



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA
TRILLADORA Y LIMPIADORA DE QUINUA”**

**LLANGARÍ TZAQUI EDISON FERNANDO
BENALCÁZAR SORIA EDUARDOJAVIER**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2012

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Junio, 11 de 2012

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

LLANGARÍ TZAQUI EDISON FERNANDO

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRILLADORA Y LIMPIADORA DE
QUINUA”**

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

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Pablo Fierro.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. José Paredes
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: LLANGARÍ TZAQUI EDISON FERNANDO

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRILLADORA Y LIMPIADORA DE QUINUA”

Fecha de Examinación: Junio, 11 de 2012.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Pablo Fierro (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. José Paredes (ASESOR)			

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

RECOMENDACIONES: _____

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

f) Presidente del Tribunal

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Junio, 11 de 2012

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

BENALCÁZAR SORIA EDUARDO JAVIER

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRILLADORA Y LIMPIADORA DE
QUINUA”**

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

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Pablo Fierro
DIRECTOR DE TESIS

ASESOR DE TESIS

Ing. José Paredes

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: BENALCÁZAR SORIA EDUARDO JAVIER

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRILLADORA Y LIMPIADORA DE QUINUA”

Fecha de Examinación: Junio, 11 de 2012.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Pablo Fierro (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. José Paredes (ASESOR)			

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

RECOMENDACIONES: _____

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

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

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

f) Llangarí Tzaqui Edison Fernandof) Eduardo Javier Benalcázar Soria

DEDICATORIA

Quiero dedicar el presente trabajo a toda mi familia.

A mis padres, Francisco Llangarí y María Tzaqui quienes con humildad, sacrificio y dedicación hicieron posible que alcanzara una meta muy importante en mi vida.

A mis Hermanos Luis y Nelson que siempre han estado a mi lado en los buenos y malos momentos.

A mi sobrino Nelson Sayyid que con su llegada cambio nuestras vidas y es un motivo mas para seguir adelante y pensar en un futuro mejor para los seres que amamos.

Edison Fernando Llangarí Tzaqui

La presente tesis se la dedico a mi familia que gracias a sus consejos y palabras de aliento crecí como persona. A mi madre y hermanos que gracias a su apoyo, confianza y amor. Gracias por ayudarme a cumplir con mis objetivos como persona y como estudiante. A mi madre por brindarme los recursos necesarios y estar a mi lado apoyándome y aconsejándome siempre.

A mis profesores, compañeros y en especial a mis amigos del club TRIPLE X con quienes compartí mi vida estudiantil, social y deportiva.

Eduardo Javier Benalcázar Soria

AGRADECIMIENTO

A **Dios** por permitirme llegar a cumplir un sueño mas, por estar siempre a mi lado en todo momento dándome las fuerzas necesarias para continuar luchando día tras día y seguir adelante rompiendo todas las barreras que se nos presenten.

A toda mi familia que con su incondicional apoyo permitieron que culmine con éxito una etapa de mi vida.

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

Edison Fernando Llangarí Tzaqui

A dios por nunca abandonarnos y brindarme siempre la sabiduría necesaria para lograr mis metas.

A mi madre Luz del Rosario Soria quien con su comprensión siempre ha sido mi apoyo y mi soporte y sin ella no podría llegar a cumplir mis sueños y mis metas.

A todos mis amigos que han sido un apoyo para seguir adelante y poder realizarme como profesional.

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser una persona útil a la sociedad

Eduardo Javier Benalcázar Soria

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 <i>Objetivos.</i>	1
1.2.1 <i>Objetivo general.</i>	1
1.2.2 <i>Objetivos específicos.</i>	2
2. MARCO CONCEPTUAL Y TEÓRICO.....	3
2.1 Generalidades de la quinua.....	3
2.1.1 <i>Origen y distribución.</i>	3
2.1.2 <i>Clasificación taxonómica de la quinua.</i>	3
2.1.3 <i>Características botánicas y morfológicas.</i>	4
2.1.4 <i>Ecología y adaptación.</i>	7
2.1.5 <i>Varietades.</i>	7
2.1.6 <i>Condiciones agronómicas.</i>	8
2.1.7 <i>Usos de la quinua.</i>	9
2.1.8 <i>Valor nutritivo.</i>	11
2.2 Características importantes de la quinua.....	13
2.3 Zonas y temporadas del cultivo.....	13
2.4 Análisis de cultivo.....	14
2.4.1 <i>Censo nacional agropecuario .</i>	14
2.5 Superficie, producción y rendimiento.	15
2.6 Métodos de recolección o cosecha de la quinua.	16
2.7 Procesamiento de la quinua.	18
2.8 Trilladoras de quinua.	19

3.	ALTERNATIVAS DE DISEÑO	26
3.1	Descripción del diseño.	26
3.1.1	<i>Sistema de trilla y limpia con cilindro y cóncavo</i>	27
3.1.2	<i>Sistema de trilla por golpeteo</i>	31
3.1.3	<i>Descripción del sistema de trilla propuesta.</i>	35
3.2	Formulación de las principales alternativas.	36
3.2.1	<i>Rotor picador.</i>	36
3.2.2	<i>Cilindro trillador de barras.</i>	38
3.2.3	<i>Ventiladores centrífugos.</i>	38
3.2.4	<i>Ciclones.</i>	40
3.2.5	<i>Motor de combustión interna.</i>	43
4.	DISEÑO DE LA MÁQUINA	49
4.1	Diseño del disco cortador.	49
4.1.1	<i>Capacidad de lamáquina.</i>	49
4.1.2	<i>Determinación de la resistencia al corte del tallo de quinua.</i>	50
4.1.3	<i>Velocidad y potencia de corte.</i>	50
4.1.4	<i>Relación entre el número de revoluciones vs. el número de cuchillas.</i>	52
4.1.5	<i>Rotor.</i>	54
4.2	Diseño del sistema trillador.	58
4.2.1	<i>Cálculo de la energía potencial para desprender el grano.</i>	60
4.2.2	<i>Cálculo de velocidades tangenciales de las barras trilladoras.</i>	61
4.2.3	<i>Falla por cizalladura.</i>	71
4.2.4	<i>Falla por tracción.</i>	73
4.3	Diseño del cilindro trillador.	74
4.3.1	<i>Diseño a fatiga.</i>	76
4.3.2	<i>Análisis a flexión.</i>	80
4.3.3	<i>Teoría de Von Misses Henky.</i>	80

4.3.4	<i>Teoría de Goodman.</i>	81
4.4	Diseño del sistema de limpieza.	82
4.4.1	<i>Selección de ventiladores.</i>	82
4.4.2	<i>Análisis de potencia para el ventilador.</i>	87
4.4.3	<i>Análisis de potencia para el aire.</i>	88
4.4.4	<i>Rendimiento del ventilador.</i>	89
4.5	Diseño del eje	90
4.5.1	<i>Análisis en el plano xy.</i>	90
4.5.2	<i>Análisis en el plano xz.</i>	92
4.5.6	<i>Teoría de Von Misses Henky.</i>	95
4.5.7	<i>Teoría de Goodman.</i>	95
4.6	Diseño del sistema de transmisión.	97
4.6.1	<i>Relación de velocidad.</i>	97
4.6.2	<i>Potencia corregida.</i>	97
4.6.3	<i>Selección del tipo de banda y tamaño de polea.</i>	97
4.6.4	<i>Dimensionamiento de polea motriz y conducida.</i>	98
4.6.5	<i>Cálculo de distancia entre centros.</i>	98
4.6.6	<i>Cálculo de la longitud primitiva de la banda</i>	98
4.6.7	<i>Determinación de la notación de banda.</i>	99
4.6.8	<i>Determinación del ángulo de contacto en la polea menor y mayor</i>	99
4.6.9	<i>Cálculo de la potencia transmisible por banda.</i>	99
4.6.10	<i>Cálculo del número de bandas.</i>	100
4.6.11	<i>Factor de seguridad.</i>	100
4.6.12	<i>Cálculo de las fuerzas en la transmisión por bandas.</i>	101
4.6.13	<i>Cálculo del número de pasadas.</i>	103
4.6.14	<i>Vida de la banda.</i>	103
4.7	Selección de chumaceras.	103
4.7.1	<i>Selección de rodamiento en el apoyo B.</i>	104

4.7.2	<i>Selección de rodamiento en el apoyo I.</i>	106
4.8	Diseño de chaveta.	107
4.8.1	<i>Cálculo de esfuerzo de corte.</i>	109
4.9	Diseño de pernos en la carcasa del ventilador.	112
4.9.1	<i>Esfuerzos.</i>	112
4.9.2	<i>Límite de fatiga.</i>	115
4.10	Diseño del ciclón.	117
4.10.1	<i>Selección del tipo de ciclón.</i>	118
4.10.2	<i>Cálculo del diámetro del ciclón.</i>	118
4.10.3	<i>Área de entrada del ciclón.</i>	118
4.10.4	<i>Estimación del número de ciclones.</i>	120
4.10.5	<i>Cálculo de la eficiencia del ciclón.</i>	120
4.10.6	<i>Diseño a fatiga del ciclón.</i>	126
4.11	<i>Análisis de tensiones de la estructura de la máquina.</i>	128
4.11.1	<i>Descripción.</i>	128
4.11.2	<i>Cargas y restricciones.</i>	129
4.11.3	<i>Fuerzas y momentos resultantes.</i>	131
4.11.4	<i>Resultados del estudio.</i>	131
5.	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA	134
5.1	Componentes del equipo y tecnología de la construcción.	134
5.2	Procedimiento de construcción.	134
5.3	Construcción y montaje.	136
5.3.1	<i>Construcción de la máquina trilladora y limpiadora de quinua.</i>	136
5.3.2	<i>Flujo grama de construcción de las partes de la máquina.</i>	140
5.4	Montaje de la máquina trilladora y limpiadora de quinua.	143
5.5	Flujograma de montaje de la máquina trilladora y limpiadora de quinua.	145

6.	MANTENIMIENTO Y COSTOS DE LA MÁQUINA.....	147
6.1	Capacitación del operador.....	147
6.2	Mantenimiento preventivo de la máquina trilladora y limpiadora de quinua.	148
6.3	Costos.....	150
6.3.1	<i>Análisis de costos.</i>	150
6.3.2	<i>Depreciación.</i>	154
6.4	Cálculo del tir (tasa interna de retorno) y el van (valor actual neto).....	160
6.4.1	<i>Cálculo del van (valor actual neto).</i>	161
6.4.2	<i>Cálculo del tir (tasa interna de retorno).</i>	163
7.	EVALUACIÓN Y RESULTADOS OBTENIDOS.....	165
8.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	168
8.1	Conclusiones.....	168
8.2	Recomendaciones.....	169

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

Pág.		
1	Clasificación taxonómica de la quinua.....	4
2	Variedadesdequinua	7
3	Comparacióndeloscomponentesdelaquinuaconalimentosdeorigen animal	12
4	Comparacióncomponentesdequinuaconotroscereales	12
5	Cultivo de la quinua en el Ecuador (por provincia)	16
6	Ventajasydesventajasde unrotordevolante	37
7	Ventajasydesventajasde unrotordetambor.....	37
8	Tipos de ventiladores centrífugos	40
9	Variacióndelaenergíacinética	55
10	Dimensiones de la chaveta y del chavetero para el eje	109
11	Propiedades del estudio.....	128
12	Unidades.....	128
13	Propiedades de material (Anexo n).....	128
14	Tipo de sujeción.....	129
15	Aplicación de cargas en el bastidor.....	129
16	Mallado del bastidor.....	130
17	Reacciones en el bastidor	131
19	Momentos de cuerpo libre.....	131
20	Resultados predeterminados.....	131
21	Partes constructivas de la máquina trilladora y limpiadora de quinua.....	135
22	Tiempos en la construcción de la máquina trilladora y limpiadora de quinua.....	137
23	Montaje del sistema estructural de la bancada	143
24	Montaje del eje principal de transmisión	143
25	Montaje del sistema de transmisión	144
26	Montaje del sistema trilladora y limpiadora de quinua en el eje principal.....	144
27	Montaje del sistema de limpieza de la quinua.....	144

29	Tiempo de construcción de la máquina trilladora y limpiadora de quinua.	146
30	Manual de mantenimiento.....	148
31	Designación de variables de tiempo.....	150
32	Costos directos	150
33	Descripción de equipos utilizados.....	151
34	Tiempo de trabajo de los equipos.....	152
35	Costos indirectos	153
36	Costos ingenieriles	154
37	Costo total	154
38	Depreciación anual de la máquina	157
39	Pruebas experimentales de trillado con diferentes métodos.....	166

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1 Componentes del grano de quinua	6
2 Trilla de la quinua	18
3 Trilla manual de la quinua.....	20
4 Trilla mecánica.....	21
5 Trilla mecánica.....	22
6 Cilindro de dientes o dedos	27
7 Cilindro de barras.....	28
8 Cilindro trillador de flujo axial.	28
9 Cribas y bandejas	29
10 Limpieza de los granos mediante ventiladores	30
11 Siega o corte de quinua	32
12 Parva o parvines de quinua	32
13 Secado de la cosecha de quinua.	33
14 Golpeo o garroteo de la quinua.	33
15 Limpieza de la quinua	34
16 Secado de la quinua.....	34
17 Sistema de trilla propuesta	35
18 Cilindro de barras.....	38
19 Ventilador centrífugo	39
20 Mecanismos de colección de partículas en un ciclón.....	41
21 Vórtices en el ciclón.....	42
22 Admisión.....	43
23 Compresión	44
24 Explosión	44
25 Explosión	45
26 Carburación.....	45

