



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

**“DISEÑO CONCEPTUAL Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE
CORTE Y TRILLADO MEDIANTE EL SOFTWARE ANSYS DE
UNA MINI MÁQUINA INTEGRAL DE QUINUA PARA LA
REGIÓN SIERRA”**

SAGÑAY QUISHPE LUIS ISRAEL
TIXE GUIHCASO HÉCTOR FERNANDO

TRABAJO DE TITULACIÓN
TIPO: PROPUESTA TECNOLÓGICA

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2018

ESPOCH

Facultad de Mecánica

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DEL TRABAJO
DE TITULACIÓN**

2016-05-13

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparada por:

SAGÑAY QUISHPE LUIS ISRAEL

Titulado:

**“DISEÑO CONCEPTUAL Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE CORTE Y
TRILLADO MEDIANTE EL SOFTWARE ANSYS DE UNA MINI-MÁQUINA
INTEGRAL DE QUINUA PARA LA REGIÓN SIERRA”**

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

INGENIERO MECÁNICO

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

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez
DIRECTOR

Ing. Javier Enrique Orma Chávez
MIEMBRO

ESPOCH

Facultad de Mecánica

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DEL TRABAJO
DE TITULACIÓN**

2016-05-13

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparada por:

TIXE GUISHCASO HÉCTOR FERNANDO

Titulado:

**“DISEÑO CONCEPTUAL Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE CORTE Y
TRILLADO MEDIANTE EL SOFTWARE ANSYS DE UNA MINI-MÁQUINA
INTEGRAL DE QUINUA PARA LA REGIÓN SIERRA”**

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

INGENIERO MECÁNICO

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

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez
DIRECTOR

Ing. Javier Enrique Orma Chávez
MIEMBRO

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: SAGÑAY QUISHPE LUIS ISRAEL

TÍTULO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN: **“DISEÑO CONCEPTUAL Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE CORTE Y TRILLADO MEDIANTE EL SOFTWARE ANSYS DE UNA MINI-MÁQUINA INTEGRAL DE QUINUA PARA LA REGION SIERRA”**

Fecha de Examinación: 2018-03-15

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Ángel Rigoberto Guamán Mendoza PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez DIRECTOR			
Ing. Javier Enrique Orna Chávez MIEMBRO			

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

RECOMENDACIONES: _____

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

Ing. Ángel Rigoberto Guamán Mendoza
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: TIXE GUISHCASO HÉCTOR FERNANDO

TÍTULO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN: **“DISEÑO CONCEPTUAL Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE CORTE Y TRILLADO MEDIANTE EL SOFTWARE ANSYS DE UNA MINI-MÁQUINA INTEGRAL DE QUINUA PARA LA REGION SIERRA”**

Fecha de Examinación: 2018-03-15

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Ángel Rigoberto Guamán Mendoza PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez DIRECTOR			
Ing. Javier Enrique Orna Chávez MIEMBRO			

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

RECOMENDACIONES: _____

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

Ing. Ángel Rigoberto Guamán Mendoza
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORIA

El presente trabajo de titulación es original, y está basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecida en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Sagñay Quishpe Luis Israel

Tixe Guishcaso Héctor Fernando

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Luis Israel Sagñay Quishpe y Héctor Fernando Tixe Guishcaso, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Sagñay Quishpe Luis Israel

Cédula de Identidad: 060410893-6

Tixe Guishcaso Héctor Fernando

Cédula de Identidad: 180475255-6

DEDICATORIA

A mi madre Cecilia Quishpe por su apoyo constante, su confianza y por haber creído en mí siempre, sin importar las circunstancias que se tuvo que pasar hasta llegar a conseguir este logro tan anhelado.

A mi familia de igual manera por haber estado siempre apoyándome, por sus palabras de aliento y motivación que fueron esenciales para poder seguir adelante durante toda la vida estudiantil.

A la Escuela de Ingeniería Mecánica y a sus profesores que me supieron ofrecer e inculcar sus enseñanzas día a día durante el transcurso de la vida estudiantil para así de esa manera llegar con éxito al final de una etapa de la vida.

Luis Israel Sagñay Quishpe

Este trabajo es dedicado a toda mi familia.

A mi madre María Aurora Guishcaso quien con su sacrificio, trabajo y humildad hicieron que alcanzara una meta en esta etapa de mi vida.

A mis hermanos Jorge, Francisco, Ángel y en especial a mi hermano Luis por su ayuda incondicional en todo momento.

A mi hermana Blanca que con su consejos y motivaciones ayudaron a alcanzar mi sueño de ser un profesional.

Mis sobrinos y sobrinas por ser parte importante en mi vida y el motivo para ser una mejor persona.

Héctor Fernando Tixe Guishcaso

AGRADECIMIENTO

Primeramente agradezco a Dios por haberme brindado la oportunidad de llegar a la culminación de una etapa más de mi vida, por haberme dado la fe, la esperanza y las fuerzas para que no decaiga durante todo el camino que se tuvo que transcurrir hasta llegar al final deseado.

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo y en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por haberme brindado la oportunidad de obtener un título profesional para así de esa manera poder contribuir con el desarrollo de la sociedad.

El más sincero agradecimiento al Ing. Edwin Viteri e Ing. Javier Orna Por habernos apoyado con sus conocimientos y experiencia, para así llegar a la culminación del presente trabajo.

Luis Israel Sagñay Quishpe

A mi mamá por darme vida y permitirme llegar a cumplir un sueño más, por estar siempre a mi lado en todo momento dándome las fuerzas necesarias para continuar luchando día tras día.

Y por último agradezco a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y de esta manera contribuir a la sociedad.

Héctor Fernando Tixe Guishcaso

CONTENIDO

RESUMEN/SUMMARY INTRODUCCIÓN

Pág.

1.	CAPÍTULO I MARCO REFERENCIAL	
1.1.	Antecedentes.....	1
1.2.	Planteamiento del problema	2
1.3.	Alcance.	3
1.4.	Justificación	3
1.4.1.	<i>Justificación teórica</i>	3
1.4.2.	<i>Justificación metodológica</i>	3
1.4.3.	<i>Justificación práctica</i>	3
1.5.	Objetivos.....	4
1.5.1.	<i>Objetivo general</i>	4
1.5.2.	<i>Objetivos específicos</i>	4
2.	CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO	
2.1.	La quinua	5
2.1.1.	<i>Orígenes de la quinua</i>	5
2.1.2.	<i>Valor nutricional de la quinua</i>	6
2.1.3.	<i>Distribución de cultivo de la quinua en el Ecuador.</i>	7
2.1.4.	<i>Características botánicas y morfológicas de la quinua</i>	8
2.1.4.1.	<i>Características del tallo</i>	8
2.1.4.2.	<i>Características de la panoja</i>	9
2.1.5.	<i>Usos de la quinua</i>	11
2.1.6.	<i>Demanda de la quinua en el mundo</i>	12
2.2.	Suelos en la región andina del Ecuador donde se cultivan la quinua	13
2.2.1.	<i>Pendientes</i>	13
2.3.	Métodos de siembra	14
2.4.	Procesos realizados en la cosecha de la quinua	16
2.4.1.	<i>Siega o corte</i>	17
2.4.2.	<i>Trilla</i>	17
2.4.3.	<i>Emparve</i>	17
2.4.4.	<i>Venteo y limpieza</i>	18
2.5.	La cosecha manual.....	18
2.6.	La cosecha mecanizada.....	19
2.7.	Cosechadoras de granos.....	20
2.7.1.	<i>Tipos de cosechadoras</i>	21
2.7.1.1.	<i>Cosechadoras de arrastre</i>	21
2.7.1.2.	<i>Cosechadoras autopropulsadas</i>	22
2.7.1.3.	<i>Funcionamiento de una cosechadora</i>	22
2.7.2.	<i>Partes que constituyen el sistema de corte de una cosechadora combinada</i> ..	23
2.7.2.1.	<i>Plataforma o cabezal de corte</i>	23
2.7.2.2.	<i>Molinete</i>	24
2.7.2.3.	<i>Barra de corte</i>	24
2.7.2.4.	<i>Tornillo de Arquímedes</i>	25
2.7.2.5.	<i>Acarreador</i>	26

2.7.3.	<i>Sistemas de trillado existentes en diferentes máquinas cosechadoras.</i>	26
2.7.3.1.	<i>Sistema de trillado convencional.</i>	26
2.7.3.2.	<i>Sistema de trillado de flujo longitudinal.</i>	26
2.7.3.3.	<i>Sistema de trillado híbrido.</i>	27
2.7.4.	<i>Tipos de cilindros de trillado</i>	27
2.7.4.1.	<i>Cilindro de dientes o dedos.</i>	27
2.7.4.2.	<i>Cilindro de barras</i>	27
2.7.5.	<i>Sistema de separación y limpieza de granos.</i>	29
2.7.5.1.	<i>Zaranda y Zarandón</i>	29
2.7.5.2.	<i>Ventilador de limpieza</i>	29
2.7.6.	<i>Motor y transmisión</i>	30
2.7.7.	<i>Cosechadoras combinadas de quinua.</i>	31
2.8.	<i>Pérdidas en las cosechadoras</i>	32

3. CAPÍTULO III METODOLOGÍA DE DISEÑO PROPUESTA PARA CADA SISTEMA DE LA MINI-MÁQUINA COSECHADORA INTEGRAL DE QUINUA

3.1.	<i>Propuesta metodológica para el diseño de la mini-máquina cosechadora integral de quinua.</i>	34
3.2.	<i>Determinación de las especificaciones de la máquina.</i>	35
3.2.1.	<i>Casa de la calidad.</i>	35
3.2.2.	<i>Diagrama de afinidad</i>	35
3.2.3.	<i>Voz del usuario.</i>	36
3.2.4.	<i>Voz del ingeniero.</i>	38
3.2.5.	<i>Análisis de competencias.</i>	39
3.2.6.	<i>Análisis de resultados de la casa de calidad</i>	41
3.3.	<i>Especificaciones técnicas.</i>	42
3.4.	<i>Análisis funcional de la máquina.</i>	44
3.5.	<i>Alternativas para cada sistema.</i>	46
3.5.1.	<i>Alternativa para el sistema de corte</i>	46
3.5.1.1.	<i>Descripción de las funciones</i>	46
3.5.1.2.	<i>Ventajas y desventajas de sistemas de corte.</i>	47
3.5.1.3.	<i>Matriz morfológica para el sistema de corte.</i>	49
3.5.2.	<i>Alternativas para el sistema de trillado</i>	52
3.5.2.1.	<i>Descripción de las funciones</i>	52
3.5.2.2.	<i>Ventajas y desventajas de sistemas de trillado existentes</i>	52
3.5.2.3.	<i>Matriz morfológica para el sistema de recolección, desmenuzado y trillado.</i>	54
3.6.	<i>Evaluación de soluciones para cada sistema</i>	56
3.6.1.	<i>Método ordinal corregido de criterios ponderados.</i>	56
3.6.2.	<i>Evaluación de soluciones para el sistema de corte de la máquina.</i>	57
3.6.3.	<i>Evaluación de soluciones para el sistema de trillado.</i>	60
3.7.	<i>Características del cabezal de corte seleccionado</i>	63
3.8.	<i>Características del sistema de trillado seleccionado</i>	65

4. CAPÍTULO IV DISEÑO DE LOS COMPONENTES QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE CORTE Y TRILLADO DE LA MÁQUINA

4.1.	<i>Diseño del sistema de corte</i>	69
4.1.1.	<i>Capacidad de trabajo del cabezal de corte.</i>	71
4.1.1.1.	<i>Producción teórica de corte</i>	71

4.1.1.2.	<i>Tiempo de trabajo operativo</i>	72
4.1.2.	<i>Diseño del mecanismo de corte</i>	72
4.1.2.1.	<i>Determinación de la velocidad angular requerida de las cuchillas de corte.</i> ..	73
4.1.2.2.	<i>Determinación la fuerza de corte</i>	76
4.1.2.3.	<i>Determinación del torque del aparato de corte</i>	76
4.1.2.4.	<i>Cálculo del espesor de la cuchilla de corte</i>	77
4.1.2.5.	<i>Cálculo de la potencia necesaria en la cuchilla de corte</i>	79
4.1.3.	<i>Cadenas alimentadoras</i>	80
4.1.3.1.	<i>Determinación de la potencia para la cadena alimentadora</i>	81
4.1.4.	<i>Rodillos alimentadores</i>	83
4.1.4.1.	<i>Determinacion de la velocidad del rodillo alimentador</i>	83
4.1.4.2.	<i>Dimensionamiento del rodillo alimentador</i>	83
4.1.4.3.	<i>Cálculo de la potencia del rodillo alimentador</i>	86
4.1.5.	<i>Diseño de la caja de mecanismo de engranajes</i>	88
4.1.5.1.	<i>Diseño de engranes rectos</i>	89
4.1.5.2.	<i>Diseño de engranes cónicos</i>	102
4.1.5.3.	<i>Diseño de ejes de transmisión</i>	119
4.1.5.4.	<i>Cálculo de las chavetas</i>	137
4.1.5.5.	<i>Selección de rodamientos y chumaceras</i>	140
4.1.5.6.	<i>Sellado</i>	145
4.1.5.7.	<i>Lubricación</i>	145
4.1.5.8.	<i>Carcasa</i>	147
4.1.6.	<i>Sistema de alimentación del cosechador.</i>	147
4.1.6.1.	<i>Tornillo sin fin alimentador de plantas</i>	147
4.1.6.2.	<i>Capacidad de procesado</i>	148
4.1.6.3.	<i>Calculo de la potencia por el material a transportar</i>	150
4.1.6.4.	<i>Potencia debido a la inercia del tornillo si fin.</i>	151
4.1.7.	<i>Mecanismo de transmisión de potencia al sistema de corte y alimentación</i> .	151
4.1.7.1.	<i>Diseño de la transmisión para el cabezal</i>	154
4.1.7.2.	<i>Selección de la cadena para transmitir potencia hacia el sistema de corte</i> .	155
4.1.7.3.	<i>Selección de la cadena para transmitir potencia hacia el tornillo sin fin</i>	156
4.1.8.	<i>Diseño del acople para transmisión entre cajas de engranes.</i>	157
4.1.9.	<i>Diseño de eje de transmisión hacia tornillo sin fin alimentador</i>	158
4.1.10.	<i>Selección de pernos para la sujeción de los elementos</i>	159
4.1.11.	<i>Bastidor del cosechador</i>	163
4.1.12.	<i>Determinacion de la potencia para el acarreador de las plantas de quinua.</i>	164
4.1.13.	<i>Diseño del pasador para sujeción del cabezal</i>	166
4.2.	<i>Diseño del sistema de trillado</i>	169
4.2.1.	<i>Capacidad del sistema de trillado</i>	170
4.2.2.	<i>Dimensionamiento de los cilindros de trillado.</i>	170
4.2.2.1.	<i>Dimensionamiento del cilindro principal de trillado</i>	170
4.2.2.2.	<i>Dimensionamiento del cilindro acelerador de mies</i>	177
4.2.2.3.	<i>Dimensionamiento del cilindro separador de mies.</i>	178
4.2.2.4.	<i>Dimensionamiento del cilindro removedor de granzas</i>	179
4.2.3.	<i>Dimensionamiento de los sacudidores de paja tipo zaranda</i>	180
4.2.4.	<i>Dimensionamiento de Cóncavos</i>	181
4.2.5.	<i>Diseño de las transmisiones</i>	182
4.2.6.	<i>Diseño de ejes soportes para cada componente del sistema de trillado</i>	188
4.2.6.1.	<i>Análisis del eje soporte para el cilindro de trilla</i>	188

4.2.6.2.	<i>Diseño de chavetas para cada eje soporte de cilindros</i>	196
4.2.6.3.	<i>Selección de chumaceras para los diferentes ejes</i>	199
4.2.7.	<i>Diseño de transportadores para el almacenamiento de grano</i>	202
4.2.7.1.	<i>Cálculo del diámetro del tornillo</i>	202
4.2.7.2.	<i>Cálculo del paso de la hélice</i>	203
4.2.7.3.	<i>Cálculo del diametro en tubo del eje del transportador</i>	203
4.2.7.4.	<i>Cálculo del espesor del cuerpo del transportador</i>	203
4.2.7.5.	<i>Cálculo de la potencia necesaria para el transportador</i>	204
4.3.	<i>Mecanismos de limpieza de granos</i>	205
4.3.1.	<i>Selección de ventilador para la limpieza de granos</i>	206
4.3.1.1.	<i>Cálculo de la velocidad del aire</i>	206
4.3.1.2.	<i>Balace de energía entre el punto 1 y 2</i>	209
4.3.1.3.	<i>Pérdidas de energía primarias entre 1 y 2</i>	210
4.3.1.4.	<i>Ecuación del sistema</i>	211
4.3.2.	<i>Dimensionamiento del tamiz de limpieza de grano</i>	212
4.4.	<i>Análisis dinámico de los sistemas mediante el software MSC ADAMS</i> ...	213
4.4.1.	<i>Análisis de sistema de corte</i>	214
4.4.2.	<i>Análisis del Sistema de trillado</i>	215

5. CAPÍTULO V ESTUDIO POR MÉTODO DE ELEMENTO FINITO

5.1.	<i>Introducción</i>	218
5.2.	<i>Análisis de los elementos que conforman el cabezal de la máquina</i>	219
5.2.1.	<i>Análisis de la cuchilla de corte</i>	219
5.2.2.	<i>Análisis de los ejes que conforman la caja de engranes</i>	221
5.2.2.1.	<i>Análisis del eje 1 de transmisión de potencia en la caja de engranes</i>	221
5.2.2.2.	<i>Análisis de eje 2 encargado de transmitir potencia hacia las cadenas y rodillos alimentadores</i>	224
5.2.2.3.	<i>Análisis de eje 3 encargado de transmitir potencia hacia las cuchillas</i>	226
5.2.3.	<i>Análisis del sistema de engranes</i>	227
5.2.3.1.	<i>Análisis del engrane de dientes rectos para transmitir potencia hacia las cadenas y rodillos alimentadores</i>	229
5.2.3.2.	<i>Análisis de engranes cónicos</i>	232
5.2.4.	<i>Análisis del bastidor</i>	239
5.3.	<i>Análisis de elementos que conforman el sistema de trillado</i>	241
5.3.1.	<i>Análisis de ejes soportes de cilindros de trillado</i>	241
5.3.1.1.	<i>Análisis del eje principal de trillado</i>	241
5.3.1.2.	<i>Análisis del Eje soporte del cilindro acelerador de mies</i>	243
5.3.1.3.	<i>Análisis del eje soporte del cilindro separador</i>	244
5.3.1.4.	<i>Análisis del eje soporte del cilindro lanza paja</i>	246
5.3.1.5.	<i>Análisis del eje soporte de sacudidores de paja</i>	248
5.3.2.	<i>Análisis del cilindro de trillado</i>	249

6. CAPÍTULO VI CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1.	<i>Conclusiones</i>	252
6.2.	<i>Recomendaciones</i>	253

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1-2: Valor nutricional de la quinua.....	6
Tabla 2-2: Características morfológicas del tallo	9
Tabla 3-2: Características morfológicas de la panoja.....	9
Tabla 4-2: Medidas ortogonales, diámetro equivalente y rendimiento en el tamizado .	10
Tabla 5-2: Densidad, humedad y masa de los frutos	11
Tabla 6-2: Tipos de pendientes de la zona sierra.....	14
Tabla 7-2: Valores medios del cultivo de la planta de quinua.....	16
Tabla 8-2: Merma en la etapa de cosecha y pos cosecha de la quinua	16
Tabla 9-2: Velocidades del cilindro desgranador para diversos cultivos	28
Tabla 10-2: Características medias de cosechadoras convencionales	30
Tabla 11-2: Perdidas medias en los órganos de trabajo de una cosechadora	33
Tabla 1-3: Ficha técnica de la competencia 1	39
Tabla 2-3: Ficha técnica de la competencia 2.....	40
Tabla 3-3: Especificaciones requeridas para la cosechadora integral de quinua.....	43
Tabla 4-3: Alternativas de solución para el sistema de corte y alimentación.....	50
Tabla 5-3: Matriz morfológica del sistema de trillado	54
Tabla 6-3: Evaluación del peso específico de cada criterio para el sistema de corte	58
Tabla 7-3: Evaluación de las alternativas del sistema de corte (costo)	58
Tabla 8-3: Evaluación de las alternativas para el sistema de corte (Fiabilidad).....	58
Tabla 9-3: Evaluación de alternativas para el sistema de corte (construcción).....	59
Tabla 10-3: Evaluación de las alternativas para el sistema de corte (Peso)	59
Tabla 11-3: Evaluación de las alternativas para el sistema de corte (mantenibilidad)..	59
Tabla 12-3: Evaluación de alternativas para el sistema de corte (calidad de corte)	60
Tabla 13-3: Prioridades de alternativas para el diseño del sistema de corte	60
Tabla 14-3: Peso específico de cada criterio para el sistema de trillado	61
Tabla 15-3: Evaluación de soluciones para el sistema de trillado (mantenimiento)	61
Tabla 16-3: Evaluación de soluciones para el sistema de trillado (costo)	61
Tabla 17-3: Evaluación de soluciones para el sistema de trillado (fabricación)	62
Tabla 18-3: Evaluación de soluciones para el sistema de trillado (peso)	62
Tabla 19-3: Evaluación de soluciones para el sistema de trillado (contaminación).....	62
Tabla 20-3: Evaluación de soluciones para el sistema de trillado (eficiencia).....	63
Tabla 21-3: Prioridades a cada solución analizada para el sistema de trillado.....	63
Tabla 22-3: características del sistema de corte seleccionado.....	64
Tabla 23-3: características del sistema de trillado seleccionado	65
Tabla 1-4: Ecuaciones para calcular los parámetros geométricos de engranes rectos ..	90
Tabla 2-4: Parámetros geométricos del piñón y la rueda	91
Tabla 3-4: Ecuaciones para el cálculo geométrico en engranes cónicos	103
Tabla 4-4: Parámetros geométricos de engranes cónicos de dientes rectos	104
Tabla 5-4: Parámetros de engranes cónicos para el aparato de las cuchillas de corte.	113
Tabla 6-4: Resultados del diseño de engranes cónicos (cuchillas de corte)	114
Tabla 7-4: Parámetros geométricos de los engranes cónicos para cadenas alimentadoras.	115
Tabla 8-4: Resultados del diseño de engranes cónicos (cadenas alimentadoras)	116
Tabla 9-4: Parámetros de engranes cónicos para rodillos alimentadores.	118
Tabla 10-4: Resultados del diseño de engranes cónicos (rodillos alimentadores)	118
Tabla 11-4: Factor de modificación.....	121
Tabla 12-4: Determinación del factor de seguridad del eje 2	133

Tabla 13-4: Determinación del factor de seguridad del eje 3.....	136
Tabla 14-4: Resultados del diseño de la chaveta 1	139
Tabla 15-4: Resultados del diseño de las chavetas para los ejes 1, 2, 3.....	139
Tabla 16-4: Propiedades mecánicas de rodamiento FAG 6302.2RSR	142
Tabla 17-4: Propiedades mecánicas de rodamiento FAG 6201.2RSR	143
Tabla 18-4: Selección de rodamientos para el eje 2	144
Tabla 19-4: Selección de rodamientos para el eje 3	144
Tabla 20-4: Resultado del cálculo de la viscosidad del lubricante para el eje 1	146
Tabla 21-4: Resultado del cálculo de la viscosidad del lubricante para el eje 2	146
Tabla 22-4: Resultado del cálculo de la viscosidad del lubricante para el eje 3	146
Tabla 23-4: Resultados del diseño de la transmisión para el cabezal.....	155
Tabla 24-4: Resultados de la transmisión de potencia hacia el mecanismo de corte ..	155
Tabla 25-4: Resultados de la transmisión de potencia hacia el tornillo sin fin alimentador	156
Tabla 26-4: Propiedades del perno M12 seleccionado	161
Tabla 27-4: Pesos aproximados de las partes del cabezal	163
Tabla 28-4: Parámetros físicos de elementos que constituyen del sistema de trillado.169	
Tabla 29-4: Valores calculados de potencias necesarias para el sistema de trillado ...	182
Tabla 30-4: Resultados de la selección de transmisiones por cadena para cada mecanismo	187
Tabla 31-4: Fuerzas calculadas en las transmisiones por cadena para cada elemento	188
Tabla 32-4: Valores calculados para ejes en la primera iteración para el sistema de trillado.....	195
Tabla 33-4: Valores recalculados de ejes para el sistema de trillado y verificación de factores de seguridad	196
Tabla 34-4: Resultados obtenidos en el diseño de chavetas para ejes de cilindros	199
Tabla 35-4: Reacciones en los apoyos obtenidas del análisis de cargas en los ejes. ...	199
Tabla 36-4: Valores obtenidos en la selección de chumaceras para cada eje.....	201
Tabla 37-4: Comparación de velocidad angular	214
Tabla 38-4: Comparación de resultados	217
Tabla 1-5: Carga y el tipo de acero para la cuchilla de corte	219
Tabla 2-5: Mallado y tipo de ajuste para la cuchilla corte.....	220
Tabla 3-5: Cargas y el tipo de acero para el eje 1	222
Tabla 4-5: Mallado y tipo de ajuste para el eje 1	222
Tabla 5-5: Comparación de resultados	224
Tabla 6-5: Cargas y el tipo de acero eje 2	224
Tabla 7-5: Mallado y tipo de ajuste para del eje 2.....	225
Tabla 8-5: Comparación de resultados	226
Tabla 9-5: Cargas y el tipo de acero del eje 3.....	226
Tabla 10-5: Mallado y tipo de ajuste del eje 3.....	227
Tabla 11-5: Comparación de resultados	227
Tabla 12-5: Condiciones de trabajo y el tipo de acero del engrane de diente recto	229
Tabla 13-5: Mallado y tipo de ajuste del engrane de diente recto.	230
Tabla 14-5: Condiciones de trabajo y tipo de acero del engrane cónico	232
Tabla 15-5: Mallado y tipo de ajuste del engrane cónico	233
Tabla 16-5: Condiciones de trabajo y el tipo de acero	234
Tabla 17-5: Mallado y tipo de ajuste del engrane cónico del eje de corte.....	235
Tabla 18-5: Condiciones de trabajo y el tipo de acero	236
Tabla 19-5: Mallado y tipo de ajuste para engranes de la cadena alimentadora	236
Tabla 20-5: Condiciones de trabajo y el tipo de acero	237

Tabla 21-5: Mallado y tipo de ajuste del doble engrane cónico.....	238
Tabla 22-5: Condiciones de trabajo y el tipo de acero del bastidor.....	239
Tabla 23-5: Fuerzas actuantes en el eje del cilindro de trillado.....	241
Tabla 24-5: Mallado y tipo de ajuste para el eje del cilindro de trillado.....	242
Tabla 25-5: Resultados del análisis del eje soporte del cilindro de trillado.....	242
Tabla 26-5: Cargas aplicadas en el eje del cilindro acelerador de mies.....	243
Tabla 27-5: Tipo de mallado y ajuste para el eje del cilindro acelerador.....	244
Tabla 28-5: Resultados del análisis del eje soporte del cilindro acelerador de mies...	244
Tabla 29-5: Cargas actuantes en el eje del cilindro separador de mies.....	245
Tabla 30-5: Tipo de mallado y ajuste para el eje del cilindro separador de mies.....	245
Tabla 31-5: Resultados del análisis del eje soporte del cilindro separador.....	245
Tabla 32-5: Cargas aplicadas en el eje del cilindro lanza paja.....	246
Tabla 33-5: Tipo de mallado y ajuste para el eje del cilindro lanza paja.....	247
Tabla 34-5: Resultados del análisis del eje soporte del cilindro lanza paja.....	247
Tabla 35-5: Cargas aplicadas en el eje soporte de sacudidores de paja.....	248
Tabla 36-5: Tipo de malla ajuste para el eje soporte de sacudidores de paja.....	248
Tabla 37-5: Resultados del análisis del eje soporte de sacudidores de paja.....	249
Tabla 38-5: Tipo de mallado y ajuste para el cilindro de trillado.....	250

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1-2: Orígenes de la quinua	5
Figura 2-2: Alimentos procesados a base de quinua	7
Figura 3-2: Distribución geográfica de la producción de quinua en 2014	7
Figura 4-2: Panojas de quinua	8
Figura 5-2: Diámetro de los granos de quinua	10
Figura 6-2: Diferentes usos de la quinua	12
Figura 7-2: INIAP Tunkahuan, variedad de quinua semi tardía	14
Figura 8-2: Distancia de siembra para INIAP pata de venado	15
Figura 9-2: Distancia de siembra para INIAP Tunkahuan	15
Figura 10-2: Comuneros en tiempos de cosecha	19
Figura 11-2: Pruebas de cosecha mecanizada realizada por el INIAP	19
Figura 12-2: Cosechadora de arrastre	21
Figura 13-2: Cosechadora integral de cereales autopropulsada	22
Figura 14-2: Plataforma o cabezal de una máquina cosechadora de cereales	23
Figura 15-2: Molinete	24
Figura 16-2: Barra de corte	25
Figura 17-2: Tornillo de Arquímedes	25
Figura 18-2: Acarreador	26
Figura 19-2: Cilindro desgranador de dientes y su cóncavo	27
Figura 20-2: Cilindro desgranador de barras y su cóncavo	27
Figura 21-2: Zaranda	29
Figura 22-2: Ventilador de limpieza	29
Figura 23-2: (a) Cosechadora combinada CLAAS (Challapata- Oruro); (b) Cosechadora combinada DIMA (El choro- Oruro)	31
Figura 1-3: Modelo metodológico propuesto por los autores	34
Figura 2-3: Diagrama de afinidad de la cosechadora integral de quinua	36
Figura 3-3: Casa de calidad de la máquina	41
Figura 4-3: Función realizada por la máquina	44
Figura 5-3: Diagrama de funciones secundarias	45
Figura 6-3: Diagrama módulos de la cosechadora de quinua	45
Figura 7-3: Corte alternativo por medio de cuchilla simple	47
Figura 8-3: Corte por impacto	48
Figura 9-3: Corte alternativo por medio de doble cuchillas	49
Figura 10-3: Primera alternativa	51
Figura 11-3: Segunda alternativa	51
Figura 12-3: Tercera alternativa	51
Figura 13-3: Cilindro y cóncavo de flujo radial	52
Figura 14-3: Sistema rotativo de flujo axial	53
Figura 15-3: Sistema combinado	53
Figura 16-3: Alternativa 1 (Sistema de trillado convencional)	55
Figura 17-3: Alternativa 2 (Sistema de trillado rotativo)	56
Figura 18-3: Alternativa 3 (Sistema de trillado híbrido)	56
Figura 1-4: Esquema cinemático de la mini-máquina integral de quinua	70
Figura 2-4: Esquema cinemático del sistema de corte para tres hileras	73
Figura 3-4: Esquema del aparato de corte inferior con rotación en el plano horizontal	73
Figura 4-4: Esquema del cabezal de la máquina cosechadora integral de quinua	74
Figura 5-4: Esquema del mecanismo de corte y alimentación	74
Figura 6-4: Parámetros geométricos del mecanismo de corte	75
Figura 7-4: Dimensiones geométricas de la cuchilla de corte	77
Figura 8-4: Geometría de cuchillas usadas en máquinas cosechadoras Austofft	78

Figura 9-4: Parámetros geométricos de las cuchillas en cosechadoras de caña.....	78
Figura 10-4: Modelación en 3D de la cuchilla de corte	79
Figura 11-4: Modelación en 3D de la cadena alimentadora del cabezal	80
Figura 12-4: Modelación en 3D del acoplamiento de cadenas en la caja de engranes.	81
Figura 13-4: Esquema del rodillo alimentador de mies.....	85
Figura 14-4: Modelado en 3D del rodillo alimentador del cabezal.....	86
Figura 15-4: Esquema cinemático de caja de engranes	88
Figura 16-4: Esquema de la caja de engranes.	89
Figura 17-4: Nomenclatura de los engranes de dientes rectos	89
Figura 18-4: Parámetros del AGMA para el factor K_b del espesor del aro	96
Figura 19-4: Transmisión de potencia mediante engranes de dientes rectos.	102
Figura 20-4: Parámetros de la sección transversal de engranes cónicos	102
Figura 21-4: Mecanismo de transmisión de engranes cónicos hacia el eje de corte ...	103
Figura 22-4: Mecanismo de transmisión de potencia hacia las cuchillas de corte	113
Figura 23-4: Transmisión por engranes cónicos hacia las cadenas alimentadoras	115
Figura 24-4: Transmisión por engranes cónicos hacia rodillos alimentadores	117
Figura 25-4: Diagrama de esfuerzos fluctuantes	120
Figura 26-4: Diagrama de esfuerzo de torsión constante	120
Figura 27-4: Esquema de ejes a diseñar de la caja de engranes	123
Figura 28-4: Modelación de eje 1	123
Figura 29-4: DCL del eje 1 en el plano x-y	124
Figura 30-4: Distribución de cargas en el plano x-z.....	125
Figura 31-4: Modelación del eje 2.....	130
Figura 32-4: DCL del eje 2 en el plano x-y	130
Figura 33-4: DCL del eje 2 en el plano x-z	131
Figura 34-4: Modelación del eje 3.....	134
Figura 35-4: DCL del eje en el plano z-x	134
Figura 36-4: DCL del eje en el plano z-y	135
Figura 37-4: Dimensiones geométricas chaveta y chavetero	138
Figura 38-4: Modelado en 3D de la carcasa de la caja de engranes.....	147
Figura 39-4: Modelación en 3D del tornillo sin fin.....	147
Figura 40-4: Acoplamiento de una catarina y una cadena	152
Figura 41-4: Ángulo formado por la cadena y las catarinas.....	154
Figura 42-4: Esquema de la caja de engranes acoplado al cabezal	159
Figura 43-4: Condiciones de trabajo de los pernos a seleccionar.	160
Figura 44-4: Rigidez del material (cono de ITO).....	161
Figura 45-4: Determinación de la rigidez del material.....	161
Figura 46-4: Modelación en 3 D del bastidor del cabezal	163
Figura 47-4: Esquema cinemático del transportador.....	165
Figura 48-4: Modelación del transportador	165
Figura 49-4: Cabezal conectado con el acarreador por medio del pasador.....	167
Figura 50-4: Peso aproximado del cabezal.....	168
Figura 51-4: Esquema cinemático del sistema de trillado de quinua.	169
Figura 52-4: Dimensiones geométricas del cilindro desgranador de barras.....	172
Figura 53-4: DCL y velocidades angulares del cilindro trillador.....	174
Figura 54-4: Modelado en 3D del cilindro desgranador	176
Figura 55-4: Dimensiones geométricas del cilindro acelerador de mies.....	177
Figura 56-4: Dimensiones geométricas del cilindro separador de mies.....	178
Figura 57-4: Dimensiones geométricas del cilindro removedor de granzas	179
Figura 58-4: Sacudidor de granzas tipo zaranda	180
Figura 59-4: Dimensiones geométricas del cóncavo principal de trilla	181
Figura 60-4: Esquema de acoplamiento entre cóncavo y cilindro desgranador	182
Figura 61-4: Diagrama de cargas puntuales y distribuidas en el eje principal	188

Figura 62-4: Distribución de cargas puntuales en el plano xy	189
Figura 63-4: Distribución de cargas en el plano xz	190
Figura 64-4: Diagramas de fluctuación de momento flector	191
Figura 65-4: Diagramas de fluctuación de momento torsor	192
Figura 66-4: Esquema de fuerzas actuantes en chaveta y chavetero	197
Figura 67-4: Dimensiones geométricas del tornillo transportador	204
Figura 68-4: Esquema cinemático del mecanismo de limpieza de grano	206
Figura 69-4: Balance de energía entre los puntos 1 y 2 del ventilador	209
Figura 70-4: Tamiz para limpieza de grano	213
Figura 71-4: Modelado del sistema de corte	214
Figura 72-4: Modelo del sistema de trillado.....	215
Figura 1-5: Aplicación de la carga sobre el filo de la cuchilla	220
Figura 2-5: Esfuerzo equivalente en la cuchilla	220
Figura 3-5: Deformación de las cuchillas de corte	220
Figura 4-5: Determinación del factor de seguridad a fatiga.	221
Figura 5-5: Cargas aplicadas en el eje	222
Figura 6-5: Esfuerzo equivalente en el punto crítico.....	223
Figura 7-5: Deformación máxima producida en el eje 1	223
Figura 8-5: Determinación del factor de seguridad en el punto D	223
Figura 9-5: Cargas aplicadas en el eje 2	225
Figura 10-5: Cargas aplicadas en el eje 3	226
Figura 11-5: Parámetros que influyen en el esfuerzo por contacto	228
Figura 12-5: Aplicación de la carga en el diente del engrane de diente recto	230
Figura 13-5: Esfuerzo equivalente en el diente del engrane.....	230
Figura 14-5: Deformación en el diente del contacto	231
Figura 15-5: Determinación de coeficiente de seguridad.....	231
Figura 16-5: Modelo seccionado en 3D del engrane cónico	232
Figura 17-5: Esfuerzo equivalente generado en el diente	233
Figura 18-5: Deformación del diente en plena carga	233
Figura 19-5: Determinación de coeficiente de seguridad a fatiga.	234
Figura 20-5: Aplicación de la carga en el diente del engrane	235
Figura 21-5: Aplicación de la carga en el diente del engrane	236
Figura 22-5: Aplicación de la carga en el diente del engrane cónico.....	238
Figura 23-5: Modelo en 3D del bastidor	239
Figura 24-5: Aplicación de la carga en el bastidor.....	240
Figura 25-5: Esfuerzo equivalente en el bastidor	240
Figura 26-5: Deformación causada por la aplicación a plena carga.....	240
Figura 27-5: Determinación de coeficiente de seguridad.....	240
Figura 28-5: Ubicación de cargas en el eje del cilindro de trillado.....	242
Figura 29-5: Aplicación de cargas en el eje del cilindro acelerador de mies	243
Figura 30-5: Aplicación de cargas en el eje del cilindro separador de mies	245
Figura 31-5: Aplicación de cargas en el eje del cilindro lanza paja	246
Figura 32-5: Aplicación de cargas en el eje soporte de sacudidores de paja	248
Figura 33-5: Cargas aplicadas en el cilindro de trillado.....	250
Figura 34-5: Deformaciones en el cilindro de trillado	250
Figura 35-5: Esfuerzo equivalentes del cilindro de trillado	250
Figura 36-5: Factor de seguridad dinámico del cilindro de trillado	251

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Pág.

Gráfico 1-2: Producción y rendimiento de la quinua.....	12
Gráfico 2-2: Exportaciones Ecuatorianas de Quinua.....	13
Gráfico 3-2: Principales Destinos de las Exportaciones.....	13
Gráfico 1-3: Resultado de la encuesta	37
Gráfico 1-4: Diagrama de torque generado en el eje 1	124
Gráfico 2-4: Diagrama de cortante y de momentos en el plano x-y del eje 1	125
Gráfico 3-4: Diagrama de cortante y de momento en el plano x-z.....	126
Gráfico 4-4: Diagrama de torque generado en el eje 2.....	130
Gráfico 5-4: Diagrama de cortante y de momento en el plano x-y del eje 2.....	131
Gráfico 6-4: Diagrama de cortante y de momento en el plano x-z del eje 2.....	132
Gráfico 7-4: Diagrama de torque generado en el mecanismo de corte.....	134
Gráfico 8-4: Diagrama de cortante y de momento en el plano z-x del eje 3.....	135
Gráfico 9-4: Diagrama de cortante y de momento en el plano z-y del eje 3.....	136
Gráfico 10-4: Diagrama de cortante y momento flector plano xy (eje c. desgranador)	190
Gráfico 11-4: Diagrama de cortante y momento flector plano xz (eje c. desgranador)	191
Gráfico 12-4: Punto de operación del ventilador seleccionado	211
Gráfico 13-4: Velocidad angular del eje 2.....	214
Gráfico 14-4: Torques requeridos por el cilindro acelerador	215
Gráfico 15-4: Torques requeridos por el cilindro de trillado.....	216
Gráfico 16-4: Torques requeridos por el cilindro separador de mies	216
Gráfico 17-4: Torques requeridos por el cilindro lanza paja.....	216
Gráfico 18-4: Torques requeridos por los sacudidores de paja	217
Gráfico 19-4: Torques requeridos por las cribas de limpieza de grano	217
Gráfico 1-5: Análisis de convergencia de la deformación.....	221
Gráfico 2-5: Análisis de convergencia de deformación en el eje 1.	224
Gráfico 3-5: Análisis de convergencia de la deformación del eje 2.	225
Gráfico 4-5: Análisis de convergencia de la deformación del eje 3.	227
Gráfico 5-5: Análisis de convergencia del engrane de diente recto.	231
Gráfico 6-5: Análisis de convergencia del engrane cónico	234
Gráfico 7-5: Análisis de convergencia de la deformación del diente del engrane.	235
Gráfico 8-5: Análisis de convergencia de la deformación del diente del engrane.	237
Gráfico 9-5: Análisis de convergencia de la deformación del diente del engrane.	238
Gráfico 10-5: Convergencia de resultados para el eje del cilindro de trillado	242
Gráfico 11-5: Convergencia de resultados para el eje del cilindro acelerador de mies	244
Gráfico 12-5: Convergencia de resultados para el eje del cilindro separador de mies	246
Gráfico 13-5: Convergencia de resultados para el eje del cilindro separador de mies	247
Gráfico 14-5: Convergencia de resultados para el eje soporte de sacudidores de paja	249
Gráfico 15-5: Convergencia de resultados para el cilindro de trillado	251

LISTA DE ABREVIACIONES

GADPCH	Gobierno Autónomo Descentralizado de la Provincia de Chimborazo
FAO	Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura
INIAP	Instituto Nacional de Investigación Agropecuarias
INIA	Instituto Nacional de Innovación Agraria
FOB	Free on Board (libre de puerto)
ASME	The American Society of Mechanical Engineers
QFD	Quality Funtional Deployment (Diseño para la calidad)
CAD	Computer Aided Design (Diseño asistido por computadora)
ISO	International Organization for Standardization
DCL	Diagrama de cuerpo libre
AGMA	American Gear Manufacturers Association
AISI	American Iron and Steel Institute
Fpm	Pies por minuto
Rpm	Revolución por minuto
MAGAP	Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca.
ANSI	Instituto Nacional Estadounidense de Estándares
BCE	Banco Central del Ecuador
UNE	Asociación Española de Normalización
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
SAE	Sociedad americana de ingenieros automotrices
ASTM	Sociedad americana de ensayos de materiales

LISTA DE ANEXOS

- A** Velocidades típicas de cosechadoras
- B** Parámetros para la selección de cadenas alimentadoras
- C** Factores para el cálculo de transportadores de tornillo sin fin.
- D** Factores para el diseño de engranes
- E** Factores necesarios para el diseño de ejes
- F** Datos para el diseño de chavetas
- G** Factores para la selección de rodamientos
- H** Selección del lubricante
- I** Selección de cadenas de transmisión para el sistema de corte
- J** Selección de acoples
- K** Selección de pernos
- L** Perfiles estructurales para diseño del bastidor
- M** Parámetro para selección de cadenas acarreadoras
- N** Coeficientes de rozamiento en movimiento circular
- O** Selección de transmisiones para el sistema de trillado
- P** Densidad del aire a diversas alturas
- Q** Coeficiente de resistencia aerodinámica.
- R** Diámetro equivalente de un conducto rectangular con igual pérdida de carga
- S** Pérdidas de carga por rozamiento de aire
- T** Características técnicas del ventilador centrífugo
- U** Curva característica del ventilador
- V** Dimensiones del ventilador
- W** Especificaciones técnicas de la fundición gris /norma europea EN 1561:1997
- X** Modelo de encuesta realizado
- Y** Procesos de soldadura empleados en el sistema de corte
- Z** Procesos de soldadura empleados en el sistema de trillado
- AA** Casa de la calidad de la máquina cosechadora integral de quinua

RESUMEN

La quinua es un cultivo que ha incrementado su producción en el mundo y especialmente en el Ecuador, las provincias con mayor producción son Carchi con 33%, Imbabura con 27% y Chimborazo con 15%, por lo cual es de necesidad regional que se industrialicen sus procesos de siembra y cosecha, reduciendo así tiempos y costos de mano de obra. El desarrollo del proyecto tuvo como objetivo realizar un estudio en el cual se pueda presentar el diseño de las dos partes constitutivas de una máquina cosechadora integral de quinua las cuales son el sistema de corte y trillado, con una capacidad de procesamiento de 7,2 ton/h de plantas sin trillar, la cual servirá como aporte para futuros desarrollos y su construcción, esto implicó la recolección de datos necesarios para proponer una metodología de diseño, realizar el estudio de alternativas tecnológicas que hay en el mercado y seleccionar la más favorable para cada sistema, cumpliendo así normas de calidad y producción de las mismas. Posteriormente se realizó el diseño mecánico de los dos sistemas en cuestión que conformarían la máquina, realizando cálculos de cada componente mecánico que intervienen en los dos sistemas y seleccionando los materiales más adecuados; Para el análisis de los elementos críticos que conforman cada sistema se utilizó el software ANSYS, para así de esta manera poder validar que todos los elementos resistan sus respectivas cargas de trabajo en su construcción. De esta manera se concluyó que, con la construcción de esta cosechadora, se ahorraría mucho tiempo en la cosecha, pues una hectárea de cultivo sería cosechada en aproximadamente 1 hora con 30 minutos, obteniendo con esto mayor rentabilidad para la comercialización del grano.

PALABRAS CLAVE: <SISTEMA DE CORTE Y TRILLADO>, <CAPACIDAD DEL SISTEMA>, <ANÁLISIS DE ELEMENTOS CRITICOS>, <COSECHADORA INTEGRAL >, <CORTE POR IMPACTO >, <TRILLA CONVENCIONAL>, <MECANISMO DE LIMPIEZA>

ABSTRACT

Quinoa is a crop that has increased its production in the world and especially in Ecuador. The provinces with the highest production are Carchi 33%, Imbabura 27% and Chimborazo 15%. So it is regional need to industrialize its sowing and harvesting processes, thus reducing time and labor costs. The objective of project development was to carry out a study in which the design of the constituent parts of an integral quinoa harvesting machine could be presented, which are the cutting and threshing system, with a processing capacity of 7,2 ton/h of plants without thresh. They will serve as contribution for future development and construction. This implied the collection of data necessary to propose a design methodology, perform the study of technological alternatives that are in the market and select the most favorable for each system, complying with the standards of quality and production of them. Subsequently, the mechanical design of the systems in question that make up the machine was carried out, performing calculations of each mechanical component that intervene in the two systems selecting the most suitable materials; For the analysis of the critical elements that make up each system, the software ANSYS was used. So that in this way we can validate that all the elements resist their respective workloads in their construction. In this way, it was concluded that, with the construction of this harvester, a lot time can be saved in the harvest, such as a harvest of approximately 1 hour and 30 minutes, obtaining with this the highest profitability of grain commercialization.

KEYWORDS: <CUTTING AND THRESHING SYSTEM>, <SYSTEM CAPABILITY>, <CRITICAL ELEMENT ANALYSIS>, <INTEGRAL HARVESTER>, <IMPACT CUT>, <CONVENTIONAL THRESHING>, <CLEANING MECHANISM>

INTRODUCCIÓN

La razón de este tema de investigación radica, a que en la actualidad el aumento de la demanda de quinua crece continuamente, por lo que el diseño de una máquina cosechadora incrementaría la producción en un valor considerable.

El problema que existe en el campo es obtener los granos limpios de quinua para lo cual los agricultores realizan este proceso por medio de dos métodos: la primera de una manera completamente manual segando con una hoz y trillando mediante golpes de palos o varas, y la segunda de forma semi-mecanizada es decir segando las panojas manualmente y posteriormente trillando por medio de una máquina trilladora estacionaria, las principales desventajas en el proceso de cosecha de quinua en el Ecuador es la falta de maquinaria y de tecnología, por lo cual se reduce la producción de manera considerable con respecto a los demás países de la región.

El presente trabajo se centra en el diseño de las dos partes principales constitutivas de una máquina cosechadora integral de quinua, las cuales son el sistema de corte y de trillado, siendo los encargados de cortar, recolectar, trillar, limpiar y almacenar el grano, este proyecto sienta las bases para la construcción de la misma, que se complementará en su totalidad por medio de investigaciones posteriores aplicando la metodología planteada en este trabajo, de esta manera se contribuirá al campo de la agroindustria, y del mismo modo es el primer paso para el desarrollo de la primera cosechadora integral especializada en la cosecha de quinua en el Ecuador; Para lo cual se aplicó entrevistas en el campo de la agricultura, en especial a los agricultores y a técnicos de procesadoras de quinua, también se realizó el estudio del estado del arte sobre la cosecha mecanizada de la quinua donde se detallan los principales métodos de corte y trillado de la planta, con ello se recopiló datos necesarios para el dimensionamiento y para el análisis de resistencia de los elementos que conforman cada sistema, aplicando las ecuaciones de los libros de diseño mecánico, y corroborando los resultados mediante software de elementos finitos, de esta manera se llega a obtener dos sistemas adecuados que cumplirán con el trabajo requerido.

CAPÍTULO I

1. MARCO REFERENCIAL

1.1. Antecedentes

La quinua, de acuerdo a la (FAO-ALADI, 2014 pág. 1) es un producto nuevo, cada vez más popular en el mercado de Norteamérica, Europa, china y Japón, en los últimos años se ha observado un elevado incremento de este producto, los principales productores son Bolivia Perú y Ecuador, se estima que alrededor del 80% de la producción mundial está dada por estos tres países. Su nombre (*Chenopodium quinoa*) proviene del quechua kínua o kinuwa, es un cereal que tiene de antigüedad unos 5000 años de planta cultivable y que se lo ha venido cultivando por todo el imperio incaico: en Bolivia, Ecuador, Perú, Chile, Argentina, y Colombia. (CARRASCO, y otros, 2008 pág. 86). Los beneficios que aportan al ser humano son considerables, siendo un gran aliado contra la desnutrición en niños. Según la revista (FAO, 2011 pág. ii), la quinua es un alimento completo y de fácil digestión, ya que posee aminoácidos esenciales, oligoelementos y un gran equilibrio y balance de proteínas, grasas y carbohidratos, es rico además en fibra, minerales y vitaminas. En lo que respecta al cultivo de quinua, los países que llevan los primeros lugares en la exportación son nuestros vecinos Perú y Bolivia, entre ellos compiten hombro a hombro para obtener el primer lugar. El éxito de estos dos países se debe a que han alcanzado una mayor productividad, mejores métodos de siembra y de cosecha. Poseen dos tipos de cosecha, con máquinas cosechadoras o cosecha semi-tecnificada utilizando máquinas para la trilla y cosechado a mano, de esta manera han llegado a obtener un producto con módicos precios. (CABOLQUI, s.f.).

En la actualidad los sembríos de quinua se han expandido por varios países del mundo como: EEUU, Brasil, China, entre otros, llegando a perjudicar a los pequeños agricultores de quinua en especial a los productores de la región andina, pero una ventaja muy grande que poseen los agricultores de la región andina es producir quinua orgánica en comparación con la sembrada en la costa, siendo muy demandada en la actualidad por EE.UU y los países Europeos. (LA REPUBLICA, 2017). Entre los países exportadores de quinua orgánica están Ecuador, Perú y Bolivia, siendo el mayor exportador Perú.

En el Ecuador se está incentivado el consumo de cereales ancestrales como el chocho, amaranto, ataco y la quinua, no solo por el rescate cultural sino por las propiedades nutritivas que brindan al ser humano. La quinua al ser un producto más popular y de gran valor nutricional, es el que necesariamente necesita con urgencia un mejoramiento de su productividad, por ello se debe realizar una tecnificación desde la siembra hasta la cosecha, un buen soporte técnico en el momento de la cosecha, ayudaría enormemente a reducir los tiempos de cosechado, bajando el costo de producción.

La mayoría de los pequeños agricultores en la región sierra del Ecuador poseen pequeñas extensiones de terreno, por lo que máquinas cosechadoras que se encuentran a la venta en la actualidad no se podrían utilizar por ser de gran tamaño y el alto costo que implica adquirirla, por esta razón la mayoría de los agricultores realizan la cosecha de forma artesanal y la limpieza mediante máquinas trilladoras estacionarias en el mejor de los casos. (PERALTA I., y otros, 2012 pág. 39). El desarrollo de tecnología en máquinas cosechadoras es muy escasas y en especial cosechadoras integrales o combinadas, por lo que el Ecuador necesariamente necesita un avance tecnológico en la agricultura para que de esta manera los pequeños y medianos productores de quinua y otros cultivos puedan adquirir este tipo de máquinas mediante asociaciones de productores o de forma individual.

1.2. Planteamiento del problema

La cosecha de la quinua se ha venido realizando en Ecuador, de forma manual, empleado la hoz para el corte de las panojas, para el trillado y venteo de la misma forma de manera artesanal por no contar con maquinaria especializada para realizar estos dos procesos a la vez. El principal problema se encuentra en épocas de cosecha del producto; el trabajo conlleva gran tiempo y mano obra, siendo uno de los factores más importante en el aumento del costo del producto. Las comunidades indígenas al poseer pequeñas parcelas, no cuentan con recursos económicos necesarios para adquirir una máquina cosechadora-trilladora, cabe recalcar que las maquinas ofertadas en el mercado no se pueden usar al tener extensiones de terrenos reducidos. La falta de investigación y desarrollo de máquinas cosechadoras integrales o combinadas en el ecuador hace que no existan máquinas de fabricación nacional y el creciente aumento y demanda de este producto

tanto a nivel nacional como en el extranjero hace que sea necesaria una industrialización total de este tipo de cultivo.

1.3. Alcance.

La finalidad del proyecto es realizar el diseño del sistema de corte y trillado de una máquina cosechadora integral para el cultivo de quinua, con lo cual se llevará a la agricultura a tecnificarse; Siendo factores decisivos para un mejoramiento de la calidad de vida de los productores, un punto importante de este trabajo será dejar una pauta para futuros diseños e investigaciones, el fin mismo de la investigación es dejar un aporte a la ciencia y al avance tecnológico en lo que respecta a la agricultura en el Ecuador.

1.4. Justificación

1.4.1. *Justificación teórica*

Con la realización del diseño de las dos partes elementales que constituyen una máquina cosechadora integral se hará un aporte al desarrollo tecnológico en lo referente a maquinaria agrícola en el Ecuador, la cual estará diseñada para la cosecha de quinua, también se analizará el comportamiento de cada componente frente a las posibles cargas de trabajo de tal manera que se obtendrá dos sistemas funcionales que podrán ser adaptadas para la cosecha de la quinua y de otros cultivos similares.

1.4.2. *Justificación metodológica*

Para el desarrollo del proyecto se realizará una investigación cuantitativa, recolectando datos de trabajos e investigaciones anteriormente realizadas, encontrando así datos referentes al cultivo de la planta como al proceso de cosecha que se viene dando en los últimos años en las regiones donde se cultiva este tipo de grano.

1.4.3. *Justificación práctica*

En el Ecuador y específicamente en la región sierra, la producción de quinua se ve muy limitada debido a la falta de maquinaria en lo referente a la cosecha y limpieza del grano. Al término del trabajo se dispondrá del diseño de los dos sistemas principales que componen una máquina cosechadora integral con todos los requisitos para un eficiente trabajo, llegando a aportar en lo que se refiere a la cosecha mecanizada de este tipo de

producto, con el cual los agricultores tendrán mejores beneficios al adquirirlo como reducción del esfuerzo físico y el mejoramiento de la calidad de vida. También cabe señalar la gran importancia que se dará al campo de la industria ecuatoriana ya que en la actualidad existen máquinas con ciertas características, pero los precios son muy elevados como para que los pequeños y medianos productores puedan adquirirla debido a la escases tecnológica nacional y los altos costos de importación, por lo tanto sería una buena alternativa ofrecer en el mercado este tipo de máquina que funcione con altos niveles de calidad y a un menor costo.

1.5. Objetivos

1.5.1. *Objetivo general*

- Diseñar conceptualmente y simular el sistema de corte y trillado de una mini-máquina integral cosechadora de quinua mediante software de elementos finitos, como un aporte a la tecnología agrícola en región sierra del Ecuador.

1.5.2. *Objetivos específicos*

- Realizar el estudio del arte sobre la cosecha mecanizada de la quinua.
- Proponer la metodología para el diseño de la mini máquina integral de quinua.
- Diseñar los sistemas de corte y trillado de la mini máquina integral de quinua.
- Realizar una simulación de los componentes que conforman el sistema de corte y trillado mediante el software ANSYS.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

En el presente capítulo se recopilará información necesaria e importante para el diseño. Entre los temas a tratar se encuentran: estudio de la quinua, el suelo, el tipo de siembra y el tipo de cosechadoras.

2.1. La quinua

La quinua (*Chenopodium quinoa*) es un importante alimento de nuestros pueblos hispanoamericanos, desde hace muchas décadas atrás e incluso antes de la llegada de los españoles. Posteriormente después de la conquista, siguieron consumiendo estos productos tradicionales como la papa, maíz y la quinua, la quinua tenía un trato especial, durante esos periodos, pues los únicos que se alimentaban eran los indígenas y los mestizos, ya que era considerado comida de pobres (PRO ECUADOR, 2015 pág. 5)

2.1.1. Orígenes de la quinua

Para que se dé la aparición del origen genético de la quinua según (BAZILE, et al., 2014 p. 53), se tuvieron que cruzar un pariente femenino, *Chenopodium standleyanum* originario de la América templada, y un pariente masculino, *Chenopodium album* proveniente Eurasia (otra hipótesis propone *C. ficifolium*) que eran diploides híbridos, generando así el primer ancestro tetraploide o quinua silvestre, llegando ser el comienzo de la domesticación de la quinua actual. En la figura 1-2, se puede observar con detalle los orígenes de la quinua.

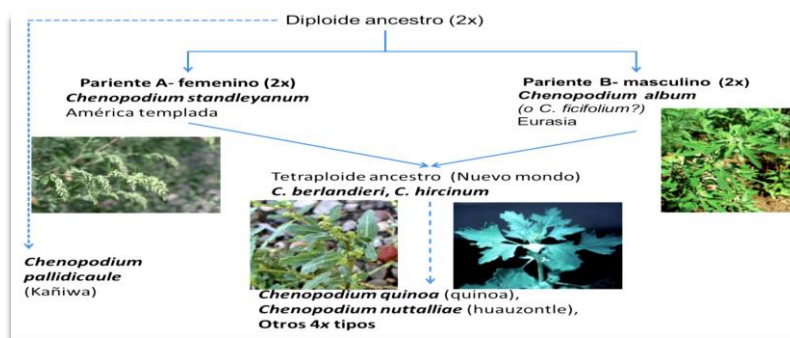


Figura 1-2: Orígenes de la quinua

Fuente: (BAZILE, y otros, 2014 pág. 52)

2.1.2. Valor nutricional de la quinua

En el mundo la quinua es reconocida como el único alimento de origen vegetal que posee todos los aminoácidos esenciales, oligoelementos, vitaminas, además no contiene gluten. Este producto es una gran fuente de calcio, hierro y vitamina B. La quinua ha sido reconocida y valorada a nivel mundial, lo que motivó a la FAO (Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura) a declarar al año 2013 como "El Año Internacional de la Quinua (AIQ)". El valor nutricional que aporta la quinua, es realmente sorprendente, pues proporciona varios minerales y aminoácidos. Para mejor detalle se proporciona la tabla 1-2 donde se puede visualizar la cantidad de beneficios que proporciona este cereal.

Tabla 1-2: Valor nutricional de la quinua

Aporte por 100 gr quinua, no cocida		Minerales		Vitaminas	
Energía	368Kcal	Potasio [mg]	563 mg.	Vitamina B1 Tiamina	0,36 mg.
Proteína	14,2 g.	Fósforo	457 mg.	Vitamina B2 Riboflavina	0,31 mg.
Hidratos carbono	64 g.	Calcio	47 mg.	Eq. Niacina	1,52 mg.
Fibra	7 g.	Magnesio	197 mg.	Vitamina B6 Piridoxina	0,48 mg.
Grasa total	6,07 g.	Zinc	3,10 µg.	Folatos	184 µg.
Agua	13,28 g.	Sodio	5 mg.	Vitamina A	14 UI.
		Hierro	4,57 mg.	vitamina E	2,44 µg.

Fuente: USDA Nutrient Database

La quinua al poder emplearse como un cereal, es especialmente beneficiosa en la dieta de personas celíacas (intolerancia al gluten), ya que no contiene gluten, tiene un alto contenido en fibra y un mayor aporte proteico con respecto a los cereales, también tiene un bajo índice glucémico (calidad de carbohidratos), lo que la vuelve ideal para personas con diabetes o que desean adelgazar comiendo sano.

También es de gran ayuda para controlar los niveles de colesterol en la sangre, revertir el estreñimiento, un gran beneficio en la dieta de las personas vegetarianas o veganas y en la alimentación de los deportistas ya que posee fibras insolubles, proteínas y sus lípidos insaturados.



Figura 2-2: Alimentos procesados a base de quinua
Fuente: (PRO ECUADOR, 2015 pág. 11)

2.1.3. *Distribución de cultivo de la quinua en el Ecuador.*

La quinua en América latina fue introducida gracias a las tribus Chischas y otra de la meseta Cundi-boyacense (Colombia), la tribu de los Huancas (Perú), los cultivaron por toda la región, eso explica el origen de la quinua en el Ecuador. (TAPIA , y otros, 1979 págs. 11-19) .

La planta de quinua tiene una amplia distribución por toda la región andina, esto se debe a que en tiempos del imperio incaico fue muy consumido y considerado sagrado. Los países que lo cultiva van desde Argentina hasta Colombia, ya que tiene una excelente adaptabilidad a diferentes alturas desde el nivel de mar hasta los 4000 msnm. En el Ecuador la quinua es una planta que crece en la región andina, a unos 2400 a 3400m sobre el nivel del mar. Sembradas en las provincias de Carchi, Imbabura, Pichincha, Cotopaxi, Tungurahua, Chimborazo y Loja, siendo la provincia de Carchi la que tiene mayor producción.

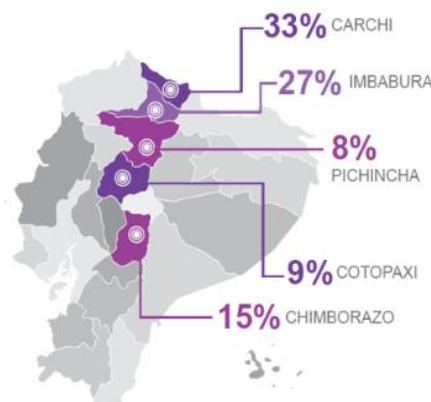


Figura 3-2: Distribución geográfica de la producción de quinua en 2014
Fuente: (PRO ECUADOR, 2015 pág. 5)

2.1.4. Características botánicas y morfológicas de la quinua

Según (SESAN, 2013 p. 8) la planta de quinua alcanza alturas variables desde 30 a 300 cm, dependiendo del tipo de quinua, de los genotipos, de las condiciones ambientales donde crece y de la fertilidad de los suelos. En zonas bajas como de los valles tienen mayor altura comparando con las que crecen por encima de los 4000 metros sobre el nivel del mar y de acuerdo a la fertilidad del suelo las plantas pueden alcanzar mayores alturas.

Para el diseño de la máquina es importante conocer las características de la planta que se cosechará. Las plantas poseen panojas con un promedio de 100 mm y una longitud de 300 mm en la parte superior de la misma, en la figura 4-2 se puede ver con más detalle.




Figura 4-2: Panojas de quinua
Fuente: (APAZA, y otros, 2013 págs. 22-29)

2.1.4.1. Características del tallo

Es cilíndrico en el cuello de la planta y en ángulo a partir de las ramas, puesto que las hojas son alternas dando una configuración excepcional. El grosor del tallo también es variable. Dependiendo del genotipo, siembra y disponibilidad de nutrientes, la coloración del tallo es variable, desde el verde al rojo, presenta estrías y también axilas pigmentadas de color rojo o púrpura. El tallo contiene gran cantidad de pectina y celulosa que se puede utilizar en la fabricación de papel y cartón; la arquitectura de la planta algunas veces se daña por varios factores entre ellas están las plagas de insectos que pueden venir en el abono orgánico o la densidad de la siembra (APAZA, y otros, 2013 pág. 18), En la tabla 2-2 se puede observar las características del tallo.

Tabla 2-2: Características morfológicas del tallo


Forma del tallo principal:	Sin ángulos	
Diámetro del tallo:	2,10 a 2,5 cm	
Presencia de axilas pigmentadas:	Ausentes	
Presencia de estrías:	Presentes	
Color de las estrías:	Verde claro	
Color del tallo principal:	verde	
Presencia de ramificaciones:	Ausente	

Fuente: (APAZA, y otros, 2013 pág. 23)

2.1.4.2. Características de la panoja

Es una panoja típica, constituida por un eje central, ramificaciones secundarias, terciarias y pedicelos que sostienen a los glomérulos. El eje principal está más desarrollado que los secundarios, ésta puede ser laxa (Amarantiforme) o compacta (glomerulada), existiendo formas intermedias entre ambas. La longitud de la panoja es variable, dependiendo de los genotipos, tipo de quinua, lugar donde se desarrolla y el tipo de condiciones de fertilidad de los suelos, alcanzando de 30 a 80 cm de longitud por 5 a 30 cm de diámetro, el número de glomérulos por panoja varía de 80 a 120 y el número de semillas por panoja de 100 a 3000, encontrando panojas grandes que rinden hasta 500 gramos de semilla por inflorescencia. En la tabla 3-2 se menciona las características de la panoja.

Tabla 3-2: Características morfológicas de la panoja

Color de la panoja en floración	:Verde	
Intensidad de la panoja en floración	:Tenue	
Color de la panoja en la madurez fisiológica	:Blanca	
Intensidad del color de la panoja en la madurez fisiológica	:Tenue	
Forma de la panoja	:Amarantiforme	
Longitud de la panoja	:33,80 cm	
Densidad de la panoja	:Intermedia	
Diámetro de la panoja	:8,60 cm	
Longitud de los glomérulos	:7,70 cm	
Numero de panojas por planta	: 1	

Fuente: (APAZA, y otros, 2013 pág. 23)

En cuanto al tamaño de del grano, se consideran: grandes cuando su tamaño supera los 2,2 mm, medianos entre 1,8 y 2,1 mm, y pequeños inferior a los 1,8 mm de diámetro. En la figura 5-2 se detalla la geometría, para resaltar mejor las propiedades así como la morfología de grano, se presentan las tablas: tabla 4-2 referente a las dimensiones, tabla 5-2 referente a la humedad, está información fue extraída según investigación de (CERVILLA , y otros, 2011 pág. 2)

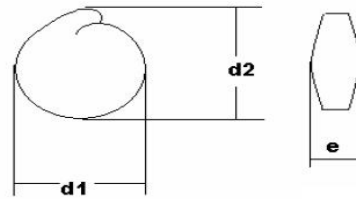


Figura 5-2: Diámetro de los granos de quinua

Fuente: (CERVILLA , y otros, 2011 pág. 2)

D1: ancho; D2: largo y E: espesor

Tabla 4-2: Medidas ortogonales, diámetro equivalente y rendimiento en el tamizado

	2007 ¹	2008 ¹	2009 ²	2010 ²	2011 ²	Intervalo de Confianza (95%)
D1	2,06 ± 0,08	2,04 ± 0,11	2,44 ± 0,11	2,09 ± 0,11	2,15 ± 0,10	2,14 – 2,22
D2	2,06 ± 0,01	2,08 ± 0,15	2,37 ± 0,15	2,14 ± 0,12	2,14 ± 0,10	2,14 – 2,21
e	1,12 ± 0,30	0,96 ± 0,11	1,35 ± 0,12	1,05 ± 0,08	1,11 ± 0,12	1,09 – 1,18
De	1,68	1,6	1,98	1,67	1,72	1,71 -1,78
Retención en Malla 12	80 ± 2,17	60,31 ± 6,16	84,17 ± 0,72	73,34 ± 0,9	59,38 ± 1,61	RANGO 59,38 – 84,17
Clasificación IBNORCA	Medianos	Medianos	Grandes	Medianos	Grandes	

Fuente: (CERVILLA , y otros, 2011 pág. 3)

Tabla 5-2: Densidad, humedad y masa de los frutos

	Año de cosecha					Intervalo de Confianza (95%)
	2007	2008	2009	2010	2011	
Densidad Real (g/mL)	1,19 ± 0,09 ¹	1,24 ± 0,11 ¹	1,16 ± 0,3 ²	1,27 ± 0,01 ²	1,26 ± 0,02 ²	1,19 - 1,27
Densidad Aparente (g/mL)	0,69 ± 0,01 ²	0,72 ± 0,01 ²	0,68 ± 0,01 ²	0,67 ± 0,01 ²	0,65 ± 0,01 ²	0,67 - 0,69
Peso 100 Semillas (g)	0,32 ± 0,11 ¹	0,3 ± 0,02 ¹	0,46 ± 0,01 ²	0,34 ± 0,00 ¹	0,35 ± 0,02 ²	0,34 - 0,37
Humedad	10,1 ± 0,00 ¹	11,45 ± 0,07 ¹	7,93 ± 0,06 ²	10,45 ± 0,08 ²	8,85 ± 0,05 ¹	8,0 - 10,31

Fuente: (CERVILLA , y otros, 2011 pág. 4)

2.1.5. Usos de la quinua.

Mucho se habla de la quinua en la alimentación por su gran aporte de vitaminas y minerales a nuestro organismo. La variedad de utilidades que se pueden dar es extensa, comenzando desde la planta, las hojas hasta finalmente el grano.

En la alimentación industrializada, la quinua está tomando gran importancia, pero los costos son elevados por lo cual, pocas personas pueden adquirirlo, en si no está al alcance de las grandes mayorías. Entre los productos elaborados o semielaborados se encuentran los cereales inflados, extrusados, en copos, rallados, cereales calientes, las papillas reconstituidas y la harina que es utilizada en la elaboración de pan con adición del 40% de harina de quinua, en galletas hasta 70% y en bizcochos hasta 60%. En la alimentación animal, la planta entera se usa como forraje verde, también se aprovechan los residuos de la cosecha para alimentar vacunos, ovinos, cerdos, caballos y aves. En la medicina tienen uso medicinal las hojas, tallos y granos, a los que se atribuyen propiedades cicatrizantes, desinflamantes, analgésicas contra el dolor de muelas, desinfectantes de las vías urinarias, se utilizan también en caso de fracturas, en hemorragias internas y como repelente de insectos. (FAO, 2013). Otros usos que se pueden dar se mencionan en la figura 6-2, donde se detalla algunas aplicaciones de la quinua en la actualidad

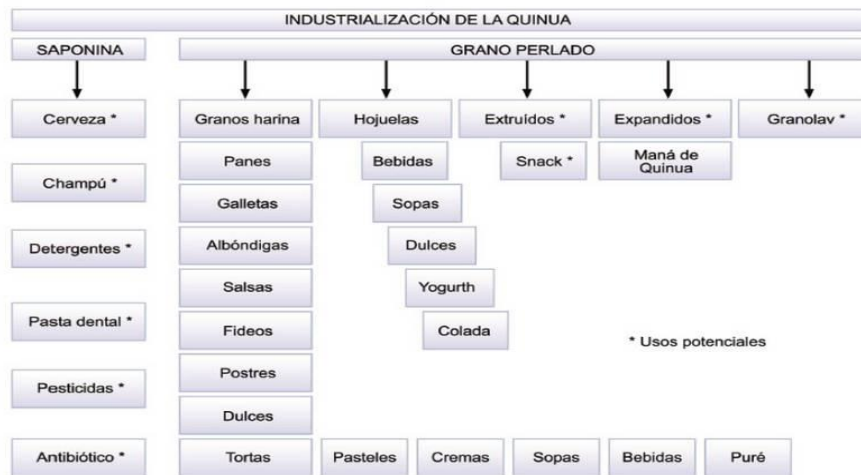


Figura 6-2: Diferentes usos de la quinua
Fuente: (FAO, 2011 pág. 35)

2.1.6. Demanda de la quinua en el mundo

La demanda de la quinua ha ido aumentando, de tal modo que la producción también ha crecido. Según (MAGAP citado por Pro Ecuador) se ha elevado aproximadamente un 52% al pasar de 950 TM en el 2000, a 1453 TM en el 2012. En la actualidad el total de cultivos de quinua se estima que está por las 7488 hectáreas con un total de 10000 Tm de producción gráfico 1-2 se puede observar la producción de quinua en los últimos años.

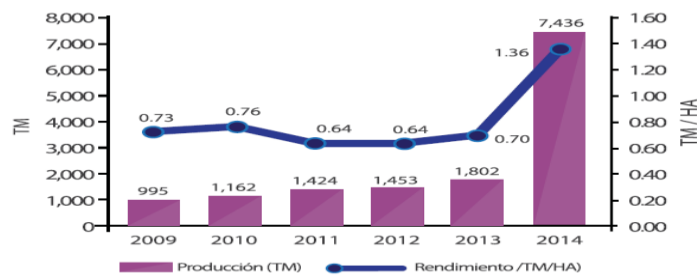


Gráfico 1-2: Producción y rendimiento de la quinua
Fuente: Subsecretaría de Comercialización, MAGAP

Las exportaciones de quinua entre 2010- 2014, se han incrementado. Ya en el 2014 según (PRO ECUADOR, 2015) se registró exportaciones por un valor FOB (Libre de puerto o Free on Board) de USD 5,3 millones, lo que denota un crecimiento del 243,72% en relación al año anterior en el que se reportó USD 1,5 millones, en el gráfico 2-2 se detallan las exportaciones de quinua.

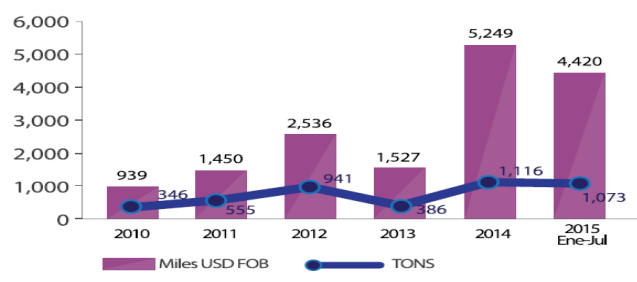


Gráfico 2-2: Exportaciones Ecuatorianas de Quinua
Fuente: Banco central del Ecuador, BCE

Los principales destinos de la quinua en el año 2014 fueron: Estados Unidos, Países Bajos, Israel y Reino Unido, según datos del Banco Central del Ecuador. En el gráfico 3-2 se muestran los valores porcentuales de cada país.

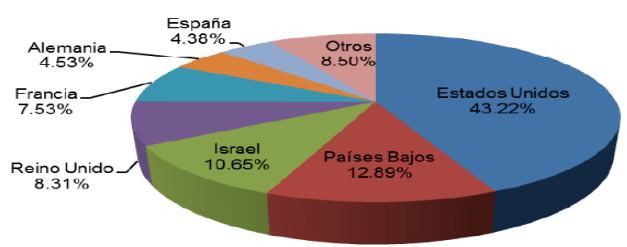


Gráfico 3-2: Principales Destinos de las Exportaciones
Fuente: Banco Central del Ecuador, BCE

En la actualidad la quinua ecuatoriana está ganando reconocimiento en los diferentes mercados de los países que importan el producto, siendo 16 países que lo prefieren, sin embargo, hay varios destinos a los cuales no pueden ser exportadas por las barreras sanitarias y fitosanitarias.

2.2. Suelos en la región andina del Ecuador donde se cultivan la quinua

En el Ecuador debido a que cruza la cordillera de los andes por el país, se han creado diferentes zonas o regiones entre ellas están: litoral, sierra y la Amazonía, pero la zona donde se cultiva y se cosecha la quinua es la sierra, por ende, el estudio de los diferentes tipos de suelo en los que interviene la siembra es de suma importancia.

