindro “americano” en él unos dedos metálicos periféricos pasan entre cada dos dedos fijos del cóncavo, produciéndose el desgranado por fricción de las espigas entre los dedos fijos y móviles. Este sistema en la actualidad apenas se utiliza, si bien se adapta eficazmente a la recolección del arroz o cultivo con alta humedad. Absorbe más potencia que el de barras. (Cañavate, 2012)

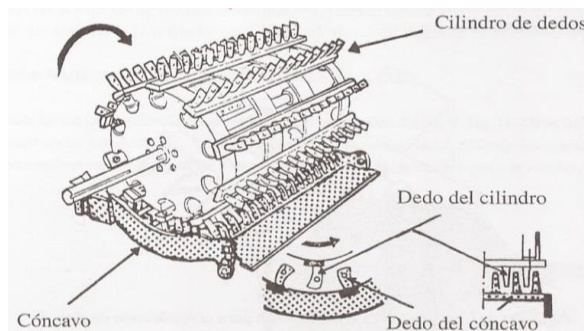


Figura 6-2: Cilindro desgranador de dientes

Fuente: (Cañavate, 2012)

El cilindro desgranador es un órgano de una gran masa que gira a una elevada velocidad, por lo que es necesario equilibrarlo no solo estáticamente, sino también dinámicamente. Por ello, al realizar el cambio de uno de sus elementos es necesario equilibrarlo de nuevo dinámicamente. De este modo no se ve amenazada la vida útil de los cojinetes y apoyos, así como se evita la presencia de fuerzas perturbadoras causantes de vibraciones y ruidos molestos. Para proteger el cilindro desgranador del impacto con piedras, suele disponer un depósito separador antes del cóncavo en el que quedan retenidas las piedras u objetos extraños antes de que se puedan dañar el sistema de trilla. Detrás del cilindro desgranador va un cilindro batidor, también llamado lanzapajas o molinete expulsor, que ayuda a pasar la paja a los sacudidores. En ocasiones algunos fabricantes montan más cilindros antes y después del desgranador, como los “cilindros aceleradores” de mies,

que contribuyen al proceso de trilla, favorecen la separación y hace más fluido el paso de la paja. Bajo estos nuevos cilindros adicionales se montan prolongaciones del cóncavo para aumentar la superficie de la trilla. Las dos regulaciones que se pueden hacer en la trilla son la velocidad del cilindro y la separación entre cilindro y cóncavo. Cuando el grano este húmedo es conveniente aumentar la velocidad tangencial v , mientras que cuando está seco conviene disminuirla. Igualmente, si se parte grano es preciso separar el cóncavo, mientras que si se pierde con la paja es necesario acercarlo. La separación entre el cilindro y el cóncavo es distinta a la entra y a la salida. La separación en la entrada es $S_1 = 13 - 18 \text{ mm}$ y en la salida $S_2 < d$ siendo d el diámetro medio de los granos. Como orientación se puede decir que, para trigo en invierno, avena y centeno, la distancia entre el cilindro y el cóncavo es de 15/5 (15mm a la entrada y 5 mm a la salida), aunque la entrada puede reducirse a 10 mm. Distancias más pequeñas solo son recomendables para cebada y trigo de primavera. (Cañavate, 2012)

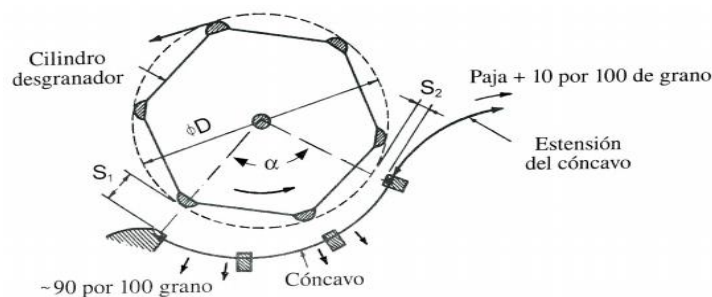


Figura 7-2: Regulacion del cilindro desgranador

Fuente: (Cañavate, 2012)

Referente al cóncavo, se caracteriza por el ángulo de trilla α que varía entre 100 y 120° , determinado por el sector que abarca desde la entrada hasta la descarga. La longitud de dicho sector y su anchura establecen la superficie de la trilla. Dicha longitud viene a estar comprendida entre 50 y 65 cm , según el diámetro del cilindro. (Cañavate, 2012)

A mayor número de revoluciones del cilindro, la eficiencia de trilla es mayor y las pérdidas de granos menores, aunque también hay más peligro de daños por rotura del grano.

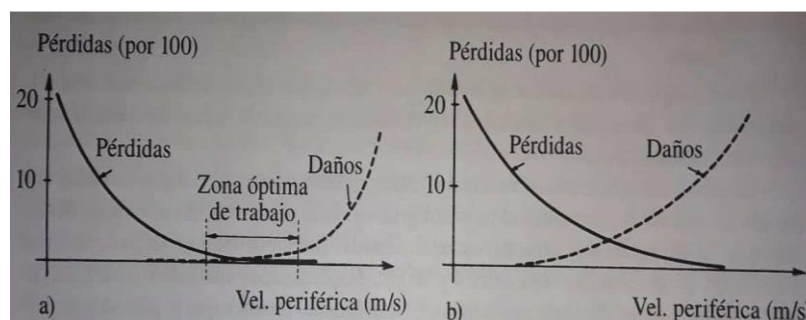


Figura 8-2: Diagrama de pérdidas de grano y daños por rotura

Fuente: (Cañavate, 2012)

La eficiencia de trabajo de un dispositivo de trilla se determina en función de su velocidad periférica (dado que la mies adopta un recorrido tangencial a los cilindros) estableciendo las pérdidas y los daños producidos en cada punto. Un dispositivo de trilla puede calificarse como bueno (caso a) cuando una zona óptima de trabajo en la que tanto las pérdidas como los daños que se producen son despreciables, mientras que se denomina malo (b), cuando en su diagrama no encontramos una zona adecuada de trabajo. En el caso de grano para siembra, la rotura de la semilla no debe pasar del 3%; por ello, la velocidad del cilindro desgranador debe ser inferior a la empleada cuando los granos se destinan al consumo. (Cañavate, 2012)

Elementos de separación convencional y limpia

Los órganos de separación y limpia de una cosechadora convencional son:

- 1.1 Sacudidores: conjunto de rampas dentadas enrejilladas, dotadas de un movimiento de sacudida en vaivén, que sirve para separar el resto del grano (10%) que queda entre la paja y para empujar a esta hacia afuera.
- 1.2 Caja de limpia: con una o varias cribas con movimiento oscilante para separar el grano de la paja corta y el tamo, que son arrastrados por la corriente de un ventilador.

Por analogía con elementos de las antiguas trilladoras, los sacudidores son denominados también sacapajas o zarandones, y el fondo inclinado de la caja de cribas que recoge las granzas, valero. El sacudidor convencional está constituido por un conjunto de rampas dentadas con amplios agujeros que permiten el paso del grano y de la paja corta. Las rampas son accionadas por cigüeñales en su parte inferior cuyo radio de la muñequilla varía entre 4 y 10 cm, desplazándose adelante y atrás entre 150 y 200 rpm. El movimiento provoca que la paja se salte hacia el final de los sacudidores, mientras los granos caen por gravedad. Las rampas están montadas con una pendiente a partir de la zona de descarga del cilindro separador con ángulos que varían entre 8 a 15°. (Cañavate, 2012)

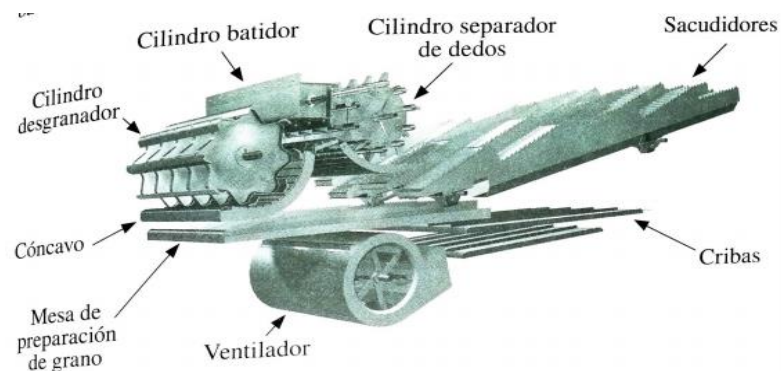


Figura 9-2: Sistema de trilla

Fuente: (Cañavate, 2012)

Las cribas van previstas de agujeros redondos, ovalados, triangulares, alargados, etc., o tienen forma de malla con orificios cuadrados o rectangulares. En la actualidad la mayoría de las cribas no son planas, mostrando unas prominencias y depresiones al nivel de los agujeros que facilitan la caída de grano a través de ellos. En ocasiones las cribas son intercambiables, pudiendo sustituirse unas por otras de acuerdo con el tipo de grano recolectado, el movimiento oscilatorio de las cribas varía entre 200 y 300 rpm, con objeto de facilitar la limpieza final del grano. (Cañavate, 2012)

El ventilador genera de bajo de ellas una corriente de aire que separa las partículas más pesadas (grano) de los más ligeros (tamo, plumas, impurezas). Dicha separación se consigue mediante la conjunción del aire y los elementos mecánicos (cribas). (Cañavate, 2012)

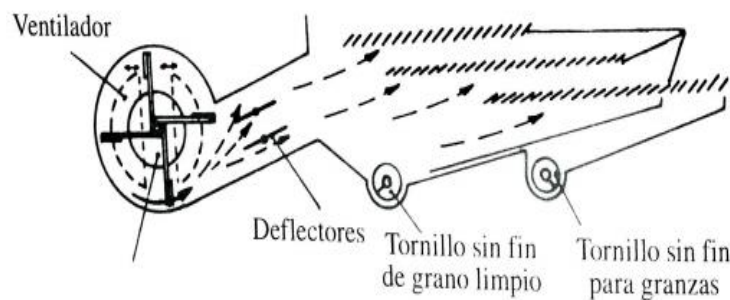


Figura 10-2: Conjunto de ventilador con cribas

Fuente (Cañavate, 2012)

El tipo de ventilador más utilizado es el de paletas axiales que mandan radialmente la corriente de aire. La corriente de aire que lanza el ventilador puede regularse, abriendo o cerrando la toma de aire del ventilador por medio de chapas móviles colocadas lateralmente y también mantienen unos deflectores que modifican su dirección y sección. (Cañavate, 2012)

2.5 Motocultor YTO

Para el diseño del acople en el motocultor se ocupará el YTO ya que está diseñado con una construcción simple, compacta, ligera y confiable, que permite un prolongado tiempo de servicio, fácil operación a campo traviesa. El DF-15 es adecuado para el uso en campos lodosos y secos, para la horticultura, jardinería aun en terrenos con colinas de pendientes moderadas. Puede ser usado para el barbecho, rotocultivo, así como para cosechar, hacer canales, transportación, etc., si se le acondiciona con los implementos adecuados. En adición, el motocultor puede ser extensivamente utilizado como una fuente estacionaria de potencia para drenaje a pequeña escala, irrigación, bombeo, molienda de granos y forrajes, impulsar elevadores de granos de bandas o de gusano, etc. Además, cuenta con un asiento integrado en el motocultivador para dar una conducción más confortable al operador en el proceso de rotocultivo. (YTO, 2017)



Figura 11-2: Motocultor YTO

Fuente: (Changzhou Dongfeng Agricultural Machinery Group Co.)

2.5.1 Especificaciones técnicas de YTO

Tabla 1-2: Especificaciones técnicas del motor YTO

Modelo	DF-15L	Modelo	DF-5L
Marca	YTO	Fuerza de Tracción (Kgf)	221
Tipo	Eje sencillo de propósito dual para tracción	Velocidad de brica por cambio (Km/h)	Hacia delante: 1.6, 2.8, 4.6, 5.9, 10.5, 17.1
Dimensiones generales	2680 x 960 x 1250 (L x A x H) mm	Potencia de salida (Kw/Hp)	12 / 16
Peso (Kg)	509-499	Torque máximo (Nm)	257
Radio mínimo de giro (m)	0.9 sin rotatiller	Motor monocilindrico diésel	4 tiempos

Fuente: (Changzhou Dongfeng Agricultural Machinery Group Co.)

Realizado por: Autores

CAPÍTULO III

3 METODOLOGÍA

3.1 Selección del sistema de trillado

Para la selección del sistema de trillado hemos tomado en cuenta las características principales y rangos de funcionamiento, a continuación, se presenta en la tabla 1-3.

Tabla 1-3: Parámetros de selección del sistema de trillado entre barras y dientes

SISTEMAS DE TRILLADO	
Barras	Dientes / dedos
Su velocidad de funcionamiento óptima es de 1000 rpm para el desgranado de quinua.	Su velocidad de funcionamiento es de 500-900 rpm, hay que variar la velocidad para obtener una velocidad óptima para quinua.
Es eficiente para utilizarla con multigrano sin llegar a romper el grano.	Es más utilizada para chochos por su bajo régimen de funcionamiento.
Se necesita solo una trillada para extraer los granos en su totalidad.	Frecuentemente se realiza 2 o más trilladas para que no exista presencia de grano en la mies trillada
Por su velocidad de funcionamiento presenta un alto rendimiento y menos tiempo en el proceso de trillado.	Por su bajo régimen de velocidad su rendimiento es bajo y se requiere más tiempo para el proceso de trillado.
Su peso es bajo ya que consiste en un sistema de barras con espacios entre cada una y se utiliza entre 6 a 8 barras.	Su peso es considerable ya que es un cilindro recubierto por una plancha de acero y encima dientes que van atornillados en el cilindro

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Por las características y ventajas presentadas, la mejor opción para el diseño del sistema de trillado es un sistema por barras.

3.2 Análisis de carga y esfuerzos

El análisis de la estructura o maquina muy compleja se simplifica por medio del aislamiento sucesivo de cada elemento, para después estudiarlo y analizarlo mediante el empleo de diagramas de cuerpo libre. Cuando todos los elementos se han analizado de esta manera, el conocimiento se unifica para producir información respecto del comportamiento del sistema total.

3.2.1 Cálculo del torque y fuerzas tangenciales del motor cilindro desgranador y ventilador

A continuación, se detalla el procedimiento para el cálculo del torque y fuerzas tangenciales del motor, de ahí el torque que se genera del motor al eje del cilindro desgranador y del cilindro desgranador al eje del cilindro del ventilador véase en la figura (3-1).