27	Acelerador	46
28	Corte transversal carburador	47
29	Encendido.....	48
30	Número de revoluciones vs. número de cuchillas	52
31	Diámetro del volante	53
32	Base del volante de inercia.....	56
33	Tipo de cizallamiento de cuchillas	57
34	Ubicaciones de las barras trilladoras.....	59
35	Impacto de la panoja de quinua contra la barra trilladora	59
36	Radio de giro de la barra trilladora	63
37	Representación de las ubicaciones de los canales de trilla y sus espaciamentos.	65
38	Distancia y posición de la fuerza	67
39	Momento de inercia de la barra trilladora.....	67
40	Condiciones geométricas de la barra trilladora	68
41	Posición de las barras trilladoras en el cilindro.....	68
42	Disposición de la barra y del eje central	69
43	Muestra la cizalladura que se produce por la fuerza centrífuga existente.....	71
44	Dimensiones del cilindro porta barras.....	74
45	Distribución de las barras trilladoras en el cilindro.....	74
46	Disposición de los grupos de las barras trilladoras a lo largo del cilindro.....	75
47	Vista frontal de la disposición de las barras trilladoras en el cilindro.....	75
48	Distribución de cargas en el cilindro porta barras en el plano xy	76
49	Diagrama de cortante y momento flector.....	77
50	Distribución de cargas en el cilindro porta barras en el plano xz.....	78
51	Diagrama de cortante y momento flector en el plano xz.....	79
52	Fluctuación de las cargas sobre el cilindro porta barras.....	80
53	Flujo de aire para arrastrar impurezas	86
54	Distribución de cargas distribuidas y puntuales en el eje plano xy.....	90

55Cargas puntuales totales en el eje plano xy.....	90
56Diagrama de cortante y momento flector en el eje plano xy.....	91
57Distribución de cargas puntuales en el eje, plano xz.....	92
58Diagrama de cortante y momento flector en el plano xz.....	93
59Fluctuación de las cargas sobre el eje	94
60Esquema de dimensiones	108
61Esquema de dimensione.....	109
62Fuerza F en la superficie del eje.....	110
63Representación del perno.	113
64Esquema de las dimensiones del ciclón	117
65Dimensiones del ciclón	126
66Sujeción fija.	129
67Cargas en el bastidor	130
68Mallado del bastidor.....	130
69Estructura -cargas totales-tensiones	132
70Estructura -cargas totales -desplazamientos.....	132
71Estructura -cargas totales -deformaciones unitarias.....	133
72Estructura -cargas totales -factor de seguridad	133
73Flujo grama de construcción estructural de la bancada.....	140
74Flujo grama de construcción del eje principal de transmisión	140
75Flujo grama de construcción del sistema de transmisión.....	141
76Flujo grama de construcción del sistema de trillado en el eje principal.....	141
77Flujo grama de construcción del sistema de limpieza de quinua	142
78Flujo grama de construcción de la carcasa del sistema.....	142
79Flujo grama de montaje de la máquina trilladora y limpiadora de quinua.....	145
80Ingresos y egresos por año.	160
81Figura ilustrativa del interés – VAN	162

SIMBOLOGÍA

Símbolo	Definición	Unidades
Deq	Diámetro equivalente	mm
Sy	Límite de fluencia	Lbs/plg ²
Sut	Resistencia última a la tensión	Lbs/plg ²
Lo	Longitud inicial	cm
Do	Diámetro inicial	cm
Ao	Área inicial	
P	Potencia	Hp
T	Torque máximo	N.m
A	Área	mm ²
F	Fuerza	Kg
Sp	Resistencia de prueba	kg/cm ²
w	Velocidad angular	rpm
i	Relación de transmisión	
Fs	Factor de servicio	
Pc	Potencia corregida	CV
d	Diámetro	mm
l	Distancia entre centros	mm
γ	Ángulo de contacto	Grados
Pa	Potencia admisible	CV
Pb	Prestación base	
Pd	Prestación diferencial	
Cj	Factor de corrección para el ángulo de contacto	
C_L	Factor de corrección según el tipo de correa	
μ	Coeficiente de fricción	
σ	Esfuerzo	kg/mm ²
Nb	Número de bandas	
Np	Número de pasadas	
T	tensión	lb
v	Velocidad lineal	Ft/min
β	Ángulo de contacto entre la banda y la polea	grados
Z	Número de dientes	

M	Momento	Lb.in
τ	Esfuerzo tangencial	kg*mm
r	Radio	Mm
fl	Factor de esfuerzo dinámico	
fn	Factor de esfuerzo estático	m/s ²
Po	Carga dinámica	KN
Co	Capacidad de carga dinámica requerida	KN
At	Área de esfuerzo de tensión	Mm ²
Fi	Fuerza de pretensión	Kg
C	Constante elástica de unión	KN
Se	Límite de fatiga	kg/mm ²
ka	Factor de superficie	
kb	Factor de tamaño	
kc	Factor de confiabilidad	
Kg	Factor de temperatura	
ke	Factor de concentración de tensiones	
kt	Factor de concentración de esfuerzos	
q	Factor de sensibilidad	
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente	kg/mm ²
Rx	Reacción en un punto	Kg
N	Número de pernos	
p	Paso	Mm
D_{anual}	Depreciación anual	\$
V_{salvamento}	Valor de salvamento	\$
C_{diario}	Consumo diario	Kw-h
B	Beneficio de producción	
	Coeficiente del valor presente en una distribución	
P/A	uniforme	
P/F	Coeficiente del valor presente de una cantidad futura	

LISTA DE ABREVIACIONES

SAE	Sociedad de Ingenieros Automotrices
RPM.	Revoluciones por minutos
AISC	American Institute of Steel Construction (Instituto Americano de la Construcción en Acero)
HP	Potencia
n	Coefficiente de seguridad.
ISO	International Organization Standardization (Organización Internacional para la Estandarización)
ANSI	American National Estándar Institute (Instituto Nacional Americano Estándar)
ASTM	American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana para Pruebas y Materiales).
DIN	Deutsche Industrie Norm (Norma Industrial Alemana).
Hz	Hercios
TIR	Tasa Interna de Retorno
VAN	Valor actual neto

LISTA DE ANEXOS

A	Propiedades de la quinua
B	Selección y diseño de volante picador
C	Propiedades mecánicas de los aceros
D	Selección y diseño del ventilador
E	Diseño del eje principal
F	Selección del sistema de transmisión
G	Selección de rodamientos
H	Selección de chavetas y chaveteros
I	Selección y diseño de pernos
J	Selección y diseño del ciclón
K	Cálculo económico

RESUMEN

El presente trabajo es Diseño y Construcción de una Trilladora y Limpiadora de Quinua, que es uno de los cultivos considerados como delicados en cuanto a manejo y cuidados. La cosecha de quinua debe realizarse con la debida oportunidad para evitar no solo las pérdidas por efectos adversos del clima y ataque de aves, con deterioro de la calidad del grano. Un sistema de cosecha de quinua consiste en la utilización de trilladoras estacionarias, la siega y transporte de las gavillas se hace manualmente. Varios modelos de trilladoras de cereales han sido adaptados para la trilla de quinua, en otros casos se han creado prototipos específicos, todos con aceptable efectividad y rendimiento.

Se busca resolver los inconvenientes que se presentan al momento de cosechar la quinua con máquinas que no son específicamente para la trilla, por lo cual se diseña una maquina trilladora y limpiadora más eficiente que consta de: Una tolva que es la entrada de las ramas, donde se dirige al rotor picador que se encarga de cortar en un tamaño determinado que luego pasa al sistema de trilla que consta de una serie de barras trilladoras, luego el ventilador succiona todo el material picado, trillado y lo envía hacia un ciclón el cual se encarga de separar la semilla de quinua del resto de material aumentando así la eficiencia tanto en el trillado como en la limpieza de la quinua.

Realizamos una comparación, de la producción de las máquinas adaptadas para la trilla con la construida específicamente para la quinua, tenemos, producción diaria 60 qq., eficiencia de la máquina de un 93% y una reducción de tiempo de producción significativo.

Una vez terminado el estudio se recomienda a los pequeños y medianos productores utilizar la máquina con precaución y con personal capacitado, se recomienda también que en lo posible se realicen mantenimientos periódicos y se obtendrá una mejor eficiencia de la máquina.

ABSTRACT

The present work deals with the Design and Construction of a South American Pigweed Thresher and Cleaner which is one of the crops considered as delicate as to management and care. The South American Pigweed harvest must be carried out with a due opportunity to avoid not only the losses for the adverse effects of the climate and bird attack with the decay of the grain quality. A South American pigweed harvest system consists of the use of stationary threshers; reaping and transport of bundles are carried out manually. Various models of cereal threshers have been adapted to the South American threshing; in other cases specific prototypes have been created, all with acceptable effectiveness and performance.

There is a search to solve the inconveniences present at the moment of harvesting the South American pigweed with machines which are not specifically for threshing; this is why a threshing and cleaning machine is designed which is more efficient and consists of a hopper which is the branch entrance, where they go to the chopping rotor which cuts off in a determined size, passing then to the threshing system which consists of a series of threshing bars; then the fan suctions all the chopped, reaped, material and sends it to the cyclone which separates the South American pigweed seed from the rest of the material thus increasing efficiency in both the threshing and the cleaning of the South American pigweed.

A comparison of the production of the machines adapted to threshing was carried out to the constructed one specifically for South American pigweed; the daily production was 60 hundredweights, 93% machine efficiency and a significant production time reduction.

After having finished the study the small and middle producers are recommended to use the machine with precaution and trained personnel; it is also recommended to carry out periodic maintenance if possible so as to obtain a better machine efficiency.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

Es un hecho comprobado de que la quinua representa un alimento importante por sus propiedades nutritivas de alta calidad y más aún por cuanto está empezando a formar parte del grupo de alimentos de uso masivo e inclusive de exportación.

Una de las principales limitantes de la producción de la quinua en Ecuador es a no dudar la falta de tecnología para la cosecha, la misma que debe realizarse en época oportuna para evitar pérdidas de grado en el campo, la mecanización de la labor de trilla ha sido intentada utilizando para el efecto varios tipos de trilladoras de cereales o leguminosas con relativo éxito.

De esta forma, la presente tesis se realiza con el objetivo principal de encontrar la solución de mecanizado de trilla de quinua que sea eficiente y fácil de adoptar por los agricultores medianos o pequeños que son los que tradicionalmente producen este cultivo.

También se ha considerado que al diseñar este tipo de maquinaria, se obtendrá una disminución del requerimiento de horas de trabajo por parcela, que le permitirá al agricultor utilizar el tiempo marginal en otras actividades productivas. Además, se solucionaran los problemas actuales de la trilla tradicional de quinua, que se realiza en forma manual, lo que representa trabajo laborioso y tedioso.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general. Diseñar y construir una máquina trilladora - limpiadora de quinua que se adapte a las condiciones y necesidades tanto sociales como económicas del pequeño y mediano agricultor, tomando en cuenta diferentes factores tales como: Eficiencia y rapidez en el trabajo, presente una facilidad de operación, de manejo, transporte de la máquina, que sea de fácil construcción, presente un rendimiento notable y que su diseño sea adaptable a los requerimientos futuros.

1.2.2 *Objetivos específicos.*

- Introducir y fomentar la utilización de la máquina adaptándola donde el uso de mano de obra sea intensa, mediante la capacitación en el uso y mantenimiento de la misma.
- Llegar a la aceptación del prototipo dentro del nivel requerido por los agricultores o comunidades rurales mediante una evaluación de la máquina.
- Mejorar la economía de los productores mediante una trilla y limpieza rápida de la quinua.
- Garantizar el uso de materiales y la existencia de repuestos disponibles en el mercado nacional para la construcción de futuras máquinas con lo cual evitaríamos pérdida de tiempo y de producción.

CAPÍTULO II

2. MARCO CONCEPTUAL Y TEÓRICO

2.1 Generalidades de la quinua

2.1.1 Origen y distribución. La quinua (*Chenopodium quinoa* Willd) es una planta alimenticia considerada un pseudocereal debido a su alto contenido en almidón, sin embargo botánicamente pertenece a los cereales (CORPEI, 2005), ésta fue cultivada ampliamente en la región andina por culturas precolombinas hace 5000 años, su origen se ubica en la región del lago Titicaca y constituyó históricamente uno de los principales alimentos en la dieta de los pobladores andinos, zonas más altas (Mujica et al., 2006).

Con la conquista española, llegaron varios productos que desplazaron a los que tradicionalmente se habían cultivado y consumido en las comunidades nativas. Desde entonces la quinua se ha convertido en un cultivo marginal practicado por algunas comunidades indígenas asentadas en la cordillera de los Andes, siendo su cultivo un conocimiento tradicional propio de la cultura andina (SICA, 2001(a)).

El cultivo de la quinua se extiende desde el norte comenzando en Colombia hasta el sur llegando a Chile, incluyendo los Andes Argentinos. En la actualidad en Ecuador, Perú y Bolivia, se ha visto un considerable crecimiento de este cultivo debido al conocimiento de sus bondades nutricionales, lo que ha generado mayor interés por parte de mercados locales e internacionales (Mujica et al., 2004). [1]

2.1.2 Clasificación taxonómica de la quinua. Ésta es importante para diferenciar e identificar variedades, forma silvestres y cultivadas, la clasificación se presenta en la tabla 1.

Tabla 1. Clasificación taxonómica de la quinua

Reino	Plantae
División	Angiospermae
Clase	Dicotyledoneae
Subclase	Arquiclamideae
Orden	Centrospermales
Familia	Chenopodiaceae
Género	Chenopodium
Especie	Chenopodium quinoa Willd

Fuente: Giusti, 1970

2.1.3 Características botánicas y

morfológicas. La morfología tiene especial importancia para la identificación de las razas dentro de la especie *Chenopodium quinoa* Willd.

a) Raíz

La germinación de la quinua se inicia a las pocas horas de tener humedad, alargándose primero la raíz que continúa creciendo y dando lugar a una raíz vigorosa que puede llegar hasta 60 cm de profundidad. Puede sostener plantas de dos y más metros de altura dependiendo de la variedad (Álvarez *et al.*, 1990).

b) Tallo

El tallo tiene una altura promedio de 144 cm de alto, es recto y generalmente poco ramificado, de forma cilíndrica a la altura del cuello y angular a partir de las ramificaciones (Álvarez *et al.*, 1990).

c) Hojas

Las hojas están formadas por el pecíolo y la lámina. Los pecíolos son alargados, finos, acanalados en la parte superior y de un largo variable dentro de la misma planta (Álvarez *et al.*, 1990).