2.2.1. Pendientes

La pendiente se relaciona con la morfología y dinámica de todas las formas del relieve; prácticamente todas ellas tienen un umbral límite que las clasifica o jerarquiza de acuerdo

a su geometría; es decir, la pendiente constituye un factor que favorece la delimitación de los procesos y los tipos de formas que se encuentran en el terreno. Por esta razón se presenta en la tabla 6-2 donde se observa el valor de las pendientes en la región sierra. (GADPCH, 2015 pág. 27)

Tabla 6-2: Tipos de pendientes de la zona sierra

Descripción	Pendiente °
Abruptas, Montañasas	>70
Muy Fuertes, Escarpado	50 – 70
Fuertes, Colinado	25-50
Irregular Ondulación Moderada	<25
Inclinación Regular, Suave o Ligeramente Ondulada	>5
Débil, Plano o Casi Plano	0-5

Fuente: (GADPCH, 2015)

Para el desarrollo de la agricultura la pendiente más óptima esta entre 0 a 12°, siendo suelo irregular o casi plano.

2.3. Métodos de siembra

La variedad que más siembra son de dos tipos, por ser variedades mejoradas las cuales son las siguientes: INIAP TUNKAHUAN (dulce, baja en saponina), INIAP Pata de Venado o Taruka Chaki (dulce, baja en saponina).



Figura 7-2: INIAP Tunkahuan, variedad de quinua semi tardía

Fuente: (PERALTA I., y otros, 2012 pág. 33)

Estos tipos de semillas mejoradas, tienen un ciclo de cultivo, INIAP Tunkahuan de 150 a 170 días; INIAP Pata de Venado de 130 a 150 días. Otras variedades tienen un ciclo de vida aproximadamente como los mencionados anteriormente. Las fechas apropiadas para

la siembra son noviembre a febrero con suficiente humedad, aplicando el calendario lunar para establecer los días más buenos. La cantidad de semilla apropiada por hectárea esta entre 12 a 16kg, la distancia entre surcos es de 60 cm para Tunkahuan y 40 cm para Pata de Venado, siempre que se lo realice manualmente. En la figura 8-2 se pueden observar las distancias de siembra para la INIAP Pata de Venado y en la figura 9-2 para la INIAP Tunkahuan. (PERALTA I., y otros, 2012 pág. 34)

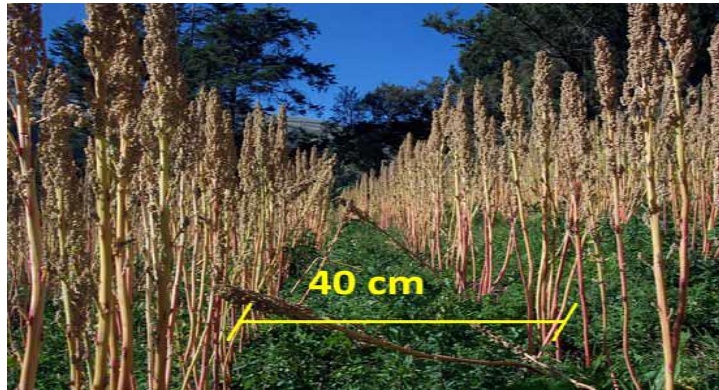


Figura 8-2: Distancia de siembra para INIAP pata de venado

Fuente: (PERALTA I., y otros, 2012 pág. 35)

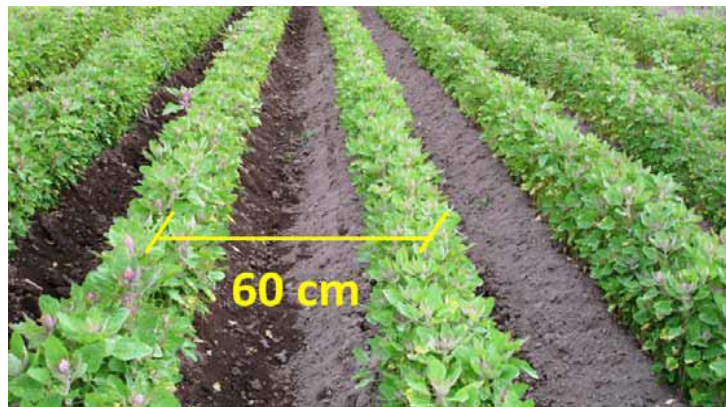


Figura 9-2: Distancia de siembra para INIAP Tunkahuan

Fuente: (PERALTA I., y otros, 2012 pág. 35)

La planta de quinua se adapta muy bien en suelo franco, franco arenoso, negro andino, con buen drenaje con pH de 5,5 a 8,0. Con lluvia que varía de 500 a 800mm de precipitación con temperaturas de 7 a 17°C, según (PERALTA I., y otros, 2012 pág. 33), al tener estas cualidades la planta, es tema de mucha investigación en la actualidad. Un caso es el mejoramiento genético de la semilla y la adaptabilidad a los diferentes climas del mundo. Las características más importantes de la planta se presentan en la tabla 7.2.

Tabla 7-2: Valores medios del cultivo de la planta de quinua.

Tallo	Diámetro	2,10-250 cm
Panoja	longitud	33,80 cm
	Diámetro	8,60 cm
Grano	D1: ancho	0,0214 cm
	D2: largo	0,0214 cm
	E. espesor	0.0171 cm
Suelo	Inclinación	0-12°
	Tipo	Franco arenoso
Siembra	Manual	40-60 cm

Fuente: Autores

2.4. Procesos realizados en la cosecha de la quinua

La etapa más importante en el cultivo de la quinua, es la cosecha, debido a varios factores climáticos, ya sea como lluvias, heladas, granizos y otros aspectos como el daño producido por las aves, las cuales afectan la calidad del grano y producen pérdidas en la producción, todas estas variantes se deben tomar muy en cuenta para obtener un producto con una alta calidad, a continuación se presenta una tabla donde se puede observar las mermas en la producción debido a varios factores. (MEYHUAY, 1997 pág. 16)

Tabla 8-2: Merma en la etapa de cosecha y pos cosecha de la quinua

Actividad	Merma (%)
Ataque de aves	30 a 40%
Siega o corte	5 a 10%
Transporte por acémila	1 a 5%
Emparve	5 a 10%
Trilla	5 a 8%
Venteo y limpieza	13 a 15%
Almacenamiento

Fuente: (MEYHUAY, 1997)

La cosecha puede realizarse de diversas formas ya sea manual o mecanizada, ambos tipos de cosecha tienen los mismos pasos a seguir que son los siguientes: siega, emparve, trilla, venteo y limpieza, en la cosecha mecanizada la siega y el trillado se lo realiza en una sola

operación por medio de una cosechadora combinada que puede realizar estos dos pasos a la vez.

2.4.1. Siega o corte

Se utilizan hoces o segadoras, esta acción se realiza cuando la planta ha llegado a su madurez, no es conveniente arrancarla ya que puede salir con las raíces y contener partículas de tierra y de esta forma afectar la calidad del producto, la siega se realiza cuando la planta llega a su madurez fisiológica, y contiene un porcentaje de humedad de aproximadamente 30% para evitar el desgrane del mismo, un indicador de madurez se observa cuando las hojas empiezan a obtener un color amarillento. Es aconsejable realizar esta acción en horas de la mañana cuando los glomérulos tienen suficiente humedad de esta forma impidiendo el desgrane de las panojas, a lo contrario en horas de la tarde no es recomendable por la alta radiación existente lo cual hace que sea más fácil el desprendimiento de los granos, los cuales caerán en el suelo, las pérdidas por excesiva madurez fisiológica llegan a estar entre 5 y 10%. (MEYHUAY, 1997 pág. 17)

2.4.2. Trilla

Para iniciar este proceso se debe verificar que la humedad sea la adecuada no muy seco y no muy húmedo, aproximadamente entre 12 y 15%, este proceso consiste en la separación del grano de la planta, se pueden realizar de varias maneras. Manualmente con la ayuda de palos, animales de carga, o haciéndolo pisar con las ruedas de un tractor y como en la actualidad este proceso se lo está realizando con ayuda de trilladoras mecánicas, las cuales pueden ser estacionarias o funcionar con la toma de potencia de un tractor o un motor propio, en este caso se debe verificar la regulación del cilindro de trillado de máquina. Mediante este proceso, se desprenden los perigonios de las semillas y la paja con la cual se obtiene una mezcla de broza y semillas, las pérdidas que se dan en este proceso están entre 5 y 8%. (MEYHUAY, 1997)

2.4.3. Emparve

Consiste en realizar arcos o parvas con la finalidad de evitar que se malogre el grano por condiciones climáticas (lluvia, granizo, etc). En el proceso del emparve las panojas de quinua se recubren con paja tomando en cuenta que deben estar ordenadas hacia el centro

de manera inclinada, este proceso se debe realizar hasta que las panojas tengan la humedad adecuada para que se realice el siguiente proceso, el tiempo promedio que se debe tener es de 7 a 15 días para conseguir una humedad del grano de 12 a 15%. Las pérdidas en este proceso se encuentran entre 5 y 10% ya sea por germinación del grano o por ataque de aves o roedores. (MEYHUAY, 1997 pág. 17)

2.4.4. *Venteo y limpieza*

Cuando la trilla se ha realizado a mano, es necesario realizar este laboreo, por lo contrario, si se realiza con una maquina trilladora de cualquier tipo, el venteo y la limpieza se realizan de manera simultánea. La limpieza del grano se realiza por medio de corrientes de aire, este proceso tiene como fundamento en que la semilla es mucho más pesada que las impurezas, entonces por la diferencia de densidades, las semillas se van a la parte más baja, este proceso se lo realiza en dos etapas, en la segunda se separan la paja más pequeña de la semilla para posteriormente ensacarla, las perdidas en este proceso van del 13 al 15%. (MEYHUAY, 1997)

2.5. *La cosecha manual*

En el caso actual, la cosecha es manual con hoz, se lo realiza cuando se detecta que el grano ofrece resistencia a la presión entre las uñas, para separar el grano de la espiga se ejecuta golpeando las gavillas con una vara sobre carpas o plásticos, si los lotes son muy pequeños. Se debe evitar la contaminación con piedras, tierra o semillas de malezas. Dicho de otro modo, es de manera artesanal. Para mayor limpieza y velocidad se utiliza la trilla mecánica siendo una trilladora estacionaria, lo cual agiliza el proceso de la separación del grano de la espiga y de esta manera ahorrar tiempo. A pesar de ser un proceso más rápido de lo habitual, y disminuyendo el costo de producción. Una de las desventajas es que se necesita vehículo para su traslado y también se necesitan personas capacitadas para la operación de la máquina. Lo más conveniente sería que al mismo tiempo que la máquina segara y vaya limpiando los granos hasta un estado semi-procesado. (PERALTA I., y otros, 2012 pág. 39)



Figura 10-2: Comuneros en tiempos de cosecha

Fuente: (PERALTA I. et al, 2012, pág. 34)

2.6. La cosecha mecanizada

En la actualidad hay diferentes tipos de cosechadoras de cereales ya sea en marcas, modelos, colores y tamaños, pero todos tienen similares componentes con pequeñas diferencias. (INFOAGRO, 2009)

Dado el auge que el cultivo de quinua está teniendo en el país y considerando que los métodos de cosecha ya antes descritos no son los más adecuados para cubrir grandes extensiones de cultivo como las que serían necesarias para una explotación comercial, el INIAP realizó pruebas de cosecha mecanizada con la cosechadora combinada John Deere 960, en la siguiente figura se puede observar las pruebas realizadas.



Figura 11-2: Pruebas de cosecha mecanizada realizada por el INIAP

Fuente: (NIETO, et al., 1992)

Según lo que indica en las pruebas realizadas, los resultados llegaron a ser muy favorables, estas pruebas se realizaron con la variedad Imbaya y registraron alrededor de 1 tonelada de grano /hora con un 10% de impurezas, sin embargo, de acuerdo a lo realizado mencionan que este método requiere de ciertas condiciones de la planta, así como reajustes en la máquina, para realizar un trabajo eficiente. También se menciona

que el cultivo debe estar libre de malezas y además tener uniformidad en su maduración para de esta manera no contaminar con semillas extrañas y otras impurezas, una acotación muy importante fue que este método resulta mejor en variedades que no tengan muchas ramificaciones, de porte bajo y de tallos no muy desarrollados para evitar el sobre esfuerzo de la máquina, además el cultivo debe estar completamente seco, puesto que plantas húmedas o con follaje verde pueden causar interferencia entre el cilindro y el cóncavo de trillado. (NIETO, y otros, 1992)

En cuanto a los reajustes que deberían realizarse en la máquina aconsejan los siguientes:

- Como la quinua se recolecta casi limpia se recomienda deshacerse del tamiz del compartimiento de descarga ya que esta no realiza ningún trabajo.
- La abertura de los tamices deben ser más pequeñas para evitar que pasen desperdicios grandes.
- Para un mejor trillado la separación entre cilindro y cóncavo debe ser la adecuada.
- Levantamiento de la mesa de corte y molinete hasta la altura de la base de las panojas para evitar cortar malezas y los tallos leñosos de la quinua.

De acuerdo a las pruebas realizadas recomiendan que este tipo de cosecha se realice en extensiones de cultivos que sobrepasen las tres hectáreas.

2.7. Cosechadoras de granos.

La mayoría de cosechas ya sea de granos o semillas se las puede realizar con este tipo de máquinas, anteriormente en los comienzos estas máquinas fueron diseñadas para recoger cereales de invierno tales como trigo, cebada, avena y centeno, hoy en día son utilizadas no solo para recoger dichas plantas y el arroz, sino para diversos granos y semillas de plantas leguminosas y otras. En Ecuador la cosecha de quinua se ha ido incrementando en los últimos años, este tipo de cosecha se realiza de manera tradicional en caso de tener parcelas pequeñas, semi-mecanizada, mediante una trilladora estacionaria cuando se tiene extensiones entre 1 y 3 hectáreas y por medio de una combinada cuando se tenga grandes extensiones.

La empresa que se dedican a la construcción de máquina cosechadora de quinua se encuentra GINSAC, siendo una empresa peruana. (GINSAC, 2010). Que presentan un tipo de cosechadora muy versátil para este tipo de plantación. En la actualidad al no haber datos específicos de las cosechadoras de quinua se hizo una analogía de las cosechadoras girasol, maíz y trigo.

2.7.1. Tipos de cosechadoras

Los tipos de cosechadoras existentes en la actualidad son las de arrastre y las que son auto propulsado.

2.7.1.1. Cosechadoras de arrastre

Aunque se encuentran ya en desuso tenemos las que son propulsadas por la t.d.f (toma de fuerza) del tractor y las que son mediante un motor similar. Se puede decir que todas las cosechadoras son de tipo longitudinal, es decir que el recorrido de la mies es de adelante hacia atrás sin cambiar de dirección, pero cabe resaltar que algunas de este tipo de cosechadoras eran de tipo longitudinal transversal con objeto de hacerlas más cortas aunque resultasen ser mucho más anchas, el montaje de este tipo de cosechadoras puede realizarse de dos maneras: lateralmente o a la parte posterior del tractor, las ventajas que presentan este tipo de cosechadoras son sus bajos costos aun si se tuviese pequeñas parcelas, pero una de las desventajas es su reducida maniobrabilidad resultando ser muy tedioso en las pequeñas superficies ya que se deben abrir calles para el ingreso de estas, de lo contrario el tractor y la misma cosechadora aplastarían las plantas. (VALERO, y otros)



Figura 12-2: Cosechadora de arrastre
Fuente: (AGROTERRA, 2012)

2.7.1.2. Cosechadoras autopropulsadas

Las cosechadoras autopropulsadas son las que actualmente se utilizan, en la figura siguiente se puede observar el esquema de una cosechadora autopropulsada.

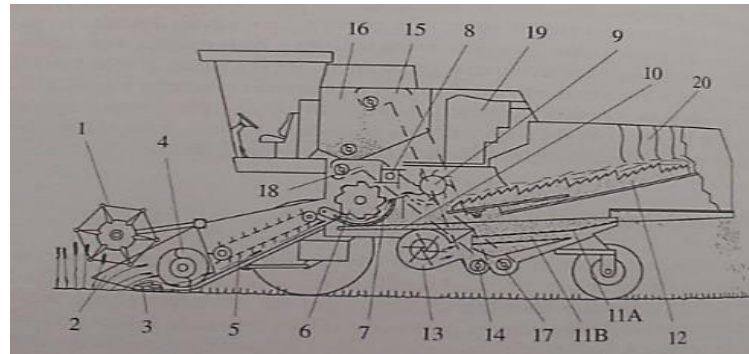


Figura 13-2: Cosechadora integral de cereales autopropulsada

Fuente: (ORTIZ CAÑAVATE et al., 2012)

Las partes constitutivas de este tipo de cosechadora son las siguientes:

1) Molinete, 2) Separador lateral, 3) Barra de corte, 3) Sin fin embocador, 4) Elevador de cadenas, 5) Separador de piedras, 6) Cilindro trillador, 7) Cóncavo, 8) Batidor, 9) Separador, 10) Bandeja de grano, 11) cribas A (superior). B (inferior), 12) sacudidor, 13) Ventilador, 14) sin fin recogedor de grano, 15) elevador de grano a la tolva, 16) tolva, 17) sinfín recogedor de las espigas parcialmente trilladas, 18) transportador alimentador de la retrilla, 19) motor, y 20) placas de goma homogeneizadoras de la salida de la paja.

Este tipo de cosechadoras tienen normalmente tres o cuatro marchas adelante y una hacia atrás las cuales pueden ser gradualmente reguladas de modo continuo en la relación 1:2 y hasta 1:2,5 mediante cambio continuo de correa trapezoidal así de esta manera se obtiene la potencia máxima del motor y una velocidad de 1 a 25 km/h. Las funciones que se realizan dentro de una cosechadora son las siguientes: siega y alimentación en la plataforma de corte, trilla, separación de los granos de la paja en los sacudidores o elementos análogos, limpia del grano en las cribas y almacenaje y descarga del grano, a continuación, se especifica de mejor manera. (ORTIZ CAÑAVATE, y otros, 2012)

2.7.1.3. Funcionamiento de una cosechadora.

Según (INFOAGRO, 2009) las funciones principales son:

- El molinete está encargado de empujar los tallos que posteriormente serán cortadas.
- La barra de siega troza los tallos y deja las partes aéreas de las plantas sobre la plataforma contra el conductor transversal.
- El conductor transversal es el encargado de llevar la mies cortada hacia la parte central de la plataforma, donde se encuentra el conductor de alimentación.
- El conductor de alimentación lleva la mies hacia el mecanismo de trillado.
- La paja se separa de los granos mediante el llamado saca pajas de la unidad de separación y limpieza. La paja sale detrás de la máquina.
- El mecanismo de limpieza se encarga de separar la semilla de la paja y demás impurezas.
- Los granos son conducidos al tanque.

2.7.2. Partes que constituyen el sistema de corte de una cosechadora combinada

2.7.2.1. Plataforma o cabezal de corte

En máquinas de gran tamaño el cabezal de corte puede ser separado para su transportación, pero existen modelos de cosechadoras que no permiten esto.



Figura 14-2: Plataforma o cabezal de una máquina cosechadora de cereales

Fuente: <http://docplayer.es/100429-Nuevas-cosechadoras-serie-t.html> ultimo acceso 28/05/16

La plataforma de corte es donde inicia el proceso, primero con la siega del tallo, posteriormente con el molinete que es encargado de abatir las mies para que

posteriormente entren en la embocadura que mediante un sinfín y una serie de bandas transportadoras lo lleven hacia los cilindros rotativos donde se realizará el proceso de trilla; los elementos que conforman este sistema son: la barra de siega, el molinete y órganos de alimentación, a continuación se describe cada uno de ellos.

2.7.2.2. *Molinete*

La misión del molinete es llevar la mies hacia la barra de corte, después que la mies es segada es empujada hacia un sinfín alimentador, este mecanismo también evita que la mies se caiga por delante de la barra de corte. El molinete es una especie de jaula metálica, que se encuentra girando alrededor de un eje central, está formada por una serie de dedos los cuales deben ser verticales para que se encuentren paralelos a la planta la cual se requiere cortar. Por otra parte, la posición del molinete dependerá de si la mies esta tumbada o no, en el primer caso el molinete estará más adelantado y más abajo que en el segundo, el diámetro del molinete es de 100 a 150 cm y su velocidad de giro oscila entre 15 y 25 rpm pudiendo llegar a 50-60 rpm, el molinete debe admitir varias regulaciones de velocidades de giro y posiciones de altura y en avance respecto a las cuchillas de corte. (RISUEÑO, 1964 pág. 11)



Figura 15-2: Molinete
Fuente: (PRECOP, 2010):

2.7.2.3. *Barra de corte*

La barra de corte es el mecanismo encargado de segar la planta, es una especie de guadañadora la cual tiene una palca móvil en donde se encuentran una cuchillas y unos dedos fijos unidos al bastidor del cabezal, el corte se produce al ser atrapadas las plantas entre los dedos y las cuchillas por cizalladura en su movimiento de vaivén, producido por un brazo, y de manera similar a la de una segadora, siendo la separación entre dedos de la misma anchura que la de una cuchilla es decir 3 pulgadas (72,6 mm); La anchura de corte de una cosechadora actual oscila entre 3 y 9 m siendo las más comunes 3.6, 4.2,

4.8, 5.4 y 6m la barra de corte debe ser regulable en altura y tener dedos auxiliares levanta mieses. Las velocidades usuales en la excéntrica que mueve la barra de cuchillas oscila entre 400 a 500 rpm y en consecuencia el número de carreras es de 800 a 1000 por minuto, las cuchillas tienen medidas normalizadas, y así las móviles tienen la anchura de dos pulgadas y media (63,5 mm) y la carrera coincide con la separación de los dedos lo cual resulta ser de tres pulgadas (72,6 mm), la velocidad de las cuchillas de acuerdo al número de carreras por minuto resulta ser de 1,02 a 1,27 m/s, la velocidad de avance viene a ser como dos veces más resultando ser el máximo. (RISUEÑO, 1964 pág. 11)

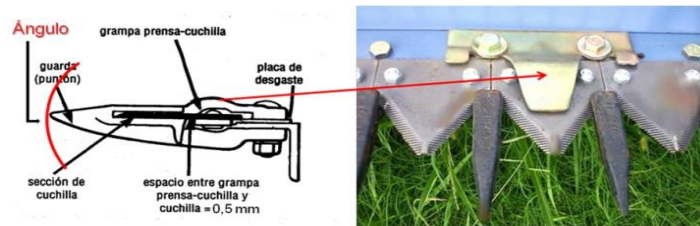


Figura 16-2: Barra de corte
Fuente: (PRECOP, 2010)

2.7.2.4. Tornillo de Arquímedes

El tornillo de Arquímedes es parte del mecanismo de alimentación, su misión es entregar todas las plantas que anteriormente fueron cortadas hacia el centro del cabezal de corte, donde por medio de dedos retractiles es recogida y posteriormente llevada hacia una banda elevadora, esta se encuentra constituida por dos o tres cadenas unidas por medio de perfiles angulares dentados, los cuales empujan la mies a través de una rampa inclinada hacia los cilindros de trilla. En cosechadoras autopropulsadas se ha generalizado el transportador helicoidal con dedos retractiles en el centro, que son los que introducen las mies entre el elevador de cadenas y la plataforma inclinada, el transportador helicoidal consta de un cilindro con dos helicoides de sentidos opuestos y de gran tamaño, 40 a 50 centímetros de diámetro exterior y de 35 a 50 centímetros de paso, en su interior va un eje que se mueve por medio de excéntricas, unos dedos retractiles colocados entre los dos helicoides empujan la mies hacia el elevador de cadenas. (RISUEÑO, 1964 pág. 14)



Figura 17-2: Tornillo de Arquímedes
Fuente: (PRECOP, 2010):

2.7.2.5. *Acarreador*

Es el encargado de trasladar el material hacia el sistema de trilla. Está constituido por tres o cuatro cadenas con barras transversales montadas sobre dos soportes, el más cercano al cilindro es flotante. El material es desplazado por abajo y las barras deben tener una separación de 8 mm con la base del acarreador.



Figura 18-2: Acarreador
Fuente: (PRECOP, 2010)

2.7.3. *Sistemas de trillado existentes en diferentes máquinas cosechadoras.*

La operación que realiza el sistema de trilla de una cosechadora es el de separar el grano de la paja, los órganos encargados de realizar este trabajo son el cilindro rotatorio y el cóncavo que separaran alrededor del 90% del grano, esto se conoce como eficiencia de la trilla, existen específicamente tres tipos de sistemas de trillado los cuales se mencionan a continuación:

2.7.3.1. *Sistema de trillado convencional.*

Este sistema de trillado es el más empleado hasta ahora, y están dotadas de un cilindro desgranador y un cóncavo para realizar la trilla, de sacudidores para la separación y de sistema de cribas para la limpia. (ORTIZ CAÑAVATE, y otros, 2012)

2.7.3.2. *Sistema de trillado de flujo longitudinal.*

Para realizar la trilla y separación sustituyen los elementos anteriores (menos las cribas) por rotores longitudinales enjaulados que realizan ambas operaciones de forma más intensa y forzada, en la figura siguiente se muestran los componentes de este sistema, los cuales se han utilizado en las últimas décadas. (ORTIZ CAÑAVATE, y otros, 2012)

2.7.3.3. Sistema de trillado híbrido.

Este sistema se caracteriza por combinar un cilindro trillador convencional con uno o dos rotores longitudinales para realizar la operación de separación del grano de la espiga y tiene unas cribas convencionales. (ORTIZ CAÑAVATE, y otros, 2012)

2.7.4. Tipos de cilindros de trillado

2.7.4.1. Cilindro de dientes o dedos.

Es el que menos se utiliza en la actualidad, también se conoce como cilindro americano, está constituido por dedos metálicos periféricos, los cuales pasan por los dedos fijos del cóncavo el desgranado se produce por medio de fricción de las espigas entre los dedos fijos y móviles, aunque es eficaz para la recolección de arroz, absorbe mucha más potencia que el de barras. (VALERO, et al.)

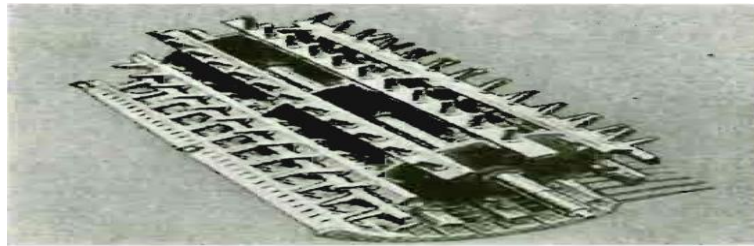


Figura 19-2: Cilindro desgranador de dientes y su cóncavo
Fuente: (RISUEÑO, 1964)

2.7.4.2. Cilindro de barras

Está compuesta por 6 u 8 barras de acero ubicadas periféricamente las cuales presentan una forma redondeada, cada barra está cubierta por estrías oblicuas, las barras están colocadas sucesivamente con estríados inclinados de distinta dirección de esta manera las mies no se desplazan hacia los extremos del cilindro, este tipo de cilindro también es conocido como europeo, es el más utilizado actualmente su diámetro está comprendido entre 400 y 600 mm, su longitud se encuentra entre 0,8 y 1,8 m, la velocidad es regulable y se encuentra entre 400 y 1600 rpm.

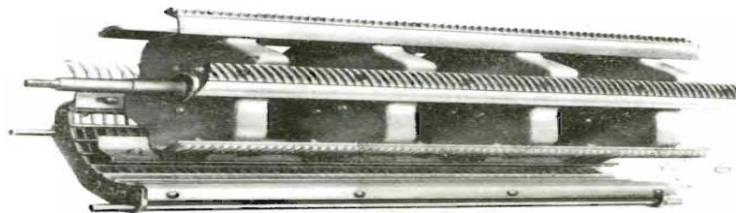


Figura 20-2: Cilindro desgranador de barras y su cóncavo
Fuente: (RISUEÑO, 1964)

Para proteger al cilindro desgranador de piedras que puedan causarle daño, se suele colocar un depósito previo antes del cóncavo en el que quedan retenidos las piedras u otros objetos extraños, detrás del cilindro desgranador va un cilindro batidor, también llamado lanza pajas o molinete expulsor, que ayuda a pasar la paja a los sacudidores.

Las posibles regulaciones que se pueden realizar en este sistema son la velocidad del cilindro desgranador, y la distancia entre el cilindro y el cóncavo, la distancia que hay entre el cilindro y el cóncavo son indistintamente a la salida y a la entrada, a la entrada puede estar entre $s_1 = 13 - 18 \text{ mm}$ y en la salida $s_2 < d$ donde d llega a ser el diámetro medio de los granos. Con respecto al cóncavo el ángulo de trilla puede variar entre 100 y 120° que es determinada por el sector que abarca desde la entrada hasta la descarga, esta longitud viene a estar comprendida entre 50 y 65 cm dependiendo el diámetro del cilindro, la eficiencia de la trilla depende del número de revoluciones aunque esto conlleve al rompimiento de los granos, en la siguiente tabla se muestran las velocidades del cilindro para diferentes cultivos. (ORTIZ CAÑAVATE, y otros, 2012)

Tabla 9-2: Velocidades del cilindro desgranador para diversos cultivos

cultivo	Número de revoluciones por minuto(rpm)	Velocidad periférica(m/s)
Cebada de invierno	1000-1200	25-30
Trigo y centeno de invierno	900-1150	22-29
Cebada de primavera	950-1100	23-38
Trigo de primavera	900-1200	22-30
Avena	900-1150	22-29
Arroz y sorjo	800-1000	20-25
Soja	500-700	13-18
Guisante y lentejas	400-600	10-15
girasol	350-450	9-11

Fuente. (VALERO, et al.)

2.7.5. Sistema de separación y limpieza de granos

Las funciones que se realizan en este sistema son: separación del grano de la paja así como de tamo y semillas extrañas, las partes que conforman este sistema en una cosechadora convencional son las siguientes: los sacudidores que constan de una o varias cribas con amplios agujeros y que tienen movimiento de vaivén que sirve para limpiar el resto del grano de la paja; La caja de limpieza que tiene un movimiento oscilante donde se procede a separar la paja corta y el tamo que son arrastradas por un ventilador, este puede tener una o varias cribas .

2.7.5.1. Zaranda y Zarandón

Está constituida por una criba o conjunto de cribas previstas de agujeros los cuales están calibradas para que permitan el paso de las semillas y de la paja corta, tienen un movimiento de vaivén.



Figura 21-2: Zaranda

Fuente: (WODPRESS, 2012)

2.7.5.2. Ventilador de limpieza

Es el encargado de proveer el flujo de aire necesario, el aire arrojado por el ventilador retira la mayoría de los residuos de paja, que son más livianos que los granos.



Figura 22-2: Ventilador de limpieza

Fuente: (WODPRESS, 2012)

2.7.6. Motor y transmisión

Las cosechadoras de arrastre pueden ser accionadas por la toma de fuerza externa o mediante un motor propio, en las cosechadoras autopropulsadas la potencia se transmite desde el motor mediante un embrague hacia el eje principal de la máquina por una parte y por otra hacia la transmisión de las ruedas, la potencia necesaria para una cosechadora de arrastre va de 7 a 15 CV y para las que tienen motor auxiliar va de 7 a 12 CV por metro de corte, para las cosechadoras autopropulsadas los fabricantes suelen proveerlas con motores de 14 a 18 CV por metro de corte, aunque esto depende del tamaño de la máquina, del tamaño de los neumáticos, de las condiciones del suelo y los diversos accesorios que puedan tener. En cuanto a la velocidad, las máquinas modernas están equipadas con un variador continuo de velocidad que consta de una o dos poleas acanaladas, variables, con cambio hidráulico, normalmente tienen tres velocidades, las dos primeras de trabajo y la tercera, de transporte, las velocidades más usadas son: De 1 a 3 km/h en primera, de 2,5 a 6,5 km/h en segunda de 5,5 a 14 km/h en tercera, en la siguiente tabla se puede observar algunas características de cosechadoras autopropulsadas convencionales. (RISUEÑO, 1964)

Tabla 10-2: Características medias de cosechadoras convencionales

<u>Potencia del motor</u> <u>kW(CV)</u>	<u>Anchura de corte,</u> <u>m</u>	<u>Peso en vacío</u> <u>(kg)</u>	<u>Capacidad de la tolva,</u> <u>L</u>	<u>Capacidad de trabajo efectiva</u>	
				<u>Ha/h</u>	<u>ton/h</u>
<u>50(70)</u>	<u>3</u>	<u>4000</u>	<u>1800</u>	<u>0,8-1,5</u>	<u>4,6</u>
<u>60(80)</u>	<u>3,1</u>	<u>5000</u>	<u>2000</u>	<u>0,9-1,6</u>	<u>4,7</u>
<u>75(105)</u>	<u>3,6</u>	<u>5500</u>	<u>2300</u>	<u>1-1,8</u>	<u>5,6</u>
<u>90(125)</u>	<u>4</u>	<u>6000</u>	<u>2700</u>	<u>1,2-2</u>	<u>6,3</u>
<u>100(140)</u>	<u>4,2</u>	<u>7500</u>	<u>4000</u>	<u>1,3-2,1</u>	<u>6,7</u>
<u>115(160)</u>	<u>4,4</u>	<u>8400</u>	<u>4000</u>	<u>1,3-2,2</u>	<u>6,9</u>
<u>120(165)</u>	<u>4,6</u>	<u>9400</u>	<u>5200</u>	<u>1,4-2,3</u>	<u>7,3</u>
<u>135(185)</u>	<u>4,8</u>	<u>10300</u>	<u>5200</u>	<u>1,5-2,4</u>	<u>7,7</u>
<u>155(215)</u>	<u>5</u>	<u>10700</u>	<u>6400</u>	<u>1,6-2,5</u>	<u>8,0</u>
<u>170(235)</u>	<u>5,4</u>	<u>12300</u>	<u>6500</u>	<u>1,8-2,7</u>	<u>8,8</u>

Fuente: (VALERO, y otros)

Tabla 10-2: (Continúa) características medias de cosechadoras convencionales

180(250)	<u>5,4</u>	<u>12500</u>	<u>7200</u>	<u>1,8-2,7</u>	<u>8,9</u>
195(270)	<u>6</u>	<u>12500</u>	<u>7500</u>	<u>2-3</u>	<u>9,9</u>
210(290)	<u>6,5</u>	<u>13000</u>	<u>7900</u>	<u>2,2-3,3</u>	<u>10,9</u>
220(305)	<u>6,6</u>	<u>13000</u>	<u>8200</u>	<u>2,3-3,3</u>	<u>11,1</u>
290(405)	<u>9</u>	<u>16200</u>	<u>10400</u>	<u>3,2-4,5</u>	<u>15,3</u>

Fuente: (VALERO, y otros)

2.7.7. Cosechadoras combinadas de quinua

Las cosechadoras combinadas han sido de gran ayuda para la cosecha de este tipo de grano, según algunas pruebas realizadas en donde lo cultivan, específicamente en las localidades de Challapata y el Choro pertenecientes al departamento de Oruro en Bolivia, las cosechadoras combinadas Claas y Dima las cuales son modelos pequeños para parcelas medianas a grandes dieron como resultado que se deben realizar modificaciones tanto al cultivo como a la máquina ya que respecto a la máquina existe pérdida del grano al momento del corte, por otro lado se debe tener un tipo de cultivo uniforme en lo que se refiere al tamaño de las panojas, de lo posible la planta no debe tener ramificaciones, así como también debe tener una maduración homogénea, en lo referente al suelo este debe estar lo mejor posible nivelado, y la densidad de siembra tiene que ser la apropiada, en la figura 23-2 se muestra dichas pruebas realizadas. (FAO, 2013)



Figura 23-2: (a) Cosechadora combinada CLAAS (Challapata- Oruro); (b) Cosechadora combinada DIMA (El choro- Oruro)

Fuente: (FAO, 2013)

Las cosechadoras combinadas cosechan eficientemente la quinua con las graduaciones recomendadas para la mostaza. Cuando estas especificaciones no estén dadas en la máquina, deben hacerse los siguientes ajustes:

- Velocidad de avance; igual a la empleada en la cosecha de trigo.
- Velocidad del molinete; algo más rápido que la velocidad de avance de la cosechadora.
- Altura del molinete: las aletas deben tocar el tallo debajo de la panoja.
- Velocidad del cilindro: 1000 rpm.
- La abertura del cóncavo: 15-18 mm.
- El zarandón se deja medio abierto.
- La zarandaja se ajusta a una abertura entre 1/4 Y 1/2 o se utiliza la zarandaja apropiada para trébol o mostaza.
- Las persianas del ventilador deben estar entre 1/2 Y 3/4 abiertas.

Para realizar el proceso de cosecha de quinua mediante cosechadoras combinadas, recomiendan que la humedad del grano esté entre 12 y 22%, ya que con una baja humedad se obtienen granos mucho más limpios evitando de esta manera un posterior secado, se recomienda también que se deben sembrar variedades puras, y hacer un ajuste preciso de la máquina, las pérdidas son similares a las obtenidas en los cereales alrededor del 3%.

2.8. Pérdidas en las cosechadoras

Las pérdidas en las cosechadoras pueden ocurrir:

- Antes de la recolección, por dehiscencia natural de las espigas.
- En la plataforma de corte y en el molinete.
- En el cilindro desgranador y cóncavo: el grano se parte, no se trilla suficiente.
- En los sacudidores: el grano se pierde con la paja.
- En las cribas: el grano se pierde con el tamo.

Modernamente las cosechadoras disponen de unos detectores automáticos de pérdidas, gracias a unos sensores electrónicos que se sitúan Inmediatamente detrás de los sacudidores y de las cribas. Su misión es detectar la cantidad de grano que se pierde por dichos lugares, transmitiendo una señal eléctrica a un indicador situado en el puesto de conducción. De este modo, el operario puede advertir las irregularidades del funcionamiento y trabajar con la mínima pérdida de grano. (VALERO, y otros)

Tabla 11-2: Perdidas medias en los órganos de trabajo de una cosechadora

órganos	Porcentaje del grano recolectado (%)
Divisores	0,1-0,5
Molinete	0,3-1,5
Barra de corte	0,0-4,0
Cilindro desgranador	0,1-0,2
Sacudidores	0,3-2,0
Cribas de limpia	0,1-0,3
total	0,9-8,5

Fuente: (VALERO, y otros)

De la tabla anterior se puede sacar como conclusion que las perdidas en cosechadoras combinas estan de 0,9 a 8,5 % del total recolectado teniendo una mayor perdida al momento de realizar el corte.

CAPÍTULO III

3. METODOLOGÍA DE DISEÑO PROPUESTA PARA CADA SISTEMA DE LA MINI-MÁQUINA COSECHADORA INTEGRAL DE QUINUA.

En el presente capítulo, se presentará la propuesta metodológica que se va utilizar para el diseño de la máquina cosechadora integral de quinua.

3.1. Propuesta metodológica para el diseño de la mini-máquina cosechadora integral de quinua

Para el desarrollo del diseño de la mini-máquina integral de quinua se propone una guía metodológica, en la cual se tomará como base el modelo descriptivo (Modelo de Pahl y Beitz) por ser más recomendable y brindar más detalle, y también se seleccionará las etapas de otros procesos para incorporar a nuestro modelo. Y de esta manera personalizar el modelo de acuerdo a las necesidades.



Figura 1-3: Modelo metodológico propuesto por los autores

Fuente: Autores

Una vez identificada la necesidad y realizada una investigación previa, se procede a realizar el análisis de los demás pasos, para de esta manera llegar al diseño de cada uno de los sistemas que compondrán la máquina, las cuales se mencionan a continuación.

3.2. Determinación de las especificaciones de la máquina

Este tipo de máquina debe contar con todos los requerimientos requeridos por el usuario, para que de esta manera se puede satisfacer las necesidades de los agricultores y poder competir con las diversas cosechadoras de fabricación extranjera.

3.2.1. Casa de la calidad.

Según la ISO 8402 de 1986 citado por (RIBA ROMEVA, 2002 pág. 72), dice: *calidad es el conjunto de propiedades y características de un producto o servicio que le confiere la aptitud para satisfacer unas necesidades expresadas o implícitas.*

En síntesis, la calidad de un producto o servicio va de la mano de una buena organización con metodologías, procesos y herramientas adecuadas.

La Casa de la calidad o también llamada planificación del producto, es la primera fase de las cuatro planteadas por Yoji Akao quien es el creador de QFD (quality function deployment). En este punto inicial se enfoca en globalizar las necesidades, requerimientos y deseos del cliente, con el objetivo de convertir en requerimientos técnicos. La planificación y el aseguramiento de la calidad también son abarcados, y de esta manera definen al producto o servicio (RIBA ROMEVA, 2002 pág. 177)

De acuerdo a la entrevista realizada en el estudio de campo, se pudo realizar el diagrama de afinidad. Para realizar el diagrama de afinidad fue necesario conocer las necesidades de los usuarios, en este caso las necesidades y deseos de los agricultores. Mediante este estudio realizado en la provincia de Chimborazo en el cantón Colta, se recopiló la información necesaria para tener una idea clara de los requerimientos que debe cumplir la máquina.

3.2.2. Diagrama de afinidad

El diagrama de afinidad es una herramienta utilizada para ordenar ideas, opiniones y hechos, fue creado por Dr. Kawakita Jiro. En la figura 2-3 se describe las ideas, requerimientos y deseos de los agricultores.

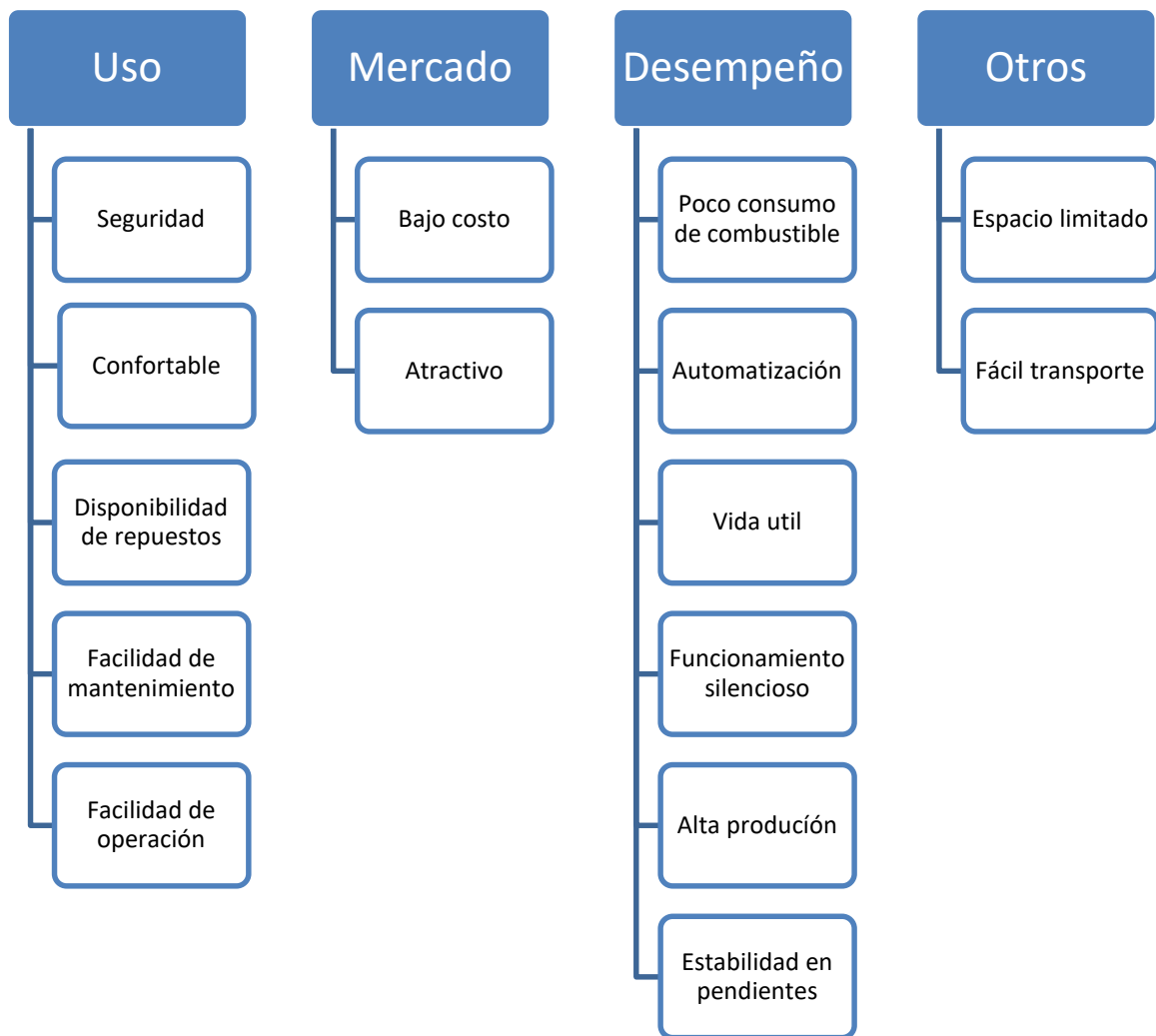


Figura 2-3: Diagrama de afinidad de la cosechadora integral de quinua

Fuente: Autores

3.2.3. *Voz del usuario*

De acuerdo con el diagrama de afinidad, se puede plantear las demandas requeridas y deseadas para ser tomadas en cuenta en el diseño, y de esta manera garantizar el cumplimiento de las necesidades de los usuarios, por lo que a continuación se presenta la voz de los usuarios que viene siendo el primer paso para realizar la casa de la calidad de acuerdo a la encuesta realizada a 10 productores de quinua, dicha encuesta se puede observar en los anexos.



Gráfico 1-3: Resultado de la encuesta

Fuente: Autores

De acuerdo a la encuesta realizada y a los requerimientos del usuario, la máquina deberá cumplir con las siguientes características.

- Un funcionamiento seguro
- Confortable
- Disponibilidad de repuestos
- Alta confiabilidad
- Fácil mantenimiento
- Facilidad de operación
- Bajo costo
- Que sea atractivo
- Poco consumo de combustible
- Sistemas mecánicos automatizados
- Larga vida útil
- Funcionamiento silencioso
- Que posea una alta producción (2kg/s)

- Estabilidad en pendientes
- Dimensiones de la máquina sea acorde a las extensiones de terrenos de los agricultores.
- Fácil de transportar de comunidades en comunidades.

Las demandas anteriormente expuestas al no estar clasificadas, es deber de los diseñadores indicar de acuerdo a su criterio si son demandas básicas, unidimensionales o estimulantes.

3.2.4. *Voz del ingeniero*

En la voz del ingeniero se planteó las siguientes características técnicas, de acuerdo a nuestro alcance y al cumplimiento de las demandas de los usuarios. Para ello se estableció 15 características:

- | | |
|---------------------------|------|
| • Nivel de ruido | dB |
| • Materiales | (-) |
| • Capacidad | t/h |
| • Eficiencia | % |
| • Ergonomía | (-) |
| • Consumo energético | kw |
| • Nivel de automatización | (-) |
| • Tiempo de fabricación | días |
| • Mantenibilidad | días |
| • Peso | kg |
| • Costo | \$ |
| • Funcionabilidad | (-) |
| • Estabilidad | ° |
| • Estética | (-) |
| • Tiempo de encendido | seg. |

Todas las especificaciones que se deben realizar en la casa de la calidad se podrá observar a continuación, donde está detallado todos los 6 pasos, los cuales son: la voz del usuario, análisis de competitividad, la voz del ingeniero, correlaciones, comparación técnica, y compromisos técnicos.

3.2.5. *Análisis de competencias.*

Tabla 1-3: Ficha técnica de la competencia 1

	COMPETENCIA 1	Ficha: 1
	DATOS TÉCNICOS – PARTES PRINCIPALES	Tipo: Cosechador de maíz
Año: 2017	AGCO Your Agriculture Company	Dirección: USA, Importado por Dinattek Matriz Guayaquil km. 22 vía perimetral
EQUIPO		DATOS TÉCNICOS
		Marca Extrajera
		CARACTERÍSTICAS GENERALES
		Modelo: 4YZ-3A Motor: 140hp 6 cilindros turbo Cabina panorámica cerrada versión full y sencilla
CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES		
Descripción	Parámetros	
La productividad laboral	0,6 ha/h (2kg/s)	
Ancho de corte	3 hileras	
Capacidad de tolva	25 sacos (200 libras) (3m ³)	
Separación entre hileras	450mm-750mm	
Altura de descarga máxima	2000 mm	
El sistema de transmisión y dirección	Hidráulica	
Peso	6050 kg	
Tanque de combustible	40 Galones Diésel	
Dimensiones	7950x2380x3450mm	
Método de corte	Por impacto	

Fuente: (Dinattek, s.f.)

Tabla 2-3: Ficha técnica de la competencia 2

	COMPETENCIA 2	Ficha: 1
	DATOS TÉCNICOS – PARTES PRINCIPALES	Tipo: Cosechador de quinua
Año: 2017	Ginsac Perú	Dirección: Chiclayo, Perú Panamericana Norte Km 790 Chiclayo
EQUIPO		DATOS TÉCNICOS
		Marca Extrajera
		CARACTERÍSTICAS GENERALES
		Modelo: ZUKAI – 4LZ3.50 Potencia: 85 hp
CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES		
Descripción	Parámetros	
La productividad laboral	3.5 kg/seg	
Ancho de corte	2420 mm	
Capacidad de la tolva	850kg	
Tipo de descarga	Tubo hidráulico	
El sistema de transmisión y dirección	Hidráulica	
Peso	2850 kg	
Tanque de combustible	Diésel	
Dimensiones	3000x2420x250 mm	
Método de corte	Alternativo	

Fuente: (GINSAC PERÚ, s.f.)

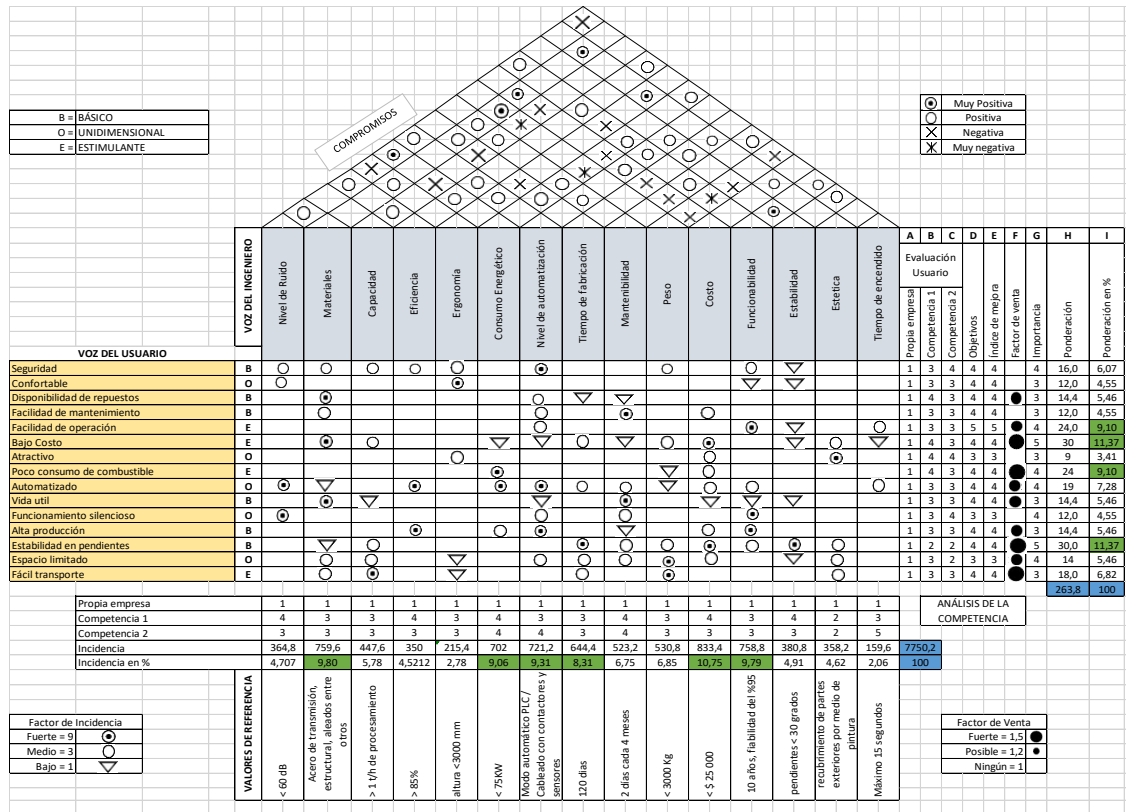


Figura 3-3: Casa de calidad de la máquina

Fuente: Autores

3.2.6. Análisis de resultados de la casa de calidad

En el análisis de las competencias, se deslumbra las demandas más relevantes, pues, tiene la suma de ellas 40,94%, siendo cuatro y entre estas están: bajo costo 11,37%, estabilidad en pendientes 11,37%, facilidad de operación 9,10% y que consuma poco combustible 9,10%. Estos resultados nos indican que se debe enfocarse en estos puntos.

Su evaluación está dada por la siguiente expresión:

$$\text{Índice de mejora} = \frac{\text{Objetivos}}{\text{Propia empresa}}$$

La ponderación se determina con la siguiente ecuación:

$$\text{Ponderación} = \text{índice de mejora} * \text{factor de venta} * \text{importancia}$$

Para la incidencia se emplea la siguiente ecuación:

$$\text{Incidencia} = \sum * \text{ponderación}$$

La evaluación técnica de los puntos que resaltan merecen ser tomadas en cuenta, entre los cuales están: Costo 10.75%, Materiales 9.8%, Funcionalidad 9.75%, nivel de automatización 9,31 %, y el tiempo de fabricación con 8.31%, siendo los más relevantes de las características técnicas.

3.3. Especificaciones técnicas

Las especificaciones se refieren a las características de un animal, personas, u objeto, en varios libros referentes al diseño de elementos de máquinas y en los libros de diseños concurrentes los conceptos de especificaciones son similares y según (RIBA ROMEVA, 2002 pág. 85):“*La especificación actúa como propuesta mientras que el diseño conceptual confirma o no su viabilidad*”.

En base al libro de Diseño Concurrente de Riba, las especificaciones se distinguen en dos: requerimiento y deseo.

Requerimiento: los objetivos que debe cumplir el producto.

Deseo: son modificaciones que mejora el funcionamiento de producto

Para realizar la tabla de especificaciones, se aplicó el modelo propuesto por RIBA.

Concepto: Facilita la agrupación de las especificaciones de manera que sean fácilmente localizar

Fecha: Determina la fecha que se propuso una especificación.

Propone: Da constancia de quien propuso la especificación por medio de signos (C=Cliente, I=Ingeniero).

Tipo: Indica si es un Requerimiento (R) o un Deseo (D); también indica si se trata de una modificación de requerimiento o de deseo (MR, MD), o de un nuevo requerimiento o deseo (NR, ND), Descripción: Una síntesis de los requerimientos y del deseo.

A continuación se presenta las especificaciones requeridas para la máquina cosechadora integral de quinua.

Tabla 3-3: Especificaciones requeridas para la cosechadora integral de quinua

Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Dimensiones		C C+I	R D	3000x2000x2000 1800x1500x1400
Movimiento		I I	R R	Movimiento horizontal para la traslación. Movimiento rotatorio de las cuchillas
Energía		I	R	Energía independiente, motor de combustión interna
Materiales		C+ I I	R R	Granos de quinua Otros tipos de granos
Señales y control		I I I+D	R R R	Sensor de nivel Sensor ópticos PLC y cableado
Vida útil		C+I C+M	 D	En operación: 10 años, fiabilidad 95 % En operación: 15 años, fiabilidad 99%
Costes y plazos		C+I	R	Presupuesto: \$ 20000 por unidad; Plazo: 15 meses
Seguridad y ergonomía		C C+I+D C+I	R R R	Uso de elementos protección del operador Asientos confortables. Fácil de operación.
Impacto ambiental		I F+D+I	R R	Combustible amigable con el ambiente Materiales reciclables
Aspectos legales		I	R	Cumplimiento de la norma ecuatoriana
Función		C+I C+I C+I C+ I C+ I C+ I C+ I	R R R R R R D	Siega y alimentación de la mies Trilla de la panoja Separación del grano de la paja Limpieza del grano Almacenaje del grano temporalmente Capacidad de tolva 500 kg Que la capacidad de la tolva supere 500 kg

Fuente: Autores

Propone: C=Cliente; I= Ingeniería; M=Marketing; D=Diseño; F=Fabricación
R/D: R=Requerimiento; MR= Modificación de requerimiento; NR = Nuevo requerimiento; D = Deseo; MD=Modificación de deseo; ND= Nuevo deseo

Las especificaciones definen el problema del diseño del cosechador, en el caso del presente proyecto se puede observar, las diferentes características que son requeridas, y también los deseos que se quiere incorporar a la máquina. Así como modificaciones o nuevos requerimientos, planteados por los clientes, el Ingeniero, el departamento de fabricación, de diseño, de marketing o en conjunto.

3.4. Análisis funcional de la máquina.

La estructura modular o caja negra nos permite dividir el problema en bloques y de esta manera facilita el diseño de los componentes de la máquina. (ULRICH, y otros, 2013 pág. 123). A continuación, se puede apreciar en la figura 4-3 la caja negra de la máquina cosechadora integral de quinua.



Figura 4-3: Función realizada por la máquina

Fuente. Autores

El diseño modular consiste en dividir al producto o la máquina en varios módulos funcionales, que están compuestas de la caja negra, que están unida por las conexiones de flujo.

En la figura 5-3 se da a conocer el proceso que se lleva a cabo en el proceso de cosechado de la quinua. Los módulos que realiza las cosechadoras, no son tan simples como parece, pues, los sistemas que conllevan en su interior son de gran complejidad.

Los módulos a resolver son los siguientes:

- 1) Corte y alimentación
- 2) Trillado
- 3) Separador de la paja
- 4) Limpieza del grano
- 5) Almacenaje y descarga



Figura 5-3: Diagrama de funciones secundarias

Fuente. Autores

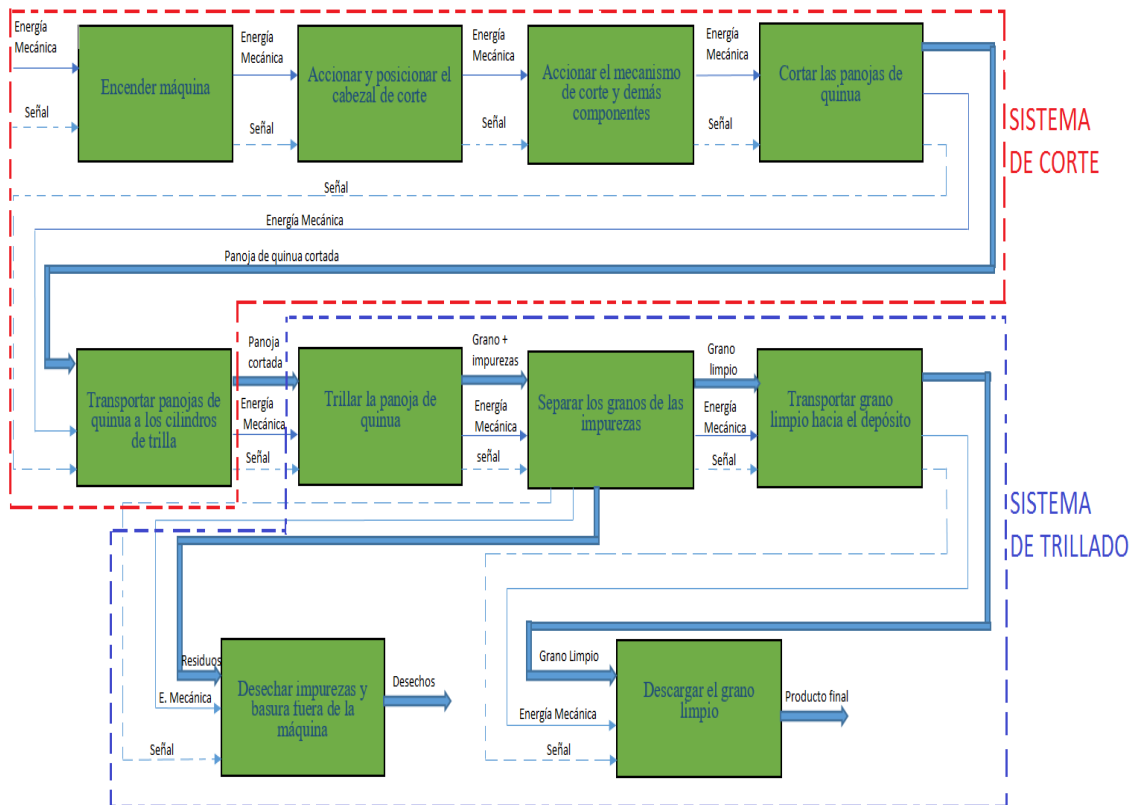


Figura 6-3: Diagrama módulos de la cosechadora de quinua

Fuente: Autores

3.5. Alternativas para cada sistema

3.5.1. Alternativa para el sistema de corte

El cabezal es el encargado del corte y la alimentación de la cosechadora, es un sistema importante que define la capacidad de producción de la máquina, pero, según (ORTIZ CAÑAVATE, y otros, 2012 pág. 266), la capacidad de trabajo de una cosechadora viene determinada teóricamente por la anchura del corte, aunque en realidad el factor limitante es la cantidad de paja que pueden desalojar los sacudidores.

Este sistema cumple las siguientes funciones:

- Dividir las hileras de forma uniforme
- Agrupar a las plantas de quinua
- Corte de la planta de quinua
- Dirigir le a la panoja hacía el acarreador.

3.5.1.1. Descripción de las funciones

- *Corte de la planta*

El sistema de corte tiene como objetivo alinear y separar la planta del tallo, para realizar este tipo de trabajo hay dos métodos: corte por cizalla y corte por impacto.

Corte por cizallamiento, se basa en principios de la tijera. Se lo realiza de algunas formas, ya sea por cizalla de rodillos, guillotina, entre otros. La guadañadora de cuchillas alternativas es un método que está en esta clasificación, según (ORTIZ CAÑAVATE, y otros, 2012 pág. 204)

El corte por impacto, se produce por el impacto sobre el tallo de una cuchilla que gira a gran velocidad alrededor de un eje vertical u horizontal. (ORTIZ CAÑAVATE, y otros, 2012 pág. 210).

- *Transportar las panojas de quinua*

Todos los cabezales de las cosechadoras desde sus inicios y hasta la actualidad tienen un mecanismo de alimentación, pues por este medio las plantas cortadas pasan a ser trilladas, donde se procede a la separación del grano de la panoja.

3.5.1.2. Ventajas y desventajas de sistemas de corte

- *Sistema de corte alternativo*

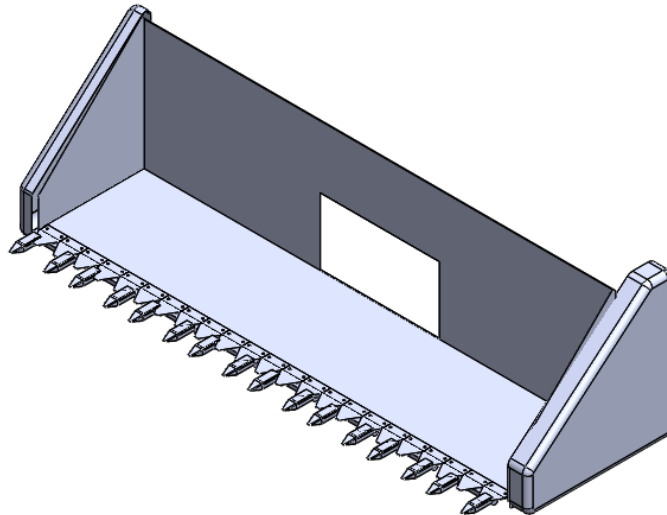


Figura 7-3: Corte alternativo por medio de cuchilla simple

Fuente: Autores

Para el movimiento alternativo de las cuchillas se utiliza el mecanismo de biela manivela. Para los divisores de las hileras de quinua se utiliza los dedos del cabezal. La sujeción de las cuchillas en el porta-cuchillas, se lo remacha, para que no se desprenda por el esfuerzo ejercido en el corte.

Ventajas:

- Es más económica
- Fácil de fabricación
- Menor consumo de potencia

Desventajas:

- El mantenimiento debe ser constante
- Produce vibraciones

- Solo son más aptos para cosecha de cereales y cortar forraje
- Sistema de corte por impacto

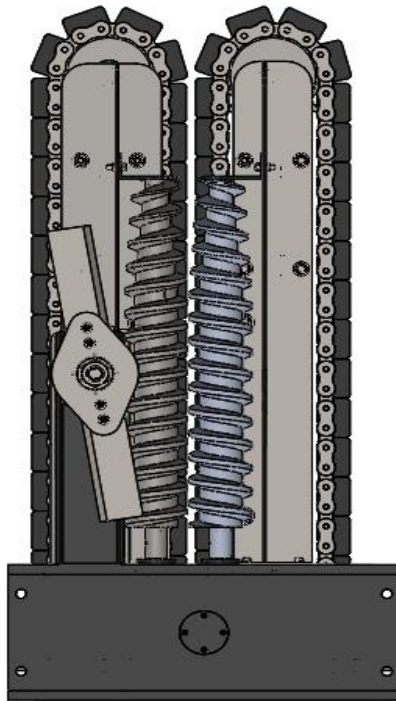


Figura 8-3: Corte por impacto

Fuente: Autores

Este sistema de corte es utilizado en las cosechadoras de maíz, en este caso el molinete no está tomado en cuenta pues el mecanismo de alimentación ya se encuentra integrado, por medio de un par de rodillos alimentadores. El movimiento de todos los componentes del mecanismo de corte se lo hará por medio transmisión por engranes y cadenas.

Ventajas:

- Divisor de hileras
- Apto para plantación de tamaño de 1,4 – 2 m de altura
- Apropiado para plantaciones de tallo 1,2 -5 cm

Desventajas:

- Complejidad de construcción
- Costo más elevado.

- Mayor peso
- *Sistema de corte alternativo con doble cuchilla*

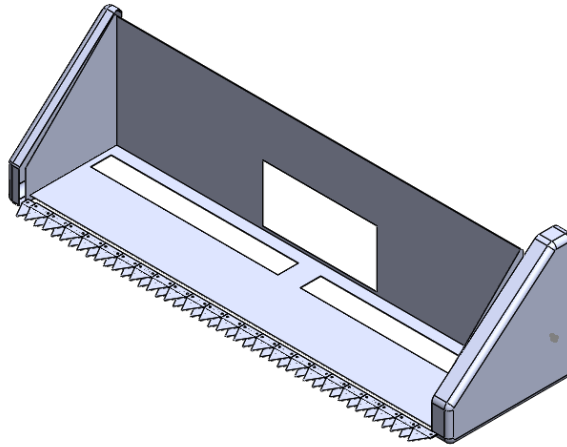


Figura 9-3: Corte alternativo por medio de doble cuchillas

Fuente: Autores

El sistema de corte de dobles cuchillas según (ORTIZ CAÑAVATE, y otros, 2012 pág. 206) tiene como característica que al no tener dedos, realiza un mayor número de cortes que las barras guadañadoras tradicionales. Para el funcionamiento de su movimiento alternativo se utiliza el mecanismo de biela y manivela.

Ventajas:

- Realiza mayor número de cortes, pues su velocidad de trabajo es de 10 - 12km/h
- Fácil de fabricación



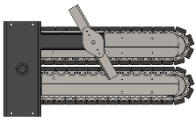
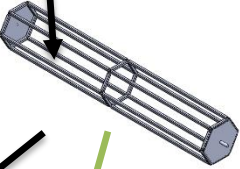


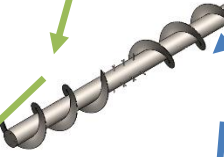


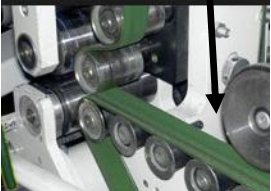


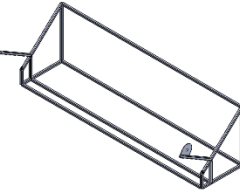
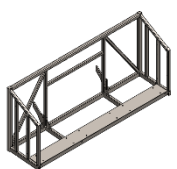
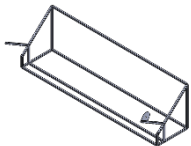
Desventajas:

- Mayor requerimiento de potencia.
- Requiere mayor mantenimiento.
- Son más aptos para segadoras, el corte alternativo es de doble cuchillas.

3.5.1.3. Matriz morfológica para el sistema de corte

En la siguiente tabla se muestra las alternativas de solución para el diseño del sistema de corte y alimentación.

Tabla 4-3: Alternativas de solución para el sistema de corte y alimentación

<p>Tipo de corte</p>	<p>De cuchillas alternativas simples</p> 	<p>Cuchillas alternativa doble cuchilla</p> 	<p>Por impacto</p> 
<p>Tipo de captación</p>		<p>Molinete</p> 	<p>Rodillo alimentadores</p> 
<p>Mecanismo de alimentación</p>	<p>Cinta transportador</p> 	<p>Tornillo sin fin</p> 	
<p>Divisores de las hileras</p>	<p>Dedos del cabezal</p> 	<p>Puntones</p> 	
<p>Sistema transmisión de potencia hacia el mecanismo de alimentación</p>	<p>Bandas</p> 	<p>Cadenas</p> 	<p>Engranajes</p> 
<p>Bastidor</p>	<p>Alternativa 1</p> 	<p>Alternativa 2</p> 	<p>Alternativa 3</p> 

Fuente: Autores

Cabezal con la alternativa 1 (color verde)

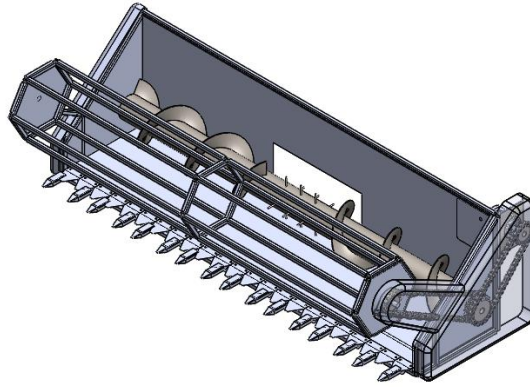


Figura 10-3: Primera alternativa
Fuente: Autores

Cabezal con la alternativa 2 (Color celeste)

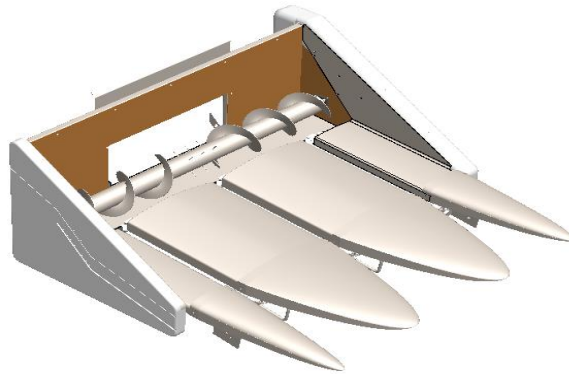


Figura 11-3: Segunda alternativa
Fuente: Autores

Cabezal con la alternativa 3 (color negro)

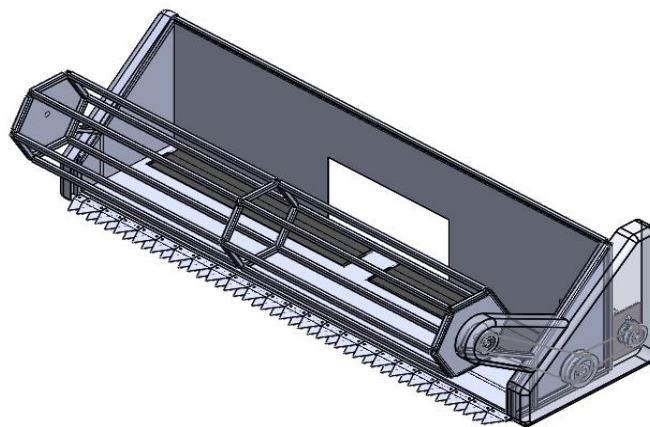


Figura 12-3: Tercera alternativa
Fuente: Autores

3.5.2. *Alternativas para el sistema de trillado*

Este sistema cumple las siguientes Funciones:

- Recoger las panojas de quinuas que anteriormente fueron cortadas
- Desmenuzar las panojas
- Separar los granos de los residuos
- Deshacerse de impurezas
- Transportar los granos hacia la tolva o deposito

3.5.2.1. *Descripción de las funciones*

- *Recoger las panojas de quinua*

Para que este proceso pueda realizarse se empleará un subsistema de transportación la cual transportará el material a procesar del cabezal de la máquina luego de haber realizado el debido corte, este subsistema puede estar constituido por medio de bandas transportadoras y/o mediante perfiles estructurales unidas a la misma.

- *Desmenuzar las panojas y separar los granos de los residuos*

En esta etapa del proceso, el mecanismo empleado para realizar este trabajo será una criba cóncava y cilindros por donde pasaran las panojas de quinua; los sistemas más comunes de cilindros de trillado existentes en las máquinas que actualmente hay en el mercado se mencionan a continuación.

3.5.2.2. *Ventajas y desventajas de sistemas de trillado existentes*

- *Cilindros y cóncavo de flujo radial*

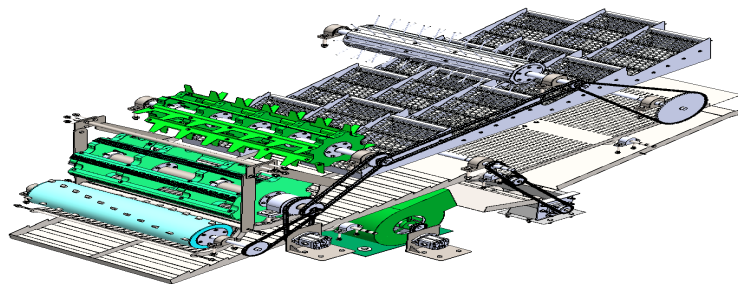


Figura 13-3: Cilindro y cóncavo de flujo radial

Fuente: Autores

En este sistema de trillado convencional las plantas pasan transversalmente entre el cilindro y el cóncavo y mediante fuerzas de compresión y aplastamiento proceden a

separar los granos, cabe resaltar que este sistema puede poseer un cilindro de barras o dedos como se muestra en la figura 13-3.

- Ventajas:
 - Construcción mucho más fácil.
 - Es un sistema convencional.
- Desventajas:
 - No rinde mucho en lo que se refiere al trillado, ya que una parte del grano se va en los residuos de la planta.
- *Sistema rotativo de flujo axial*

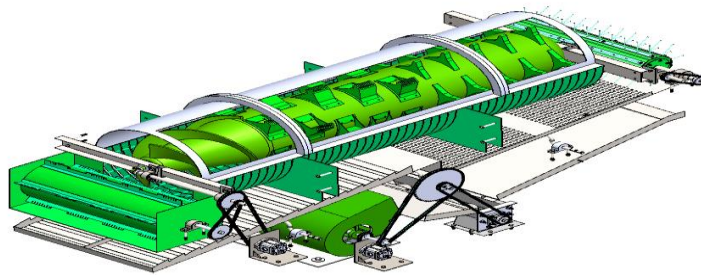


Figura 14-3: Sistema rotativo de flujo axial

Fuente: Autores

Este sistema está constituido por un solo cilindro que se encuentra enjaulado el cual realiza el trabajo de trillar el grano y expulsar los desechos a la vez.

- Ventajas
 - Tiene mayor área de separación entre el cilindro y el cóncavo.
 - No necesita de cilindros adicionales para la expulsión de desechos.
- Desventajas
 - Se necesita de mayor información para el desarrollo.
 - Mayor costo de fabricación por tener mecanismos más complejos.
- *Sistema combinado (flujo axial y radial)*

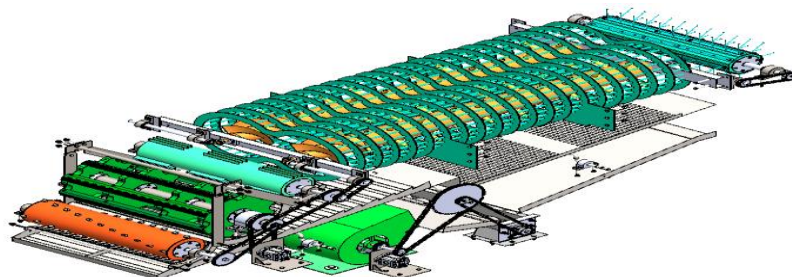


Figura 15-3: Sistema combinado





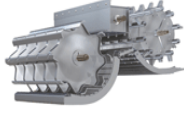
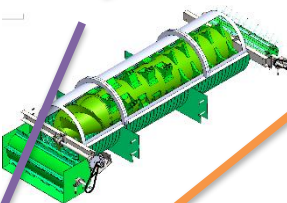
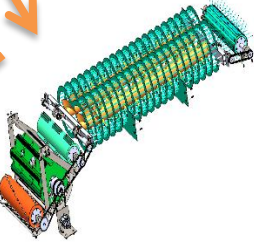
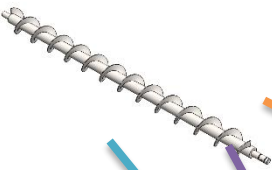

Fuente: Autores

Este sistema de trillado es muy diferente al convencional ya que el flujo de la mies es de forma axial al cilindro de trilla, dicho sistema puede ser de un solo cilindro o de dos cilindros como se muestra, este sistema es también conocido como centrífugo.