Tabla 2-3: Datos de velocidades del motor, cilindro y ventilador

Datos	
w_{motor}	2300 rpm (240.85 rad/s)
W_C	1000 rpm (104.71 rad/s)
W_V	1300 rpm (136.13 rad/s)
r_1	4 pulg (0.1016 m)
r_2	9 pulg (0.2286 m)
r_3	9pulg (0.2286 m)
r_4	7pulg (0.1778 m)

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Tabla 3-3: Cálculo del torque y fuerza tangenciales

Torque del motor	Fuerza tangencial del motor
$T_m = 28.34 [Nm] \text{ (Anexo A)}$	$F_{tangM} = \frac{T_m}{r_1} = 278.93 [N] 278.93 [N]$
Torque al eje del cilindro desgranador	Potencia al eje del cilindro desgranador
$T_c = F_{tangM} \times r_2 = 63.76 [Nm]$	$P_c = T_c \times W_C \times 0.001341 = 8.95 [hp]$
Torque del eje del ventilador	Potencia del eje de ventilador
$T_V = \frac{T_c}{r_3} \times r_4 = 49.56 [Nm]$	$P_V = T_V \times W_V \times 0.001341 = 9.04 [hp]$

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

3.2.2 Análisis de cargas y esfuerzos del eje del cilindro desgranador

Se va a realizar un análisis de cuerpo libre del eje del cilindro desgranador véase en la Figura (22-3) con el fin de obtener los puntos más críticos y los diagramas de esfuerzos cortantes y de momentos flectores a continuación se detalla en la Tabla 5-3.

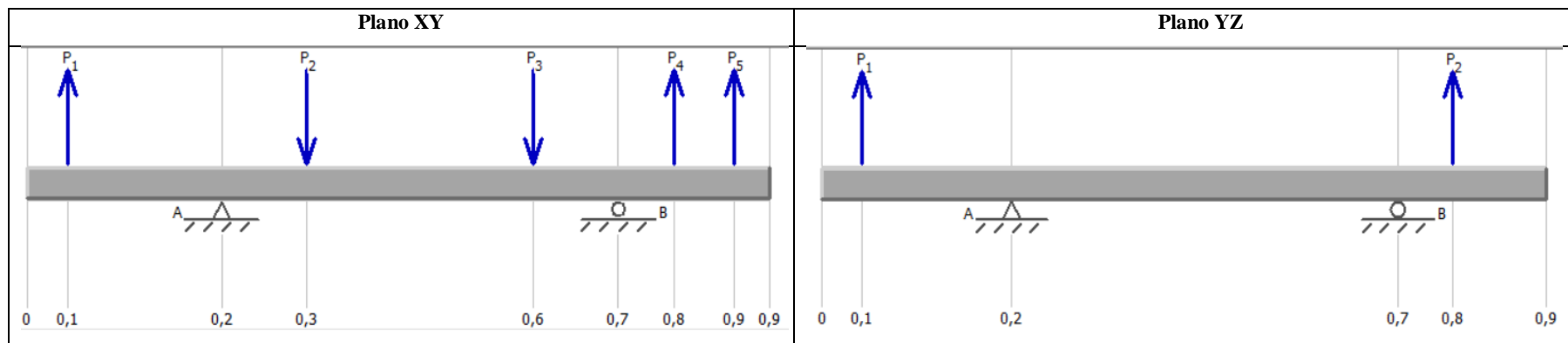
Tabla 4-3: Datos de las fuerzas y momentos que actúan en el cilindro desgranador

Datos	
P1	278.93 [N]
P2	294 [N]
P3	294 [N]
P4	278.93 [N]
P5	278.93 [N]
M1	63.76 [Nm]
M2	63.76 [Nm]

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Tabla 5-3: Análisis de cargas y esfuerzos en el eje del cilindro desgranador



$\Sigma MA = 0$ $-P_1 \text{sen}(40)(0.186) - P_2(0.1025) - P_3(0.3775) + RB_y(0.48)$ $+P_4 \text{sen}(20)(0.548) + P_5(0.6205) = 0$	$\Sigma MA = 0$ $-P \cos(40)(0.186) + RB_z(0.48) + P_4 \cos(20)(0.548) = 0$
$RB_y = 106 \text{ N}$	$RB_z = 216.43 \text{ N}$
$\Sigma MB = 0$ $-P_1 \text{sen}(40)(0.666) - RA(0.48) + P_2(0.3775) + P_3(0.1025) + P_4 \text{sen}(20)(0.068)$ $+P_5(0.1405) = 0$	$\Sigma MB = 0$ $P_1 \cos(40)(0.666) + RA_z(0.48) - P_4 \cos(20)(0.068) = 0$
$RA_y = 140.39 \text{ N}$	$RA_z = 259.33 \text{ N}$
Diagrama de esfuerzos cortantes plano XY	Diagrama de esfuerzos cortantes plano YZ
Diagrama de momento flector plano XY	Diagrama de momento flector plano YZ
$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{yz}^2}$	
$M = 134.58 \text{ N.m} = 1191 \text{ Lb.pulg} \quad T = 63.76 \text{ N.m} = 645 \text{ Lb.pulg}$	

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

3.2.3 Análisis de cargas y esfuerzo del eje del ventilador

Se va a realizar un análisis de cuerpo libre del eje del ventilador véase en la figura (3-22) con el fin de obtener los puntos más críticos y los diagramas de esfuerzos cortantes y de momentos flectores a continuación se detalla en la Tabla 7-3.

Tabla 6-3: Datos de fuerza y momentos que actúan en el eje del ventilador

Datos	
P1	278.93 [N]
P2	35.28 [N]
P3	35.28 [N]
M1	49.59 [Nm]

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Tabla 7-3: Análisis de cargas y esfuerzos en el eje del ventilador

Plano XY	Plano YZ
$\Sigma MA = 0$ $P_1 \text{sen}(40)(0.14) + B_Y(0.5) - P_2(0.125) - P_3(0.375) = 0$	$\Sigma MA = 0$ $P_1 \text{cos}(40)(0.14) - B_Z(0.5) = 0$
$B_Y = 93.47 \text{ N}$	$B_Z = 52.08 \text{ N}$

$\Sigma MB = 0$ $-P_3(0.125) - P_2(0.375) + A_y(0.5) - P_1 \text{sen}(40)(0.64) = 0$	$\Sigma MB = 0$ $P_1 \cos(40)(0.64) - A_z(0.5) = 0$
$A_y = 230.74 \text{ N}$	$A_y = 238.08 \text{ N}$
Diagrama de esfuerzos cortantes plano XY	Diagrama de esfuerzos cortantes plano YZ
Diagrama de momento flector plano XY	Diagrama de momento flecto plano YZ
$M = 39 \text{ N.m} = 345 \text{ Lb.pulg}$	$T = 49.59 \text{ N.m} = 438 \text{ Lb.pulg}$

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

3.3 Selección de ejes

Para el diseño preliminar y de prototipos, así como para algunos análisis de falla, se requiere un método rápido para estimar los límites de resistencia. Existen grandes cantidades de datos en la literatura técnica sobre los resultados de ensayos con vigas rotativas y de ensayos a la tensión simple de muestras tomadas de la misma barra o lingote. En el caso de los aceros, se estimará el límite de resistencia como:

$$S_e' = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 Mpa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ Mpa} & S_{ut} > 1400 \text{ Mpa} \end{cases}$$

S_{ut} es la resistencia a la tensión mínima

Factor de superficie K_a

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

Tabla 8-3: Factor de superficie K_a

Factor a (acabado superficial)			
Acabado superficial	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , Mpa	Exponente b
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

Fuente: (BUDYNAS RICHARD & NISBETT KEITH, 2012)

Realizado por: Autores

Factor de tamaño K_b

Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como:

$$K_b = \begin{cases} 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Factor de temperatura K_c

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

Factor de temperatura kd

Tabla 9-3: Factor de temperatura Kd

Temperatura °C	St/Srt
20	1.000
50	1.010
100	1.020
150	1.025
200	1.020
250	1.000
300	0.975
350	0.943
400	0.900
450	0.843
500	0.768
550	0.672
600	0.549

Fuente: (BUDYNAS RICHARD & NISBETT KEITH, 2012)

Realizado por: Autores

Factor de confiabilidad Ke

Tabla 10-3: Factor de confiabilidad Ke

Confiabilidad, %	Variación de transformación	Ke
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (BUDYNAS RICHARD & NISBETT KEITH, 2012)

Realizado por: Autores

$$Se = ka \times kb \times kc \times kd \times ke \times kf \times Se'$$

$$Se' = 0.5Sut$$

Criterio de Goodman

Utilizamos el criterio de Goodman ya que es un criterio de resistencia fatiga utilizando para el análisis de la resistencia de los ejes en el cilindro desgranador y ventilador.

$$M_m = T_a = 0$$

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(k_f \times M_a)^2 + 3(k_{fs} \times T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(k_f \times M_m)^2 + 3(k_{fs} \times T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

La ecuación nos quedaría

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(k_f \times M_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[3(k_{fs} \times T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Se determina el factor de concentración de esfuerzos a la fatiga k_f y k_{fs}

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

q : sensibilidad a la muesca (Anexo B)

k_t : (Anexo C)

$$k_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1)$$

$q_{cortante}$: sensibilidad a la muesca (Anexo D)

k_{fs} : (Anexo E)

3.3.1 Cálculo del factor de seguridad para el eje del cilindro desgranador

Determinamos el cálculo del factor de seguridad del eje del cilindro desgranador con el criterio de Goodman para obtener el diámetro ideal del eje a continuación se muestra en la Tabla 12-3.

Tabla 11-3: Datos para el criterio de Goodman en el Cilindro

Datos	
Acero	AISI 1018
Sut	64 [kpsi]
D	1(1/4) pulg
a	2.40 [kpsi]
b	-0.265
q	0.62(Anexo B)
Kt	1.65(Anexo C)
$q_{cortante}$	0.62(Anexo D)
k_{fs}	1.4(Anexo E)
M	1191 Lb. pulg
T	645 Lb. pulg

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Tabla 12-3: Calculo del factor de seguridad para el eje del cilindro desgranador

$ka = aSut^b$	$kb = 0.879d^{-0.107}$	kc	kd	ke	$Se' = 0.5Sut$
0.89	0.858	1 flexión	1	1	32000 psi
$Se = ka \times kb \times kc \times kd \times ke \times kf \times Se'$					
$Se = 25033.92 \text{ psi}$					
$k_f = 1 + q(k_t - 1)$			$k_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1)$		
$k_f = 1.403$			$k_{fs} = 1.248$		
$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{Se} \left[4(k_f \times Ma)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{Sut} \left[3(k_{fs} \times Tm)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$					
$d = 1.25 \text{ pulg}$					
Tenemos un factor de seguridad de 3 el cual nos indica que el eje $1\frac{1}{4}'$ es adecuado para soportar las cargas.					

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

3.3.2 Cálculo del factor de seguridad para el eje del ventilador

Se determino el factor de seguridad del eje del ventilador con el criterio de Goodman para obtener el diámetro ideal del eje a continuación se muestra en la Tabla 14-3.

Tabla 13-3: Datos para el criterio de Goodman en el ventilador

Datos	
Acero	AISI 1018
Sut	64 [kpsi]
D	1 pulg
a	2.70 [kpsi]
b	-0.265
q	0.7(Anexo B)
Kt	1.7(Anexo C)
$q_{cortante}$	0.7(Anexo D)
k_{fs}	1.4(Anexo E)
M	345 Lb. pulg
T	438 Lb. pulg

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Tabla 14-3: Calculo del factor de seguridad para e eje del ventilador

$ka = aSut^b$	$kb = 0.879d^{-0.107}$	kc	kd	ke	$Se' = 0.5Sut$
0.89 psi	0.879	1 flexión	1	1	32000 psi
$Se = ka \times kb \times kc \times kd \times ke \times kf \times Se'$					
$Se = 25033.92psi$					
$k_f = 1 + q(k_t - 1)$			$k_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1)$		
$k_f = 1.49$			$k_{fs} = 1.28$		
$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{Se} \left[4(k_f \times Ma)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{Sut} \left[3(k_{fs} \times Tm)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$					
$d = 1 \text{ pulg}$					
Tenemos un factor de seguridad de 3 el cual nos indica que el eje 1' es adecuado para soportar las cargas.					

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

3.4 Selección de correa y poleas

Las correas son elementos elasticos y suelen ser bastantes largas, tienen una funcion importante en la absorcion de cargas de impacto, en el amortiguamiento y aislamiento de los efectos de las vibraciones, la mayoría de los elementos flexibles no tienen vida infinita, es importante establecer un programa de inspeccion para protegerlos contra desgaste, envejecimiento y perdida de elasticidad. Los elementos se deben reemplazar a la primera señal de deterioro.

3.4.1 Selección de la correa Motor-Eje del cilindro desgranador

Se determino la selección de la correa desde el motor al eje del cilindro, calculando la longitud de la correa, el tipo de correa y el tiempo de vida a continuación se muestra en la Tabla 16-3.

Tabla 15-3: Datos para la selección de la correa hacia el cilindro desgranador

Datos			
P	13.5 [Hp]	H_{tab}	13.5hp
Fcp	1.2(Anexo F)	H_{nom}	13.5 hp
K	2.3	d	4
N	2300 rpm menor	n_d	1
n	1000 rpm mayor	k_c	0.965 (Anexo K)
l	72cm	V	2356.19 ft/min
k_1	1.2 (Anexo F)	k_b	576 (Anexo K)
k	1193(Anexo L)	L_p	B75 (Anexo M)
b	10.926(Anexo L)	k_s	1 (Anexo J)

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Tabla 16-3: Selección de la correa Motor-Eje del cilindro desgranador

Coefficiente de corrección de la potencia.	
$P_c = P \times F_{cp}$	$P_c = 16.2 [Hp]$
Correa de tipo B. (ver Anexo G)	
$\frac{R.P.M. \text{ polea menor}}{\text{Potencia corregida}}$	$\frac{2300}{16.2}$
Relación de transmisión	
$K = \frac{N}{n}$	2.3
Elección de los diámetros primitivos de las poleas	
$D = K * d$	$D = 9.2" \approx 9"$
Longitud primitiva de la correa	
$L = 2l + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4l}$	Ver (Anexo I) para aproximación $L = 196.4 [cm] \approx 1947 [mm]$ Correa B75
Potencia permitida por banda	
$H_a = k_1 H_{tab}$	$H_a = 16.2 hp$
La potencia de diseño	
$H_d = H_{nom} k_s n_d$	$H_d = 13.5$
Tensión centrífuga	
$F_c = k_c \left(\frac{v}{1000}\right)^2$	$F_c = 28.34 lb$
Potencia que se transmite por banda	
$\Delta F = \frac{63025 \left(\frac{H_d}{N_b}\right)}{n \left(\frac{d}{2}\right)}$	$\Delta F = 41.10 lb$
La tensión mayor F_1	
$\phi_d = \pi - \text{sen}^{-1} \frac{D - d}{2c}$ $F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1}$	$\phi_d = 3.053 rad$ $F_1 = 80.35 lb$
La tensión menor F_2	
$F_2 = F_1 - \Delta F$	$F_2 = 39.24 lb$
Factor de seguridad	
$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} k_s}$	$n_{fs} = 2.4$
Número de pasadas	
$F_{b1} = \frac{k_b}{d}$ $F_{b2} = \frac{k_b}{D}$ $T_1 = F_1 + F_{b1}$ $T_2 = F_1 + F_{b2}$ $N_p = \left[\left(\frac{k}{T_1}\right)^{-b} + \left(\frac{k}{T_2}\right)^{-b} \right]^{-1}$	$F_{b1} = 144 lb$ $F_{b2} = 64 lb$ $T_1 = 224.35 lb$ $T_2 = 144.35 lb$ $N_p = 8.4 \times 10^7$

La vida en horas t	
$t = \frac{N_p L_p}{720 V}$	$t = 1671.98 h$
$1671.98 h = \frac{1 \text{ día}}{8 h} = \frac{1 \text{ semana}}{5 \text{ días}} = \frac{1 \text{ mes}}{4 \text{ semanas}} = 10 \text{ meses} = \frac{1 \text{ año}}{4 \text{ m trilla}} = 2.5$	
Se necesita una Correa B75 y tenemos que dentro de 10 meses hay que cambiarla, como el tiempo de trilla se realiza 4 meses en todo el año, tendremos que cambiarla a los 2,5 años, pero es recomendable revisarla cada año.	