Las hojas son grandes en la parte inferior y pequeñas en la parte superior, éstas son dentadas lo cual es una característica importante para su clasificación, presentando de 3– 20 dientes según la variedad (Tapia, 1979).

d) Inflorescencia

Posee una inflorescencia denominada panícula, ésta puede ser laxa o compacta (glomerulada), forma un panoja que contiene los frutos (granos) esféricos de

0,8 a 2,3 mm de diámetro, de colores variados desde blanco, gris y negro, pasando por todas las tonalidades desde amarillo, rosado, rojo, púrpura y morado, incluyendo vistosas mezclas de varios colores en una sola panoja (Álvarez *et al.*, 1990).

e) Flores

Las flores son muy pequeñas, alcanzan un tamaño máximo de 3 mm en caso de las hermafroditas. Las pistiladas son más pequeñas lo que hace difícil su manejo para efectuar cruzamientos (Álvarez *et al.*, 1990).

f) Fruto

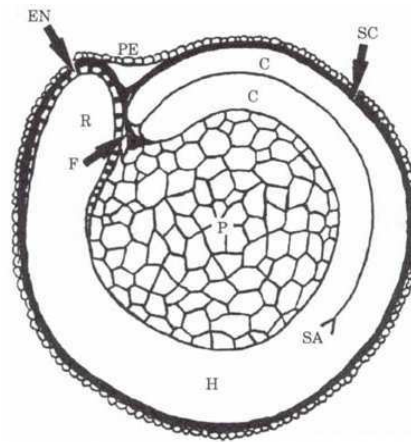
El fruto es una que ni cubierto por el perigonio, el color del fruto está determinado por éste y se asocia directamente con el de la planta el cual puede ser verde, púrpura o rojo.

La semilla está envuelta por el perisperma en forma de una membrana delgada. El embrión está formado por los cotiledones y la radícula, constituye la mayor parte del fruto que envuelve al perisperma como un anillo. El perisperma es almidonoso y normalmente de color blanco.

La capa externa del fruto llamada pericarpio (Figura 1), está pegado a la semilla es ahídondo se encuentran las aponina que confiere el sabor amargo, el mismo que varía según los tipos de quinua (Álvarez *et al.*, 1990; Varriano y De Francisco, 1984).

PE:Pericarpio,
SC:Cubiertadela semilla,
EN:Endospermo,
C: Cotiledones,
H: Hipocotilo,
SA:Ápicedelmeristemo,
R:Radícula,
P:Perisperma,
F:Funículo

Figura 1:Componentesdelgranodequinua



Fuente: Prego,citado por Valderrábanoy Yañez, 2007

2.1.4 Ecología y adaptación. El cultivo de quinua se desarrolla bien en zonas entre 2200 a 3000 msnm, con suelos franco limosos o franco arcillosos, necesita un pH de 6,3–7,3 y buen drenaje. Las precipitaciones anuales de 600 a 2600 mm son las más apropiadas y la mínima no debe ser menor a 400 mm, la planta puede soportar la sequía pero no en exceso. En alturas superiores a los 3000 msnm, la concentración de las lluvias afecta a este cultivo. La temperatura adecuada es de 9 a 16°C y puede soportar heladas de hasta –5°C; las altas temperaturas diurnas de verano prolongadas producen la formación de la panoja lo que se traduce en bajos rendimientos. La buena iluminación solar favorece a este cultivo pues estimula la fotosíntesis. Los sectores excesivamente ventosos pueden producir una rápida desecación y caída de las plantas (Mazón et al., 2005).

2.1.5 Variedades. Las variedades de quinua se pueden clasificar según su concentración de saponina en amarga (contiene un nivel mayor al 0,11% de saponinas) o dulce (nivel menor al 0,11% de saponinas peso en fresco). En Ecuador el INIAP ha realizado colecciones de materiales locales y ha puesto a disposición de los agricultores variedades mejoradas que tienen un mejor rendimiento, debido a sus características desarrolladas para la adaptación al medio ecuatoriano, éstas se presentan en la Tabla 2 (CORPEI, 2005).

Tabla 2: Variedades de quinua

Centros de Estudio	Localidades	Altitud	Color	GRANO	
VARIEDAD	Origen	(msnm)	planta	color	tamaño
INIAP-IMBAYA	Imbabura	2400-3200	verde	blanco	mediano
INIAP-COCHASQUI	-----	2500-3200	verde	blanco	mediano
INIAP-TUNKAHUA	Carchi	2400-3400	verde	blanco	mediano

PATA DE VENADO	Bolivia	2800-3800	-----	blanco	-----
----------------	---------	-----------	-------	--------	-------

Fuente: Peralta, PRODIVERSITAS, 2005.

2.1.6 Condiciones agronómicas. Preparación del suelo. Antes de sembrarse debe arar, rastrar y surcar. Esto se puede hacer con azadón, yunta o tractor. Los surcos deben separarse entre sí unos 40 a 80 cm. En suelos fértiles, la distancia debe ser mayor. La profundidad de los surcos no debe ser superior a 20 cm (Fishery Nieto, 2002).

Siembra. La siembra se puede hacer a golpes o a riego continuo. Las semillas deben colocarse al fondo del surco, si hay poca humedad en el suelo, pero si el ambiente es lluvioso, se deben colocar la semilla al costado del surco. No se debe tapar con más de 2 cm de tierra fina, para facilitar la germinación.

La siembra se puede hacer de forma manual o mecánica, garantizando así la uniformidad y profundidad de la siembra así como la densidad adecuada.

Se puede sembrar todo el año, pero las épocas más oportunas van desde octubre a marzo. Es importante sembrar en suelo húmedo para asegurar la germinación y evitar hacer coincidir la época de cosecha con los meses secos del año (junio a septiembre).

La cantidad de semilla que se puede usar por hectárea, depende de la calidad de la misma, así como del sistema de siembra; pero se puede usar de 8 a 15 kg/h de semilla, aproximadamente 1 arroba/ha (Fishery Nieto, 2002).

Fertilización. El nutriente más importante para la quinua es el nitrógeno. Éste está contenido en fertilizantes químicos como el 10-30-10, la urea (que solo contiene nitrógeno) y en la materia orgánica (estiércol, humus, etc.).

Se recomienda aplicar tres quintales de 10-30-10 a la siembra y dos quintales de urea a los 60 u 80 días desde la siembra. Además es adecuada la aplicación de un abono foliar 2 kg/ha a los 90 días desde la siembra o antes de la floración (Fishery Nieto, 2002).

La fertilización del cultivo puede ser también de forma orgánica,

algunos elementos minerales puros y otros químicos complementarios permitidos por los organismos internacionales de agricultura orgánica son: estiércoles, residuos de cosecha y del agroindustria, humus de lombriz, cenizas, compost, cal agrícola, roca fosfórica, azufre, hierro, boro, sulphomag, muriato de potasa, sulfato de cobre. Estos materiales se deberán incorporar por lo menos dos meses antes de la siembra mediante la labor de rastra. Algunos materiales descompuestos tales como el compost y el humus de lombriz pueden aplicarse al cultivo en cobertura, sin peligro de dañarlo (SICA, 2001b).

Labores culturales. Una adecuada densidad de siembra permite controlar de forma natural la presencia de malezas en el cultivo de la quinua, sin embargo siempre será necesario realizar un labor de limpieza (rascadillo).

Elaborar que permite facilitar un buen sostén y aireación a las plantas, lo que va a contribuir a dar mayor empuje al cultivo en general.

El cultivo requiere de riego, especialmente en los primeros 30 días a partir de que emerge, en la etapa de floración, formación de la panoja y llenado del grano. Los riegos se harán a través de los surcos por el sistema de gravedad (SICA, 2001b).

Cosecha. La planta de quinua está lista para la cosecha cuando pierdesus hojas, toma un color café amarillento y el grano se pone duro y harinoso.

La cosecha puede ser manual o mecánica y la trilla se puede hacer eneras, golpeando las panojas con garrotes o trilladoras estacionarias. Se puede hacer el corte y la trilla al mismo tiempo utilizando las cosechadoras combinadas de cereales (Fisher y Nieto, 2002).

2.1.7 Usos de la quinua.

Alimentación humana. Las semillas de quinua (granos) se utilizan previa eliminación del contenido amargo (Saponina de lepisperma); se consume en forma de ensaladas, entradas, guisos, sopas, postres, bebidas, pan, galletas, tortas, pudiendo prepararse en más de 100 formas diferentes (Ortega, 1992)

En el Ecuador y en pequeñas cantidades las principales formas de transformación del grano

de quinua son: hojuelas, harinas integrales, como ingrediente en papillas para alimentación infantil, expandidos, extruidos, quinoa perlada (Andean products, 2003; Jacobsen y Sherwood, 2002).

También se consumen las hojas y plántulas tiernas como reemplazo de las hortalizas de hoja (Acelga, Espinaca, Col, etc.), hasta la fase fenológica de inicio del panajamiento (hojas) y plántula hasta la fase de ramificación (Muñoz *et al.*, 1990). En algunos lugares se utilizan las inflorescencias tiernas completas hasta la fase fenológica de granolechoso, en reemplazo de hortalizas de inflorescencia como el brócoli y coliflor, etc (Mujica, 1983).

Alimentación animal.

La planta completa en estado fresco se utiliza como forraje verde para los animales, pudiendo ensilar (Álvarez *et al.*, 2002) y elaborar pellets de la planta completa, también sirven las partes de la planta que quedan después de la cosecha, finamente picada o molidas para elaborar concentrados y suplementos alimenticios.

Los granos (semillas) hervidas para la crianza de pollos, patos, pavos y codornices; mientras que los granos germinados en el ganado lechero aumentan considerablemente la producción láctea (Pulgar, 1954).

Medicinal. Las semillas, hojas, tallos, ceniza, saponinas se utilizan para curar dolencias y afecciones humanas, cuya forma y cantidad de usos son perfectamente conocidas por los nativos de los Andes, principalmente de Perú, Bolivia y Ecuador (Pulgar, 1954).

Usos potenciales.

a) Aceite.

La quinua contiene un 6% de aceite, que se encuentra concentrado en el germen, el que representa un 30% en peso del total del grano. La composición de ácidos grasos de la cetite es similar a la del maíz. Las concentraciones altas de ácido linoléico y linoleico hacen muy susceptibles a la oxidación, sin embargo ambos tienen altos contenidos de antioxidantes naturales, llamados isómeros de tocoferol (Pantanelli, 2001).

b) Saponinas. Las saponinas son sustancias que se encuentran en la superficie del grano, poseen

propiedades detergentes muy fuertes, forman espuma estable en soluciones acuosas y presentan actividad hemolítica y sabor amargo, sin embargo son fácilmente eliminadas, tóxicas para animales de sangre fría. Éstas saponinas pueden encontrarse en muchos mercados en la industria farmacéutica o en la de pesticidas. Actualmente existe algún uso de saponinas en la industria farmacéutica, de cosméticos, de alimentos, en detergentes y en la industria minera. Por ejemplo, en la formulación de jabones, Champú y sales de baño, frecuentemente se utilizan concentraciones de 5-6% de saponinas. Otras aplicaciones incluyen su uso en dentífricos y como emulsionantes.

Debido a su toxicidad diferencial en diversos organismos, éstos compuestos fueron estudiados como posibles insecticidas naturales que generarían efectos adversos en grandes animales y en el hombre. Los investigadores también se interesan en las propiedades antibiótica y fungistáticas, pero fundamentalmente farmacológicas de las saponinas, dada la capacidad de inducir cambios en la permeabilidad intestinal, lo que podría ayudar en la absorción de ciertas drogas en particular, y de generar efectos hipocolesterolémicos (Pantanelli, 2001)

c) Suplementos dietarios.

Tanto la quinua amarga como dulces son escarificadas antes de ser exportadas, dando como resultado quinua libre de pericarpio y un material rico en fibras concentrado en saponinas y listo para su extracción.

Una segunda intervención se para la fracción del germen que puede ser usada para extracción de aceite, pudiendo obtenerse rendimientos del 30-40% del peso.

La proteína de la quinua es de excepcional calidad, supera, en crudo y en cocido a la de la caseína, por lo que las tortas de germen exprimido de quinua pueden transformarse en un importante complemento proteico para mejorar la calidad nutricional de la alimentación de seres humanos y de ganado (Pantanelli, 2001).

2.1.8 Valor

nutritivo. El valor nutricional de un alimento está dado por su naturaleza química, las transformaciones que tiene al ser ingerido y los efectos que produce en el consumidor.

La proteína vegetal ayuda al desarrollo y crecimiento del organismo, conserva el calor

yenergíadel cuerpo, es fácil de digerir, forma una dieta completa ybalanceada.

Laquinuaesfuente naturaldeproteínavegetaleconómica yde altovalornutritivodebidoalapro porcióndeaminoácidos esenciales.

Elvalorcalórico esmayorqueotroscereales, engranoyenharinaalcanzaa350cal/100gr., asísec aracterizacomounalimentoadecuadoparazonasyépocasfrías.

Losaminoácidosesenciales, leconfierenunvalorbiológico comparable soloconlaleche, elhue voylamenstradelenteja, poresto esconsiderada comounodelos principales alimentos.(PRODIVERSITAS, 2005). Los componentes de laquinuacomolasproteínas, carbohidratos sonperfectamentecomparablesconotros alimentoscomose indica enlas tablas3 y4.