- Ventajas:
 - Las pérdidas de grano en los residuos de las mies es mucho menor por lo que tiene mayor eficiencia que el sistema de trillado convencional.
- Desventajas:
 - Construcción y principio de funcionamiento complicado.
 - Dimensiones más grandes.

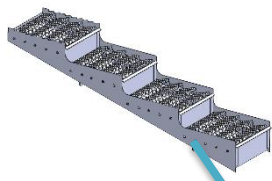
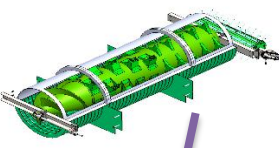
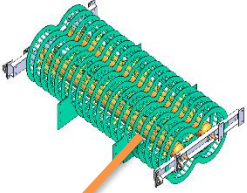



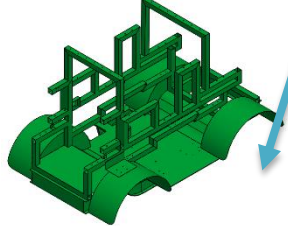
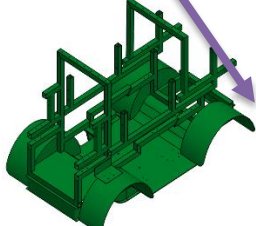
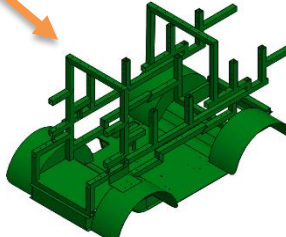
3.5.2.3. Matriz morfológica para el sistema de recolección, desmenuzado y trillado

Tabla 5-3: Matriz morfológica del sistema de trillado

Energía motriz	Mecánica(motor de combustión interna) 	Neumática 	Hidráulica 
Recoger la cantidad plantas.	manual	automática 	
Tipo de cilindro de trillado	convencional  con Separador Rotativo	Flujo axial 	Sistema híbrido 
Tipo de transportador	De tornillo sin fin 	De cangilones 	

Fuente. Autores

Tabla 5-3: (continuación) matriz morfológica del sistema de trillado.

<p>Tipo de mecanismo de desalajo de desechos</p>	<p>sacudidores</p> 	<p>Cilindro y concavo</p> 	<p>Doble cilindro concavo</p> 
<p>Mecanismos de transmisión de potencia</p>	<p>engranes</p> 	<p>cadena</p> 	<p>correas</p> 
<p>Bastidor</p>			
<p>Soluciones.</p>	<p>Alternativa 1</p>	<p>Alternativa 2</p>	<p>Alternativa 3</p>

Fuente. Autores

Todos los componentes que están señalados por la flecha de color azul llevan a la alternativa 1.

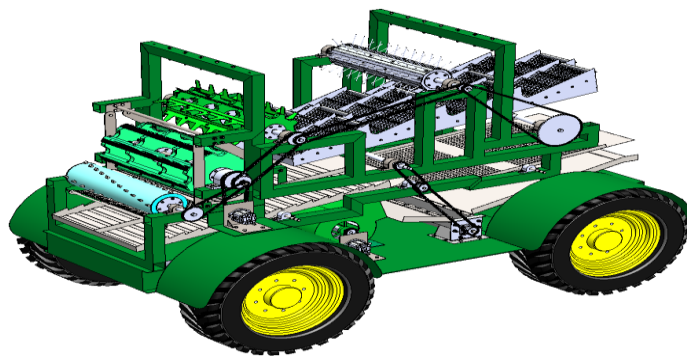


Figura 16-3: Alternativa 1(Sistema de trillado convencional)

Fuente. Autores

Todos los componentes que están señalados por la flecha de color violeta llevan a la alternativa 2.

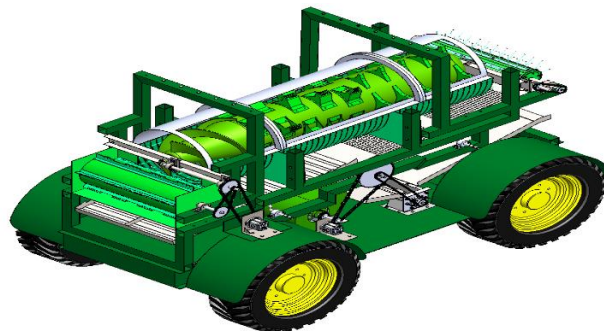


Figura 17-3: Alternativa 2 (Sistema de trillado rotativo)

Fuente. Autores

Todos los componentes que están señalados por la flecha de color naranja llevan a la alternativa 3.

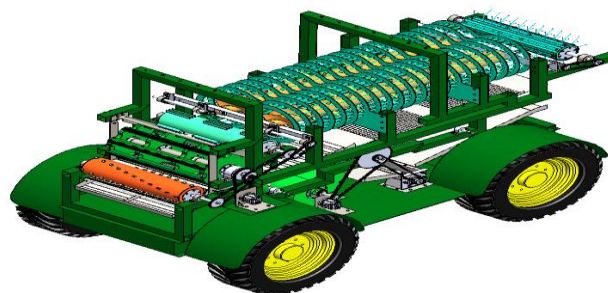


Figura 18-3: Alternativa 3 (Sistema de trillado híbrido)

Fuente. Autores

3.6. Evaluación de soluciones para cada sistema

3.6.1. Método ordinal corregido de criterios ponderados

Es un método sugerido y muy utilizado en la actualidad en la etapa del diseño conceptual. Para realizar este método se debe trazar una tabla, donde se confronta todos los criterios y por medio de asignación de valores se obtiene la mejor opción. Hay tres tipos de designación de valores que son de acuerdo a la importancia que tiene para el diseñador: (RIBA ROMEVA, 2002 págs. 59-62)

1 Si el criterio (o solución) de las filas es superior (o mejor, $>$) que el de las columnas

0,5 Si el criterio (o solución) de las filas equivalente ($=$) al de las columnas

0 Si el criterio (o solución) de las filas inferior (o peor, <) que el de las columnas

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

Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

3.6.2. Evaluación de soluciones para el sistema de corte de la máquina

Los criterios son bases para la evaluación de las alternativas y del establecimiento de la ponderación relativa entre ellas. En base de lo establecido se presenta 6 criterios que son necesarios tomarlos en cuenta, para obtener un buen resultado.

- a) *Precio moderado.* Como la máquina no es una máquina imprescindible la unidad/precio debe ser muy acorde a las posibilidades económicas de los clientes.
- b) *Alta fiabilidad.* Que la máquina sea un sinónimo de seguridad al operario.
- c) *Facilidad de construcción.* Determina la facilidad de montaje, tratando de lo posible que los componentes de la máquina se puedan encontrar en el mercado.
- d) *Bajo peso.* La ligereza de la máquina facilita el transporte y disminuye la compactación del suelo.
- e) *Mantenibilidad.* Para facilidad del mantenimiento es preferible que las partes que la componen sean de fácil adquisición en el mercado nacional.
- f) *Calidad de corte.* El corte es el punto más importante del cabezal de cualquier cosechador y es por esta razón que debe garantizar un buen corte de la planta.

- *Evaluación del peso específico de cada criterio*

Calidad de corte > Costo = Fiabilidad > Peso > Construcción > Mantenibilidad

Tabla 6-3: Evaluación del peso específico de cada criterio para el sistema de corte

Criterio	Costo	Fiabilidad	Construcción	Peso	Mantenibilidad	Calidad de corte	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo		0,5	1	1	1	0	4,5	0,24
Fiabilidad	0,5		1	1	1	1	4,5	0,24
Construcción	0	0		0,5	0	0	1,5	0,08
Peso	0	0	0,5		1	0	2,5	0,13
Mantenibilidad	0	0	0	0		0	1	0,05
Calidad de corte	1	0	1	1	1		5	0,26
Suma							19	1

Fuente: Autores

- *Evaluación del peso específico del criterio Costo*

Alternativa 1 = Alternativa 3 > Alternativa 2

Tabla 7-3: Evaluación de las alternativas del sistema de corte (costo)

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	0,5	2,5	0,42
Alternativa 2	0		0	1	0,17
Alternativa 3	0,5	1		2,5	0,42
Suma				6	1

Fuente: Autores

- *Evaluación del peso específico del criterio Fiabilidad*

Alternativa 2 > Alternativa 1 = Alternativa 3

Tabla 8-3: Evaluación de las alternativas para el sistema de corte (Fiabilidad)

Fiabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	0,5	1,5	0,25
Alternativa 2	1		1	3	0,50
Alternativa 3	0,5	0		1,5	0,25
Suma				6	1

Fuente: Autores

- *Evaluación del peso específico del criterio Construcción*

Alternativa 1 = Alternativa 3 > Alternativa 2

Tabla 9-3: Evaluación de alternativas para el sistema de corte (construcción)

Construcción	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	0,5	2,5	0,42
Alternativa 2	0		0	1	0,17
Alternativa 3	0,5	1		2,5	0,42
			Suma	6	1

Fuente: Autores

- *Evaluación del peso específico del criterio Peso*

Alternativa 1 = Alternativa 2 = Alternativa 3

Tabla 10-3: Evaluación de las alternativas para el sistema de corte (Peso)

Peso	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0,5	2	0,33
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,33
Alternativa 3	0,5	0,5		2	0,33
			Suma	6	1

Fuente: Autores

- *Evaluación del peso específico del criterio Mantenibilidad*

Alternativa 2 > Alternativa 1 = Alternativa 3

Tabla 11-3: Evaluación de las alternativas para el sistema de corte (mantenibilidad)

Mantenibilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	0,5	1,5	0,25
Alternativa 2	1		1	3	0,50
Alternativa 3	0,5	0		1,5	0,25
			Suma	6	1

Fuente: Autores

- *Evaluación del peso específico del criterio calidad de corte*

Alternativa 2 > Alternativa 1 = Alternativa 3

Tabla 12-3: Evaluación de alternativas para el sistema de corte (calidad de corte)

Calidad de corte	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	0,5	1,5	0,25
Alternativa 2	1		1	3	0,50
Alternativa 3	0,5	0		1,5	0,25
Suma				6	1

Fuente: Autores

- *Tabla de conclusiones*

Tabla 13-3: Prioridades de alternativas para el diseño del sistema de corte

Conclusión	Costo	Fiabilidad	Construcción	Peso	Mantenibilidad	Calidad de corte	$\Sigma+1$	Prioridad
Alternativa 1	0,24x0,42	0,24x0,25	0,08x0,42	0,13x0,33	0,05x0,25	0,26x0,25	0,30	2
Alternativa 2	0,24x0,17	0,24x0,50	0,08x0,17	0,13x0,33	0,05x0,50	0,26x0,50	0,35	1
Alternativa 3	0,24x0,42	0,24x0,25	0,08x0,42	0,13x0,33	0,05x0,25	0,26x0,25	0,30	2

Fuente: Autores

La alternativa 2 es la más adecuada para el cabezal del cosechador de quinua, las razones fundamentales están en la fiabilidad, en la mantenibilidad y en la calidad de corte, siendo esta última la determinante para ser seleccionada. Las alternativas 1 y 3, son muy similares en construcción, peso, costos, y es debido a que estos son posibles soluciones a parte de la primera.

3.6.3. *Evaluación de soluciones para el sistema de trillado*

De acuerdo al análisis realizado para este sistema, se han obtenido las siguientes soluciones:

Alternativa 1: sistema de trillado convencional.

Alternativa 2: sistema de trillado de flujo axial con un solo cilindro de trillado.

Alternativa 3: sistema de trillado híbrido o combinado.

Los criterios que se tomarán en consideración para su debida valoración son las siguientes:

- Mantenimiento
- Costo
- Facilidad de fabricación
- Peso
- Contaminación

f) Eficiencia del trillado

- *Evaluación del peso específico de cada criterio*

Fabricación > mantenimiento = costo = eficiente > peso > contaminación

Tabla 14-3: Peso específico de cada criterio para el sistema de trillado

	Mantenimiento	costo	fabricación	peso	contaminación	eficiencia	$\Sigma+1$	ponderación
Mantenimiento		0,5	1	0	0,5	0,5	3,5	0,17
Costo	1		1	0,5	0	0	3,5	0,17
fabricación	1	1		0,5	0,5	0,5	4,5	0,21
Peso	0,5	0,5	1		0	0	3	0,14
Contaminación	0,5	0	0,5	0		0,5	2,5	0,12
eficiencia	0,5	0	0,5	1	0,5		3,5	0,17
						suma	20,5	1

Fuente: Autores

Evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio.

- *Evaluación de soluciones respecto al mantenimiento*

Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3.

Tabla 15-3: Evaluación de soluciones para el sistema de trillado (mantenimiento)

mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,46
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,30
Alternativa 3	0	0,5		1,5	0,23
			suma	6,5	1

Fuente: Autores

- *Evaluación de soluciones respecto al costo*

Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3

Tabla 16-3 Evaluación de soluciones para el sistema de trillado (costo)

costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,5
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,33
Alternativa 3	0	0		1	0,16
				6	1

Fuente: Autores

- *Evaluación de soluciones respecto a la fabricación*

Alternativa 1 > Alternativa 2 = Alternativa 3

Tabla 17-3: Evaluación de soluciones para el sistema de trillado (fabricación)

Fabricación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,5
Alternativa 2	0		0,5	1,5	0,25
Alternativa 3	0	0,5		1,5	0,25
			suma	6	1

Fuente: Autores

- *Evaluación de soluciones respecto al peso*

Alternativa 1 = Alternativa 2 > Alternativa 3

Tabla 18-3: Evaluación de soluciones para el sistema de trillado (peso)

Peso	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	ponderación
Alternativa 1		0,5	1	2,5	0,41
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,41
Alternativa 3	0	0		1	0,16
			suma	6	1

Fuente: Autores

- *Evaluación de soluciones respecto a la contaminación*

Alternativa 1 = Alternativa 2 = Alternativa 3

Tabla 19-3: Evaluación de soluciones para el sistema de trillado (contaminación)

contaminación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	ponderación
Alternativa 1		0,5	0,5	2	0,333
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,333
Alternativa 3	0,5	0,5		2	0,333
			suma	6	1

Fuente: Autores

- *Evaluación de soluciones respecto a la eficiencia de trillado*

Alternativa 3 > Alternativa 2 > Alternativa 1

Tabla 20-3: Evaluación de soluciones para el sistema de trillado (eficiencia)

Eficiencia	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0	1,5	0,21
Alternativa 2	1		0,5	2,5	0,35
Alternativa 3	1	1		3	0,42
			suma	7	1

Fuente: Autores

- Conclusiones para el sistema de trillado

Tabla 21-3: Prioridades a cada solución analizada para el sistema de trillado

Conclusiones	mantenimiento	costo	fabricación	peso	contaminación	eficiencia	Σ	prioridad
Alternativa 1	0,0782	0,085	0,105	0,0574	0,0396	0,0357	0,40	1
Alternativa 2	0,051	0,0561	0,0525	0,0574	0,0396	0,0595	0,31	2
Alternativa 3	0,0391	0,0272	0,0525	0,0224	0,0396	0,0714	0,25	3

Fuente: Autores

De lo analizado anteriormente se obtuvo como resultado que en el caso del sistema de corte, será un sistema de corte por impacto, la cual corresponde a la alternativa 2, el cual se asemeja a un cabezal para la cosecha de maíz.

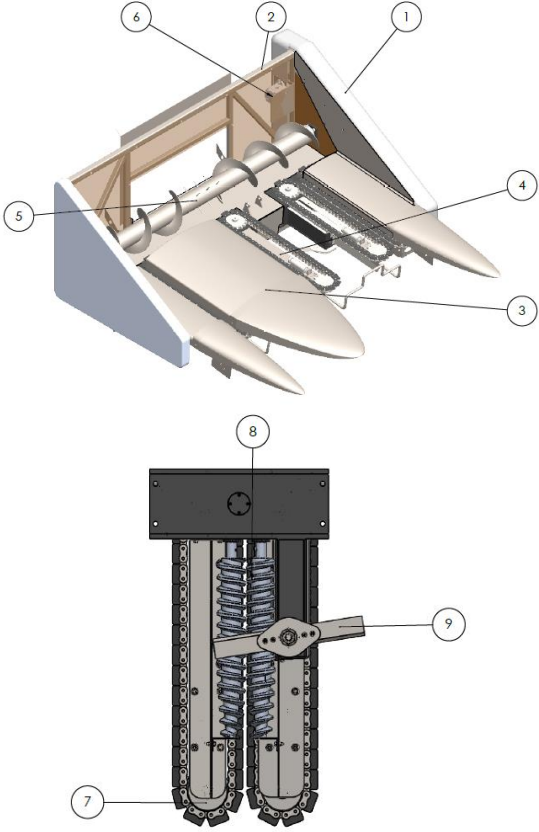
Para el sistema de trillado se optó por un sistema convencional que está compuesto de varios cilindros que realizan el proceso de trillado y desalajo de los desperdicios fuera de la máquina, el cual corresponde a la alternativa 1.

A continuación se presentan los dos sistemas seleccionados.

3.7. Características del cabezal de corte seleccionado

Del análisis de los diversos sistemas de corte existentes se tuvo como resultado que el más adecuado sería un sistema de corte o cabezal de corte semejante al que se les utiliza en las cosechadoras de maíz y de girasol, la cual corresponde a la alternativa 2, se eligió este sistema debido a varios parámetros tales como la eficiencia en el corte, el tipo de planta que será cortada, la posibilidad de fabricación que se tendrá, y un como un parámetro fundamental se tuvo el costo que implicará cuando sea construida y la mantenibilidad del conjunto.

Tabla 22-3: características del sistema de corte seleccionado

Modelo en 3D del Cabezal	Elementos que conforma el cabezal.
	<ol style="list-style-type: none"> 1.- Carcasa 2.- Bastidor 3.- Divisor (Puntones) 4.- Caja de engranes 5.- Tornillo sin fin alimentador 6.- Motor hidráulico 7.- Cadena alimentadora 8.- Rodillo alimentador 9.- Cuchilla de corte
<p>Ventajas:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Variedad de corte de plantas de quinua, girasol y chochos. • Calidad de corte optima en tallos de grosor de 1-5cm. 	
<p>Desventajas:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Mayor tiempo de construcción • Valor de construcción más costoso 	

Fuente: Autores

Descripción de las partes constitutivas

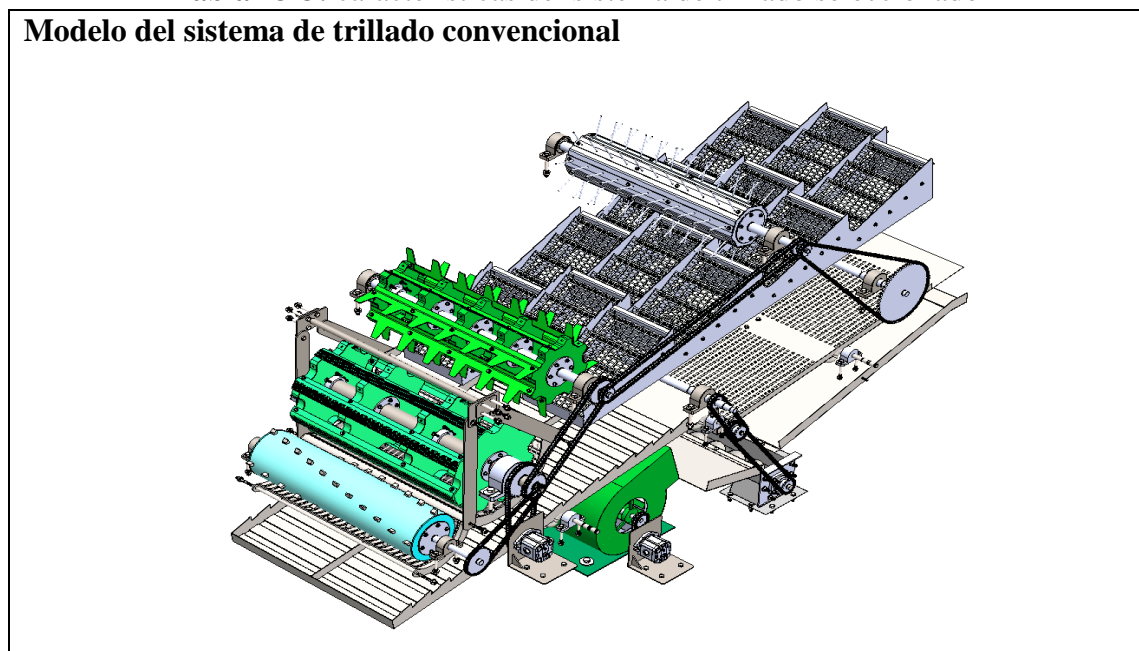
- *Carcasa.* Es el encargado de cubrir a las cadenas y los diferentes componentes del polvo del ambiente.
- *Bastidor.* Debe estar diseñada para que soporte el peso de los componentes que conforman el cabezal.

- *Divisor (Puntones).* Separa y acomoda a las planta caídas que están sembradas por hileras.
- *Caja de engranes.* Transmite potencia hacía las cuchillas de corte, al rodillo alimentador y a las cadenas alimentadoras.
- *Tornillo sin fin alimentador.* Su función es dar los primeros golpes a las plantas y conducir las hacia el acarreador.
- *Motor hidráulico.* Su función es proporcionar el torque y la velocidad angular para el funcionamiento del cabezal del cosechador.
- *Cadena alimentadora.* Su función es conducir las plantas hacia la cuchilla de corte.
- *Rodillo alimentador.* Es el encargado de juntar las plantas de quinua para su posterior corte por medio de las cuchillas de corte.
- *Cuchillas de corte.* Su trabajo es cortar las plantas que fueron conducidas y acomodadas anteriormente por la cadena y los rodillos alimentadores.

3.8. Características del sistema de trillado seleccionado

De lo analizado anteriormente tenemos como la solución preponderante el sistema de trillado convencional, por tener mayor ponderación en todos los aspectos valorados, la cual será mediante cilindros de trilla y la transmisión será mecánica por medio de cadenas y catarinas, a continuación se presenta el modelo de este sistema donde se puede observar las partes que lo constituyen y se da también una breve descripción de cada una de ellas.

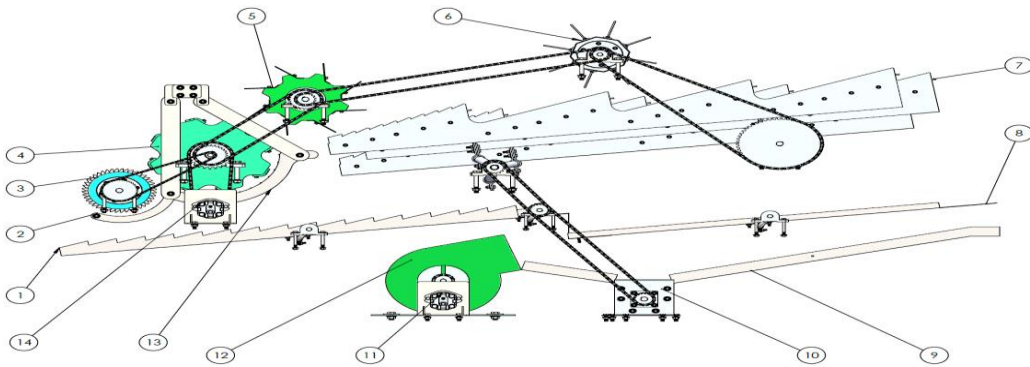
Tabla 23-3: características del sistema de trillado seleccionado



Fuente: Autores

Tabla 23-3: (continúa) características del sistema de trillado seleccionado

Características:



- 1.- Bandeja receptora de granos.
- 2.- Cóncavo primario de recepción de plantas.
- 3.- Cilindro acelerador de mies o plantas segadas.
- 4.- Cilindro de trillado.
- 5.- Cilindro separador de mies.
- 6.- Cilindro batidor o cilindro lanza paja.
- 7.- Sacudidores de paja tipo zaranda.
- 8.- Tamiz de limpieza de grano.
- 9.- Bandeja de salida de desechos.
- 10.- Transportador de tornillo sinfín para grano limpio.
- 11.- Motor para accionamiento del ventilador.
- 12.- Ventilador para limpieza de grano.
- 13.- cóncavo principal de trillado.
- 14.- Motor principal del sistema.

Ventajas:

- Consume menor potencia a diferencia de los demás sistemas.
- Es el sistema más utilizado en diversas máquinas que se ofertan en el mercado.
- Tiene Componentes muchos más simples y fáciles de construir.
- El proceso de trillado es mejorado ya que cuenta con más de un cilindro que ayudan a realizar este proceso.

Desventajas:

- Baja eficiencia de trillado en comparación con los demás sistemas.
- Capacidad de procesado relativamente baja en comparación con otras máquinas ofertadas en el mercado.

Fuente: Autores

Descripción de las partes constitutivas.

- *Bandeja receptora de granos.*- Es la encargada de recoger los granos en la pre-trilla realizada por el cilindro acelerador de mies y en el proceso principal de trillado realizado por el cilindro desgranador, a su vez transporta el grano hacia el tamiz de limpieza ubicado en la parte trasera del sistema.
- *Cóncavo primario de recepción de plantas.*- Su misión es proporcionar una superficie de pre-trilla donde ingresaran las plantas anteriormente cortadas.
- *Cilindro acelerador de mies o plantas segadas.*- Este cilindro es el encargado de la recepción de las plantas segadas y junto con su respectivo cóncavo realizan un pre -trillado de la planta.
- *Cilindro de trillado.*- este cilindro está conformado por barras estriadas a diferente dirección ubicadas alternadamente para evitar que las plantas se salgan de la superficie de trilla, junto con el cóncavo principal realizan el proceso de trillado.
- *Cilindro separador de mies.*- Es el encargado de ayudar a la separación de los desechos después de haber realizado el trillado, este cilindro ayuda a que las plantas ya vacías avancen hacia los sacudidores de paja.
- *Cilindro batidor o cilindro lanza paja.*- Por medio de este mecanismo los desechos después del trillado son conducidos fuera de la máquina, realiza el trabajo conjuntamente con los sacudidores de paja.
- *Sacudidores de paja tipo zaranda.*- Es el mecanismo principal en el desalojo de los desechos después de haber realizado el proceso de trillado, está compuesto por tres cribas que tienen movimiento alternativo el cual impulsa los desechos fuera de la máquina.
- *Tamiz de limpieza de grano.*- Es el encargado de realizar una última separación entre el grano y las granzas o paja mucho más fina, se encuentra ubicado por debajo de los sacudidores de paja.
- *Bandeja de salida de desechos.*- Sirve como soporte para que por encima de su superficie puedan caer algunos granos que quedan después del trillado, y para la salida de desechos pequeños que por medio de un flujo de aire proporcionado por un par de ventiladores.
- *Transportador de tornillo sinfín para grano limpio.*- es el encargado de transportar el grano limpio hacia otro tipo de elevador que lo llevara hacia el

depósito de la máquina, este subsistema está ubicado debajo del tamiz de limpieza.

- *Motor para accionamiento del ventilador.*- Este motor será el encargado de proporcionar la potencia necesaria para el funcionamiento de los dos ventiladores ubicados en la máquina
- *Ventiladores para limpieza de grano.*-Estos ventiladores estarán proporcionando el flujo de aire necesario para que se puedan limpiar los granos de los desechos.
- *Cóncavo principal de trillado.* Es la superficie donde se realizará el proceso de separación del grano de la planta, trabaja conjuntamente con el cilindro de trillado.
- *Motor principal del sistema.* Este motor será el encargado de brindar la potencia necesaria para el funcionamiento de la mayoría de mecanismos, estará ubicado a un costado del bastidor.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DE LOS COMPONENTES QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE CORTE Y TRILLADO DE LA MÁQUINA

En este capítulo se diseñó mediante teoría de fallas, principios de estática y dinámica y se comprobó los resultados mediante el software Ansys de las diferentes partes de la máquina cosechadora integral de quinua.

Para el diseño de la máquina cosechadora integral de quinua los pasos a seguir son:

- Diseño del cabezal
- Diseño del sistema de trillado
- y por ultimo el análisis mediante el método elementos finitos en el software ANSYS.

El diseño del cabezal y del sistema de trillado estan basados en las cosechadoras de maíz, de girasol, de cereales como el trigo y la cebada, se hizo referencia a dichos datos, en vista que en la actualidad no existen máquinas cosechadoras integrales de quinua en el mercado, ni tampoco se dispone de datos adecuados.

4.1. Diseño del sistema de corte

El cabezal estará diseñado para cosechar tres hileras de quinua, con separaciones de 60 cm entre ellas en plantaciones ubicadas en llanos o con inclinaciones inferiores a 30°.

El cabezal es la parte mas importante de la máquina cosechadora, será el encargado de dar la capacidad al cosechado de la máquina.

Los puntos primordiales del cabezal de corte que se tratarán son los siguientes:

- Capacidad de trabajo del cabezal
- Sistema de corte
- Sistema de alimentación
- Sistema de transmision de potencia a los diferentes elementos
- Sistema de transporte hacia el trillado.

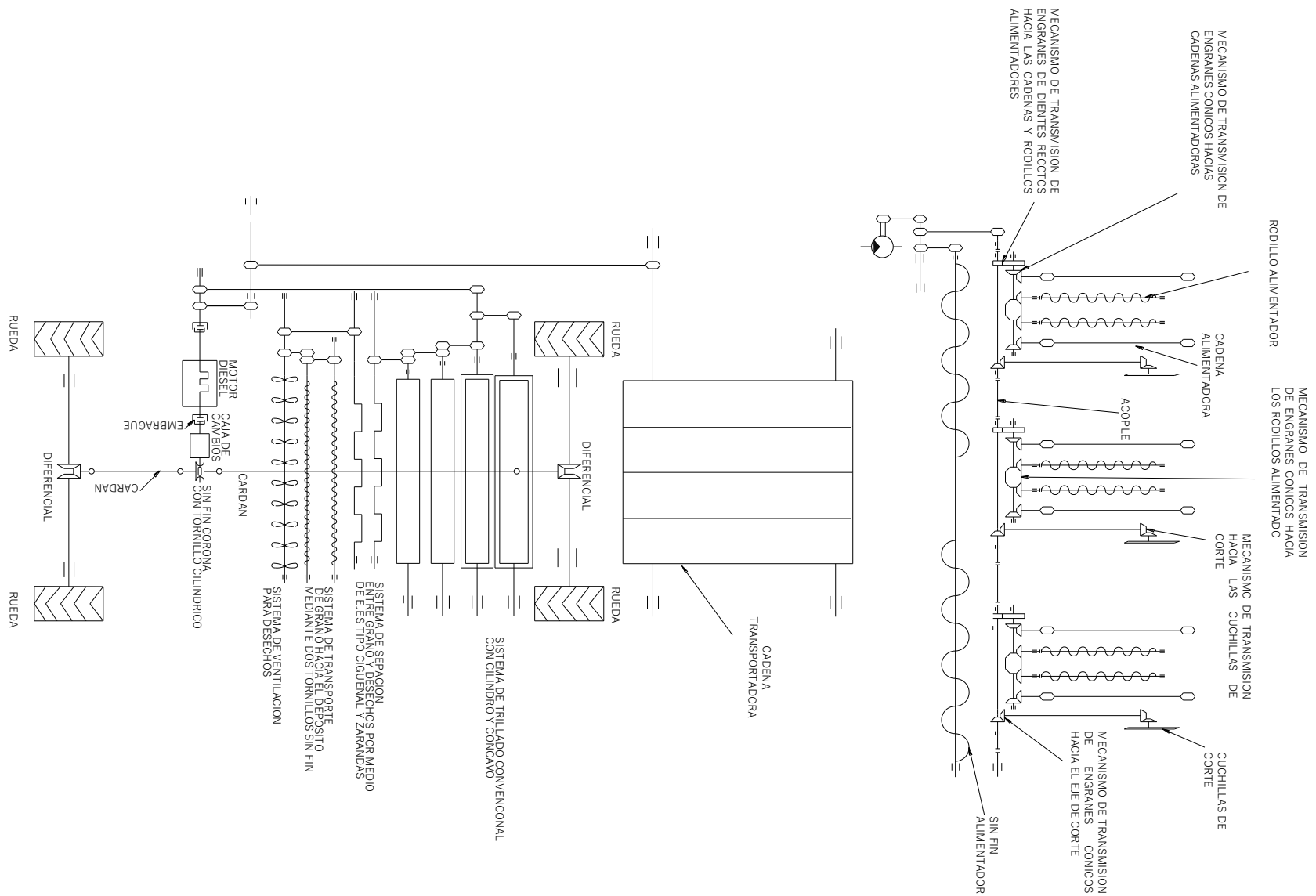


Figura 1-4: Esquema cinemático de la mini-máquina integral de quinoa

Fuente: Autores

4.1.1 Capacidad de trabajo del cabezal de corte.

Es el encargado de definir la capacidad de la máquina. (SILVEIRA REMUS, 1999a pág. 402).

$$C_t = 0,1 * v_m * B \quad (1)$$

Donde:

C_t = capacidad de trabajo [ha/h]

v_m = velocidad de avance [m/h].

B = anchura de corte [m]

La velocidad de trabajo recomendada es de $v = 4$ km/h para cosechadores de cereales según (ORTIZ CAÑAVATE, y otros, 2012 pág. 529), la tabla de las velocidades aplicadas en diferentes maquinarias se presentan en el **Anexo A**.

El ancho de corte se lo estableció de acuerdo al trabajo que se va realizar, en este caso la cosecha es de tres hileras de quinua, dichas hileras tienen por espaciamiento de 40 a 60 cm entre las mismas, por esta razón se optó por un ancho de $B = 2,0$ m

Reemplazando los valores en la ecuación (1) se obtiene la capacidad teórica de trabajo del cabezal.

$$C_t = (0,1 * 4 * 2) \text{ha/h}$$

$$C_t = 0,80 \text{ ha/h}$$

4.1.1.1. Producción teórica de corte

La producción por parcela se determinó sabiendo que la separación entre surcos es de 60 cm, la separación de las plantas está entre 8 y 10 cm (Nieto C., y otros, 1992 pág. 12). Se presenta el ensayo realizado, acerca de la masa de la planta de quinua que tiene un aproxima de 40 gr (LLANGARI TZAQUI, y otros, 2012).

Para el cálculo de la producción teórica de corte se hace uso de la siguiente ecuación:

$$C_p = P_{ha} * C_t \quad (2)$$

Donde:

C_p : Cantidad teórica procesada de corte [t/h].

P_{ha} : producción de parcela [t/ha].

C_t : Capacidad de trabajo [ha/h]

Con los datos anteriormente planteados se puede dar una aproximación del número de plantas en una hectárea.

El número aproximado de hileras por hectárea es 167 hileras, en cada metro longitudinal hay 13 plantas de quinua, y por cada hilera son 1300 plantas. Sabiendo esto se calcula un valor de 217100 plantas, con un peso aproximado de 8684 kg/ha.

De donde mediante la ecuación (2) se tiene lo siguiente:

$$C_p = (8684 * 0,80) \text{ Kg/h}$$
$$C_p = 6947,2 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left(1,93 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \right)$$

Pero para el diseño de la máquina se estableció una capacidad de procesado de 2 kg/seg es decir 7200 kg/h.

4.1.1.2. *Tiempo de trabajo operativo*

Se determina el tiempo de trabajo operativo aplicando la ecuación (3).

$$t_{op} = \frac{1}{n * Ct} \quad (3)$$

Donde:

top: tiempo de operación de la máquina (h/ha)

n: rendimiento operativo

Ct: capacidad de trabajo (ha/h)

El rendimiento del cabezal será de n=85% o 0,85 de acuerdo a la recomendación dada por (ORTIZ CAÑAVATE, 2012 pág. 531)

$$t_{op} = \left(\frac{1}{0,85 * 0,80} \right) \frac{\text{h}}{\text{ha}}$$
$$t_{op} = 1,471 \text{ h/ha}$$

De la ecuación (3) se tiene que el tiempo necesario para cosechar una hectárea que es de 1 hora, 28 minutos, y 16 segundos.

4.1.2. *Diseño del mecanismo de corte*

En la figura 2-4 se presenta el esquema cinemático donde se describen los diferentes elementos que intervienen en el proceso de corte de la planta.

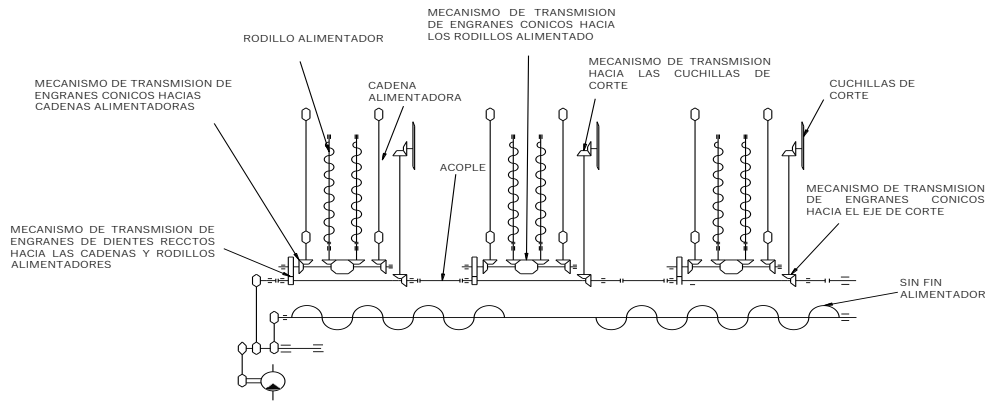


Figura 2-4: Esquema cinemático del sistema de corte para tres hileras

Fuente: Autores

El sistema de corte posee varios mecanismos de los cuales se mencionan a continuación:

- Aparato de corte
- Cadenas alimentadoras
- Rodillos alimentadores
- Caja de engranajes

4.1.2.1. Determinación de la velocidad angular requerida de las cuchillas de corte

Según el ensayo realizado de corte de tallo de quinua se obtuvo una resistencia de 1 Kgf/cm^2 , con una velocidad baja de acuerdo (LLANGARI TZAQUI, y otros, 2012), Comparado con el corte de la caña de azúcar, pues la velocidad requerida para la caña es de 20 – 50 m/seg obteniendo así un corte limpio. Por esta razón se estableció una velocidad de 10 m/seg, para el corte de plantas de quinua sin apoyo.

El mecanismo de corte por impacto vertical están conformados por un tambor y cuchillas que se encuentran ubicadas en su periferia.

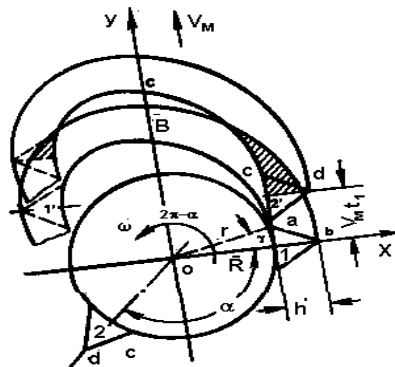


Figura 3-4: Esquema del aparato de corte inferior con rotación en el plano horizontal

Fuente: (SILVEIRA REMUS, 1999a pág. 268)

La velocidad angular requerida w se la calcula con la ecuación descrita a continuación:

$$w > \frac{v_k + v_m}{2r} \quad (4)$$

Donde:

v_m : velocidad de desplazamiento de la máquina [m/seg]

w : velocidad angular del disco [rad/seg.]

v_k : velocidad necesaria para lograr el corte de los tallos sin apoyo, la cual depende sus propiedades físico- mecánicas [m/seg.]

r : radio de los puntos interiores del filo del segmento o también conocido como radio del tambor $r = oa$. [m]

En las figuras que a continuación se presentan se muestran las limitaciones geométricas que existen.

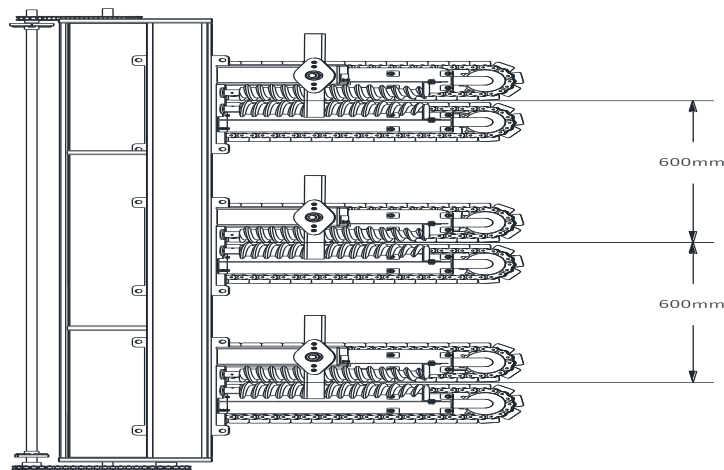


Figura 4-4: Esquema del cabezal de la máquina cosechadora integral de quinua

Fuente: Autores

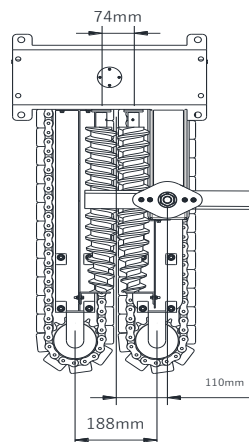


Figura 5-4: Esquema del mecanismo de corte y alimentación

Fuente: Autores

Una vez conocido los parámetros geométricos se estableció el radio del tambor y la altura del segmento cortante de acuerdo a las condiciones de las plantaciones.

$$r = 0,06\text{m y } h = 0,13\text{m}$$

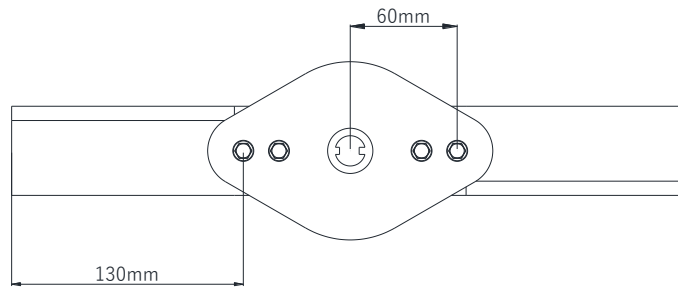


Figura 6-4: Parámetros geométricos del mecanismo de corte

Fuente: Autores

Reemplazando los valores en la ecuación (4), se determinará el valor:

$$w > \frac{10 + 1,11}{2 \times 0,06} \text{ rad/seg}$$

$$w > 92,59 \text{ rad/seg}$$

$$w > 884,19 \text{ rpm}$$

De acuerdo al cálculo y a las condiciones geométricas se tiene que $w = 900 \text{ rpm}$ o $94,25 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$.

Para calcular el número de segmentos o cuchillas que tendrá el mecanismo de corte se aplica la siguiente ecuación:

$$z = \frac{2V_m}{hw} \quad (5)$$

Donde:

z: cantidad de segmentos o cuchillas del disco.

h: altura de la parte cortante del segmento [m].

w: velocidad angular del disco [rad/seg.]

V_m : velocidad de desplazamiento de la máquina [m/seg.]

Reemplazando dichos valores en la ecuación (5) se obtiene el número de segmentos.

$$z = \frac{2 * 1,11}{0,13 * 94,25}$$

$$z = 0,1811$$

Pero para el diseño se escogió dos segmentos $z = 2$.

4.1.2.2. Determinación la fuerza de corte

El esfuerzo de corte es de 1 kgf/cm^2 y el area aproximada es de $A_q = 1,27 \text{ cm}^2$ de acuerdo con (LLANGARI TZAQUI, y otros, 2012 pág. 50) la ecuación (6) permite determinar la fuerza de corte.

$$F = F_c * A \quad (6)$$

Donde:

F_c : resistencia de corte de la quinua (Kgf/cm^2)

A: Area de corte (cm^2)

Se debe tomar en cuenta que la máquina estará en movimiento por lo cual la cuchilla abarcará más plantas de quinua y no solamente una, por esta razón se tendrá un aproximado de 10 plantas.

$$A = 10 * A_p$$

Donde se tiene que A_p : es el diámetro de la sección del tallo de la planta de quinua [cm],

$A_p = 1,27 \text{ cm}^2$, entonces:

$$A = 10 * 1,27 \text{ cm}^2$$

$$A = 12,7 \text{ cm}^2$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (6):

$$F = 1 * 12,67 \text{ kgf}$$

$$F = 12,67 \text{ kgf} \quad (124,283 \text{ N})$$

4.1.2.3. Determinación del torque del aparato de corte

En esta sección se determina el torque necesario para el corte de las plantas de quinua.

$$T = F * r_1 \quad (7)$$

Donde:

F: fuerza de corte [kgf]

r_1 : radio promedio de corte; 0,15[m].

Reemplazando los valores en la ecuación (7) se tiene lo siguiente:

$$T = (12,67 * 0,15) \text{ kfg-m}$$

$$T = 1,9 \text{ kgf-m} (18,64 \text{ N-m})$$

4.1.2.4. Cálculo del espesor de la cuchilla de corte

Para el dimensionamiento de la cuchilla de corte se aplicó la ecuación que recomienda. (BUDYNAS, y otros, 2012 pág. 309)

El límite de fluencia al corte esta dada por la siguiente ecuación:

$$S_{sy} = 0,577S_y \quad (8)$$

El material utilizado para la cuchilla es un acero AISI 5160 con un limite de fluencia de 530 Mpa el cual es resistente al impacto y al desgaste por abrasión según (MATWEB, 2017).

De la ecuacion (8) se tiene lo siguiente:

$$S_{sy} = 0,577 * 530 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 305,81 \text{ MPa}$$

Aplicando la ecuación (9) y estableciendo un factor de seguridad de 10, se determina el esfuerzo máximo cortante.

$$\tau_{max} = \frac{S_{sy}}{n_s} \quad (9)$$

$$\tau_{max} = \frac{392,36}{10} \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = 30,581 \text{ MPa}$$

En la figura siguiente se muestran las dimensiones de la cuchilla.

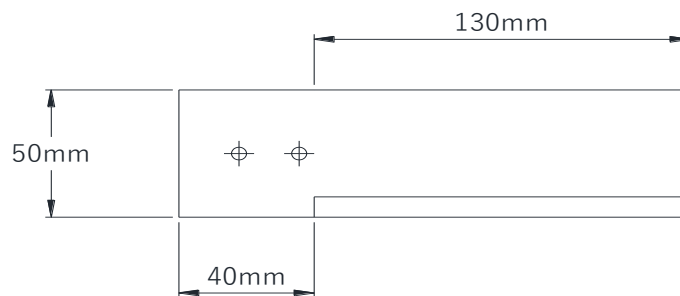


Figura 7-4: Dimensiones geométricas de la cuchilla de corte

Fuente: Autores

$$\tau_{max} = \frac{F_c}{A} \quad (10)$$

$$\tau_{max} = \frac{F_c}{h * e}$$

$$e = \frac{124,29}{50 * 30,581} \text{ mm}$$

$$e = 0,0813 \text{ mm}$$

Para el diseño se seleccionó un espesor $e = 4 \text{ mm}$

Para los parámetros geométricos se consideró según lo utilizado para el corte de caña de azúcar.

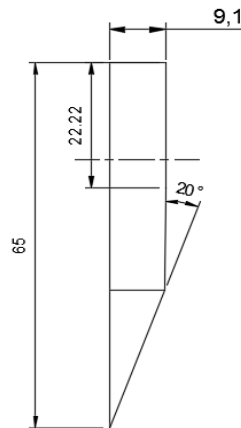


Figura 8-4: Geometría de cuchillas usadas en máquinas cosechadoras Austofft

Fuente: (LEÓN SEVILLA, 2010 pág. 8)



Figura 9-4: Parámetros geométricos de las cuchillas en cosechadoras de caña.

Fuente: (LEÓN SEVILLA, 2010 pág. 9)

En el diseño de la cuchilla de corte se estableció los siguientes parámetros geométricos de acuerdo a las figuras 8-4 y 9-4:

Angulo de afilamiento: $\beta = 20^\circ$

Angulo de inclinación: $\tau = 0^\circ$

y la forma geométrica que se utilizó es de borde de cincel, de doble filo en ambos lados.

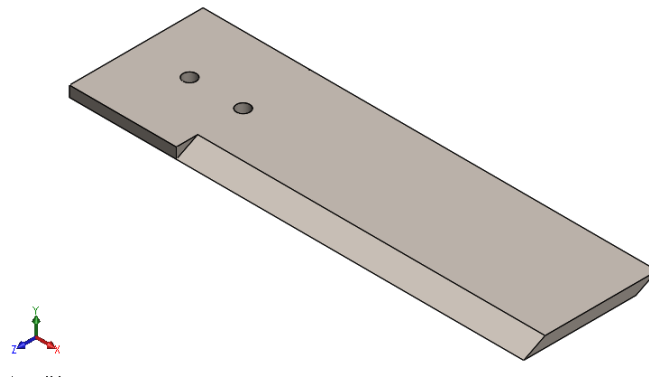


Figura 10-4: Modelación en 3D de la cuchilla de corte

Fuente: Autores

4.1.2.5. Cálculo de la potencia necesaria en la cuchilla de corte.

Para determinar la potencia se aplica la ecuación descrita a continuación.

$$P_{max} = \frac{(F_{ac} + F_{fric} + F_{eleva}) * v + (T_{ac} + T_{fric} + T_{eleva}) * n}{7160} \quad (11)$$

P_{max} : Potencia máxima generado [hp];

F_{ac} : Fuerza de aceleración [N];

F_{fric} : Fuerza de fricción [N];

F_{eleva} : Fuerza de alevación [N];

v : Velocidad [m/seg];

T_{ac} : Torque de aceleración [N.m];

T_{fric} : Torque de aceleración [N.m];

T_{eleva} : Torque de fricción [N.m];

n : Velocidad angular [rpm];

En este caso se aplicó la ecuación siguiente, ya que los demas terminos son iguales a cero:

$$P = \frac{T_{ac} * n_s}{7160} \quad (12)$$

P : potencia a transmitir [hp]

n : velocidad angular [rpm]

T_{ac} : torque de aceleración [N.m]

De donde sustituyendo en la ecuacion (12) se obtuvo el valor de la potencia necesaria para realizar el corte de los tallos de quinua.

$$P_{\text{corte}} = \frac{18,64 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 900 \text{ rpm}}{7160}$$

$$P_{\text{corte}} = 2,34 \text{ hp}$$

4.1.3. Cadenas alimentadoras

La velocidad de la cadena debe ser aproximadamente 25 a 50 % más rápido que la velocidad de avance de la máquina cuando los tallos están en posición vertical. (SRIVASTAVA, y otros, 1994 págs. 414-416)



Figura 11-4: Modelación en 3D de la cadena alimentadora del cabezal

Fuente: Autores

El cabezal de la cosechadora de quinua posee cadenas alimentadoras las que serán encargadas de atraer las plantas de quinua para ser cortadas.

Las cadenas a seleccionar son cadenas de una máquina cosechadora de girasoles, por lo tanto los requerimientos para la selección de la cadena son:

- Dos catarinas de diámetro $D = 14 \text{ cm}$.
- Distancia entre centros $c = 55 \text{ cm}$.
- Paso de cadena $\rho = 3/4 \text{ ”}$

Determinación de la velocidad angular de la cadena alimentadora:

Como anteriormente se mencionó la velocidad de avance es de $v_m = 1,1 \text{ m/seg}$, por lo tanto despejando de la siguiente ecuación se determinó la velocidad angular de la catarina de la cadena alimentadora:

$$v = w \cdot r \quad (13)$$

Pero para la determinación de la velocidad angular de la cadena alimentadora se tiene la siguiente ecuación:

$$v_m = w_{cad} \cdot r_{cad}$$

Donde:

w_{cad} : Velocidad angular de las cadenas alimentadoras

r_{cad} : Radio de la cadena alimentadora

$$w_{cad} = \frac{1,11 \text{ m/seg}}{0,07\text{m}}$$

$$w_{cad} = 15,86 \text{ rad/seg} = 151,58 \text{ rpm}$$

Para el diseño se aplicó una velocidad de cadenas alimentadoras de 200 rpm, y por lo tanto una velocidad lineal de la cadena de 1,47 m/seg, siendo de este modo un 36% más rápida que el avance la máquina.

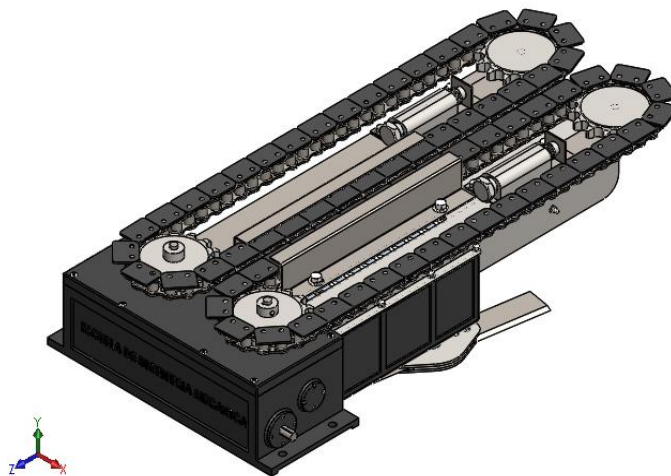


Figura 12-4: Modelación en 3D del acoplamiento de cadenas en la caja de engranes.

Fuente: Autores

4.1.3.1. Determinación de la potencia para la cadena alimentadora

Incluso para el solo movimiento de la cadena alimentadora es necesario determinar la potencia, ya que su valor posteriormente es útil en el diseño de los engranes. Como se dijo anteriormente la función que desempeña es de atraer las plantas para su posterior corte, por ende la potencia se determinó como si fueran cadenas transportadoras aplicando la ecuación (14). (COLOMBO, 2012 pág. 4).

$$P_{cad-alim} = Q * H + Q * f * L_{carga} + q_1 * f * L_{total} \quad (14)$$

Donde:

$P_{cad-alim}$: fuerza de tracción aplicada a la cadena.

Q: peso de la cadena cargada[kgf/m]

q_1 : peso por metro de las partes móviles (cadeana, troles y accesorios de sujeción) [kgf/m]

f: coeficiente de fricción producidos por la carga

L_{carga} : proyección horizontal con carga [m]

L_{total} : proyección horizontal completa del transportador [m]

H: proyección vertical del transportador [m]

Ya que transporta solo su carga la ecuación (14) se resume en:

$$P_{cad-alim} = q_1 * f * L_{total}$$

$q_1 = 0,85$ Kgf/m se determinó mediante el software Solidworks.

$f = 0,33$ de acuerdo a (COLOMBO, 2012)

$L_{total} = 0,7$ m

Por lo tanto se determina la fuerza de tracción:

$$P_{cad-alim} = 0,85 * 0,33 * 0,7 \text{ kgf}$$

$$P_{cad-alim} = 0,19635 \text{ kgf}$$

Una vez determinada la fuerza de tracción, se calcula la potencia de la cadena alimentadora mediante la ecuación (15).

$$N_t = \frac{P * v}{75} \quad (15)$$

Donde:

N_t : potencia teórica [hp]

P: fuerza de tracción [kgf]

v: velocidad lineal de la cadena [m/s]

La velocidad de la cadena en este caso es de 1,11 m/s, por lo tanto aplicando la ecuación (15) se calcula la potencia teórica:

$$N_t = \frac{0,19635 * 1,47}{75} \text{ hp}$$

$$N_t = 0,00385 \text{ hp}$$

Pero se consideró para el diseño una potencia de 0,01hp.

4.1.4. Rodillos alimentadores

Las longitudes de los rodillos oscilan generalmente entre 1 y 1,25 m y sus diámetros son de 7,5 a 10 cm, las velocidades periféricas suelen ser de 180 m / min y una separación de rodillo de 6 a 13 mm, pero serán modificados de acuerdo a las condiciones de trabajo. (SRIVASTAVA, y otros, 1994 pág. 416)

Anteriormente se calculó en el inciso 4.1.1.1. que la capacidad teórica de procesamiento de admisión de la máquina será de 7,2 ton/h, el cabezal estará diseñado para cosechar 3 hileras, aproximadamente por cada hilera pasaran una tercera parte de las plantas que serán cortadas.

4.1.4.1. Determinación de la velocidad del rodillo alimentador

La determinación de la velocidad angular se realizó con lo planteado en el inciso 4.1.3.

$$v_{rod} = w_{rod} \cdot r_{rod}$$

Donde:

v_{rod} : Velocidad del rodillo alimentador [m/min]

w_{rod} : Velocidad angular de la rodillo alimentador [rpm]

r_{rod} : Radio de la rodillo alimentador; 0,036 [m]

$$w_{rod} = \frac{180 \text{ m/min}}{0,036 \text{ m}}$$

$$w_{rod} = 5000 \frac{\text{rad}}{\text{min}} = 795,775 \text{ rpm}$$

Para el diseño se aplicó una velocidad de rodillo alimentador de 800 rpm.

Para el dimensionamiento geométrico se hizo analogía como si fuera un tornillo transportador y se utilizó la ecuación según (RAMÍREZ VILLACIS, y otros, 2011 págs. 81-87), dichos valores que se determinaron sirvió como referencia, y no como una condición obligatoria.

4.1.4.2. Dimensionamiento del rodillo alimentador

Capacidad del mecanismo de captación de la panoja

$$C_{pr} = 60 * A_t * p_t * \omega_{pr} * C_f * \delta * C_i \quad (16)$$

C_{pr} : capacidad del rodillo alimentador [tn/h]

A_{tr} : área transversal del rodillo alimentador [m²]

P_t : paso del rodillo alimentador [m]

ω_{pr} : velocidad angular rodillo alimentador [rpm]

C_f : coeficiente de llenado transversal .

δ : densidad del forraje [tn/m³]

C_i : factor que tiene en cuenta la inclinación del transportador.

El área transversal del sin fín es:

$$A_t = \frac{\pi D^2}{4} \quad (17)$$

El factor de paso normal P_t es:

$$P_t = 0,8 * D \quad (18)$$

Despejando la ecuacion (16) se determina el diámetro del transportador.

$$D_t^3 = \frac{0,0265256 * C_p}{\omega_t C_f \delta C_i}$$

ω_t : 800 rpm velocidad del rodillo alimentador

C_f : 0,45, **Anexo C1**

δ : 0,49 gr/cm³

$C_i = 1$ (El rodillo alimentador no es inclinado)

$$D_t^3 = \frac{0,0265256 * 1,2}{800 * 0,45 * 0,4925 * 1}$$

$$D_t = 0,057 \text{ m}$$

Para el diseño se opto un diámetro de rodillo alimentador de 0,072m, al ser una medida adecuada para el sistema de corte, pues, la distancia entre centros de los dos rodillos es de 76mm, lo cual limita a tomar el resultado del cálculo.

Cálculo del diámetro en tubo del eje del transportador

$$E_s = K * D \quad (19)$$

El factor K es de acuerdo a la recomendado (RAMÍREZ VILLACIS, y otros, 2011 pág. 82) se toma $K=0,44$.

$$E_s = 0,44 * 0,072 \text{ m}$$

$$E_s = 0,032 \text{ m}$$

Para el diseño se escujo el diámetro interior 0,048, ya que se debe dar una ligera presión al grupo de plantas para su posterior corte pues las dimensiones del tallo varía de 12mm a 24mm.

Cálculo del paso P_t del rodillo alimentador

$$P_t = F_p * D_t \quad (20)$$

El factor F_p es igual a 0,8 para paso normal:

$$P_t = 0,8 * 0,072$$

$$P_t = 0,0576 \text{ m}$$

Para el diseño se optó un paso de 0,03m porque el objetivo del rodillo alimentador es de dar una ligera presión a las plantas para su posterior corte.

Cálculo del espesor del cuerpo del transportador

$$E_c = 0,0104166 * D_t \quad (21)$$

$$E_c = 0,0104166 * 0,072 \text{ m}$$

$$E_c = 7,5 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$E_c = 0.75 \text{ mm}$$

Por lo tanto:

$$E_c = b_t = 0.75 \text{ mm}$$

Para el diseño se optó un espesor de 4 mm, porque de esta manera dará una mejor presión al grupo de plantas y asegurando de esta manera el corte de las mismas.

- Datos geométricos de rodillo alimentador:

$$Q_T = 2,4 \text{ [ton/hora]}$$

$$D_t = 7,2 \text{ cm} = 72 \text{ mm}$$

$$P_t = 3 \text{ cm} = 30 \text{ mm}$$

$$H_t = \frac{D_t - E_s}{2} = 12 \text{ mm}$$

$$b_t = 0,6 \text{ cm} = 6 \text{ mm}$$

$$L = 45 \text{ cm} = 450 \text{ mm}$$

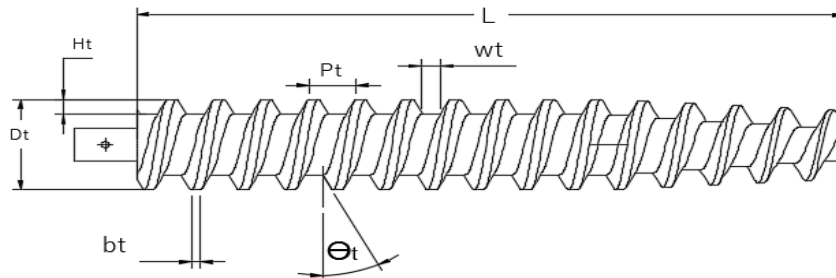


Figura 13-4: Esquema del rodillo alimentador de mies

Fuente: Autores

También para el dimensionamiento geométrico del rodillo alimentador se aplicó las siguientes ecuaciones (22) y (23) según (GÓMEZ VARGAS, y otros, 2011 pág. 42) haciendo referencia un tornillo extrusor;

Cálculo del radio medio:

$$r_m = \frac{D_t - H_t}{2} \quad (22)$$

r_m : radio medio

H_t : altura del hilo

D_t : diámetro del huesillo

$$r_m = \frac{72 - 12}{2} \text{ mm}$$

$$r_m = 30 \text{ mm}$$

Cálculo del ángulo de hélice:

$$\theta_t = \tan^{-1}\left(\frac{P_t}{2\pi \cdot r_m}\right) \quad (23)$$

P_t : paso del tornillo

θ_t : ángulo de hélice

reemplazando se tiene:

$$\theta_t = \tan^{-1}\left(\frac{30}{2\pi \cdot 28}\right)$$

$$\theta_t = 9.6^\circ \approx 10^\circ$$

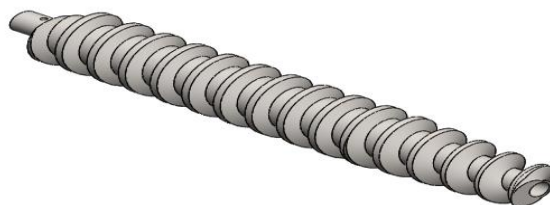


Figura 14-4: Modelado en 3D del rodillo alimentador del cabezal

Fuente: Autores

4.1.4.3. Cálculo de la potencia del rodillo alimentador

La potencia necesaria se determinó sumando las distintas potencias las cuales son, por fricción del transporte, por el material transportado y por la inclinación del transporte.

Las ecuaciones están basadas en el catálogo de Martin Material Handling.

La ecuación que se aplicó para la determinación de la potencia por la fricción es la siguiente:

$$P_f = \frac{L * \omega * F_d * F_b}{1000000} \quad (24)$$

Donde:

L: longitud del transportador 2,30 pies [ft]

ω : velocidad transportador 800 [rpm]

Fb: factor de hanger 1, **Anexo C2**

Fd: factor de diámetro del transportador 12, **Anexo C3**

Reemplazando los valores en la ecuación (24) se obtiene el siguiente valor:

$$P_f = \frac{2,3 * 800 * 12 * 1}{1000000}$$

$$P_f = 0,022 \text{ hp}$$

- Determinación de la potencia por el material a transportar:

$$P_m = \frac{c * L * \delta * F_f * F_m * F_p}{1000000} \quad (25)$$

Donde:

c: capacidad del transportador 86,05 [ft³/hora]

L: Longitud del transportador 2,3 [ft]

δ : densidad del material a transportar 30,75 [lbs/pie³]

Ff: factor de corte 1, **Anexo C4**

Fm: factor de potencia de acuerdo al material 2, **Anexo C5**

Fp: factor de mezclado 1, **Anexo C6**

Reemplazando en la ecuación (25) se tiene la potencia por el material a transportar:

$$P_m = \frac{86,05 * 2,3 * 30,75 * 1 * 2 * 1}{1000000}$$

$$P_m = 0,012 \text{ hp}$$

Al no tener inclinación la potencia por la inclinación del transporte es nula.

Entonces la potencia necesaria se determina por la siguiente ecuación:

$$P_{trans} = \frac{(P_m + P_f + P_i)F_o}{e} \quad (26)$$

Donde:

Fo: factor de sobrecarga 2,75, **Anexo C7**

e: eficiencia 85% o 0,85, de acuerdo al **Anexo C8**

Reemplazando los valores en la ecuación (26) se tiene la potencia necesaria:

$$P_{trans} = \frac{(0,012 + 0,022 + 0) * 2,75}{0,85} \text{ hp}$$

$$P_{trans} = 0,104 \text{ hp}$$

- Potencia debido a la inercia del rodillo alimentador:

$$P_{inercia} = \frac{(T_{ac}) * n}{7160}$$

T_{ac} : Torsión generado por aceleración [N.m]

n : revoluciones por minuto; $n = 800 \text{ rpm}$

$$T_{ac} = I * \alpha \quad (27)$$

I : Inercia del elemento, $I = 0,003879 \text{ kg.m}^2$.

α : Aceleración angular; $\alpha = 5,556 \text{ rad/seg}^2$

Reemplazando los valores en la ecuación (27) se determinó lo siguiente:

$$T_{ac} = (0,0021548 \text{ Kg. m}^2) * (5,556 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2})$$

$$T_{ac} = 0,0021548 \text{ N. m}$$

Donde de acuerdo a la ecuación (12) se llegó a determinar la potencia debido a la inercia del rodillo.

$$P_{inercia} = \frac{(0,0021548 \text{ N. m}) * 800 \text{ rpm}}{7160}$$

$$P_{inercia} = 0,00239 \text{ hp}$$

De lo calculado anteriormente la potencia total del rodillo será igual a la potencia necesaria para moverla en vacío sumada la potencia para realizar el trabajo.

$$P_{rod} = P_{inercia} + P_{trans}$$

$$P_{rod} = 0,106 \text{ hp}$$

4.1.5. *Diseño de la caja de mecanismo de engranajes*

Se diseñó una caja de engranajes con el objetivo de distribuir potencia a los diferentes mecanismos, en la figura 15-4 se describe el esquema cinemático de la caja de engranes.

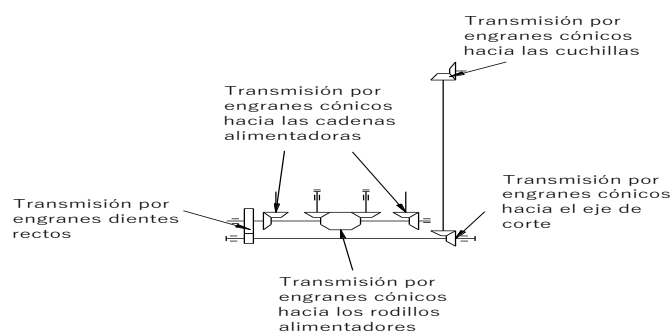


Figura 15-4: Esquema cinemático de caja de engranes

Fuente: Autores

En la figura que a continuación se presenta se muestran las velocidades angulares de las principales partes del mecanismo de corte. Cabe recalcar que dichas velocidades fueron determinadas con información de los anteriores incisos 4.1.2, 4.1.3 y 4.1.4. ya que con esta información se determinó las demás velocidades angulares de la caja de engranes.

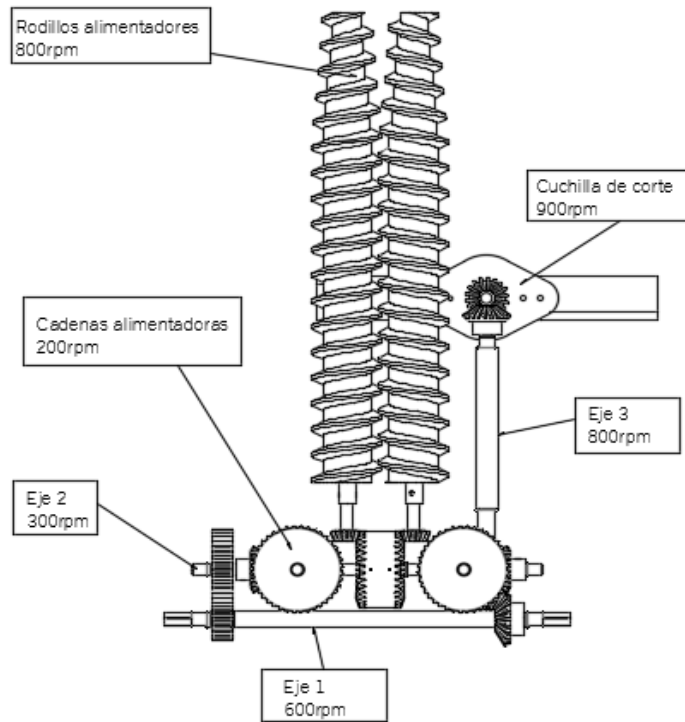


Figura 16-4: Esquema de la caja de engranes.

Fuente: Autores

4.1.5.1. Diseño de engranes rectos

Los engranes de dientes rectos son los más comunes en la transmisión de movimiento y potencia, son mas faciles de fabricar y el coste económico es menor, en la figura 17-4 se representa la nomenclatura del engrane de dientes rectos. (Budynas, y otros, 2015 pág. 726)

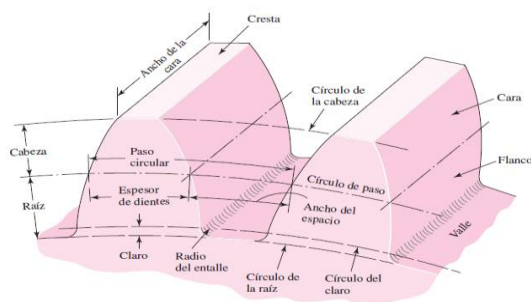


Figura 17-4: Nomenclatura de los engranes de dientes rectos

Fuente: (Budynas, y otros, 2015)

- *Cálculo de los parámetros geométricos*

En la tabla 1-4 se indica las ecuaciones necesarias para el dimensionamiento geométrico.

Tabla 1-4: Ecuaciones para calcular los parámetros geométricos de engranes rectos

Sistema Internacional	Ecuación
Paso diametral	$P_d = \frac{25,4}{m}$
Diámetro primitivo	$D_p = \frac{Z_p}{P_d}$
Diámetro exterior	$D_e = \frac{(z + 2)}{P_d}$
Paso circular	$P = \frac{\pi}{P_d}$
Espesor de diente	$e = \frac{P}{2}$
Altura de diente	$h = \frac{2,25}{P_d}$
Adéndum	$a_c = \frac{1}{P_d}$
Deddéndum	$a_p = \frac{1,25}{P_d}$
Distancia entre centro	$c = \frac{D_p + D_r}{2}$
Relación de contacto	$R_c = \frac{z}{P_d} = \frac{z}{P_d \cos \theta} = \frac{z P_d}{\cos \theta}$
Longitud de acción	$Z = \sqrt{r_{ap}^2 - r_{ap}^2} + \sqrt{r_{ar}^2 - r_{br}^2} - c \sin \theta$
Ancho de cara	$\frac{8}{P_d} < F < \frac{16}{P_d}$

Fuente: (LARBURU, 1997, pp. 322-325)

- *Cálculo del torque generado en los engranes de dientes rectos.*

El cálculo del torque se lo determinó de acuerdo a la ecuación (12)

$$H = \frac{T * n}{7160}$$

H: potencia a transmitir [hp]

n: velocidad angular a la entrada [rpm]

T: torque generado en la transmisión [N.m]

Los pares de engranes de dientes rectos estarán encargados de transmitir potencia hacía los rodillos y las cadenas alimentadoras.

Las potencias que se transmiten a los engranajes es la suma de las potencias a suministrar a las cadenas y a los rodillos alimentadores las cuales se presentan a continuación:

P_{rod}: Potencia que se debe suministrar a cada rodillo alimentador.

P_{cad}: Potencia aproximada que se debe suministrar a la cadena alimentadora.

$$P_{\text{rod}} = 0,106 \text{ hp}$$

$$P_{\text{cad}} = 0,01 \text{ hp}$$

$$H = 2 * P_{\text{rod}} + 2 * P_{\text{cad}}$$

$$H = 0,232 \text{ hp}$$

La velocidad angular del eje donde se encuentran acoplados los engranes en condiciones de trabajo es de 600 rpm.

Aplicando estos datos en la ecuación (12) se determinó el torque al cual estará sometido el par de engranes:

$$T_{\text{acp}} = 7160 \frac{H}{n}$$

$$T_{\text{acp}} = 7160 \frac{0,232 \text{ hp}}{600 \text{ rpm}}$$

$$T_{\text{acp}} = 2,77 \text{ N.m (24,5 lbf.in)}$$

Parámetros físicos geométricos del engrane de dientes rectos

n_1 : Velocidad de entrada; $n_1 = 600 \text{ rpm}$

n_2 : Velocidad de salida; $n_2 = 300 \text{ rpm}$

Z_1 : Número de dientes de entrada; $Z_1 = 18$

P_d : Paso diametral; $P_d = 10$

Relación de transmisión

$$m_G = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (28)$$

$$m_G = \frac{600}{300} = 2$$

Número de dientes Z_2

$$Z_2 = 2 * Z_1$$

$$Z_2 = 2 * 18 = 36$$

En la tabla 2-4 se detallan las dimensiones de la transmisión de engranes de dientes rectos.

Tabla 2-4: Parámetros geométricos del piñón y la rueda

Sistema Internacional	Piñón	Rueda
Paso diametral	10	
Número de dientes	18	36,00
Diámetro primitivo (in)	1,77	3,54
Diámetro exterior (in)	1,97	3,74
Paso circular (in)	0,31	0,31
Espesor de diente(in)	0,155	0,155

Fuente: Autores

Tabla 2-4: (continúa) Parámetros geométricos del piñon y la rueda

Altura de diente(in)	0,222	0,222
Adendum (in)	0,0984	0,0984
Dedendum (in)	0,1232	0,1232
Distancia entre centro (in)	2,66	
Relación de contacto	1,61	
Longitud de acción (in)	0,4681	
Ancho de cara (in)	0,945	

Fuente: Autores

- *Cálculo de la fuerza tangencial y radial en los dientes.*

La fuerza tangencial se lo determinó aplicando la siguiente ecuación.

$$W^t = 33000 \frac{H}{V_t} \quad (29)$$

Donde:

W^t : fuerza tangencial

H: Potencia, hp

V_t : velocidad de la línea de paso, pie/min

$$V_t = \frac{\pi d_p n}{12} \quad (30)$$

Donde:

V_t : velocidad de la línea de paso, pie/min

d_p : diámetro de paso de engranaje, pulg.

n: velocidad angular del engranaje, rpm

De donde se determinó

$$V_t = \frac{\pi * 1,77 * 600}{12} \text{ pie/min}$$

$$V_t = 278,031 \text{ pie/min}$$

Reemplazando en la ecuacion (29) se obtuvo la fuerza tangencial que se encuentra actuando en los dientes del engrane.

$$W^t = 33000 \frac{0,232}{278,031} \text{ lbf}$$

$$W^t = 27,54 \text{ lbf}$$

aplicando la ecuación (31) Se determinó la fuerza en dirección radial.

$$W^r = W^t \tan \varphi \quad (31)$$

Donde ϕ es el ángulo de presión e igual a 20° sustituyendo se obtuvo el valor de la fuerza radial.

$$W^r = (27,54) \tan 20^\circ$$

$$W^r = 10,02 \text{ lbf}$$

- *Esfuerzos en los engranes rectos*

“Cuando se vaya a diseñar engranes, se deben verificar dos tipos de falla, las cuales son las siguientes: fractura por fatiga debida a la variación de los esfuerzos de flexión en la raíz del diente, y fatiga superficial (picado) en la superficie del diente” (NORTON, 2011 pág. 571). Para el diseño de los engranes se aplicó las ecuaciones de la norma AGMA 2001: D04 que proporciona el libro de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

- *Esfuerzo de flexión*

La fórmula fundamental de la norma AGMA 2001:D04 para determinar el esfuerzo de flexión que se induce en los dientes de los engranes rectos se presenta a continuación.