Fuente: (Dunlop) (BUDYNAS RICHARD & NISBETT KEITH, 2012)

Realizado por: Autores

3.4.2 Selección de la correa del eje cilindro desgranador-eje de zaranda vibratoria

Se determino la selección de la correa desde el eje del cilindro al eje de la zaranda vibratoria, calculando la longitud de la correa, el tipo de correa y el tiempo de vida a continuación se muestra en la Tabla 18-3.

Tabla 17-3: Datos para la selección de la correa hacia la zaranda

Datos			
P	8.95[Hp]	H_{tab}	8.95hp
Fcp	1.1(Anexo F)	H_{nom}	8.95 hp
K	2.5	d	4
N	1000 rpm menor	n_d	1
n	400 rpm mayor	k_c	0.561 (Anexo K)
l	36cm	V	1047.19ft/min
k_1	1.2 (Anexo F)	k_b	220 (Anexo K)
k	674(Anexo L)	L_p	A49 (Anexo M)
b	11.089(Anexo L)	k_s	1 (Anexo J)

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Tabla 18-3: Selección de la correa del eje del cilindro desgranador-eje de zaranda vibratoria

Coeficiente de corrección de la potencia.	
$P_c = P \times F_{cp}$	$P_c = 9.845 [Hp]$
Correa de tipo A. (ver Anexo G)	
$\frac{R.P.M. \text{ polea menor}}{\text{Potencia corregida}}$	$\frac{1000}{9.845}$
Relación de transmisión	
$K = \frac{N}{n}$	2.5
Elección de los diámetros primitivos de las poleas	
$D = K * d$	$D = 10''$

Longitud primitiva de la correa	
$L = 2l + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4l}$	Ver (Anexo I) para aproximación $L = 129.44 [cm] \approx 1280 [mm]$ Correa A49
Potencia permitida por banda	
$H_a = k_1 H_{tab}$	$H_a = 10.74 hp$
La potencia de diseño	
$H_d = H_{nom} k_s n_d$	$H_d = 8.95$
Tensión centrífuga	
$F_c = k_c \left(\frac{v}{1000} \right)^2$	$F_c = 0.61 lb$
Potencia que se transmite por banda	
$\Delta F = \frac{63025 \left(\frac{H_d}{N_b} \right)}{n \left(\frac{d}{2} \right)}$	$\Delta F = 282.04 lb$
La tensión mayor F_1	
$\phi_d = \pi - \text{sen}^{-1} \frac{D - d}{2c}$ $F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1}$	$\phi_d = 2.92 rad$ $F_1 = 364.17 lb$
La tensión menor F_2	
$F_2 = F_1 - \Delta F$	$F_2 = 82.13 lb$
Factor de seguridad	
$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} k_s}$	$n_{fs} = 1.2$
Número de pasadas	
$Fb_1 = \frac{k_b}{d}$ $Fb_2 = \frac{k_b}{D}$ $T_1 = F_2 + F_{b1}$ $T_2 = F_2 + F_{b2}$ $N_p = \left[\left(\frac{k}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{k}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1}$	$Fb_1 = 55 lb$ $Fb_2 = 22 lb$ $T_1 = 137.13 lb$ $T_2 = 104.13 lb$ $N_p = 4.45 \times 10^7$
La vida en horas t	
$t = \frac{N_p L_p}{720 V}$	$t = 2968.63 h$
$2968.63 h = \frac{1 \text{ día}}{8 h} = \frac{1 \text{ semana}}{5 \text{ días}} = \frac{1 \text{ mes}}{4 \text{ semanas}} = 18 \text{ meses} = \frac{1 \text{ año}}{4 \text{ m trilla}} = 4.6$	
Necesitamos una Correa A49 y tenemos que dentro de 18 meses hay que cambiar la banda, como el tiempo de trilla se realiza 4 meses en todo el año tendremos que cambiar la banda en un periodo de 4 años, pero es recomendable revisarla a partir del 3 año de uso.	

Fuente: (Dunlop) (BUDYNAS RICHARD & NISBETT KEITH, 2012)

Realizado por: Autores

3.4.3 Selección de la correa del eje cilindro desgranador-eje del ventilador

Se determino la selección de la correa desde el eje del cilindro al eje del ventilador, calculando la longitud de la correa, el tipo de correa y el tiempo de vida a continuación se muestra en la Tabla 20-3.

Tabla 19-3: Datos para la selección de la correa hacia el ventilador

Datos			
P	9[Hp]	H_{tab}	9hp
F_{cp}	1 (Anexo F)	H_{nom}	9 hp
K	1.3	d	4
N	1300 rpm menor	n_d	1
n	1000 rpm mayor	k_c	0.965 (Anexo K)
l	65cm	V	3063.05ft/min
k_1	1.2 (Anexo F)	k_b	220 (Anexo K)
k	574(Anexo L)	L_p	A75 (Anexo M)
b	11.089(Anexo L)	k_s	1 (Anexo J)

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Tabla 20-3: Selección de la correa del eje del cilindro desgranador al eje del ventilador

Coefficiente de corrección de la potencia.	
$P_c = P \times F_{cp}$	$P_c = 9 [Hp]$
Correa de tipo A. (ver Anexo G)	
$\frac{R.P.M. \text{ polea menor}}{\text{Potencia corregida}}$	$\frac{1000}{9}$
Relación de transmisión	
$K = \frac{N}{n}$	1.3
Elección de los diámetros primitivos de las poleas	
$d = \frac{D}{K}$	$D = 6.92'' \approx 7$
Longitud primitiva de la correa	
$L = 2l + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4l}$	Ver (Anexo I) para aproximación $L = 1939 [mm] \approx 1937 [mm]$ Correa A75
Potencia permitida por banda	
$H_a = k_1 H_{tab}$	$H_a = 10.8 hp$
La potencia de diseño	
$H_d = H_{nom} k_s n_d$	$H_d = 9$
Tensión centrífuga	
$F_c = k_c \left(\frac{v}{1000}\right)^2$	$F_c = 5.26 lb$

Potencia que se transmite por banda	
$\Delta F = \frac{63025 \left(\frac{H_d}{N_b}\right)}{n \left(\frac{d}{2}\right)}$	$\Delta F = 83.11 lb$
La tensión mayor F_1	
$\phi_d = \pi - \text{sen}^{-1} \frac{D-d}{2c}$ $F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1}$	$\phi_d = 3.10 rad$ $F_1 = 109.74 lb$
La tensión menor F_2	
$F_2 = F_1 - \Delta F$	$F_2 = 26.63 lb$
Factor de seguridad	
$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} k_s}$	$n_{fs} = 1.2$
Número de pasadas	
$F b_1 = \frac{k_b}{d}$ $F b_2 = \frac{k_b}{D}$ $T_1 = F_2 + F_{b1}$ $T_2 = F_2 + F_{b2}$ $N_p = \left[\left(\frac{k}{T_1}\right)^{-b} + \left(\frac{k}{T_2}\right)^{-b} \right]^{-1}$	$F b_1 = 31.43 lb$ $F b_2 = 24.44 lb$ $T_1 = 141.17 lb$ $T_2 = 134.18 lb$ $N_p = 3.67 \times 10^7$
La vida en horas t	
$t = \frac{N_p L_p}{720 V}$	$t = 1269.45 h$
$1269.45 h = \frac{1 \text{ día}}{8 h} = \frac{1 \text{ semana}}{5 \text{ días}} = \frac{1 \text{ mes}}{4 \text{ semanas}} = 8 \text{ meses} = \frac{1 \text{ año}}{4 \text{ m trilla}} = 2$	
Necesitamos una Correa A75 y tenemos que dentro de 8 meses hay que cambiar la banda, como el tiempo de trilla se realiza 4 meses en todo el año tendremos que cambiar la banda en un periodo de 2 años.	

Fuente: (Dunlop) (BUDYNAS RICHARD & NISBETT KEITH, 2012)

Realizado por: Autores

3.4.4 Selección de la correa para el motocultor

Se determino la correa desde el eje del cilindro al motocultor, calculando la longitud de la correa, el tipo de correa y el tiempo de vida a continuación se muestra en la Tabla 22-3.

Tabla 21-3: Datos para la selección de la correa del motocultor

Datos		
D_1	$9' = 22.86 cm$	<i>polea del eje del cilindro</i>
D_2	$6' = 15.24 cm$	<i>polea del motocultor</i>
N_1	$1000 rpm$	<i>eje de cilindro</i>

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Tabla 22-3: Selección de la correa para el motocultor

Velocidad de motocultor	
$i = \frac{D_1}{D_2} = \frac{N_2}{N_1}$	$N_2 = 1500$
Selección de bandas	
$L = 2l + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4l}$	Ver (Anexo I) para aproximación $L = 320.03 [mm] \approx 3200[mm]$ Correa B125

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

3.5 Diseño de cuñas

Las cuñas y los pasadores se utilizan sobre los ejes para fijar elementos rotatorios, como engranes, poleas o ruedas. Las cuñas se emplean para permitir la transmisión del par de torsión del eje al elemento que soporta. La longitud máxima de una cuña está limitada por la longitud de la masa del elemento agregado, y por lo general no debe exceder 1.5 veces el diámetro del eje para evitar la torcedura excesiva con la deflexión angular.

Para la obtención del par de torsión se obtiene mediante la ecuación de la potencia.

$$H = \frac{FV}{33000} = \frac{2\pi Tn}{33000(12)} = \frac{Tn}{63025}$$

H=potencia (Hp)

T=par de torsión (lb. pulg)

F=fuerza(lb)

V=velocidad(rpm)

La fuerza en la superficie del eje

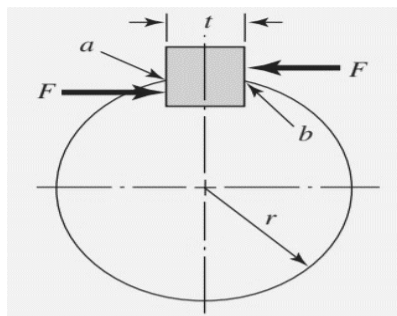


Figura 1-3: Fuerzas que actúan en un cuñero

Fuente: (BUDYNAS RICHARD & NISBETT KEITH, 2012)

$$F = \frac{T}{r}$$

Mediante la energía de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0.577S_y$$

La falla por cortante a lo largo del área a, b.

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{t \times l}$$

Resistencia al aplastamiento

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{t \times \frac{l}{2}}$$

3.5.1 Diseño de cuña para el eje del cilindro desgranador

Se determino una cuña para el cilindro desgranador calculando el factor de aplastamiento y esfuerzo cortante a continuación se muestra en la Tabla 24-3

Tabla 23-3: Datos para la selección del cuñero del eje del cilindro desgranador

Datos	
ASTM A36	
Esfuerzo de fluencia S_y	36 kpsi
T	4mm=0.157pulg
L	5cm=1.96pulg
Mínimo esfuerzo de fluencia	58-60 kpsi

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Tabla 24-3: Diseño de cuñas para el eje del cilindro desgranador

Par de torsión	
$T = \frac{63025H}{n}$	$T = 564.07 \text{ lb.pulg}$
La fuerza en la superficie del eje	
$F = \frac{T}{r}$	$F = 902.51 \text{ lb}$
Energía de distorsión	
$S_{sy} = 0.577S_y$	$S_{sy} = 20.7 \text{ kpsi}$
Falla al esfuerzo cortante	

$\frac{Ssy}{n} = \frac{F}{t \times l}$	$n = 7$
Resistencia al aplastamiento	
$\frac{Sy}{n} = \frac{F}{t \times \frac{l}{2}}$	$n = 6.34$

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

3.5.2 Diseño del cuñero para el eje del ventilador

Se determino una cuña para el eje del ventilador calculando el factor de aplastamiento y esfuerzo cortante a continuación se muestra en la Tabla 25-3.

Tabla 25-3: Datos para selección del cuñero para el eje del ventilador

Datos	
ASTM A36	
Sy	36 kpsi
T	4mm=0.157pulg
L	5cm=1.96pulg

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Tabla 26-3: Diseño del cuñero para el eje del ventilador

Par de torsión	
$T = \frac{63025H}{n}$	$T = 436.32lb.pulg$
La fuerza en la superficie del eje	
$F = \frac{T}{r}$	$F = 872.64 lb$
Energía de distorsión	
$Ssy = 0.577Sy$	$Ssy = 20.7kpsi$
Falla al esfuerzo cortante	
$\frac{Ssy}{n} = \frac{F}{t \times l}$	$n = 7$
Resistencia al aplastamiento	
$\frac{Sy}{n} = \frac{F}{t \times \frac{l}{2}}$	$n = 6.34$

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

3.6 Selección de chumaceras

Una chumacera es una combinación de un rodamiento radial de bolas, sello y un alojamiento de hierro fundido de alto grado o acero prensado, la superficie exterior del rodamiento y la superficie interior del alojamiento son esféricas, para que la unidad sea auto-alineable.

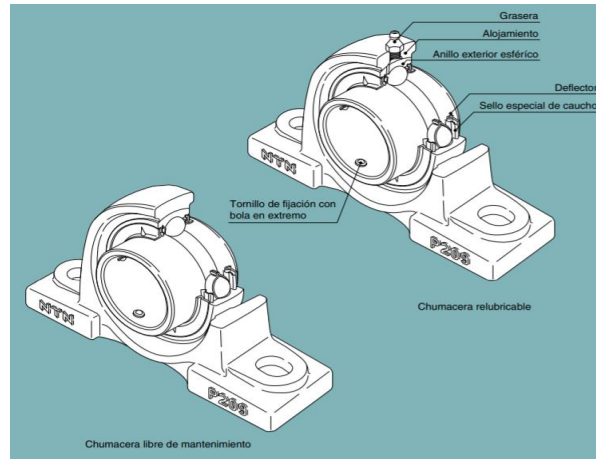


Figura 2-3: Chumacera NTN

Fuente: (NTN, 2009)

3.6.1 Cálculo de las reacciones en los cojinetes

$$R = \sqrt{R_{xy}^2 + R_{zy}^2}$$

Comparación entre la carga estática tabulada con la carga estática requerida

$$C_{o_{req}} = F_s \times P_o$$

$C_{o_{req}}$: capacidad estática requerida

F_s : coeficiente de seguridad estática

$P_o = R$: carga equivalente

$$C_{o_{req}} < C_o \text{ tabulado}$$

Comparación entre la carga dinámica tabulada con la carga dinámica requerida

$$C_{req} = R * \frac{f_l}{f_n}$$

C_{req} : Capacidad dinámica requerida

f_l : factor de duración

f_n : factor de velocidad

$$C_{req} < C \text{ Tabulado}$$

3.6.1.1 Selección de chumaceras en el eje del cilindro desgranador

Se tomo para el diseño una chumacera UPC 207 para realizar un análisis de cargas estáticas y las cargas dinámicas que se aplican en el eje del cilindro desgranador a continuación se muestra en la Tabla 26-3.