Tabla3.Comparacióndeloscomponentesdelaquinuaconalimentosdeorigen animal

Componentes%	Quinoa	Carne	Huevo	Queso	Lechevacuno	Lechehumana
Proteínas	16,28*	30	14	18	3,5	1,8
Grasas	6,70*	50	3,2	-	3,5	3,5
Hidratosdecarbono	71	-	-	-	-	-
Azúcar	-	-	-	-	4,7	7,5
Hierro	5,2	2,2	3,2	-	2,5	-
Calorías100 g.	370	431	200	24	66	80

Fuente: Peralta, PRODIVERSITAS, 2005

Tabla4.Comparacióncomponentesdequinuaconotroscereales

Componentes%	Quinoa	Trigo	Maíz	Arroz	Avena
Proteínas	16,28*	11,43	12,28	10,25	12,3
Grasas	6,7	2,08	4,3	0,16	5,6
Fibras	5,49*	3,65	1,68	-	8,7
Cenizas	3,11*	1,46	1,49	0,6	2,6
Calcio	0,12	0,05	0,01	-	-
Fósforo	0,36	0,42	0,3	0,1	-
HidratosdeCarbono	71	71	70	78	60

Fuente:Peralta, PRODIVERSITAS, 2005

2.2 Características importantes de la quinua

Las características más importantes es que se trata de un cultivo que puede crecer en grandes alturas y que prospera en regiones de extrema sequedad y además soporta las heladas mucho mejor que otros cultivos.

Las plantas se caracterizan también por poseer panojas con un promedio de 100 mm y una longitud de 300 mm en la parte superior de la misma. 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.

Otras características de estas plantas es el sabor amargo, el mismo que se debe a la presencia de un glucósido denominado saponina, que está adherida a la parte externa del grano y que bien podría tener algún uso industrial.

Obviamente que las bondades alimenticias de este producto agrícola constituyen el factor más relevante de su estudio debido a su alto porcentaje de contenido de proteínas.

2.3 Zonas y temporadas del cultivo

Las provincias donde se localizó producción de quinua, son las que corresponden a la región Sierra, es decir: Azuay, Cotopaxi, Chimborazo, Imbabura, Pichincha y Tungurahua.

Dentro de las provincias serranas antes mencionadas, las que tienen mayor número de UPA's (Unidades de Producción Agropecuarias) con quinua, son Chimborazo, Cotopaxi e Imbabura. El rendimiento promedio encontrado en la Sierra es de 0.4 toneladas por hectárea. De todos modos los rendimientos provinciales son bien diferenciados, por ejemplo, en Cotopaxi, el rendimiento promedio encontrado fue de 0.1 toneladas por hectárea, mientras que en Chimborazo y en Imbabura fue de 0.4 TM/ha, y en Tungurahua, 0.8 TM/ha. La principal provincia productora es Chimborazo, allí es donde se encuentra casi el 70% de las UPA's con quinua. En cuanto al número de Upaos, dentro de la provincia de Chimborazo, se destaca el cantón Colta, donde se localizaron 1466 Upaos con producción de quinua y una superficie total sembrada de 346 hectáreas. La producción obtenida en dicho cantón fue de 134 toneladas totales y las ventas registradas, de 113 toneladas.

El promedio de superficie implantada con quinua en la región Sierra es de 0.3 ha por UPA. Esta situación es bastante parecida en las provincias más importantes ya que en Cotopaxi el promedio de superficie con quinua es de 0.4 ha/UPA, en Chimborazo, es de 0.3 ha/UPA y en Imbabura de 0.5 ha/UPA, esto nos indicaría que el cultivo se realiza en fincas de escaso tamaño.

Este es un cultivo anual que se realiza principalmente para el autoconsumo, pero ya hay fincas que lo realizan para la producción comercial y también hay grupos de productores que se unen para realizar ventas al exterior. En los meses de octubre, noviembre y diciembre, se registró el 84% del total de la superficie sembrada con este cultivo.

2.4 Análisis de cultivo

2.4.1 Censo Nacional Agropecuario. El III Censo Nacional Agropecuario (CNA), reveló información de todas las producciones agropecuarias del Ecuador. Las variables reveladas nos permitirán realizar un diagnóstico, sobre la cantidad de Unidades de Producción Agropecuaria (Upaos) que se registraron, la superficie sembrada, la superficie cosechada, la producción obtenida durante el período censal, así como información relativa a la forma de comercialización y características básicas de los productores que en sus fincas produjeron quinua, como un cultivo solo o asociado a otros, formando parte de la planificación de la finca.

Según el III CNA, en el Ecuador, se registraron 2.659 Upaos, cerca de 900 ha sembradas con quinua, habiendo sido cosechadas 636 ha y con una producción total obtenida de 226 toneladas. Las ventas registradas de este cultivo fueron de 180 toneladas.

De las Upaos con quinua, en el 23% de las mismas, realizaron durante el período de referencia del censo, trabajos de fertilización en el cultivo. Mientras que si consideramos a la superficie sembrada con quinua, este porcentaje aumenta, siendo del 35% de la misma fertilizada durante el período censal. Solo el 5% de la superficie sembrada con este cultivo ancestral, fue regada, según la información recabada por el III CNA.

En cuanto al tipo de semilla utilizada en las plantaciones de quinua, cabe destacar que el 98% de las Upaos y el 93% de la superficie sembrada fue realizada con grano comercial común, es decir el que se obtiene de las cosechas de los años anteriores. Es casi sin importancia el uso de variedades mejoradas (2% de las Upaos y 7% de la superficie total sembrada, respectivamente), e inexistente el uso de semillas certificadas. Se puede conocer a través del III CNA, la superficie perdida y el motivo por el cual no se pudo cosechar ese porcentaje de cultivo. Los motivos registrados fueron: sequía, por lo cual no se cosecharon unas 23 ha, heladas que no permitieron la cosecha de 21 ha, plagas, que produjeron una disminución de cosecha de 23 ha, enfermedades en el cultivo, que produjeron una pérdida de unas 18 ha, las inundaciones que produjeron pérdidas de 14 ha y otros motivos sin discriminar por los productores, que produjeron 162 ha menos de recolección del cultivo, lo que daría una no-cosecha del cultivo de quinua durante el período del censo de unas 261 ha.

Cerca del 77% de la superficie sembrada con quinua, se encontró en plantaciones exclusivas de este cultivo y el 23% restante se encontró en asociación con otros cultivos.

En cuanto a la principal provincia productora de quinua, Chimborazo, se observa que el 96% de las mismas tanto en número de Upaos como en superficie sembrada, corresponden a plantaciones únicamente con este cultivo, es decir que no se registran asociación de cultivos. Cerca del 44% de las Upaos con producción de quinua se encuentran en aquellas que tienen menos de 1 ha, totalizando ellas el 25% de la superficie sembrada. Las Upaos de más de 5 ha, representan el 8% del total, representando las mismas el 27% de la superficie sembrada con quinua.

En cuanto a la situación que se observa en Chimborazo, los guarismos registrados son similares a los encontrados a nivel país. Con esta información se corrobora que las producciones de quinua, en su mayoría, se encuentran en fincas de pequeños tamaños.

2.5 Superficie, producción y rendimiento[2]

El comienzo de la certificación de cultivos de quinua data del año 1996. Según datos recabados en 2005 por los especialistas de la FAO en Ecuador, en el país se producen

aproximadamente 1200 hectáreas de quinua al año, con rendimientos promedio de 0.5 TM/ha (toneladas métricas por hectárea).

La quinua se cultiva principalmente en lotes pequeños de 30 a 800 m².

Tabla 5.Cultivo de la quinua en el Ecuador (por provincia)

PROVINCIA	ESTADOS	SUPERFICIE SEMBRADA	SUPERFICIE COSECHADA	PRODUCCION (Tm)	VENTAS (Tm)
Azuay	Asociado	(a)	(a)		
Cotopaxi	Solo	43	34	4	3
	Asociado	144	78	9	6
Chimborazo	Solo	556	436	178	145
	Asociado	17	10	1	(a)
Imbabura	Solo	84	46	25	22
	Asociado	40	19	3	(a)
Pichincha	Solo	9	7	3	(a)
	Asociado	1	12	(a)	(a)
Tungurahua	Solo	1	1	1	1
	Asociado	3	3	1	1
TOTAL		898	646	225	178

(a) Valor Menor a 0.5

Fuente: CORPEI. III Censo Nacional Agropecuario. Nuevos Productos de Exportación, Tomo I.

2.6 Métodos de recolección o cosecha de la quinua.

La quinua es uno de los cultivos considerados como delicados en cuanto a manejo y cuidados de la cosecha. La cosecha de quinua debe realizarse con la debida oportunidad para evitar no sólo las pérdidas por efectos adversos del clima y ataque de aves sino también el deterioro de la calidad del grano. Si a la madurez del cultivo hay un período de humedad ambiental alta (superior al 70%), se produce la germinación de los granos en la panoja, con la consiguiente pérdida de la cosecha o por lo menos se produce una

oxidación o cambio de color de los granos, con la consiguiente pérdida de la calidad de la cosecha.

La quinua debe ser cosechada cuando las plantas se hayan desfoliado y presenten un color amarillo pálido o los granos hayan adquirido una consistencia tal que resistan a la presión con las uñas. En áreas húmedas como la Sierra Norte de Ecuador y Sur de Colombia, es aconsejable hacer coincidir la cosecha de la quinua con la época seca del año (de junio a septiembre), para evitar pérdidas o deterioro de los granos por efecto de la humedad ambiental.

La cosecha tradicional de quinua en la Zona Andina es totalmente manual. En Perú y Bolivia es común el arranque de plantas, las que al salir con las raíces acarrean tierra que al momento de la trilla se mezcla con el grano desmejorando su calidad. En Ecuador y Colombia, la siega se hace con hoz, las gavillas se transportan a eras, en donde son trilladas a golpes de garrote o con pisoteo de animales. También es muy común la trilla manual, friccionando las panojas sobre piedras o superficies duras, aunque este sistema se realiza con quinua recién cortada, es decir cuando las plantas y panojas están blandas y no lastiman las manos. En otros casos las panojas son almacenadas en parvas¹ o secadas en el campo, en hileras junto a tapiales, cercas o paredes de las viviendas, para luego ser trilladas. La formación de arcos o parvas, también se hace en Perú y Bolivia, para evitar que la cosecha se malogre por la presencia de lluvias o nevadas que manchan el grano. Las plantas se ordenan en estos arcos o parvas en forma de techo a dos aguas, luego se cubre con paja, para esperar una o dos semanas hasta que las plantas tengan la humedad conveniente para la trilla.

Un sistema mejorado de cosecha de quinua consiste en la utilización de trilladoras estacionarias, aunque la siega y transporte de las gavillas se hace manualmente. Varios modelos de trilladoras de cereales han sido adaptados para la trilla de quinua, en otros casos se han creado prototipos específicos para quinua, todos con aceptable efectividad y rendimiento.

¹ Parva: Mies tendida en la era para trillarla, o después de trillada, antes de separar el grano.

2.7 Procesamiento de la quinua [3]

La Trilla. La trilla está llamada también golpeo o garroteo, la trilla se realiza cuando los granos están secos y con una humedad que fluctúa entre 10 a 13 %. se efectúa sacando las panojas secas de la parva, la cual se extiende sobre mantas preparadas apropiadamente para este fin. En algunos lugares se apisona un terreno plano, formando las eras, con arcilla bien apisonada a manera de una loza liza y consistente. Luego se procede a efectuar el golpeo de las panojas colocadas en el suelo en forma ordenada, generalmente panoja con panoja, cuyos golpes rítmicos permitirá desprender el grano de la inflorescencia, usando las denominadas huactanas o aukañas (palos curvos con mango alargado y en el extremo curvo con presencia de envolturas de cuero de llama distanciadas apropiadamente uno de otro, dando un espacio para que durante el golpeo actúen como ventosas que faciliten la trilla).

Una vez que se concluye con el golpeado de un lado se procede a voltear los manojos de panojas para que se desprendan los granos que quedaron en el otro lado de la panoja, luego se retira los tallos que se denomina "Kiri", para que solamente quede el grano junto a la broza que en este caso se denomina "jipi". En el caso de usar trilladoras estacionarias se saca la planta seca de la parva y se coloca solo la panoja en el mecanismo de entrada de la trilladora, para evitar mayor esfuerzo de la máquina en triturar los tallos que generalmente son duros y gruesos, por el alto contenido de lignina.

Figura 2 Trilla de la quinua a) estacionaria; b) combinada



Fuente: http://laquinua.blogspot.com/2010_05_01_archive.html

En la trilla mejorada se utilizan lonas, que son extendidas en superficies planas, donde se colocan las parvas en forma ordenada con las panojas en sentido interno y paralelas, para que el tractor o vehículo pesado haga las pasadas necesarias hasta desprender el grano de los perigonios, las labores de venteo y limpieza correspondiente se realiza en forma manual.

Con el propósito de obtener granos limpios y sin impurezas se están promocionando prácticas de trilla directa, cuando los granos tienen una humedad del 13 % se cortan y trillan el mismo día, obteniendo grano de buena calidad, aunque pueden presentar algunas dificultades de grano no trillado, pero que no pasa del 6 % del total cosechado.

2.8 Trilladoras de quinua [4]

Teoría de trilla. El propósito fundamental de la operación de trilla es obtener grano recuperado en buen estado, libre de cualquier residuo de plantas y con un mínimo de pérdidas.

La trilla tradicional en nuestro país consiste en friccionar a las plantas sobre una piedra plana, sobre cuero seco o estera, o también restregando entre las manos del operario. Otra práctica muy común es la de golpear con tiras de madera a las plantas secas.

En otros casos las panojas son almacenadas en parvas o secadas en el campo, en hileras junto a tapiales, cercas o paredes de las viviendas, para luego ser trilladas. La formación de arcos o parvas, también se hace en Perú y Bolivia, para evitar que la cosecha se malogre por la presencia de lluvias o nevadas que manchan el grano. Las plantas se ordenan en estos arcos o parvas en forma de techo a dos aguas, luego se cubre con paja, para esperar una o dos semanas hasta que las plantas tengan la humedad conveniente para la trilla.

Un sistema mejorado de cosecha de quinua consiste en la utilización de trilladoras estacionarias, aunque la siega y transporte de las gavillas se hace manualmente. Varios modelos de trilladoras de cereales han sido adaptados para la trilla de quinua, en otros

casos se han creado prototipos específicos para quinua, todos con aceptable efectividad y rendimiento.