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \frac{P_d K_m K_B}{F J} \quad (32)$$

Donde:

σ : esfuerzo de flexión [psi]

W^t : fuerza tangencial [lbf]

K_o : factor de sobrecarga

K_v : factor dinámico

K_s : factor de tamaño

P_d : paso diametral transversal

F. ancho de cara [in]

K_m : factor de forma de distribución de la carga.

K_B : factor del espesor del aro.

J: factor geométrico de resistencia a la flexión.

Factor de sobrecarga K_o

$K_o = 1$ **Anexo D1**

Factor dinámico

Para el cálculo del factor dinámico primero se determinó la velocidad lineal del piñón de la siguiente manera:

$$V_t = \frac{\pi D_p \omega}{12} \quad (33)$$

D_p : diámetro del piñón; 1,77in

ω : velocidad angular en la entrada; 600rpm.

Aplicando los datos anteriores en la ecuación (33) se obtuvo lo siguiente

$$V_t = (278,30 \text{ ft/min})$$

Q_v : calidad del engrane igual a 7, **Anexo D2**

Como Q_v esta dentro del rango: $6 \leq Q_v \leq 11$ se aplicó las siguientes ecuaciones para obtener el valor de los factores A y B:

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad (34)$$

$$B = 0,73$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (35)$$

$$A = 65,06$$

De la ecuación (36) se determinó el factor dinámico:

$$K_v = \left[\frac{A + (V)^{1/2}}{A} \right]^B \quad (36)$$

$$K_v = 1,18$$

Factor de tamaño

$$K_s = 1,192 \left[\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right]^{0,0535} \quad (37)$$

Piñón

$Y_P = 0,309$, **Anexo D3**

$$K_s = 1,192 \left[\frac{0,945\sqrt{0,309}}{12} \right]^{0,0535}$$

$$K_s = 1,008$$

$Y_G = 0,3775$

$$K_s = 1,192 \left[\frac{0,945\sqrt{0,3775}}{12} \right]^{0,0535}$$

$$K_s = 1,013$$

Factor de forma de distribución de la carga

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (38)$$

Para diente sin coronar:

$$C_{mc} = 1$$

Aplicando la ecuación (39)

$$C_{pf} \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0,025 & F \leq 1\text{pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0,375 + 0,0125F & 1 < F \leq 17\text{pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0,1109 + 0,0207F - 0,000228F^2 & 17 < F \leq 40\text{pulg} \end{cases} \quad (39)$$

De acuerdo al ancho de cara se seleccionó la siguiente ecuación:

$$C_{pf} = \frac{0,945}{10 * 1,772} - 0,025$$

$$C_{pf} = 0,02833$$

El valor de C_{pm} fue determinada mediante la ecuación (40):

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para piñón separado con } S_1/S < 0,175 \\ 1,1 & \text{para piñón separado con } S_1/S \geq 0,175 \end{cases} \quad (40)$$

De acuerdo a la ubicación de los engranajes se tiene el siguiente valor para C_{pm} :

$$C_{pm} = 1,1$$

El valor de C_{ma} se determinó mediante la siguiente ecuación:

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (41)$$

De acuerdo a la condición de las unidades de precisión, cerradas se determinó y se aplicó las condiciones extraídas del **Anexo D4**

$$C_{ma} = 0,0675 + 0,0128 * 1,772 - 0,822 * 10^{-4} * 1,772^2$$

$$C_{ma} = 0,08992$$

$$C_e = \begin{cases} 0,8 & \text{Para engranes ajustados durante el ensamble o si la} \\ & \text{compatibilidad se mejora mediante lapeado, o ambos.} \\ 1 & \text{Para todas las otras condiciones.} \end{cases} \quad (42)$$

$$C_e = 1$$

De este modo se determinó el factor K_m :

$$K_m = 1 + 1(0,02833 * 1,1 + 0,08992 * 1)$$

$$K_m = 1,121$$

Factor del espesor del aro

En la figura 18-4 se presenta los detalles del engrane de diente recto.

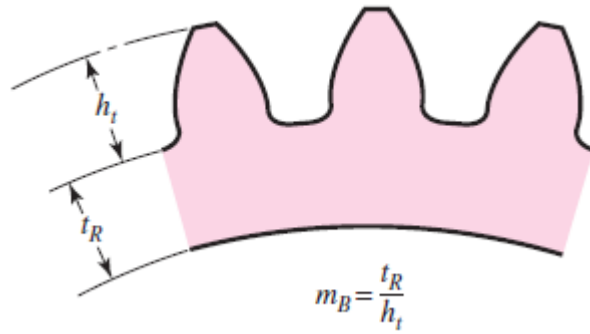


Figura 18-4: Parámetros del AGMA para el factor K_b del espesor del aro

Fuente: (Budynas, y otros, 2015)

Para determinar del valor de m_b se aplicó la siguiente ecuación:

$$m_b = \frac{t_R}{h_t} \quad (43)$$

Donde:

m_b : relación detrás del pie del diente;

t_r : espesor del “rim” desde el diámetro dedendum al diámetro interior del rim; $t_r = 11,11$

h_t : altura total del diente (suma del adendum y el dedendum); $h_t = 4,5$.

Reemplazando estos valores en la ecuación (43) se obtuvo los siguientes valores.

$$m_b = 2,47$$

Aplicando las condiciones se tiene:

$$K_B \begin{cases} 1,6 \ln \frac{2,242}{m_B} & m_B < 1,2 \\ 1 & m_B \geq 1,2 \end{cases} \quad (44)$$

$$k_B = 1$$

Factor geométrico de resistencia a la flexión

$J_p = 0,33$; **Anexo D5**

$J_R = 0,35$; **Anexo D5**

Utilizando todos los valores calculados y reemplazando en la ecuación (32) se obtuvo el valor del esfuerzo de flexión.

Piñón

$$\sigma_p = 1177,515 \text{ psi}$$

Engrane

$$\sigma_G = 1115,735 \text{ psi}$$

- *Esfuerzo permisible de flexión*

El esfuerzo admisible de flexión es la resistencia del material del engrane, ya que el objetivo del cálculo es la determinación del factor de seguridad

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R} \quad (45)$$

Donde:

σ_{perm} : esfuerzo de flexión permisible

S_t : número de esfuerzos permisible, lbf/pulg²

Y_N : factor de duración o vida.

K_T : factor de temperatura.

K_R : factor de confiabilidad

S_F : factor de seguridad AGMA, una relación de esfuerzo

Determinación de los factores:

Número de esfuerzos de flexión permisible

Acero AISI 1015 de grado 1 cementado, de durezza $H_{BP}=250$ y $H_{BG}= 250$, **Anexo D6**

Piñón

De acuerdo a la ecuación (46) se determina el esfuerzo de flexión permisible, grado 1

Anexo D7

$$S_{tP} = 77,3H_B + 12800 \text{ psi} \quad (46)$$

$$S_{tP} = 32125 \text{ psi}$$

Engrane

$$S_{tG} = 32125 \text{ psi}$$

Factor de duración o vida

El cálculo del número de ciclos se realizó según (MOTT, 2006 pág. 396)

$$N_c = (60)(L)(n)(q) \quad (47)$$

Donde:

N_c : número de ciclos de carga esperado

L : vida de diseño, en horas

n : velocidad de giro del engrane, en rpm

q: número de aplicaciones de carga por revolución

Se estableció la vida de diseño de unas 20000 horas para piñón y engrane, como si fuera maquinaria industrial en general.

Piñón

$$N_{cp} = (60)(20000)(600)(1)$$

$$N_{cp} = 7,2 * 10^8$$

Engrane

$$N_{cp} = (60)(20000)(300)(1)$$

$$N_{cG} = 3,6 * 10^8$$

Determinando de este modo el factor de vida:

$$Y_{NP} = 0,943, \text{ Anexo D8}$$

$$Y_{NG} = 0,955, \text{ Anexo D8}$$

Para condiciones de trabajo menores

$$K_T = 1, \text{ menor de } 120 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Factor de confiabilidad

$$K_R = 1, \text{ para una confiabilidad de } 99 \%, \text{ Anexo D9}$$

Reemplazando el valor de los factores en la ecuación (45) se obtuvo el valor del esfuerzo de flexión permisible.

Piñón

$$(\sigma_{fp})_{adm} = 30293.875 \text{ psi}$$

Engrane

$$(\sigma_{fp})_{adm} = 30679.375 \text{ psi}$$

- Cálculo del factor de seguridad a flexión.

El factor de seguridad se determinó de acuerdo a la norma ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04, tanto a flexión como a contacto.

Piñón

$$S_{Fp} = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma} \quad (48)$$

$$S_{Fp} = 25,73$$

Engrane

$$S_{FG} = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma} \quad (49)$$

$$S_{FG} = 27,5$$

- *Esfuerzo de contacto*

También conocido como falla por fatiga superficial en los dientes, debido a las elevadas cargas de contacto superficial que remueven las partículas en la superficie.

La ecuación utilizada para el cálculo del esfuerzo por contacto es la siguiente:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I}} \quad (50)$$

Donde:

σ_c : esfuerzo de contacto [psi].

C_p : coeficiente elástico ($\sqrt{lbf/pulg^2}$)

C_f : factor de condición superficial

d_p : diámetro de paso del piñón

I : factor geométrico de resistencia a la picadura

- Determinación de los factores

Coeficiente elástico

$C_p = 2300\sqrt{\text{psi}}$, de acuerdo al **Anexo D10**

Factor de condición superficial

$C_f = 1$,

Factor geométrico de resistencia a la picadura

$$I = \begin{cases} \frac{\cos \varphi_t \sin \varphi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{engranes externos} \\ \frac{\cos \varphi_t \sin \varphi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} & \text{engranes internos} \end{cases} \quad (51)$$

Para engranes cónicos de dientes rectos $m_N = 1$, entonces:

$$I = \frac{\cos 20^\circ \sin 20^\circ}{2} \frac{2}{2 + 1}$$

$$I = 0,1071$$

Reemplazando todos los valores calculados anteriormente en la ecuación (50) se obtuvo el esfuerzo por contacto.

Piñón

$$\sigma_{cp} = 32929,61 \text{ psi}$$

Engrane

$$\sigma_{cG} = 32929,61 \text{ psi}$$

Esfuerzo admisible de contacto

Es el esfuerzo real que puede resistir el material del cual estará fabricado el engranaje, siendo comparado con el esfuerzo de contacto para la determinación de el factor de seguridad.

$$\sigma_{c_{perm}} = \frac{S_c Z_N C_H}{S_H K_T K_R} \quad (52)$$

$\sigma_{c_{perm}}$: esfuerzo de contacto permisible [psi]

S_c : esfuerzos de contacto permisibles, lbf/pulg²

Z_N : factor de vida de ciclos de esfuerzo

C_H : factor de relación de durezas de resistencia a la picadura para el engrane.

K_T : factor de temperatura

K_R : factor de confiabilidad

S_H : factor de seguridad AGMA, una relación de esfuerzo

- *Determinación de los factores*

Esfuerzos de contacto permisibles

De acuerdo al **AnexoD11**

Piñón

$$S_{cp} = 322H_B + 29100\text{psi} \quad (53)$$

$$S_{cp} = 322 * 250 + 29100\text{psi}$$

$$S_{cp} = 109600\text{psi}$$

Engrane

$$S_{cG} = 109600\text{psi}$$

- Factor de vida de ciclos de esfuerzo

De acuerdo al **AnexoD12**

Piñón

$$Z_N = 1,4488N^{-0,023} \quad (54)$$

$$Z_N = 0,931$$

Engrane

$$Z_N = 0,946$$

- Factor de relación de durezas de resistencia a la picadura para el engrane

Para la determinación de factor C_H se aplicó la siguiente ecuación:

$$C_H = 1,0 + A'(m_G - 1,0) \quad (55)$$

Donde:

m_G : es la relación de las velocidades

A' : se calcula dependiendo de la razón de la dureza:

$$\begin{cases} \frac{(BH)_p}{(BH)_r} < 1,2 & A = 0 \\ \frac{(BH)_p}{(BH)_r} < 1,2 & A = 0,00698 \end{cases} \quad (56)$$

Reemplazando los valores antes mencionados en la ecuación (55) se tiene el valor de C_H :

$$C_H = 1$$

Aplicando los valores calculados en la ecuación (52) se obtiene el valor del esfuerzo de contacto admisible:

Piñón

$$(\sigma_{cp})_{adm} = 102037.6 \text{ psi}$$

Engrane

$$(\sigma_{cG})_{adm} = 103681.6 \text{ psi}$$

De donde se obtiene el factor de seguridad por contacto de acuerdo a la ecuación (57).

Piñón

$$S_{Hp} = \frac{S_c Z_N / K_T K_R}{\sigma_c} \quad (57)$$

$$S_{Hp} = 3,1$$

Engrane

$$S_{HG} = \frac{S_c Z_N C_H / K_T K_R}{\sigma_c} \quad (58)$$

$$S_{HG} = 3,14$$

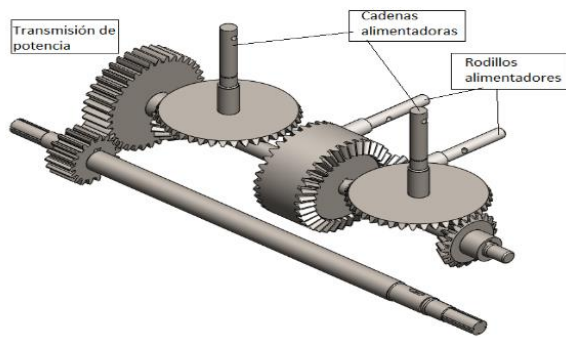


Figura 19-4: Transmisión de potencia mediante engranes de dientes rectos.

Fuente: Autores

4.1.5.2. Diseño de engranes cónicos

Según las recomendaciones de Norton, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (2015) las velocidades para engranajes cónicos espirales es de 8000 fpm (40 m/seg), y para engranes cónicos rectos es de 1000 fpm (5 m/seg), siendo la primera más silenciosa pero al mismo tiempo mas costosa que el segundo. La relación de transmisión para ambos engranes es de 5:1 cuando se utilice incrementos de velocidad.

En los engranes cónicos o espirales el ángulo de presión más común es de 20° ; En los engranes de espiral el mas frecuente es de 35° ; En la figura 20-4 se representan dos engranes cónicos de dientes rectos.

Se optó por el engrane cónico de dientes rectos por los siguientes requerimientos: el costo es económico, facilidad de fabricación al estar por debajo de la velocidad limite que recomiendan los libros de diseño. Para el diseño se utilizó las remendaciones de la norma ANSI/AGMA 2003-B97 que describe en el libro de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

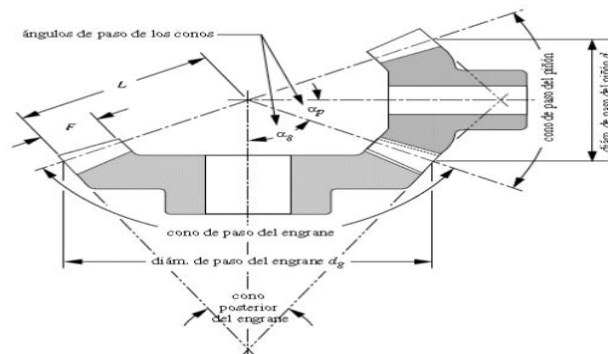


Figura 20-4: Parámetros de la sección transversal de engranes cónicos

Fuente: (NORTON, 2011 pág. 623)

- *Cálculo de los parámetros geométricos de los engranajes cónicos.*

En la tabla 3-4 se indican las ecuaciones necesarias para el dimensionamiento geométrico.

Tabla 3-4: Ecuaciones para el cálculo geométrico en engranes cónicos

Sistema Ingles	Ecuación	
Paso	$P_d = \frac{25,4}{m}$	
Distancia de cono	Piñon	Rueda
	$A_{op} = \frac{0,5D_p}{\sin \gamma_p}$	$A_{or} = \frac{0,5D_r}{\sin \Gamma}$
Ancho nominal	$F_{nom} = 0,3A_{op}$	$F_{nom} = 0,3A_{or}$
Ancho máximo de cara	$F_{max} = \frac{A_o}{3}; F_{max} = \frac{10}{P_d}$	
Distancia principal del cono	$A_m = A_o - 0,5F$	
Paso circular primitivo	$P_m = \frac{\pi A_m}{\rho A_o}$	
Altura	$h = \frac{2A_m}{P_d A_o}$	
Clearance	$c = 0,125 * h$	
Profundidad agujero principal	$h_m = h + c$	
Factor de adendum	$C_1 = 0,21 + \frac{0,29}{i^2}$	
Adendum	$a_p = h - a_r$	$a_r = C_1 h$
Dedendum	$b_p = h_m - a_p$	$b_r = h_m - a_r$
Ángulo de dedendum	$\delta_p = \tan^{-1}\left(\frac{b_p}{A_{mG}}\right)$	$\delta_r = \tan^{-1}\left(\frac{b_r}{A_{mG}}\right)$
Adendum exterior	$a_{op} = a_p + 0,5F \tan \delta_r$	$a_{or} = a_r + 0,5F \tan \delta_b$
Diametro exterior	$d_o = D + 2a_{op} \cos \gamma$	$D_o = D + 2a_{or} \cos \Gamma$

Fuente: (LARBURU, 1997)

- *Determinación de la potencia que actúa en la transmisión por engranes cónicos hacía el eje de corte.*

El diseño del mecanismo de corte es similar al diseño de una caja reductora, es decir, la potencia es igual en todo punto de transmisión.

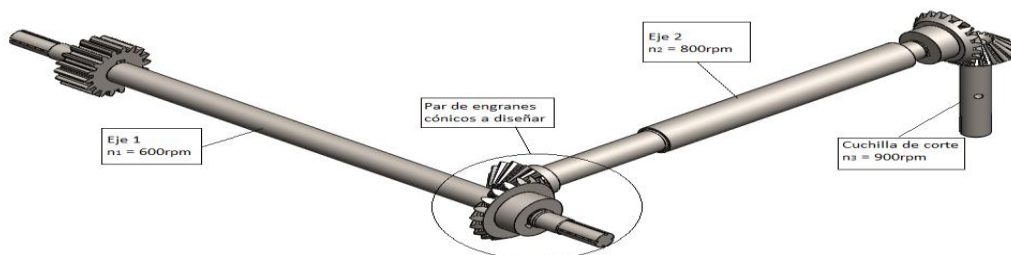


Figura 21-4: Mecanismo de transmisión de engranes cónicos hacía el eje de corte

Fuente: Autores

La potencia a transmitir es la potencia necesaria para el corte limpio de la planta de quinua, lo cual fue calculado anteriormente en el inciso 4.1.2.5 , al igual que la velocidad angular que se determinó en el inciso 4.1.2.1, dichos valores se muestran a continuación:

$$H_{corte} = 2,36 \text{ hp}$$

$$n_1 = 600 \text{ rpm}$$

- *Torque generado en el engrane cónico*

Se determinó el torque generado en el par de engranes cónicos de la siguiente manera:

$$T_p = \frac{(2,36 \text{ hp}) * 7160}{600 \text{ rpm}}$$

$$T_p = 28,11 \text{ N.m}$$

Parámetros físicos geométricos del par de engranes cónicos de dientes rectos

n_1 : Velocidad de entrada; $n_1 = 600 \text{ rpm}$

n_2 : Velocidad de salida; $n_2 = 800 \text{ rpm}$

Z_1 : Número de dientes de entrada; $Z_1 = 20$

P_d : Paso diametral; $P_d = 8$

Relación de transmisión

$$m_G = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$m_G = \frac{600}{800} = 0,75$$

Número de dientes Z_2

$$Z_2 = 2 * Z_1$$

$$Z_2 = 0,75 * 20 = 15$$

En la tabla 4-4, se detallan las dimensiones de la transmisión de engranes cónicos de dientes rectos.

Tabla 4-4: Parámetros geométricos de engranes cónicos de dientes rectos

Velocidad angular	Entrada (rpm)	600	
	Salida (rpm)	800	
Relación de transmisión m_G		0,75	
Angulo de presión		20	
Paso diametral transversal		8	
Angulo primitivo	Piñón γ (°)	53,13	
	Engrane Γ (°)	36,87	
Diámetro de paso (in)		2,50	1,88
Distancia de cono (in)		1,56	

Fuente: Autores

Tabla 4-4: (continua) Parámetros geométricos de engranes cónicos de dientes rectos

Ancho de cara para el diseño (in)	0,866	
Distancia principal del cono (in)	0,94	
Paso circular primitivo (in)	0,24	
Espesor del diente (in)	0,20	
Clearance	0,02	
Profundidad agujero principal (in)	0,17	
Adendum (in)	0,11	
Dedendum (in)	0,13	
Diámetro Exterior (in)	2,60	2,19
Número de dientes	Piñón	Engrane
	20	15

Fuente: Autores

- *Análisis de las fuerza de contacto*

En este caso al ser engranes cónicos la fuerza se descompone en 3 componentes, siendo estas: las componentes radial, axial y tangencial, las cuales se calculan mediante las ecuaciones que se describen a continuación.

Radio promedio (r_m)

$$r_m = \frac{d_p}{2} - \frac{F}{2} \sin \gamma \quad (59)$$

F: Ancho de cara

γ : Angulo primitivo de piñón.

d: Diámetro primitivo del piñón

$$r_m = 22,95 \text{ mm}$$

Fuerza tangencial [W_t]

$$W^t = \frac{T_p}{r_m} \quad (60)$$

T_p : torque generado por el piñón [N.m]

$$W^t = 1224,64 \text{ N}$$

Fuerza radial [W_r]

$$W_r = W^t \cos \gamma \tan \phi \quad (61)$$

ϕ : Ángulo de presión; $\phi = 20^\circ$

$$W_r = 122,46 \text{ N}$$

Fuerza axial [W_a]

$$W_a = W_t \sin \gamma \tan \phi \quad (62)$$

$$W_a = 356,59 \text{ N}$$

Esfuerzo en engranes cónicos

Esfuerzo de flexión

Al igual que en el caso de engranes de dientes rectos se comienza la determinación del esfuerzo de flexión con las ecuaciones de la norma ANSI/AGMA 2003-B97

$$S_t = \frac{W^t}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_x J} \quad (63)$$

Donde:

S_t : esfuerzo de trabajo por flexión en los dientes [psi]

W^t : fuerza tangencial [lbf]

F: ancho de cara [in]

P_d : Paso diametral

K_o : factor sobre carga

K_v : factor dinámico

K_s : factor de tamaño

K_m : factor distribución de cargas

K_x : factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión.

J: factor geométrico

- *Fuerza de resistencia tangencial*

Mediante la determinación de esta fuerza se calculó el esfuerzo de flexión y el esfuerzo de de contacto.

$$W^t = 33000 \frac{hp}{v_t}$$

Primero se calculó la velocidad lineal del piñón de la siguiente manera aplicando la ecuación (33):

$$V_t = \frac{\pi D_p \omega}{12}$$

Donde:

D_p : diametro del piñón; 1,97 in

ω : velocidad angular en la entrada; 600rpm.

Aplicando los datos anteriores en la ecuación (33) se obtuvo lo siguiente

$$V_t = (392,70 \text{ ft/min})$$

Entonces se determinó la fuerza tangencial:

$$W^t = 33000 \frac{2,36}{392,70} \text{ lbf}$$

$$W^t = 198,32 \text{ lbf}$$

- *Determinación de los factores:*

Factor sobre carga

$K_o = 1$, de acuerdo al **Anexo D1**

Factor dinámico

Q_v : calidad del engrane igual a 7, **Anexo D2**, de acuerdo a la velocidad lineal del piñón.

Como Q_v esta dentro del rango $6 \leq Q_v \leq 11$ se aplica las siguientes ecuaciones de los factores A y B:

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4}$$

$$B = 0,73$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$A = 65,06$$

De la ecuación (36) se determina el factor dinámico:

$$K_v = \left[\frac{A + (V)^{1/2}}{A} \right]^B$$

$$K_v = 1,214$$

Factor de tamaño

$$K_s = \begin{cases} 0,4867 + 0,2132/P_d & 0,5 \leq P_d \leq 16 \text{ pulg} \\ 0,5 & P_d > 16 \text{ pulg}^{-1} \end{cases} \quad (64)$$

Al ser el paso diametral igual a $P_d = 8$, determina el factor de tamaño

$$K_s = 0,4867 + 0,2132/P_d$$

$$K_s = 0,5134$$

Factor distribución de cargas

$$K_m = K_{mb} + 0,0036F^2 \quad (65)$$

Donde

$$K_{mb} = \begin{cases} 1,0 & \text{ambos miembros montados} \\ & \text{separados.} \\ 1,1 & \text{un miembro montado separado.} \\ 1,25 & \text{ningún miembro montado} \\ & \text{separado.} \end{cases} \quad (66)$$

Ancho de cara $F = 0,866$ in y $K_{mb} = 1,1$,

$$K_m = 1,113$$

Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión

Para engranes cónicos rectos

$$K_x = 1$$

- Factor geométrico

Se determinó de acuerdo al **Anexo D14**

J_p : 0,201, Anexo **D12**.

J_R : 0,175 Anexo **D12**.

Reemplazando todos los factores determinados en la ecuación (63) se obtuvo lo siguiente:

Piñón

$$S_{t-p} = 6265,005psi$$

Engrane

$$S_{t-g} = 7195,81psi$$

- *Esfuerzo de flexión permisible*

Es la resistencia del material del engrane, para posteriormente calcular el factor de seguridad el cual se determina por la ecuación (67).

$$S_{wt} = \frac{S_{at}K_L}{S_F K_T K_R} \quad (67)$$

S_{wt} : esfuerzo de flexión permisible

S_{at} : número de esfuerzos flexión permisible

K_L : factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión

K_T : factor de temperatura

K_R : factor de confiabilidad de resistencia a la flexión

S_F : factor de seguridad por flexión

- Determinación de los factores
- Número de esfuerzos flexión permisible

Para el cálculo del número de esfuerzo permisible se utilizó el acero AISI 1045, templado y revenido, con una dureza de $H_{BP}=610$ y $H_{BG}= 610$, **Anexo D6**, para grado 2. **Anexo D15**.

$$S_{at} = 48H_B + 5980 \quad (68)$$

Piñón

$$S_{at} = 35260psi$$

Engrane

$$S_{at} = 35260psi$$

Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión

Se establece la vida de diseño de unas 20000 horas para piñón y engrane, como si fuera maquinaria industrial en general.

Piñón

$$N_{cp} = (60)(20000)(600)(1)$$

$$N_{cp} = 7,2 * 10^8$$

Engrane

$$N_{cp} = (60)(20000)(800)(1)$$

$$N_{cG} = 9,6 * 10^8$$

De acuerdo al **Anexo D16** se estableció la ecuación para determinar el factor K_L

$$K_L = 1.3558N_L^{-0.0178} \quad (69)$$

Piñón

$$K_{LP} = 0,943$$

Engrane

$$K_{LG} = 0,938$$

Factor de temperatura

$$K_S = \begin{cases} 1 & 32^\circ F \leq t \leq 250^\circ F \\ \frac{460 + t}{710} & t > 250^\circ F \end{cases} \quad (70)$$

$K_T = 1$, Temperatura de trabajo menor de 250 °F

Factor de confiabilidad de resistencia a la flexión

$$K_R = \begin{cases} 0,5 - 0,25\log(1 - R) & 0,99 \leq R \leq 0,999 \\ 0,70 - 0,15\log(1 - R) & 0,90 \leq R \leq 0,99 \end{cases} \quad (71)$$

Para $R=0.99$, se determina el factor K_R

$$K_R = 0.70 - 0.15\log(1 - R)$$

$$K_R = 1$$

Reemplazando los factores ya determinados en la ecuación (67) se obtuvo el esfuerzo de flexión admisible.

Piñón

$$S_{wt-p} = 33251,97psi$$

Engrane

$$S_{wt-G} = 33082,13\text{psi}$$

Factor de seguridad a flexión AGMA

$$S_F = \frac{S_{wt}}{S_t} \quad (72)$$

Piñón

$$S_{Fp} = 5,27$$

Engrane

$$S_{FG} = 4,57$$

- *Cálculo del esfuerzo a contacto*

Para la determinación del esfuerzo de contacto se tiene la ecuación:

$$S_c = \sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W^t}{F d_p I} K_o K_v K_m C_s C_{xc}} \quad (73)$$

S_c : Número de esfuerzo de flexión de contacto calculado.

C_p : Coeficiente elástico (lbf/pulg²)^{0.5}

I : Factor geométrico de resistencia a picadura

C_s : factor de tamaño de resistencia a picadura

C_{xc} : factor de coronamiento de resistencia a picadura

Derminación de los factores:

Coeficiente elástico

$C_p = 2290\sqrt{\text{psi}}$, para aceros

Factor geométrico de resistencia a picadura

$I = 0,0575$; de acuerdo al **Anexo D17**.

Factor de tamaño de resistencia a picadura

$$C_s = \begin{cases} 0.5 & F < 0.5\text{pulg.} \\ 0,125F + 0.4375 & 0.5 \leq F \leq 4.5\text{pulg} \\ 1 & F > 4,5\text{pulg} \end{cases} \quad (74)$$

De acuerdo al ancho de cara del engrane cónico se tiene lo siguiente.

$$C_s = 0,125 * 0,866 + 0,4375$$

$$C_s = 0,546^*$$

Factor de coronamiento de resistencia a picadura

$$C_{xc} = \begin{cases} 1,5 & \text{dientes coronados en forma adecuada} \\ 2,0 & \text{o dientes más grandes no coronados} \end{cases} \quad (75)$$

$$C_{xc} = 1,5$$

Aplicando los factores ya determinados en la ecuación (73).

$$\sigma_c = 95710,44 \text{ psi}$$

- *Esfuerzo de contacto permisible*

Para la determinación del esfuerzo admisible de contacto se lo realizó mediante la ecuación (76).

$$S_{wc} = (\sigma_c)_{\text{perm}} = \frac{S_{ac} C_L C_H}{S_H K_T K_R} \quad (76)$$

S_{wc} : número de esfuerzo por contacto permisible (lbf/pulg²)

S_{ac} : números de esfuerzos de contacto permisibles (lbf/pulg²)

C_L : factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura

C_H : factor de relación de la dureza de resistencia a picadura

K_T : factor de temperatura (°C)

K_R : factor de confiabilidad por picadura

S_H : factor de seguridad por contacto

- *Determinación de los factores*

Números de esfuerzos de contacto permisible

De acuerdo a lo calculado anteriormente y al **Anexo D18** se determinó el factor S_{ac} .

$$S_{ac} = 363,6H_B + 29560 \quad (77)$$

Piñón

$$S_{acp} = (363,6 * 610 + 29560)$$

$$S_{ac-p} = 251356 \text{ psi}$$

Engrane

$$S_{ac-g} = 251356 \text{ psi}$$

Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura

De acuerdo al número de ciclos de carga esperado ya calculado anteriormente se determina, aplicando la ecuación extraída del **Anexo D19**.

$$C_L = 3,4822N_L^{-0.0602} \quad (78)$$

Piñón

$$C_L = 3,4822 * (7,2 * 10^8)^{-0.0602}$$

$$C_L = 1.02$$

Engrane

$$C_L = 3,4822 * (9,6 * 10^8)^{-0.0602}$$

$$C_L = 1.0026$$

Factor de relación de la dureza de resistencia a picadura

Ya que la relación de dureza del piñón y el engrane es igual a 1, el factor C_H es igual a 1.

$$\frac{(BH)_p}{(BH)_r} < 1,2 \quad \text{entonces } C_H=1$$

Aplicando los valores calculados en la ecuación (76):

Piñón

$$S_{wc-p} = 256407,99 \text{ psi}$$

Engrane

$$S_{wc-G} = 252005,63 \text{ psi}$$

La determinación del factor de seguridad es analógica a la ecuación (79).

$$S_H = \frac{S_{wc}}{S_c} \quad (79)$$

Piñón

$$S_{Hp} = 2,67$$

Engrane

$$S_{Hg} = 2,62$$

Los resultados del diseño de los engranes cónicos para la transmisión de potencia hacia el eje de corte se muestran mediante una tabla. Dichos cálculos se realizó con el programa excel.

Los resultados del cálculo de los demás engranes cónicos se presentan mediante tablas donde se detallan las dimensiones geométricas y todos los demás factores que intervienen en el diseño.

- *Transmisión por engranes cónicos de dientes rectos para las cuchillas:*

Datos para el diseño:

Los datos son resultados de anteriores cálculos realizados anteriormente.

$$P = 2,36 \text{ hp}$$

$$W = 800 \text{ rpm}$$

$$T = 21,08 \text{ N.m (calculado mediante la ecuacion (12))}$$

Para el cálculo del número de esfuerzo admisible de la AGMA se utilizó el acero AISI 1045, templado y revenido. Con una dureza de 610 HBr, para grado 1.

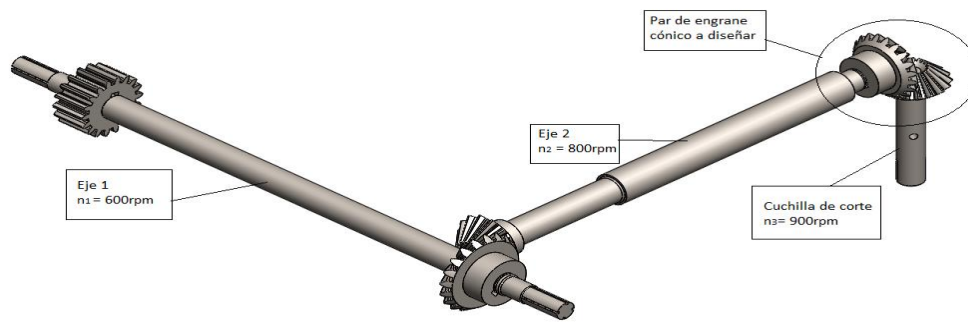


Figura 22-4: Mecanismo de transmisión de potencia hacia las cuchillas de corte

Fuente: Autores

Tabla 5-4: Parámetros de engranes cónicos para el aparato de las cuchillas de corte.

Velocidad angular	Entrada (rpm)	800	
	Salida (rpm)	900	
Relación de transmisión m_G		0,889	
Angulo de presión		20	
Paso diametral transversal		8	
Angulo primitivo	Piñón γ (°)	48,37	
	Engrane Γ (°)	41,63	
		Geometría	
		Piñón	Engrane
Número de dientes		20	17
Diámetro de paso (in)		2,50	2,13
Distancia de cono (in)		1,67	
Ancho de cara para el diseño (in)		0,748	
Distancia principal del cono (in)		1,05	
Paso circular primitivo (in)		0,25	

Fuente: Autores

Tabla 5-4: (continua) Parametros de engranes cónicos para el aparato de las cuchillas de corte

Espesor del diente (in)	0,20	
Clearance	0,02	
Profundidad agujero principal (in)	0,18	
Adendum (in)	0,09	
Dedendum (in)	0,11	
Diámetro Exterior (in)	2,66	2,46

Fuente: Autores

Tabla 6-4: Resultados del diseño de engranes cónicos (cuchillas de corte)

Potencia	hp	2,36	
Torque Tp	lbf-in	186,91	
	N.m	21,12	
Radio promedio	in	0,97	
	mm	24,65	
Análisis de resistencia			
Fuerza tangencial	N	661,74	
	lbf	148,74	
Fuerza radial	N	160,01	
	lbf	35,97	
Fuerza axial	N	180,02	
	lbf	40,46	
Análisis de fuerza			
Fuerza tangencial	N	856,89	
	lbf	192,60	
Fuerza radial	N	207,20	
	lbf	46,57	
Fuerza axial	N	233,10	
	lbf	52,39	
Diseño a flexión			
		Piñón	Engrane
Factor geométrico J		0,187	0,201
Factor de calidad Qv		7	
Factor Dinámico KV		1,25	
Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión Kx		1,00	
Factor sobre carga Ko		1	
Factor de tamaño Ks		0,51335	
Factor distribución de cargas Km		1,112	
Esfuerzo por Flexión St (psi)		6052,73	5631,15
Esfuerzo Flexión Permisible			
Tipo de acero	AISI	1045	1045
	HBN	610	610
Numero de esfuerzos admisibles de la AGMA Sat (psi)		35260	35260
Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión KL		0,9382	0,9363
Factor de temperatura KT(Ct)		1	
Factor de confiabilidad de resistencia a la flexión KR		1	
Esfuerzo a flexión admisible Swt		33082,13	33012,85
Factor de seguridad por flexión SF		5,47	5,86
Esfuerzo a contacto			
Factor geométrico de resistencia a picadura I		0,0614	
Factor elástico Cp ((lbf/pulg ²) ^{0.5})		2290	
Factor de tamaño de resistencia a picadura Cs		0,5310	
Factor de coronamiento de resistencia a picadura Cxc		1,5	
Número de esfuerzo de flexión de contacto calculado Sc (psi)		597191,45	597191,45

Fuente: Autores

Tabla 6-4: (continúa) Resultados del diseño de engranes cónicos(cuchillas de corte)

Esfuerzo admisible de contacto		
Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura CL	1,00	1,00
Número de esfuerzos de contacto permisible Sac (psi)	251356,00	251356
Factor de relación de la dureza de resistencia a picadura CH		1
Número de esfuerzo por contacto permisible Swc (psi)	252005,63	250225,09
Factor de seguridad por contacto	2,91	2,89

Fuente: Autores

- *Transmisión por engranes cónicos para la cadena alimentadora*

Datos para el diseño:

Los datos son resultados de cálculos anteriores realizados.

$$P_{cad} = 0,01 \text{ hp}$$

$$n_{cad} = 300 \text{ rpm}$$

$$T_{cad} = 0,24 \text{ N.m (calculado mediante la ecuación (12))}$$

Para el cálculo del número de esfuerzo admisible de la AGMA se utilizó el acero AISI 1015 normalizado. Con una dureza de 110 HBr, para grado 1.

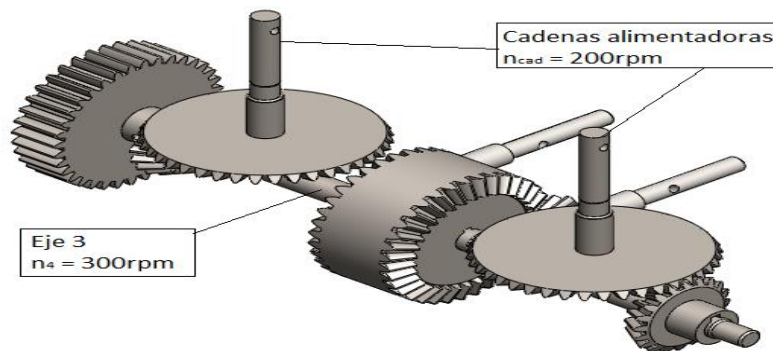


Figura 23-4: Transmisión por engranes cónicos hacia las cadenas alimentadoras

Fuente: Autores

Tabla 7-4: Parámetros geométricos de los engranes cónicos para cadenas alimentadoras.

Velocidad angular	Entrada (rpm)	300
	Salida (rpm)	200
Relación de transmisión mG		1,500
Angulo de presión		20
Paso diametral transversal		10
Angulo primitivo	Piñón γ (°)	33,69
	Engrane r (°)	56,31

Fuente: Autores

Tabla 7-4: (continúa) Parámetros geométricos de los engranes cónicos para cadenas alimentadoras

	Geometría	
	Piñón	Engrane
Número de dientes	20	30
Diámetro de paso (in)	2,00	3,00
Distancia de cono (in)	1,80	
Ancho de cara para el diseño (in)	0,472	
Distancia principal del cono (in)	1,18	
Paso circular primitivo (in)	0,21	
Espesor del diente (in)	0,16	
Clearance	0,02	
Profundidad agujero principal (in)	0,15	
Adendum (in)	0,04	
Dedendum (in)	0,06	
Diámetro Exterior (in)	2,23	3,08

Fuente: Autores

Tabla 8-4: Resultados del diseño de engranes cónicos (cadenas alimentadoras)

Potencia	Hp	0,01	
Torque Tp	lbf-in	2,11	
	N.m	0,24	
Radio promedio	in	0,87	
	mm	22,07	
Análisis de resistencia			
Fuerza tangencial	N	9,35	
	lbf	2,10	
Fuerza radial	N	2,83	
	lbf	0,64	
Fuerza axial	N	1,89	
	lbf	0,42	
Análisis de fuerza			
Fuerza tangencial	N	10,81	
	lbf	2,43	
Fuerza radial	N	3,27	
	lbf	0,74	
Fuerza axial	N	2,18	
	lbf	0,49	
Diseño a flexión			
		Piñón	Engrane
Factor geométrico J		0,231	0,196
Factor de calidad Qv		7	
Factor Dinámico KV		1,14	
Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la		1,00	
Factor sobre carga Ko		1	
Factor de tamaño Ks		0,50802	
Factor distribución de cargas Km		1,111	
Esfuerzo por Flexión St (psi)		123,56	145,62
Esfuerzo Flexión Permisible			
Tipo de acero	AISI	1015	1015
	HBN	110	110
Número de esfuerzos admisibles de la AGMA Sat (psi)		6940	6940
Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión KL		0,9548	0,9617
Factor de temperatura KT(Ct)		1	

Fuente: Autores

Tabla 8-4: (continúa) Resultado del diseño de engranes cónicos (cadenas alimentadoras)

Factor de confiabilidad de resistencia a la flexión KR	1	
Esfuerzo a flexión admisible Swt	6626,02	6674,02
Factor de seguridad por flexión SF	53,63	45,83
Esfuerzo a contacto		
Factor geométrico de resistencia a picadura I	0,07345	
Factor elástico Cp ((lbf/pulg ²) ^{0.5})	2290	
Factor de tamaño de resistencia a picadura Cs	0,50	
Factor de coronamiento de resistencia a picadura Cxc	1,5	
Número de esfuerzo de flexión de contacto calculado Sc (psi)	84577,13	84577,13
Esfuerzo admisible de contacto		
Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura CL	1,06	1,09
Número de esfuerzos de contacto permisible Sac (psi)	61130,00	61130
Factor de relación de la dureza de resistencia a picadura CH	1	
Número de esfuerzo por contacto permisible Swc (psi)	65015,77	66622,26
Factor de seguridad por contacto	5,30	5,43

Fuente: Autores

- *Transmisión por engranes cónicos para los rodillos transportadores*

Datos para el diseño:

Los datos son resultados de calculos anteriores realizados.

$P = 0,106$ hp

$W = 300$ rpm

$T = 2,53$ N.m calculado mediante la ecuación (12)

Para el cálculo del número de esfuerzo admisible de la AGMA se utilizó el acero AISI 1015 normalizado. Con una dureza de 110 HBr, para grado 1.

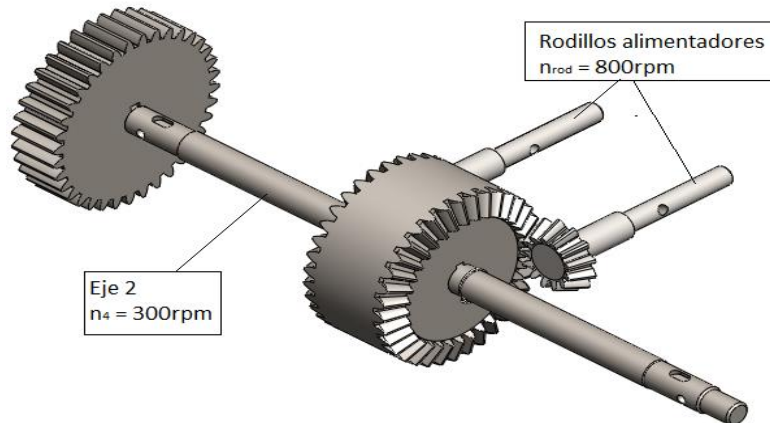


Figura 24-4: Transmisión por engranes cónicos hacia rodillos alimentadores

Fuente: Autores

Tabla 9-4: Parámetros de engranes cónicos para rodillos alimentadores.

Velocidad angular	Entrada (rpm)	300	
	Salida (rpm)	800	
Relación de transmisión m_g		0,375	
ángulo de presión		20	
Paso diametral transversal		10	
ángulo primitivo	Piñón γ (°)	69	
	Engrane Γ (°)	21	
		Geometría	
		Piñón	Engrane
Número de dientes		35	13
Diámetro de paso (in)		3,50	1,30
Distancia de cono (in)		1,87	
Ancho de cara para el diseño (in)		0,472	
Distancia principal del cono (in)		1,24	
Paso circular primitivo (in)		0,21	
Espesor del diente (in)		0,16	
Clearance		0,02	
Profundidad agujero principal (in)		0,15	
Adendum (in)		0,30	
Dedendum (in)		0,32	
Diámetro Exterior (in)		3,33	2,18

Fuente. Autores

Tabla 10-4: Resultados del diseño de engranes cónicos (rodillos alimentadores)

Potencia	hp	0,11
Torque T_p	lbf-in	22,39
	N.m	2,53
Radio promedio	in	1,53
	mm	38,83
Análisis de fuerzas		
Fuerza tangencial	N	56,61
	lbf	12,73
Fuerza radial	N	7,24
	lbf	1,63
Fuerza axial	N	19,29
	lbf	4,34
Análisis de resistencia		
Fuerza tangencial	N	65,15
	lbf	14,64
Fuerza radial	N	8,33
	lbf	1,87
Fuerza axial	N	22,20
	lbf	4,99
Diseño a flexión		
	Piñón	Engrane
Factor geométrico J	0,175	0,175
Factor de calidad Q_v	7	

Fuente: Autores

Tabla 10-4: (continúa) Resultados del diseño de engranes cónicos(rodillos alimentadores)

Factor Dinámico KV	1,18		
Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión Kx	1,00		
Factor sobre carga Ko	1		
Factor de tamaño Ks	0,50802		
Factor distribución de cargas Km	1,111		
Esfuerzo por Flexión St (psi)	1025,32	1025,32	
Esfuerzo Flexión Permisible			
Tipo de acero	AISI	1015	1015
	HBN	110	110
Número de esfuerzos admisibles de la AGMA Sat (psi)	6940	6940	
Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión KL	0,9548	0,9382	
Factor de temperatura KT(Ct)	1		
Factor de confiabilidad de resistencia a la flexión KR	1		
Esfuerzo a flexión admisible Swt	6626,02	6511,34	
Factor de seguridad por flexión SF	6,46	6,35	
Esfuerzo a contacto			
Factor geométrico de resistencia a picadura I	0,07345		
Factor elástico Cp ((lbf/pulg ²) ^{0.5})	2290		
Factor de tamaño de resistencia a picadura Cs	0,50		
Factor de coronamiento de resistencia a picadura Cxc	1,5		
Número de esfuerzo de flexión de contacto calculado Sc (psi)	160301,35	160301,35	
Esfuerzo admisible de contacto			
Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura CL	1,06	1,00	
Número de esfuerzos de contacto permisible Sac (psi)	61130	61130	
Factor de relación de la dureza de resistencia a picadura CH	1		
Número de esfuerzo por contacto permisible Swc (psi)	65015,77	61287,99	
Factor de seguridad por contacto	2,80	2,64	

Fuente. Autores

4.1.5.3. Diseño de ejes de transmisión

En el diseño de los ejes se cumple 3 etapas:

- Diseño geométrico
- Selección de material
- Verificación de la resistencia(estático,fatiga, etc.) entre otros.

La falla por fatiga a diferencia de la falla estática, tiene gran influencia en el desempeño de los elementos de máquinas, por ser el principal causante de falla, los elementos se diseñarán a fatiga

Determinación de esfuerzos

Torsión

$$\tau = \frac{16T_{max}}{\pi d^3} \quad (80)$$

T_{max} : Torsión máxima [N.mm]

d: Diámetro del eje [mm]

Flexión

$$\sigma = \frac{32M_{max}}{\pi d^3} \quad (81)$$

M_{max} : Momento flector del eje [N.mm]

d: Diámetro del eje [mm]

Esfuerzo Axial

$$\sigma_{axial} = \frac{4 \cdot F_{axial}}{\pi d^2} \quad (82)$$

F_{axial} : Fuerza axial [N]

d: Diámetro del eje [mm]

La carga a transmitir es constante, como también lo es la potencia y la velocidad angular, esta es la razón por la que la flexión sea senoidal y el esfuerzo torsional sea constante.

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_a = 0$$

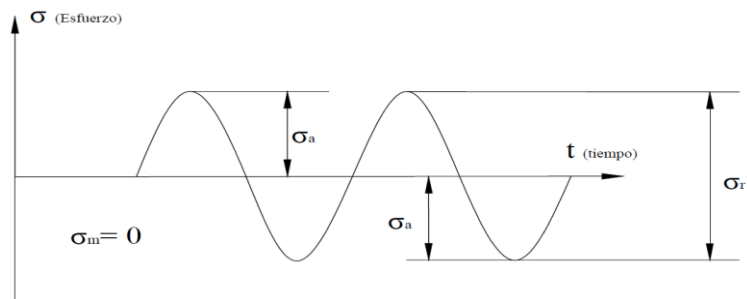


Figura 25-4: Diagrama de esfuerzos fluctuantes

Fuente: Autores

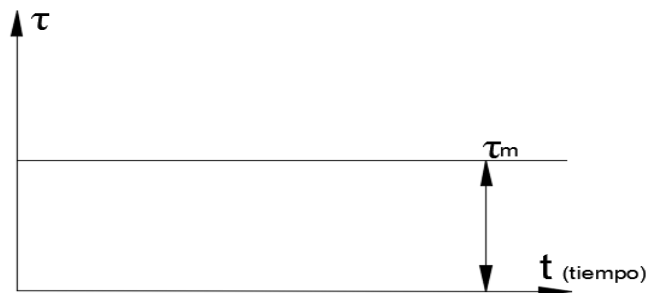


Figura 26-4: Diagrama de esfuerzo de torsión constante

Fuente: Autores.

Por criterio de energía de distorsión

$$\sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2} = \frac{S_y}{n_s} \quad (83)$$

Una vez determinado el diámetro del eje con los parámetros de trabajo, se realiza un recálculo del eje aplicando la ecuación de Marin.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad (84)$$

Donde:

k_a : factor de estado superficial

k_b : factor de tamaño de la pieza

k_c : factor de modificación de carga

k_d : factor de temperatura

k_e : factor de confiabilidad

Para flexión pura.

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \quad (85)$$

Estado superficial k_a

$$k_a = a(S_{ut})^b \quad (86)$$

Los valores para el cálculo del factor k_a se extrae del **Anexos E1**

$$k_b = 1.24d^{-0.107} \quad (87)$$

Factor de confiabilidad (k_e), **Anexo E2**

El factor de modificación de carga k_c , varía dependiendo al tipo de esfuerzo:

Tabla 11-4: Factor de modificación

Factor de modificación	
Flexión	1
Axial	0,85
Torsión	0,59

Fuente: (Budynas, y otros, 2015)

k_e : Factor de confiabilidad, **Anexo E2**

Factor de concentración de esfuerzos por fatiga K_f

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (88)$$

Sensibilidad a la muesca para carga axial

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{a}/\sqrt{r}} \quad (89)$$

El valor de \sqrt{a} se extrae del **Anexo E3**, ya sea para cargas axial, torsión o flexión.

El factor K_t se extrae de los **Anexo E4**, **Anexo E5** y **Anexo E6**.

Torsión

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{a}/\sqrt{r}}$$

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

Flexión

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{a}/\sqrt{r}}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Esfuerzo combinados

$$\sigma_{\text{EQU}(a)} = \sqrt{\left((K_f)_{\text{flexion}}(\sigma_a)_{\text{flexion}} + (K_f)_{\text{axial}} \frac{(\sigma_a)_{\text{axial}}}{0.85} \right)^2 + 3((K_f)_{\text{torsion}}(\tau_a)_{\text{torsion}})^2} \quad (90)$$

$$\sigma_{\text{EQU}(m)} = \sqrt{\left((K_f)_{\text{flexion}}(\sigma_m)_{\text{flexion}} + (K_f)_{\text{axial}}(\sigma_m)_{\text{axial}} \right)^2 + 3((K_f)_{\text{torsion}}(\tau_m)_{\text{torsion}})^2} \quad (91)$$

Determinación del factor de seguridad:

Fluencia estática de Langer

$$\sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{n_f} \quad (92)$$

Criterio lineal de soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n_f} \quad (93)$$

- *Velocidad crítica*

La velocidad crítica es el límite de la velocidad del eje a la cual se vuelve inestable y la deflexión aumenta a un límite superior. Para la cual se aplicó las fórmulas de Rayleigh, y de Dunkerley.

Criterio Rayleigh

$$w_1 = \sqrt{\frac{g \sum w_i y_i}{\sum w_i y_i^2}} \quad (94)$$

Donde:

g: gravedad [in/seg²]

w_i: es el peso de la i-ésima ubicación [lbf]

y_i: es la deflexión en la ubicación del i-ésimo cuerpo [mm]

Criterio de Dunkerley

$$w_{ii} = \sqrt{\frac{g}{w_i \delta_{ii}}} \quad (95)$$

$$\frac{1}{w_t^2} = \frac{1}{w_{11}^2} + \frac{1}{w_{22}^2} + \dots \quad (96)$$

Donde:

δ_{11} : deformación unitaria

Diseño de los ejes

De acuerdo a las ecuaciones planteadas anteriormente se diseñó los respectivos ejes que intervienen en el funcionamiento de la caja de engranes.

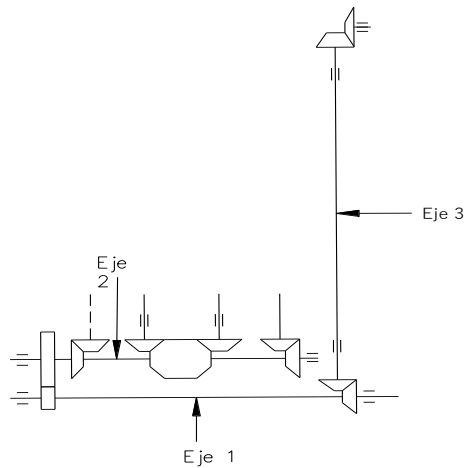


Figura 27-4: Esquema de ejes a diseñar de la caja de engranes

Fuente: Autores

- *Diseño del eje principal o eje 1.*

Es el encargado de transmitir movimiento y torsión, a la cadenas alimentador y al rodillo alimentador.

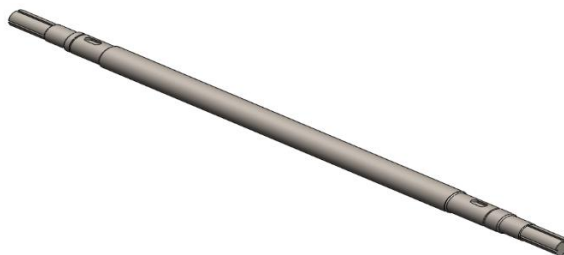


Figura 28-4: Modelación de eje 1

Fuente: Autores

Analisis de cargas y determinación del factor de seguridad.

La potencia que se va transmitir desde el mecanismo de cadenas hacia el eje principal, para el sistema de corte es de 7,77 hp con un velocidad angular de 600 rpm.

Aplicando la ecuación (12) se determinó el valor del torque máximo.

$$T = \frac{7160 * P}{n}$$

T: Torque a transmitir [N.m]

P: potencia [hp]

n: velocidad angular [rpm]

$$T = \frac{7160*7,77}{600} \text{ N. m}$$

$$T = 92,72 \text{ N. m}$$

De acuerdo al cálculo anterior $T = 92,722 \text{ N.m}$ que es el torque máximo que transmite el eje, dando movimiento a los demás elementos del sistema de corte.

Para el diseño del eje principal se tomará el torque máximo generado, para el cálculo del esfuerzo torsional.

$$T = T_{max} = 92,72 \text{ N. m}$$

$$\tau = \frac{16T_{max}}{\pi d^3}$$

El torque generado en la caja de engranajes y en el acople se presenta en la gráfico 1-4.

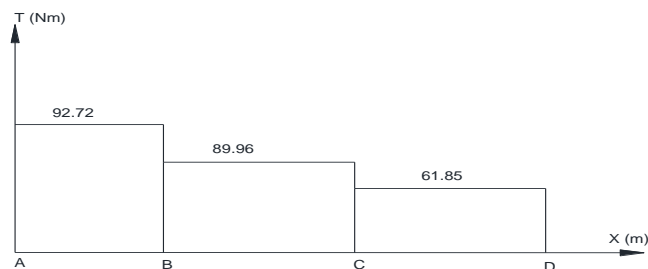


Gráfico 1-4: Diagrama de torque generado en el eje 1

Fuente: Autores

Ya con estos antecedentes calculamos las reacciones y determinamos los diagramas de cortante y momento flector en el plano x-y.



Figura 29-4: DCL del eje 1 en el plano x-y

Fuente: Autores

Determinación de las reacciones en los apoyos.

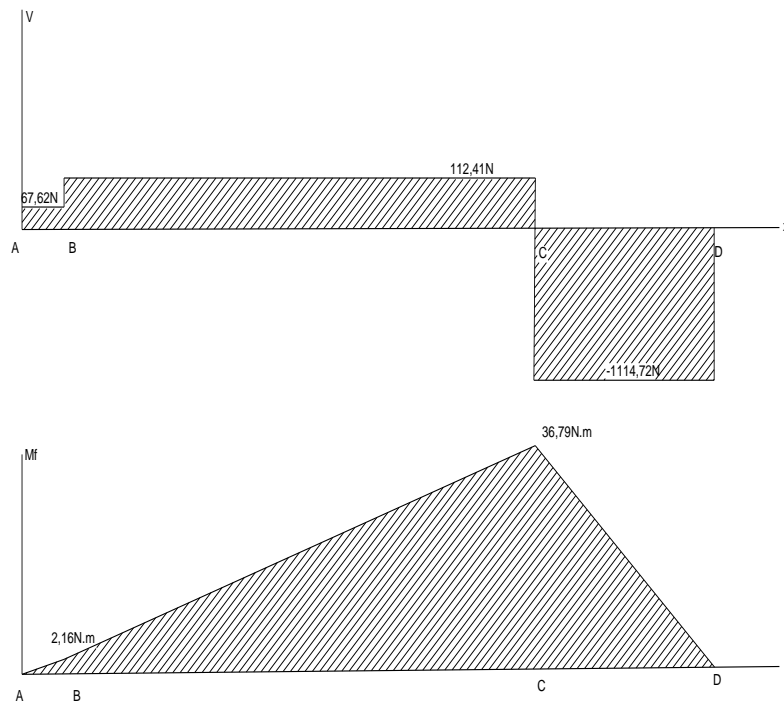


Gráfico 2-4: Diagrama de cortante y de momentos en el plano x-y del eje 1
Fuente: Autores

Diagrama de fuerzas en el plano x-z



Figura 30-4: Distribución de cargas en el plano x-z

Fuente: Autores

Determinación de las reacciones en los apoyos.

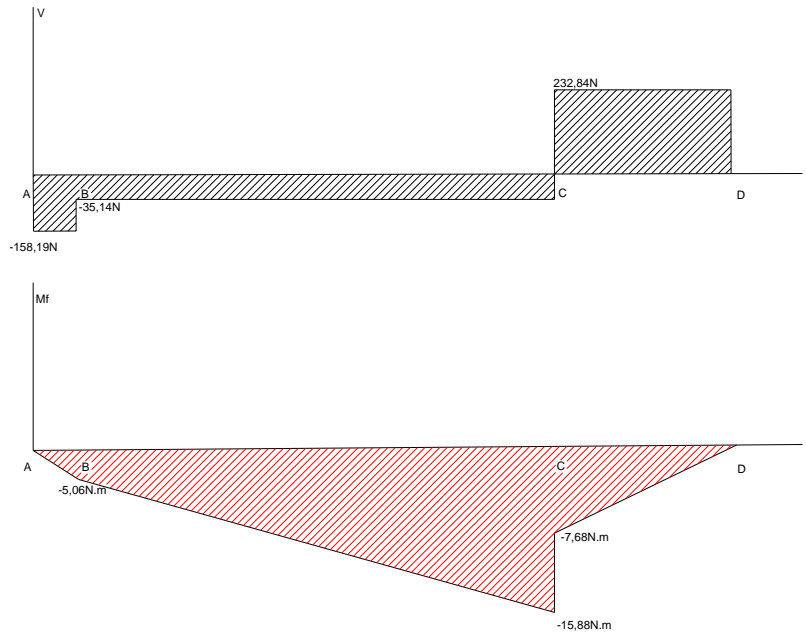


Gráfico 3-4: Diagrama de cortante y de momento en el plano x-z
Fuente: Autores

Reacciones en los apoyos

$$R_{AY} = 67,62 \text{ N}$$

$$R_{DY} = 1114,72 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = -158,19 \text{ N}$$

$$R_{DZ} = -232,84 \text{ N}$$

Momento flector máximo en el punto D:

$$M_{x-y} = 36,79 \text{ N.m}$$

$$M_{x-z} = -15,88 \text{ N.m}$$

Para el cálculo del momento resultante, se lo realiza aplicando la siguiente ecuación.

$$M_R = \sqrt{M_{D(x-y)}^2 + M_{D(x-z)}^2} \quad (97)$$

$$M_R = 40,07 \text{ N.m}$$

Aplicando la ecuación (83), para un factor de seguridad de $n_s = 7$, y un acero de AISI 1141, templado y revenido a 600 °F. Se descarta la fuerza axial por no ser de gran influencia para el pre-diseño.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 7}{\pi * 1280} \sqrt{(40,07 * 1000)^2 + \frac{3}{4} * (92,72 * 1000)^2}}$$

$$d = 17,09 \text{ mm}$$

De acuerdo al diámetro determinado anteriormente se decidió trabajar con un diámetro para el eje de 17 mm en el punto crítico.

Una vez determinado el diámetro del eje con los parámetros de trabajo, se realiza un recálculo del eje aplicando la ecuación de Marin.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e$$

$$k_a = 0,84$$

$$k_b = 0,92$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 0,814, \text{ se extrae del } \mathbf{Anexo E2}.$$

Se determina el límite de resistencia:

$$S_e' = 0,5 * 1460 \text{ Mpa}$$

$$S_e' = 730 \text{ MPa}$$

Aplicando lo determinado en la ecuación (84) se calcula.

$$S_e = 0,84 * 0,92 * 1 * 1 * 0,814 * 1 * 730 \text{ MPa}$$

$$S_e = 462,80 \text{ MPa}$$

Factor de concentración de esfuerzos por fatiga K_f

Carga axial

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{a}/\sqrt{r}}$$

El valor de \sqrt{a} se extrae de la **Anexo E3**, ya sea para cargas axial, torsión o flexión.

Para axial:

$$\sqrt{a} = 0,34$$

Asumiendo un $r/d = 0,05$, donde, $d = 17$ mm es el diámetro del eje.

De acuerdo a lo anterior se determina \sqrt{r} .

$$\sqrt{r} = 0,922$$

Aplicando en la ecuación (89) lo que ya está determinado se tiene:

$$q = 0,73$$

El factor K_t se extrae del **Anexo E4**.

$$K_t = 1,86$$

Y por último se aplicando en la ecuación (88).

$$(K_f)_{axial} = 1,63$$

Para la determinación de los factores de la flexión y torsión se realiza el mismo procedimiento que del caso anterior:

Torsión

$$(K_f)_{torsion} = 1,45$$

Flexión

$$(K_f)_{flexion} = 1,60$$

Calculando el esfuerzo axial, flexión y torsión:

Axial:

$$\sigma_{axial} = 1,57 \text{ MPa}$$

Flexión:

$$\sigma = 83,08 \text{ MPa}$$

Torsión:

$$\tau = 96,12 \text{ MPa}$$

Aplicando la ecuación (90) y (91).

$$\sigma_{EQU(a)} = \sqrt{\left(1,60 * 83,08 \text{ MPa} + 1,63 * \frac{1,57 \text{ MPa}}{0,85}\right)^2}$$

$$\sigma_{EQU(a)} = 135,68 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{EQU(m)} = \sqrt{3 * (1,45 * 96,12 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_{EQU(m)} = 242,09 \text{ MPa}$$

Determinando el factor de seguridad:

Aplicando la ecuación (92), Fluencia estática de Langer.

$$\sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{n_s}$$

$$135,68 \text{ MPa} + 242,09 \text{ MPa} = \frac{1280 \text{ MPa}}{n_s}$$

$$n_s = 3,39$$

Aplicando la ecuación (93), criterio lineal de Soderberg.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n_f}$$

$$\frac{135,68 \text{ MPa}}{462,80 \text{ MPa}} + \frac{242,09 \text{ MPa}}{1280 \text{ MPa}} = \frac{1}{n_f}$$

$$n_f = 2,07$$

El factor de seguridad que es muy aceptable.

- *Velocidad crítica:*

Criterio Rayleigh

Mediante el programa solidworks se determinó la masa de cada engrane:

$W_1 = 0,55\text{lb}$, masa del piñón de dientes rectos.

$W_2 = 0,62\text{ lb}$, masa del engrane cónico

Las deformación se determinó a partir del programa Sap2000 dichos valores se presenta a continuación.

$Y_1 = 1,197 \cdot 10^{-6}\text{in}$

$Y_2 = 6,16 \cdot 10^{-6}\text{in}$

Aplicando la ecuación (94) se tiene:

$$w_{\text{critica}} = \sqrt{\frac{386,1 * (0,55 * 1,197 * 10^{-6} + 0,55 * 6,16 * 10^{-6})}{(0,55 * (1,197 * 10^{-6})^2 + 0,55 * (6,16 * 10^{-6})^2}} \text{rad/seg.}$$
$$w_{\text{critica}} = 8500,68 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} = 81175,52 \text{ rpm}$$

Criterio de Dunkerley

Las deformación se determinó a partir del programa Sap2000 dichos valores se presentan a continuación.

$\delta_{11} = 4,83 \cdot 10^{-6}\text{in/lbf}$

$\delta_{22} = 5,46 \cdot 10^{-6}\text{in/lbf}$

Aplicando la ecuación (95) se tiene:

$$w_{11} = \sqrt{\frac{386,1}{0,55 * 4,83 * 10^{-6}}} \text{rad/seg}$$

$w_{11} = 12050,16 \text{ rad/seg}$

$$w_{22} = \sqrt{\frac{386,1}{0,62 * 5,46 * 10^{-6}}} \text{rad/seg.}$$

$w_{22} = 10679,69 \text{ rad/seg}$

Aplicando la ecuación (96) y despejando se determinó la velocidad crítica.

$$w_{\text{Critica}} = \frac{7992,48\text{rad}}{\text{seg}} = 76322,53\text{rpm}$$

La velocidad angular del eje 1 es de 600rpm siendo muy inferior a los calculados por los criterios de Rayleigh y Dunkerley por lo que se concluye que la velocidad no producera inestabilidad en el eje.

- *Diseño del eje del mecanismo de captación o eje 2.*

Es el encargado de transmitir potencia a las cadenas alimentadoras, y a los rodillos alimentador.



Figura 31-4: Modelación del eje 2

Fuente: Autores

Análisis de cargas y determinación del factor de seguridad.

En el gráfico 4-4 se muestra como se distribuye el torque en los diferentes engranes, siendo el máximo torque generado de 5,52 N.m. siendo este último tomado para el diseño del eje.

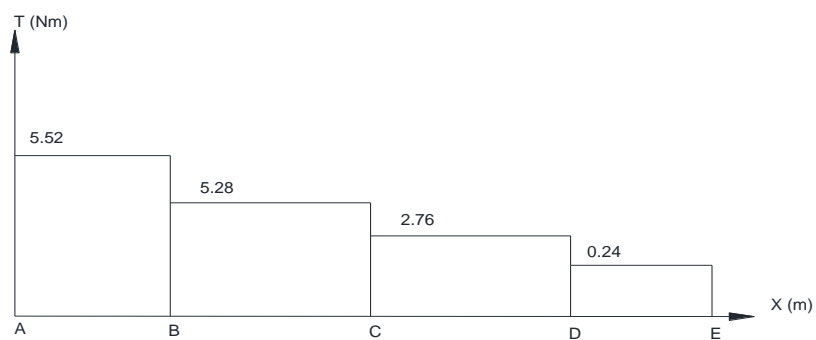


Gráfico 4-4: Diagrama de torque generado en el eje 2.

Fuente: Autores

Diagrama de fuerzas en el plano x-y

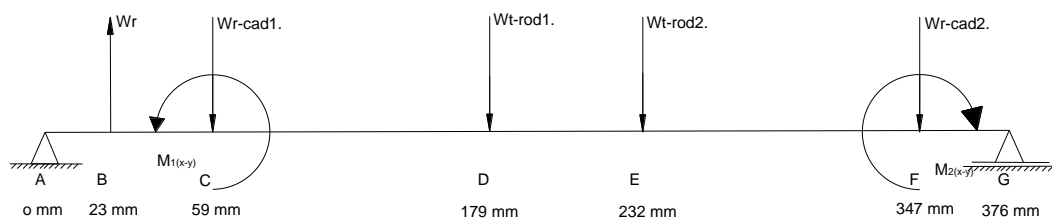


Figura 32-4: DCL del eje 2 en el plano x-y

Fuente: Autores

Determinación de las reacciones en los apoyos.

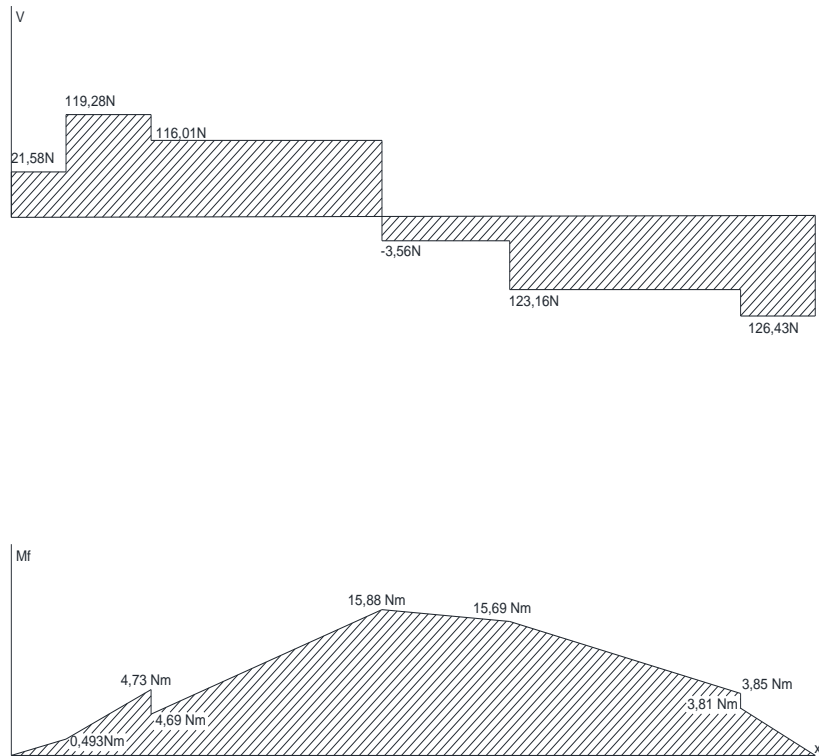


Gráfico 5-4: Diagrama de cortante y de momento en el plano x-y del eje 2
Fuente: Autores

Diagrama de fuerzas en el plano x-z

Como en el caso anterior, se determinó el momento máximo y la zona crítica para el diseño del eje.

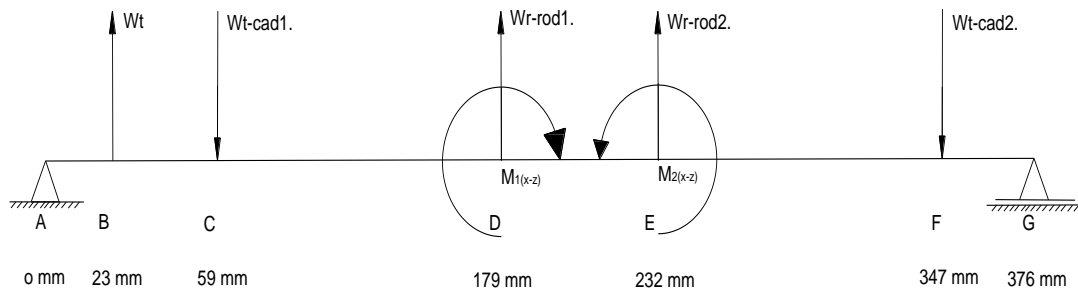


Figura 33-4: DCL del eje 2 en el plano x-z

Fuente: Autores

Determinación de las reacciones en los apoyos.

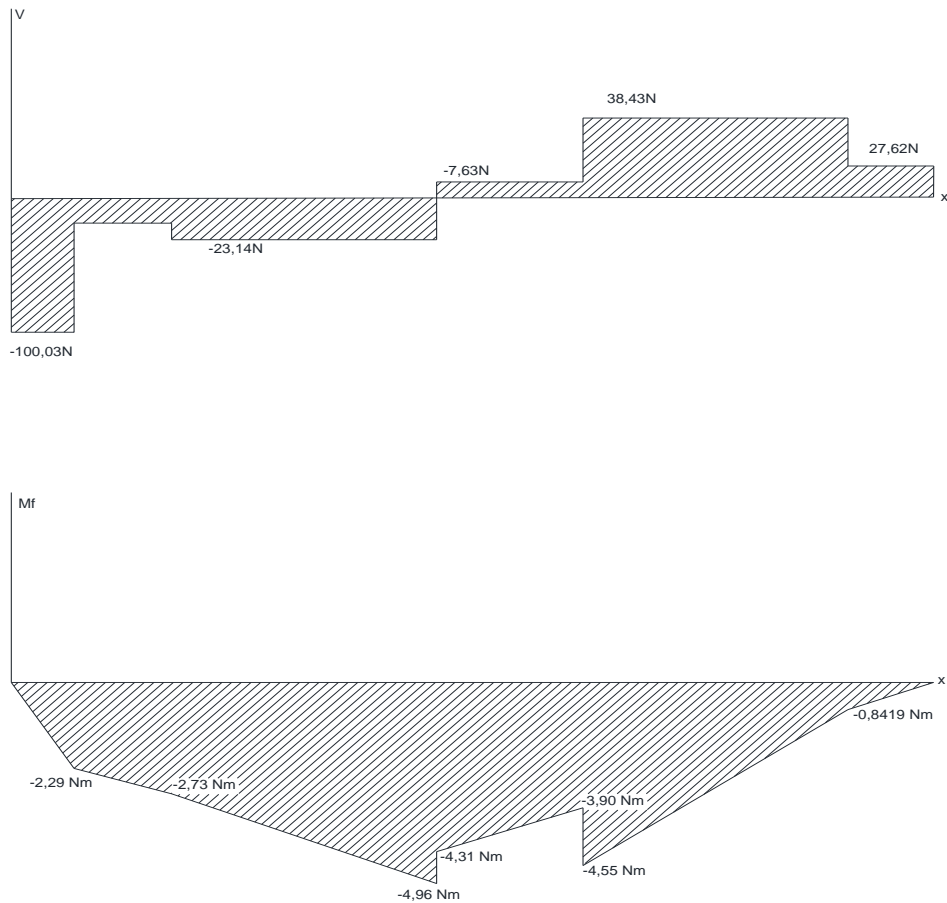


Gráfico 6-4: Diagrama de cortante y de momento en el plano x-z del eje 2
Fuente: Autores

Reacciones en los apoyos

$$R_{AY} = 21,58 \text{ N}$$

$$R_{GY} = 126,43 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = -100,03 \text{ N}$$

$$R_{GZ} = 27,62 \text{ N}$$

Momento flector máximo en el punto D:

$$M_{x-y} = 15,88 \text{ N.m}$$

$$M_{x-z} = -4,96 \text{ N.m}$$

Para calcular el momento resultante, se aplicando la siguiente ecuación (95).

$$M_R = \sqrt{M_{D(x-y)}^2 + M_{D(x-z)}^2}$$

$$M_R = 16,64 \text{ N.m}$$

- *Determinación del factor de seguridad.*

Tabla 12-4: Determinación del factor de seguridad del eje 2

Resultados del eje y el factor de seguridad			
Variables		Valor	Unidades
Pre-diseño			
Torsión máximo		5,52	N.m
Momento máximo		16,64	N.m
Factor se seguridad		10	Asumido
Tipo de acero		1045	AISI
Resistencia a la tensión (Sut)		630	MPa
Resistencia a la fluencia (Sy)		530	MPa
Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (Se')		315,00	MPa
Diámetro (d)		14,93	mm
Recalculo del Diseño			
Diámetro (d)		15	mm
Estado superficial (Ka)		0,91	-
Tamaño de la pieza (Kb)		0,93	-
Factor de modificación de carga (Kc)		1,00	-
Factor de temperatura (Kd)		1,00	-
Factor de confiabilidad (Ke)		0,81	-
Factor de modificación (K)		0,69	-
Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (Se')		315	MPa
Límite de resistencia a la fatiga (Se)		217,38	MPa
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga, Kf	Carga axial	1,22	-
	Torsión	1,10	-
	Flexión	1,22	-
Esfuerzo Torsión:		8,33	MPa
Esfuerzo Flexión:		50,22	MPa
Esfuerzo equivalente amplitud		61,10	MPa
Esfuerzo equivalente medio		15,90	MPa
Factor de seguridad	Fluencia estática de Langer	6,88	-
	Soderberg	3,21	-
Velocidad critica	Rayleigh	8938,049	rpm
	Dunkerley	8433,74	rpm

Fuente. Autores

- *Diseño del eje de corte o eje 3*

Es el encargado de transmitir potencia a las cuchillas de corte.