Figura 3-3: Chumacera P207

Fuente: Autores

Tabla 27-3: Selección de la chumacera en el eje del cilindro desgranador

Reacciones en el punto A	
$RA = \sqrt{R_{xy}^2 + R_{zy}^2}$	$RA = 240 \text{ N}$
Seleccionamos por tabla el factor de velocidad y el factor de duración	
1000 rpm factor	$f_n = 0.32$ (Anexo N)
$L_{10} = 50\,000 \text{ h}$ factor	$f_l = 4.5$ (Anexo N-O)
Selección de carga estática y dinámica por catálogo (Anexo P)	
$C = 25.5 \text{ KN}$	$C_0 = 15.3 \text{ KN}$
Análisis estático	
$C_{0req} = Fs \times Po$	$C_{0req} = 855 \text{ N}$
$Fs \geq 2 - 2.9$ (Anexo Q)	
$C_{0req} < C_0$	$855 \text{ N} < 15.3 \text{ KN}$
Análisis dinámico	
$C_{req} = R * \frac{f_l}{f_n}$	$C_{req} = 4146 \text{ N} = 4.1 \text{ KN}$
$C_{req} < C$	$4.1 \text{ KN} < 25.5 \text{ KN}$
La chumacera seleccionada para en punto A es adecuada para el eje de 1 ¼ ya que no sobrepasa a la máxima carga estática y dinámica.	
Reacciones en el punto B	

$RB = \sqrt{R_{xy}^2 + R_{zy}^2}$	$RB = 294 N$
Seleccionamos por tabla el factor de velocidad y el factor de duración	
1000 rpm factor	$f_n = 0.32$ (Anexo N)
$L_{10} = 50\ 000 h$ factor	$f_l = 4.5$ (Anexo N-O)
Selección de carga estática y dinámica por catálogo (Anexo P)	
$C = 25.5 KN$	$C_0 = 15.3 KN$
Análisis estático	
$C_{o_{req}} = Fs \times Po$	$C_{o_{req}} = 698 N$
$Fs \geq 2 - 2.9$ (Anexo Q)	
$C_{o_{req}} < C_0$	$698 N < 15.3 KN$
Análisis dinámico	
$C_{req} = R * \frac{f_l}{f_n}$	$C_{req} = 3388 N = 3.3 KN$
$C_{req} < C$	$3.3 KN < 25.5 KN$
La chumacera seleccionada para el punto B es adecuada para el eje de 1 ¼ ya que no sobrepasa a la máxima carga estática y dinámica.	

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

3.6.1.2 Selección de chumaceras en el eje del ventilador

Se tomo para el diseño una chumacera UPC 205 para realizar un análisis de cargas estáticas y las cargas dinámicas que se aplican en el eje del ventilador a continuación se muestra en la Tabla 28-3



Figura 4-3: Chumacera P205

Fuente: Autores

Tabla 28-3: Selección de la chumacera del eje del ventilador

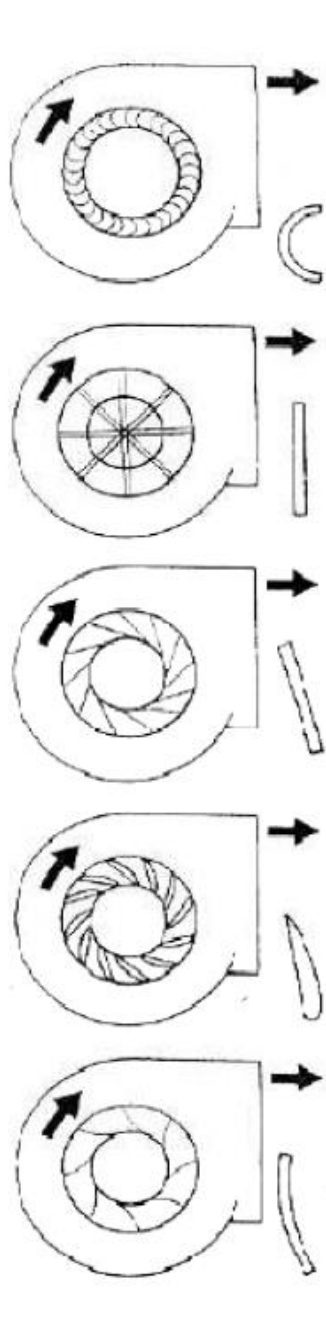
Reacciones en el punto C	
$RC = \sqrt{R_{xy}^2 + R_{zy}^2}$	$RC = 331 N$
Seleccionamos por tabla el factor de velocidad y el factor de duración	
1000 rpm factor $L_{10} = 50\ 000 h$ factor	$f_n = 0.32$ (Anexo N) $f_l = 4.5$ (Anexo N-O)
Selección de carga estática y dinámica por catálogo (Anexo P)	
$C = 14 KN$	$C_o = 7.8 KN$
Análisis estático	
$C_{oreq} = Fs \times Po$ $Fs \geq 2 - 2.9$ (Anexo Q)	$C_{oreq} = 961 N$
$C_{oreq} < C_o$	$961 N < 7.8 KN$
Análisis dinámico	
$C_{req} = R * \frac{f_l}{f_n}$	$C_{req} = 4662 N = 4.6 KN$
$C_{req} < C$	$4.6 KN < 14 KN$
La chumacera seleccionada para en punto C es adecuada para el eje de 1 pulg ya que no sobrepasa a la máxima carga estática y dinámica.	
Reacciones en el punto D	
$RD = \sqrt{R_{xy}^2 + R_{zy}^2}$	$RD = 106 N$
Seleccionamos por tabla el factor de velocidad y el factor de duración	
1000 rpm factor $L_{10} = 50\ 000 h$ factor	$f_n = 0.32$ (Anexo N) $f_l = 4.5$ (Anexo N-O)
Selección de carga estática y dinámica por catálogo (Anexo P)	
$C = 14 KN$	$C_o = 7.8 KN$
Análisis estático	
$C_{oreq} = Fs \times Po$ $Fs \geq 2 - 2.9$ (Anexo Q)	$C_{oreq} = 310 N$
$C_{oreq} < C_o$	$310 N < 7.8 KN$
Análisis dinámico	
$C_{req} = R * \frac{f_l}{f_n}$	$C_{req} = 1504 N = 1.5 KN$
$C_{req} < C$	$1.5 kN < 14 KN$
La chumacera seleccionada para el punto D es adecuada para el eje de 1 pulg ya que no sobrepasa a la máxima carga estática y dinámica.	

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

3.7 Sistema de limpieza

El principio de funcionamiento de los ventiladores centrífugos es el mismo de las bombas centrífugas. Están constituidas por un rotor que posee una serie de paletas o álabes, de diversas formas y curvaturas, que giran aproximadamente entre 200 y 5000 rpm dentro de una caja o envoltura.



DESCRIPCION	APLICACIONES
<p>PALAS CURVADAS HACIA DELANTE: Las palas de la turbina son pequeñas y curvadas hacia delante según la dirección de rotación de la turbina. Este ventilador gira a velocidades relativamente bajas para mover gran cantidad de aire. A este tipo de turbina se les llama a menudo turbina de jaula de ardilla.</p>	<p>Principalmente para presiones bajas, ventilaciones, aire acondicionado de tipo doméstico (hornos), unidades de maquinarias estacionadas y equipos de acondicionamiento de aire.</p>
<p>PALA RADIAL: Esta turbina es como una rueda de paletas, con o sin llantas. Las palas son perpendiculares al eje de rotación de la turbina y el ventilador gira a una velocidad media para remover una cantidad de aire dada.</p>	<p>El tipo de pala radial esta diseñado para el manejo de materia en suspensión. Es de construcción fuerte y de reparación simple también se utiliza para requerimientos industriales de alta presión.</p>
<p>PALAS INCLINADAS HACIA ATRÁS: Esta turbina es de palas lisas, inclinadas de rotación de la turbina. Este ventilador gira a una velocidad relativamente alta y es mas eficaz que los nombrados hasta ahora.</p>	<p>Calefacciones centrales, sistemas de ventilación y de aire acondicionado. Se usa para aplicaciones industriales en donde la pala Airfoil puede sufrir entila por el polvo en suspensión.</p>
<p>PALA AIRFOIL: Aunque no es un "tipo básico", es un importante adelanto en el diseño de turbinas con palas inclinadas hacia atrás. Posee un elevado índice de eficacia y gira a una velocidad ligeramente mayor que la pala plana standard.</p>	<p>Es el mas eficaz de todos los centrífugos. Generalmente se utiliza para sistemas HVAC y en aplicaciones industriales de aire limpio en donde los ahorros de energía son significativos. Puede tener una construcción especial para tratamiento de aire sucio.</p>
<p>RADIAL TIP: Las palas de la turbina están curvadas en la dirección de eje de rotación de la turbina pero las palas están echadas hacia atrás de manera que su extremo exterior se aproxima a la posición radial. Este ventilador gira aproximadamente a la misma velocidad que una turbina de palas inclinadas hacia atrás.</p>	<p>Este tipo también se ha diseñado para el manejo de materias en suspensión o suciedad y es mas que la pala radial.</p>

Figura 5-3: Clasificación de ventiladores centrífugos

Fuente: (Blower, 2006)

3.7.1 Cálculo para el sistema de limpieza

Para realizar el cálculo para una velocidad que permite separar las impurezas de los granos de la quinua, se aplica la ecuación de aerodinámica.

$$F_a = \frac{c \times A_e \times \rho_a \times v_y^2}{2}$$

Donde:

Fa: fuerza ascendente del aire (kg)

C: coeficiente adimensional de forma (Anexo S)

Ae: área de proyección de la partícula perpendicular a la Vy

Vy: velocidad de ascenso del polvo o impureza

Pa: densidad del aire expuesto

La fuerza de corriente del aire se descompone en el plano X-Y, ya que la salida esta inclinada, así que la fuerza ascendente Fa es igual a la fuerza Fy.

Además, para que la impureza se eleve debe de cumplir la condición.

$$F_a > W_i$$

Donde:

Wi: peso de la impureza

Pero si la impureza es significativamente mayor que la fuerza aerodinámica el cuerpo cae.

Para factores de diseño se considera que el ventilador debe de limpiar las impurezas de hasta el 10% del peso de la rama de quinua.

El peso promedio por rama de quinua solo en grano es de $W_q = 1.85 \times 10^{-2} kg$

Tabla 29-3: Peso promedio por rama de quinua solo en grano

$W_i = W_q \times \frac{10\%}{100\%}$	$W_i = 1.85 \times 10^{-3} kg$
---------------------------------------	--------------------------------

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Teniendo en cuenta la condición de $Fa > Wi$ se tomará un valor de $Fa = 2 \times 10^{-3}$, no se puede considerar una fuerza mayor por la razón de que la corriente de aire puede arrastrar los granos y tendríamos una pérdida significativa de la quinua.

La densidad del aire

Tabla 30-3: Densidad del aire

T, °C	Aire ρ kg/m_3
-25	1.423
-20	1.395
-15	1.368
-10	1.342
-5	1.316
0	1.293
5	1.269
10	1.247
15	1.225
20	1.204
25	1.184
30	1.164
35	1.146

Fuente: (Tzaqui E. & Benalcazar E., 2012)

Realizado por: Autores

Para nuestro caso tenemos que la densidad del aire a 20°C es de 1.204 kg/m_3

El coeficiente adimensional para partículas se obtiene del (Anexo S)

Al realizar mediciones de los diámetros de las esporas de los tallos, se obtuvo un promedio de diámetros de $D=1.8$ mm. (Anexo T)

Tabla 31-3: Calculo del caudal del ventilador

Para calcular el área de proyección de la partícula	
$A_c = \frac{\pi \times D^2}{4}$	$A_c = 2.54 \times 10^{-6} m^2$
La velocidad de ascenso de la impureza V_y	
$V_y = \sqrt{\frac{2 \times Fa}{c \times A_c \times \rho_a}}$	$V_y = 33.06$
Dimensiones de salida del viento a=36cm b=10cm x=44 cm	
Diámetro equivalente	
$d_{eq} = \left(\frac{4 \times a \times b}{\pi}\right)^{0.5}$	$d_{eq} = 0.214m$
Relacionamos el diámetro equivalente y la distancia de recorrido de flujo x	

$\varepsilon = \frac{x}{d_{eq}}$	$\varepsilon = 2.05$
Velocidad inicial del chorro V_0	
$0.86 = \frac{Vr}{V_0}$	$V_0 = 38.44 \frac{m}{s}$
Área de la ventana del ventilador	
$A_v = a \times b$	$A_v = 0.036m^2$
Caudal	
$Q = V_0 \times A_v$	$Q = 1.38 \frac{m^3}{s}$

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Análisis de la potencia del ventilador

La variación de presión que se genera en el ventilador viene determinada de acuerdo con la relación de los diámetros

$$\frac{D_2}{D_1} = i$$

Para ver el valor de i se compara en la siguiente Tabla 32-3:

Tabla 32-3: Variación de presión en función de los diámetros

Δp (mm H_2O)	$\frac{D_2}{D_1}$
100	1.4
104	1.6
123	1.8
210	2

Fuente: (Tzaqui E. & Benalcazar E., 2012)

Realizado por: Autores

Tabla 33-3: Calculo de la potencia útil del ventilador

Variación de presión	
$\frac{D_2}{D_1} = i$	$i = \frac{32}{24} = 1.33 \cong 1.4$
Para una relación de 1.4 tenemos un valor de variación de presión de 100 mm H_2O	$100 \text{ mm } H_2O \frac{9.80665 \frac{N}{m^2}}{1 \text{ mm } H_2O} = 980 \frac{N}{m^2}$
Altura de presión	
$h = \frac{\Delta p}{\rho \times g}$	$h = 83.33m$
Potencia útil	
$P_u = \rho \times Q \times g \times h$	$P_u = 1352.34 w$

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Análisis de la potencia del aire

Como resultado final del cálculo de un sistema de conductos, se obtiene el caudal total de aspiración que circula por el mismo y la presión requerida por el sistema. La presión se puede indicar como la presión total del ventilador, expresa en altura de columna de agua H_{tv} o como presión estática del ventilador.