Un detalle importante en este caso, es que las panojas a trillar deben estar completamente secas, para evitar atascamientos en los compartimentos de trilla y de salida de desperdicios. Cuando las panojas están húmedas o verdes, se obtiene grano sucio o, las pérdidas del mismo son excesivas durante el proceso de trilla. Entre las ventajas del uso de estas trilladoras se pueden mencionar: el fácil manejo, la facilidad de transporte y pueden ser adquiridas a precios relativamente razonables por agricultores, asociaciones o cooperativas de productores.

Entre los varios modelos de trilladoras estacionarias que han sido adaptados y probados para la trilla de quinua en Ecuador, se pueden mencionar las siguientes: las trilladoras "Pullman" y "Almaco" de fabricación americana, la trilladora "Nogueira BC-80" de fabricación brasilera, la trilladora "Vencedora" de fabricación colombiana, todas ellas con buenos resultados y con la ventaja de que no son modelos exclusivos y pueden ser usados para la trilla de varios tipos de granos.

Finalmente, y para todos los métodos descritos, se precede al venteado, lo cual consiste en dejar caer un caudal de granos desde una cierta altura con la finalidad de que estos se limpien gracias a las corrientes naturales del aire.

Trilla manual. Consiste en separar los granos o semillas, golpeando las panojas con ayuda de palos encorvados, denominados jaukañas (aymara) o guajtanos (quechua), sobre una base que puede ser toderas, mantas de yute, de lona u otro material (figura 3). Se recomienda colocar las panojas en forma ordenada con panojas en un solo sentido, separando las quinuas que no corresponden a la variedad cultivada.

Ventajas

- Apropriado para pequeñas parcelas.
- Los granos no sufren daños mecánicos considerables
- Las pérdidas son menores
- Se puede usar como semilla

Figura 3. Trilla manual de la quinua



Fuente: http://laquinua.blogspot.com/2010_05_01_archive.html

Desventajas

- Requiere mayor número de jornales
- Necesita mayor tiempo de trabajo
- Aumenta el costo de producción
- Posibilidades de mezcla con la tierra y arena

Trilla mecanizada. Se realiza con trilladoras portátiles y/o estacionarias que funcionan con motor propio. El mejor rendimiento se obtiene trabajando con 5 personas, un operador de la trilladora, dos que trasladan de la parva cerca de la trilladora, uno que abastece al operador de la máquina y uno que separa y traslada la broza (tallos, brozas) con horqueta. El rendimiento promedio de la trilladora es de 130 kg/hora. [5]

Figura 4. Trilla mecánica



Fuente: http://laquinua.blogspot.com/2010_05_01_archive.html

Ventajas

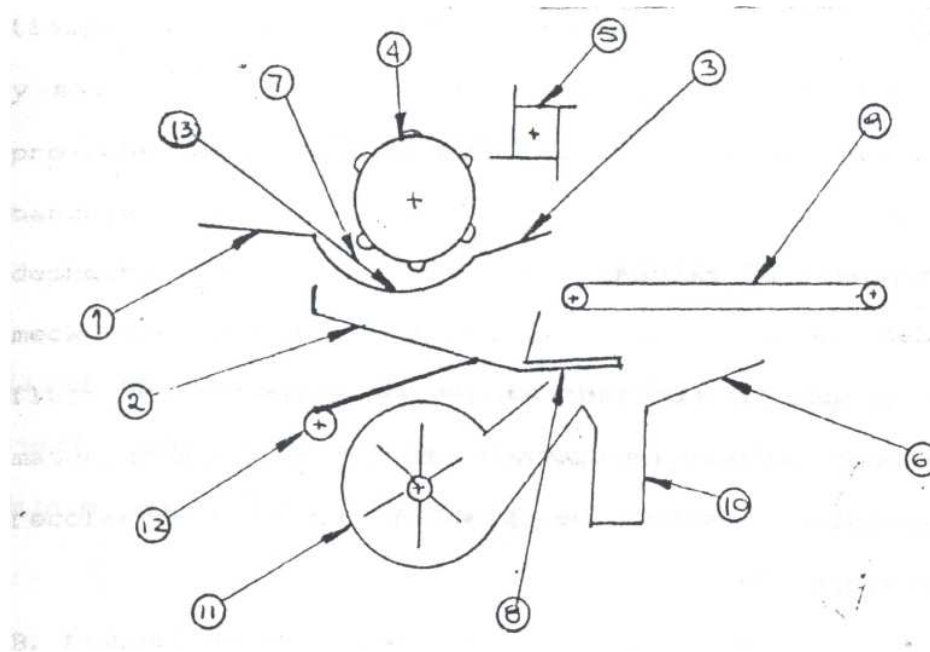
- Realiza en menor tiempo
- Efectúa la pre limpieza del grano a través de las zarandas
- Disminuye el costo de producción
- Se logra grano semi-procesado.

Desventajas

- La humedad del grano debe ser menor a 13 %, con humedades superiores se puede producir el amasamiento
- La regulación inadecuada de la trilladora especialmente del cilindro y del cóncavo, puede producir daños irreversibles en el grano.
- Se requiere de vehículo para su traslado.
- Requiere personal entrenado en la operación de la trilladora

La operación básica de la trilla mecánica se indica de una manera general en la figura 5.

Figura 5. Trilla mecánica



Las plantas se alistan sobre la mesa de alimentación (1), un operador introduce el material al espacionamiento de trilla (7), entre el cilindro (4) y el cóncono (13), que constituyen la unidad de trilla y en donde se realiza el desgrane de las plantas. La mayor parte de las plantas y granos desprendidos logran a través de la rejilla del cóncono y llegan a la bandeja inclinada (2), el resto compuesto por una pequeña parte de granos y paja larga, sale del espacionamiento de trilla y es golpeado por el batidor (5) contra la rejilla de transición (3) para separar parte de los granos mezclados con la paja e impedir que estas salte muy atrás sobre el saca pajas (9), el cual transporta el material para recuperar granos por última vez y alcanzar un mínimo de pérdidas, al mismo tiempo que expulsa la paja fuera de la máquina. El grano y el material recuperado del saca pajas. Junto con el que proviene de la unidad de la trilla, llega a través de la bandeja inclinada hasta el tamiz (8), en donde se desecha la basura pequeña gracias al vaivén del mecanismo excéntrico (12), así como también debido al flujo del aire proveniente del ventilador (11). El material así obtenido deberá ser recolectado en el canal recolector (10) por un operario.

B. Parámetros Funcionales

La operación de trilla depende en mucho de ciertos factores que inciden directamente en el resultado de eficiencia de la misma, siendo estas las siguientes:

1. Propiedades del cultivos

a. *Tipo y variedad.* De acuerdo a las propiedades mecánicas de los cultivos, la facilidad de separación de las espigas o panojas varía de acuerdo a la ubicación de los granos en una misma planta.

En general las cosechas necesitan una acción más larga de las barras raspadoras, por lo tanto el desgrane ocurre aun en la sección final de la superficie del cóncavo, lo que produce que una menor cantidad de granos puede ser tamizada a través de dicha superficie (7).

b. *Grado de madurez.* Se distingue dos clases: fisiológica y comercial.

La madurez fisiológica de los cereales ocurre cuando no se incrementa la masa seca del grano y alcanza un contenido de humedad de alrededor del 50%. Cuando las plantas llegan a este estado, es época de cosecha.

La madurez comercial es posterior a la fisiológica, en la que solamente ocurre disminución del contenido de humedad a un nivel que se considera adecuado para realizar la trilla con buenos resultados.

Los granos de la parte central de las espigas maduran más tempranamente que aquellas de los extremos, en consecuencia poseen diferentes propiedades físico-mecánicas y biológicas.

Los granos maduros no consiguen estar más firmemente fijados a la espiga como los menos maduros o insuficientemente desarrollados, por lo que en el primer caso se requieren velocidades periféricas de 20 m/seg., mientras que en el segundo, de hasta 30 m/seg. (8).

c. *Humedad.* Influye en la rotura y germinación del grano, en las pérdidas de trilla, separación del grano a través del cóncavo y rotura de la paja. Mayor rotura y menor germinación del grano se deben a sus más bajos contenidos de humedad respecto del intervalo de seguridad para realizar la trilla, aproximadamente comprendido entre el 17 y 20 por ciento.

La proporción de grano separado a través de la rejilla del cóncavo, disminuye con el aumento de la humedad sin una variación práctica importante debido al incremento del valor de los coeficientes de rozamiento cinético referentes a la paja y materiales de la

máquina. La rotura de la paja ocurre a menores cantidades de humedad y depende del cultivo y la variedad (9).

d. *Relación grano / no grano.* Es el coeficiente de la masa de granos para la masa de broza o no grano (conjunto de tallos, cascara, ramas y otros despojos de las plantas). Está determinada por la altura de corte y el rendimiento de la cosecha. Esta relación influye sobre el daño del grano, pérdidas de trilla, separación a través del cóncavo, carga de granos al saca pajas, limpieza en las zarandas, consumo de potencia y forma de alimentación.

Un alto valor de relación grano / no grano puede producir un mayor daño del grano y causa menores pérdidas de trilla por el hecho de que las espigas de tal cosecha están expuestas a un mayor número de golpes directos de las barras de raspar. Además, esto facilita el paso del grano hacia la rejilla del cóncavo y entonces su tamizado a través de este mejora aún más con el incremento de la velocidad periférica.

También un alto valor de esta relación reduce la potencia consumida por el cilindro, debido a que las pajas cortas absorben menos energía durante su deformación en espaciado de trilla, y disminuye aún más aumentando la velocidad periférica al aminorar la altura de capa de material de trilla para la misma masa de alimentación por unidad de tiempo (10).

e. *Presencia de malas hierbas.* Las malezas verdes, en el momento de la trilla humedecen la paja y el grano, debido al que al ser aplastadas liberan un jugo de determinadas propiedades viscosas que hacen reducir el tamizado de los granos a través de la rejilla del cóncavo, lo que ocasiona una mayor afluencia de granos al saca pajas, incrementándose la pérdida de granos (11).

2. Forma de entrega del material

a. *Dirección de alimentación.* La dirección de alimentación influye sobre las pérdidas de trilla, separación de grano a través del cóncavo y rotura de paja.

Se tiene una mayor separación de granos a través del cóncavo al introducir primero las espigas que el tallo y una cantidad ligeramente mayor ocurre para todos los niveles de humedad, cuando la alimentación es por las espigas primero que por los tallos.

Las pérdidas de trilla se ven incrementadas cuando se introduce primero el tallo y no la espiga y resultan exageradas al tener mayor contenido de humedad.

La alimentación paralela da resultados intermedios, pero requiere de un cilindro más largo y mayor ángulo de envoltura del cóncavo (12).

b. *Cantidad de alimentación.* Tiene que ver con la rotura de grano, perdidas de trilla, separación de grano a través del cóncavo y rotura de la paja.

Un bajo grado de alimentación ocasiona mayor porcentaje de grano roto y no influye apreciablemente sobre la germinación y se produce un ligero incremento de las pérdidas de trilla al aumentar la cantidad de alimentación al cilindro (13).

Para una constante cantidad de alimentación, el incremento de la velocidad de la misma exige una capa más delgada de cosecha, que al llegar a convertirse en velo, permite que mayores cantidades de grano la atraviesen hasta el cóncavo, que se produzca mucho mejor trilla al estar cada espiga mayormente expuesta a los golpes de las barras de raspar del cilindro, se aumenta en muy poco grado la ruptura del grano, y que las fluctuaciones de variación del torque sean menos irregulares y más bajas.

CAPÍTULO III

3. ALTERNATIVAS DE DISEÑO

3.1 Descripción del diseño[6]

Existen diferentes sistemas de trilla para la quinua de los cuales hemos considerado dos sistemas más importantes y más utilizados:

— Sistema de trilla con cilindro y cóncavo

— Sistema de trilla por golpeo

3.1.1 Sistema de trilla y limpia con cilindro y cóncavo. El cilindro trillador es un órgano de gran masa que gira a una elevada velocidad, por lo que es necesario equilibrarlo no sólo estática, sino también dinámicamente.; de este modo se protege la vida útil de los cojinetes y apoyos, así como se evita la presencia de fuerzas perturbadoras causantes de vibraciones y de ruidos molestos.

Existen dos tipos de cilindros trilladores de tipo transversal:

De dientes o dedos. Llamado también cilindro americano, los dedos pasan por entre cada dos fijos del cóncavo, produciéndose el desgranado por fricción de las espigas entre los dedos fijos y móviles. Ya no se utiliza mucho en la actualidad.

Figura 6. Cilindro de dientes o dedos



Fuente: <http://japondejabugo.blogspot.com/2006/06/trilladora.html>

De barras. Más utilizado, está constituido por 6 u 10 barras de acero que presentan una forma exterior redondeada y cubierta de estrías oblicuas. Este tipo es el “europeo”, y sus características son: diámetro D comprendido entre 400 y 600 mm; la longitud variable entre 0.80 y 1.80 m y su velocidad generalmente regulable entre 400 y 1600 RPM.

Las dos regulaciones que pueden hacerse se refieren a la velocidad del cilindro y a la separación entre cilindro y cóncavo. Cuando el grano está húmedo es conveniente aumentar la velocidad v , mientras que cuando está seco conviene disminuirla.

Asimismo, si se parte el grano es mejor separar el cóncavo, mientras que si se pierde con la paja es necesario acercarlo.

El cóncavo viene con un ángulo de trilla que varía entre 100° y 120° , desde la entrada hasta la descarga, longitud comprendida entre 50 a 65 cm, según el diámetro del cilindro.

Figura 7. Cilindro de barras



Fuente: <http://japondejabugo.blogspot.com/2006/06/trilladora.html>

Cilindro trillador de flujo axial. Son sistemas más modernos. La cosecha llega al cilindro desde el transportador, siendo aspirado por la cavidad existente entre el propio cilindro rotativo y otro fijo que dispone en su parte inferior las rejillas por donde cae el grano. El rotor inferior comprende las siguientes partes: aspirador de paletas helicoidales, conjunto de barras helicoidales y longitudinales de aristas o estrías en su primera mitad; y conjunto de barras lisas longitudinales y helicoidales en su segunda mitad cuya misión es la de separar el grano de paja previamente trillado.