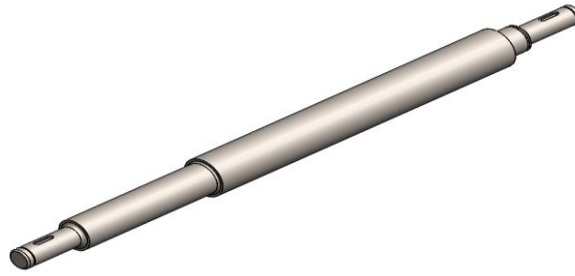


Figura 34-4: Modelación del eje 3

Fuente: Autores

- *Análisis de cargas y determinación del factor de seguridad.*

En el gráfico 7-4 se describe el torque necesario para el corte de las planta de quinua.

Siendo el torque maximo 21,08 N.m, este último se utiliza en el diseño del eje.

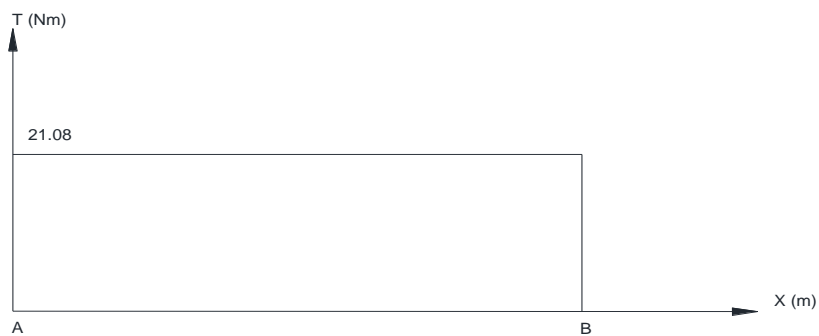


Gráfico 7-4: Diagrama de torque generado en el mecanismo de corte

Fuente: Autores

Diagrama de fuerzas en el plano z-y



Figura 35-4: DCL del eje en el plano z-x

Fuente: Autores

Determinación de las reacciones en los apoyos

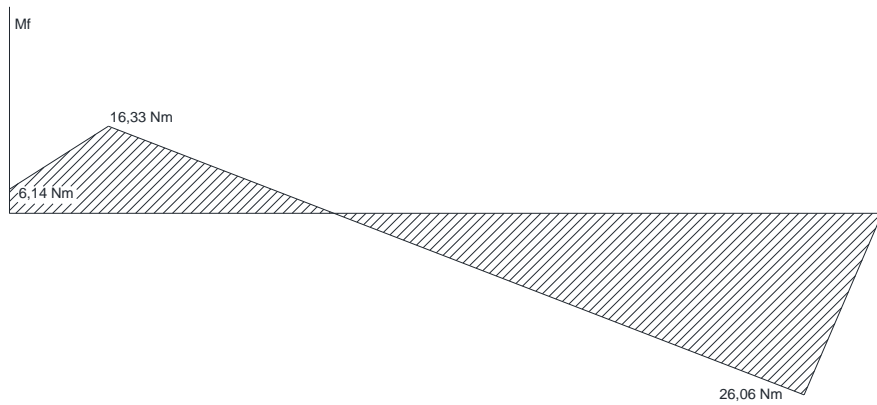
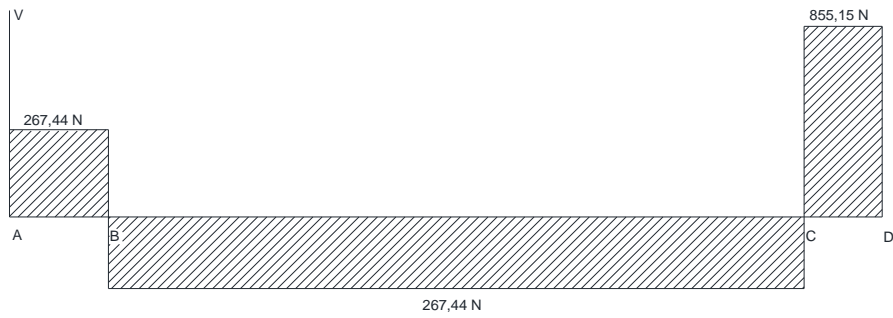


Gráfico 8-4: Diagrama de cortante y de momento en el plano z-x del eje 3
Fuente: Autores

Diagrama de fuerzas en el plano z-y

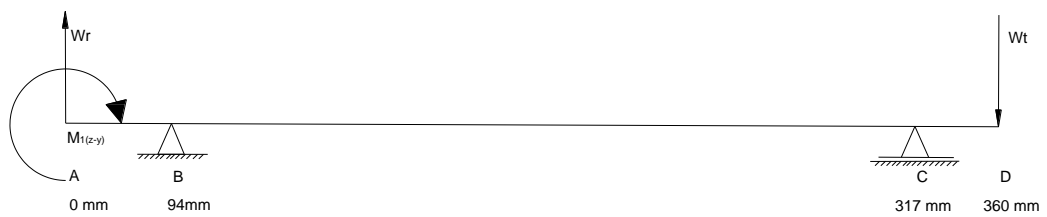


Figura 36-4: DCL del eje en el plano z-y

Fuente: Autores

Determinación las reacciones en los apoyos

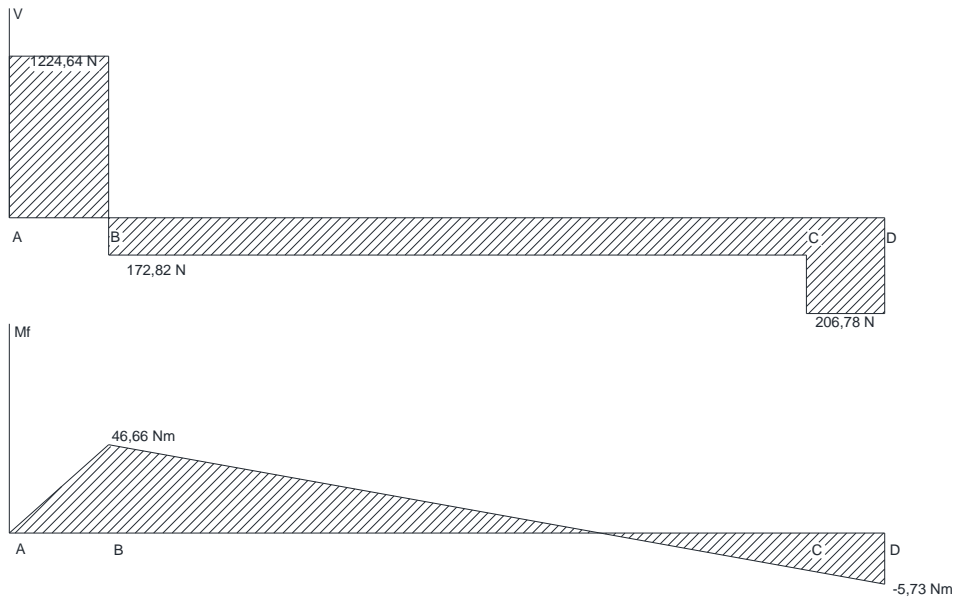


Gráfico 9-4: Diagrama de cortante y de momento en el plano z-y del eje 3

Fuente: Autores

Reacciones en los apoyos

$$R_{BX} = 426,40 \text{ N}$$

$$R_{CX} = 1014,11 \text{ N}$$

$$R_{BY} = -1397,46 \text{ N}$$

$$R_{CZ} = -33,96 \text{ N}$$

Momento flector máximo en el punto B y C:

$$M_{B(Z-X)} = 16,33 \text{ N.m}$$

$$M_{C(Z-X)} = -26,06 \text{ N.m}$$

$$M_{B(Z-Y)} = 46,66 \text{ N.m}$$

$$M_{C(Z-Y)} = 0,57 \text{ N.m}$$

Para calcular el momento resultante, se realiza aplicando la siguiente ecuación.

$$M_{RB} = 49,44 \text{ N.m}$$

$$M_{RC} = 26,07 \text{ N.m}$$

El momento que genera mayor esfuerzo por flexión es $M_{RB} = 49,44 \text{ N.m}$

Determinación del factor de seguridad:

Tabla 13-4: Determinación del factor de seguridad del eje 3.

Resultados del eje y el factor de seguridad		
Variables	Valor	Unidades
Pre-diseño		
Torsión máxima	21,08	N.m
Momento máxima	49,44	N.m
Fuerza axial	141,21	N
Factor se seguridad	5	Asumido
Tipo de acero	1141	AISI
Resistencia a la tensión (Sut)	1460	MPa

Fuente: Autores

Tabla 13-4: (continúa) determinación del factor de seguridad del eje 3

Resistencia a la fluencia (S_y)	1280	MPa	
Diámetro (d)	12,80	mm	
Recalculo del Diseño			
Diámetro (d)	13	mm	
Estado superficial (K_a)	0,85	-	
Tamaño de la pieza (K_b)	0,95	-	
Factor de modificación de carga (K_c)	1,00	-	
Factor de temperatura (K_d)	1,00	-	
Factor de confiabilidad (K_e)	0,81	-	
Factor de efectos varios (K_f)	1,00	-	
Factor de modificación (K)	0,66		
Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (S_e')	730,00	MPa	
Límite de resistencia a la fatiga (S_e)	480,38	MPa	
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga, K_f	Carga axial	1,48	-
	Torsión	1,29	-
	Flexión	1,38	-
Esfuerzo Torsión:	48,87	MPa	
Esfuerzo Flexión:	229,22	MPa	
Esfuerzo Axial:	1,06	MPa	
Esfuerzo equivalente amplitud	317,50	MPa	
Esfuerzo equivalente medio	109,33	MPa	
Factor de seguridad	Fluencia estática de Langer	3	
	Soderberg	1,34	
Velocidad crítica	Rayleigh	44575,94	
	Dunkerley	39594,32	

Fuente: Autores

4.1.5.4. Cálculo de las chavetas

La ASME citado por (NORTON, 2011 pág. 442). “Define como una pieza de maquinaria desmontable que, cuando se ensambla en los cuñeros brinda un medio positivo de transmisión del torque entre el eje y la masa”.

Se diseñó chavetas paralelas al ser mas adecuadas.

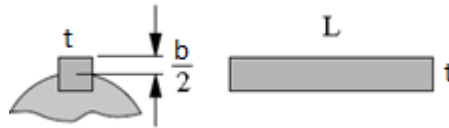


Figura 37-4: Dimensiones geométricas claveta y chavetero

Fuente: (NORTON, 2011, pp. 433)

Esfuerzo de corte:

$$\tau = \frac{S_y}{n_s} \quad (98)$$

τ : Esfuerzo a torsión [MPa]

S_y : Resistencia a la fluencia [MPa]

n_s : Factor de seguridad

Fuerza de corte:

$$F_c = \frac{T}{r} \quad (99)$$

T: Torque [N-m]

r: Radio del eje [m]

Diseño a corte

$$\sqrt{3} \frac{F_c}{lt} = \frac{S_y}{n} \quad (100)$$

l: Longitud de la claveta [mm]

t: Ancho de la claveta [mm]

$$l = \frac{\sqrt{3} \cdot F_c \cdot n_f}{t \cdot S_y}$$

Diseño por aplastamiento

$$\frac{F_c}{lb/2} = \frac{S_y}{n} \quad (101)$$

L: Longitud de la claveta [mm]

b: Altura de la claveta [mm]

$$l = \frac{2F \cdot n_f}{b \cdot S_y}$$

- *Selección de la claveta*

La claveta se seleccionó en el punto crítico D del eje 1. El acero para el diseño se estableció un C45 propio del catálogo, con límite de fluencia de $S_y = 590 \text{ N/mm}^2$.

La fuerza de corte se determina con los datos indicados a continuación, los cuales fueron determinados anteriormente.

$$T = 28,01 \text{ N.m}; \quad r = 8,5 \text{ mm} = 0,0085 \text{ m}$$

Aplicando en la ecuación (99) se encuentra la fuerza de corte:

$$F_c = 3295,17 \text{ N}$$

Diseño a corte

Se seleccionó la dimensión del ancho de la chaveta (t):

$$t = 5 \text{ mm}$$

Despejando de la ecuación (100) se obtiene el valor de la longitud de la chaveta:

$$l = 3,97 \text{ mm}$$

Diseño por aplastamiento:

Se seleccionó la dimensión de la altura de la chaveta.

$$b = 5 \text{ mm}$$

Despejando de la ecuación (101) se obtiene el valor de la longitud por aplastamiento:

$$l = 3,57 \text{ mm}$$

De acuerdo a lo calculado anteriormente se decidió seleccionar una chaveta DIN 6885-5-8-A de acuerdo al **Anexo F1**, con las siguientes características geométricas:

Tabla 14-4: Resultados del diseño de la chaveta 1

Largo	l=	8	mm
Ancho	t=	5	mm
Alto	b=	5	mm

Fuente: Autores

El resultado del diseño de todas chavetas se muestra en la tabla 15-4.

Tabla 15-4: Resultados del diseño de las chavetas para los ejes 1, 2, 3.

Eje	Chavetas	Datos de entrada					Catalogo DIN
		Acero	n (rpm)	n _s	P (hp)	d (mm)	
1	Trans_Corte	C45	600	1,6	2,36	17	DIN 6885-5-5-8-A
	Trans_Cad_rod.	C45	600	1,6	0,232	17	DIN 6885-5-5-8-A
2	Cad_alim.	C45	300	1,6	0,146	12	DIN 6885-4-4-6-A
	Rod_alim.	C45	300	1,6	0,146	12	DIN 6885-4-4-6-A
3	Cuchilla_corte	C45	800	1,6	2,37	13	DIN 6885-4-4-6-A

Fuente: Autores

4.1.5.5. Selección de rodamientos y chumaceras

Los rodamientos son piezas mecánicas que disminuye la fricción entre el eje y los demás elementos. Hay varias empresas que se dedican a la fabricación de los rodamientos entre ellas se pueden nombrar Koyo, FAG, NTN corporation, SKF.

Selección del rodamiento de apoyo

La selección del rodamiento depende del tiempo de vida que se quiere dar y de la velocidad a la que va a desempeñar su trabajo.

Lo primero que se debe realizar es el cálculo de las reacciones en los apoyos, aplicando las siguientes ecuaciones y de la verificación de la existencia de la carga axial. La selección es de acuerdo al catálogo de Rodamientos FAG y a las recomendaciones de la misma.

Determinación de las reacciones:

$$F_r = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (102)$$

$$F_{aT} = F_{a1} + F_{a2} + \dots + F_{an} \quad (103)$$

F_r : fuerza resultante [N]

R_x : reacción en el apoyo en x [N]

R_y : reacción en en el apoyo en y [N]

F_{aT} : fuerza axial [N]

Rodamiento rígido de bolas, utilizado cuando se tiene cargas radiales y axiales.

$$L_{10} = \frac{L_8}{\alpha} \quad (104)$$

L_{10} : vida nominal básica 10^6 revoluciones[h]

L_8 : Valor recalculado

α : factor de confiabilidad.

El factor de vida (f_h) se puede calcular de dos formas mediante la escala que proporciona el mismo catálogo o por medio de la ecuación siguiente:

$$f_L = \left(\frac{L_{10}}{500}\right)^{1/3} \quad (105)$$

El factor de velocidad (f_n), se determina igual que al anterior factor, se tiene dos formas para determinarse mediante la escala que proporciona el catálogo o por medio de la siguiente ecuación.

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (106)$$

n: velocidad angular [rpm]

Carga radial dinámica equivalente

El catálogo indica los pasos a seguir para el seleccionamiento. La ecuación (107) permite la determinación de la Carga dinámica equivalente

$$P_r = XF_r + YF_a \quad (107)$$

Donde:

X: factor de carga radial

Y: factor de carga axial

valores de X y Y, son listados en las tablas de rodamientos del catálogo FAG, **Anexo G2**.

$$C'_r = \frac{f_L}{f_n} P_r \quad (108)$$

C'_r: carga dinámica [KN]

Cálculo de la carga estática equivalente

La determinación de la carga estática equivalente es de acuerdo a la ecuación que es proporcionada por el catálogo.

$$P_{or} = F_r \text{ cuando } \frac{F_a}{F_r} \leq 0,8 \quad (109)$$

$$P_{or} = 0,6F_r + 0,5F_a \text{ cuando } \frac{F_a}{F_r} > 0,8 \quad (110)$$

$$C'_{or} = f_s * P_{or} \quad (111)$$

Donde:

C'_{or}: carga estática [kN]

f_s: factor de esfuerzo estáticos

Por recomendación del catálogo FAG, el factor f_L debe variar de 2 – 3 para motorreductor, y máquinas para trabajar con madera, **Anexo G1**.

- *Selección de rodamientos en el punto A*

La selección de rodamientos para el eje 1, se determina a partir de las reacciones que poseen cada apoyo.

$$R_{BY} = 67,62 \text{ N}$$

$$R_{EY} = 1114,72 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = -158,19 \text{ N}$$

$$R_{EZ} = -232,84 \text{ N}$$

Y una carga axial en el punto A de $F_a = 356,59\text{N} = 0,357\text{ kN}$.

$$F_r = 0,17\text{ kN}$$

Por ser una caja de transmisión de potencia para el aparato de corte el valor recomendado por el catálogo FAG es de 3 – 4 **Anexo G1**.

De acuerdo a lo anterior y aplicando la ecuación (104) y (105) se determinó:

$$f_L = 3,42 \quad \text{entonces} \quad L_{10} = 20000\text{ horas}$$

La velocidad de trabajo es de $n = 600\text{ rpm}$, aplicando este valor en la ecuación (106) se tiene:

$$f_n = 0,38$$

Carga radial dinámica equivalente (P_r)

Aplicando la ecuación (107), y los factores $x = 1$ e $y = 0$, para una pre-selección se determinó el valor de P_r .

$$P_r = 0,17\text{ kN}$$

Con la ecuación (108) se determinó la carga dinámica, de acuerdo a los valores ya calculados.

$$C'_r = 1,54\text{ kN}$$

Carga radial estática equivalente.

De acuerdo a la condición planteada se tiene:

$$2,08 > 0,8$$

Entonces:

$$P_{or} = 0,6F_r + 0,5F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} > 0,8$$

$$P_{or} = 0,282\text{ kN}$$

Se determinó la carga estática aplicando la ecuación (111), con un factor de esfuerzo estáticos (f_s) de 2, de acuerdo a recomendaciones del catalogo.

$$C'_{or} = 0,56\text{ kN}$$

De acuerdo a las condiciones anteriormente determinadas se seleccionó un rodamiento FAG 6302.

Tabla 16-4: Propiedades mecánicas de rodamiento FAG 6302.2RSR

FAG 6302.2RSR		
$C_r =$	11,4	kN
$C_{or} =$	5,4	kN
$d =$	15	mm

Fuente: Autores

Recalculando la vida nominal L_{10} , se tiene:

$$L_{10} = 122005,41 \text{ horas}$$

- *Selección de rodamiento para el punto D*

Determinación de la fuerza resultante en el punto E:

$$F_r = 1,14 \text{ kN}$$

Por ser una caja de transmisión de potencia para el aparato de corte el valor recomendado por el catálogo es de 3 – 4 en el **Anexo G1**.

De acuerdo a lo anterior y aplicando la ecuación (104) y (105) se determinó:

$$f_L = 3,42 \quad \text{entonces} \quad L_{10} = 20000 \text{ horas}$$

La velocidad de trabajo es de $n = 600 \text{ rpm}$, este valor aplicando en la ecuación (106):

$$fn = 0,38$$

Carga radial dinámica equivalente (P_r)

Aplicando la ecuación (107) y los factores $x = 1$ e $y = 0$, **Anexo G2**, para una pre-selección se encuentra el valor de P_r .

$$P_r = 1,139 \text{ kN}$$

Con la ecuación (108) se determina carga dinámica:

$$C'_r = 10,21 \text{ kN}$$

Carga radial estática equivalente.

De acuerdo a la condición planteada se tiene:

$$0 \leq 0,8$$

Entonces:

$$P_{or} = F_r \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq 0,8$$

$$P_{or} = 1,139 \text{ kN}$$

Se determina la carga estática aplicando la ecuación (111), con un factor de esfuerzo estáticos (f_s) de 2, de acuerdo a recomendaciones del catálogo.

$$C'_{or} = 2,28 \text{ kN}$$

De acuerdo a las condiciones anteriormente determinadas se seleccionó un rodamiento con obsturación FAG 6201.2RSR.

Tabla 17-4: Propiedades mecánicas de rodamiento FAG 6201.2RSR

FAG 6201.2RSR		
$C_r =$	11,40	kN
$C_{or} =$	5,40	kN
$d =$	15	mm

Fuente. Autores

La selección de los demás rodamientos es de forma similar a los presentados anteriormente, por tal motivo se decidió presentar los resultados en tablas donde se detallan de mejor forma los resultados.

Tabla 18-4: Selección de rodamientos para el eje 2

Resultados							
Variable		Valor	Unidades	Variable		Unidades	
Reacciones en el punto A	$R_{AY} =$	21,58	N	Reacciones en el punto G	$R_{GY} =$	-126,43	
	$R_{AZ} =$	-100,03	N		$R_{GZ} =$	27,62	N
	$F_r =$	0,14	kN		$F_r =$	0,22	kN
	$F_a =$	0,00	kN		$F_a =$	0	kN
Rodillo rígida de bolas	$L_{10} =$	9600,00	Horas	Rodillo rígida de bolas	$L_{10} =$	9600,00	
	$n =$	300	rpm		$n =$	300	rpm
	$P_r =$	0,10	kN		$P_r =$	0,219	kN
	Confiabilidad	90,00	%		Confiabilidad	90	%
	α	1,00	-		A	1	-
	$f_L =$	2,68	-		$f_L =$	2,43	-
	$f_n =$	0,48	-		$f_n =$	0,52	-
	$C_r' =$	0,57	kN		$C' =$	1,02	kN
	$P_{or} =$	0,102	kN		$P_{or} =$	0,22	kN
	$f_s =$	2	-		$f_s =$	2	-
$C_o' =$	0,20	-	$C_o' =$	0,26	kN		
Selección del rodamiento	FAG 6001			Selección del rodamiento	FAG 6001		
	$C_r =$	5,1	kN		$d =$	12	mm
	$C_{or} =$	2,36	kN		$C_r =$	5,10	kN
	$d =$	12	mm	$C_{or} =$	2,36	kN	
Recalculo a partir del rodamiento seleccionado				Recalculo a partir del rodamiento seleccionado			
Valores recalculados	$P_r =$	0,10	kN	Valores recalculados	$P_r =$	0,22	
	$f_L =$	23,95	-		$f_L =$	12,13	-
	$L_{10} =$	6870334,65	Horas		$L_{10} =$	423239,98	Horas

Fuente: Autores

Rodamientos seleccionados para el eje 3

Tabla 19-4: Selección de rodamientos para el eje 3

Resultados							
Variable		Valor	Unidades	Variable		Unidades	
Reacciones en el punto B	$R_{BY} =$	426,4	N	Reacciones en el punto E	$R_{CY} =$	1265,6	
	$R_{BX} =$	-1397,46	N		$R_{CX} =$	-40,53	N
	$F_r =$	1,46	kN		$F_r =$	1,27	kN
	$F_a =$	0,00	kN		$F_a =$	0	kN
Rodillo rígida de bolas	$L_{10} =$	9600,00	Horas	Rodillo rígida de bolas	$L_{10} =$	9600,00	
	$n =$	800	rpm		$n =$	800	rpm
	$P_r =$	1,46	kN		$P_r =$	1,015	kN
	Confiabilidad	90,00	%		Confiabilidad	90	%
	α	1,00	-		A	1	-

Fuente: Autores

Tabla 19-4: (continúa)selección de rodamientos para el eje 3

	$f_L =$	2,68	-		$f_L =$	2,68	-
	$f_n =$	0,35	-		$F_n =$	0,35	-
	$C'_r =$	11,29	kN		$C' =$	9,78	kN
	$P_{or} =$	1,461	kN		$P_{or} =$	1,27	kN
	$F_s =$	2	-		$F_s =$	2	-
	$C_{or}' =$	2,92	-		$C_{o}' =$	2,03	kN
Selección del rodamiento	FAG 6304			Selección del rodamiento	FAG 6303		
	$C_r =$	16	kN		$C_r =$	13,2	kN
	$C_{or} =$	7,8	kN		$C_{or} =$	6,55	kN
	$d =$	20	mm		$d =$	17	mm
Recalculo a partir del rodamiento seleccionado				Recalculo a partir del rodamiento seleccionado			
Valores recalculados	$P_r =$	1,46	kN	Valores recalculados	$P_r =$	1,01	kN
	$f_L =$	3,80	-		$f_L =$	4,51	-
	$L_{10} =$	27332,25	Horas		$L_{10} =$	45820,59	Horas

Fuente: Autores

La selección de las chumaceras es de forma análoga que la de los rodamientos.

4.1.5.6. Sellado

Lo selladores son los encargados de impedir pérdida de lubricante. Al ser una sola carcasa es indispensable colocar un tapon en la parte inferior, y de esta manera disminuir posibles daños en la caja de engranes.

4.1.5.7. Lubricación

La lubricación es un punto muy importante en la caja de engranes, ya sea para el funcionamiento adecuado de los elementos de transmisión o para alargar el tiempo de vida; Es por estos motivos y por algunas razones más que la lubricación es un tema muy importante.

La determinación del lubricante se lo realizó mediante la fórmula del método UNITED que se detalla a continuación. (MONTALVO MOYA, 2013 pág. 15)

$$k = \frac{F_t}{bd_p} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot k_a \quad (112)$$

Donde:

F_t : fuerza tangencial (daN)

i : relación de transmisión

b : ancho del engranaje (mm)

d_p : diámetro primitivo (mm)

k_a : coeficiente de aplicación.

La determinación del lubricante adecuado se obtiene apartir de la viscosidad a 30°C a partir de la de la relación (k/V_t), mediante la ecuación empírica (113).

$$\log(v_{38}) = -0,02767 \cdot \left[\log\left(\frac{k}{v_t}\right) \right]^3 - 0,10865 \cdot \left[\log\left(\frac{k}{v_t}\right) \right]^2 + 0,3263 \cdot \log\left(\frac{k}{v_t}\right) + 3,0079 \quad (113)$$

Donde :

V_t : velocidad tangencial (m/seg)

Determinación de la viscosidad cinemática en el eje 1

Tabla 20-4: Resultado del cálculo de la viscosidad del lubricante para el eje 1

Engranés de diente recto							
Ft[daN]	b (mm)	d _p (mm)	i	k _a	K	V _t (m/seg)	V38 (cSt/40°C)
11,09	24	36	2	1	0,019	1,13	469,72
Engrane cónico de diente recto (Transmisión a corte)							
Ft[daN]	b (mm)	d _p (mm)	i	k _a	K	V _t (m/seg)	V38 (cSt/40°C)
221,3	12	50,8	0,75	1	0,8470	1,60	902,89

Fuente: Autores

Determinación de la viscosidad cinemática en el eje 2

Tabla 21-4: Resultado del cálculo de la viscosidad del lubricante para el eje 2

Engrane cónico de diente recto (Cadenas acarreadoras)							
Ft[daN]	b (mm)	d _p (mm)	i	k _a	K	V _t (m/seg)	V38 (cSt/40°C)
1,304	12	50,8	2	1	0,0032	0,80	357,09
Engrane cónicos de dientes rectos (rodillos transportadores)							
Ft[daN]	b (mm)	d _p (mm)	i	k _a	K	V _t (m/seg)	V38 (cSt/40°C)
12,296	12	50,8	1	1	0,0403	0,80	577,62

Fuente: Autores

Determinación de la viscosidad cinemática en el eje 3.

Tabla 22-4: Resultado del cálculo de la viscosidad del lubricante para el eje 3

Engrane cónicos de dientes rectos (Transmisión a cuchillas de corte)							
Ft[daN]	b (mm)	d _p (mm)	i	k _a	K	V _t (m/seg)	V38 (cSt/40°C)
155,74	12	50,8	0,889	1	0,5429	2,13	785,58

Fuente: Autores

Analizado los resultados se estableció escoger un lubricante de ISO VG 1000, o su equivalencia SAE 250, **Anexo H**.

4.1.5.8. Carcasa

La carcasa esta encargada de alojar a los rodamiento y por ende resistir las cargas de los ejes asi como también las vibraciones generadas por los engranes, debe de ser lo suficientemente resistente para no deformarse ante dichas condiciones de trabajo. Para ello el material a escoger es la fundición gris por poseer buenas propiedades físico mecánicas. Y para su conformado se realizará un moldeo por arena.

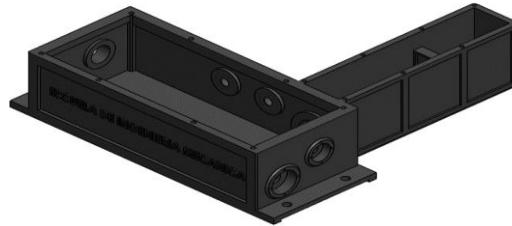


Figura 38-4: Modelado en 3D de la carcasa de la caja de engranes

Fuente. Autores

La carcasa estará formado por dos partes unidas mediante pernos M12, fabricados de fundición Gris EN-JL-250 de acuerdo a la norma española UNE-EN 1561: 2011 de acuerdo al **Anexo W**. Con un espesor que va desde 10-16 mm, siendo un espesor mayor en la partes de los apoyos de los rodaminetos y de los tornillos de sujeción. Utilizando tapones para el llenado y vaciado de aceite y también a la ves dar un mejor sellado de la caja de engranes.

4.1.6. Sistema de alimentación del cosechador.

Es el encargado de dar los primeros golpeteos a las plantas para su posterior transporte hacía el sistema de trillado.

4.1.6.1. Tornillo sin fin alimentador de plantas

El tornillo trasportador o tornillo sin fin es el encargado de conducir a las plantas cortadas hacia el el acarreador, para posteriormente ser trillado en el interior de la máquina cosechadora.

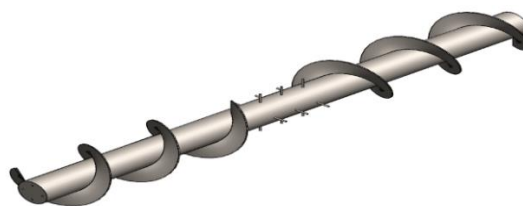


Figura 39-4: Modelación en 3D del tornillo sin fin.

Fuente: Autores

4.1.6.2. Capacidad de procesado

En la sección anterior se determinó la capacidad de procesado dando un valor de $C_p = 1,93 \text{ kg/seg}$. Pero para el diseño de la máquina se estableció que se diseñará con una capacidad de procesado de 2 kg/seg es decir 7200 kg/h , dando una mayor capacidad de trabajo.

La capacidad de procesado del tornillo sin fin alimentador debe cumplir el siguiente condición:

$$C_p \leq C_{ps} \leq C_{psf} \leq C_{pct}$$

Donde:

C_p : Cantidad teórica procesada de corte [Ton/hora]

C_{pc} : Cantidad teórica procesada de la cadena alimentadora [Ton/hora]

C_{psf} : Cantidad teórica procesada del tornillo sin fin alimentador [Ton/hora].

C_{pct} : Cantidad teórica procesada de la cadena transportadora [Ton/hora].

La capacidad de procesamiento depende de la velocidad angular, y siendo este el caso se concluye que dichas velocidades angulares deben cumplir la siguiente condición.

$$w_{pc} \leq w_{psf} \leq w_{pct}$$

Por lo que la velocidad angular del tornillo sin fin alimentador es de $\omega_{psf} = 330 \text{ rpm}$.

Ya que de esta manera el producto se procesará de una manera adecuada, caso contrario la máquina sufriría estancamiento del producto y posteriormente el daño de la misma.

El proceso teórico de corte se determinó anteriormente en el inciso 4.1.1.1. dando un valor que a continuación se presenta.

$$C_p = 7,2 \text{ [ton/hora]}$$

La capacidad del mecanismo de captación de la panoja, se halla aplicando la ecuación (16).

$$C_{sf} = 60 * A_t * p_t * \omega_{psf} * C_f * \delta * C_i$$

C_{sf} : capacidad de transporte del sin fin [ton/h]

A_t : área transversal del transportador [m^2]

P_{tsf} : paso del transportador [m]

ω_{psf} : velocidad a la que gira el tornillo sin fin alimentador [rpm]

C_f : coeficiente de llenado transversal.

δ : densidad del forraje [ton/m^3]

C_i : factor que tiene en cuenta la inclinación del transportador.

El área transversal del sin fin se determina aplicando ecuación (17):

$$A_t = \frac{\pi D^2}{4}$$

El factor de paso normal P_t se determina aplicando la ecuación (18):

$$P_t = 0,8 * D$$

Despejando la ecuación (16) se determina el diámetro del transportador.

$$D^3 = \frac{0,0265256 * C_p}{\omega_t C_f \delta C_i}$$

ω_{psf} : 330 rpm

C_f : 0,45, **Anexo C1**

δ : 0,49 gr/cm³

$C_i = 1$ (El tornillo sin fin no es inclinado)

$$D^3 = \frac{0,0265256 * 7,2}{330 * 0,45 * 0,4925 * 1}$$

$$D = 0,125 \text{ m}$$

De acuerdo al diámetro del transportador calculado se notó que es muy pequeño en comparación con las dimensiones de las panojas de quinua por tal motivo son inadecuados, por esta razón se optó por utilizar un diámetro de 22 cm o 8,66 in.

Dimensionamiento del sin fin transportador

Cálculo del diámetro en tubo del eje del transportador.

El diámetro del tubo se determinó de acuerdo a la ecuación (19).

$$E_s = K * D$$

El factor K es de acuerdo a lo recomendado por (RAMÍREZ VILLACIS, y otros, 2011 pág. 82), se toma $K=0,44$.

$$E_s = 0,44 * 0,22 \text{ m}$$

$$E_s = 0,0968 \text{ m}$$

De lo anterior calculado se seleccionó del catálogo IPAC, un tubo de 4 in.

Cálculo del paso P_t del transportador.

se determinó mediante la ecuación (20).

$$P_t = F_p * D$$

El factor F_p es igual a 0,8 para paso normal:

$$P_t = 0,8 * 0,22$$

$$P_t = 0,176 \text{ m}$$

Cálculo del espesor del cuerpo del transportador.

El espesor del cuerpo se determinó mediante la ecuación (21).

$$E_c = 0,0104166 * D$$

$$E_c = 0,0104166 * 0,22 \text{ m}$$

$$E_c = 0,023 \text{ m}$$

$$E_c = 2,3 \text{ mm}$$

4.1.6.3. *Calculo de la potencia por el material a transportar.*

El cálculo de la potencia es la suma de las potencias: Por fricción del transporte, por el material transportado y por la inclinación del transporte. Las ecuaciones se basan en catálogo Martin Material Handling.

La ecuación (24) se utilizó para la determinación de la potencia por la fricción:

$$P_f = \frac{L * \omega * F_d * F_b}{1000000}$$

L: longitud del transportador es de 6,56 [ft]

ω : velocidad del transporte es de 330 [rpm], mediante calculos realizados

F_b: factor de hanger 1, **Anexo C2.**

F_d: factor de diámetro del transportador 31, **Anexo C3**

Reemplazando los valores en la ecuación anterior:

$$P_f = \frac{6,56 * 330 * 31 * 1}{1000000}$$

$$P_f = 0,067 \text{ hp}$$

Determinación de la potencia por el material transportado de acuerdo a la ecuación (25):

$$P_m = \frac{c * L * \delta * F_f * F_m * F_p}{1000000}$$

Donde:

c: capacidad del transportador es de 516,28 [ft³/hora]

L: Longitud del transportador es de 6,56 [ft]

δ : densidad del material a transportar es de 30,75 [lbs/pie³]

F_f: factor de corte 1, **Anexo C4**

F_m: factor de potencia de acuerdo al material 2, **Anexo C5.**

F_p: factor de mezclado 1, **Anexo C6.**

Reemplazando tenemos:

$$P_m = \frac{516,28 * 6,56 * 30,75 * 1 * 2 * 1}{1000000}$$

$$P_m = 0,2083 \text{ hp}$$

Al no tener inclinación la potencia por la inclinación del transporte no se puede calcular

La potencia total se calcula con la ecuación (26).

$$P_{\text{trans}} = \frac{(P_m + P_f + P_i)F_o}{e}$$

Donde:

Fo: factor de sobrecarga 3, **Anexo C7.**

e: eficiencia 85% o 0,85, **Anexo C8.**

Reemplazando los valores en la ecuación se tiene:

$$P_{\text{trans}} = \frac{(0,054 + 0,015 + 0) * 3}{0,85} \text{ hp}$$

$$P_{\text{trans}} = 0,972 \text{ hp}$$

4.1.6.4. *Potencia debido a la inercia del tornillo si fin.*

De acuerdo a la ecuación (12) se tiene lo siguiente:

$$P_{\text{inercia}} = \frac{(T_{\text{ac}}) * n}{7160}$$

Aplicando la ecuación (27) se determinó la torsión generada por aceleración.

n: revoluciones por minuto; n : 330 rpm

$$T_{\text{ac}} = I * \alpha$$

I: Inercia del elemento, I = 4,318kg.m²

α : Aceleración angular; $\alpha = 2,304 \text{ rad/seg}^2$

$$T_{\text{ac}} = (4,318 \text{ Kg. m}^2) * (2,304 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2})$$

$$T_{\text{ac}} = 9,948 \text{ N. m}$$

Donde:

$$P_{\text{inercia}} = \frac{(9,948 \text{ N. m}) * 330\text{rpm}}{7160}$$

$$P_{\text{inercia}} = 0,458 \text{ hp}$$

Potencia total para el tornillo sin fin:

$$P_{\text{Total}} = P_{\text{inercia}} + P_{\text{trans}}$$

$$P_{\text{Total}} = 1,431 \text{ hp}$$

4.1.7. *Mecanismo de transmisión de potencia al sistema de corte y alimentación*

Para la transmisión de potencia hacia los diferentes mecanismo se a empleado cadenas con el objetivo de tener alta eficiencia en la transmisión de potencia.

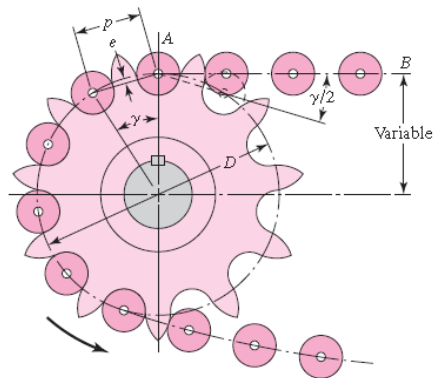


Figura 40-4: Acoplamiento de una catarina y una cadena

Fuente: (BUDYNAS, y otros, 2012 pág. 889)

Datos iniciales:

P_{tr} : potencia que se desea transmitir

N : número de dientes

γ : ángulo de paso

n : velocidad angular de la catarina [rpm]

ρ : paso [in]

Potencia de diseño

$$P_D = P_{tr} * k_s \quad (114)$$

k_s : depende de la función que va desempeñar

P_D : potencia de diseño

Relación de transmisión

$$i = \frac{N_2}{N_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (115)$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (116)$$

Número de dientes N_2

$$N_2 = i * N_1 \quad (117)$$

Cálculo del factor A.

$$A = \frac{G - g}{2e} \quad (118)$$

Donde:

e: distancia entre centros.

G: Diámetro de paso de la rueda dentada mayor.

g: Diámetro de paso de la rueda dentada menor.

Número de pasos

$$N = \frac{Be}{P} + Ct + DT \quad (119)$$

N: número de pasos

P: paso de la cadena en pulgadas

t: número de dientes de la rueda dentada menor

T: número de dientes de la rueda dentada mayor

$$E = \frac{(N - Ct - DT)P}{B} \quad (120)$$

E: Distancia entre centros corregida

N: longitud de la cadena en pasos

Velocidad de la cadena.

$$V = \frac{\pi * D * n}{12} \quad (121)$$

D: diámetro mayor [in]

n: velocidad angular de la catarina [rpm]

Fuerzas en las cadenas.

$$F = \frac{P_D * 33000}{V} \quad (122)$$

P_D: potencia de diseño [hp]

V: velocidad de la cadena [ft/min]

Angulo

La determinación del ángulo entre la cadena y las catarinas se realizó por la siguiente ecuación.

$$\beta = 180 - 57 * \frac{(D - d)}{a} \quad (123)$$

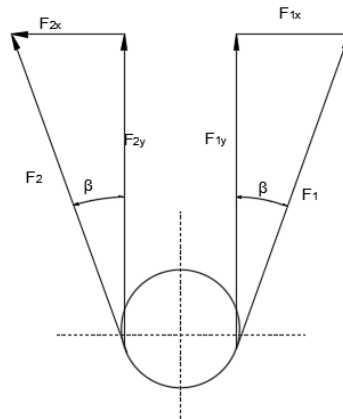


Figura 41-4: Angulo formado por la cadena y las catarinas

Fuente: Autores

Descomposición de la fuerza en los componentes x e y.

$$F_x = F * \cos \beta \quad (124)$$

$$F_y = F * \sin \beta \quad (125)$$

Torque generado

El torque generado en la transmisión de la cadena se calculó con la siguiente ecuación.

$$C = \frac{7160 * P}{N} \quad (126)$$

Recomendaciones :

- Para operaciones suave se debe utilizar al menos 17 dientes en las catarinas.
- Es recomendable utilizar número de dientes impares en la catarina y un número.par en el paso, para evitar un eslabón especial
- La relación transmisión óptima es de 6:1.

4.1.7.1. Diseño de la transmisión para el cabezal.

Datos requeridos

$P_{tr} = 9,19$ hp

$n_1 = 800$ rpm

$n_2 = 800$ rpm

$a = 13,78$ in = 350 mm

Tabla 23-4: Resultados del diseño de la transmisión para el cabezal

Variable	Selección de la cadena	
	Resultados	unidades
Potencia [Ptr]	9,19	hp
Velocidad angular de entrada [n1]	800	rpm
Velocidad angular de salida [n2]	800	rpm
Factor de servicio [Ks]	1,4	-
Potencia de diseño [H]	12,87	hp
Cadena N°, Anexo I	60	-
Numero de dientes N1:	16	-
Relación de transmisión:	1	-
Numero de dientes N2:	16	-
Relación de transmisión	1	-
Velocidad angular de salida [n2]	800	rpm
Potencia tabulado [Hr]	14	hp
Tipo de Lubricación	Tipo B	
Diámetro menor [g]	3,84	in
Diámetro mayor [G]	3,84	in
Distancia entre centros	41,34	in
Paso	0,75	in
Número de pasos	126	pasos
Longitud de la cadena	94,50	in
Velocidad [v]	805,09	ft/min
Fuerzas [F]	376,72	lbf
Angulo [°]	180	°
Torque [lbf-in]	724,13	lbf-in

Fuente: Autores

*4.1.7.2. Selección de la cadena para transmitir potencia hacia el sistema de corte*Datos requeridos: $P_{tr} = 7,76$ hp $n_1 = 800$ rpm $n_2 = 600$ rpm $a = 20$ cm**Tabla 24-4:** Resultados de la transmisión de potencia hacia el mecanismo de corte

Variable	Selección de la cadena	
	Resultados	Unidades
Potencia [Ptr]=	7,76	hp
Velocidad angular de entrada [n1]	800	rpm
Velocidad angular de salida [n2]	600	rpm
Factor de servicio [Ks]	1,4	-
Potencia de Diseño [H]	10,87	hp
Cadena N°, Anexo I	60	-
Numero de dientes N1:	13	-
Relación de transmisión:	1,33	-
Número de dientes N2:	17	-
Relación de transmisión	1,31	-

Fuente: Autores

Tabla 24-4: (continúa) Resultados de la transmisión de potencia hacia el mecanismo de corte

Velocidad angular de salida [n2]	611,76	-
Potencia tabulado [Hr]	11,22	hp
Tipo de lubricación	Tipo B	
Diámetro menor [g]	3,13	in
Diámetro mayor [G]	4,08	in
Distancia entre centros=	9,06	in
Paso=	0,75	in
Número de pasos	40	Pasos
Longitud de la cadena	30	in
Velocidad [v]	854,86	ft/min
Fuerzas [F]	419,47	lbf

Fuente: Autores

4.1.7.3. Selección de la cadena para transmitir potencia hacia el tornillo sin fin

Datos requeridos

$P_{tr} = 1,43$ hp $n_1 = 800$ rpm $n_2 = 330$ rpm $a = 30$ cm

Tabla 25-4: Resultados de la transmisión de potencia hacia el tornillo sin fin alimentador

Variable	Selección de la cadena	
	Resultados	Unidades
Potencia [Ptr]=	1,43	hp
Velocidad angular de entrada [n1]	800	rpm
Velocidad angular de salida [n2]	330	rpm
Factor de servicio [Ks]	1,4	-
Potencia de Diseño [H]	2	hp
Cadena N°, Anexo I	50	-
Número de dientes N1:	12	-
Relación de transmisión:	2,42	-
Número de dientes N2:	30	-
Relación de transmisión	2,50	-
Velocidad angular de salida [n2]	320	-
Potencia tabulado [Hr]	2,45	hp
Tipo de lubricación	Tipo B	
Diámetro menor [g]	2,41	in
Diámetro mayor [G]	5,98	In
Distancia entre centros	7,48	in
Paso	0,63	in

Fuente: Autores

Tabla 25-4: (continúa) Resultados de la transmisión de potencia hacia el tornillo sin fin alimentador

Número de pasos	46	Pasos
Longitud de la cadena	28,75	in
Velocidad [v]	1252,28	ft/min
Fuerzas [F]	52,78	lbf
Angulo [°]	152,84	°
Torque [lbf-in]	63,70	lbf-in

Fuente: Autores

Las cadenas fueron seleccionadas del catalogo Rexnord.

4.1.8. Diseño del acople para transmisión entre cajas de engranes.

El dimensionamiento del acople depende del par nominal que se va transmitir, es decir está en función de la potencia nominal a transmitir y de la velocidad de rotación. (QUILODRÁN JOPIA, 2009)

Para el cálculo del par nominal se aplicó las ecuaciones siguientes:

$$C_N = \frac{9735 * P}{N} \quad (127)$$

C: par nominal [N.m]

P: potencia [hp]

N: velocidad angular [rpm]

$$C_N = \frac{9735 * P}{N}$$

P: potencia [kW]

Los datos en el punto de mayor concentración de esfuerzo torsional, se mencionan a continuación.

P= 7,762 hp

N= 600 rpm

$$C_N = \frac{9735 * 7,762 \text{hp}}{600 \text{rpm}}$$

$$C_N = 92,63 \text{ N.m}$$

La ecuación que se aplicó para determinar el par nominal del acoplamiento es la siguiente.

$$C = C_N * K \quad (128)$$

Donde

K: coeficiente de seguridad que es el producto de los coeficiente K₁, K₂ y K₃:

$$K = K_1 K_2 K_3 \quad (129)$$

K1: Irregularidad del par debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras, **Anexo J1.**

K2: Frecuencias de arranque, **Anexo J2.**

K3: Número de horas de funcionamiento por día, **Anexo J3.**

De la ecuacion (128)se obtuvo el siguiente valor:

$$C = C_N * K_1 K_2 K_3$$

$$C = 92,63 * 1,4 * 1 * 1 \text{ N.m}$$

$$C = 129,682 \text{ N.m}$$

También se puede decir que: $C = T_{\text{nominal}}$

Por cuestiones de preció se decidió diseñar un acomple rígido, y se analizó la resistencia mediante el software Ansys.

$$T_{\text{nominal}} = 129,682 \text{ N.m}$$

$$N = 600 \text{ rpm.}$$

Material: acero AISI 1045

4.1.9. *Diseño de eje de transmisión hacía tornillo sin fin alimentador*

Al ser un elemento encargado de transmitir potencia hacía al tornillo sin fin, dicho eje tendrá que soportar un esfuerzo cortante por el torque a transmitir. Por esta razón se aplicó el criterio de energía de distorsión para corte puro, y despejando de la ecuación (83) se tiene:

$$\tau = \frac{0,577 S_y}{n_f}$$

$$n_f = \frac{S_y}{\sqrt{3} \tau}$$

Y para el cálculo del esfuerzo de torsión se aplicó la ecuación (80):

$$\tau = \frac{16 T_{\text{max}}}{\pi d^3}$$

Reemplazando en la ecuación (83) se tiene:

$$n_f = \frac{S_y}{\sqrt{3} * \frac{16 T_{\text{max}}}{\pi d^3}}$$

Cálculo del torque:

$$P = 9,19 \text{ hp}$$

N: 800 rpm

$$T_{max} = \frac{7160 * P}{N}$$

$$T_{max} = 82,25 \text{ N.m} = 82250 \text{ N.mm}$$

Determinación del factor de seguridad :

d: diámetro del eje; d = 23 mm

Para la determinación del factor de seguridad se utilizó un acero para transmisión AISI 1050 templado y revenido cuyo límite de fluencia es la siguiente: $S_y = 807 \text{ MPa}$.

$$n_f = \frac{430}{\sqrt{3} * \frac{16 * 82250}{\pi * 23^3}}$$
$$n_f = 7,21$$

Para el diseño se estableció un diámetro de 1 in.

4.1.10. Selección de pernos para la sujeción de los elementos

Los pernos son los encargados de la sujeción de la caja de engranes en el cabezal. Al estar el sistema de corte en voladizo, es necesario una sujeción mediante pernos por ser más conveniente para una posterior reparación en un posible daño o para realizar mantenimiento.

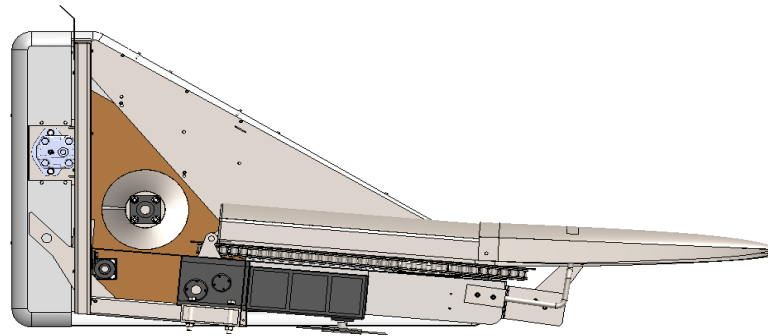


Figura 42-4: Esquema de la caja de engranes acoplado al cabezal

Fuente: Autores

En este caso la tracción generada será, es una tracción secundaria.

$$F''_{1f} = \frac{M \cdot r_i}{\sum r_i^2} \quad (130)$$

Donde:

M: Momento generado [N.m]

r_i : Distancia del i-ésimo perno hacia el borde de apoyo [m]

De acuerdo al software Solidworks se determinó la carga que van actuar en el perno y también la longitud aproximada donde se aplica. A continuación se muestra los datos para la selección del perno:

P_{peso} : Carga aproximada [N]: 981 N

l : Longitud aproximada donde se aplica la carga [m]: 0,7m

Determinación del momento generado aplicando la ecuación (107):

$$M = P_{\text{peso}} \cdot l \quad (131)$$

$$M = 686,7 \text{ N.m}$$

Las condiciones a las que está trabajando los pernos se muestran en la siguiente figura:

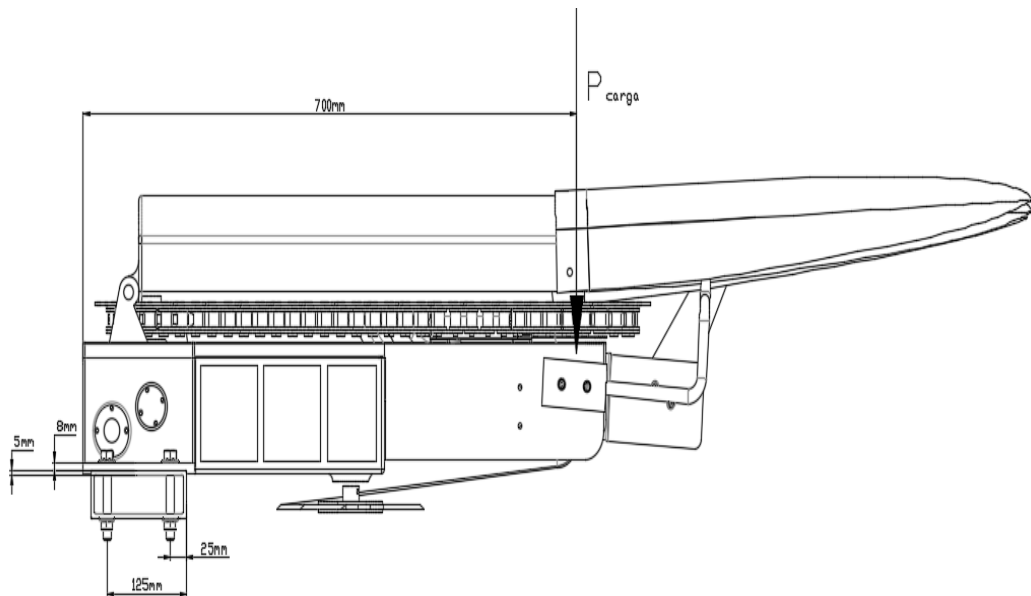


Figura 43-4: Condiciones de trabajo de los pernos a seleccionar.

Fuente: Autores

Aplicando los datos anteriormente mostrados en la figura 43-4 y aplicando la ecuación (130) se determina la tracción secundaria:

$$F''_{1f} = 5341,66 \text{ N}$$

Para determinar la tracción primaria se utilizó la siguiente ecuación.

$$F'_1 = \frac{F''_{1f}}{\# \text{pernos de la fila}} \quad (132)$$

De acuerdo a número de pernos se calculó la tracción primaria:

$$F'_1 = 1335,41 \text{ N}$$

De acuerdo a los datos anteriores se realiza un pre-selección de un perno con las siguientes características geométricas y mecánicas.

Tabla 26-4: Propiedades del perno M12 seleccionado

Diámetro mayor nominal d (mm)	Paso ρ (mm)	Área de esfuerzo de tensión At (mm ²)	Área de esfuerzo de tensión At (mm ²)	ISO	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia mínima a la tensión (MPa)	Resistencia mínima a la fluencia (MPa)
12	1,75	84,3	76,3	5,8	380	520	420

Fuente: (BUDYNAS, y otros, 2012 pág. 398)

Determinación de las constantes:

Constante de la junta:

$$c = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (133)$$

kb: Rigidez del perno.

km: Rigidez de los materiales

Para la rigidez del material se aplicó el cono de ito.

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_{m1}} + \frac{1}{K_{m2}} + \dots + \frac{1}{K_{mi}} \quad (134)$$

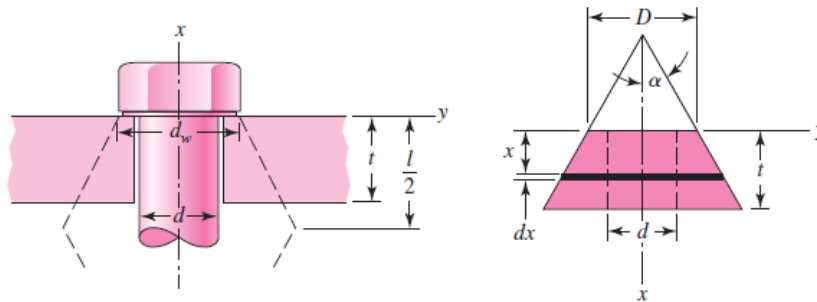


Figura 44-4: Rigidez del material (cono de ITO)

Fuente: (BUDYNAS, y otros, 2012 pág. 414)

$$K_m = \frac{0,5774\pi Ed}{\ln \frac{(1,155t + D - d)(D + d)}{(1,155t + D + d)(D - d)}} \quad (135)$$

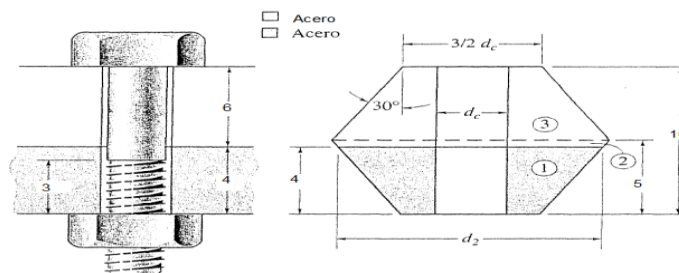


Figura 45-4: Determinación de la rigidez del material

Fuente: (HAMROCK, y otros, 2000 pág. 685)

$$D_1 = \frac{3}{2}d_c \quad (136)$$

$$D_2 = D_1 + 2t_1 \tan 30 \quad (137)$$

Mediante lo planteado anteriormente.

$$K_m = 5,63 \cdot 10^6$$

$$K_b = \frac{\pi d_r^2 E_b}{4l_b} \quad (138)$$

$$E_b = 207 \text{ GPa} = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2 = 30 \cdot 10^6 \text{ psi (Acero)}$$

l_b: longitud de la junta

d_r: diámetro de raíz

Ab o Ar, **Anexo K1, Anexo K2.**

Se calculó K_b con los parámetros ya establecidos anteriormente:

$$K_b = 1,58 \cdot 10^6$$

Ya calculado la rigidez del perno y de los materiales, se procedió a determinar la constante de la junta:

$$c = 0,219$$

Pretensión

Para conexiones reutilizables.

$$F_i = 0,75 S_y A_t \quad (139)$$

S_p: Resistencia de prueba, **Anexo K3, Anexo K4 y Anexo K5**

A_t: Área de esfuerzo de tensión, **Anexo K1, Anexo K2.**

Ya establecido el perno para el prediseño se determinó la pretensión:

$$F_i = 2,40 \cdot 10^4$$

Diseño a tracción:

$$\frac{F_i}{A_t} + \frac{n_f c P}{A_t} = S_y \quad (140)$$

P: Carga total de tracción del perno crítico

n_f: coeficiente de seguridad

Aplicando ya lo calculado y despejando la ecuación (140) se procedió a la determinación del factor de seguridad, dando como resultado lo siguiente:

$$n_f = \frac{A_t}{cP} \left(S_y - \frac{F_i}{A_t} \right)$$

$$n_f = 6,85$$

Al observar el resultado se tiene la certeza que es el perno es adecuado para estas condiciones de trabajo.

4.1.11. Bastidor del cosechador

El bastidor o estructura es el encargado de soportar diferentes tipos de cargas ya sea estas cargas vivas, cargas muertas, cargas de sismo, o de cualquier tipo, la figura siguiente detalla la estructura del cabezal de la máquina integral de quinua que será el encargado de desempeñar la función anteriormente dicha.

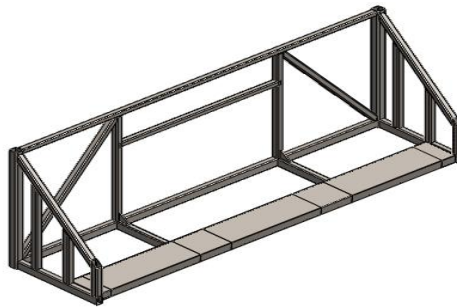


Figura 46-4: Modelación en 3 D del bastidor del cabezal

Fuente: Autores

En el diseño del bastidor interviene diferentes cargas por lo que se detalla a continuación: *Cargas muertas (D)*: Este tipo de cargas se debe al peso de la estructura y a los elementos no estructurales que se encontraran presentes en la estructura.

La determinación de dichas cargas fue calculada mediante el volumen y la densidad de cada elemento. En la tabla siguiente se detalla la carga a la que será sometida la estructura, dichos valores se determinaron con el software Solidworks.

Tabla 27-4: Pesos aproximados de las partes del cabezal

	Valores	Unidades
Bastidor	421,83	N
Cajas de engranes	1530,36	N
Carcasa	127,53	N
Eje transmisión hacia el sin fin	32,373	N
Acople	7,36	N
Sin fin	127,53	N
Cadenas transmisión	147,15	N
Chumaceras	549,05	N
Total	2943,18	N

Fuente: Autores

Cargas vivas (L): Son cargas variables en magnitud debido al uso de la estructura. En el caso del cabezal de la máquina, las cargas vivas son el producto que se procesa.

Las Cargas vivas que se generan por el funcionamiento del cabezal, es capacidad de procesado que en este caso tiene una capacidad de 7,2 Ton/h.

Cargas de viento (w): como su nombre lo indica es debido a la acción de la fuerza de la naturaleza que es el viento, provocando un empuje en el lado que actúa y una succión en el lado contrario.

Dependiendo de la altura de la estructura los efectos aumentan, es decir, que a mayor altura se debe tener muy en cuenta este tipo de carga, pues puede ser el efecto causante del fallo de la misma. En este caso al tener dimensiones no tan considerables se descarta este tipo de carga.

Cargas sísmicas (E): es debido a la interacción de la estructura con el suelo, debido al efecto del movimiento de la tierra, generando de este modo fallas en la estructura.

En el caso del cabezal de la máquina se descarta este tipo de carga al no estar empotrado en el suelo.

Para el diseño del bastidor se seleccionó perfiles cuadrados de 40X40X2mm para las partes con menos carga, y un perfil rectangular de 50X150X4mm para soportar los pesos de la caja de engranes y los divisores. Dichos perfiles se detalla en el **Anexo L**

4.1.12. Determinación de la potencia para el acarreador de las plantas de quinua.

Las cadenas acarreadoras son las encargadas de transportar las plantas hacia el sistema de trillado. Para determinar la potencia se aplicó, se utiliza la ecuación de una cadena transportadora según (COLOMBO, 2012 pág. 4).

$$P_{cad-trans} = Q * H + Q * L * f + q_1(f_1 * L + H) + q_2(f_2 * L - H) \quad (141)$$

Donde:

$P_{cad-trans}$: fuerza total de tracción aplicada a la cadena [kgf]

H: proyección vertical del transportador [m]

L: proyección horizontal [m]

Q: peso de la carga [kgf/m]

q_1 : peso de las partes móviles del tramo superior [kgf/m]

q_2 : peso de las partes móviles del tramo inferior [kgf/m]

f: coeficiente de fricción producido por Q.

f_1 : coeficiente de fricción producido por q_1

f_2 : coeficiente de fricción producido por q_2

El peso de la partes móviles es decir q_1 y q_2 para este caso del diseño serán iguales y con un valor de 14,33 kgf con la longitud de cadena es de 2,86m, dicho valor se extrajo del software Solidworks, por tanto:

$$q = \frac{14,33 \text{ kgf}}{2,86 \text{ m}} = 5,01 \text{ kgf/m}$$

Entonces peso de la parte móvil (cadena) $q_1 = q_2 = q = 5,01 \text{ kgf/m}$

Los coeficientes de fricción producidos f_1 y f_2 son iguales ya que anteriormente se dijo que $q_1 = q_2$, entonces: $f_1 = f_2 = 0,33$ de acuerdo a (COLOMBO, 2012 pág. 6).

En la figura siguiente se detallan los valores de H y L.

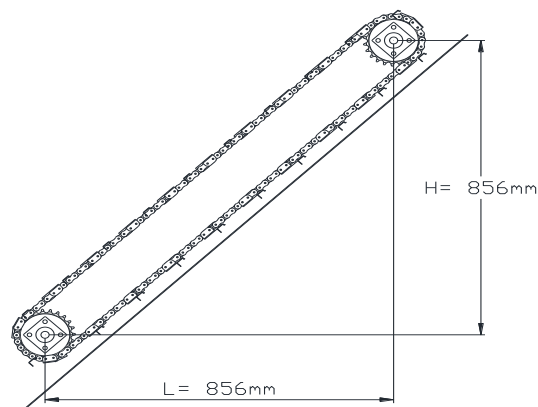


Figura 47-4: Esquema cinemático del transportador

Fuente: Autores

Para el cálculo del peso del producto a transportar se establece en plena carga. Y también se establecen las dimensiones de la cadena transportadora: Ancho $a = 80 \text{ cm}$, ángulo de inclinación del transportador $\theta = 45^\circ$, con una longitud de 130 cm y espesor del producto $h = 8 \text{ cm}$

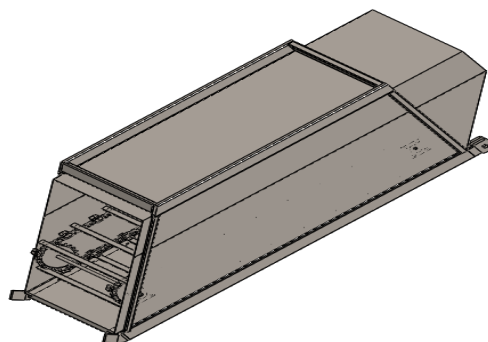


Figura 48-4: Modelación del transportador

Fuente. Autores

Cálculo de la carga a transportar:

$$Q = \delta * v \quad (142)$$

Donde:

δ : densidad de las plantas de quinua es de 0,4925 gr/cm³;

v: volumen de quinua al transportar es de 83200 cm³;

Aplicando lo calculado y reemplazando en la ecuación (142) se tiene:

$$Q = (83200 * 0,4925) \text{ gr}$$

$$Q = 40976 \text{ gr} = 40,976 \text{ Kg}$$

Pero para el diseño se establece un valor de Q= 40,976 kgf/m

El coeficiente de fricción a causa de la carga a transportar f=0,43; entre el acero y la madera, de acuerdo a (COLOMBO, 2012 pág. 6).

Aplicando la ecuación (141) se determina la fuerza de tracción:

$$P_{cad-trans} = 40,976 * 0,856 + 40,976 * 0,856 * 0,43 + 5,01(0,33 * 0,856 + 0,856) + 5,01(0,33 * 0,856 - 0,856) \text{ kgf}$$

$$P_{cad-trans} = 52,99 \text{ kgf}$$

Determinación de la potencia de la cadena transportadora

La velocidad angular de las cadenas transportadoras debe ser mayor que la velocidad angular del tornillo sin fin transportador, es decir; $w_{pct} > w_{psf}$: con esta aclaración la velocidad establecida será de 350 rpm, y con un radio de 10 cm de catarina, por lo tanto con una velocidad de cadena de 1,833 m/s.

Aplicando la ecuación (15) se determinó la potencia consumida de la cadena transportadora.

$$N_t = \frac{P * v}{75}$$

Por tanto se determina la potencia neta mediante la ecuación (15):

$$N_t = \frac{52,99 * 1,833}{75} \text{ hp}$$

$$N_t = 1,3 \text{ hp}$$

Para el diseño de la máquina se escujo un valor un poco más alto de potencia calculado, siendo esto de 1,5 hp.

4.1.13. Diseño del pasador para sujeción del cabezal

El pasador es el elemento que se encarga de conectar el cabezal con el cosechador,

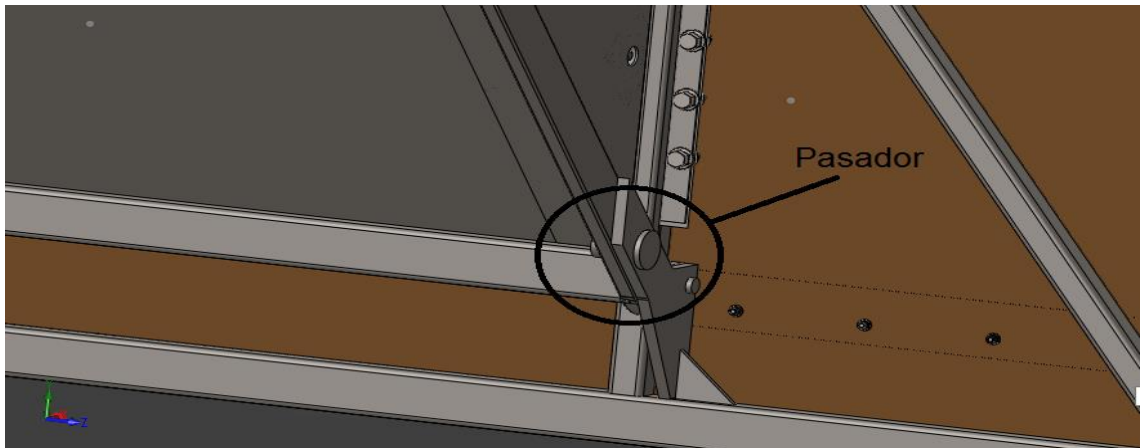


Figura 49-4: Cabezal conectado con el acarreador por medio del pasador

Fuente: Autores

Para el diseño del pasador se aplicara la ecuación de (9).

Esfuerzo de corte:

$$\tau_{corte} = \frac{0,577S_y}{n_s}$$

τ_{corte} : Esfuerzo a torsión [MPa]

S_y : Resistencia a la fluencia [MPa]

n_s : Factor de seguridad

Esfuerzo cortante

Para determinar el esfuerzo cortante se aplica la ecuación (10)

$$\tau_{corte} = \frac{F_c}{A}$$

F_c : Fuerza de corte [N-m]

A : Area de corte [m²]

Diseño a corte

$$\sqrt{3} \frac{F_c}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{S_y}{n_s}$$

d : Diámetro del pasador [mm]

$$d = \frac{4 * \sqrt{3} * F_c * n_s}{\pi * S_y}$$

La fuerza de corte es este caso el peso del cabezal que deberar soportar el pasador y de acuerdo al software solidworks el tiene una masa aproximada de 366,20kg, por lo tanto

tiene un peso de 3592,422 N pero como son pasadores carga se parte entre dos, por tanto se tiene una carga para el diseño de 1796,211 N.

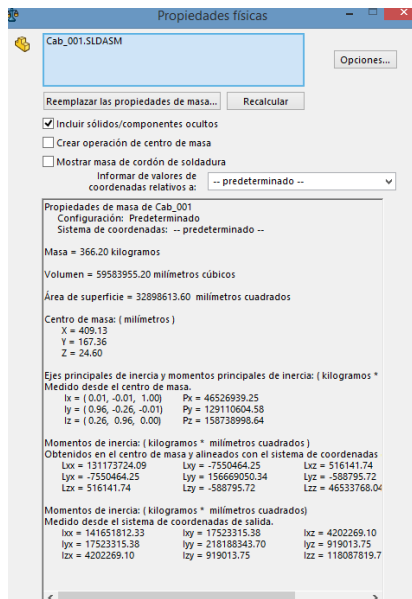


Figura 50-4: Peso aproximado del cabezal

Fuente: Autores

El factor de seguridad que se impuso para el diseño del pasador es de 6 debido a que es un elemento muy importante. Para ello se aplicó un acero AISI 1050 templado y revenido, como una resistencia a fluencia de 807 MPa.

Datos para el diseño:

$$F_c = 1796,211 \text{ N}$$

$$n_s = 5$$

$$d = \frac{4 * \sqrt{3} * F_c * n_s}{\pi * S_y}$$

Remplazando estos valores en la ecuación anterior se determinó el diámetro adecuado:

$$d = \frac{4 * \sqrt{3} * 2060,1 * 5}{\pi * 807} \text{ mm}$$

$$d = 24,54 \text{ mm}$$

Para el diseño se estableció un diámetro de 25,4 mm es decir 1 in.

4.2. Diseño del sistema de trillado

El trabajo que realizan los elementos del sistema de trillado de una máquina cosechadora integral o combinada es la disociación o separación del grano de la espiga, entre los principales elementos de este sistema se tienen el cilindro desgranador o cilindro de trilla y el cóncavo que es una superficie con rejillas que cubre gran parte del cilindro.

Las panojas de quinua después de haber sido cortadas deben recorrer tangencialmente al cilindro para que por medio de golpe y fricción se realice el proceso de separación del grano, para que el proceso de trillado se efectuó de una manera óptima la humedad de la cosecha se debe encontrar por debajo del 20 %, mientras que para almacenarlo debe ser menor al 15%, para mejorar la eficiencia del sistema de trillado se optó por adicionar más cilindros los cuales se observan en la siguiente figura.

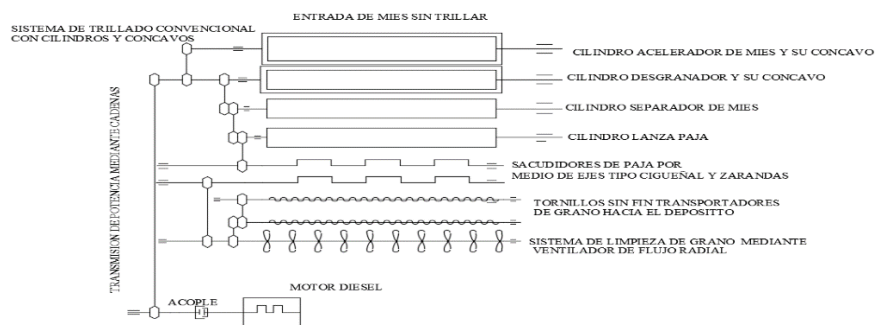


Figura 51-4: Esquema cinemático del sistema de trillado de quinua.

Fuente: Autores

Para el diseño del sistema de trillado se tomó en cuenta muchos factores que van incidir en la eficiencia de la trilla, entre ellos tenemos el enlace del grano con la espiga, la variedad de cultivo, su madurez y su humedad, se hizo una analogía con las máquinas cosechadoras de cereal, por motivo que fueron ya probadas en la cosecha de quinua dando un buen resultado, en la tabla siguiente se puede observar estos valores indicativos.

Tabla 28-4: Parámetros físicos de elementos que constituyen del sistema de trillado.

Elementos	Velocidad	Longitud	Diámetro	Posición
Cilindro	400-1600 rpm	0,80 -1,80 m	400 – 600 mm	horizontal
Cóncavo	-	50-65 cm		120°
Zaranda	200- 250 rpm	-	-	8° a 15°
Cribas	200 -300 rpm	-	-	8° a 15°
Ventilador	200 -300 rpm	-	-	horizontal
Transportadores	100-200 rpm	-	-	horizontal

Fuente. (ORTIZ CAÑAVATE, y otros, 2012)

4.2.1. Capacidad del sistema de trillado

En el Ecuador las provincias con mayor producción de quinua son las siguientes: Carchi, Chimborazo, Imbabura y Pichincha, las cuales de acuerdo a las estadísticas del MAGAG siembran alrededor de dos mil hectáreas al año con una producción total de 1400 toneladas, en la provincia de Chimborazo se tiene un promedio de 1,27 ton/ ha. (MONTEROS GUERRERO, A., 2016).