Tabla 34-3: Análisis de la potencia de funcionamiento del ventilador

Presión total del ventilador	
$H_{tv} = \Delta p \times Q^2$	$H_{tv} = 190.44$
Potencia de funcionamiento del ventilador	
$Pot_v = Q \times h_{tv} \times g$	$Pot_v = 2426 \text{ w}$

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Rendimiento del ventilador

Cuando ya se ha obtenido las características básicas del ventilador, se procede obtener el rendimiento con el que trabaja. El rendimiento se define como el cociente entre la potencia que entre el ventilador de aire y la potencia que el ventilador recibe de su eje.

Tabla 35-3: Calculo del rendimiento del ventilador

Rendimiento del ventilador	
$n_v = \frac{Pot_v}{Pot_a}$	$n_v = 55\%$

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

3.8 Propiedades de materiales

Los aceros de bajo contenido de carbono con buena soldabilidad, maquinabilidad y propiedades mecánicas utilizados para la construcción de estructuras y chasis en la industria automotriz ecuatoriana, más comercializado son: ASTM A36 (estructuras), AISI 1018(ejes de transmisión) y AISI 304 (aceros inoxidables). Generalmente disponibles en: barras, varillas, planchas, vigas, platinas y ángulos. En las siguientes tabla 36-3, tabla 37-3, tabla 38-3 se detallan las propiedades físicas y mecánicas de estos materiales..

Tabla 36-3: Propiedades del acero ASTM A36

Propiedades Físicas	
Densidad	7.85 g/cc
Propiedades Mecánicas	
Resistencia a la tracción	400-550 Mpa
Resistencia la fluencia	250 MPa
Módulo de elasticidad	200GPa
Módulo de corte	79.3 GPa
Coefficiente de Poisson	0.26
Elongación	20%

Fuente: (MatWeb, 1990)

Realizado por: Autores

Tabla 37-3: Propiedades del acero AISI 1018

Propiedades Físicas	
Densidad	7.87 g/cc
Propiedades Mecánicas	
Resistencia a la tracción	440 Mpa
Resistencia la fluencia	370MPa
Módulo de elasticidad	200GPa
Módulo de corte	80 GPa
Coefficiente de Poisson	0.29
Elongación	15%
Dureza, Brinell	126

Fuente: (MatWeb, 1990)

Realizado por: Autores

Tabla 38-3: Propiedades del acero inoxidable 304

Propiedades Físicas	
Densidad	8.0 g/cc
Propiedades Mecánicas	
Resistencia a la tracción	505 Mpa
Resistencia la fluencia	215 MPa
Módulo de elasticidad	193 GPa
Módulo de corte	77 GPa
Coefficiente de Poisson	0.29
Elongación	70%
Dureza, Brinell	123

Fuente: (MatWeb, 1990)

Realizado por: Autores

3.9 Diseño CAD del prototipo

Para el diseño CAD del prototipo de la trilladora de quinua se utilizó el software (SOLIDWORKS), una de las herramientas más comunes en nuestro mercado, con un nivel medio de dificultad en manejo y accesible a todo medio. Es una herramienta útil para el estudio de diseño de mecanismos, piezas de máquinas, etc. Basados en diferentes tipos de actividades tales como:

- Diseño
- Ensamble
- Simulación
- Análisis

Los materiales utilizados para la construcción del prototipo de la trilladora fueron seleccionados previo cálculo del diseño de elementos de maquina: estructura con acero estructural ASTM A36, acero inoxidable para elementos que están en contacto con el grano de la quinua y aceros recomendados netamente para ejes de transmisión.

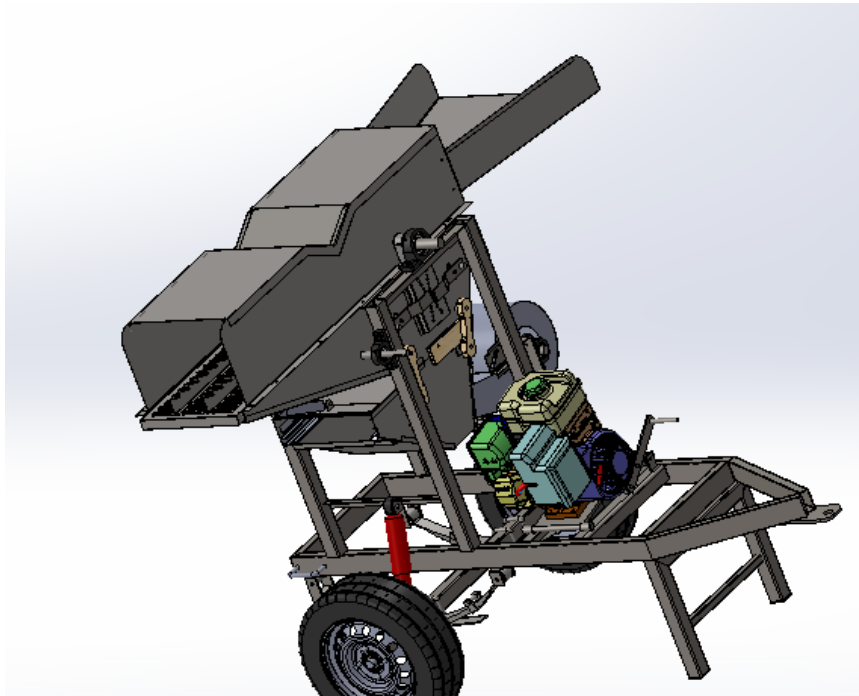


Figura 6-3: Prototipo de la trilladora portátil

Fuente: Autores

El principal elemento del prototipo es la estructura o chasis diseñado mediante software CAD, aplicando materiales ligeros y resistentes al desgaste.

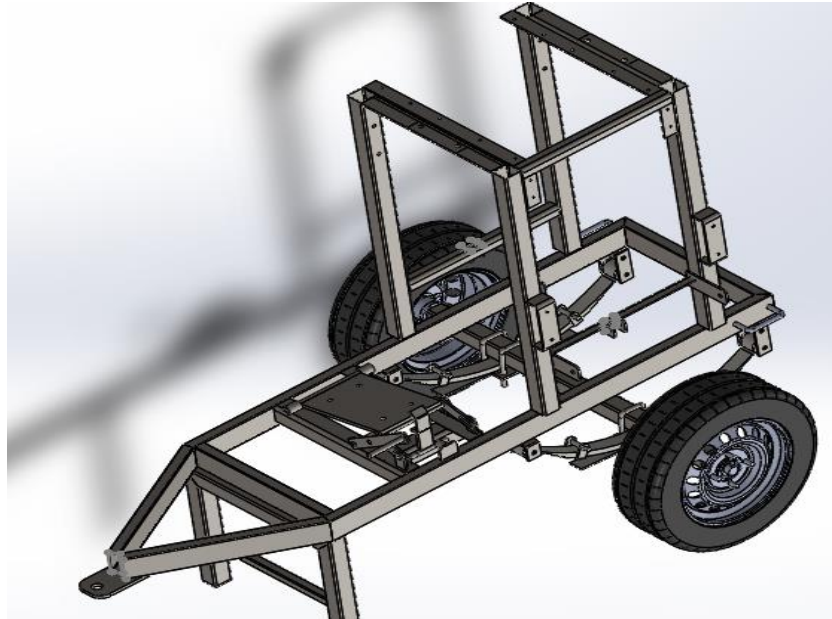


Figura 7-3: Chasis de la trilladora

Fuente: Autores

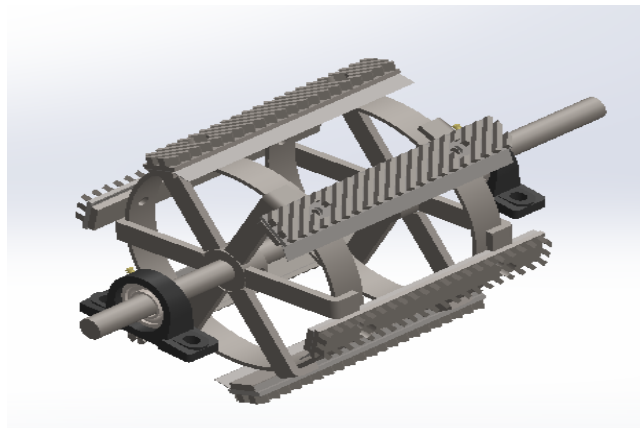


Figura 8-3: Cilindro desgranador por barras

Fuente: Autores

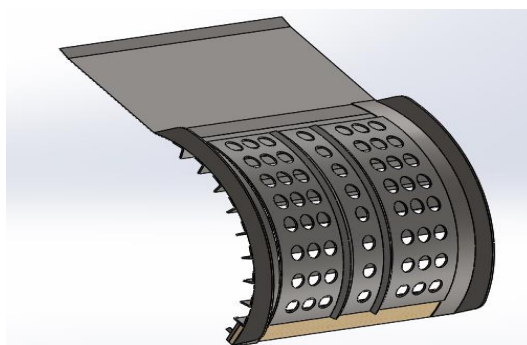


Figura 9-3: Cóncavo

Fuente: Autores

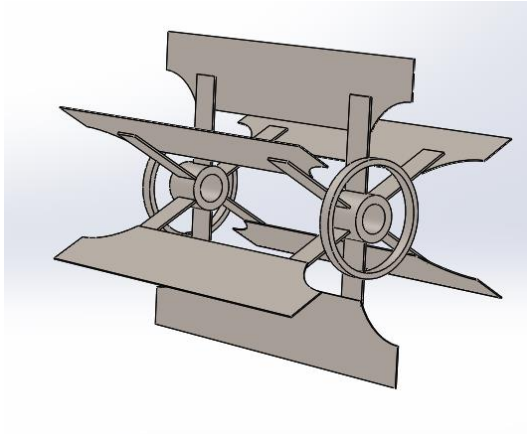


Figura 10-3: Aspas del ventilador

Fuente: Autores

3.10 Análisis mediante el software ANSYS WORKBENCH

Para establecer el proceso de simulación de esfuerzos y obtener el factor de seguridad de diseño de los elementos esenciales de la máquina (Estructura, Eje del cilindro principal), es importante tener en cuenta las condiciones iniciales del problema como tipo de material, cargas aplicadas, mallado optimo sobre la geometría de los elementos.

Calidad de malla

Uno de los factores sustanciales al momento de realizar una simulación por el método de elementos finitos es el rango de mallado, es importante crear diferentes tipos de mallado de acuerdo con las necesidades que se requiere cada problema de análisis, un mallado de mala calidad produce errores en la solución. El rango de mallado aceptable con promedio de 0.8, que se muestra en la figura 11-3.

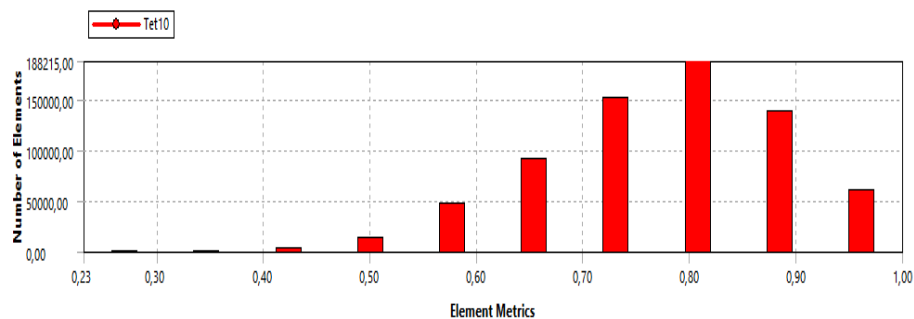


Figura 11-3: Rango de malla

Fuente: Autores

3.10.1 Análisis de la estructura

Para realizar el análisis de la estructura se debe introducir el material del elemento que se va a estudiar, restricciones y las cargas que actúan sobre el elemento. La estructura está sometido a cargas donde el material sufre deformaciones severas.

3.10.1.1 Mallado de la estructura

El mallado aplicado en la simulación es con malla estándar del programa con una máxima relevancia.

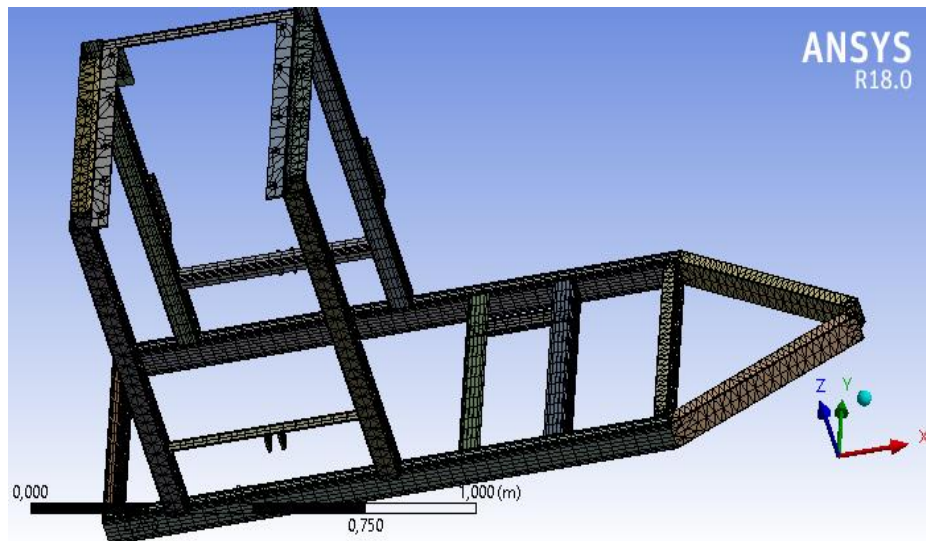


Figura 12-3: Mallado de la estructura

Fuente: Autores

Details of "Mesh"	
Error Limits	Standard Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	High
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	0,20564
<input type="checkbox"/> Max	0,99995
<input type="checkbox"/> Average	0,8026
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,15063

Figura 13-3: Detalles del mallado

Fuente: Autores

La base de la estructura y el punto de apoyo de las ballestas tienen la condición de soporte fijo. Las fuerzas B de 341 N, C de 356 N y D de 245 N, son fuerzas que actúan sobre el eje "Z" de la estructura.