Este diseño permite un conjunto mecánico más simple que los sistemas convencionales, así como reducir la longitud de la máquina, también disminuye bastante el ruido y vibraciones. Además los procesos de trilla y separación se realizan en la mitad de tiempo que en una trilladora convencional. Basado en este sistema existen dos tipos de máquina: De rotor único y de doble rotor.

Figura 8. Cilindro trillador de flujo axial.



Fuente: <http://japondejabugo.blogspot.com/2006/06/trilladora.html>

Sacudidores y cribas o bandejas. Luego del proceso de trilla, donde se realiza una separación del grano, ocurren los de separación y limpieza del resto. El sacudidor convencional está formado por un conjunto de rejillas calibradas que permiten el paso del grano y la paja corta, puede formarse por uno o varios elementos en forma de rampas accionadas por un cigüeñal cuyo radio de la muñequilla varía entre 4 y 10 cm. desplazándose adelante y atrás a un ritmo de 200 a 250 oscilaciones por minuto.

Figura 9. Cribas y bandejas



Fuente: <http://www.fendt.com/es/serie-c-trilladora.asp>

Por último, el grano y la paja corta e impurezas son vertidos al sistema de limpieza donde se produce la separación del grano de la paja.

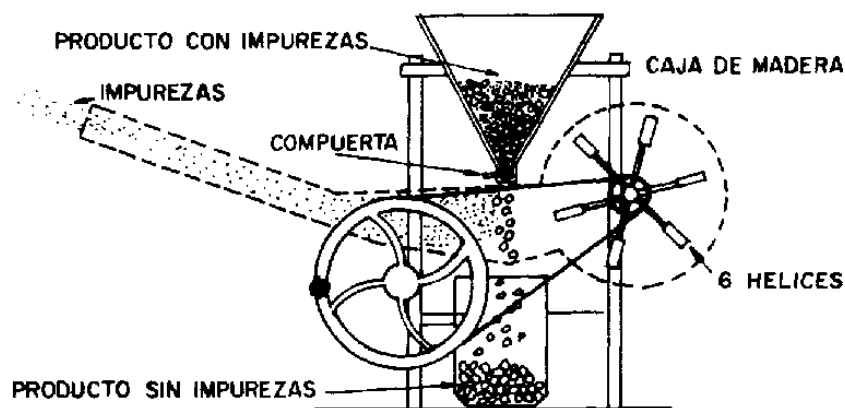
Las cribas van provistas de una serie de orificios, redondos, ovalados, triangulares, etc., o tiene forma de malla con orificios cuadrados o rectangulares. Las cribas van animadas con un movimiento de oscilación de 200 a 300 oscilaciones por minuto, con el objeto de

facilitar la separación final del grano, a veces muestran prominencias y depresiones al nivel de los agujeros, que facilitan la función del tipo de producto a recolectar.

La superficie de la criba superior está entre 1.70 y 2.20 m² por metro de anchura del cilindro, y la de la inferior es de 1.20 a 1.40 m².

El ventilador se encarga de separar el grano de las impurezas, el tipo más utilizado es el de paletas axiales que manda radialmente la corriente del aire.

Figura 10. Limpieza de los granos mediante ventiladores



Fuente: <http://www.fendt.com/es/serie-c-trilladora.asp>

Problema existente en el sistema de trilla de cilindro y cóncavo

- Congestionamiento o sobrecarga del cilindro
- La velocidad del cilindro no coincide con lo indicado en el manual
- Contra alimentación del cilindro

Posibles causas en el sistema de trilla de cilindro y cóncavo

- Velocidad del sacapajas incorrecta
- Inadecuado régimen de vueltas del motor
- Patinaje del embrague deslizante de los sacapajas o de las correas de mando

Soluciones

- Con el motor a pleno régimen, sin carga, verificar en el eje del bastidor, las vueltas /minuto de toda la trilladora.
- El motor no está funcionando a la velocidad correcta. Ajustar el tope de la bomba inyectora para corregir la velocidad del motor. Ver manual del operador. Patinaje de la correa de mando del cilindro
- Con un cuentavueeltas o tacómetro verificar la velocidad del motor a pleno régimen y sin carga.
- Corregir el tope del acelerador de la bomba inyectora hasta encontrar el régimen recomendado en el manual del operador. Las correas patinan por baja tensión o desgaste de las poleas.
- Aumentar la tensión de las correas y solucionar los problemas de desgaste de las poleas.
- Ajustar el embrague del sacapajas. Estirar la correa de mando del sacapajas. La primera cortina de sacapajas está demasiado baja y vertical. Quitar la cortina delantera y/o levantarla e inclinarla hacia atrás

3.1.2 Sistema de trilla por golpeo. Esta se realiza una vez que las plantas hayan alcanzado su madurez fisiológica y estas se reconocen cuando las hojas inferiores se forman amarillentas y caedizas dando un aspecto característico a toda la planta, así mismo el grano al ser presionado con las uñas presenta resistencia; la madurez fisiológica depende de la variedad, la cosecha se recomienda realizar en los meses de abril a mayo, cuando no hay presencia de lluvias. Si la cosecha se realiza en días de alta humedad o precipitación, se corre el riesgo de presentarse fermentaciones o el enmohecimiento en las parvas, disminuyendo la calidad del grano (amarillento y con presencia de hongo), la cosecha tiene las siguientes fases:

- a) Siega o corte.
- b) Formación de parvas, parvines o arcos (quechua).
- c) Secado de panojas
- d) Golpe o Garroteo.
- e) Zarandeo.
- f) Venteado o limpieza.
- g) Secado de grano y

h) Almacenamiento.

Siega o corte. Se realiza mediante el uso de segadoras u hoces; no se recomienda el arrancado de las plantas desde la raíz, debido a que el grano tiende a ser mezclado con restos de tierra en el momento del arrancado; aunque el arrancado favorece la eliminación de nematodos del suelo. La siega o corte debe realizarse cuando la planta llegue a su madurez fisiológica; para evitar pérdidas por el desgrane, se recomienda realizar en horas de la mañana (de 04h00 a 08h00), para evitar la caída de los granos secos.

Figura 11. Siega o corte de quinua



Fuente: http://laquinua.blogspot.com/2010_05_01_archive.html

Parvas o parvines. Se realiza para lograr una mayor uniformidad en la maduración del grano y el oreado de las panojas, facilitando la trilla (desgrane) luego.

Para evitar que las lluvias, nevadas o granizadas, malogren las panojas se procede a cubrir las parvas con paja (ichu) en forma de techo, hasta el momento de la trilla.

Figura 12. Parva o parvines de quinua



Fuente: http://laquinua.blogspot.com/2010_05_01_archive.html

Secado de panojas. Se hace secar para que el trillado o golpeo se realice con mucha facilidad, el secado se realiza antes del trillado en forma de eras circulares o rectangulares.

Figura 13. Secado de la cosecha de quinua.



Fuente: http://laquinua.blogspot.com/2010_05_01_archive.html

Golpeo o garroteo. Esta debe realizarse en lugares especiales a las cuales se les denomina eras, que son sitios donde el suelo es apisonado y cubierto de mantas, tolderas, pieles de vacunos o llamas; en estas eras que normalmente son de forma circular se dispone las panojas adecuadamente para proceder al golpeo o garroteo. Puede emplearse trilladoras adaptadas de fácil manipuleo.

Figura 14. Golpeo o garroteo de la quinua.



Fuente: http://laquinua.blogspot.com/2010_05_01_archive.html

Zarandeo. Esta labor se realiza después del golpeteo para separar los granos del kiri (tallos enteros grandes y pequeños) jipi (hojas, restos de la panoja, inflorescencias, flores, y perigonio).

Limpieza. Después de la trilla, es necesario realizar el venteo o limpieza para eliminar los residuos finos que está conformado por los: perigonios, hojas, tallos, inflorescencias y flores. Generalmente esta labor se realiza en horas de la tarde, donde el viento es más fuerte y continuo.

Figura 15. Limpieza de la quinua



Fuente: http://laquinua.blogspot.com/2010_05_01_archive.html

Secado grano. Una vez realizado el venteo o limpiado de granos se debe realizar el secado de los mismos, exponiéndolos a la radiación solar, ya que los granos húmedo pueden fermentar y adquirir una coloración amarillenta, desmejorando la calidad. Existe una relación directa entre el porcentaje de humedad y tiempo de secado del grano, con el poder y energía germinativa.

Se hace secar los granos de quinua, hasta que tengan una humedad aproximada de 10 a 12%.

Figura 16. Secado de la quinua

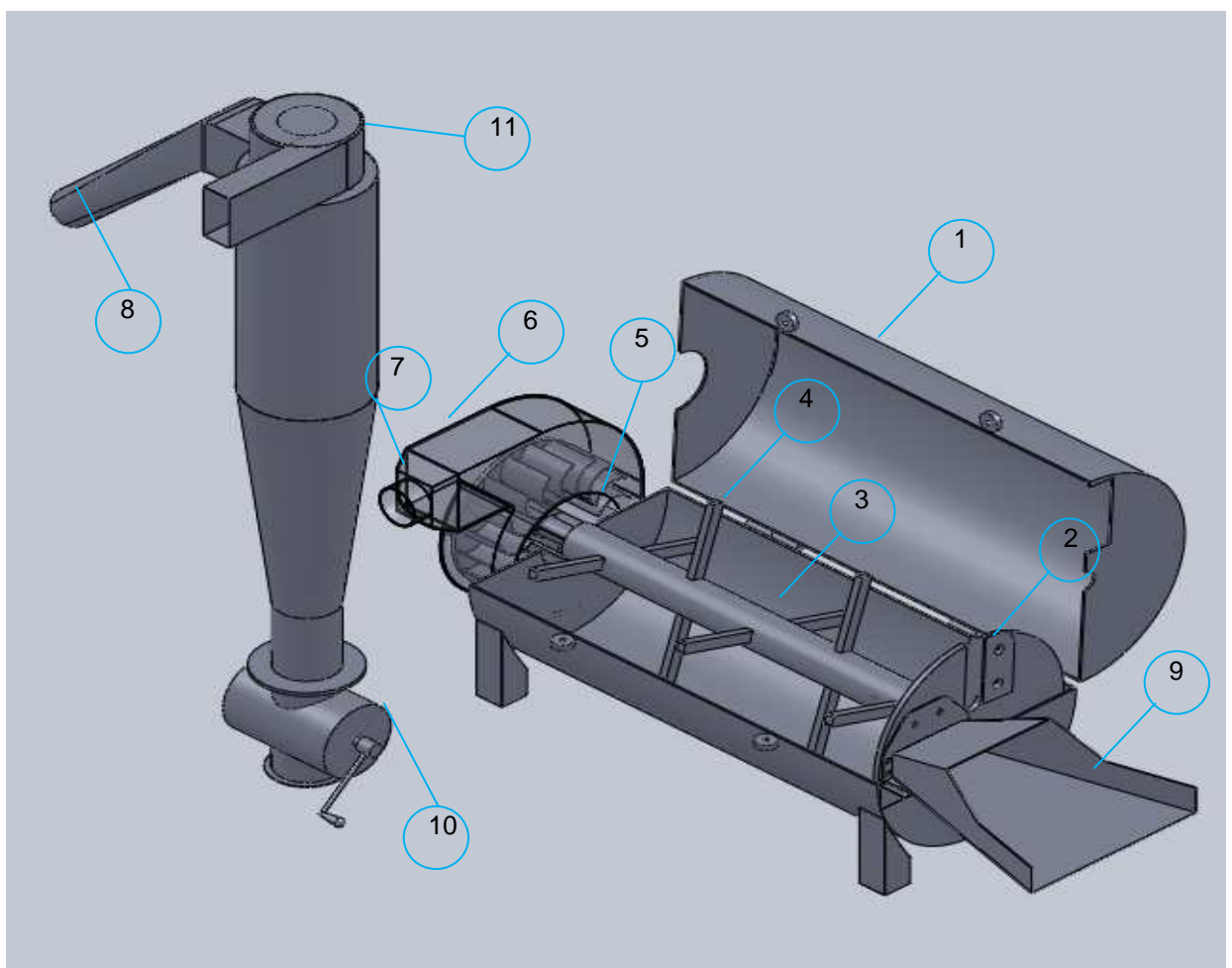


Fuente: http://laquinua.blogspot.com/2010_05_01_archive.html

3.1.3 Descripción del sistema de trilla propuesta. Tomando en cuenta los diseños de la trilladora tradicional antes mencionada y sus diferentes dificultades, se ha optado por diseñar y construir una máquina que tenga una capacidad de producción aceptable y que tenga una disminución de falencias y pérdidas debido a las condiciones de la Quinoa durante el proceso de trillado y limpieza.

La operación de la trilla y limpieza mecánica propuesta se indica de una manera general en la figura 17.

Figura 17. Sistema de trilla propuesta



Las plantas ya cosechadas se alistan donde un operador introduce el material en la tolva (9) el cual direcciona el ingreso de las plantas hacia el volante picador (2), el material picado cae al espaciamiento de trilla (1) donde el cilindro de trilla con aletas (3) el cual tiene un movimiento rotatorio transmitido por el motor mediante una transmisión por banda hacia el eje principal, con este movimiento rotatorio obligamos que el

material picado pase a través del cilindro trillador (3) y los canales de fricción que producen el desprendimiento del grano de la mata, luego todo el material es absorbido por el ventilador de succión y descarga (5) obligando que todo el material pase por la carcasa (6) del ventilador que tiene en su salida una reducción (7) de cuadrado a redondo que va acoplado a un ciclón (8) el cual se encarga de separar el grano del resto del material, el ciclón consta en su parte inferior de una válvula rotativa de accionamiento manual (10) que no permite el paso de flujo de aire hacia el interior del ciclón produciendo así el efecto de ciclón y la separación en si del grano que va dirigido hacia el ducto de salida (11) que se encuentra en la parte superior del ciclón en donde es recolectado el grano, mientras el resto del material se almacena en la válvula rotativa (10) que luego será desalojado mediante el giro de la válvula accionado manualmente.