Aunque para el 2017, Ecuador desea que su producción llegue a 16 mil hectáreas, con estos datos se procede a calcular la producción de grano limpio que se obtendrá del sistema de trillado.

Del análisis del sistema de corte de la máquina se obtuvo como dato que en 1,47 horas la máquina cortará aproximadamente una hectárea de plantación, con estos datos se encontró el siguiente resultado:

$$C = (\text{rendimiento de grano en 1 ha}) * (\text{tiempo en realizar el corte de 1 ha})$$

$$C = 1,27 \frac{\text{ton}}{\text{ha}} * \frac{1 \text{ ha}}{1,47 \text{ horas}}$$

$$C = 0,86 \frac{\text{ton}}{\text{h}} = 0,238 \text{ kg/s}$$

Donde C será la capacidad mínima de procesamiento de grano limpio que debe tener el sistema de trillado, pero la capacidad de asimilación de la mies sin trillar está dada por el sistema de corte la cual fue de 2kg/s.

4.2.2. Dimensionamiento de los cilindros de trillado.

Para que se efectuó el proceso de separación de los granos de la panoja de quinua o trillado de la quinua se dimensionó un cilindro principal de trilla y otros cilindros que ayudaran tanto en el proceso de la separación del grano como en el proceso de expulsión de la planta vacía, se seleccionó las diversas transmisiones mecánicas para los diversos mecanismos, así como también se diseñó los ejes y sus componentes para cada cilindro

4.2.2.1. Dimensionamiento del cilindro principal de trillado

- *Cálculo del radio del cilindro de trillado*

El cilindro desgranador estará ubicado de forma transversal al avance de la máquina, el cual será de 8 barras con estrías oblicuas alternadas, la longitud será mínima y el diámetro como se calculará a continuación.

De acuerdo a las pruebas que fueron realizadas por el INIAP con la cosechadora combina John Deere 960 se obtuvieron buenos resultados, en este caso el trigo se adecuó de una manera muy óptima, por lo tanto se tomará como referencia las velocidades que se necesitan para trillar el trigo. (NIETO, et al., 1992 p. 12)

De la tabla 28-4 tenemos los siguientes datos para trigo de primavera.

Número de revoluciones por minuto (rpm): 900-1200

Velocidad periférica (m/s): 22-30

Con lo cual se procedió a calcular el valor de los radios que deben tener los cilindros con la siguiente fórmula:

$$v = \omega r \quad (143)$$

Donde:

v = velocidad periférica

ω = velocidad angular

r = radio del cilindro

Despejando el valor del radio del cilindro de la ecuación (143) se obtuvo lo siguiente:

$$r = \frac{v}{\omega}$$

$$r_1 = \frac{22 \text{ m/s}}{900 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}}$$

De donde se deduce que el radio mínimo r_1 que deberá tener el cilindro desgranador es el siguiente:

$$r_1 = 0,2334 \text{ m} = 233,43 \text{ mm}$$

De la misma manera se procedió a encontrar el radio del cilindro con el valor superior de la velocidad periférica.

$$r_2 = \frac{30 \text{ m/s}}{1200 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}}$$

Del cálculo anterior se obtuvo el valor del límite superior a la cual se va a regir el cilindro desgranador.

$$r_2 = 0,2387 \text{ m} = 238,78 \text{ mm}$$

Como conclusión se tiene que el radio del cilindro desgranador r_c y el radio de los demás cilindros tendrán que estar entre r_1 y r_2 como se muestra.

$$r_1 \leq r_c \leq r_2$$

$$233 \text{ mm} \leq r_c \leq 239 \text{ mm}$$

Para efectuar el proceso de trillado de la quinua se tiene el siguiente mecanismo el cual estará compuesto por barras con estrías oblicuas a diferentes direcciones, la fricción y el golpeteo generadas entre las plantas y estas barras serán las encargadas de separar el grano, las fuerzas que experimentará el cilindro son de estiramiento y fuerza en golpe.

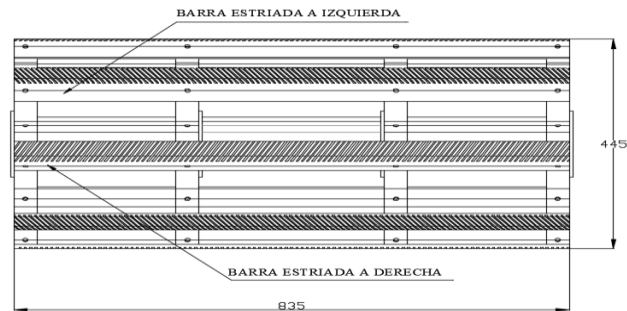


Figura 52-4: Dimensiones geométricas del cilindro desgranador de barras

Fuente: Autores

- *Calculo de la fuerza necesaria para realizar el proceso de trillado*

De acuerdo a (SILVEIRA REMUS, 1999b págs. 328-330) se tiene una ecuación fundamental para el cálculo de la fuerza en el cilindro desgranador el cual menciona que la fuerza total para el proceso tecnológico es igual a la fuerza de estiramiento sumada la fuerza en golpe como se representa en la siguiente ecuación.

$$F = F_1 + F_2 \quad (144)$$

Donde:

F = fuerza total periférica [N]

F₁: fuerza en golpe de la masa [N]

F₂: fuerza en estiramiento [N]

De la misma manera se tuvo como referencia que la fuerza F₁ se puede calcular de la siguiente manera:

$$F_1 = q(v_2 - v_1) \quad (145)$$

Donde:

q: flujo másico de material sin trillar [kg/s]

v₁: velocidad periférica a la entrada del cilindro trillador [m/s]

v₂: velocidad periférica a la salida del cilindro trillador [m/s]

De donde se tiene que la velocidad a la entrada del cilindro desgranador deberá estar entre 3 m/s – 5 m/s de lo cual se tomó un promedio. (SILVEIRA REMUS, 1999a)

Entonces se eligió el siguiente valor:

$$v_1 = 4 \text{ m/s}$$

Para obtener la velocidad v_2 se lo realizó mediante la siguiente ecuación:

$$v_2 = \alpha \cdot v \quad (146)$$

Donde:

α : coeficiente de proporcionalidad

v : velocidad periférica a la salida del cilindro desgranador m/s

El coeficiente α depende de varios factores tales como la longitud y humedad de los tallos, la orientación de ellos en relación a las barras, cantidad de masa alimentada en la unidad de tiempo y la construcción del aparato trillador, se hizo una analogía con las velocidades que se utilizan para la trilla de trigo por lo que fue puesta a prueba por el INIAP y dio buenos resultados, y de acuerdo a (SILVEIRA REMUS, 1999b pág. 329) se tiene el siguiente coeficiente.

$\alpha = 0,70$ a $0,85$ para el cilindro de la combinada CK – 4 de fabricación soviética

Entonces:

$$v = 30 \text{ m/s} \text{ y } \alpha = 0,8$$

De donde reemplazando en la ecuación (146) se tiene lo siguiente:

$$v_2 = 0,8(30 \text{ m/s}) = 24 \text{ m/s}$$

Con un flujo másico de 2 kg/s lo cual es recomendado para cosechadoras combinadas y reemplazando en la ecuación (145) se obtuvo que:

$$F_1 = 2 \text{ kg/s} (24 \text{ m/s} - 4 \text{ m/s})$$

$$F_1 = 40 \text{ N}$$

Para efectuar el cálculo de F_2 de acuerdo a (SILVEIRA REMUS, 1999b) que al principio se mencionó menciona que la fuerza F_2 es igual a la fuerza total F multiplicada por un factor de trituración f la misma que se muestra a continuación.

$$F_2 = f \cdot F \quad (147)$$

Donde f es llamada factor de trituración teniendo en cuenta que este tipo de sistema de trillado funciona de manera similar a las máquinas trituradoras.

$f = 0,6$ a $0,75$ para cilindros de barras

De lo cual se tomó un valor medio del coeficiente f y reemplazando en la ecuación (147) se llegó a determinar el siguiente valor:

$$F_2 = 0,7 \cdot F \quad (148)$$

Reemplazando la ecuación (148) en la ecuación (144) y despejando se obtuvo el valor de F la cual será la fuerza necesaria para realizar el proceso de trillado del grano.

$$F = F_1 + 0,7 * F$$

$$F = \frac{40 \text{ N}}{0,3}$$

Donde $F = 133,33 \text{ N}$ la cual es la fuerza periférica necesaria

- *Cálculo de la potencia necesaria para realizar el proceso de trillado*

Para la determinación de la potencia necesaria para mover el cilindro en vacío y cuando tenga carga se hizo uso la siguiente ecuación:

$$P = (F_{ac} + F_{fr} + F_{ele}) \cdot v_{max} + (T_{ac} + T_{fr} + T_{ele}) \cdot w_{max} \quad (149)$$

Donde:

P: Potencia necesaria para realizar el proceso tecnológico.

F_{ac} : Fuerza de aceleración necesaria para mover una cierta cantidad de masa .

F_{fr} : Fuerza de fricción en traslación.

F_{ele} : Fuerza de elevación.

v_{max} : Velocidad tangencial máxima.

T_{ac} : Torque de aceleración del cilindro .

T_{fr} : Torque de fricción del cilindro con la mies.

T_{ele} : Torque de elevación.

w_{max} : velocidad angular máxima del cilindro.

De lo calculado anteriormente se obtuvo lo siguiente:

$$F = F_{ac} = 133,33 \text{ N}$$

Para encontrar los demás parámetros para el cálculo de la potencia requerida se analizó las fuerzas que van estar actuando en el cilindro las cuales a continuación se presentan en el DCL.

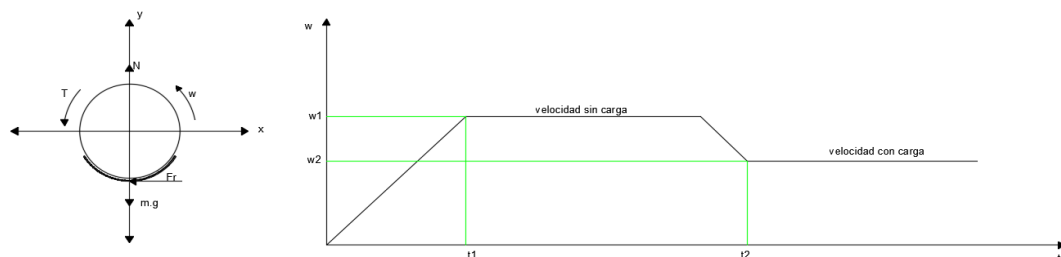


Figura 53-4: DCL y velocidades angulares del cilindro trillador.

Fuente: Autores

Según el diagrama se puede observar que se necesitará un torque T para realizar todo el trabajo de trillado el cual se calculó de la siguiente manera.

$$\begin{aligned} \sum T_o &= I * \alpha \\ T - r * F_r &= I * \alpha \end{aligned} \quad (150)$$

Donde:

T: torque total para realizar el trabajo.

r: radio del cilindro desgranador.

F_r : fuerza de fricción entre la mies y el cilindro.

I: momento de inercia del cilindro.

α : aceleración angular en vacío del cilindro.

Para el cálculo de la aceleración del cilindro en vacío se utilizó la siguiente expresión:

$$w_f = \alpha * t + w_0 \quad (151)$$

Donde:

w_f = velocidad angular final.

w_0 = velocidad angular inicial.

α : aceleración angular.

t: tiempo de estabilización del sistema.

Se tomó como tiempo de estabilización del sistema igual a 20 segundos, ya que lo recomendado es que sean valores mayores a 10 s. (UREÑA ESPIN, y otros, 2012)

De donde despejando la aceleración angular de la ecuación (150) y reemplazando los valores se obtuvo lo siguiente:

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{w_f}{t} \\ \alpha &= \frac{125,66 \text{ rad/s}}{20 \text{ s}} = 6,28 \text{ rad/s}^2 \end{aligned}$$

Donde w_f será la velocidad máxima a la que llegará el cilindro 1200 RPM.

Luego para la determinación de la fuerza de fricción entre el cilindro y las plantas se analizó las fuerzas actuantes que se presentaron en el diagrama de cuerpo libre del cilindro.

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ N - mg &= 0 \end{aligned} \quad (152)$$

Donde:

N: fuerza normal

m: masa del cilindro

g: aceleración de la gravedad $[9,81 \text{ m/s}^2]$

De lo cual se tiene la fuerza de rozamiento que estará actuando entre las plantas y la superficie del cilindro.

$$F_r = \mu * N \quad (153)$$

Donde:

$\mu = 0,0012$ El cual es un valor para el coeficiente de rozamiento entre madera y acero en movimiento circular, **Anexo N**.

Reemplazando en la ecuación (153) se obtuvo lo siguiente:

$$F_r = 0,0012 \text{ mg}$$

Las propiedades físico-geométricas del cilindro que se tienen a continuación fueron obtenidas de la realización del modelo mediante solidworks de donde se obtuvo lo siguiente.

$$m \approx 54 \text{ kg} \quad I \approx 1,96 \text{ kg. m}^2$$

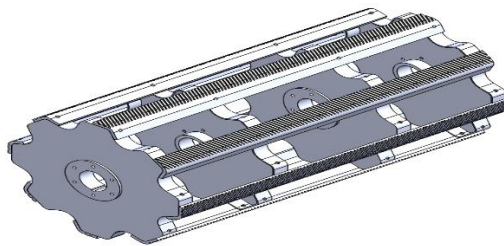


Figura 54-4: Modelado en 3D del cilindro desgranador

Reemplazando todos los valores en la ecuación (153), se encontró la fuerza de fricción entre las plantas y el cilindro:

$$F_r = 0,63 \text{ N}$$

Con la fuerza antes mencionada se calculó el torque de fricción que es igual a la fuerza de fricción multiplicada por el radio del cilindro.

$$T_{Fr} = r * F_r \quad (154)$$

$$T_{Fr} = (0,225 \text{ m}) * (0,63 \text{ N}) = 0,14 \text{ N. m}$$

Con los datos obtenidos del software se calculó el torque de aceleración con la siguiente fórmula.

$$T_{ac} = I * \alpha \quad (155)$$

$$T_{ac} = 1,96 \text{ kg. m}^2 \left(6,28 \text{ rad/s}^2\right) = 12,31 \text{ N. m}$$

Reemplazando en la ecuación (149) se llegó a determinar la potencia mínima para mover el cilindro y para realizar el proceso tecnológico.

Con $F_{fr} = 0$ y $F_{ele} = 0$ ya que no existe traslación.

$$P_1 = (133,33N) * 30 \text{ m/s} + (12,31 \text{ N.m} + 0,14 \text{ N.m}) * 125,66 \text{ rad/s}$$

$$P_1 = 5,56 \text{ kW}$$

4.2.2.2. Dimensionamiento del cilindro acelerador de mies.

El cilindro acelerador de mies será el encargado de hacer llegar el material a trillar hasta el cilindro desgranador, por lo general el diámetro de este cilindro es mucho menor a la del cilindro principal, así también la velocidad periférica será la recomendada para este tipo de cilindro.



Figura 55-4: Dimensiones geométricas del cilindro acelerador de mieses

Fuente: Autores

Para encontrar la potencia requerida se analizó las fuerzas que van estar actuando en el cilindro.

De la ecuación (143) despejando la velocidad y tomando una velocidad periférica de 4 m/s la cual es recomendada según (SILVEIRA REMUS, 1999a) se obtuvo la velocidad angular a la que el cilindro estará sometida.

$$w_{\max} = \frac{4 \text{ m/s}}{0,109 \text{ m}} = 36,69 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$w_{\max} = 350 \text{ rpm}$$

De la ecuación (151) se encontró la aceleración tomando como referencia un tiempo de estabilización del sistema de 20 segundos.

$$\alpha = \frac{36,69 \text{ rad/s}}{20 \text{ s}} = 1,8345 \text{ rad/s}^2$$

A continuación se muestra las propiedades físico-geométricas del cilindro acelerador con lo cual se procedió a calcular las demás fuerzas.

$$m \approx 19,05 \text{ kg} \quad I \approx 0,19 \text{ kg.m}^2$$

De donde tenemos los valores de F_r , T_{Fr} y T_{ac} según las ecuaciones (153), (154) y (155)

$$F_r = 0,224N$$

De donde

$$T_{Fr} = 0,109 \text{ m} * (0,224\text{N}) = 0,0244 \text{ N. m}$$

$$T_{ac} = 0,19 \text{ kg. m}^2 \left(1,8345 \text{ rad/s}^2\right) = 0,3485 \text{ N. m}$$

Reemplazando los valores anteriores en la ecuación (149) se determinó la potencia necesaria para mover este cilindro.

$$P_2 = (0,0244 \text{ N. m} + 0,3485 \text{ N. m}) * (36,69 \text{ rad/s})$$

$$P_2 = 0,014 \text{ kW}$$

4.2.2.3. Dimensionamiento del cilindro separador de mies.

El cilindro separador de mies estará encargado de separar los desechos después de haber trillado la panoja de quinua, para que posteriormente estos desechos pasen hacia los sacudidores de paja y por medio del cilindro lanza paja sean transportadas hacia afuera de a máquina, el diámetro de este cilindro es menor que el del cilindro desgranador, pero la velocidad debe ser la misma para que realicen el trabajo conjuntamente.

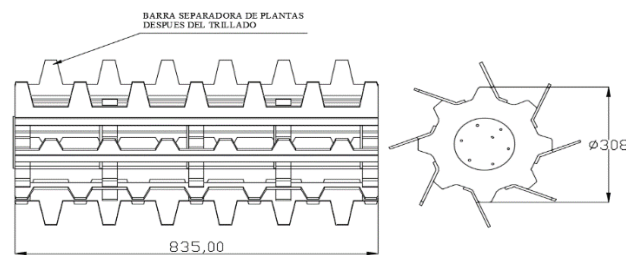


Figura 56-4: Dimensiones geométricas del cilindro separador de mieses

Fuente: Autores

Para encontrar la potencia requerida se analizó las fuerzas que van estar actuando en el cilindro las cuales son fuerzas inerciales y de rozamiento, para este caso la aceleración que debe experimentar este cilindro será igual a la aceleración del cilindro desgranador por lo tanto:

$$\alpha = 6,28 \text{ rad/s}^2$$

Las propiedades físico geométricas del cilindro se muestran a continuación:

$$m \approx 39,6 \text{ kg} \quad I \approx 2,50 \text{ kg. m}^2$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones (153), (154), (155) se obtuvo lo siguiente:

$$F_r = 0,46\text{N}$$

$$T_{Fr} = 0,22 * (0,46 \text{ N}) = 0,10 \text{ N. m}$$

$$T_{ac} = 2,50 \text{ kg. m}^2 \left(6,28 \text{ rad/s}^2\right) = 15,7 \text{ N. m}$$

Con la ecuación (149) se obtuvo la potencia necesaria para mover el cilindro separador de mies.

$$P_3 = (15,7 \text{ N.m} + 0,10 \text{ N.m}) * 125,66 \text{ rad/s}$$

$$P_3 = 1,98 \text{ kW}$$

4.2.2.4. Dimensionamiento del cilindro removedor de granzas.

El cilindro lanza paja o removedor de granzas estará encargado de ayudar a que los desperdicios salgan de la máquina, este cilindro estará ubicado en la parte media de los sacudidores de paja que por medio de movimiento oscilante manda hacia afuera los desperdicios.

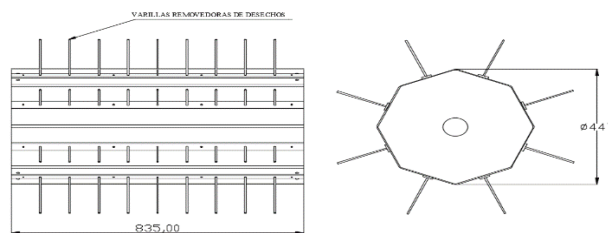


Figura 57-4: Dimensiones geométricas del cilindro removedor de granzas

Fuente: Autores

De la misma manera que para los cilindros anteriores, para encontrar la potencia requerida se analizó las fuerzas que van estar actuando en el cilindro.

La velocidad y aceleración que debe experimentar este cilindro es la misma que la del cilindro de trillado.

$$\alpha = 6,28 \text{ rad/s}^2$$

De donde

$$F_r = 0,0012 \text{ mg}$$

A continuación se tienen las propiedades físico geométricas del cilindro lanza paja con lo cual se procedió a calcular las demás fuerzas.

$$m \approx 25,64 \text{ kg} \quad I \approx 1,13 \text{ kg.m}^2$$

De donde de las ecuaciones (153) (154) y (155) se obtuvo los siguientes valores

$$F_r = 0,30 \text{ N}$$

$$T_{Fr} = 0,374 \text{ m} * (0,30 \text{ N}) = 0,112 \text{ N.m}$$

$$T_{ac} = 1,13 \text{ kg.m}^2 \left(6,28 \text{ rad/s}^2 \right) = 7,096 \text{ N.m}$$

Reemplazando en la ecuación (149) se obtuvo como resultado:

$$P_4 = (7,096 \text{ N.m} + 0,11 \text{ N.m}) * 125,66 \text{ rad/s}$$

$$P_4 = 0,905 \text{ kW}$$

4.2.3. Dimensionamiento de los sacudidores de paja tipo zaranda

La zaranda será el elemento encargado de llevar hacia fuera de la máquina los desperdicios, entre los cuales también se tendrán residuos de granos que por medio de rejillas caerán al sistema de limpieza conjuntamente con paja mucho más fina que posteriormente será limpiada, existen varios tipos de sacudidores de pajas entre los cuales están los sacudidores de paja de zarandas o teclas, los rotacionales con transportadores y los rotacionales; El sacudidor de paja de zaranda puede ser de 3, 4, 6 zarandas, en este caso para que la máquina no tenga dimensiones tan grandes y su coste no fuese mucho mayor se eligió 3 zarandas las cuales estarán montadas en ejes tipo cigüeñal desfasadas 120° , en el cual los ejes y la zaranda formaran un mecanismo de 4 miembros ABCD; Con este mecanismo la zaranda realizará un movimiento de desplazamiento y cada uno de sus puntos se moverán describiendo una circunferencia. (SILVEIRA REMUS, 1999b)

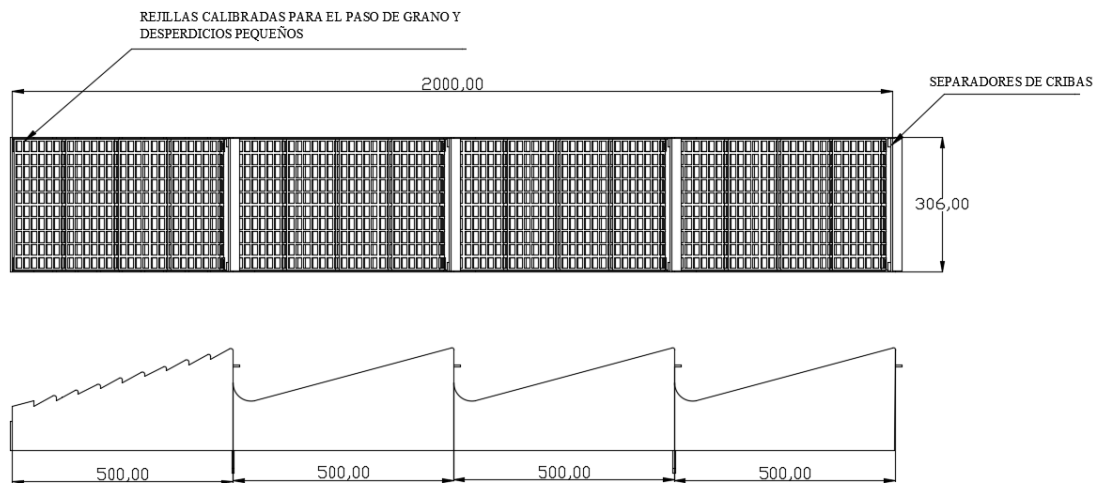


Figura 58-4: Sacudidor de granzas tipo zaranda

Fuente: Autores

Las propiedades físicas - geométricas de este elemento se extrajeron de la modelación realizada en solidworks las cuales se presentan a continuación:

$$m = 47,71 \text{ kg}$$

$$I = 18,99 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Con los datos antes obtenidos se calculó la aceleración y el torque, para luego calcular la potencia necesaria que se requiere para realizar el movimiento de todo el mecanismo. De la ecuación (151) se obtiene el siguiente valor de aceleración, tomando como velocidad final del sacudidor 200 RPM. (ORTIZ CAÑAVATE, y otros, 2012)

$$\alpha = \frac{(20,94 \text{ rad/s})^2}{20 \text{ s}} = 1,047 \text{ rad/s}^2$$

De donde el torque de aceleración resultante llegó a tener el siguiente valor:

$$T_{ac} = (18,99 \text{ kg. m}^2) * (1,047) \text{ rad/s}^2 = 19,88 \text{ N. m}$$

Con estos valores se obtuvo el valor de la potencia para mover este mecanismo.

$$P_5 = T_{ac} * \omega$$

$$P_5 = 416,36 \text{ W}$$

Como se tienen tres zarandas entonces la potencia para mover todo el conjunto resultó ser la siguiente:

$$P_{max} = 3 * P$$

$$P_{max} = 1,25 \text{ kW}$$

4.2.4. Dimensionamiento de Cóncavos

El 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 trilla, dicha longitud viene a estar comprendida entre 50 y 65 cm, dependiendo al diámetro del cilindro.

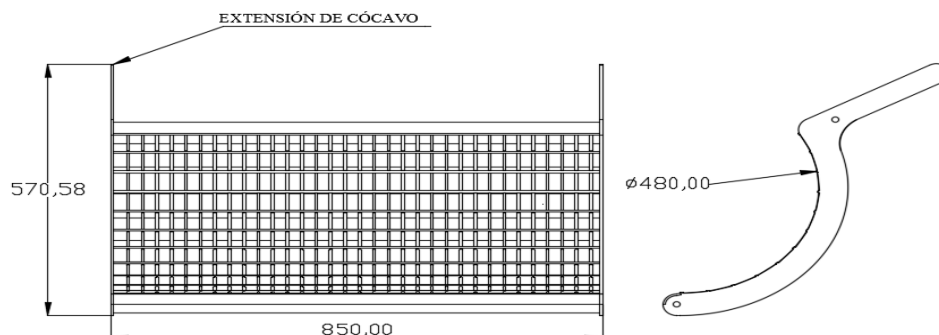


Figura 59-4: Dimensiones geométricas del cóncavo principal de trilla

Fuente: Autores

La separación a 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 de invierno, avena y centeno, la distancia entre el cilindro y el cóncavo es de 15/5 (15 mm a la entrada y 5 mm a la salida), aunque a la entrada puede reducirse a 10 mm, distancias más pequeñas solo son recomendadas para cebada y trigo de primavera, en la figura siguiente se puede observar un esquema del cóncavo y cilindro desgranador.

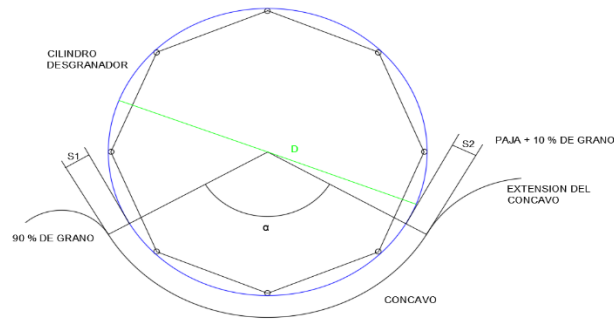


Figura 60-4: Esquema de acoplamiento entre cóncavo y cilindro desgranador

Fuente: Autores

4.2.5. Diseño de las transmisiones

Para el diseño de las transmisiones se tuvo que tener en cuenta que la transmisión será mecánica mediante ruedas dentadas y cadenas, la cual tiene una eficiencia que está entre 0,95 y 0,97 de estos valores se tomó un valor medio igual a 0,96, con el cual se recalcula las potencias que debe entrar a cada eje, y se procede a encontrar una potencia total.

A continuación se presenta una tabla donde se muestran los valores de las potencias.

Tabla 29-4: Valores calculados de potencias necesarias para el sistema de trillado

Mecanismos	P_s	n_T	P_e
Cilindro desgranador	5,56 kW	0,96	5,79 kW
Cilindro acelerador de mies	0,014 kW	0,96	0,0145 kW
Cilindro separador de mies	1,98 kW	0,96	2,06 kW
Cilindro sacapajas	0,905 kW	0,96	0,942 kW
Zacudidor de paja	1,25 kW	0,96	1,30 kW

Fuente: Autores

De donde se obtuvo que la potencia total para realizar el proceso de trillado es la siguiente:

$$P_T = 10,107 \text{ kW (13,55 hp)}$$

- *Transmision entre eje motor y eje principal*

Para la transmisión entre el eje motor y el eje principal se tuvo que la potencia la cual va a soportar es igual a la potencia total para mover todo el sistema $P = 11,52 \text{ hp}$, con este valor se procedió a realizar el diseño de la transmisión.

Primero se halló la potencia de diseño para lo cual se procedió a multiplicar la potencia antes encontrada para mover y realizar el proceso de trillado por un factor de aplicación.

$$P_D = PC_1 \quad (156)$$

Donde:

P_D : potencia de diseño

P : potencia requerida para mover cada mecanismo

C_1 : factor de servicio

El factor de aplicación se eligió de acuerdo al tipo de motor y al tipo de transmisión para lo cual se tiene que el motor será de combustión interna y la transmisión será mecánica, el tipo de carga a la que va estar sujeta será una carga moderada alternativa irreversible para lo cual tenemos el valor de $C_1 = 1,4$. **Anexo O1.**

De donde reemplazando en la ecuación (156) se encontró el siguiente valor:

$$P = 13,55 \text{ hp}$$

$$P_D = (13,55 \text{ hp})(1,4)$$

$$P_D = 18,9 \text{ hp}$$

- *Selección de la Cadena*

Con el valor de potencia de diseño y las rpm del motor se ingresó en el nomograma del **Anexo O2** para encontrar el tipo de cadena a utilizarse.

De acuerdo a lo anterior se obtuvo lo siguiente:

Para una hilera se cuenta con una cadena # 50

- *Diámetro y número de dientes de las catarinas*

Del **Anexo O3** con la velocidad angular de la Catarina que actúa como motriz y la potencia de diseño se estableció el número de dientes que tendrá la misma.

De donde se tiene que $z_1 = 22$ la cual resistirá una potencia $P_x = 18,95 \text{ hp}$. La cual fue calculada para una velocidad de 1500 rpm. **Anexo O3**

Como: $P_x > P_D$ entonces la Catarina es adecuada.

- *Relación de transmisión*

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{w_1}{w_2} \quad (157)$$

Donde:

i : relación de transmisión

Z_2 : número de dientes de rueda

Z_1 : número de dientes del piñon

w_1 : velocidad angular del piñon

w_2 : velocidad angular de la rueda

Reemplazando los valores en la ecuación (157) se tiene lo siguiente:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{1500}{1200} = 1,25$$

De donde: $z_2 = 27,5$

Entonces: $z_2 = 28$ dientes

Del **Anexo O4** con el número de dientes del piñón y de la rueda se encontró los valores tabulados de los diámetros de las catarinas.

De donde se obtiene una Catarina tipo B con 22 dientes y con un $d = 4,392$ in

Y una Catarina tipo B con 28 dientes y con un $D = 5,582$ in

- *Distancia entre centros mínima*

$$C = D + \frac{d}{2} \quad (158)$$

Donde:

C: distancia entre centros mínima

D: diámetro de la rueda

d: diámetro del piñón

De donde reemplazando en la ecuación (158) se obtuvo el siguiente valor:

$$C = 5,582 \text{ in} + \frac{4,392 \text{ in}}{2}$$

$$C = 7,778 \text{ in}$$

Para el cálculo se tomó la distancia que se obtuvo del modelo geométrico.

De donde se tiene se tiene el siguiente valor:

$$C = 11,96 \text{ in}$$

- *Cálculo de los factores A,B,C,D*

$$A = \frac{G - g}{2e} \quad (159)$$

$$A = \frac{5,582 \text{ in} - 4,392}{2 * 11,96 \text{ in}}$$

$$A = 0,04974$$

Interpolando de la tabla del **ANEXO O5** se encontró los demás valores.

B= 1,9975

C=0,4841

D=0,5158

- *Cálculo del número de pasos*

$$N = \frac{B_e}{P} + C_t + D_T \quad (160)$$

$$N = \frac{(1,9975)(11,96 \text{ in})}{0,625 \text{ in}} + (0,4841)(22) + (0,5158)(28)$$

$$N = 63,32$$

$$N = 64$$

- *Cálculo de la distancia entre centros corregida*

$$E = \frac{(N - Ct - DT)P}{B} \quad (161)$$

$$E = \frac{(64 - (0,4841)(22) - (0,5158)(28)) * 0,625}{1,9975}$$

$$E = 12,17 \text{ in}$$

- *Cálculo de la velocidad*

$$V = \frac{Z \cdot p \cdot n}{12} \quad (162)$$

Donde:

V: velocidad de la cadena

Z: número de dientes del piñón

p: paso de la cadena

n: velocidad del piñón

Reemplazando los valores en la ecuación (162) se halló lo siguiente:

$$V = \frac{22(0,625 \text{ in})(1500 \text{ rpm})}{12}$$

$$V = 1718,75 \text{ ft/min}$$

$$V = 8,73 \text{ m/s}$$

- *Cálculo de la fuerza*

$$F = \frac{33000H}{s} \quad (163)$$

Donde:

L: fuerza de tensión en la cadena

H: potencia de diseño

s: velocidad de la cadena

De la ecuación (163) se obtuvo la fuerza a la que estará sometida la cadena.

$$F = \frac{33000(18,9 \text{ hp})}{1718,75 \text{ ft}/\text{min}}$$

$$F = 362,88 \text{ lb}$$

- *Angulo de la cadena*

$$\beta = 180 - 57 * \frac{D - d}{2E} \quad (164)$$

Donde:

β : ángulo de la cadena lado tenso

D: diámetro de la rueda

d: diámetro del piñón

Reemplazando en la ecuación (164) se encontró el valor del ángulo.

$$\beta = 180 - 57 * \frac{(5,582 \text{ in} - 4,392 \text{ in})}{2 * 12,17 \text{ in}}$$

$$\beta = 177,21^\circ$$

- *Torque de salida*

$$Q = F * R \quad (165)$$

Donde:

Q: Torque de salida

L: Fuerza de tensión de la cadena

R: Radio de la rueda

Reemplazando los valores en la ecuación (165) se halló el valor del torque de salida.

$$Q = 362,28 \text{ lb} * \frac{5,582 \text{ in}}{2}$$

$$Q = 1012,79 \text{ lb.in}$$

- *Factor de seguridad*

$$F_{\text{seg}} = \frac{U}{F} \quad (166)$$

Donde

U: Resistencia última de la cadena

F: Fuerza de tensión de la cadena

$$F_{\text{seg}} = \frac{6100 \text{ lb}}{362,28 \text{ lb}}$$

$$F_{\text{seg}} = 16,80$$

En la tabla 30-4 se muestran los demás valores calculados para las diversas transmisiones que tendrá el sistema de trillado.

Tabla 30-4: Resultados de la selección de transmisiones por cadena para cada mecanismo

Parámetros	T1	T2	T3	T4	T5
P_e (hp)	13,5	5,76	0,0194	3,03	1,74
C_1	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
P_D (hp)	18,9	8,064	0,02716	4,242	2,436
RPM_e	1500	1200	1200	1200	1200
RPM_s	1200	1200	350	1200	250
i	1,25	1	3,42857143	1	4,8
N_{cadena}	50	40	25	35	35
Paso(in)	0,625	0,5	0,25	0,375	0,25
Z_1	22	16	11	19	12
Z_2	28	16	38	19	58
d (in)	4,392	2,563	1,331	2,278	1,449
D (in)	5,582	2,563	4,541	2,278	6,927
C_{min}	7,183	3,8445	3,6015	3,417	4,9125
C_{real}	11,96	18,31	14,9	41,58	32,1
A	0,04974916	0	0,10771812	0	0,0853271
B	1,99753769	2	1,98833887	2	1,99269495
C	0,48413192	0,5	0,46567157	0,5	0,4727899
D	0,51586808	0,5	0,53432843	0,5	0,5272101
L(pasos)	63,3200897	89,24	143,931864	240,76	292,113696
E (in)	12,1727339	18,5	8,11897981	41,8125	32,0857359
V (ft/min)	1718,75	800	275	712,5	300
F (lb)	362,88	332,64	3,2592	196,471579	267,96
B (°)	177,213855	180	168,731959	180	175,134193
Q (lb.in)	1012,79808	426,27816	7,4000136	223,781128	928,07946
Sut (lb)	6100	3700	940	2100	2100
F_{seg}	16,8099647	11,1231361	288,414335	10,6885689	7,8369906

Fuente: Autores

La transmisión 1 se encuentra entre el eje motriz y el cilindro desgranador, la transmisión 2 se encuentra entre el eje del cilindro desgranador y el eje del cilindro separador de mies, la transmisión 3 se encuentra entre el eje del cilindro desgranador y el eje que soportará al cilindro acelerador de mies, la transmisión 4 se encuentra entre el eje del cilindro separador de mies y el eje del cilindro lanza paja y la transmisión 5 se encuentra entre el eje del cilindro lanza pajas y el eje tipo cigüeñal que soportará a la zaranda.

4.2.6. Diseño de ejes soportes para cada componente del sistema de trillado

Los ejes serán los componentes principales de este sistema, ya que estarán sujetos a cargas producidas en la transmisión de potencia así como el peso del cilindro, en la tabla 31-4 se observa las fuerzas necesarias para el diseño de cada eje.

Tabla 31-4: Fuerzas calculadas en las transmisiones por cadena para cada elemento

#		F(N)	$\beta(^{\circ})$	Q(N.m)	W(N)
eje1	eje motor y c. desgranador	1614,72	2,79	114,469	529,74
eje2	Desgranador-c. separador	1480,16	0	48,17	388,476
eje3	Desgranador-c. acelerador	14,46	11,27	0,836	186,88
eje4	c. separador. lanza paja	874,24	0	25,29	251,52
eje5	c. lanza paja-zaranda	1192,35	4,87	104,89	1404,10

Fuente: Autores

4.2.6.1. Análisis del eje soporte para el cilindro de trilla

El siguiente diagrama muestran las fuerzas actuantes sobre el eje que soportará al cilindro desgranador. Donde se tiene que F_{3y}, F_{2y}, F_{1y} son las fuerzas producidas por las transmisiones en este caso producidas por las cadenas que también se transmitirán hacia el eje.

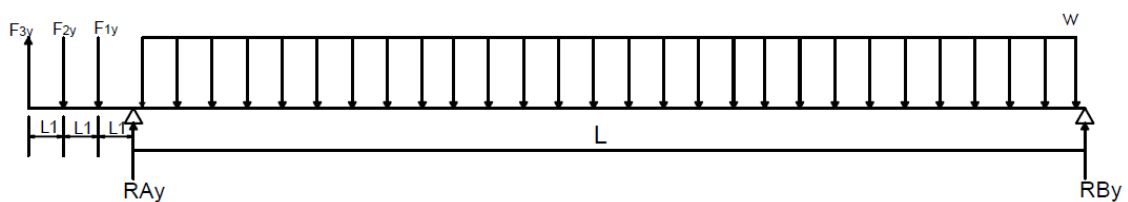


Figura 61-4: Diagrama de cargas puntuales y distribuidas en el eje principal

Fuente: Autores

De donde se tiene lo siguiente:

L : longitud total del cilindro desgranador = 835 mm

L_1 : distancia entre cada transmisión = 30 mm

F_{1y}, F_{2y}, F_{2y} : componentes de las fuerzas ejercidas por las transmisiones en el eje y w : carga distribuida debido al peso del cilindro desgranador y demás componentes.

carga $w = 634,42 \text{ N/m}$

La carga w se obtuvo dividiendo el peso total del cilindro para la distancia total donde estará apoyada.

De esta manera primero se encontró las reacciones que se producirán en los apoyos como se muestra a continuación:

- *Análisis en el Plano xy.*

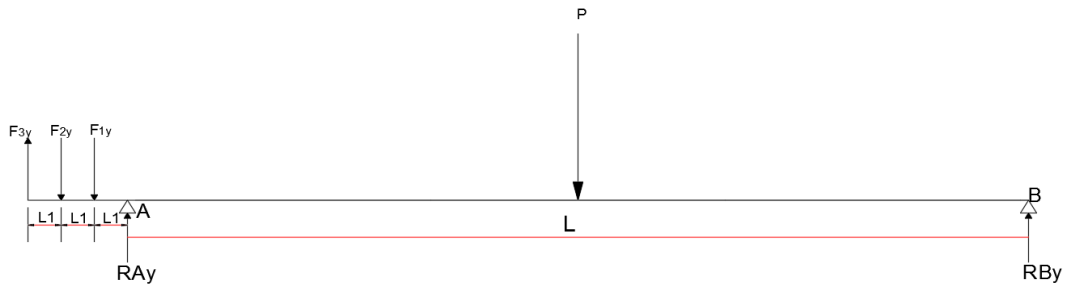


Figura 62-4: Distribución de cargas puntuales en el plano xy

Fuente: Autores

$$P = wl \quad (167)$$

$$P = (634,42 \text{ N/m})(0,835 \text{ m})$$

$$P = 529,74 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{By}(L) - (P)\left(\frac{L}{2}\right) + F_{1y}(L_1) + F_{2y}(2L_1) - F_{3y}(3L_1) = 0$$

$$R_{By} = \frac{PL/2 - F_{1y}(L_1) - F_{2y}(2L_1) + F_{3y}(3L_1)}{L}$$

$$R_{By} = \frac{(529,74 \text{ N})(0,835 \text{ m})/2 - (1485,44 \text{ N})(0,03 \text{ m}) - 0\text{N}(0,06 \text{ m}) + (0,85 \text{ N})(0,09 \text{ m})}{0,835 \text{ m}}$$

$$R_{By} = 211,59 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} - P + R_{By} - F_{1y} - F_{2y} + F_{3y} = 0$$

$$R_{Ay} = P - R_{By} + F_{1y} + F_{2y} - F_{3y}$$

$$R_{Ay} = 529,74 \text{ N} - 211,59 \text{ N} + 1485,44 \text{ N} + 0 \text{ N} - 0,85 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 1802,74 \text{ N}$$

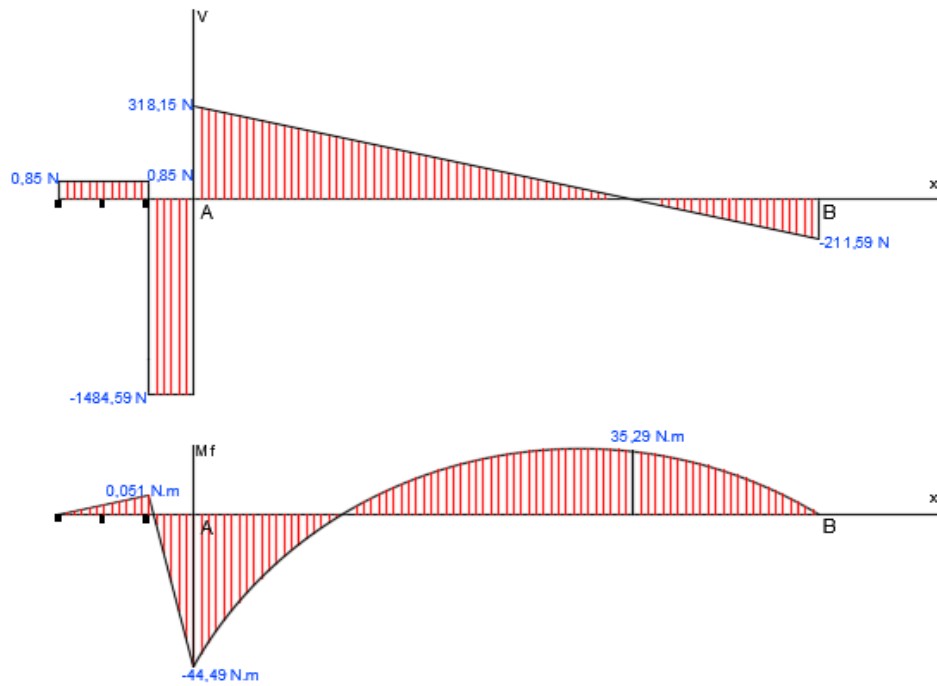


Gráfico 10-4: Diagrama de cortante y momento flector plano xy (eje c. desgranador)
Fuente: Autores

- *Análisis en el Plano xz*

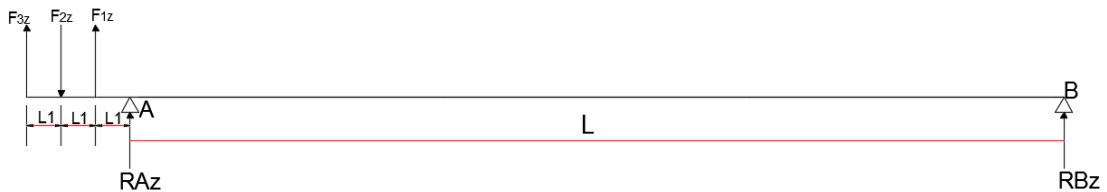


Figura 63-4: Distribución de cargas en el plano xz

Fuente: autores

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{Bz}(L) - F_{1z}(L_1) + F_{2z}(2L_1) - F_{3z}(3L_1) = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{1z}(L_1) - F_{2z}(2L_1) + F_{3z}(3L_1)}{L}$$

$$R_{Bz} = \frac{(24,63 \text{ N})(0,03 \text{ m}) - 846,54 \text{ N}(0,06 \text{ m}) + (8,81 \text{ N})(0,09 \text{ m})}{0,835 \text{ m}}$$

$$R_{Bz} = -58,99 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{Bz} + R_{Az} + F_{1z} - F_{2z} + F_{3z} = 0$$

$$R_{Az} = F_{2z} - F_{3z} - R_{Bz} - F_{1z}$$

$$R_{Az} = 846,54 \text{ N} - 8,81 \text{ N} + 58,99 \text{ N} - 24,63 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 872,09 \text{ N}$$

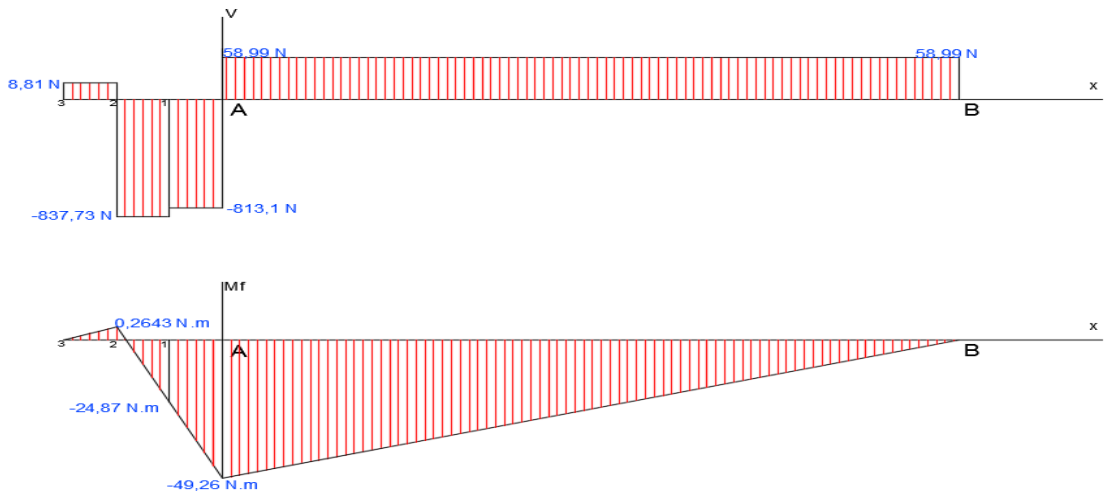


Gráfico 11-4: Diagrama de cortante y momento flector plano xz (eje c. desgranador)
Fuente: Autores

Se determinó el punto donde se va a generar el momento flector máximo de la siguiente manera, a partir de la siguiente ecuación.

Punto A:

$$M_A = \sqrt{44,49^2 + 49,26^2}$$

$$M_A = 66,37 \text{ N.m}$$

Entonces de acuerdo a lo verificado se realizó el diseño del eje en el punto A, para lo cual se tomó como momento torsional máximo el generado por la primera transmisión entre el motor y el eje que va a soportar el cilindro desgranador.

Entonces:

$$M_f \text{ max} = 66,37 \text{ N.m}$$

$$M_T \text{ max} = 114,46 \text{ N.m}$$

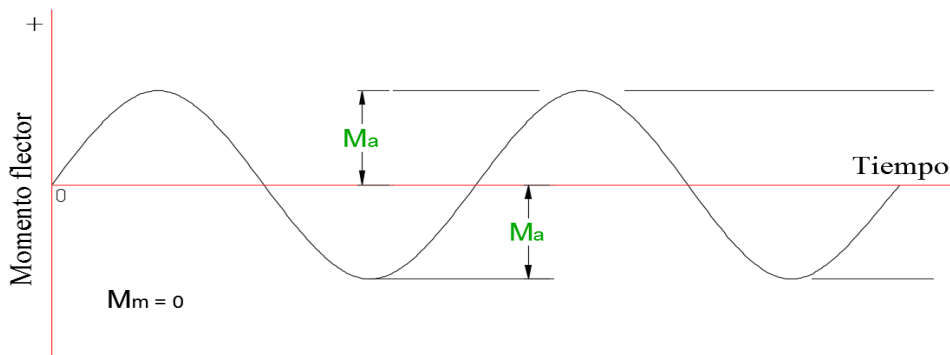


Figura 64-4: Diagramas de fluctuación de momento flector

Fuente: Autores

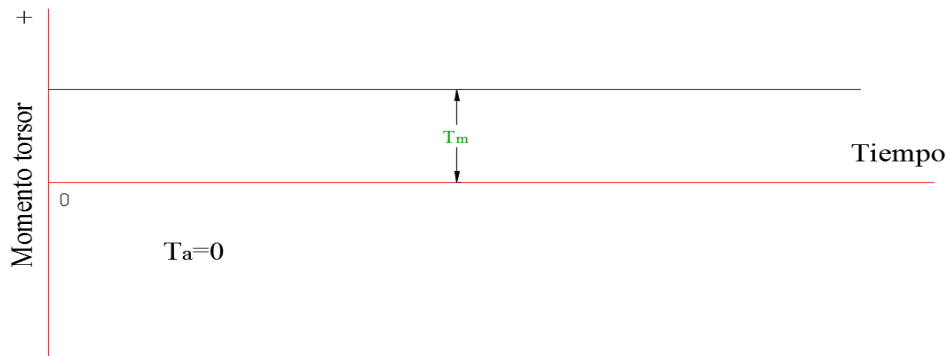


Figura 65-4: Diagramas de fluctuación de momento torsor

Fuente: Autores

Para el diseño se utilizó la ecuación que sugiere la “NORMA ANSI ASME B106.1M-1985 “

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{k_{f_f} M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{f_s} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (168)$$

De acuerdo a lo recomendado por (BUDYNASS, y otros, 2008 pág. 349) una práctica para el diseño de ejes es seleccionar aceros de bajo o medio carbono (1020 -1050) con un bajo costo, menciona también que los aceros estirados en frío se utilizan para diámetros menores a 7 pulgadas, con estas consideraciones se eligió un acero 1040 laminado en frío cuyas propiedades son las siguientes:

$$S_{ut} = 590 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 490 \text{ Mpa}$$

Para una primera iteración se tomó un valor de $k=0,5$ (factor de concentración de esfuerzos) de donde la ecuación del límite de resistencia a la fatiga quedaría como sigue a continuación:

$$S_e = 0,5S_e'$$

El valor de S_e' para aceros con S_{ut} menor a 1400 Mpa está dada por la siguiente ecuación.

$$S_e' = 0,5S_{ut}$$

De donde reemplazando los valores en las respectivas ecuaciones se obtuvo lo siguiente:

$$S_e = 147,5 \text{ Mpa}$$

De los **Anexos E5 y E6** se tomó los valores de k_t (factor de concentración de esfuerzos) para una primera iteración teniendo como consideración que no se tiene ningún dato establecido.

$$\text{con } \frac{D}{d} \geq 1,25 \text{ y } \frac{r}{d} = 0,05 \quad \text{valores asumidos}$$

$$k_t \text{ de flexion} = 2$$

$$k_{ts} \text{ de torsion} = 1,62$$

De donde los factores de concentración de esfuerzos para fatiga fueron determinadas por las siguientes ecuaciones.

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (169)$$

$$K_{fs} = 1 + q(k_{ts} - 1) \quad (170)$$

De los **Anexos E7 y E8** se encontró los valores de q para flexión y para torsión, respectivamente reemplazando en las ecuaciones anteriores se obtuvo lo siguiente para lo cual asumió un valor de $r = 0,04 \text{ in}$

$$q_{\text{flexion}} = 0,8$$

$$q_{\text{corte}} = 0,95$$

Reemplazando en las ecuaciones (169) y (170) se encontró los siguientes valores:

$$K_f = 1 + 0,8(2 - 1)$$

$$K_f = 1,8$$

$$K_{fs} = 1 + 0,95(1,62 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,589$$

Reemplazando todos los valores en la ecuación (168) se obtuvo lo siguiente:

Para un factor de seguridad $n=2$

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1,8 * 66,37 \text{ N.m}}{147,5 * 10^6 \text{ N/m}^2} \right)^2 + 3 \left(\frac{1,589 * 114,46 \text{ N.m}}{490 * 10^6 \text{ N/m}^2} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,02608 \text{ m}$$

$d = 26 \text{ mm}$ diámetro mínimo del eje.

- *Configuración geométrica del eje:*

Para la configuración geométrica se tomó como mínimo un diámetro de 30 mm que son diámetros recomendados.

Después de realizar la configuración geométrica del eje se recalcularon los valores y se llegó a estimar un valor del coeficiente de seguridad a fatiga de la siguiente manera.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (171)$$

Donde:

k_a = factor de modificación de la condición superficial

k_b = factor de modificación del tamaño

k_c = factor de modificación de la carga

k_d = factor de modificación de la temperatura

k_e = factor de confiabilidad

k_f = factor de modificación de efectos varios

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

S_e = límite de resistencia a la fatiga

Primero se encontró el valor de k_a con la siguiente ecuación

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (172)$$

Donde los valores de a y b se obtienen del **Anexo E1** para un acero maquinado.

De donde:

$$a = 4,51 \quad y \quad b = -0,265$$

Reemplazando en la ecuación (172) se obtuvo el siguiente valor:

$$k_a = 4,51 * (590 \text{ Mpa})^{-0,265}$$

$$k_a = 0,8315$$

Factor de tamaño

$$k_b = 1,24d^{-0,107} \quad \text{para } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

De donde:

$$k_b = 1,24(30 \text{ mm})^{-0,107}$$

$$k_b = 0,861$$

$k_c = 1$ tomando en cuenta que la mayor carga que soporta el eje es de flexión.

$k_d = 1$ el elemento trabajará a bajas temperaturas.

$k_e = 0,814$ para una confiabilidad del 99% **Anexo E2**

Factores de concentración de esfuerzos

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$\text{Con } \frac{r}{d} = 0,066 \quad y \quad \frac{D}{d} = 1,33$$

Del **Anexo E6** se tiene un valor de $k_t = 1,9$ aproximadamente

Del **Anexo E7** se obtiene el valor de $q=0,76$

Reemplazando en la ecuación (171) se encontró el siguiente valor $K_f=1,684$

De donde se obtiene que:

$$S_e = (0,8315)(0,861)(1)(1)(0,814)(1)(0,5 * 590)$$

$$S_e = 171,91 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{K_f * M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} * T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (173)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \quad (174)$$

Del **Anexo E5** se tiene un valor de $K_{ts} = 1,5$ aproximadamente

Del **Anexo E8** se obtiene el valor de $q=0,98$

Reemplazando en la ecuación (174) se obtuvo lo siguiente:

$$K_{fs} = 1 + (0,98)(1,5 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,49$$

De donde de la ecuación (173) se encontró el factor de seguridad recalculado

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi(0,03)^3} \left[4 \left(\frac{1,684 * 66,37}{171,91 * 10^6} \right)^2 + 3 \left(\frac{1,49 * 112,90}{490 * 10^6} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$n_f = 3,77$$

- *Comprobación para carga estática.*

Teoría de la energía de distorsión

$$n_s = \frac{\pi d^3 S_y}{32 \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2}} \quad (175)$$

Reemplazando en la ecuación (175) se obtuvo el valor del coeficiente de seguridad estático como se muestra a continuación.

$$n_s = \frac{\pi(0,03 \text{ m})^3(490 * 10^6 \text{ Pa})}{32 \sqrt{(66,37 \text{ N.m})^2 + \frac{3}{4} (112,90 \text{ N.m})^2}}$$

$$n_s = 10,99$$

En las siguientes tablas que a continuación se presentan se muestran los valores obtenidos para cada eje que tendrá el sistema de trillado de la máquina.

Tabla 32-4: Valores calculados para ejes en la primera iteración para el sistema de trillado

	eje1	eje2	eje3	eje4	eje 5
M_a(N. m)	66,37	19,465	41,78	37,34	181,28
T_m(N. m)	114,46	0,836	48,17	25,29	104,89
S_y(Pa)	4,90E+08	4,90E+08	4,90E+08	4,90E+08	4,90E+08
S_{ut}(Pa)	5,90E+08	5,90E+08	5,90E+08	5,90E+08	5,90E+08
Se'(Pa)	2,95E+08	2,95E+08	2,95E+08	2,95E+08	2,95E+08
Se(Pa)	1,48E+08	1,48E+08	1,48E+08	1,48E+08	1,48E+08
D/d	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25

Fuente: Autores

Tabla 32-4: (continúa) Valores calculados en la primera iteración para el sistema de trillado

r/d	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
kt	2	2	2	2	2
kts	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62
qf	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
qs	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Kf	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
Kfs	1,589	1,589	1,589	1,589	1,589
n	2	2	2	2	2
d(mm)	0,026086463	0,01691461	0,02206738	0,02110081	0,03569102

Fuente: Autores

Tabla 33-4: Valores recalculados de ejes para el sistema de trillado y verificación de factores de seguridad

	eje1	eje2	eje3	eje4	eje 5
D(mm)	0,03	0,02	0,025	0,025	0,035
se'(Mpa)	295	295	295	295	295
Se(Mpa)	176	184	179	179	173
Sut(Mpa)	590	590	590	590	590
Sy(Mpa)	490	490	490	490	490
ka	0,850	0,850	0,850	0,850	0,850
kb	0,861	0,899	0,878	0,878	0,847
kc	1	1	1	1	1
kd	1	1	1	1	1
ke	0,814	0,814	0,814	0,814	0,814
kf	1	1	1	1	1
a	4,61	4,61	4,61	4,61	4,61
b	-0,265	-0,265	-0,265	-0,265	-0,265
D/d	1,33	1,25	1,2	1,2	1,4
r/d	0,066	0,05	0,04	0,04	0,08
Kt	1,9	1,98	2,09	2,09	1,65
Kts	1,5	1,65	1,7	1,7	1,41
qf	0,76	0,74	0,71	0,71	0,79
qs	0,98	0,925	0,95	0,95	0,99
Kf	1,684	1,7252	1,7739	1,7739	1,5135
Kfs	1,49	1,60125	1,665	1,665	1,4059
nf	3,778	4,295	3,512	4,073	2,638
ns	10,99	19,76	12,753	17,398	10,791

Fuente: Autores

4.2.6.2. Diseño de chavetas para cada eje soporte de cilindros

Chaveta para eje 1

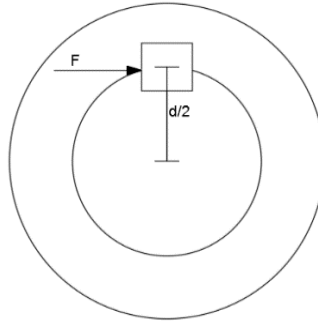


Figura 66-4: Esquema de fuerzas actuantes en chaveta y chavetero

Fuente: Autores

$$T_{\max} = 998,94 \text{ lb. in} = 112,90 \text{ N. m}$$

$$T = F \frac{d}{2}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

- *Análisis de esfuerzos de corte*

$$F = \frac{2T}{d}$$

$$\sqrt{\sigma^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{n}$$

Como $\sigma^2 = 0$ porque no existen esfuerzos axiales

Se tiene lo siguiente

$$2\tau_c = \frac{S_y}{n}$$

Donde el esfuerzo de corte es igual a la fuerza sobre el área de corte

$$\tau_c = \frac{F}{b.l}$$

Donde

τ_c : esfuerzo de corte

F: fuerza de torsión

b: anchura de la chaveta

l: longitud de la chaveta

$$\frac{F}{b.l} = \frac{0,5 S_y}{n}$$

De donde para un diámetro de 30 mm se obtuvo los siguientes valores, **Anexo F1**

$$b = 10 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

Reemplazando los valores para el cálculo de la fuerza

$$F = \frac{2 * 112,90 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,03 \text{ m}}$$

$$F = 7526,66 \text{ N}$$

Asumiendo un factor de seguridad =1,8 se obtuvo la siguiente longitud con un acero AISI 1010 laminado en frío cuyas propiedades son $S_y = 300 \text{ Mpa}$ y $S_{ut} = 370 \text{ Mpa}$. **Anexo F1.**

$$l = \frac{F * n}{0,5 * S_y * b}$$

$$l = \frac{(7526,66 \text{ N}) * (1,8)}{0,5 * (300 * 10^6 \text{ N/m}^2) * (0,01 \text{ m})}$$

$$l = 0,00903 \text{ m}$$

$$l = 9 \text{ mm}$$

- *Análisis de esfuerzos de aplastamiento*

$$\sigma_{\text{apl}} = \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot l}$$

$$\sqrt{\sigma^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{n}$$

$$\sigma_{\text{apl}} = \frac{S_y}{n}$$

Reemplazando los respectivos valores se obtuvo lo siguiente:

$$\frac{2F}{h \cdot l} = \frac{S_y}{n}$$

$$l = \frac{2 * F * n}{h * S_y}$$

$$l = \frac{2 * (7526,66 \text{ N}) * 1,8}{(0,008 \text{ m}) * (300 * 10^6 \text{ N/m}^2)}$$

$$l = 0,01128 \text{ m}$$

$$l = 11,3 \text{ mm}$$

Del resultado de los dos análisis se tiene que la longitud óptima de la chaveta deberá ser de 12 mm.

El diseño de las demás chavetas y los valores con los cuales se realizaron se encuentran tabuladas en la siguiente tabla.

Tabla 34-4: Resultados obtenidos en el diseño de chavetas para ejes de cilindros

$Q(N.m)$	$D(mm)$	$F(N)$	$b(mm)$	$h(mm)$	$S_y(Mpa)$	n	$l_c(mm)$	$l_a(mm)$	$l(mm)$
112,90	30	7526,6	10	8	300	1,8	9,03	11,3	12
48,00	25	3840	8	7	300	1,8	5,76	6,58	7
0,553	20	55,3	2	2	300	25	4,61	4,61	5
25,09	25	2007,2	4	4	300	1,8	6,02	6,02	7
69,92	35	3995,4	10	8	300	1,8	4,79	5,99	6

Fuente: Autores

Los valores de b y h corresponden al ancho y al espesor de la chaveta respectivamente tomadas del **Anexo F1**.

4.2.6.3. Selección de chumaceras para los diferentes ejes

A continuación se presenta una tabla donde se puede observar los valores de los diámetros en los puntos de apoyo y reacciones en los puntos A y B en los plano xy y xz.

Tabla 35-4: Reacciones en los apoyos obtenidas del análisis de cargas en los ejes.

	$D(mm)$	Rpm	$R_{Ay} (N)$	$R_{Az} (N)$	$R_{By} (N)$	$R_{Bz} (N)$	$R_A (N)$	$R_B (N)$
Eje 1	60	1200	1802,74	872,09	211,59	-58,99	2002,60	219,65
Eje2	25	350	94,36	9,76	93,32	-0,95	94,86	93,32
Eje 3	35	1200	194,23	-102,81	194,23	-17,45	219,76	195,01
Eje 4	35	1200	47,47	-299,38	131,01	44,41	303,12	138,33
Eje 5	35	200	718,85	-507,7	701,44	18,41	880,059	701,68

Fuente: Autores

- Selección de la chumacera para el eje principal

Selección en el apoyo A

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$$

De donde:

$$R_A = 2002,60 \text{ N}$$

De donde se obtuvo los siguientes valores de fuerza axial y radial

$$F_a = 0$$

$$F_r = 2,002 \text{ kN}$$

- Factor de velocidad para rodamiento de bolas

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{\frac{1}{3}}$$

Reemplazando el valor de la velocidad a la que trabajará el eje en la ecuación anterior se obtuvo lo siguiente:

$$f_n = \left(\frac{33,3}{1200} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$f_n = 0,302$$

- *Factor de vida para rodamiento de bolas*

Con $L_h = 4000$ horas valor recomendado para maquinaria agrícola según catalogo FAG.

Tenemos un factor de vida de $f_L = 2$

- *Carga dinámica requerida*

$$f_L = \frac{C}{P} \cdot f_n$$

Donde:

f_L : Factor de esfuerzos dinámicos

C: Capacidad de carga dinámica [kN]

P: Carga dinámica equivalente [kN]

f_n : Factor de velocidad

De donde despejando y reemplazando en la ecuación anterior se tiene lo siguiente:

$$C' = \frac{f_L}{f_n} P$$

$$C' = \frac{2}{0,302} P$$

- *Carga dinámica equivalente*

$$P = XF_r + YF_a$$

Para

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

De donde

$$P = XF_r + YF_a$$

$$P = 2,002 \text{ kN}$$

Reemplazando en la ecuación anterior se tiene:

$$C' = 13,25 \text{ kN}$$

Se eligió un soporte P16212 con rodamiento FAG 16212

$$C = 52 \text{ kN}$$

$$C_o = 36 \text{ kN}$$

$$f_0 = 16,4$$

Como $C \geq C'$ el rodamiento es el adecuado

- *Análisis estático*
- *Carga estática equivalente*

$$P_o = F_r \text{ [kN]} \text{ para } \frac{F_a}{F_r} \leq 0,8$$

$$P_o = 2,00 \text{ kN}$$

- *Carga estática requerida*

Se tomó un factor de esfuerzos estáticos $f_s = 2$ valor medio para exigencias elevadas

$$C_o' = f_s P_o$$

De donde:

$$C_o' = (2)(2,00 \text{ kN})$$

$$C_o' = 4 \text{ kN}$$

Para el rodamiento FAG 16212

$$C_o = 36 \text{ kN}$$

Como $C_o \geq C_o'$ el rodamiento es el adecuado

Cálculo de horas de servicio:

$$f_L = \frac{36 \text{ kN}}{2,00 \text{ kN}} * 0,302$$

$$f_L = 5,436$$

$$L_{10} = 500f_L^3$$

$$L_{10} = 500(3,02)^3 = 80317,16 \text{ Horas}$$

En la tabla 36-4 que se presenta a continuación se observa los tipos de soportes con sus respectivos rodamientos elegidos para cada apoyo en los ejes así como los demás parámetros necesarios calculados para su selección y la vida útil que tendrán cada uno.

Tabla 36-4: Valores obtenidos en la selección de chumaceras para cada eje.

#	EJE 1		EJE 2		EJE 3		EJE 4		EJE 5	
apoyo	A ₁	B ₁	A ₂	B ₂	A ₃	B ₃	A ₄	B ₄	A ₅	B ₅
F_a	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
F_r	2002,6	219,65	94,86	93,32	219,76	195,01	303,12	138,33	880,05	701,68
f_n	0,3028	0,3028	0,4566	0,4566	0,3028	0,3028	0,3028	0,3028	0,5501	0,5501
$f_l(\text{tab})$	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2

Fuente: Autores

Tabla 36-4: (continúa) valores obtenidos en la selección de chumaceras para cada eje

X	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Y	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P	2,02	0,219	0,094	0,093	0,219	0,195	0,303	0,138	0,880	0,701
C'	13,225	1,4506	0,415	0,408	1,451	1,287	2,00	0,913	3,199	2,550
soporte	P212	P212	P205	P205	P207	P207	P207	P207	P207	P207
Rod.	FAG 16212	FAG 16212	FAG 16205	FAG 16205	FAG 16207	FAG 16207	FAG 16207	FAG 16207	FAG 16207	FAG 16207
C	52	52	14	14	25,5	25,5	25,5	25,5	25,5	25,5
C _o	36	36	7,8	7,8	15,3	15,3	15,3	15,3	15,3	15,3
f _l	5,44	49,63	37,54	38,16	21,08	23,76	15,28	33,49	9,56	11,99
P _o	2,002	0,219	0,094	0,093	0,219	0,195	0,303	0,138	0,880	0,701
f _s	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
C _o '	4,005	0,4393	0,1897	0,1866	0,4395	0,390	0,6062	0,2766	1,760	1,403
L ₁₀	8,06E4	6,1E7	2,6E9	2,7E9	4,6E6	6,7E6	1,7E6	1,8E7	4,3E5	8,6E5

Fuente: Autores

4.2.7. Diseño de transportadores para el almacenamiento de grano.

El transportador de tornillo sin fin o también conocido como tornillo de Arquímedes es el encargado de transportar el grano después de haber trillado, estos deben estar ubicados debajo de los limpiadores de grano o tamices de limpieza donde recogerán el grano limpio y lo transportaran a un deposito primario para que posteriormente otro tornillo de dimensiones similares lo pueda transportar hacia el deposito principal para el cálculo se lo realizó de misma manera que en el apartado 4.1.6.

4.2.7.1. Cálculo del diámetro del tornillo

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q}{12 * \pi * w * \delta * C_f * C}}$$

Donde:

D: diámetro del transportador

Q: capacidad de transporte [ton/h]

w: velocidad del transportador [rpm]

δ : densidad del material a transportar ton/m³

C_f: coeficiente de llenado transversal

C_i: factor de inclinacion del transportador

Establecemos los factores conocidos

$$Q = 1,5 \text{ ton}/h$$

$$\delta = 1,26 \text{ ton}/m^3$$

$$C_f = 0,45 \quad \text{Anexo C1}$$

$$C_i = 1$$

$$w = 150 \text{ rpm}$$

Reemplazando los datos se encontró el siguiente valor de diámetro para el transportador

$$D = \sqrt[3]{\frac{1,5 \text{ ton}/h}{12 * \pi * 150 \text{ rpm} * 1,26 \text{ ton}/m^3 * 0,45 * 1}}$$

$$D = 0,077 \text{ m}$$

$$D = 4 \text{ in}$$

4.2.7.2. Cálculo del paso de la hélice

Para un tornillo transportador normal se tiene $F_p=0,8$ entonces

$$S = F_p * D$$

Donde

S: paso de la hélice

F_p = factor de paso

D: diametro del transportador

De donde

$$S = 0,8 D \approx 3,2 \text{ in}$$

4.2.7.3. Cálculo del diametro en tubo del eje del transportador

$$E_s = 0,44 * D$$

$$E_s = 0,44 * (4 \text{ in})$$

$$E_s = 1,76 \text{ in}$$

4.2.7.4. Cálculo del espesor del cuerpo del transportador

$$E_c = 0,0104166 * D$$

$$E_c = 0,0104166 * (0,098 \text{ m})$$

$$E_c = 1,02 \text{ mm}$$

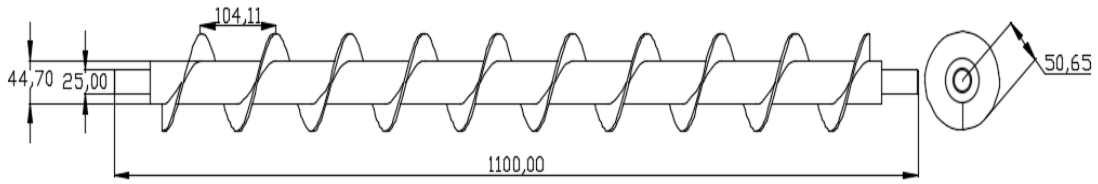


Figura 67-4: Dimensiones geométricas del tornillo transportador

Fuente: Autores

4.2.7.5. Cálculo de la potencia necesaria para el transportador

- *Potencia por fricción*

La ecuación siguiente se aplicó para la determinación de la potencia por la fricción:

$$P_f = \frac{L * \omega * F_d * F_b}{1000000}$$

L: longitud del transportador es de 3,28 [ft]

ω : velocidad del transporte es de 150 [rpm]

Fb: factor de hanger es de 1 **Anexo C2**

Fd: factor de diámetro del transportador es de 12 **Anexo C3**

Remplazando los valores en la ecuación anterior se obtuvo el siguiente valor:

$$P_f = \frac{3,28 * 150 * 12 * 1}{1000000}$$

$$P_f = 0,005904 \text{ hp}$$

- *Potencia por el material a transportar*

$$P_m = \frac{c * L * \delta * F_f * F_m * F_p}{1000000}$$

Donde:

c: capacidad del transportador 75,61 [ft³/hora]

L: Longitud del transportador 3,28 [ft]

δ : densidad del material a transportar 78,71 [lbs/pie³]

Ff: factor por porcentaje de carga 1 **Anexo C4**

Fm: factor de material es de 0,4 **Anexo C5**

Fp: factor de mezclado es de 1 **Anexo C6**

Remplazando todos los valores se obtuvo lo siguiente:

$$P_m = \frac{75,61 * 3,28 * 78,71 * 1 * 0,4 * 1}{1000000}$$

$$P_m = 0,0078 \text{ hp}$$

Al no tener inclinación la potencia por la inclinación del transporte no se calculó

La potencia total estará dada por la siguiente ecuación

$$P_{\text{trans}} = \frac{(P_m + P_f + P_i)F_o}{e}$$

Donde:

Fo: factor de sobrecarga es de 3 **Anexo C7**

e: factor de eficiencia de la transmisión = 0,87 **Anexo C8**

Remplazando los valores en la ecuación anterior se obtuvo el valor de la potencia total:

$$P_{\text{trans}} = \frac{(0,0059 + 0,0078 + 0) * 3}{0,87}$$

$$P_{\text{trans}} = 0,047 \text{ hp}$$

4.3. Mecanismos de limpieza de granos

La limpieza se refiere a la separación final del grano de otro material de cultivo que consiste principalmente en paja y trozos de granos rotos. El grano separado en el cilindro de trilla y la unidad de separación se combinan en un transportador oscilante o un conjunto de sinfines que alimentan la mezcla de grano y paja al limpiador, a menudo denominado tamices de limpieza.

En la figura 68-4 se muestra una disposición común de tamices de limpieza. La separación se logra debido a las acciones aerodinámicas y mecánicas. El diseño de la caja de limpieza consiste en dos o tres tamices de apertura ajustable oscilantes y un ventilador de tipo paleta para expulsar el aire a través de las aberturas de las cribas. El cultivo se deja caer en el tamiz superior (tamiz de paja) cerca de la parte delantera de la caja. La paja es expulsada por el aire y el grano cae a través de la abertura en el tamiz inferior (tamiz de limpieza). El proceso se repite una vez más a medida que el grano limpio pasa a través del sinfín de grano limpio y se lleva hasta el tanque de granos. La separación se produce debido a la diferencia en las velocidades terminales del grano y el material de desecho. Por ejemplo, la velocidad terminal del grano de trigo, avena y cebada varía de 5 a 10 m / s, mientras que la velocidad terminal para pedazos cortos de paja es de 2 a 6 m / s y de 1,5 a 2,5 m / s para residuos más pequeños.

Los dos tamices oscilan en la misma dirección opuesta entre sí para un mejor equilibrio.

El área del tamiz depende del ancho del cilindro de trilla.