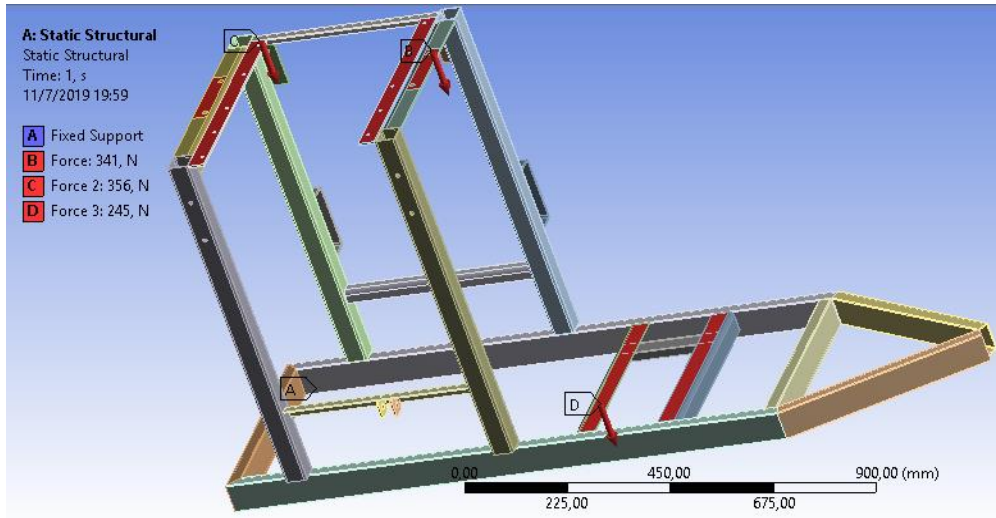


Figura 14-3: Condiciones de cargas aplicadas

Fuente: Autores

3.10.1.2 Análisis de resultados

3.10.1.2.1 Deformación Total (Total Deformation)

La deformación total de la estructura se muestra en la figura 15-3, con valor máximo de 0.61197mm de deformación sobre la platina de 5 mm, la platina es un punto crítico de análisis pudiendo ser mejorado con refuerzos de soldaduras.

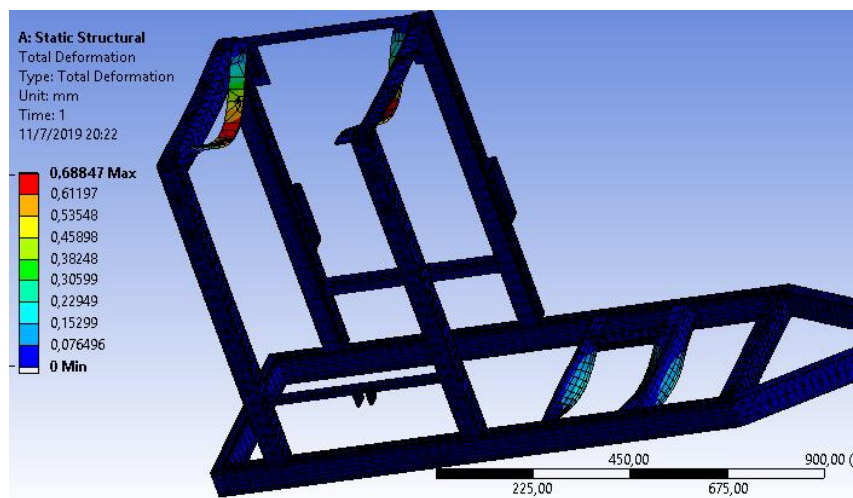


Figura 15-3: Deformación total

Fuente: Autores

3.10.1.2.2 Deformación Elástica Equivalente (Equivalent Elastic Strain)

Se tiene una deformación elástica del material máximo de 4.66×10^{-4} m/m y un mínimo de 6.99×10^{-10} m/m valores aceptables que validan el material seleccionado para el diseño.

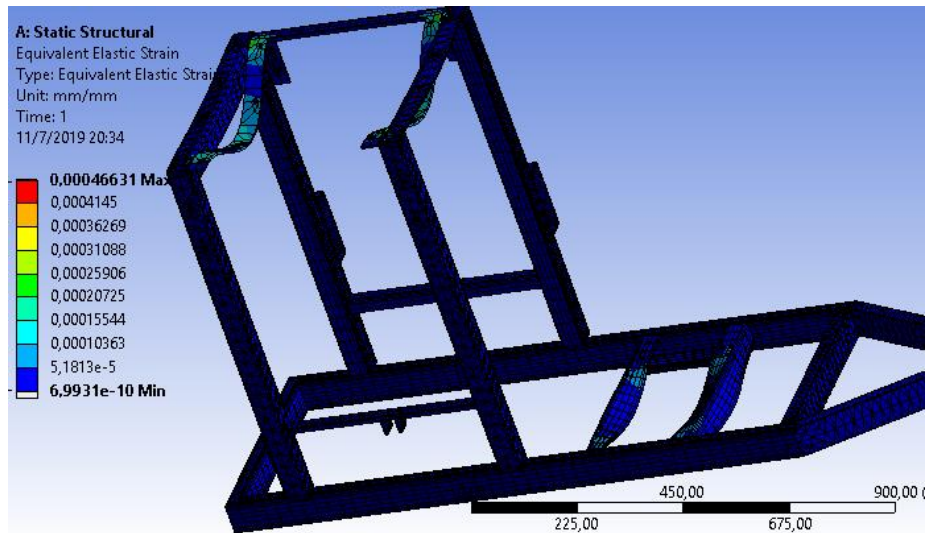


Figura 16-3: Deformación elástica equivalente

Fuente: Autores

3.10.1.2.3 Esfuerzo de Von-Mises – Equivalent (von-Mises)

El análisis estructural general, con esfuerzo de Von Mises es de 81,3MPa máximo que se encuentra inferior al rango del límite de fluencia del material de 250MPa de acero ASTM A36, donde el material seleccionado para la construcción de la estructura soportara todas las fuerzas aplicadas sobre ella.

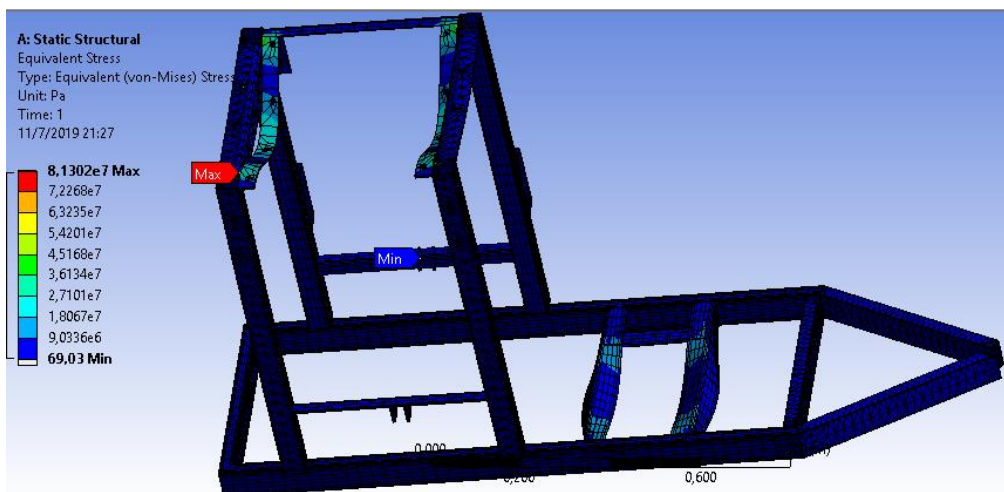


Figura 17-3: Esfuerzo de Von-Mises

Fuente: Autores

3.10.1.2.4 Factor de seguridad

Se obtiene un factor de seguridad del material utilizado en el diseño de 3,075 cumple las condiciones de diseño estructural, se verifica dividiendo el límite de fluencia del material para el esfuerzo de von-Mises.

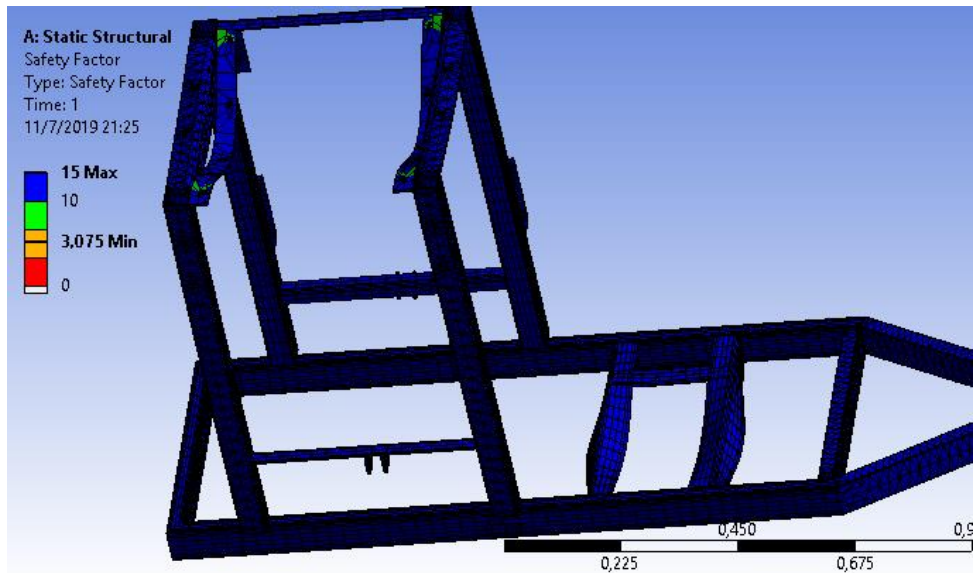


Figura 18-3: Factor de seguridad de la estructura

Fuente: Autores

3.10.1.2.5 ANALISIS DE VIBRACIÓN (Análisis Modal)

Para el trabajo de la trilladora se utiliza un motor de combustión interna de cuatro tiempos, los cual genera vibraciones sobre toda la estructura, por tal motivo se genera un estudio de vibraciones (Análisis Modal). Se estudia los 14 estados de frecuencias principales para mostrar el comportamiento de la estructura.

Tabla 39-3: Frecuencia de vibración

Mode	Frecuencia (Hz)
1	39,8
2	44,3
3	61,43
4	81,97
5	108,46
6	109,31
7	110,04
8	203,44
9	217,36
10	224,57
11	226,03
12	239,7
13	253,98
14	261,48

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

Análisis en el punto crítico (14)

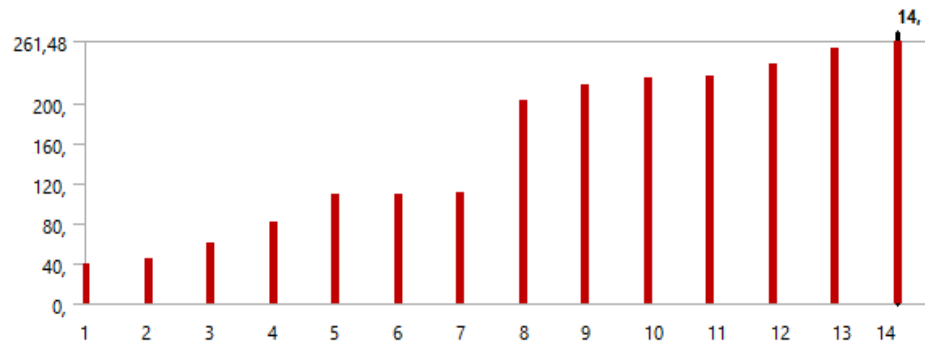


Figura 19-3: Comportamiento de vibraciones

Fuente: Autores

Después de apagar el motor la estructura sigue en vibraciones, hasta que el material llega a una zona de resonancia y producir una falla que aparece como grietas sobre la cara del material, hay muchas estructuras metálicas que fallan por vibraciones cuando entran en zona de resonancia, esto depende de la distribución de las masas. Por ende, la distribución de las masas sobre la estructura debe aplicarse adecuadamente.

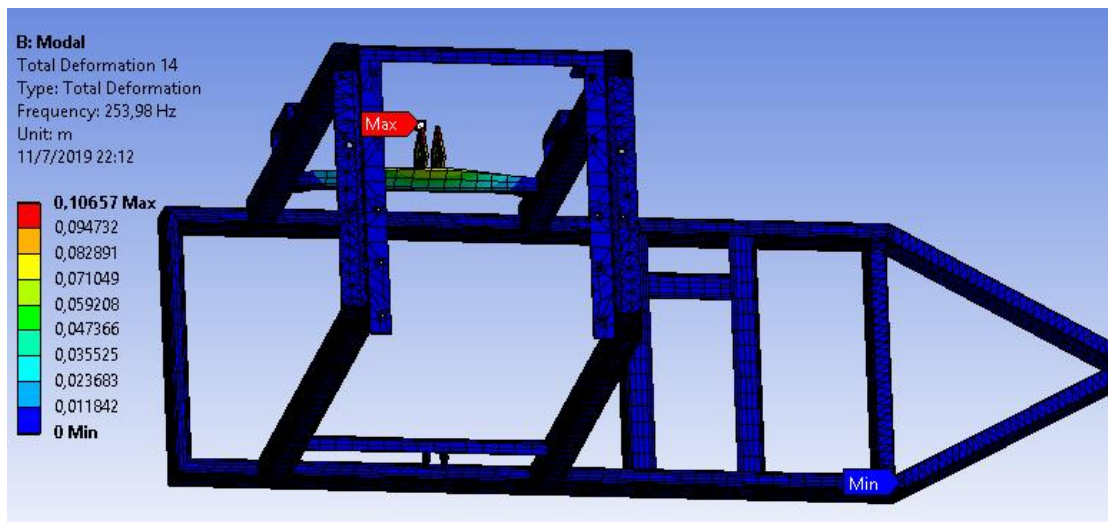


Figura 20-3: Análisis de vibraciones

Fuente: Autores

3.10.2 Análisis de eje principal

3.10.2.1 Calidad de malla

La calidad de malla es importante al momento de realizar la simulación de cualquier elemento para obtener un resultado confiable requerido, el refinado de malla se realiza con el tamaño de elemento de malla de 1mm, donde se obtiene un promedio general de 0,77 que es bueno para este elemento.

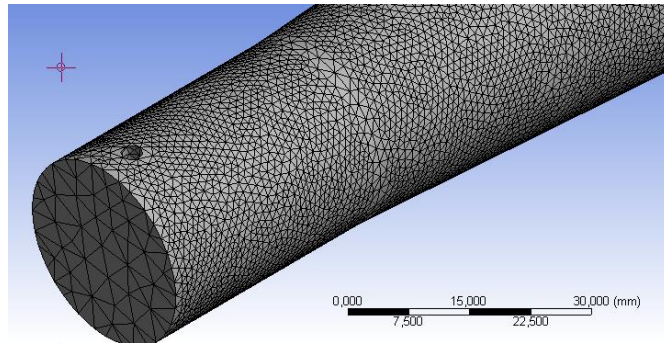


Figura 21-3: Geometría del mallado

Fuente: Autores

Sobre el eje actúan varias cargas de flexión y torsión, a continuación, se detallan las fuerzas que actúan sobre el elemento. Fuerza A de 294 N sobre el eje "X", 278,9 N una fuerza transmitida desde el motor y el par transmitido por las poleas de 63,76Nm.