Luego de haber descrito nuestra máquina procedemos a seleccionar las principales alternativas para la construcción para que esta a su vez tenga un mejor desempeño y productividad y así obtener una máquina óptima para la trilla

3.2 Formulación de las principales alternativas

3.2.1 Rotor picador. El rotor va acoplado a un número de cuchillas que pasan cerca del contrafile estacionario. [7]

Para este tipo de máquinas tenemos dos formas (tipos) de rotores que son:

- De volante
- De tambor

Rotor picador de volante.

En los rotores **de volante** se utilizan cuchillas radiales, colocadas en el peso volante de acero.

El mismo que puede estar dotado de perforaciones que permiten el paso del material picado hasta la parte posterior, o sin ellas el material caería a la parte inferior.

Este tipo de rotores utilizado generalmente para máquinas estacionarias.

Tabla 6. Ventajasydesventajasde unrotordevolante

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<p>Lamasadelvolanteesmenorqueladel Rodillopor lo tanto se usa menos material,lo cual reduce costos.</p> <p>Lascuchillasonrectas,lo quefacilita el afilado de las mismas.</p> <p>Facilidadde construcción.</p> <p>Permiteregularelángulodecortecon mayorprecisión.</p>	<p>Menorcantidaddematerialpicadoen función del tiempo.</p> <p>Menorángulo de corte.</p>

Rotor picador de tambor. En los rotores **de tambor** el cilindro es ancho, y es mayor medida que aumenta la potencia de las máquinas, en las superficies se sitúan las cuchillas formando hélices alrededor del cilindro, en número variable.

Tabla 7. Ventajasydesventajasde unrotordetambor

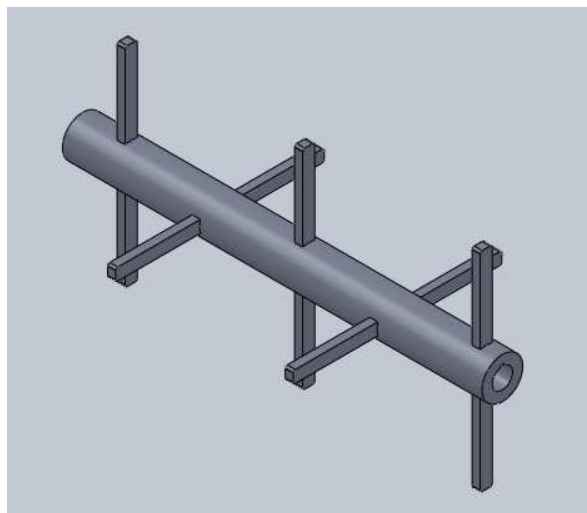
VENTAJAS	DESVENTAJAS
<p>El borde de corte de las cuchillas pasa por el contrafilo en una posición algo tangencial.</p> <p>Con esto, se logra un trabajo de picado más uniforme y suave.</p> <p>El ángulo de corte es mayor.</p> <p>La longitud de las cuchillas es mayor, con lo cual se puede cortar un mayor número de ramas de quinua.</p>	<p>Dificultad en la construcción.</p> <p>Dificultad en el afilado de las cuchillas, debido a su forma helicoidal.</p> <p>Mayor costo de fabricación, por su volumen y mayor número de cuchillas.</p>

3.2.2 Cilindro trillador de barras. Más utilizado, está constituido por 6 u 10 barras de acero que presentan una forma exterior redondeada y cubierta de estrías oblicuas. Este tipo es el “europeo”, y sus características son: diámetro D comprendido entre 400 y 600 mm; la longitud variable entre 0.80 y 1.80 m y su velocidad generalmente regulable entre 400 y 1600 RPM.

Las dos regulaciones que pueden hacerse se refieren a la velocidad del cilindro y a la separación entre cilindro y cóncavo. Cuando el grano está húmedo es conveniente aumentar la velocidad v , mientras que cuando está seco conviene disminuirla. Asimismo, si se parte el grano es mejor separar el cóncavo, mientras que si se pierde con la paja es necesario acercarlo.

El cóncavo viene con un ángulo de trilla que varía entre 100° y 120° , desde la entrada hasta la descarga, longitud comprendida entre 50 a 65 cm, según el diámetro del cilindro.

Figura 18. Cilindro de barras



3.2.3 Ventiladores centrífugos. En estos ventiladores el aire ingresa en dirección paralela al eje del rotor, por la boca de aspiración, y la descarga se realiza tangencialmente al rotor, es decir, el aire cambia de dirección noventa grados (90°). [8]

Este tipo de ventiladores desarrolla presiones mucho mayores que los ventiladores axiales, alcanzando presiones de hasta 1500 milímetros de columna de agua (mmcda) y son los empleados, mayormente, en los sistemas de ventilación localizada.

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

Detalles constructivos. Los ventiladores centrífugos de la serie SA y DA, emplean una turbina con álabes o palas curvas adelantadas, fijadas en sus extremos por anillos de acero reforzado y las turbinas de doble entrada se unen en su parte central a un disco doble. [9]

El diseño del álabe está concebido para minimizar las pérdidas por turbulencias del aire, obtener la máxima eficiencia en el aprovechamiento de la potencia acoplada y generar el mínimo nivel sonoro.

El balanceo estático y dinámico que se aplica a las turbinas garantiza un adecuado funcionamiento y duración.

Las carcassas que componen a esta serie de ventiladores, están formadas por dos paredes laterales con perfiles aerodinámicos y una envolvente curva continua.

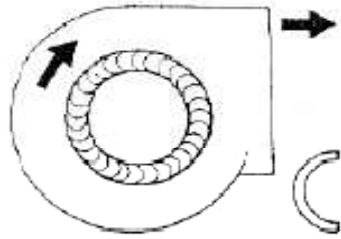
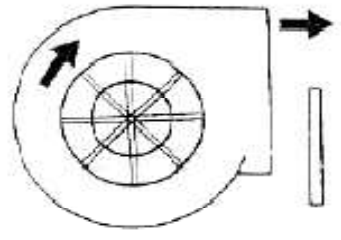
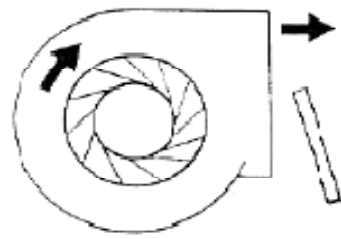
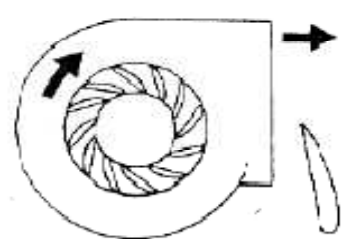
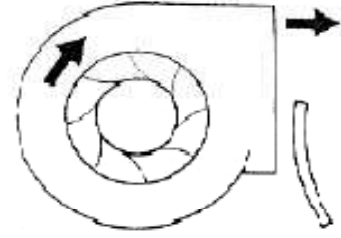
Un deflector de aire montado en la boca de descarga, evita la recirculación del aire dentro de la carcassa, de esta manera se eliminan las turbulencias y se logra un funcionamiento eficiente.

Figura 19. Ventilador centrifugo



Fuente: <http://www.erfaclima.com/EBMPAPST.htm>

Tabla 8. Tipos de ventiladores centrífugos

DESCRIPCIÓN	APLICACIONES
	<p>PALAS CURVADAS HACIA DELANTE: Las palas de la turbina son pequeñas y curvadas hacia delante según la dirección de rotación de la turbina. Este ventilador gira a velocidades relativamente bajas para mover gran cantidad de aire. A este tipo de turbina se les llama a menudo turbina de jaula de ardilla.</p>
	<p>PALA RADIAL: Esta turbina es como una rueda de paletas, con o sin llantas. Las palas son perpendiculares al eje de rotación de la turbina y el ventilador gira a una velocidad media para remover una cantidad de aire dada.</p>
	<p>PALAS INCLINADAS HACIA ATRÁS: Esta turbina es de palas lisas, inclinadas de rotación de la turbina. Este ventilador gira a una velocidad relativamente alta y es más eficaz que los nombrados hasta ahora.</p>
	<p>PALA AIRFOIL: Aunque no es un "tipo básico", es un importante adelanto en el diseño de turbinas con palas inclinadas hacia atrás. Posee un elevado índice de eficacia y gira a una velocidad ligeramente mayor que la pala plana standard.</p>
	<p>RADIAL TIP: Las palas de la turbina están curvadas en la dirección de eje de rotación de la turbina pero las palas están echadas hacia atrás de manera que su extremo exterior se aproxima a la posición radial. Este ventilador gira aproximadamente a la misma velocidad que una turbina de palas inclinadas hacia atrás.</p>

Fuente: http://www.vriventilacion.com/industrial/pdf/cm_models.pdf

3.2.4 Ciclones. El equipo de recolección de polvo que se usa con mayor frecuencia es el ciclón.

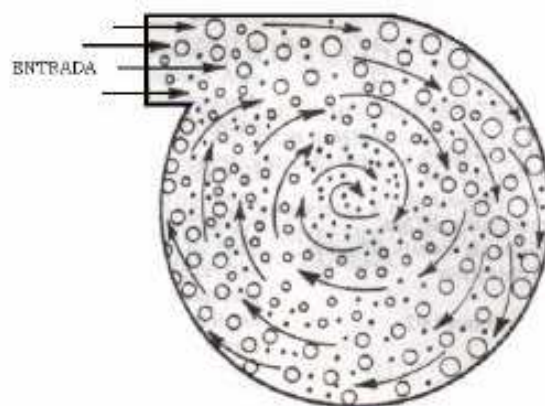
Los ciclones remueven el material particulado de la corriente gaseosa, basándose en el principio de impactación inercial, generado por la fuerza centrífuga. La figura

20 muestra el movimiento de las partículas mayores hacia las paredes del ciclón debido a la fuerza centrífuga. [10]

El ciclón es esencialmente una cámara de sedimentación en que la aceleración gravitacional se sustituye con la aceleración centrífuga.

Los ciclones constituyen uno de los medios menos costosos de recolección de polvo, tanto desde el punto de vista de operación como de la inversión. Estos son básicamente construcciones simples que no cuentan con partes móviles, lo cual facilita las operaciones de mantenimiento; pueden ser hechos de una amplia gama de materiales y pueden ser diseñados para altas temperaturas (que ascienden incluso a 1,000 °C) y presiones de operación.

Figura 20. Mecanismos de colección de partículas en un ciclón.



Los ciclones son adecuados para separar partículas con diámetros mayores de 5 μm ; aunque partículas muchos más pequeñas, en ciertos casos, pueden ser separadas.

Los ciclones presentan eficiencias mayores que la cámara de sedimentación gravitacional y eficiencias menores que los filtros de talegas, lavadores y

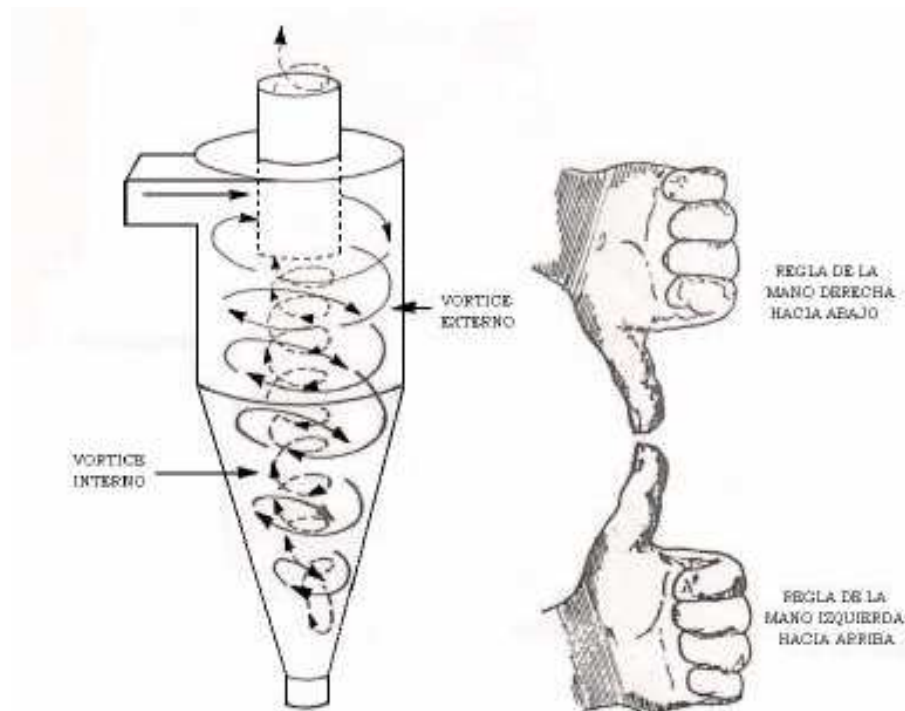
Precipitadores electrostáticos. La fuerza centrífuga generada por los giros del gas dentro del ciclón puede ser mucho mayor que la fuerza gravitacional, ya que la fuerza centrífuga varía en magnitud dependiendo de la velocidad de giro del gas y del radio de giro.

Teóricamente el aumento de la velocidad de entrada al ciclón implicaría un aumento de la fuerza centrífuga y por lo tanto un aumento de la eficiencia, sin embargo velocidades de entrada muy altas generan la resuspensión de material particulado de las paredes internas del ciclón, lo cual disminuye la eficiencia del ciclón; adicionalmente aumentar la velocidad de entrada implica mayor consumo de energía.

Principio de funcionamiento del ciclón. En un ciclón, la trayectoria del gas comprende un doble vórtice, en donde el gas dibuja una espiral descendente en el lado externo y ascendente en el lado interno. Las figuras 21 ilustran dichos vórtices. [11]

En un ciclón el gas entra en la cámara superior tangencialmente y desciende en espirales hasta el ápice de la sección cónica; luego asciende en un segundo espiral, con diámetro más pequeño, y sale por la parte superior a través de un ducto vertical centrado. Los sólidos se mueven radialmente hacia las paredes, se deslizan por las paredes, y son recogidos en la parte inferior.