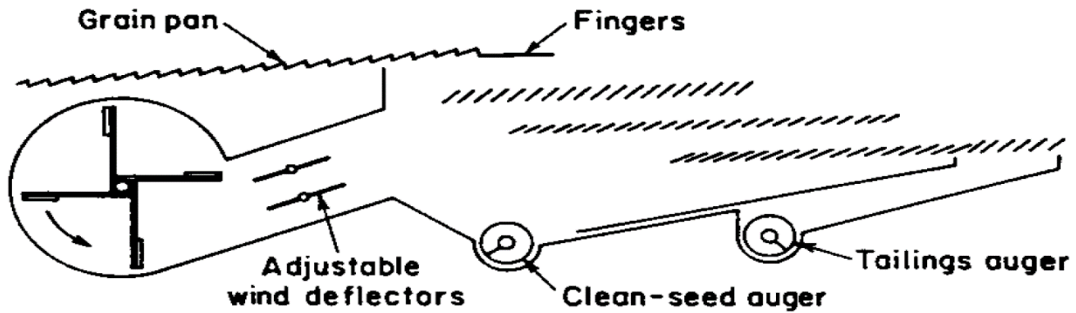


Figura 68-4: Esquema cinemático del mecanismo de limpieza de grano

Fuente: (SRIVASTAVA, y otros, 1994)

4.3.1. Selección de ventilador para la limpieza de granos

El diseño del sistema de limpieza de la máquina estará compuesta por un grupo de cribas vibratorias ubicadas al final de los cilindros de trilla, y por un ventilador de paletas axiales que según (ORTIZ CAÑAVATE, y otros, 2012) son las más utilizadas en este tipo de máquinas.

4.3.1.1. Cálculo de la velocidad del aire.

Para determinar la velocidad necesaria de aire que permita separar los granos de quinua de las impurezas se hizo uso de la siguiente ecuación de la aerodinámica. (UREÑA ESPIN, y otros, 2012 pág. 76)

$$F_a = \frac{c \cdot A_e \cdot \rho_a \cdot v_y^2}{2} \quad (176)$$

Donde:

F_a = fuerza ascendente del aire(kg)

c = coeficiente adimensional de forma

A_e = area de proyección de la partícula perpendicular a v_y

ρ_a = densidad del aire expuesto

v_y = velocidad de ascenso del polvo o impureza

De donde se deduce que la fuerza F_a debe ser mayor que peso de las impurezas de quinua w_i de no ser así se tiene las siguientes condiciones:

si $F_a < w_i$ entonces la partícula se moverá hacia abajo

si $F_a > w_i$ entonces la partícula se moverá hacia arriba

si $F_a = w_i$ entonces la partícula se encontrará en un estado de suspensión

De la ecuación anterior se obtuvo una expresión para el cálculo de la velocidad adecuada para la limpieza y separación del grano.

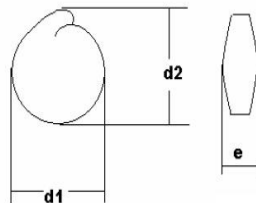
$$v_y = \sqrt{\frac{2F_a}{cA_e\rho_a}}$$

Se tiene que la densidad del aire es igual a $1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$ a la temperatura de $21 \text{ }^\circ\text{C}$ **Anexo P**, pero como el diseño se lo hace específicamente para la región sierra se tomó como referencia la altitud a la que se encuentra la ciudad de Riobamba, en este caso 2800 msnm, por lo cual se debió multiplicar por un factor de corrección para la densidad, de donde se obtuvo lo siguiente:

$$\rho_a = (1,2 \text{ kg}/\text{m}^3) * 0,726 = 0,8712 \text{ kg}/\text{m}^3$$

De investigaciones anteriores obtuvo que el valor del peso de las estopas de quinua es $W_e = 15,8 \text{ gr}$, también se tuvo un valor del diámetro de las estopas de quinua igual a 3mm. (LLANGARI TZAQUI, y otros, 2012), como W_e representa el peso de las estopas de quinua solo en grano, y no solamente el peso de un grano, se procedió a calcular un valor aproximado del peso de un grano de quinua para garantizar que estos no se vayan con el flujo de aire.

En la siguiente figura se observa cómo se distribuyen las dimensiones del grano de quinua.



De acuerdo a la **tabla 4-2**, los diámetros del grano de quinua tienen los siguientes valores promedio.

$$d_1 = 2,14 \text{ mm}, d_2 = 2,14 \text{ mm}, \text{ y } e = 1,09 \text{ mm}$$

De donde se calculó el volumen aproximado de un grano de quinua.

$$V_g = \frac{\pi}{4} d^2 * e \tag{177}$$

$$V_g = \frac{\pi}{4} (2,14 \text{ mm})^2 * (1,09 \text{ mm}) = 3,92 \text{ mm}^3$$

De la tabla 5-2 se obtuvo que la densidad real promedio del grano varía entre 1190 y $1270 \text{ kg}/\text{m}^3$ para el cálculo del peso se tomó un valor intermedio el cual es el siguiente:

$$\rho_q = 1260 \text{ kg}/\text{m}^3$$

De la siguiente ecuación se logró obtener el peso aproximado de un grano de quinua.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (178)$$

De donde

$$m = \rho * V = (1260 \text{ kg/m}^3)(3,92 \times 10^{-9} \text{ m}^3)$$

$$m = 4,94 \times 10^{-6} \text{ kg}$$

De lo cual el peso aproximado en newtones es la siguiente

$$w_g = 4,85 \times 10^{-5} \text{ N}$$

El área de proyección de la impureza quedará de la siguiente manera:

$$A_e = \frac{\pi}{4} D_e^2 \quad (179)$$

$$A_e = \frac{\pi}{4} (0,003 \text{ m})^2$$

$$A_e = 7,068 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Se tomó una fuerza F_a igual al 50 % del peso del grano de quinua

Entonces:

$$F_a = 0,5 W_g$$

$$F_a = 0,5 (4,85 * 10^{-5} \text{ N})$$

$$F_a = 2,42 * 10^{-5} \text{ N}$$

De donde se tiene que la fuerza para elevar las impurezas de quinua es igual a $2,5 \times 10^{-5} \text{ N}$, no se pudo tomar una fuerza mayor debido a que por la velocidad del viento pudiera arrastrar el grano hacia afuera, lo cual no es el objetivo sino limpiarla de las impurezas.

El coeficiente de resistencia aerodinámico se hizo analogía a que el tipo de estopas o pedazos de ramas son de forma cilíndrica larga para lo cual el coeficiente c es igual a 0,82. **Anexo Q**

Reemplazando en la ecuación anterior para el cálculo de la velocidad se obtuvo lo siguiente:

$$v_y = \sqrt{\frac{2 * (2,5 \times 10^{-5} \text{ N})}{0,82 * (3,63 \times 10^{-6} \text{ m}^2) * (0,8712 \text{ kg/m}^3)}}$$

$$v_y = 4,4 \text{ m/s}$$

Para encontrar el flujo necesario de aire se tuvo que tomar en cuenta el espacio disponible en donde se encontrará ubicado el ventilador, también se debió tomar en cuenta el ancho

que debe abarcar para que se realice el proceso de limpiado de grano por lo cual se tomó los siguientes valores que se reemplazaron en la ecuación(180).

Con la siguiente fórmula se calculó el área transversal a la salida del flujo de aire.

$$A = a * b \quad (180)$$

Donde:

A = área transversal de flujo

a = altura de la sección

b = anchura de la sección

Reemplazando los valores se obtuvo el área de la sección por donde saldrá el aire

$$A = 0,2 * 0,45\text{m}$$

$$A = 0,09\text{m}^2$$

Una vez que se calculó el área transversal del flujo de aire se procedió a calcular el flujo necesario que debe proporcionar el ventilador con la siguiente ecuación.

$$\dot{V} = A * v_y$$

$$\dot{V} = 0,396 \text{ m}^3/\text{s} = 1425,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

4.3.1.2. Balance de energía entre el punto 1 y 2.

Se realizó el balance de energías entre los puntos 1 y 2 del ventilador para poder encontrar la presión estática, dato que luego servirá para la selección del ventilador.

En la figura se observa la manera como se encontrará ubicado el ventilador dentro de la máquina para la limpieza del grano de quinua.

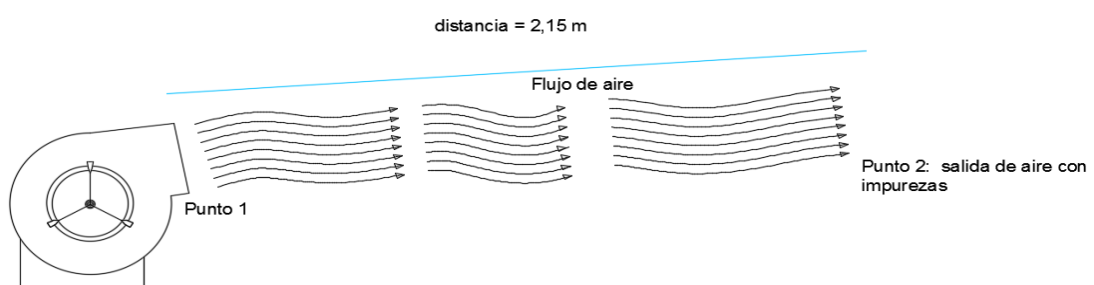


Figura 69-4: Balance de energía entre los puntos 1 y 2 del ventilador

Fuente: Autores

De acuerdo a (MATAIX, 1986) se tiene que tanto como para bombas centrifugas y ventiladores las ecuaciones para el cálculo son las mismas por lo tanto se utilizó la ecuación de Bernoulli para determinar la presión estática del ventilador

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + H_V - H_{r_{1-2}} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \quad (181)$$

Donde:

H_V = Presión estática del ventilador [mmc H₂O]

H_{1-2} = Pérdidas primarias en el conducto [mmc H₂O]

Del balance de energía se tiene como resultado lo siguiente:

$$H_V = H_{r_{1-2}} + \frac{v_2^2}{2g}$$

De donde la velocidad en el punto 1 es igual a 0 ya que el aire parte del reposo, el valor de z_1 no se considera porque se toma como línea de referencia dicho punto, la presión en 1 como en 2 son las mismas ya que en este tipo de máquinas hidráulicas la variación de presiones es relativamente bajas.

4.3.1.3. Pérdidas de energía primarias entre 1 y 2.

Del nomograma del **Anexo R** se determinó el diámetro equivalente del conducto.

$$d_{eq} \approx 30\text{cm}$$

De donde del nomograma del **Anexo S** se obtuvo las pérdidas primarias:

$$H_{r_{1-2}} = 0,098 \text{ mm cda/m}$$

De donde para obtener el valor de las pérdidas se multiplicó por el valor de la longitud del conducto como se puede observar a continuación.

$$H_{r_{1-2}} = 0,098 \text{ mm} \frac{\text{cda}}{\text{m}} (2,15 \text{ m})$$

$$H_{r_{1-2}} = 0,2107 \text{ mm cda}$$

De donde

$$P_{\text{aire}} = P_{\text{H}_2\text{O}}$$

$$\rho_{\text{aire}} * g * H_{\text{aire}} = \rho_{\text{H}_2\text{O}} * g * H_{\text{H}_2\text{O}} \quad (182)$$

$$H_{\text{aire}} = \frac{\rho_{\text{H}_2\text{O}} * H_{\text{H}_2\text{O}}}{\rho_{\text{aire}}}$$

$$H_{\text{aire}} = \frac{(1000 \text{ kg/m}^3) * (0,2107 \text{ mm H}_2\text{O}) * (1 \text{ mca})}{(0,8712 \text{ kg/m}^3) * (1000 \text{ mm H}_2\text{O})}$$

$$H_{r_{1-2}} = 0,2418 \text{ mca}$$

$$H_V = \left(0,2418 \text{ m} + \frac{(4,4 \text{ m/s})^2}{2 * 9,81 \text{ m/s}^2} \right) * (0,8712 \text{ kg/m}^3) * (9,81 \text{ m/s}^2)$$

$$H_V = 1,1 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Con los datos de caudal y presión anteriormente calculados se procedió a seleccionar el tipo de ventilador que se debe utilizar.

$$Q = 1426 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$H_V = 1,1 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Del nomograma del **Anexo U** se obtuvo las siguientes especificaciones para el ventilador seleccionado:

Modelo: CBX-2525 De doble aspiración alabes hacia adelante accionada mediante transmisión.

$$\text{Caudal: } 1426 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\text{Potencia: } 0,37 \text{ kW}$$

$$\text{velocidad: } 300 \text{ rpm}$$

$$\text{nivel de ruido: } 58 \text{ dB}$$

Los datos técnicos y las dimensiones del ventilador se encuentran en los **Anexos T y V** respectivamente.

4.3.1.4. Ecuación del sistema.

El sistema viene dado por la siguiente ecuación:

$$H_V = 0,2418 + \frac{Q^2}{A^2 * 2g} \quad (183)$$

$$H_V = (0,2418 + 6,29 Q^2) * (0,8714) * (9,81) * (0,1020) \text{ [mm H}_2\text{O]}$$

En el siguiente gráfico se puede observar el punto de operación del ventilador seleccionado

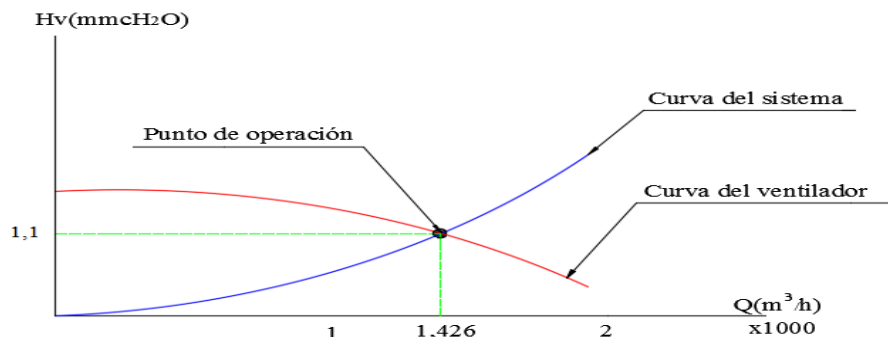


Gráfico 12-4: Punto de operación del ventilador seleccionado

Fuente: Autores

4.3.2. Dimensionamiento del tamiz de limpieza de grano.

En general, el área del tamiz varía de 114 a 147 cm² por cada cm de ancho del cilindro para los modelos que tienen dos tamices. El tamiz inferior tiene aberturas más pequeñas. Para grano pequeño, el tamiz inferior se reemplaza por un tamiz de orificio redondo. El grano no triturado, comúnmente conocido como relaves, son demasiados pequeños para atravesar las cribas y demasiados pesados para ser expulsado por el ventilador, se desplaza sobre la plataforma hacia la parte posterior de la cosechadora debido a las oscilaciones. Los relaves son recogidos por un sinfín y transportados al cilindro de trilla para volver a ser triturado. Las cosechadoras rotativas utilizan el mismo diseño de zarandas de limpieza al igual que las máquinas convencionales. Hay barrenas colocadas longitudinalmente debajo del rotor para llevar la mezcla de grano y cáscara a una bandeja de grano oscilante que alimenta la mezcla a la caja de limpieza. Algunos diseños giratorios crean un flujo de aire a través del rotor para eliminar la paja. Esto se puede considerar una forma de limpieza previa. (SRIVASTAVA, et al., 1994)

De donde por falta de información se tomó un valor máximo de 147 cm² por cada centímetro de longitud del cilindro, al inicio se asumió por consideraciones de tamaño de la máquina un valor mínimo de la longitud del cilindro el cual es de 83,5 cm.

De lo cual se tiene lo siguiente:

$$A_T = L_c \cdot A_r \quad (184)$$

Donde:

A_T : Área del tamiz [cm²]

L_c : longitud del cilindro [cm]

A_r : Área recomendada por longitud del cilindro [cm²/cm]

De la ecuación anterior sustituyendo los valores de cada parámetro se obtuvo lo siguiente:

$$A_T = (83,5 \text{ cm})(147 \text{ cm}^2/\text{cm})$$

$$A_T = 10938,5 \text{ cm}^2$$

Una vez que se ha determinado el área de los tamices los cuales servirán para limpiar el grano se realizó la configuración geométrica, la cual por condiciones de espacio en el soporte del cilindro trillador será de forma rectangular

$$A_T = b \cdot h$$

De donde b es la anchura del cilindro e igual a la anchura del tamiz (83,5 cm) y h la longitud del tamiz (147cm).

En la figura siguiente se puede observar el modelo en 3D del tamiz que se utilizara para limpiar los granos de las impurezas.



Figura 70-4: Tamiz para limpieza de grano

Fuente: Autores

Cabe recalcar que los orificios en el tamiz fueron realizados tomando en cuenta el tamaño de los granos, ya que los diámetros de los granos de quinua varían desde 1 mm hasta 3 mm, por ende los agujeros en el tamiz son de 10 x 10 mm, la cual deberá ser de plancha de acero inoxidable AISI 304, ya que la quinua es un producto de consumo humano y de acuerdo lo que establece la norma RTE INEN 131.

4.4. Análisis dinámico de los sistemas mediante el software MSC ADAMS

Luego haber realizado el diseño de los dos sistemas que conformarán la máquina integral de quinua se realizó el respectivo análisis dinámico, de esta forma se pudo observar cómo trabajan cada sistema y las fuerzas que actúan en las mismas, para lo cual se realizó los siguientes pasos.

- Paso 1. Importación del modelo hacia el programa.
- Paso 2. Asignación de material a cada componente del modelo.
- Paso 3. Asignación de los diferentes tipos de conexiones.
- Paso 4. Asignación de movimientos.
- Paso 5. Asignación de cargas de trabajo.
- Paso 6. Simulación y análisis del modelo.

Los resultados obtenidos de la simulación dinámica de cada sistema se muestran a continuación.

4.4.1. Análisis de sistema de corte

El sistema de corte está conformado por varios engranes que facilita el cambio de dirección de movimientos y la distribución de potencia. Para lo cual se modeló el sistema de engranes en Solidwork y posteriormente se importó a MSC. ADAMS, donde se analizó.

Dicho análisis se realizó con un tiempo de 1 segundo y con número de pasos de 3600. En la figura siguiente se presenta el modelado en MSC Adams, donde se comprueba que no hay interferencias.

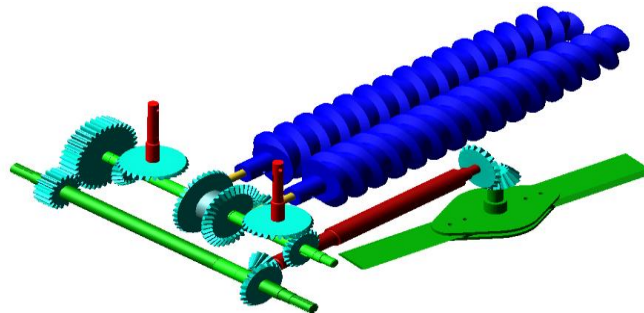


Figura 71-4: Modelado del sistema de corte

Fuente: Autores

Determinación de las velocidades angulares.

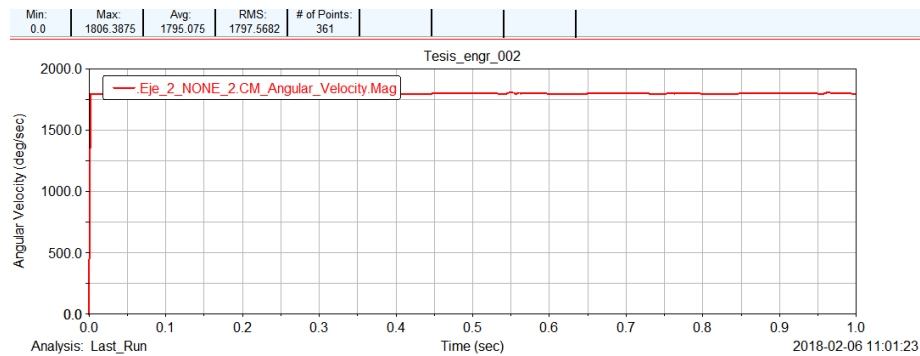


Gráfico 13-4: Velocidad angular del eje 2

Fuente: Autores

A continuación se presenta las velocidades angulares determinada por MSC Adams

Tabla 37-4: Comparación de velocidad angular

	Calculo manual (°/seg)	Calculo MSC Adams (°/seg)
Eje 1	3600	3600
Eje 2	1800	1806.39
Eje 3	4800	4803.45
Cuchilla de corte	5647.06	5653.48
Cadena Alimentadora	1200	1204.26
Rodillo Alimentador	4800	4869.56

Fuente: Autores

4.4.2. Análisis del Sistema de trillado.

El sistema de trillado diseñado para la cosechadora integral de quinua es un sistema convencional, después de haber asignado el modelo, se procedió a realizar la simulación para un tiempo de 6 segundos, posteriormente se calculó los parámetros necesarios que permitan calcular el valor de la potencia necesaria para mover todo el conjunto.

A continuación se presentan los datos obtenidos del sistema.

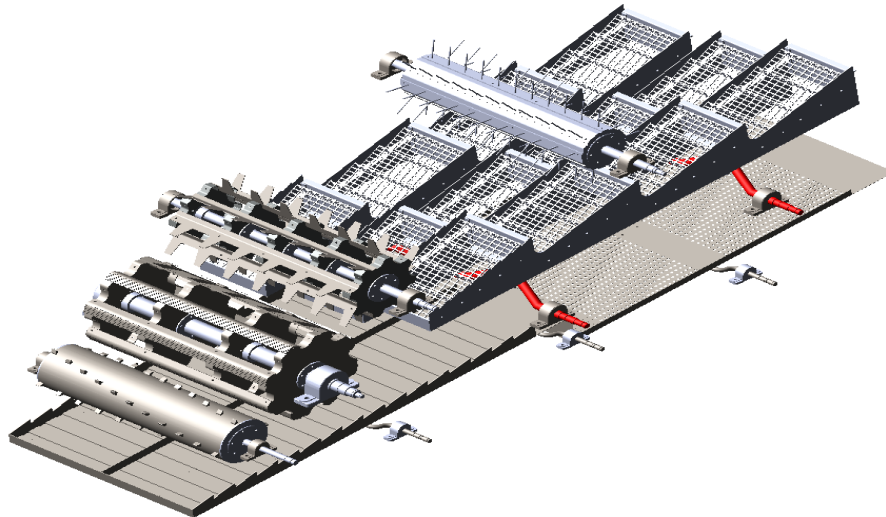


Figura 72-4: Modelo del sistema de trillado

Fuente. Autores

- *Cilindro acelerador de mies*

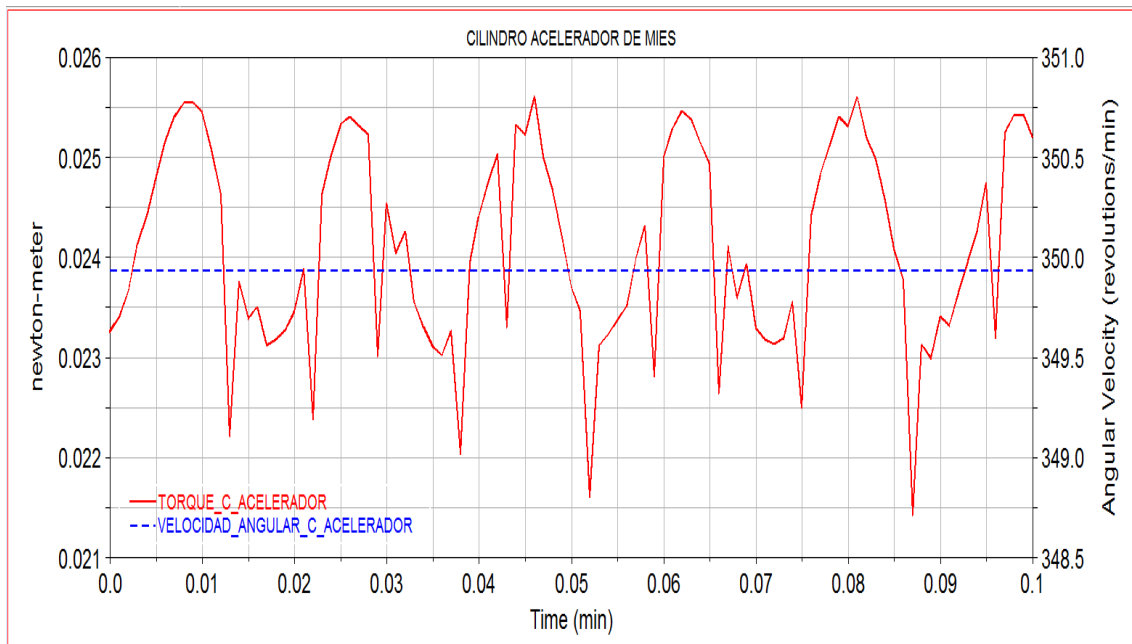


Gráfico 14-4: Torques requeridos por el cilindro acelerador

Fuente. Autores

- *Cilindro de trillado*

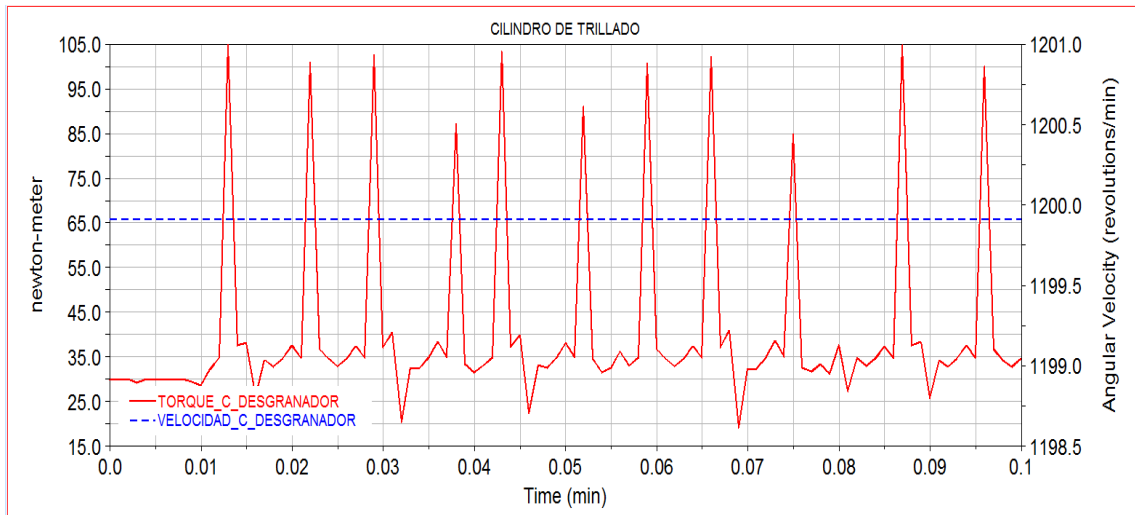


Gráfico 15-4: Torques requeridos por el cilindro de trillado

Fuente. Autores

- *Cilindro separador de mies*

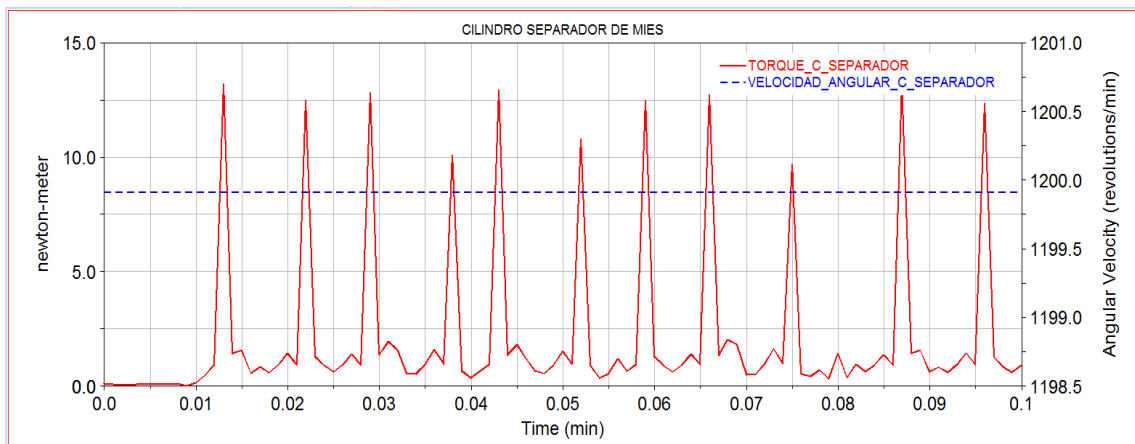


Gráfico 16-4: Torques requeridos por el cilindro separador de mies

Fuente. Autores

- *Cilindro lanzapaja*

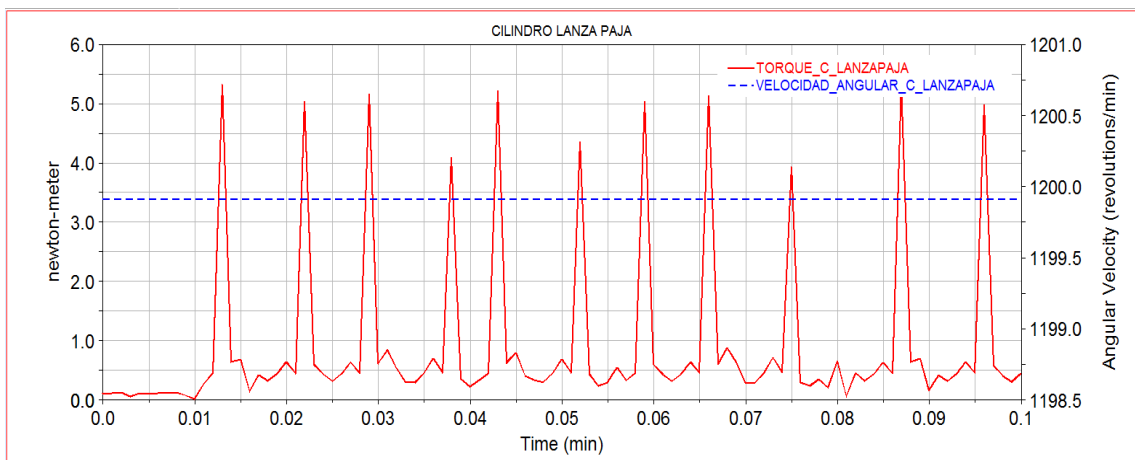


Gráfico 17-4: Torques requeridos por el cilindro lanza paja

Fuente. Autores

- *Sacudidores de paja*

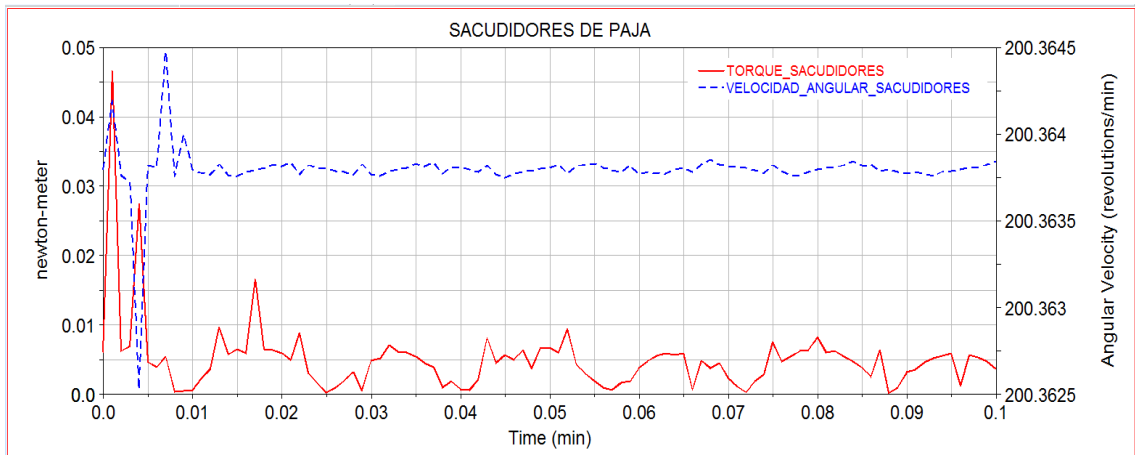


Gráfico 18-4: Torques requeridos por los sacudidores de paja
Fuente: Autores

- Cribas de limpieza de grano

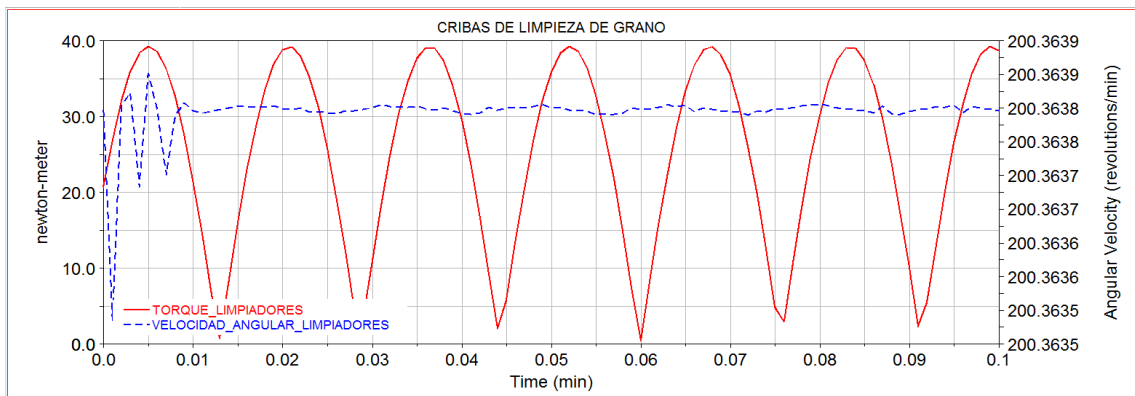


Gráfico 19-4: Torques requeridos por las cribas de limpieza de grano
Fuente: Autores

Resultados del análisis de los componentes del sistema de trillado

Tabla 38-4: Comparación de resultados

Componentes del sistema de trillado	Calculo manual		Calculo con el software	
	Torque (N.m)	w(rpm)	Torque(N.m)	w(rpm)
Cilindro acelerador	0,37	350	0,0255	350,5
Cilindro de trillado	44,24	1200	40,68	1199.91
Cilindro separador	15,8	1200	13,20	1199,91
Cilindro lanza paja	7,2	1200	5,32	1199,91
Sacudidores de paja	19,88	200	0,046	200,36
Cribas de limpieza de grano		200	25,55	200,36

Fuente: Autores

CAPITULO V

5. ESTUDIO POR MÉTODO DE ELEMENTO FINITO

5.1. Introducción

Los componentes mecánicos en forma de vigas, barras simples, etc., se pueden analizar con bastante facilidad por medio de métodos básicos de la mecánica que proporcionan soluciones aproximadas. Sin embargo, los componentes reales rara vez son tan sencillos, y el diseñador se ve forzado a realizar aproximaciones menos eficaces mediante soluciones cercanas, experimentación o métodos numéricos. Existen un gran número de técnicas numéricas que se emplean en la aplicación de ingeniería para las cuales la computadora es sumamente útil. En diseño mecánico, donde el software de diseño asistido por computadora (CAD) se utiliza de manera considerable, el método de análisis que se integra perfectamente con el CAD es el análisis de elemento finito. (FEA, por sus siglas en inglés). La teoría y aplicaciones matemáticas del método son enormes. Existe una diversidad de paquetes de software comerciales de FEA que se encuentran disponibles, tal como ANSYS, NASTRAN, Algor, etc. Hay una gran cantidad de aplicaciones del FEA tales como análisis estático y dinámico, lineal y no lineal, de esfuerzo y de deflexión; vibraciones libres y forzada; transferencia de calor (que se pueden combinar con el análisis de esfuerzo y de deflexión para proporcionar esfuerzos y deflexiones térmicamente inducidos); inestabilidad elástica (pandeo); acústica; electrostática y magnetismo (que se puede combinar con transferencia de calor); dinámica de fluidos; análisis de tuberías y física múltiple. Un componente mecánico real es una estructura elástica continua. El FEA divide (discretiza) la estructura en pequeñas subestructuras (elementos) bien definidas pero finitas. Al emplear funciones polinomiales, en conjunto con operaciones matriciales, el comportamiento elástico continuo de cada elemento se desarrolla en términos del material y las propiedades geométricas del elemento. Las cargas se pueden aplicar dentro del elemento (gravedad, dinámica, térmica, etc), en la superficie del elemento o en los nodos del mismo. Estos nodos son las entidades fundamentales de gobierno del elemento, en la medida en que el nodo es donde se conecta un elemento con otros, donde finalmente se establecen las propiedades elásticas de los mismos, donde se asignan las condiciones de frontera y donde, por último, se aplican las fuerzas (de contacto o cuerpo). Un nodo posee grados de libertad. Los grados de libertad son movimientos independientes de rotación y

traslación que pueden existir en un nodo. Como máximo, un nodo puede tener tres grados de libertad rotacionales y tres traslacionales. Una vez que cada nodo dentro de la estructura esta definido localmente en forma matricial, entonces los elementos se ensamblan globalmente a través de sus nodo en común en una matriz del sistema. Las cargas aplicadas y las condiciones de frontera se especifican entonces mediante operaciones matriciales se determinan los valores de todos los grados de libertad de desplazamiento desconocidos. Una vez que se ha realizado este procedimiento, es algo simple hacer uso de estos desplazamientos para determinar las tenciones y esfuerzos por medio de las ecuaciones constitutivas de elasticidad. (BUDYNAS, et al., 2012)

5.2. Análisis de los elementos que conforman el cabezal de la máquina.

En esta sección se analizaron los diferentes elementos que estarán conformando el cabezal de corte, los cuales se detallan a continuación: La cuchilla, los ejes, engranes cónicos y engranes de dientes rectos, los cuales están encargados de transmitir potencia a las cajas de engranes.

5.2.1. Análisis de la cuchilla de corte

El análisis que se realizó es de tipo static estructural. En la siguiente tabla se detallan los datos que fueron utilizados en el análisis la cuchilla de corte:

Tabla 1-5: Carga y el tipo de acero para la cuchilla de corte

Acero	AISI 5160 estirado en frio	S _y	530 MPa
		S _{ut}	630 MPa
Fuerza de corte	124,283 N		

Fuente: Autores

- *Modelo, soportes y cargas aplicadas*

En la figura siguiente se aprecia el modelo en 3D de la cuchilla de corte, que es el encargado de separar la panoja del tallo, dichas cargas estará aplicadas en todo el filo de la cuchilla. Las cuchillas estarán conectadas en el mecanismo de corte mediante pernos, es decir tendrá una conexión de forma fija.

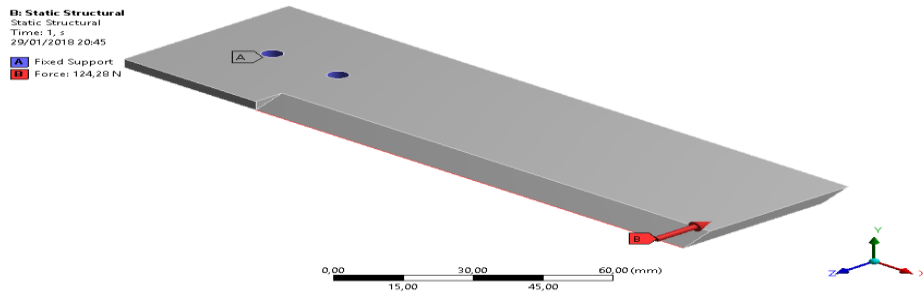


Figura 1-5: Aplicación de la carga sobre el filo de la cuchilla

Fuente: Autores

- *Mallado y tipo de elemento.*

El tipo de elemento utilizado para el análisis fue un tetragonal, el ajuste de la malla y la calidad de la malla se observan en la siguiente tabla.

Tabla 2-5: Mallado y tipo de ajuste para la cuchilla corte.

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTOS	$\sigma_{equiv.} (MPa)$	$\delta (mm)$	CALIDAD DE MALLA
Default	1326	571	20,443	0,023276	0,62
Relevancia 100%, Sizing 1 mm	7674	4148	26,205	0,023671	0,69
Sizing 0,5 mm	82407	49245	30,912	0,023938	0,75595
Convergencia	84745	50695	30,912	0,023978	-

Fuente. Autores

- Resultados del análisis

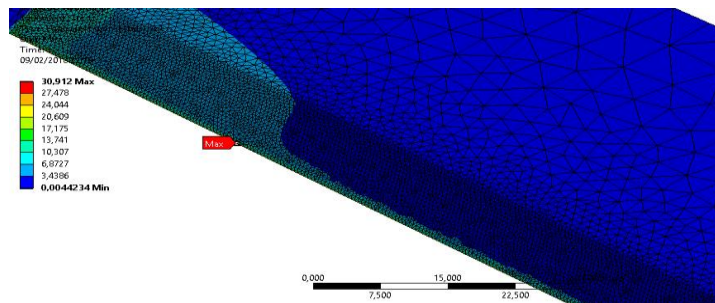


Figura 2-5: Esfuerzo equivalente en la cuchilla

Fuente: autores

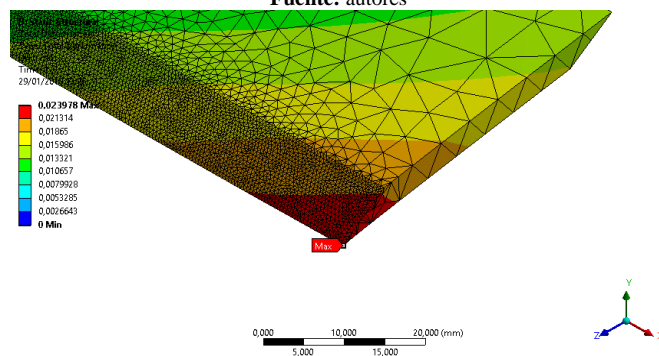


Figura 3-5: Deformación de las cuchillas de corte

Fuente: Autores

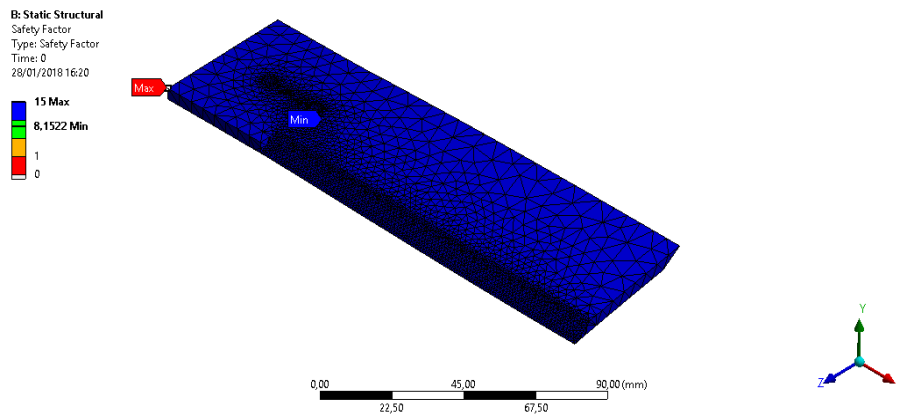


Figura 4-5: Determinación del factor de seguridad a fatiga.

Fuente: Autores

- *Convergencia de resultados*

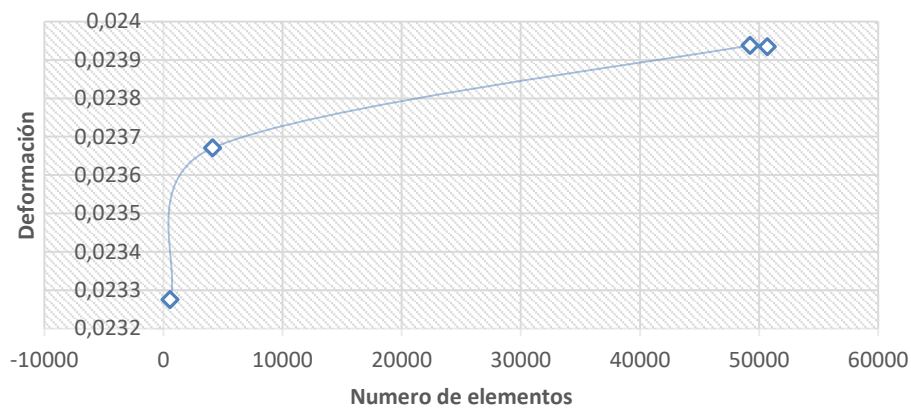


Gráfico 1-5: Análisis de convergencia de la deformación.

Fuente: Autores

De acuerdo al análisis de resistencia realizada a la cuchilla de corte se puede concluir que las dimensiones geométricas y el tipo de acero son los adecuados. Mediante la convergencia se determinó el factor de seguridad a fatiga de 5,933 y una deformación que se estabiliza con un valor aproximado de 0,023935 mm, con un porcentaje de error de 0,16811%, siendo valores apropiados para un buen desempeño de sus funciones.

5.2.2. Análisis de los ejes que conforman la caja de engranes.

Al ser un sistema donde se distribuye potencia a varias partes, los elementos que lo conforman estarán sometidos a diversas cargas y su resistencia será de vital importancia.

5.2.2.1. Análisis del eje 1 de transmisión de potencia en la caja de engranes.

En la tabla siguiente se muestra el tipo de acero y las cargas a las que debe trabajar.

Tabla 3-5: Cargas y el tipo de acero para el eje 1

Acero	AISI	S _y	1280 MPa
	1141 Templado y revenido a 600°F	S _{ut}	1460 MPa
Fuerza axial	375,30 N		
Momento flector máximo	40,07 N.m		
Momento torsor máximo	92,72 N.m		

Fuente: Autores

- *Modelo, soportes y cargas aplicadas*

La función que desempeña es de transmitir potencia a todo el sistema de la caja de engranes, las cargas generadas por los engranes se transmite al eje en toda la superficie donde se encuentran ubicadas, el análisis se hace como si fuera una viga con soportes fijos en los extremos.

B: Static Structural
 Static Structural
 Time: 1, s
 04/03/2018 17:59

- A Fixed Support
- B Torque: 92720 N-mm
- C Force: 375,3 N
- D Moment: 40071 N-mm

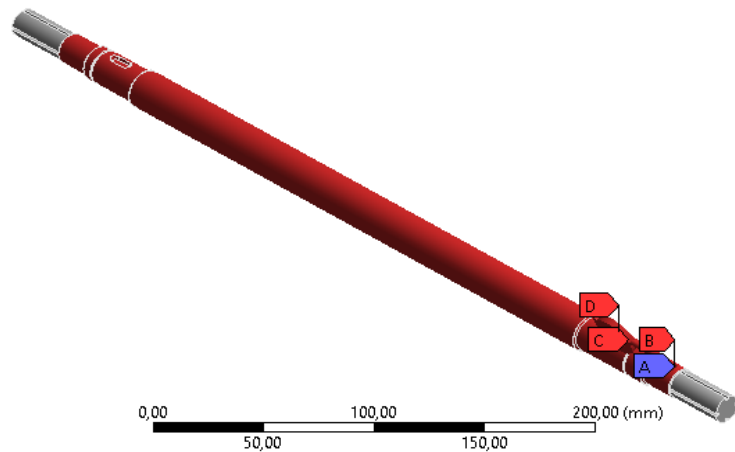


Figura 5-5: Cargas aplicadas en el eje 1

Fuente: Autores

- *Mallado y tipo de elemento.*

Tabla 4-5: Mallado y tipo de ajuste para el eje 1

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTOS	$\sigma_{equiv.} (MPa)$	$\delta (mm)$	CALIDAD DE MALLA
default	10271	5846	183,8	0,0001053	0,602
Relevancia 100%, sizing 1 mm	128821	83454	172,24	0,10789	0,814
Sizing 0,5 mm	417098	276865	211,85	0,10852	0,815
Convergencia	623679	425351	267,47	0,1089	-

Fuente. Autores

- Resultados del análisis

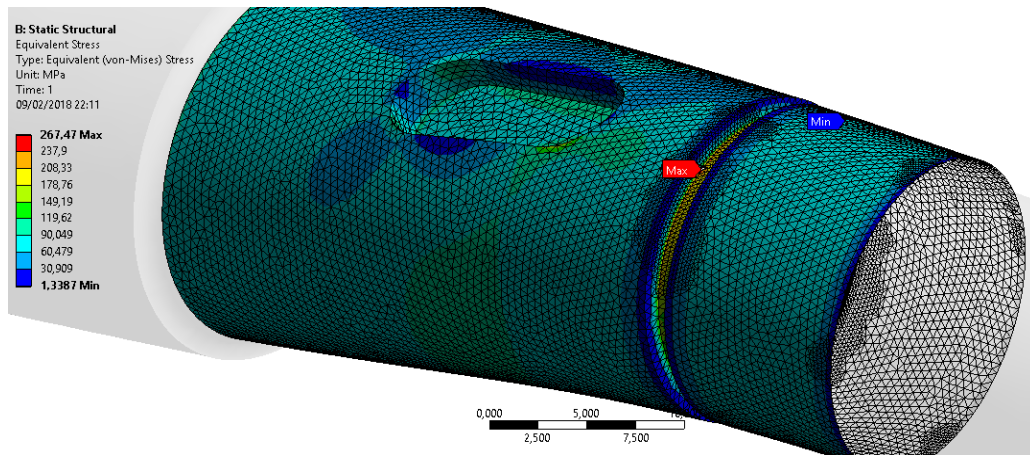


Figura 6-5: Esfuerzo equivalente en el punto crítico
 Fuente: Autores

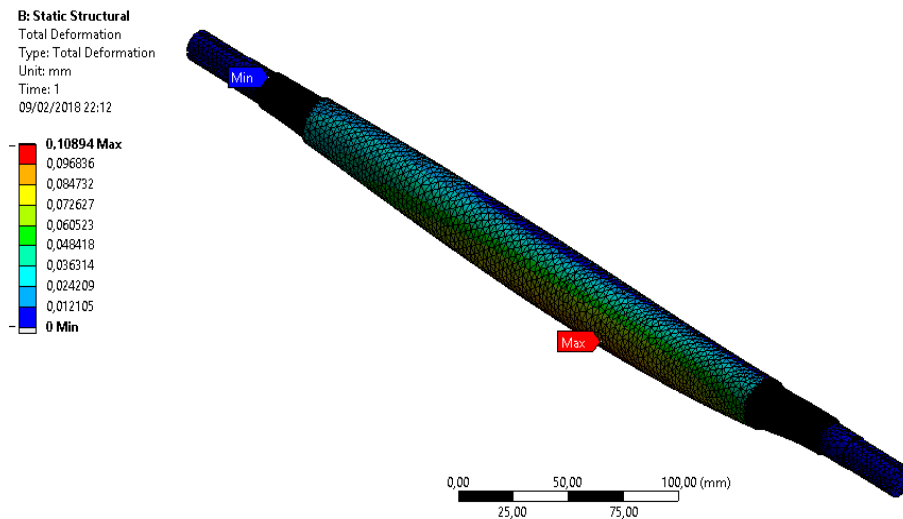


Figura 7-5: Deformación máxima producida en el eje 1
 Fuente: Autores

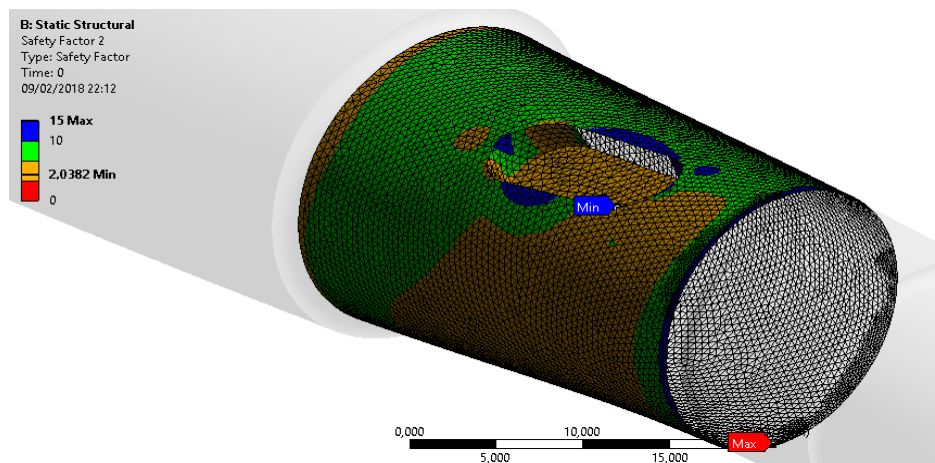


Figura 8-5: Determinación del factor de seguridad en el punto D
 Fuente: Autores

- *Convergencia de resultados*

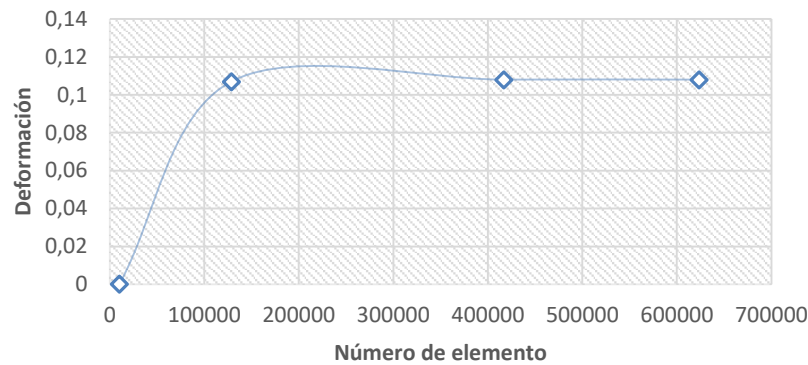


Gráfico 2-5: Análisis de convergencia de deformación en el eje 1.

Fuente: Autores

De acuerdo al análisis de resistencia y de convergencia se concluye que tanto el dimensionamiento y la selección del acero son adecuados, pues se puede observar que la deformación se va estabilizando en un valor aproximado de 0,21604mm con un error porcentual 0,026534%, dicha deformación es en el punto más crítico D.

En la tabla siguiente se realizó la comparación de los resultados manuales y los determinados por el software Ansys.

Tabla 5-5: Comparación de resultados

Eje 1	Acero	Cálculo manual		Ansys Workbench	
	AISI 1141	σ_{equiv} (MPa)	n_f	σ_{equiv}	n_f
		277,52	2,07	267,47	2,04

Fuente: Autores

5.2.2.2. *Análisis de eje 2 encargado de transmitir potencia hacia las cadenas y rodillos alimentadores.*

Tabla 6-5: Cargas y el tipo de acero eje 2

Acero	AISI 1045	S_y	530 MPa
	estirado en frio	S_{ut}	630 MPa
Fuerza axial	0 N		
Momento flector máximo	16,64 N.m		
Momento torsor máximo	5,52 N.m		

Fuente: Autores

- *Modelo, soportes y cargas aplicadas*

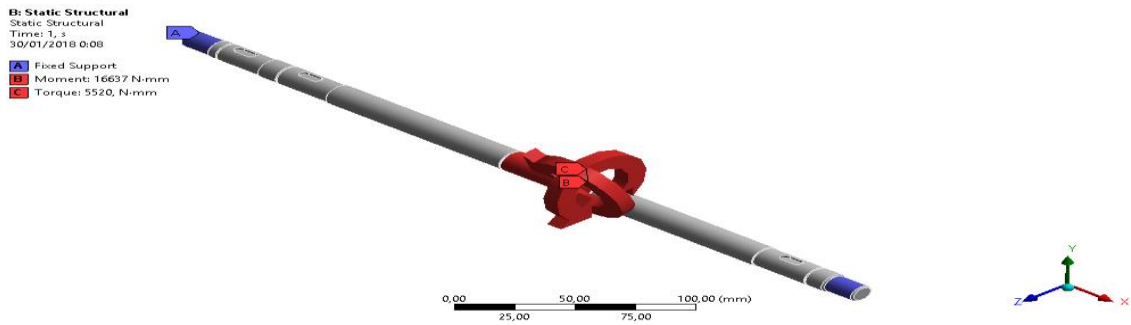


Figura 9-5: Cargas aplicadas en el eje 2
Fuente: Autores

- *Mallado y tipo de elemento.*

Tabla 7-5: Mallado y tipo de ajuste para del eje 2

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTOS	$\sigma_{\text{equiv.}}$ (MPa)	δ (mm)	CALIDAD DE MALLA
default	17456	10156	21,728	0,047417	0,59
Relevancia 100%, sizing 1 mm	90468	60998	21,963	0,04794	0,68
Sizing 0,5 mm	423114	267639	21,285	0,048078	0,76
Convergencia	505399	325326	21,277	0,048078	-

Fuente. Autores

- *Convergencia de resultados*

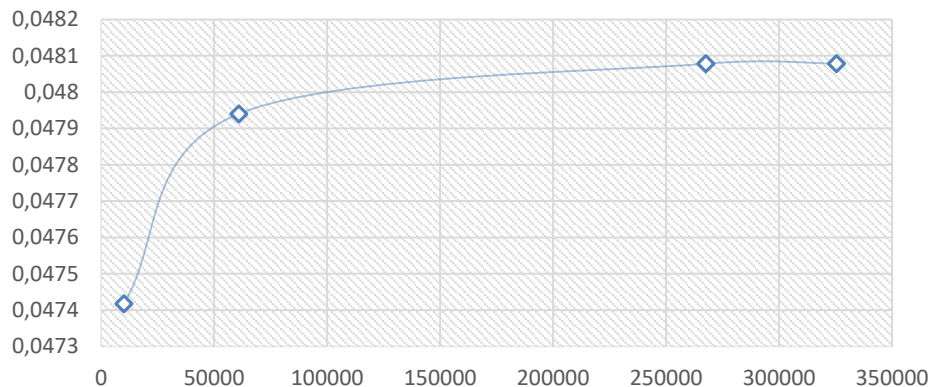


Gráfico 3-5: Análisis de convergencia de la deformación del eje 2.

Fuente: Autores

Por medio del análisis de resistencia y convergencia se determinó que la deformación se estabiliza en un valor aproximado de 0,048078mm con un error porcentual de 0,036855%, dicha deformación es en el punto crítico D.

A continuación se presenta una tabla donde se realizó la comparación de los resultados manuales y los determinados por el software Ansys.

Tabla 8-5: Comparación de resultados

Eje 2	Acero	Cálculo manual		Ansys Workbench	
	AISI 1045	σ_{equiv} (MPa)	n_f	σ_{equiv}	n_f
		63,13	6,88	21,285	7,75

Fuente: Autores

5.2.2.3. Análisis de eje 3 encargado de transmitir potencia hacía las cuchillas.

Tabla 9-5: Cargas y el tipo de acero del eje 3

Acero	AISI 1141 Templado y revenido a 600°F	S_y	1280 MPa
		S_{ut}	1460 MPa
Eje	Torque	21,08 Nm	
A	Fuerza axial	356,59 N	
	Fuerza radial	267,44 N	
	Fuerza Tangencial	1224,64 N	
B	Fuerza axial	232,63 N	
	Fuerza radial	206,78 N	
	Fuerza Tangencial	855,15 N	

Fuente: Autores

- Modelo, soportes y cargas aplicadas

- B: Static Structural**
 Static Structural
 Time: 1, s
 28/01/2018 23:36
- A** Fixed Support
 - B** Force: 1253,5 N
 - C** Moment: 6140, N-mm
 - D** Force 2: 879,8 N
 - E** Moment 2: 5734, N-mm

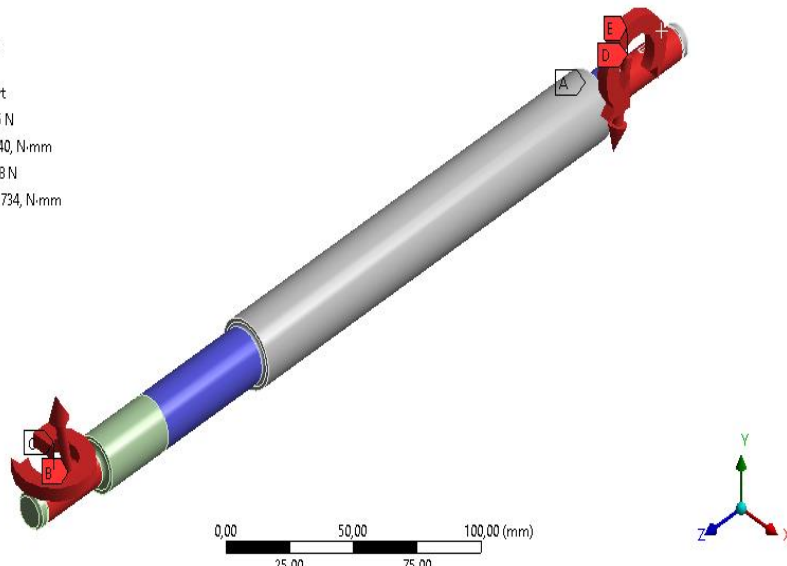


Figura 10-5: Cargas aplicadas en el eje 3

Fuente: Autores

- Mallado y tipo de elemento.

Tabla 10-5: Mallado y tipo de ajuste del eje 3

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTOS	$\sigma_{equiv.}$ (MPa)	δ (mm)	CALIDAD DE MALLA
default	11741	5979	90,212	0,073839	0,59
Relevancia 100%, Sizing 1 mm	45483	26897	111,62	0,075406	0,69
Sizing 0,5 mm	288745	150183	115,67	0,075848	0,85
Convergencia	1954154	1216946	119,05	0,0760296	-

Fuente: Autores

- *Convergencia de resultados*

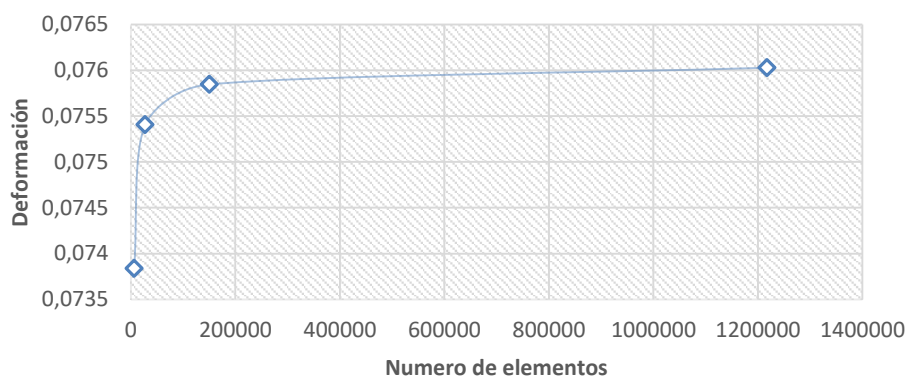


Gráfico 4-5: Análisis de convergencia de la deformación del eje 3.

Fuente: Autores

La deformación se estabiliza en 0,075848mm con un error porcentual 2,87%, dicha deformación es en el punto crítico A, estos resultados se obtienen de la convergencia del análisis de resistencia del eje 3.

En tabla siguiente se presenta la comparación de resultados manuales con los que fueron determinados por Ansys.

Tabla 11-5: Comparación de resultados

Eje 3	Acero	Cálculo manual		Ansys Workbench	
		σ_{equiv} (MPa)	n_f	σ_{equiv}	n_f
	AISI 1141	234,37	1,34	119,05	1,47

Fuente: Autores

5.2.3. Análisis del sistema de engranes

Los engranes al ser elementos encargados de transmitir potencia están sujetos a cargas continuas y su análisis de resistencia es de gran importancia ya que desempeñan un trabajo de gran influencia en la máquina, por lo que se realizó el análisis de la resistencia

en el software Ansys comprobando de esta manera los cálculos manuales realizados anteriormente.

Para lo cual, sabiendo que los engranes poseen un ancho de contacto donde la fuerza normal ejerce su efecto en el diente, se determinó dicho ancho aplicando la ecuación hertz que a continuación se presenta. (Budynas, y otros, 2015 pág. 335)

$$b = \sqrt{\frac{2F \left[\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} \right] + \left[\frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right]}{\pi l \left[\frac{1}{d_1} \right] + \left[\frac{1}{d_2} \right]}} \quad (185)$$

En la figura siguiente se detalla la nomenclatura del esfuerzo por contacto entre rodillos.

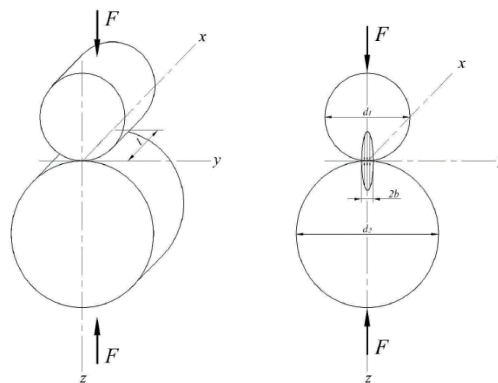


Figura 11-5: Parámetros que influyen en el esfuerzo por contacto

Fuente: (Budynas, y otros, 2015)

Donde:

F= fuerza de contacto

l= longitud de los cilindros

v= relación de Poisson

E= Módulo de elasticidad

d= diámetro del cilindro

Al estar en contacto los dientes de los engranes, la fuerza de contacto W, es una fuerza normal a la cara de contacto del engrane y la longitud de los cilindros es igual al ancho del diente F. Asumiendo que el esfuerzo máximo se produce en la línea de paso los d_1 y d_2 se determinaron mediante las ecuaciones siguientes:

$$\begin{aligned} d_1 &= d_p \sin \theta \\ d_2 &= d_G \sin \theta \end{aligned} \quad (186)$$

Donde:

d_p : diámetro de paso del piñón

d_g : diámetro de paso del engrane o rueda

θ : ángulo de presión

Una vez conocidos los parámetros que intervendrán en la determinación del ancho de contacto se reemplazan en la ecuación (185) quedando de la siguiente manera:

$$b = \sqrt{\frac{2W \left[\frac{(1 - \nu_r^2)}{E_r} \right] + \left[\frac{(1 - \nu_p^2)}{E_p} \right]}{\pi F \left[\frac{1}{d_p \sin \theta} \right] + \left[\frac{1}{d_p \sin \theta} \right]}}$$

Una vez conocidas las ecuaciones que nos permitirán determinar el ancho de contacto, se empezó a determinar la resistencia en Ansys de los engranes.

5.2.3.1. Análisis del engrane de dientes rectos para transmitir potencia hacia las cadenas y rodillos alimentadores.

En la tabla que a continuación se presenta se detallan las condiciones de trabajo que desempeñan y el tipo de acero que se utilizó.

Tabla 12-5: Condiciones de trabajo y el tipo de acero del engrane de diente recto

Acero	AISI 1015	S_y	225 MPa
	normalizado	S_{ut}	500 MPa
Potencia (hp)	0,232		
Torque (N.m)	2,77		
Fuerza tangencial (N)	-123,05		
Fuerza radial (N)	-44,79		
Ancho de contacto (mm)	0,0144		

Fuente: Autores

- *Modelo, soportes y cargas aplicadas*

Para un mejor ahorro computacional se seccionó el modelado en 3D del engrane. Dicho engrane está encargado de transmitir potencia hacia el eje 2, generando las cargas las cuales se aplican en el extremo superior de la cara en una pequeña sección del diente, para ello se determinó el ancho de contacto, mediante las ecuaciones planteadas anteriormente. Para el análisis se tomó el soporte como una viga en voladizo.

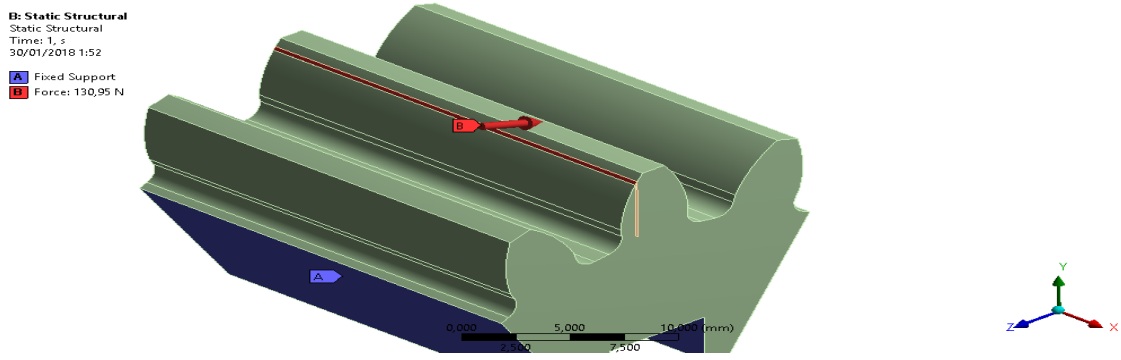


Figura 12-5: Aplicación de la carga en el diente del engrane de diente recto
 Fuente: Autores

- *Mallado y tipo de elemento.*

Tabla 13-5: Mallado y tipo de ajuste del engrane de diente recto.

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTO S	$\sigma_{equiv.}$ (MPa)	δ (mm)	CALIDAD DE MALLA
default	10618	2014	14,742	0,00043997	0,62
Relevancia 100%, sizing 1 mm	35039	7013	19,229	0,00040284	0,71
Sizing 0,5 mm	45695	8991	19,623	0,00040265	0,81
Convergencia	73608	40646	19,623	0,0004012	-

Fuente. Autores

- *Resultados del análisis*

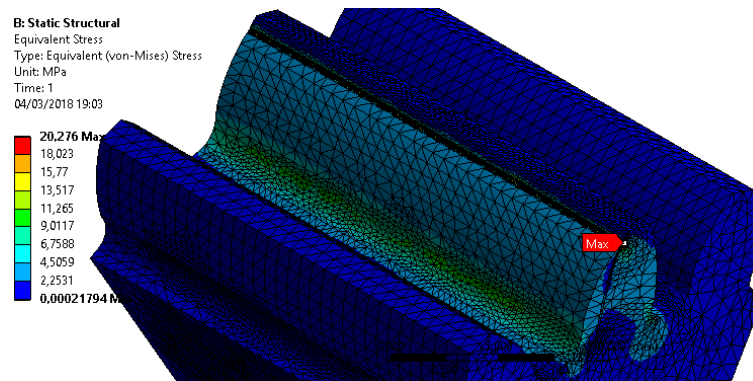


Figura 13-5: Esfuerzo equivalente en el diente del engrane
 Fuente: Autores

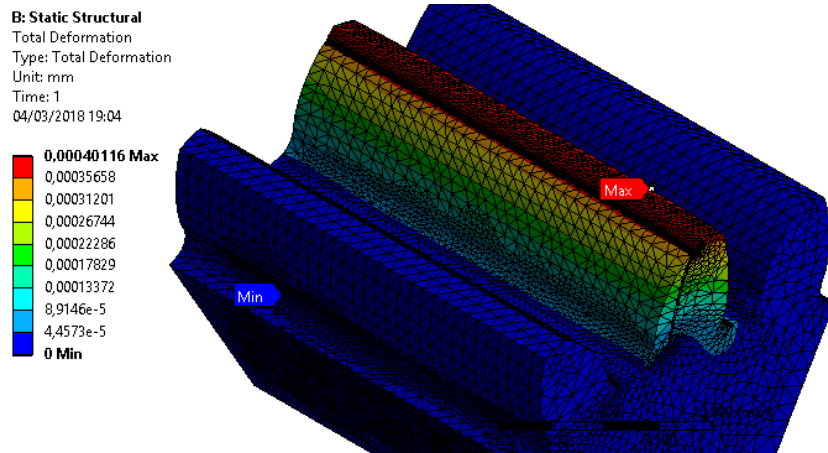


Figura 14-5: Deformación en el diente del contacto

Fuente: Autores

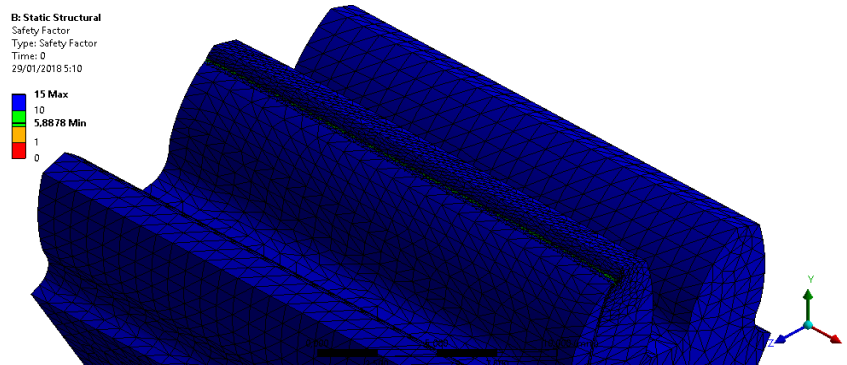


Figura 15-5: Determinación de coeficiente de seguridad

Fuente: Autores

- *Convergencia de resultados*

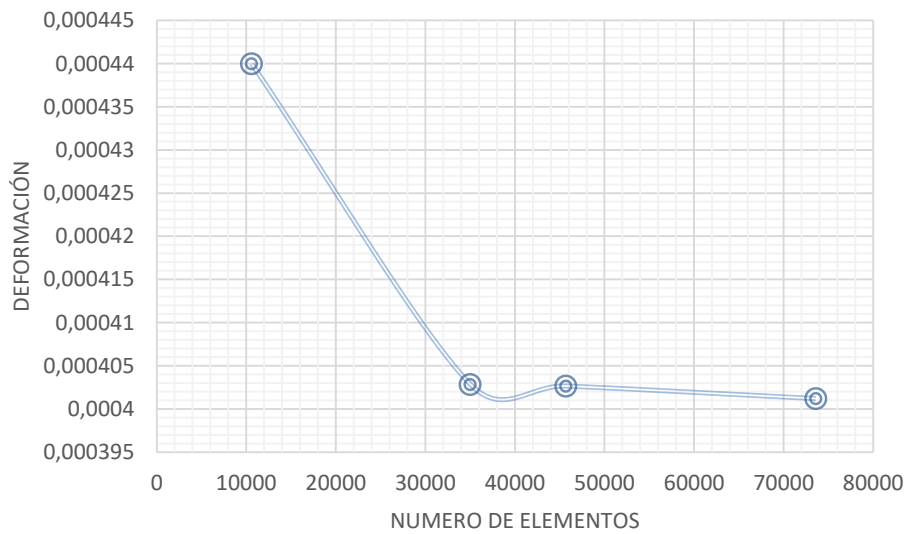


Gráfico 5-5: Análisis de convergencia del engrane de diente recto.

Fuente: Autores

El diente tiene una deformación aproximada de 0,0003912mm y un error porcentual de 2,8742%, dichos resultados fueron determinados por medio del análisis de resistencia y el refinamiento de la malla mediante convergencia, con lo cual se puede decir que el engrane cumplirá sus funciones adecuadamente.

5.2.3.2. Análisis de engranes cónicos

Dichos engranes serán encargados de transmitir potencia re direccionando a 90°.

- *Engrane cónico encargado de transmitir potencia hacia el eje de corte*

Tabla 14-5: Condiciones de trabajo y tipo de acero del engrane cónico

Acero	AISI 1045 templado y revenido	S _y	1400 MPa
		S _{ut}	1800 MPa
Potencia (hp)	2,36		
Torque (N.m)	28,16		
Fuerza tangencial (N)	1227,13		
Fuerza radial (N)	267,98		
Fuerza axial (N)	357,31		
Ancho de contacto (mm)	0,061		

Fuente: Autores

- *Modelo, soportes y cargas aplicadas*

Al igual que en el caso anterior la carga se aplicará en el extremo superior de la cara del diente, se sigue el mismo procedimiento para todos los engranes cónicos como si fuera engranes de diente recto.

Geometry
29/01/2018 5:32

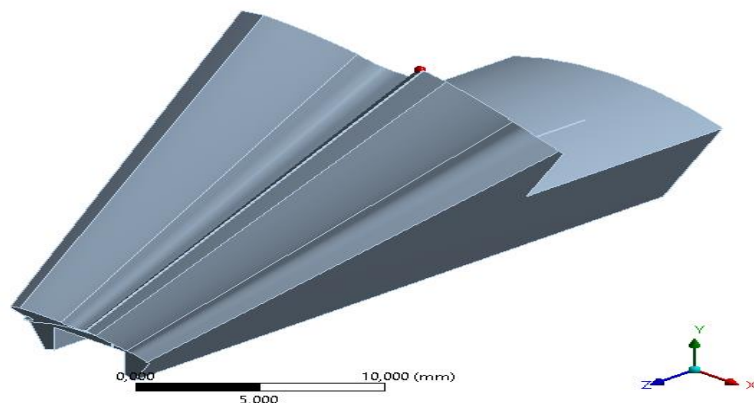


Figura 16-5: Modelo seccionado en 3D del engrane cónico

Fuente: Autores

- *Mallado y tipo de elemento.*

A continuación se presenta el ajuste de la malla y la calidad . Se menciona que el mallado para los demás engranes cónicos son similares.