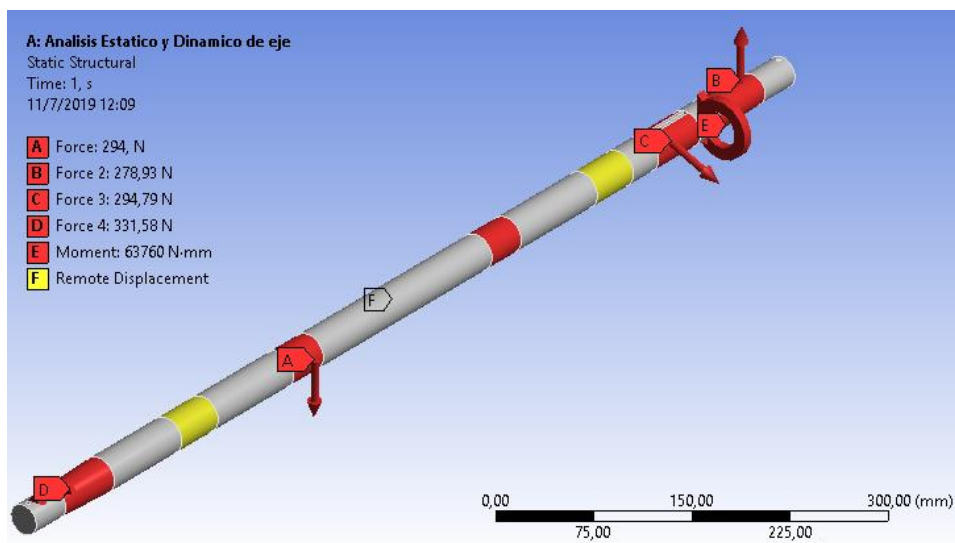


Figura 22-3: Aplicación de cargas sobre el eje

Fuente: Autores

3.10.2.2 Análisis de resultados

3.10.2.2.1 Deformación Total (Total Deformation)

Una deformación máxima de 0,275 mm que se produce sobre el eje, que no llegara al límite de ruptura.

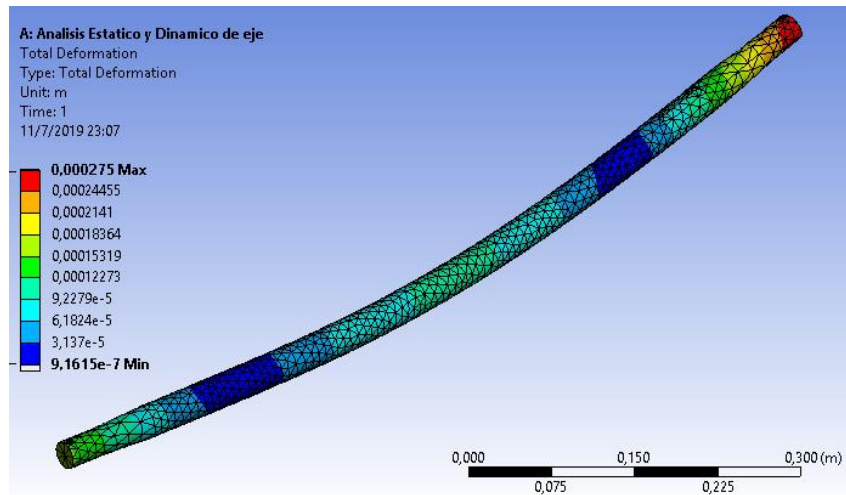


Figura 23-3: Deformación total del eje desgranado

Fuente: Autores

3.10.2.2.2 Esfuerzo de Von-Mises – Equivalente (Von Mises)

El esfuerzo equivalente máximo producido sobre el eje es de 225,57 MPa que es inferior al límite de fluencia del material de 370MPa del AISI 1018 (Acero de bajo carbono), donde el resultado se encuentra en el rango aceptable para el diseño del eje.

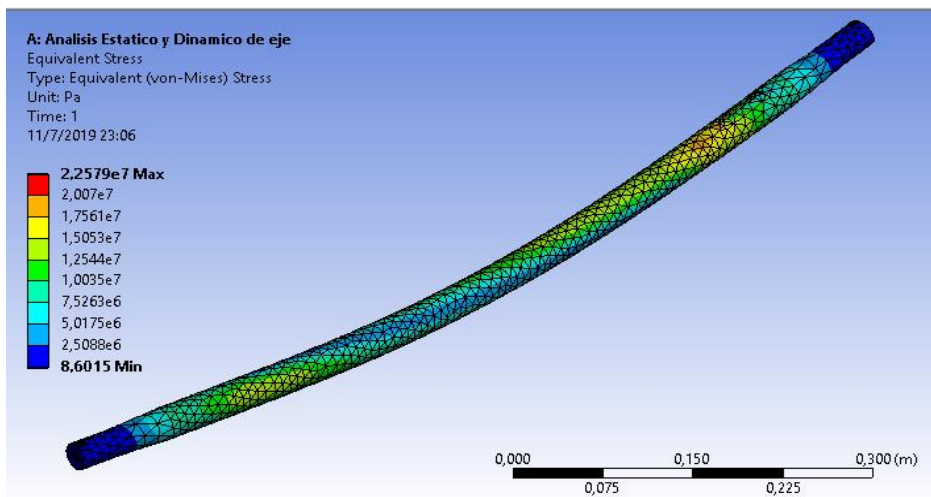


Figura 24-3: Esfuerzo de Von-Mises del eje desgranador

Fuente: Autores

3.10.2.2.3 Factor de seguridad (Safety Factor)

El factor de seguridad de diseño es de 3,8 nos indica que la capacidad del material soportar las cargas aplicas sobre ella, cumple los requerimientos del sistema.

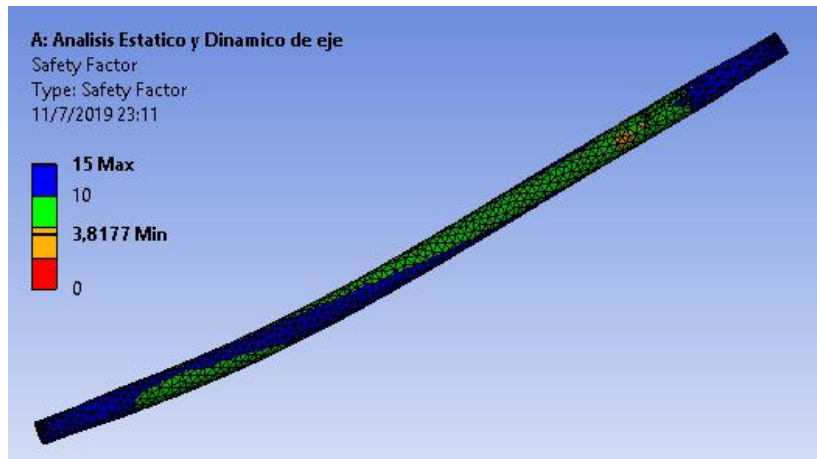


Figura 25-3: Factor de seguridad de eje desgranador

Fuente: Autores

El coeficiente de seguridad en el punto analizado se obtiene de acuerdo con el criterio de Soderberg este criterio establece que elemento analizado resistirá en el punto de interés, cumpliendo ciertas condiciones, de todas las teorías, el criterio de Soderberg es la más conservadora para el análisis.

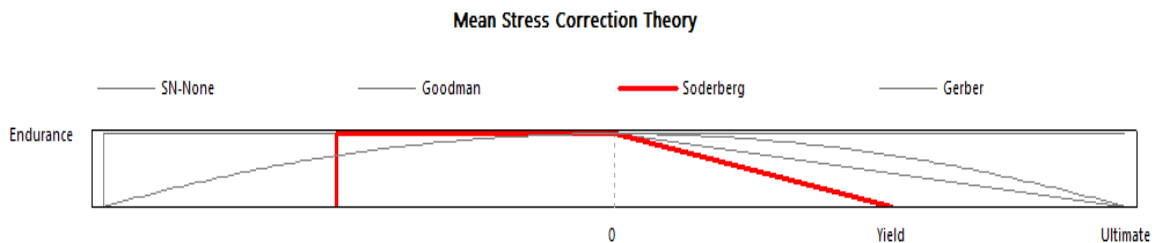


Figura 26-3: Criterio de Soderberg

Fuente: Autores

3.10.2.2.4 Ciclo de vida del material.

Existe dos criterios de análisis de fatiga del material como: la vida finita (menos de 1 millón de ciclos) y vida infinita (más de 1 millos de ciclos).

En la figura 27-3 se observa que el ciclo de vida del material es a más de 1'000.000 de ciclos, se considera que tiene vida infinita, cumple las condiciones de criterio iniciales donde el eje no sufrirá fallas a grietas sobre las cargas aplicadas.

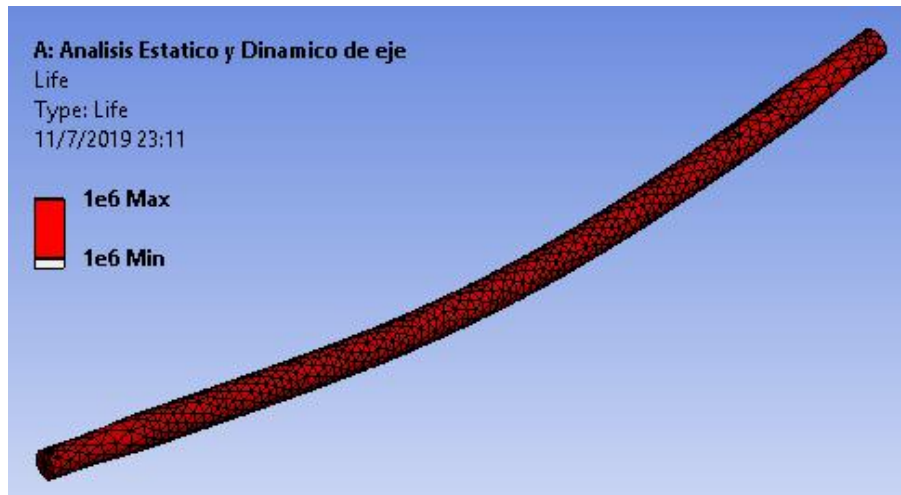


Figura 27-3: Factor de seguridad del material

Fuente: Autores

CAPÍTULO IV

4 GESTION DEL PROYECTO

4.1 Cronograma



Nombre	Fecha de in...	Fecha de ...
* Investigar principio de las trilladoras	11/03/19	11/03/19
◦ Investigar parametros de diseño de la trilladora	11/03/19	01/04/19
◦ Sesion en COPROBIC	02/04/19	02/04/19
◦ Diseño en Solidwoks de la trilladora	03/04/19	12/04/19
◦ Calculos en ANSIS	15/04/19	22/04/19
◦ Calculos de poleas, bandas, velocidades y resistencias	03/04/19	22/04/19
◦ Visita de campo COPROBIC	23/04/19	23/04/19
◦ Modificacion del diseño	24/04/19	29/04/19
◦ Conversaciones del financiamiento	30/04/19	02/05/19
◦ Compra de materiales	03/05/19	06/05/19
◦ Construcion de la trilladora	07/05/19	03/06/19
◦ Prueba en licto	04/06/19	04/06/19
◦ Modificacion de trilladora	05/06/19	10/06/19
◦ Prueba en Flores	11/06/19	11/06/19
◦ Modifiacion de trilladora	12/06/19	21/06/19
◦ Prueba en Nituiza	24/06/19	24/06/19
◦ Fin de cosntruccion de la trilladora	25/06/19	25/06/19
◦ Inicio del desarrollo del escrito h	26/06/19	04/07/19
◦ Presentacion en feria ESPOC	05/07/19	05/07/19
◦ Continuacion del escrito	08/07/19	18/07/19
◦ Finalizacion del escrito	19/07/19	19/07/19

Figura 1-4: Actividades en GANTT PROECT

Fuente: Autores

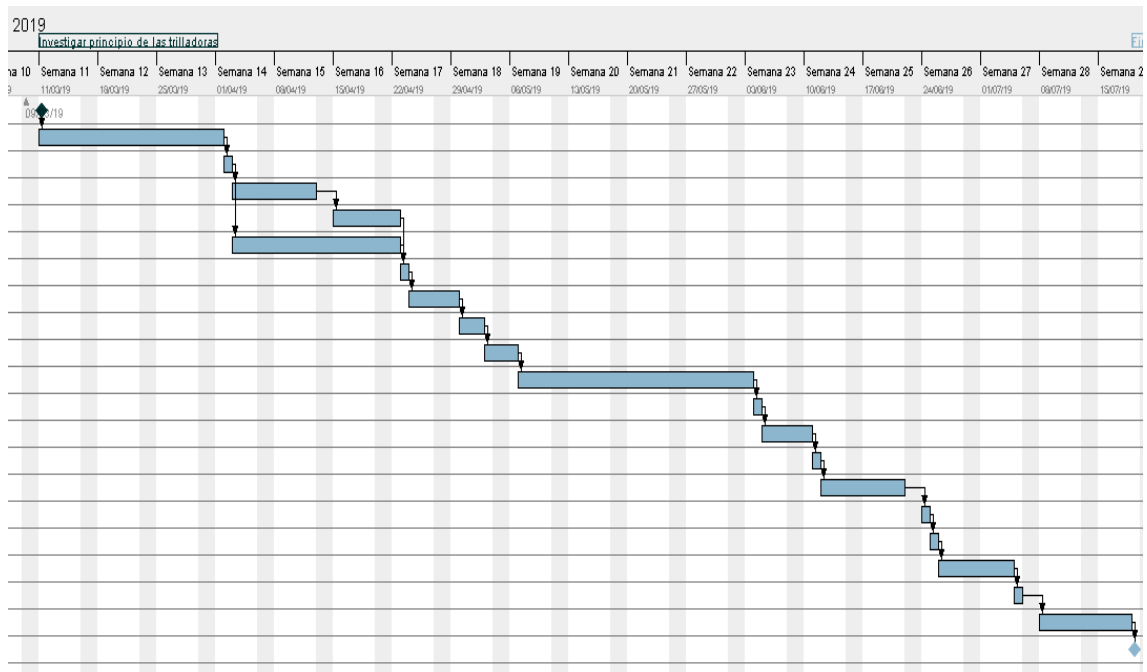


Figura 2-4: Diagramas de actividades en GANTT PROECT

Fuente: Autores

4.2 Recursos y materiales

4.2.1 Presupuesto

CANTIDAD	MATERIALES	VALOR UNITARIO	IVA	VALOR TOTAL
2,00	Amortiguadores	15,18	1,82	32,18
2,00	Angulo de acero inoxidable 25x3	21,54	2,58	45,66
24,00	Arandelas de presión de acero inox 1/2	0,04	0,00	0,86
20,00	Arandelas de presión 1/2	0,06	0,01	1,26
20,00	Arandelas de presión 3/8	0,03	0,00	0,54
20,00	Arandelas planas 3/8	0,04	0,00	0,70
1,00	Banda A 75	3,57	0,43	4,00
1,00	Banda B 75	3,57	0,43	4,00
1,00	Banda A 749	3,26	0,39	3,65
0,60	Barra perforada 35x20	4,20	0,50	3,02
2,00	Boquillas para cortadora de plasma	12,63	1,52	26,78
12,00	Cauchos de paquete	1,79	0,21	21,69
2,00	Chumacera de pared UCP 207 (1' 1/4)	7,15	0,86	15,15
2,00	Chumacera de pared UCP 207 (1')	4,47	0,54	9,47
2,00	Chumaceras de pared 3/4	4,47	0,54	9,47
2,00	Disco de corte Norton 14'	6,16	0,74	13,06
3,00	Discos flat	3,50	0,42	10,92
6,20	Eje de transmisión SAE 1018 1' 1/4	1,79	0,21	11,31
4,00	Eje de transmisión SAE 1018 1'	1,79	0,21	7,37