Tabla 15-5: Mallado y tipo de ajuste del engrane cónico

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTOS	$\sigma_{equiv.}(MPa)$	$\delta(mm)$	CALIDAD DE MALLA
default	32086	17868	376,03	0,0060455	0,621
Relevancia 100%, sizing 1 mm	40759	26727	253,77	0,00616	0,76
Sizing 0,5 mm	77297	51418	329,29	0,0062533	0,78
Convergencia	136789	22456	320,66	0,0060787	-

Fuente. Autores

- **Resultados del análisis**

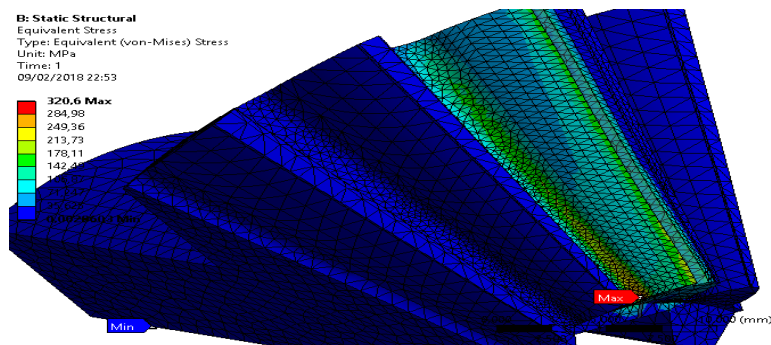


Figura 17-5: Esfuerzo equivalente generado en el diente

Fuente. Autores

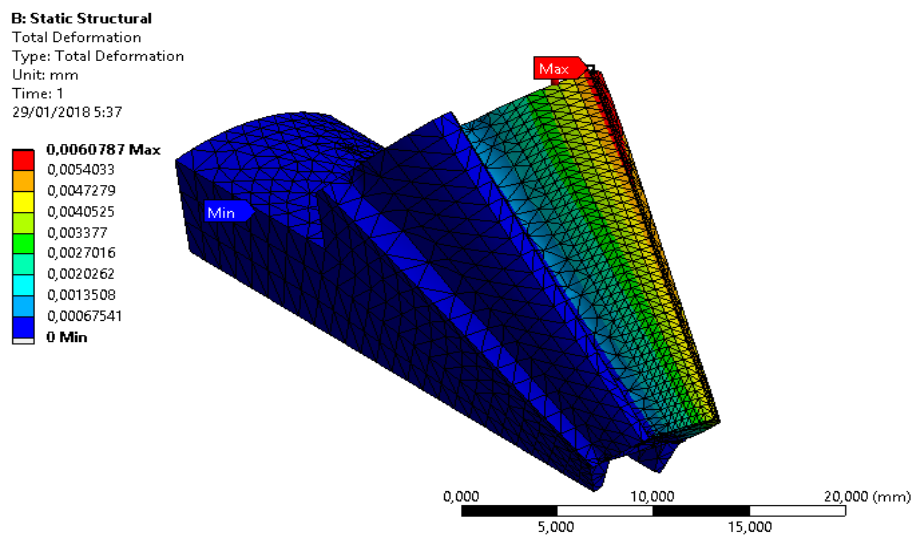


Figura 18-5: Deformación del diente en plena carga

Fuente: Autores

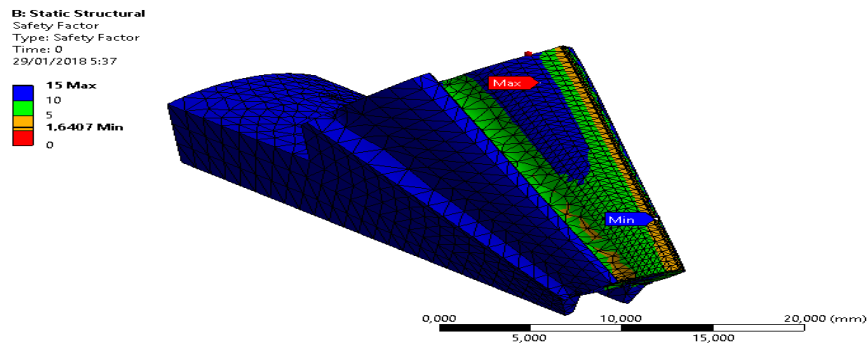


Figura 19-5: Determinación de coeficiente de seguridad a fatiga.

Fuente: Autores

- *Convergencia de resultados*

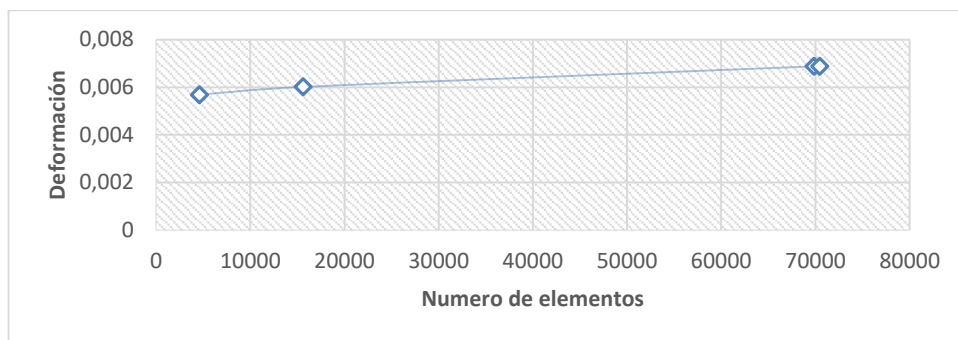


Gráfico 6-5: Análisis de convergencia del engrane cónico

Fuente: Autores

La deformación se estabiliza es aproximadamente 0,006243mm con un error porcentual 2,33%.

- *Engrane cónico encargado en transmitir potencia hacia las cuchillas de corte*

Tabla 16-5: Condiciones de trabajo y el tipo de acero

Acero	AISI 1045 templado y revenido	S_y	1400 MPa
		S_{ut}	1800 MPa
Potencia (hp)	2,36		
Torque (N.m)	21,08		
Fuerza tangencial (N)	856,89		
Fuerza radial (N)	-207,20		
Fuerza axial (N)	-233,10		
Ancho de contacto (mm)	0,058		

Fuente: Autores

- *Modelo, soportes y cargas aplicadas*

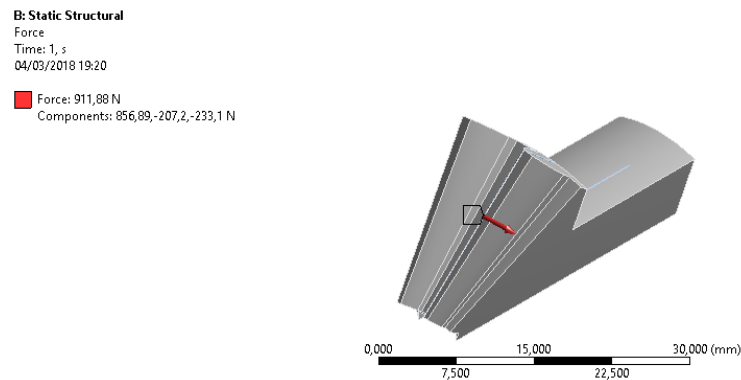


Figura 20-5: Aplicación de la carga en el diente del engrane

Fuente: Autores

- *Mallado y tipo de elemento.*

Tabla 17-5: Mallado y tipo de ajuste del engrane cónico del eje de corte

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTOS	$\sigma_{equiv.}(MPa)$	$\delta(mm)$	CALIDAD DE MALLA
default	9006	4865	208,99	0,0043487	0,59
Relevancia 100%, sizing 1 mm	23842	13885	256,18	0,004498	0,63
Sizing 0,5 mm	42048	27179	269,61	0,0046134	0,725
Convergencia	45895	28567	269,45	0,0046155	-

Fuente. Autores

- *Convergencia de resultados*

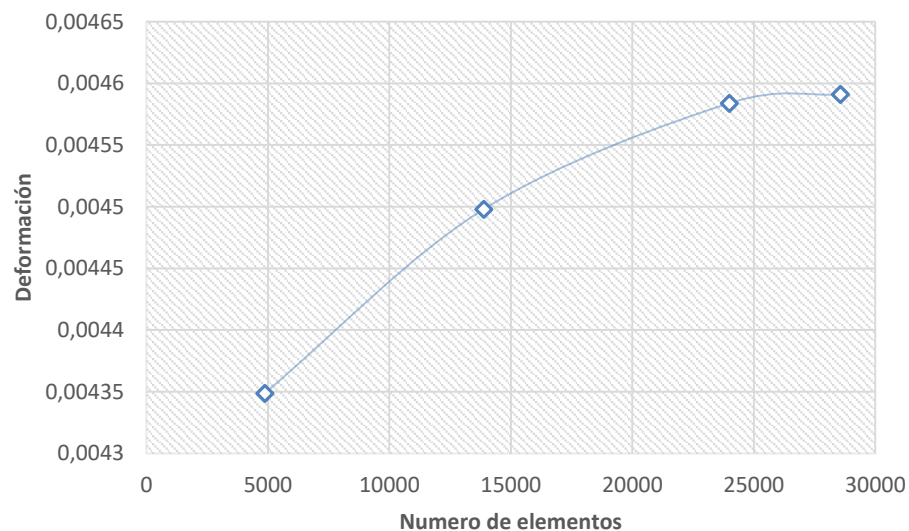


Gráfico 7-5: Análisis de convergencia de la deformación del diente del engrane.

Fuente: Autores

La deformación se estabiliza en 0,0046155mm con un error porcentual 3,43%, y se puede concluir que el diseño realizado manualmente es adecuado, ya que no presenta resultados de gran relevancia en el análisis de resistencia.

- *Engrane cónico encargado en transmitir potencia hacia cadenas alimentadoras*

Tabla 18-5: Condiciones de trabajo y el tipo de acero

Acero	AISI 1015	S_y	225 MPa
	normalizado	S_{ut}	500MPa
Potencia (hp)	0,01		
Torque (N.m)	0,24		
Fuerza tangencial (N)	6,15		
Fuerza radial (N)	0,79		
Fuerza axial (N)	2,09		
Ancho de contacto (mm)	0,027		

Fuente: Autores

- *Modelo, soportes y cargas aplicadas*

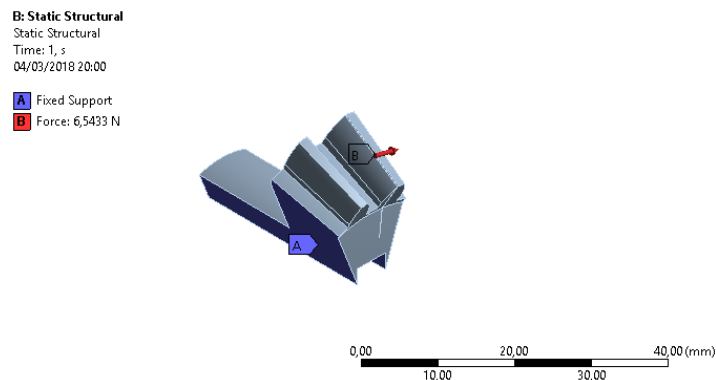


Figura 21-5: Aplicación de la carga en el diente del engrane

Fuente: Autores

- *Mallado y tipo de elemento.*

Tabla 19-5: Mallado y tipo de ajuste para engranes de la cadena alimentadora

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTOS	$\sigma_{equiv.}(MPa)$	$\delta(mm)$	CALIDAD DE MALLA
default	5985	3411	1,544	0,0000542	0,58
Relevancia 100%, Sizing 1 mm	14492	8161	2,412	0,000055232	0,6912
Sizing 0,5 mm	59431	35275	3,68	0,0000555	0,72
Convergencia	79345	49325	3,68	0,00005556	-

Fuente. Autores

- *Convergencia de resultados*

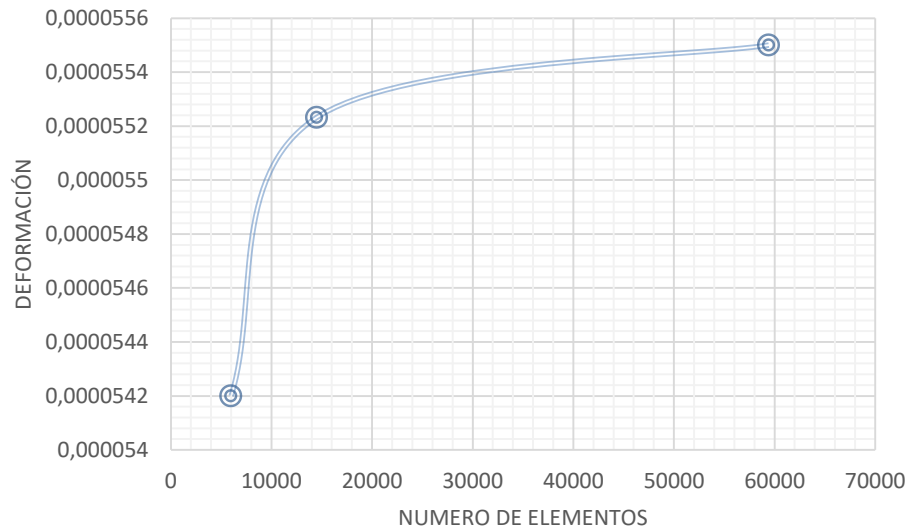


Gráfico 8-5: Análisis de convergencia de la deformación del diente del engrane.

Fuente: Autores

La deformación aproximada es de 0,00005556mm con un error porcentual 5,12%, con lo cual se concluye que el engrane encargado de transmitir movimiento a la cadena alimentadora no presentará daños.

- *Engrane cónico encargado en transmitir potencia hacía el rodillo alimentador*

Tabla 20-5: Condiciones de trabajo y el tipo de acero

Acero	AISI 1015	S _y	225 MPa
	normalizado	S _{ut}	500 MPa
Potencia (hp)	0,106		
Torque (N.m)	2,53		
Fuerza tangencial (N)	65,15		
Fuerza radial (N)	8,33		
Fuerza axial (N)	22,20		
Ancho de contacto (mm)	0,028		

Fuente: Autores

- *Modelo, soportes y cargas aplicadas*

B: Static Structural
 Static Structural
 Time: 1, s
 04/03/2018 20:14

A Fixed Support
B Force: 69,331 N
C Force 2: 69,331 N

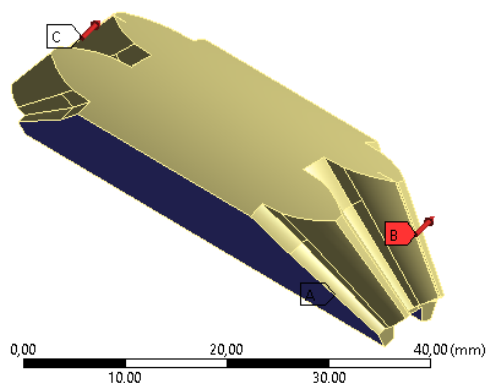


Figura 22-5: Aplicación de la carga en el diente del engrane cónico

Fuente: Autores

- *Mallado y tipo de elemento.*

Tabla 21-5: Mallado y tipo de ajuste del doble engrane cónico.

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTOS	$\sigma_{equiv.} (MPa)$	$\delta (mm)$	CALIDAD DE MALLA
default	5891	2831	124,57	0,000563	0,506
Relevancia 100%, Sizing 1 mm	16403	9611	72,948	0,000676	0,77
Sizing 0,5 mm	51576	31372	82,30	0,000659	0,7814
Convergencia	60586	39254	82,30	0,0006563	-

Fuente. Autores

- *Convergencia de resultados*

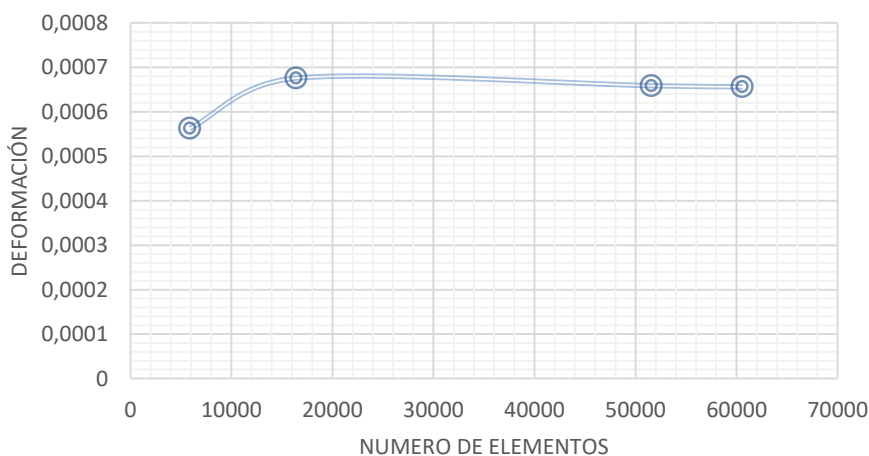


Gráfico 9-5: Análisis de convergencia de la deformación del diente del engrane.

Fuente: Autores

El engrane doble cónico posee una deformación que se estabiliza en un valor aproximado de 0,0006563mm con un error porcentual 2,7065%, por lo que se concluyó que el engrane doble no presentará falla en el análisis de resistencia y se puede decir que cumplirá bien sus función de transmitir movimiento al rodillos alimentadores.

5.2.4. *Análisis del bastidor*

El bastidor estará encargado de soportar la carga de todos los mecanismos que compone el cabezal y se puede decir que es la parte más importante, por lo cual el análisis en el software Ansys es una prioridad, para ello se presenta una tabla donde se detallan las cargas que debe resistir.

Tabla 22-5: Condiciones de trabajo y el tipo de acero del bastidor

Acero	ASTM A 500	S_y	315 MPa
	Grado C	S_{ut}	400 MPa
Caja de engranes, engranes, eje, cadenas y rodillos alimentadores	686,7 N		
Tornillo sin fin	136,56 N		
Momento generado	686,7 N.m		

Fuente: Autores

Las cargas que se aplican en el bastidor se les aproximaron a un valor más alto con el objetivo de hacer un análisis en un estado más crítico y de esta manera dar una mayor seguridad en su futuro funcionamiento.

Una vez analizado las cargas que interviene en la simulación se comienza con el análisis del bastidor en el software.

Geometry
29/01/2018 6:50

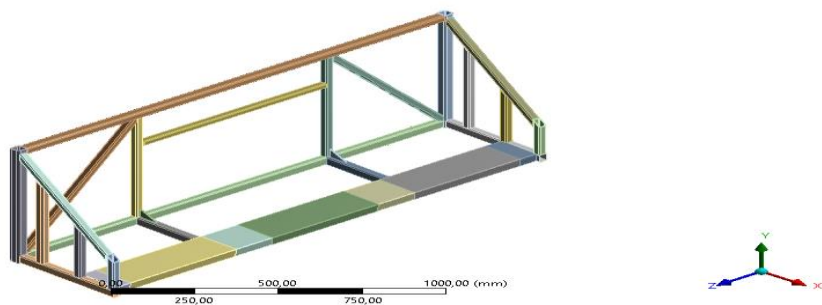


Figura 23-5: Modelo en 3D del bastidor

Fuente: Autores

B: Static Structural
 Static Structural
 Time: 1, s
 29/01/2018 6:53

- A** Fixed Support
- B** Fixed Support 2
- C** Force: 686,7 N
- D** Force 2: 686,7 N
- E** Force 3: 686,7 N
- F** Fuerz-Torn: 68,28 N
- G** Fuerz-Torn 2: 68,28 N
- H** Moment: 686,7 N-mm
- I** Moment 2: 686,7 N-mm
- J** Moment 3: 686,7 N-mm

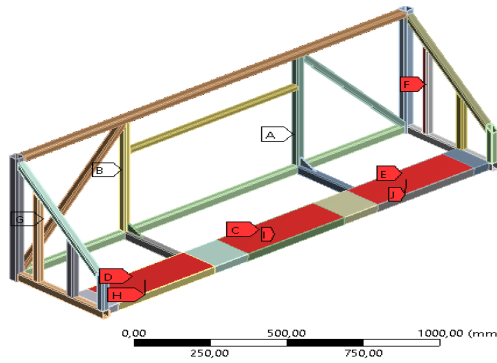


Figura 24-5: Aplicación de la carga en el bastidor

Fuente: Autores

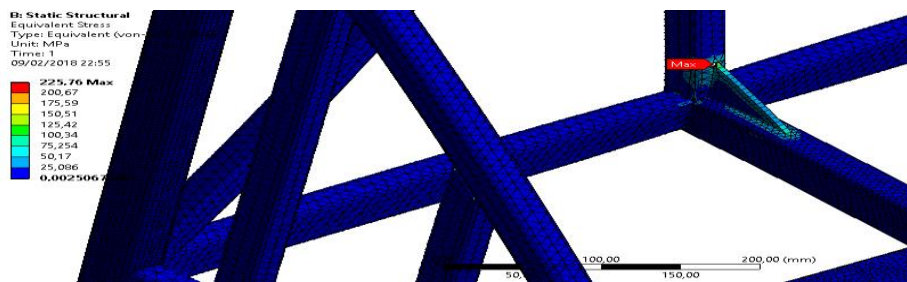


Figura 25-5: Esfuerzo equivalente en el bastidor

Fuente: Autores

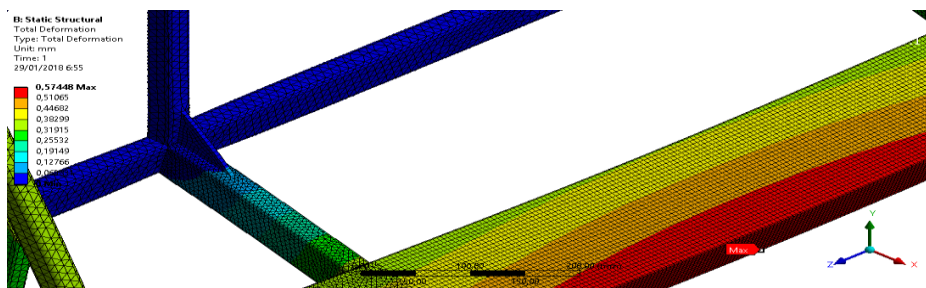


Figura 26-5: Deformación causada por la aplicación a plena carga

Fuente: Autores

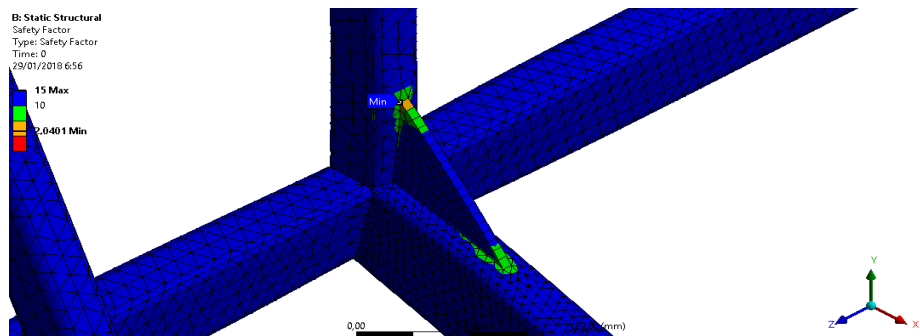


Figura 27-5: Determinación de coeficiente de seguridad

Fuente: Autores

- *Análisis de resultados del bastidor.*

Los perfiles seleccionados de acuerdo al software Ansys son adecuados, ya que al analizar la zona más crítica se tiene un factor de seguridad de 2,04 en la cartela y una deformación de 0,57 mm en el perfil rectangular que es la base de las cajas de engranes, cabe recalcar que las condiciones de cargas aplicadas en el análisis son elevadas en comparación con las cargas originales, y de esta manera se concluye que el bastidor cumplirá su función adecuadamente.

5.3. Análisis de elementos que conforman el sistema de trillado

Los elementos más críticos que conforman el sistema de trillado de la máquina donde probablemente puede haber fallas son los ejes que estarán soportando el torque transmitido desde el motor y el peso de los cilindros, se tiene también que soportaran su propio peso. Además de los ejes se analizó el cilindro de trillado que es donde se realiza el proceso de trillado de la planta.

5.3.1. Análisis de ejes soportes de cilindros de trillado.

5.3.1.1. Análisis del eje principal de trillado

Este eje es el encargado de soportar el peso del cilindro que realiza el proceso de trillado de la planta, además de estar bajo la acción de su propio peso y del peso del cilindro, estará soportando un momento torsor y fuerzas debido a la transmisión de potencia, en la siguiente tabla se muestran los valores obtenidos de las fuerzas a las cuales estará sujeto este eje, además se presenta el punto donde se aplicarán en el modelo geométrico del eje.

Tabla 23-5. Fuerzas actuantes en el eje del cilindro de trillado

DENOMINACIÓN	COMPONENTES	MAGNITUD	DIRECCIÓN	PUNTO DE APLICACIÓN
Peso del cilindro (N)	F_y	529,74	↓	C
Torque de ingreso (N.m)	M_t	112,9	anti horario	D
Fuerzas debido a la transmisión entre motor y eje del cilindro de trillado.	F_y (N)	1485,4	↓	E
	F_z (N)	24,63	←	F
Fuerzas debido a la transmisión entre el eje del cilindro trillador y el eje del c. separador.	F_y (N)	0	-	
	F_z (N)	846,54	→	G
Fuerzas debido a la transmisión entre el eje del cilindro trillador y el eje del c. acelerador.	F_y (N)	0,85	↑	H
	F_z (N)	8,81	←	I

Fuente. Autores

- *Modelo, soportes y cargas aplicadas*

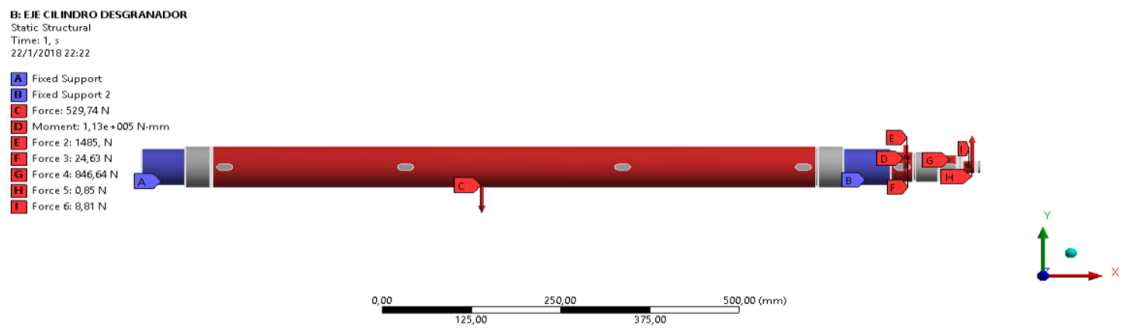


Figura 28-5: Ubicación de cargas en el eje del cilindro de trillado

Fuente. Autores

- *Mallado y tipo de elemento.*

Tabla 24-5: Mallado y tipo de ajuste para el eje del cilindro de trillado

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTOS	$\sigma_{equiv.}(MPa)$	$\delta(mm)$	CALIDAD DE MALLA
default	31494	18359	26,97	0,0066	0,62
Relevancia 100%, sizing 10 mm	80341	49414	29,35	0,0067	0,69
sizing 2 mm	831610	521825	28,213	0,00672	0,773
sizing 1 mm	3429695	2172668	28,646	0,00673	0,766

Fuente. Autores

- *Resultados del análisis*

Tabla 25-5: Resultados del análisis del eje soporte del cilindro de trillado

	$\sigma_{equiv.}(MPa)$	n_s	n_f	$\delta(mm)$
Cálculo manual	8,72	10,99	3,77	0,9
Mediante ANSYS	28,64	15	4,15	0,067

Fuente: Autores

- *Convergencia de resultados*

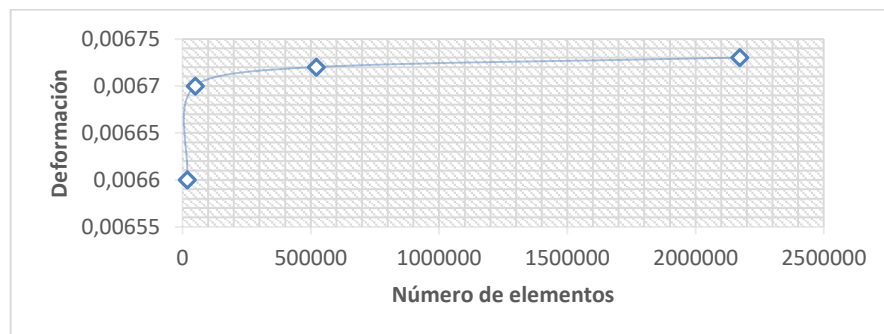


Gráfico 10-5: Convergencia de resultados para el eje del cilindro de trillado

Fuente: Autores

De lo observado en las figuras anteriores se tiene que la deformación máxima se da en punto donde la potencia se transmite hacia el cilindro acelerador de mies, y el esfuerzo máximo se tiene en el punto donde se encuentra la transmisión principal entre el eje y el motor.

5.3.1.2. Análisis del Eje soporte del cilindro acelerador de mies.

Este eje estará ubicado a la entrada del sistema de trillado, estará soportando el peso del cilindro acelerador de mies. Este cilindro será el encargado de realizar un pre-trillado de la planta para que posteriormente pase al cilindro principal de trillado donde se completa el proceso, cabe recalcar que la velocidad de este cilindro es mucho menor a la del cilindro de trillado.

En la siguiente tabla se muestran las cargas a las que estará sujeto este eje.

Tabla 26-5: Cargas aplicadas en el eje del cilindro acelerador de mies

DENOMINACIÓN	COMPONENTES	MAGNITUD	DIRECCIÓN	PUNTO DE APLICACIÓN
Peso del cilindro (N)	F_y	186,84	↓	C
Torque de ingreso (N.m)	M_t	0,55	anti horario	F
Fuerzas debido a la transmisión con el eje del cilindro de trillado.	F_y (N)	0,855	↓	D
	F_z (N)	8,81	→	E

Fuente. Autores

- Modelo, soportes y cargas aplicadas

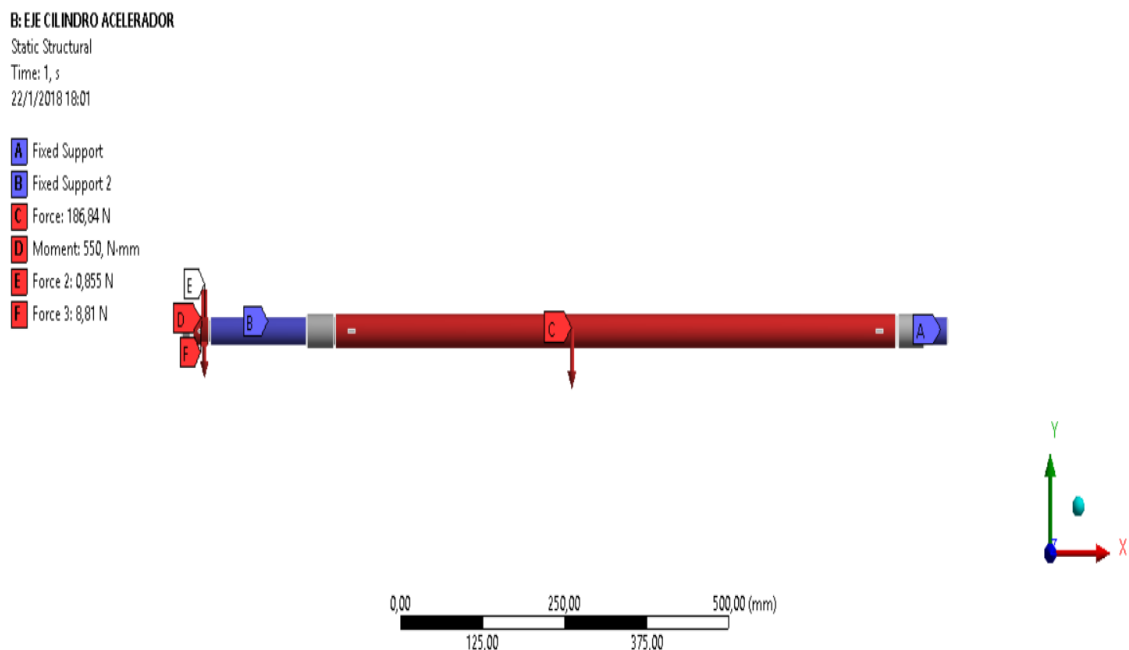


Figura 29-5: Aplicación de cargas en el eje del cilindro acelerador de mies

Fuente. Autores

- Mallado y tipo de elemento.

Tabla 27-5: Tipo de mallado y ajuste para el eje del cilindro acelerador

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTOS	σ_{equiv} (MPa)	δ (mm)	CALIDAD DE MALLA
default	23389	12697	15,206	0,0586	0,712
Relevancia 100%	26954	15445	14,638	0,0586	0,759
sizing 2 mm	310854	190461	14,69	0,0588	0,776
sizing 1 mm	1391290	870407	22,807	0,0589	0,77
sizing 0,85 mm	1948222	1223324	22,395	0,059	0,76

Fuente: Autores

- Resultados del análisis

Tabla 28-5: Resultados del análisis del eje soporte del cilindro acelerador de mies

	σ_{equiv} (MPa)	n_s	n_f	δ (mm)
Cálculo manual	12,48	19,72	4,29	0,9
Mediante ANSYS	15,20	15	6,79	0,058

Fuente: Autores

- Convergencia de resultados

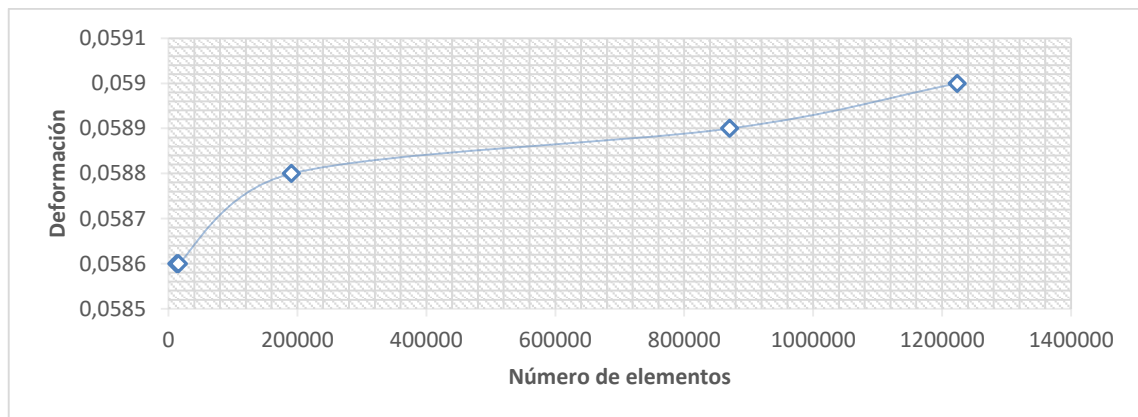


Gráfico 11-5: Convergencia de resultados para el eje del cilindro acelerador de mies

Fuente: Autores

5.3.1.3. Análisis del eje soporte del cilindro separador

Este eje se encontrará ubicado en la parte posterior del cilindro de trillado, estará soportando además de la fuerza ejercida por la transmisión, el peso del cilindro separador de mies, el cual realizará la separación de las plantas ya trilladas para que el sacudidor de paja lo lleve hacia la parte trasera de la máquina donde mediante otro cilindro se desecharan hacia afuera.

A continuación se presentan las cargas a las cuales estará sujeto este eje.

Tabla 29-5: Cargas actuantes en el eje del cilindro separador de mies

DENOMINACIÓN	COMPONENTES	MAGNITUD	DIRECCIÓN	PUNTO DE APLICACIÓN
Peso del cilindro (N)	F_y	388,476	↓	C
Torque de ingreso (N.m)	M_t	48	anti horario	F
Fuerzas debido a la transmisión con el eje del cilindro de trillado.	F_y (N)	0	-	
	F_z (N)	846,54	←	D
Fuerzas debido a la transmisión con el eje del cilindro lanza paja.	F_y (N)	0	-	
	F_z (N)	726,28	→	E

Fuente. Autores

- *Modelo, soportes y cargas aplicadas*

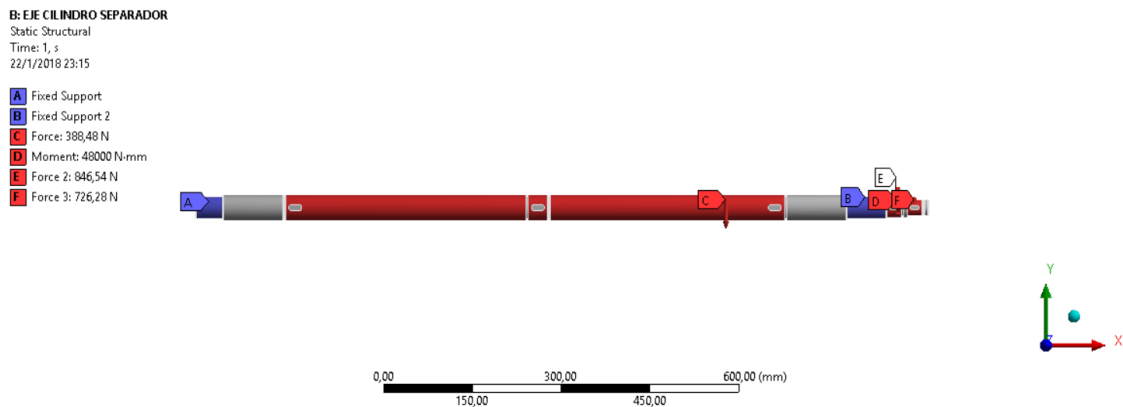


Figura 30-5: Aplicación de cargas en el eje del cilindro separador de mies

Fuente. Autores

- *Mallado y tipo de elemento.*

Tabla 30-5: Tipo de mallado y ajuste para el eje del cilindro separador de mies

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTOS	σ_{equiv} (MPa)	δ (mm)	CALIDAD DE MALLA
default	34896	19256	39,495	0,0587	0,6208
Relevancia 100%	40674	23717	34,508	0,05881	0,7523
sizing 2 mm	494923	305880	37,075	0,0595	0,775
sizing 1 mm	2112488	1326754	47,544	0,0596	0,7705

Fuente. Autores

- *Resultados del análisis*

Tabla 31-5: Resultados del análisis del eje soporte del cilindro separador

	σ_{equiv} (MPa)	n_s	n_f	δ (mm)
Cálculo manual	16,09	12,75	3,51	0,9
Mediante ANSYS	39,49	15	5,39	0,059

Fuente: Autores

- Convergencia de resultados

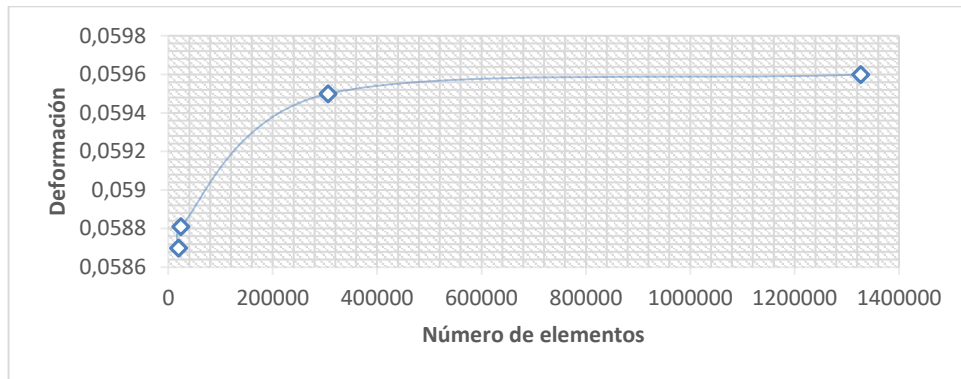


Gráfico 12-5: Convergencia de resultados para el eje del cilindro separador de mies
Fuente: Autores

5.3.1.4. Análisis del eje soporte del cilindro lanza paja

Este eje se encontrará ubicado en la parte media del sacudidor de paja, el trabajo que realiza es soportar el peso del cilindro lanza paja, conjuntamente con el sacudidor de paja se encargan de desalojar los desechos después del proceso de trillado, a continuación se presenta una tabla donde se encuentran tabulados los valores de las cargas de trabajo de este eje.

Tabla 32-5: Cargas aplicadas en el eje del cilindro lanza paja

DENOMINACIÓN	COMPONENTE S	MAGNITUD	DIRECCIÓN N	PUNTO DE APLICACIÓN
Peso del cilindro (N)	F_y	251,52	↓	C
Torque de ingreso (N.m)	M_t	25,09	anti horario	D
Fuerzas debido a la transmisión con el eje acodado	F_y (N)	73,04	↑	E
	F_z (N)	429,29	←	F
Fuerzas debido a la transmisión con el eje del c. separador	F_y (N)	0	-	
	F_z (N)	788,80	→	G

Fuente. Autores

- *Modelo, soportes y cargas aplicadas*

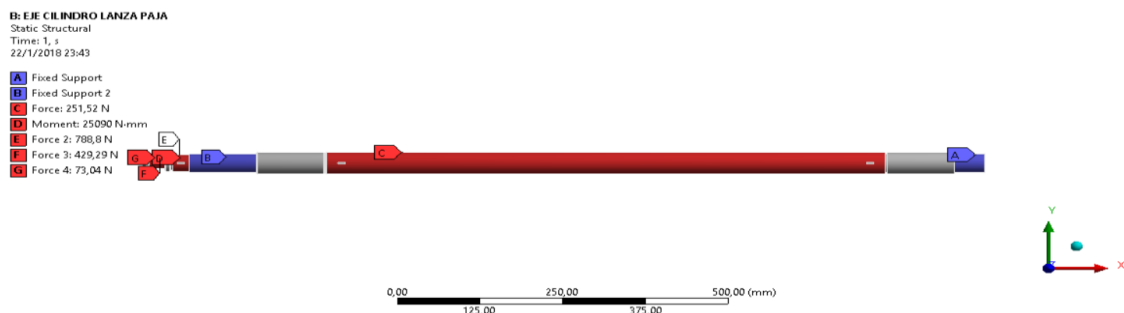


Figura 31-5: Aplicación de cargas en el eje del cilindro lanza paja
Fuente. Autores

- *Mallado y tipo de elemento.*

Tabla 33-5: Tipo de mallado y ajuste para el eje del cilindro lanza paja

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTOS	$\sigma_{equiv}(MPa)$	$\delta(mm)$	CALIDAD DE MALLA
default	13821	7675	19,748	0,0394	0,626
Relevancia 100%	17463	10328	19,983	0,0395	0,0728
sizing 2 mm	489894	302928	22,221	0,0399	0,778
sizing 1 mm	2085917	1312157	26,31	0,0399	0,771

Fuente. Autores

- *Resultados del análisis*

Tabla 34-5: Resultados del análisis del eje soporte del cilindro lanza paja

	$\sigma_{equiv}(MPa)$	n_s	n_f	$\delta(mm)$
Cálculo manual	11,98	19,72	4,29	0,9
Mediante ANSYS	19,74	15	5,68	0,039

Fuente: Autores

- *convergencia*

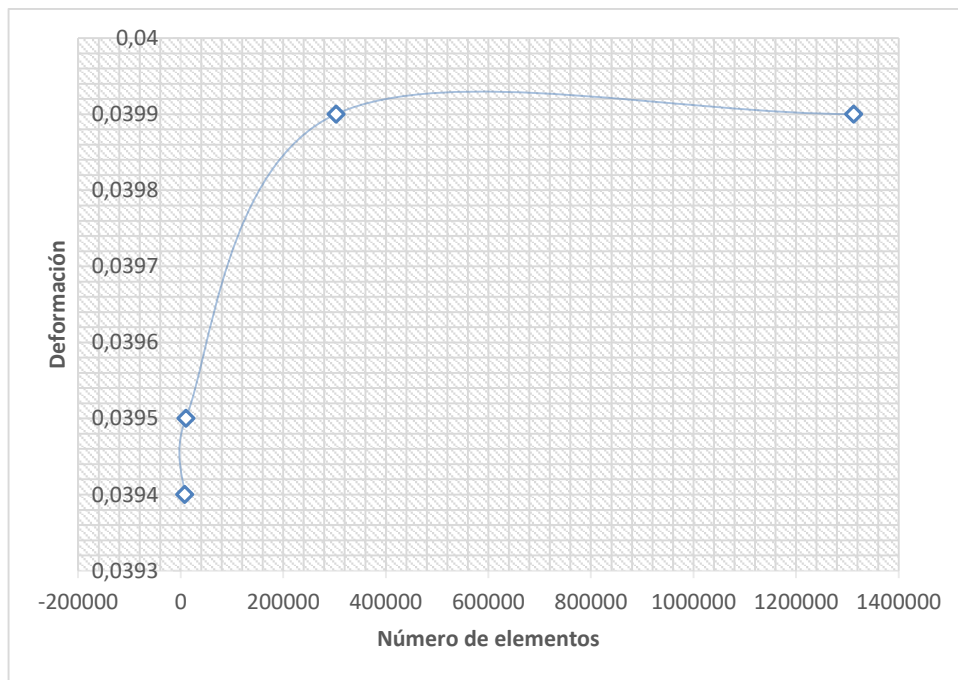


Gráfico 13-5: Convergencia de resultados para el eje del cilindro separador de mies

Fuente: Autores

5.3.1.5. Análisis del eje soporte de sacudidores de paja.

Este eje a diferencia de los demás, es un tipo de eje acodado o tipo cigüeñal el cual dará movimientos alternativos a los sacudidores de paja, las cargas a las cuales estará expuesta se muestran en la tabla que a continuación se presenta.

Tabla 35-5: Cargas aplicadas en el eje soporte de sacudidores de paja

DENOMINACIÓN	COMPONENTES	MAGNITUD	DIRECCIÓN	PUNTO DE APLICACIÓN
Peso del sacudidor (N)	F _y	465	↓	C,D,E
Torque de ingreso (N.m)	M _t	69,92	anti horario	F
Fuerzas debido a la transmisión	F _y (N)	-73,04	↓	H
	F _z (N)	-489	→	G

Fuente. Autores

- *Modelo, soportes y cargas aplicadas*

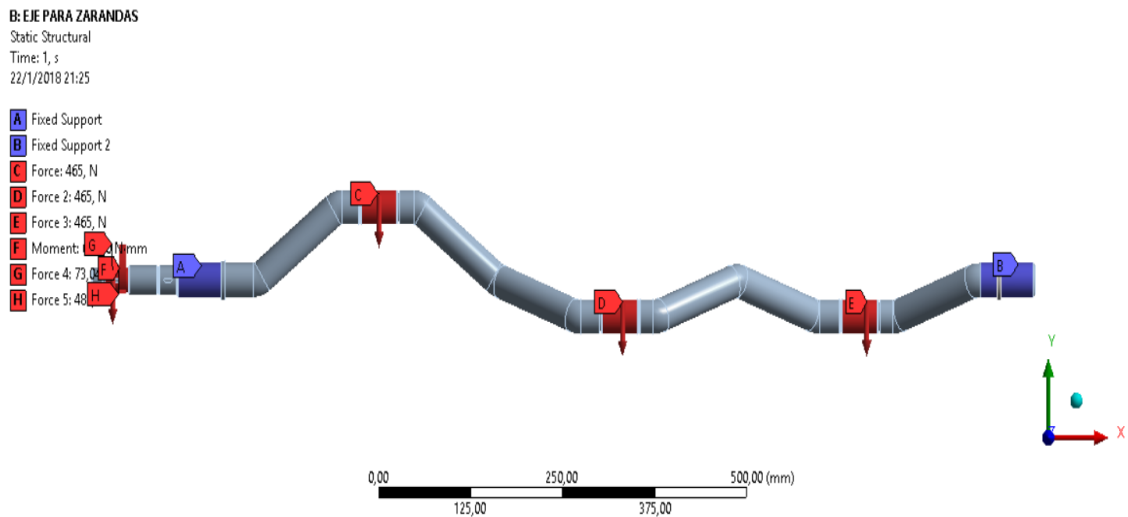


Figura 32-5: Aplicación de cargas en el eje soporte de sacudidores de paja

Fuente: Autores

- *Mallado y tipo de elemento.*

Tabla 36-5: Tipo de malla ajuste para el eje soporte de sacudidores de paja

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTOS	σ_{equiv} (MPa)	δ (mm)	CALIDAD DE MALLA
default	20962	11036	74,59	0,3970	0,6316
Relevancia 100%	24191	14133	72,948	0,3970	0,6912
sizing 2 mm	507569	310945	130,07	0,3999	0,5118
sizing 1 mm	2200457	1372223	180,16	0,4	0,769
sizing 0,75 mm	4019918	2520156	131,19	0,4	0,4479

Fuente. Autores

- *Resultados del análisis*

Tabla 37-5: Resultados del análisis del eje soporte de sacudidores de paja.

	$\sigma_{equiv.}(MPa)$	n_s	n_f	$\delta(mm)$
Cálculo manual	79,88	10,79	2,63	0,9
Mediante ANSYS	74,79	4,17	1,43	0,41

Fuente: Autores

- Convergencia.

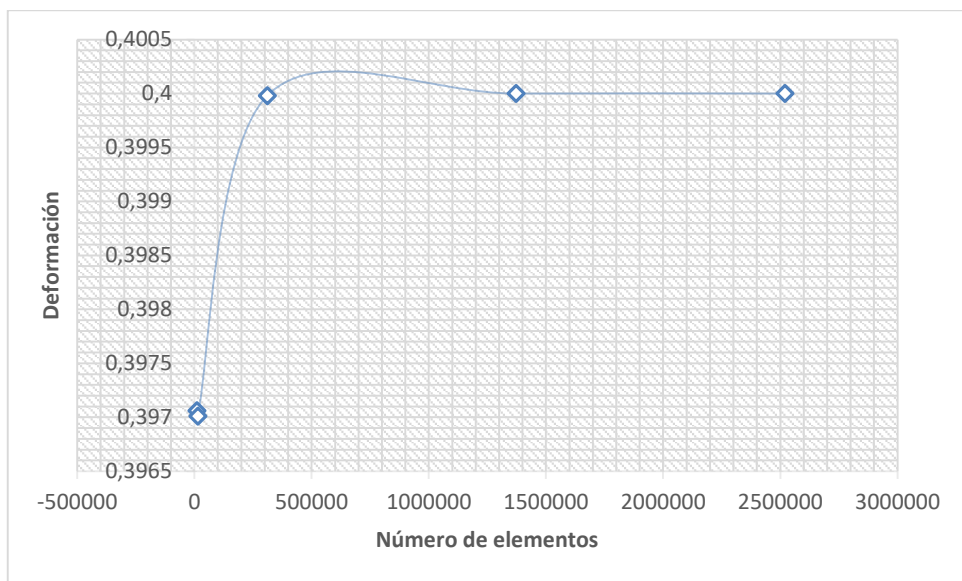


Gráfico 14-5: Convergencia de resultados para el eje soporte de sacudidores de paja

Fuente: Autores

5.3.2. Análisis del cilindro de trillado.

De acuerdo a lo diseñado se tiene que el cilindro de trilla estará acompañado de un cóncavo el cual cubrirá aproximadamente 120° grados del cilindro, por la tanto la fuerza de reacción producida por el cóncavo será igual a la fuerza de trillado que resultó ser de 133,33 N para procesar 2kg/s de quinua, se tomó como valor crítico que al menos 3 barras estarán en contacto con el cóncavo, por esta razón la carga se aplicó a las 3 barras.

- *Modelo, soportes y cargas aplicadas*

En la siguiente figura se puede observar el modelo del cilindro de trillado, las cargas fueron aplicadas en las caras que estarán en contacto con la planta, que es aproximadamente 3 barras, de igual manera los soportes son fijos, y se encuentran ubicados en los bujes los cuales sirven para sujetar con el eje, para este análisis se tomó el material que el software da por defecto, es decir un acero estructural.

B: CILINDRO DE TRILLADO
 Static Structural
 Time: 1, s
 29/1/2018 15:12

- A** Fixed Support
- B** Fixed Support 2
- C** Fixed Support 3
- D** Fixed Support 4
- E** Force: -133,33 N
- F** Force 2: -133,33 N
- G** Force 3: -133,33 N

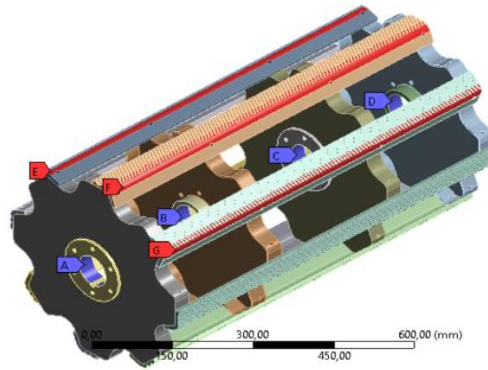


Figura 33-5: Cargas aplicadas en el cilindro de trillado

Fuente. Autores

- *Mallado y tipo de elemento.*

Tabla 38-5: Tipo de mallado y ajuste para el cilindro de trillado.

TIPO DE MALLADO	NODOS	ELEMENTOS	σ_{equiv} (MPa)	δ (mm)	CALIDAD DE MALLA
default	193718	93453	0,894	0,001469	0,4153
Relevancia 100%	268032	138870	0,9276	0,001528	0,4861
sizing	4119304	2359363	4,098	0,00161	0,772

Fuente. Autores

- *Resultados del análisis*

B: CILINDRO DE TRILLADO
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 29/1/2018 15:13

0,0015285 Max
 0,0013586
 0,0011888
 0,001019
 0,00084915
 0,00067932
 0,00050949
 0,00033966
 0,00016983
 0 Min

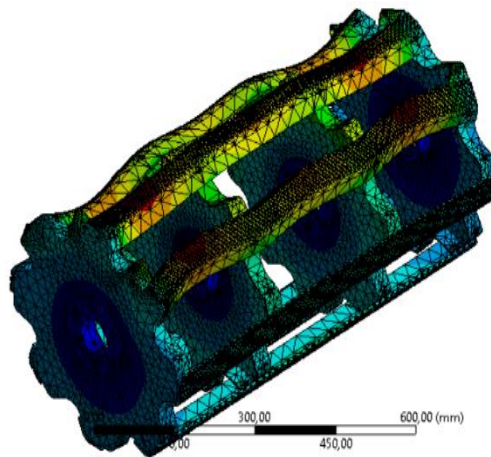


Figura 34-5: Deformaciones en el cilindro de trillado

Fuente. Autores

B: CILINDRO DE TRILLADO
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 29/1/2018 15:15

Automatically
 0,82454
 0,72148
 0,61841
 0,51535
 0,41228
 0,30922
 0,20615
 0,10309
 2,0826e-5 Min

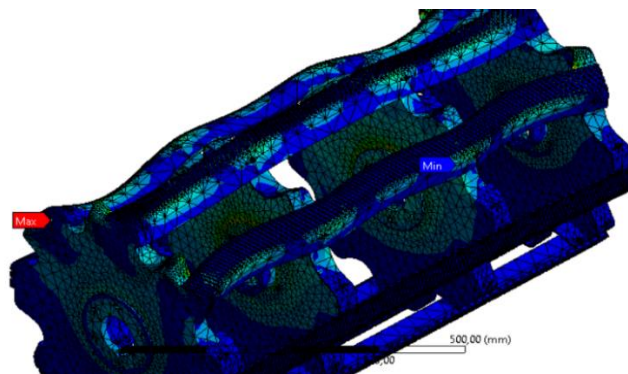


Figura 35-5: Esfuerzo equivalentes del cilindro de trillado

Fuente. Autores

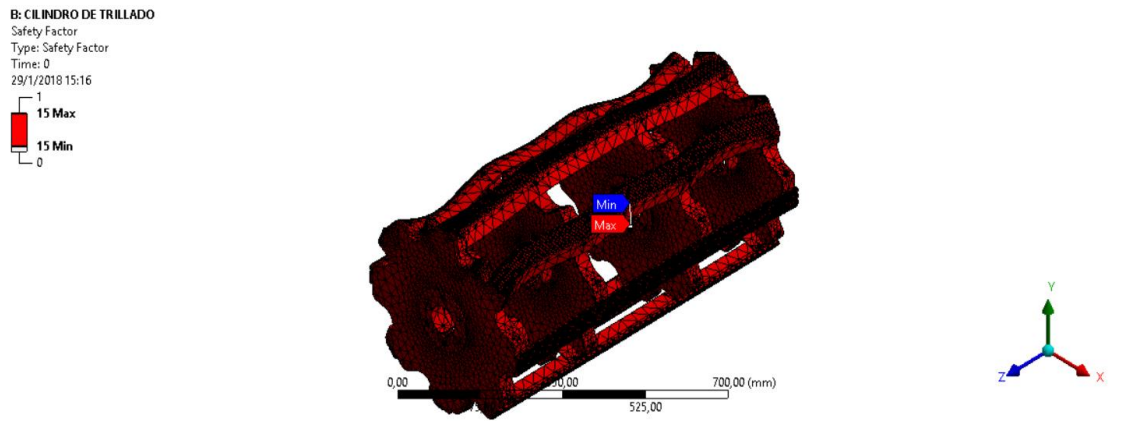


Figura 36-5: Factor de seguridad dinámico del cilindro de trillado
Fuente. Autores

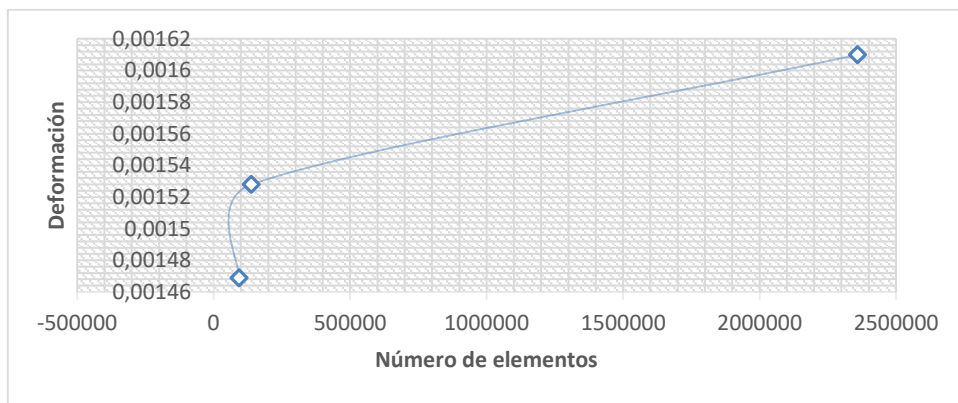


Gráfico 15-5: Convergencia de resultados para el cilindro de trillado
Fuente. Autores

CAPITULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

Al culminar el presente trabajo se obtuvo el modelo de una máquina cosechadora integral y el análisis de las dos partes principales constitutivas de la misma, las cuales están diseñadas específicamente para el cultivo de quinua que se dan en las zonas de la sierra.

Mediante el estudio bibliográfico de la quinua y su cosecha mecanizada se llegó a saber el auge que este cultivo tiene en el país, y la demanda a nivel mundial de la misma, razón por la cual es de suma importancia contar con máquinas para su cosecha, para así de esta manera obtener menores costos en lo que se refiere a la mano de obra y tener mucha más ganancia al momento de comercializar este tipo de grano.

La metodología utilizada es un modelo descriptivo la cual se basó en el estudio de campo realizado en el cantón Colta donde se pudo obtener información de las etapas del cultivo y de las diversas formas que tienen los agricultores para cosechar, así como las épocas del año cuando se las realiza.

Para el desarrollo del diseño de los dos sistemas se basó en él un caso para el corte y alimentación en los cabezales de las cosechadoras de girasol y maíz, llegando a diseñar un sistema de corte por impacto y para el trillado se tomó datos referentes al cultivo de cereales tales como el trigo, cebada, ya que datos específicos para el cultivo de la quinua son muy escasos.

Se realizó un análisis computacional de las partes constitutivas de cada sistema que conforman la máquina, para de esa manera asegurar que todos los elementos diseñados puedan soportar las distintas cargas de trabajo a las que se encontraran expuestas.

Con la realización del análisis dinámico se observó la manera como deberá trabajar cada elemento de cada sistema diseñado, con lo que se podrá tener una mayor certeza en el funcionamiento de la máquina al momento de ser construida.

Se presentó planos de detalle los cuales servirán como un punto base para el desarrollo de este tipo de máquinas.

Con la presente investigación se hace un aporte a la tecnología en el país debido a que todavía no se encuentran desarrollando este tipo de máquinas, la mayor parte son de construcción extranjera.

De acuerdo a la investigación realizada se tiene que una máquina de estas características estaría costando alrededor de 25000 dólares, por lo tanto para que su construcción sea rentable debe ser menor a este valor o prestar mejores beneficios.

6.2. Recomendaciones

Para la construcción se recomienda tener como una guía metodológica, el presente documento, donde se presentó las dos partes constitutivas principales que conforman una máquina cosechadora combinada y que puede ser utilizada además de la quinua, en la cosecha de otros cultivos.

Se recomienda que en la construcción se utilicen motores hidráulicos para el accionamiento de cada sistema, y de esa manera se pueda diseñar un sistema de control de la máquina.

Para su construcción se recomienda revisar las siguientes normas que se mencionan a continuación; normas de higiene y seguridad, UNE-EN 1672-2:1997(Maquinaria para el proceso de alimento), UNE-EN ISO 4254-1 (seguridad en maquinaria agrícola).

Para futuras investigaciones acerca del tema se recomienda realizar estudios de campos muchos más extensos, por lo que la quinua es un cultivo que se da desde regiones cálidas hasta los 3500 msnm aproximadamente.

BIBLIOGRAFÍA

- AGROTERRA.** *Maquinaria Agrícola*. [En línea] 2012. [Consultado el: 28 de Mayo de 2016.] Disponible en: <https://www.agroterra.com/foro/foros/maquinaria-agricola-f13/maquinas-de-argentina-brasil-y-sudamerica-t18590-26.html>.
- APAZA, Vidal, & otros.** "Catalogo de variedades comerciales de quinua en el Perú" *Quinua 2013 Año Internacional* [En línea], 2013, pp. 23-28. [Consultado el: 25 de 07 de 2016.] ISBN: 978-92-5-308064-9. Disponible en: <http://www.fao.org/3/a-as890s.pdf>.
- BAZILE, Didier & BAUDRON, Flora.** "Dinámica de expansión mundial del cultivo de la quinua respecto a su alta biodiversidad" *Estado del Arte de la Quinua en el mundo en 2013*. [En línea], 2014, pp. 52-53 [Consultado el: 17 de 10 de 2016.] ISBN: 978-92-5-308558-3 . Disponible en: <http://www.fao.org/3/a-i4042s.pdf>.
- BUDYNAS, Richard G. & NISBETT, J. Keith.** *Mechanical Engineering Disign*. Decima edición. New York: McGraw-Hill, 2015. pp. 720-812. ISBN: 978-0-07-339820-4.
- BUDYNASS, Richard G. & NISBETT, J. Keith.** *Diseño en ingeniería mecánica de shigley*. Octava Edición. Mexico: McGraw-Hill, 2008. pp. 349. ISBN-13: 978-970-10-6404-7.
- CABOLQUI.** *Historias de éxito de los exportadores bolivianos de quinua – CABOLQUI Bolivia*. [En línea] 2013. [Consultado el: 27 de Marzo de 2016.] Disponible en: <http://www.cabolqui.org/es/videos/historias-de-exito-de-los-exportadores-bolivianos-de-quinua-cabolqui-bolivia/>.
- CARRASCO, Ritva Repo & ENCINA ZELADA, Christian Rene.** *Determinación de la capacidad antioxidante y compuesto fenólicos de cereales andinos: quinua, kañiwa y Kiwicha*. [En línea], 2008, pp.84-86. [Consultado el: 10 de 09 de 2016.] Disponible en: <http://www.scielo.org.pe/pdf/rsqp/v74n2/a02v74n2.pdf>.
- CERVILLA , N. S., et al.** *II Jornadas Investigación en Ingeniería del NEA y países Limítrofes*. [En línea], Universidad Tecnológica Nacional, Córdoba, Argentina. 2011. pp 2-4. [Consultado el: 15 de Julio de 2016.] Disponible en: <http://frre.utn.edu.ar/IIJCyT/clean/files/get/item/2209>.
- COLOMBO, Luciano.** *Cuestionario de Transportadores de Cadena*, Universidad Tecnológica Nacional Regional del Rosario. [En línea], 2012, pp.2-15. [Consultado el: 12 de Julio de 2017.] Disponible en: <https://es.scribd.com/doc/103929843/Cuestionario-Transportadores-de-Cadena>.
- DINATEK.** Tractores y cosechadores. *Dinatek*. [En línea], [Consultado el: 20 de octubre de 2016] Disponible en: <http://dinatek.ec/wp-content/uploads/pdf/catalogo/C32-PAG-46-Cosechadora-de-Ma%C3%ADz.pdf> .
- FAO.** *Estado del Arte de la quinua en el mundo en 2013*. [En línea] 2013, pp.3-5 [Consultado el: 29 de Marzo de 2016.], ISBN 978-92-5-308558-3 . Disponible en: <http://www.fao.org/3/a-i4042s.pdf>.

FAO. *La Quinua: Cultivo milenario para contribuir a la seguridad alimentaria mundial.* [En línea] 2011,pp 11-15. [Consultado el: 29 de abril de 2016] Disponible en: http://www.fao.org/fileadmin/templates/aiq2013/res/es/cultivo_quinua_es.pdf

FAO-ALADI. "Tendencias y Perspectivas del Comercio Internacional de Quinua" *Documento conjunto FAO-ALADI.* [En línea] 2014,pp 1. [Consultado el: 25 de 05 de 2016.]. ISBN: 978-92-5-308136-3. Disponible en: <http://www.fao.org/3/a-i3583s.pdf>.

GADPCH. *Plan de desarrollo y Ordenamiento territorial de Chimborazo.*[En línea] Gobierno Autónomo Descentralizado de la Provincia de Chimborazo 2015, pp. 27. [Consultado el: 12 de Junio de 2016.] Disponible en: <http://www.chimborazo.gob.ec/chimborazo/wp-content/uploads/PD-y-OT.pdf>

GINSAC PERÚ. Cosechadoras Zukai 4LZ 3.50. [En línea]. [Consultado el: 12 de diciembre de 2016] Disponible en: <https://www.ginsac.com.pe/web/cosechadoras-de-arroz-zukai-4lz-3.50/34/11.html>.

GÓMEZ VARGAS, Santiago Javier & VILLEGAS ZAPATER, Santiago Patricio . *Diseño y construcción de una máquina tipo expeller para la extracción de aceite vegetal a partir de la semilla de la jatrocha curcas con capacidad de 200 kilogramos/hora para la E.S.P.E IASA II [En línea], (Tesis)(Ingeniería). Escuela Politécnica del Ejército,Carrera de Ingeniería Mecánica . Sangolquí 2011. [Consultado el: 15 de Mayo de 2017.] Disponible en: <http://repositorio.espe.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/21000/2788/T-ESPE-030730.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.*

HAMROCK, Bernard J., et al .*Elementos de máquinas.* México, D.F: McGRAW-HILL, 2000. pp. 679-686. ISBN: 0-256-19069-09

INFOAGRO. *Cosechadoras de cereales (1ª parte).* [En línea] 2009. [Consultado el: 4 de Abril de 2016.] Disponible en: <http://www.infoagro.com/maquinaria/cosechadoras.htm>.

JARRÍN , María Elisa.*Analisis Sectorial Quinua.*[En línea], INIAP, Quito- Ecuador. 2015, PP. 15 [Consultado el: 01 de 02 de 2017.] Disponible en: https://www.proecuador.gob.ec/wp-content/uploads/2015/10/PROEC_AS2015_QUINUA.pdf.

LA REPUBLICA. *La quinua orgánica, una palanca para el desarrollo de los campesinos de los Andes.* [En línea] 4 de Marzo de 2017. [Consultado el: 10 de Abril de 2017.] Disponible en: <http://larepublica.pe/economia/853629-la-quinua-organica-una-palanca-para-el-desarrollo-de-los-campesinos-de-los-andes>.

LARBURU, Nicolas. *Máquinas prontuario, técnicas, máquinas, herramientas.* Madrid : Paraninfo, 1997. pp. 322-325.

LEÓN SEVILLA, Lisy Margarita. *Optimización de parámetros en la fabricación de cuchillas trozadoras para la cosecha de caña de azúcar.*[En línea] (Tesis),(Maestria),Universidad Nacional de Colombia sede Medellin, Facultad de Minas, Escuela de Ingeniería de Materiales, 2010, pp. 9. [Consultado el: 20 de Mayo de 2017.] Disponible en: <http://www.bdigital.unal.edu.co/2004/1/35113264.2010.pdf>.

LLANGARI TZAQUI, Edison Fernando & BENALCAZAR SORIA , Eduardo Javier.*Diseño y construcción de una Trilladora y Limpiadora de Quinua. (Tesis) (ingeniería) Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Mecánica.* Riobamba, Ecuador, 2012. pp. 100-175.

MARÍN GARCÍA, Juan M. 2006. *Apuntes de diseño de máquinas.* Madrid-España : CLUB UNIVERSITARIO, 2006, pp. 75-80.

MATAIX, Claudio. *Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas.* Segunda edición. Madrid : Ediciones del Castillo S.A, 1986. pp. 429.

MATWEB.*Material Property Data. AISI 5260.* [En línea] 2017.[Consultado el: 10 de marzo de 2017] Disponible en:
<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=374074f81d3f4b94865d1b83aa874cea>.

MEYHUAY, Magno.*Quinua: Operaciones de pos cosecha.* [En línea] 1997, pp.17-18 [Consultado el: 01 de 02 de 2017.] Disponible en:
<http://www.fao.org/docrep/018/ar364s/ar364s.pdf>.

MONTALVO MOYA, Daniel. *Diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.*[En línea] (Tesis) (ingeniería), Escuela Técnica Superior Ingenieros Industriales Valencia. Valencia - España 2013, pp. 9-20. [Consultado el: 10 de febrero de 2017.] Disponible en:
<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/tutorial159.pdf>.

MONTEROS GUERRERO, A. Rendimiento de quinua en Ecuador 2016, [En línea] dirección de análisis y procesamiento de la información nacional, ministerio de agricultura, ganadería, acuicultura y pesca. Quito- Ecuador, 2016, pp, 2-9. [Consultado el: 02 de junio de 2017.] Disponible en:
http://sinagap.agricultura.gob.ec/pdf/estudios_agroeconomicos/rendimiento_quinua.pdf.

MOTT, P. E. Robert L. *Elementos de máquinas en diseño Mecánico.*Cuarta edición México: PEARSON Prentice Hall, 2006, pp. 301-409. ISBN: 0-13-061885-3.

NIETO, Carlos & VIMOS, Carlos. *La quinua cosecha poscosecha algunas experiencias en Ecuador.* [En línea] 1992, pp. 15-16. [Consultado el: 15 de agosto de 2016.] Disponible en:
http://balcon.magap.gob.ec/mag01/magapaldia/Quinua/pdf%20publicaciones/18-1992_quinua_cosecha_poscosecha.pdf.

NORTON, Robert L. *Diseño de máquinas, un enfoque integrado.*Cuarta edición Mexico DF : PEARSON Prentice Hall 2011. pp. 543-644.ISBN: 978-607-32-0589-4

ORTIZ CAÑAVATE, Jaime, & otros. *Las Maquinas Agrícolas y su Aplicación.* Séptima Edición. Mexico : Ediciones Mundi Prensa, 2012. pp. 274. ISBN: 978-84-8476-431-1.

PERALTA, Eduardo, & otros.*Manual Agrícola de Granos Andinos.* [En línea] Quito - Ecuador 2012, pp. 33-35. [Consultado el: 15 de junio de 2016.] Disponible en:
<http://www.iniap.gob.ec/nsite/images/documentos/MANUAL%20AGRICOLA%20GRANOS%20ANDINOS%202012.pdf>.

PRECOP. *Programa Nacional Agroindustria y Valor Agregado - Proyecto Integrador Procesos Tecnológicos para Agregar Valor en Origen en forma Sustentable.* [En línea] 2010. [Consultado el: 29 de Marzo de 2016.] Disponible en: <http://www.cosechaypostcosecha.org/data/articulos/cosecha/Puesta-a-punto-cosechadora-triguera.asp>.

PRO ECUADOR. *Análisis sectorial.* [En línea] 2015, pp. 6-8. [Consultado el: 21 de 12 de 2016.] Disponible en: https://www.proecuador.gob.ec/wpcontent/uploads/2015/10/PROEC_AS2015_QUINUA.pdf.

QUILODRÁN JOPIA, Virgilio. *Acoplamiento Mécanico.* [En línea] 2 de Agosto de 2009. [Consultado el: 5 de Mayo de 2017.] Disponible en: <https://es.scribd.com/doc/19369791/acoplamientos-mecanicosComunidad44744-44743>.

RAMÍREZ VILLACIS, Fredy Lenin & YUGCHA PILAMUNGA , Marianela Patricia. 2011. *Diseño y construcción de una máquina cortadora y recolectora de forraje* (Tesis)(Ingeniería). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Mecánica. 2011. pp. 81-87. Riobamba-Ecuador, 2011.

RIBA ROMEVA, Carles. *Diseño concurrente.* Primera edición . Barcelona -España, 2002. pp. 9-15.

RISUEÑO, Antonio. *Cosechadoras de grano.* [En línea] 1964, pp11-20. [Consultado el: 29 de Mayo de 2016.] Disponible en: http://www.magrama.gob.es/ministerio/pags/biblioteca/hojas/hd_1964_17.pdf.

RODRIGUEZ, Claudia. *La saponina en la quinoa, ¿qué es y cómo eliminarla?* [Blog] 12 de 03 de 2015. [Consultado el: 18 de Marzo de 2016.] Disponible en: <http://blog.mumumio.com/post/2015/03/12/la-saponina-en-la-quinoa-que-es-y-como-eliminarla/>.

SESAN. *Investigación sobre el cultivo de la quinua o quinoa chenopodium quinua.* [En línea], Unidad de Gestión de Riesgo en SAN y Cambio Climático, Dirección de Emergencias en SAN, Secretaría de Seguridad Alimentaria y Nutricional, Guatemala. 2013. Disponible en: <https://es.scribd.com/document/290079476/QUINUA>.

SILVEIRA REMUS, Juan A. 1999. *Teoría y cálculo de máquinas agrícolas.* La Habana : Editorial Pueblo y educación, 1999. pp. 339-348.

SOLORZANO, Jorge. *Fricción.* [En línea] Blogst, 2 de AGOSTO de 2010. [Citado el: 23 de Junio de 2017.] <http://utmfisica.blogspot.com/p/friccion-cuando-dos-superficies-estan.html>.

SRIVASTAVA, Ajit K., et al. *Engineering Principles of Agricultura Machines.* primera edición. Michigan, 1994. pp. 434.

TAPIA , Mario, et al. *La Quinoa y la Kañiwa, Centro Internacional de Investigaciones para el Desarrollo.* [En línea], Instituto Interamericano de Ciencias Agrícolas Bogotá, Colombia, 1979, pp. 11-19 [Consultado el: 05 de 06 de 2016.] ISBN: 088936-200-9. Disponible en: <http://quinua.pe/wp-content/uploads/2016/04/49767.pdf>.

ULRICH, Karl T. & EPPINGER, Steven D. 2013. *Diseño y desarrollo de productos.* México D.F. : McGraw-Hill, 2013.pp. 123-125

UREÑA ESPIN, Joel Froilan & VILLAVICENCIO CALLE, Juan Miguel. *Diseño y construcción de una máquina para el proceso de desgranado de maíz de la costa [En línea]*(Tesis) (ingeniería). Escuela Superior Politecnica de Chimborazo, Facultad de mecánica, Escuela de ingeniería mecánica, Riobamba, Ecuador. 2012, pp 75-79.
[Consultado el: 15 de 07 de 2017.] Disponible en:
<http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/2483/1/15T00532.pdf>.

VALERO, Constantino & ORTIZ CAÑAVATE, Jaime. *Cosechadora de cereal: historia, elementos y funcionamiento.* [En línea], pp. 3-9.[Consultado el: 25 de 05 de 2016.] Disponible en: http://oa.upm.es/6375/1/Valero_71.PDF.

WODPRESS. *Mecanización agrícola.* [En línea] 2012, pp, 23-24.[Consultado el: 3 de Abril de 2016.] Disponible en:
<https://mecanizacionagricolafca.files.wordpress.com/2012/11/clase-6-cosecha-de-granos-2012.pdf>.