6,40	Eje de transmisión SAE 1018 2'	1,79	0,21	11,67
2,50	Eje de transmisión SAE 1018 2' 1/2	1,83	0,22	4,79
1,60	Eje de transmisión SAE 1018 3/4	1,79	0,21	3,08
2,00	Electrodo E306L-16 3/32	13,39	1,61	28,39
1,00	Fleje 10	11,20	1,34	12,54
1,00	Litro de pintura negra y tiñer	8,93	1,07	10,00
2,00	Llantas y aros rin 13	35,00	4,20	74,20
2,00	Manzanas de Nissan	19,64	2,36	41,64
1,00	Motor Brigg&Straton 13,5 hp	616,00	73,92	689,92
2,00	Paquetes de remolques	44,64	5,36	94,64
2,00	Pasadores acero	0,09	0,01	0,18
6,00	Pernos 1/2 x 3/2	0,20	0,02	1,22
8,00	Pernos G8 3/8 x 3	0,42	0,05	3,41
12,00	Pernos inoxidables 1/2 x 1'	0,71	0,08	8,55
4,00	Pernos negros hexagonal 1/2 x 1'	0,34	0,04	1,40
4,00	Pernos negros hexagonales 1/2 x 1/2	0,46	0,05	1,88
4,00	Pernos negros hexagonal 3/8 x 1/2	0,20	0,02	0,81
8,00	Pernos 3/8 x 2	0,35	0,04	2,84
2,00	Pernos negros hexagonales 1/2 x 1/2	0,22	0,03	0,47
2,00	Planchas de acero inoxidable 1mm	77,15	9,26	163,55
1,00	Platina 40x6	10,24	1,23	11,47
1,00	Platina acero inoxidable 2 x1/4	57,26	6,87	64,13
3,00	Platinas 1/2 x 1/4	3,89	0,47	12,14
0,50	Platina 40x9	10,24	1,23	6,35
1,00	Platina 1 1/2 x1/4	12,61	1,51	14,12
1,00	Polea 10' x 1A Aluminio	9,38	1,13	10,51
2,00	Polea 4' x 1A Aluminio	6,15	0,74	13,04
1,00	Polea 9'x 1B aluminio	7,50	0,90	8,40
1,00	Polea 9'X 1A aluminio	7,50	0,90	8,40
8,00	Rodamientos 10mm	1,12	0,13	9,09
50,00	Rodelas 3/8	0,08	0,01	4,01
3,00	Sierra bellota	0,94	0,11	2,93
1,00	Torno	75,00		75,00
1,00	Tubo estructural negro cuadrado 50x2	15,62	1,87	17,49
2,00	Tubo rectangular 70x30x3	25,88	3,11	54,87
50,00	Tuercas acero 3/8	0,04	0,01	2,24
12,00	Tuercas de 1/2	0,06	0,01	0,76
4,00	Tuercas de castilla 1'	2,54	0,30	10,46
22,00	Tuercas inoxidables 1/2	0,22	0,03	4,94
8,00	Tuercas M12 de llanta	1,25	0,15	10,15
			TOTAL	1716,78
2,00	Viáticos	200,00		400,00
1,00	Gastos extras	171,68		171,68
			VALOR TOTAL	2288,45

Fuente: Autores

4.2.2 Talento humano

TALENTO HUMANO	ACTIVIDADES
Ing. Patricio Abarca	Director de tesis
Ing. Marcelo Castillo	Asesor de tesis
Ing. Fabian Sánchez	Ayuda en ANSYS
Ing. Edwin Pozo	Ayuda en ANSYS
Paúl Carrillo	Diseño y construcción de trilladora
José Vuelva	Diseño y construcción de trilladora

Fuente: Autores

4.2.3 Recursos materiales

CANTIDAD	EQUIPOS
1	Amoladora
1	Balanza de hasta 5 toneladas
1	Balanza electrónica de hasta 50 kg
1	Calibrador pie de rey
1	Cizalla guillotina manual
2	Computadoras
1	Dobladora de dientes
1	Dobladora de tubos
1	Dobladora normal
1	Entenalla
1	Escuadra de carpintero
1	Esmeril
	Llaves inglesas
1	Máquina de corte por plasma
1	Metro
1	Sargenta
1	Sierra
1	Soldadora
1	Soldadora mig
1	Taladro
1	Taladro de banco
1	Torno
1	Troquel

Fuente: Autores

CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó una trilladora portátil al alcance de los pequeños productores, además de reducir tiempo y costo de producción ya que es apta para el ingreso a terrenos con poca accesibilidad.
- Se realizó el estado del arte de los sistemas del desgranado, obteniendo como resultado que en Ecuador se utiliza dos tipos de sistemas por barras y por dientes, las dos son usadas para diversos tipos de granos, a diferentes velocidades.
- Se seleccionó y diseño analíticamente un sistema de desgranado por barras porque es adecuado para el uso de multigranos, tenemos un menor tiempo de trabajo en comparación al sistema por dientes, su construcción más sencilla y compacta.
- Se modeló la trilladora portátil de quinua en el software CAD cumpliendo los requerimientos de la empresa COPROBICH.
- Se validó el diseño de la trilladora portátil de quinua con el software CAE comprobando que son adecuados en la selección del material, la resistencia de material y los factores de seguridad.
- Se construyó la trilladora cumpliendo las especificaciones de los pequeños productores, es transportable, se adapta a las condiciones de terreno ya que puede ingresar con facilidad a terrenos con poca accesibilidad.
- Se realizó las pruebas de campo en presencia de representantes de CEFA Y COPROBICH en Licto, Flores y en Nitiluisa obteniendo un rendimiento de 2,5 q/h (quintales hora) y con un grado de limpieza aceptable

RECOMENDACIONES

En base a las experiencias obtenidas, los pequeños productores requieren que la tolva de entrada se diseñe más ancha y larga, para hacer una producción en cadena en donde un operario solo se dedique al ingreso de la quinua, a su vez un soporte en donde otro operario este subido en la máquina para que se dedique solo a empujar la quinua, también alargar las zarandas seleccionadoras del grano, y colocar un cilindro batidor para que ayude a la salida de la quinua ya trillada.

GLOSARIO

INIAP: Es el instituto de investigaciones agropecuarias.

CEFA: Es un comité europeo para la formación y la agricultura, que apoya a las comunidades más pobres del sur del mundo.

COPROBICH: Es una corporación de productores y comercializadores orgánicos Bio Taita Chimborazo, que se encarga de producir, transformar y comercializar productos de alta calidad.

Postcosecha: Es el periodo comprendido entre la cosecha y el momento en el es consumida.

BCS: Certificado a la calidad orgánica de Alemania.

SPP: Certificado de comercio justo.

BPM: Sistema de buenas prácticas de manufactura.

CAD: Diseño asistido por computador

CAE: Ingeniería asistida por computador

Saponina: Es glucósido de esteroides llamadas así por sus propiedades semejantes al jabón, y que forma espuma al agitar con el agua

Lisia arginina: Es un aminoácido que forma la base de las proteínas, que son de gran beneficio para la reparación del tejido muscular y el buen funcionamiento del cuerpo.

Histidina cistina: Es una sustancia liberada por las células del sistema inmune durante una reacción alérgica y ayuda en el desarrollo y manutención de los tejidos sanos.

Siega: Es un término de agricultura para cortar hierba seca o cereal maduro.

Hoz: Es una herramienta agrícola hecha de hierro que sirve para el corte de tallos.

Panojas: Es un racimo ramificado de flores, en el que las ramas son a su vez racimos.

Espiga: Es un conjunto de flores o frutos dispuestos a lo largo de un eje común.

Límite de resistencia: Es la máxima tensión alcanzada en la sección de una probeta sometida a un ensayo de tensión.

Proceso de vulcanización: Es un proceso químico para la conversión del caucho o polímeros obteniendo materiales más duraderos.

Policloropreno: Es una familia de cauchos sintéticos que se producen por polimerización del cloropreno.

Antiestaticidad: Es la capacidad de la banda para evitar que se produzca carga electrostática por la fricción entre la banda y la cuna de deslizamiento

Antiabrasivo: Es un revestimiento que impide el desgaste del material.

Alabes: Es una paleta curva de una máquina de flujo.

Soldabilidad: Es la propiedad entre dos partes metálicas por medio de soldadura.

Maquinabilidad: Es la propiedad de los materiales que permiten la facilidad con la que pueden ser mecanizados por arranque de viruta.

ASTM: Es la sociedad americana para pruebas y materiales.

AISI: Es el instituto americano de hierro y acero.

Calidad de malla: Es un grado de aproximación y en cuanto más densa sea el error será menor.

Elementos finitos: Es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy complejas

Ballestas: Son piezas de suspensión de automóviles, formadas por láminas de metal flexible.

Resonancia: Es un conjunto de fenómenos relacionados con los movimientos periódicos en que se produce reforzamiento de una oscilación al someter el sistema

BIBLIOGRAFÍA

- Blower, Chicago. 2006.** Chicago Blower Argentina. *Chicago Blower Argentina*. [Online] Creatividad Digital, 2006. [Cited: Julio 2019, 2019.] http://www.chiblosa.com.ar/spanish/herramientas/teoria_de_los_ventiladores.htm.
- BUDYNAS RICHARD & NISBETT KEITH. 2012.** *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico : Mexico, 2012. pp. 330-450. 978-607-15-0771-6.
- Cañavate, Jaime Ortiz -. 2012.** *LAS MÁQUINAS AGRÍCOLAS Y SU APLICACIÓN*. Madrid : Mundi-Prensa, 2012. pp. 268-274. 978-84-8476-431-1.
- CEFA. 2018.** CEFA . *La semilla de la solidaridad* . [Online] 2018. <https://cefaecuador.org/>.
- Changzhou Dongfeng Agricultural Machinery Group Co., Ltd. DFAM .** [Online] [Cited: 06 27, 2019.] <http://dftractor.es/about.html>.
- COPROBICH. 2018.** COPROBICH. [Online] 2018. <http://coprobich.com/conocenos/>.
- D., Bazile. 2014.** *Estado del arte de la quinua en el mundo en 2013*. Montpellier, Francia : s.n., 2014. 978-92-5-308558-3.
- Dunlop. Correas de transmisión industrial.** Buenos Aires : s.n.
- Eticambio. 2016.** Eticambio . [Online] 2016. <http://eticambio.com/coprobich-ecuador/>.
- Ganadería, Ministerio de Agricultura y. 2017.** 2017 año clave para Ecuador en exportación de quinua . *2017 año clave para Ecuador en exportación de quinua* . [Online] Ganadería Manabí, 2017. [Cited: Junio 23, 2019.] <https://www.agricultura.gob.ec/2017-ano-clave-para-ecuador-en-exportacion-de-quinua/>.
- Hebel, Bazalar. 2004.** Diseño y fabricación de una máquina limpiadora de trigo . *Diseño y fabricación de una máquina limpiadora de trigo* . Lima : s.n., 2004.
- Ing. Carlos Nieto & Ing. Carlos Vimos . 1992.** *La Quinua, Cosecha y Poscosecha Algunas Experiencias en Ecuador* . Santa Catalina : s.n., 1992.
- INIAP. 1988.** *VI CONGRESO INTERNACIONAL SOBRE CULTIVOS ANDINOS* . Quito : Memorias , 1988.
- Judith, Kuan Cubillas. Sentiembre 2008.** *La crisis alimentaria: retos y oportunidades en los Andes*. Peru : Comercial Gráfica Sucre , Sentiembre 2008. 978-92-9060-374-0.
- Justo, Coordinadora Ecuatoriana de Comercio. 2015.** Coordinadora Ecuatoriana de Comercio Justo. [Online] CECJ, 2015. [Cited: Junio 26, 2019.] <http://www.cecjecuador.org.ec/certificaciones/flo/presentacion/>.
- MatWeb. 1990.** MatWeb. *MATERIAL PROPERTY DATA*. [Online] MatWeb, 1990. [Cited: 07 11, 2019.] <http://www.matweb.com>.
- NTN. 2009.** Chumaceras NTN corporation . *Chumaceras NTN corporation* . [Online] 2009. [Cited: Julio 13, 2019.] <http://www.ntsudamericana.com>.
- Pando L. & Castellanos E. 2016.** *Guía de cultivo de la quinua* . Lima : SINCO, 2016. 978-92-5309069-3.

portal, 3D Cad. 2019. 3D Cad portal. ANSYS. [Online] 2019. [Cited: Junio 28, 2019.] <http://www.3dcadportal.com/ansys.html>.

Ricardo, Bastianon. 2008. Cálculo y diseño de la h´slice óptima para turbinas eólicas. *Cálculo y diseño de la h´slice óptima para turbinas eólicas*. [Online] Marzo 2008. [Cited: Junio 20, 2019.] <file:///C:/Users/User/Desktop/quinoa/escrito/e/C%C3%A1lculo%20y%20dise%C3%B1o%20de%20la%20h%C3%A9lice%20%C3%B3ptima%20para%20turbinas%20e%C3%B3licas.pdf>.

Rivas, Ing. Nelson. Enero 1991. *Subprograma o Red de Cultivos Altos Andinos: Diagnostico de la Produccion e Investigacion* . s.l. : Prociandino, Enero 1991.

Robert, Mott. 2006. *Diseño de elementos de maquinas*. Mexico : Person Educacion, 2006. 970-26-0812-0.

Robert, Norton. 2004. *Diseño de maquinaria*. Mexico : Mexicana, 2004. 978-970-10-6884-7.

Roberto, Mott. 1995. *Diseño de elementos de maquinas* . Mexico : Mexico, 1995. 968-880-575-0.

Stratton, Briggs &. 2017. Manual del motor Briggs & Stratton 13.5 hp. *Manual del motor Briggs & Stratton 13.5 hp*. USA : s.n., 2017.

Tzaqui E. & Benalcazar E. 2012. Diseño y construcción de una trilladora y limpiadora de quinua . *Diseño y construcción de una trilladora y limpiadora de quinua*. Riobamba : s.n., 2012.

Victor, Mera. 2009. Diseño de máquina trilladora portátil . *Diseño de máquina trilladora portátil* . Valdivia , Chile : s.n., 2009.

YTO. 2017. *Manual de operación de servicio motocultor YTO-D 15L*. 2017.

ANEXOS