Figura 21. Vórtices en el ciclón.



Fuente: <http://www.miliarium.com/prontuario/MedioAmbiente/Atmosfera/Ciclón.htm>

El diseño apropiado de la sección cónica del ciclón obliga al cambio de dirección del vórtice descendente, el vórtice ascendente tiene un radio menor, lo que aumenta las velocidades tangenciales; en el cono se presenta la mayor colección de partículas, especialmente de las partículas pequeñas al reducirse el radio de giro.

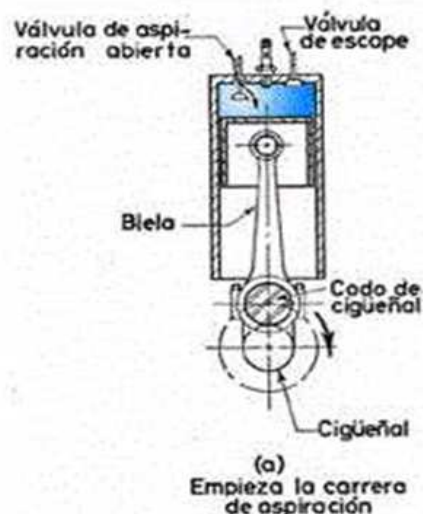
3.2.5 Motor de combustión interna. Seleccionamos un motor de combustión interna **BRIGGS & STRATTON** debido a que la máquina trilladora y limpiadora de quinua realiza el trabajo en el campo es decir se transporta al lugar de la cosecha.[12]

Funcionamiento del motor de combustión interna, monocilíndrico Briggs & Stratton

a.- Ciclos del motor. El motor Briggs & Stratton es un motor de cuatro tiempos; en principio se basa al ciclo de los motores de automóviles. Para cada carrera de explosión del pistón, el cigüeñal da dos vueltas.

Admisión. La primera carrera es la de admisión. Con la válvula de escape cerrada y la de admisión abierta, el pistón desciende y la mezcla de combustible y aire penetra dentro del cilindro.

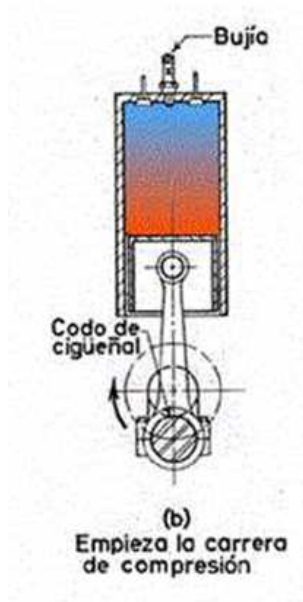
Figura 22. Admisión



Fuente: http://www.mastercars.com.co/c_mecanica/m_motores.htm

Compresión. A continuación, se cierra la válvula de admisión y el pistón sube durante su carrera de compresión. La mezcla de combustible y aire se comprime más y más en el reducido espacio que queda entre la cara superior del pistón y la culata del cilindro.

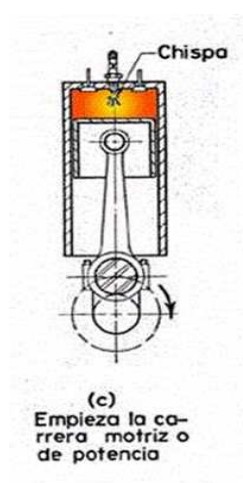
Figura 23. Compresión



Fuente: http://www.mastercars.com.co/c_mecanica/m_motores.htm

Explosión. Salta la chispa haciendo que la mezcla explote, y la fuerza de expansión de los gases hace que el pistón descienda. Se trata de la carrera de explosión.

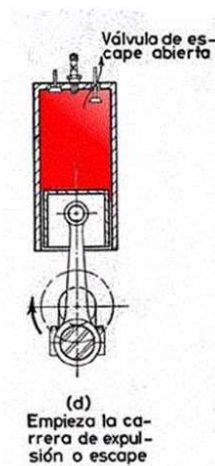
Figura 24. Explosión



Fuente: http://www.mastercars.com.co/c_mecanica/m_motores.htm

Escape. Se abre la válvula de escape y el movimiento hacia arriba del pistón durante su carrera de escape expulsa los gases quemados fuera del cilindro. A continuación, la válvula de admisión se abre, y el motor se encuentra listo para repetir el ciclo que acabamos de describir.

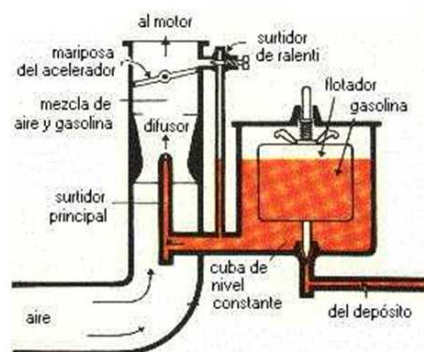
Figura 25. Explosión



Fuente: http://www.mastercars.com.co/c_mecanica/m_motores.htm

Carburación. La misión principal del carburador es conseguir una mezcla combustible y aire con la que funcione el motor, lo cual resulta relativamente sencillo. Para conseguir un consumo bajo de combustible y mantener una marcha uniforme del motor para una amplia gama de velocidades, se emplea en este tipo de motor la presión atmosférica y los principios de venturi y superficies aerodinámicas.

Figura 26. Carburación

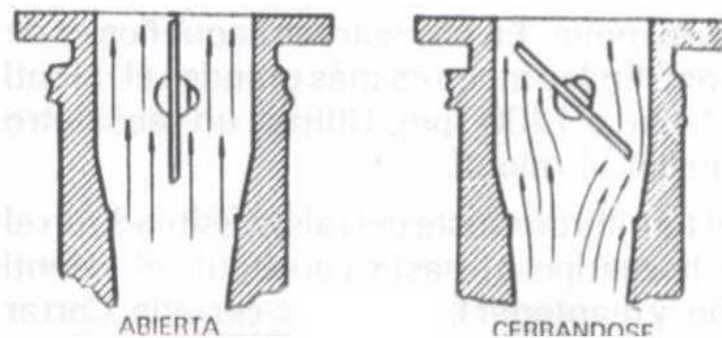


Fuente: http://www.mastercars.com.co/c_mecanica/m_motores.htm

Presión atmosférica. La presión atmosférica es una fuerza constante, que varía muy ligeramente en función de la altitud y de la temperatura, y que tiende a equilibrarse en cualquier punto. Es el peso del aire de la atmósfera que empuja hacia abajo y hacia fuera en todas las direcciones y cuyo valor se toma normalmente entre 13 y 15 libras por pulgada cuadrada (0.91 y 1.05 Kilos por centímetro cuadrado). El aire se desplaza de las zonas de alta presión a las de baja presión. Para utilizar esta fuerza de la presión atmosférica en el carburador, se crean artificialmente zonas de baja presión de forma que se desplacen y el combustible que interviene.

Variador de velocidad. Para conseguir las distintas velocidades tiene en el conducto del carburador por encima del difusor un disco plano, que se llama mariposa, montado en un eje. Este conjunto se llama acelerador

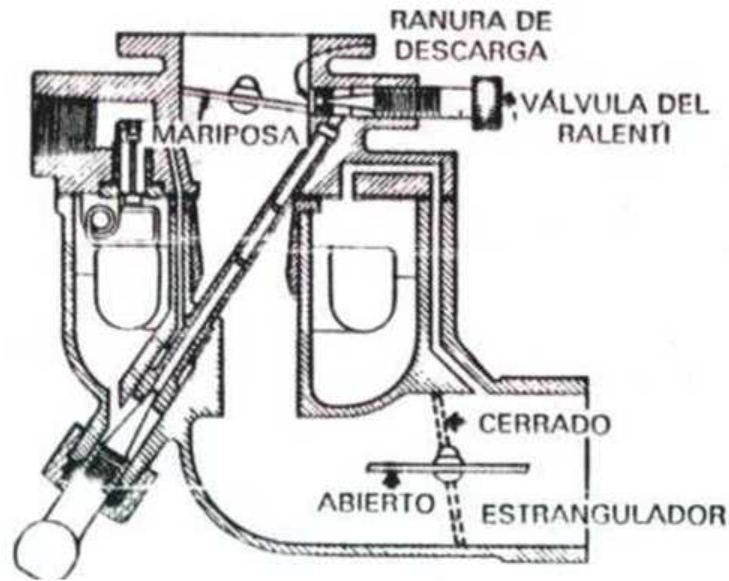
Figura 27. Acelerador



Fuente: http://www.mastercars.com.co/c_mecanica/m_motores.htm

Cuando la mariposa está completamente abierta no afecta en nada a la corriente de aire. Cuando la mariposa se va cerrando, reduce el flujo de aire que llega al cilindro disminuyendo así la potencia y velocidad del motor. Al mismo tiempo éste hace que aumente la presión en la zona debajo de la mariposa. Esto significa que la diferencia de presión entre el aire que se encuentra en el cuerpo del carburador y el aire del difusor disminuye, con lo que se reduce la circulación del combustible por el gicleur, de esta forma la proporción de combustible y aire se mantiene aproximadamente constante. A medida que la velocidad del motor se va reduciendo hasta llegar al ralentí, la situación cambia (**ver figura 27**)

Figura 28. Corte transversal carburador



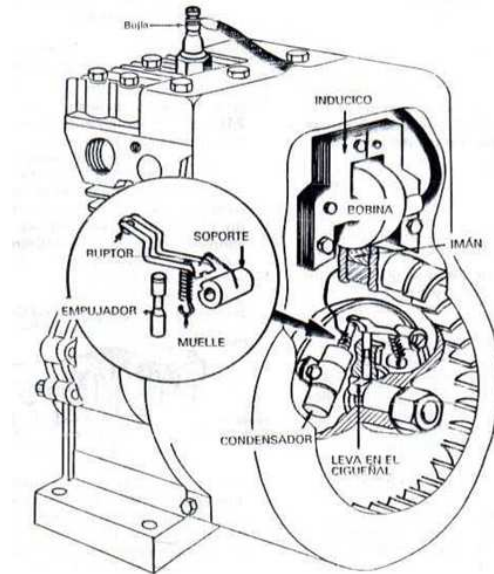
Fuente: http://www.mastercars.com.co/c_mecanica/m_motores.htm

Al ralentí la mariposa está prácticamente cerrada pasa muy poco aire por el ducto del difusor y la presión de este y en el cuerpo del carburador viene a ser la misma. El combustible no se ve forzado a salir por los orificios de descarga, y la mezcla tiende a volverse demasiado pobre.

Encendido. En cierto modo, un magneto forma dos circuitos sencillos, un circuito primario y un secundario. Ambos tienen espiras que rodean el mismo núcleo de hierro actuando las masas polares del volante o rotor sobre ambos circuitos. Cambiando el magnetismo en o alrededor de las bobinas del circuito se induce corriente en cada uno de ellos. El circuito primario tiene relativamente pocas espiras de cable grueso e incluye un juego de platinos y un condensador. El circuito secundario tiene una bobina con muchas espiras de cable delgado, enrolla alrededor del bobinado primario, e incluye una bujía. Hay 60 espiras en el secundario por cada espira del primario. En el volante o rotor va montada una masa polar permanente. A medida que va girando el volante, se aproxima la masa polar a la bobina y el núcleo. El nuevo sistema de encendido magnético Briggs & Stratton se diferencia de los magnéticos corrientes en que el voltaje se produce a la medida de las necesidades del motor. **(Ver figura 28)**. El imán que se utiliza en este nuevo sistema es cerámico desarrollando una gran fuerza magnética en

una distancia muy pequeña. La longitud de este imán es de 3/8 “ (9.5 mm) contra 7/8” (22.2mm) que tiene la magneto Alnico.

Figura 29. Encendido



Fuente: http://www.mastercars.com.co/c_mecanica/m_motores.htm

CAPÍTULO IV

3. DISEÑO DE LA MÁQUINA

Después de haber analizado todas las alternativas de diseño anteriormente especificadas, procedemos al diseño final de la máquina, para esto se toma en cuenta todos los parámetros y teoremas existentes sobre el diseño de elementos de máquinas.

Por lo tanto a continuación analizaremos los esfuerzos presentes en las diferentes partes de la máquina.

4.1 Diseño del disco cortador

4.1.1 *Capacidad de lamáquina.* El parámetro fundamental que se requiere para iniciar el diseño de la máquina es la capacidad que tendrá la misma. En nuestros casos se busca satisfacer una necesidad específica, para lo cual contamos con los siguientes datos:

- Número de hectáreas de sembrío de quinua total en Chimborazo: 556 Ha
- Número de hectáreas de sembrío de quinua para nuestra producción: 291 Ha
- Capacidad de producción por hectárea: 2500 kg/Ha

$$2500 \frac{kg}{Ha} * 291 \frac{Ha}{año} = 727709 \frac{kg}{año}$$

Según pruebas realizadas a la quinua (**Anexo A1**), pesándola antes y después de extraerle el grano; tenemos que el porcentaje de grano de quinua es 42%.

$$727709 \frac{kg}{año} * 0.42 = 312915 \frac{kg}{año}$$

Asumiendo que se hará trabajar a la máquina 120 días al año, 8 horas diarias.

$$\frac{312915 \frac{kg}{año}}{920 \frac{h}{año}} = 340.125 \frac{kg}{h}$$

$$340.125 \frac{kg}{h} * 8 \frac{h}{día} = 2721 \frac{kg}{día}$$

Por lo tanto la máquina producirá aproximadamente 60 quintales diarios de quinua.

4.1.2 Determinación de la resistencia al corte del tallo de quinua. Para hallar el valor de resistencia al corte del tallo de quinua, realizamos ensayos de corte en el péndulo de Charpy. Así se trató de simular las condiciones en las que se realizará el corte en la máquina picadora, para tener valores confiables de la resistencia del tallo de quinua.

El resultado obtenido del ensayo de resistencia al corte es 12.73 kgf/cm^2 (**Anexo A 2**). Aunque se ha obtenido un valor experimental, no se pudo llegar a un valor preciso de resistencia, debido a que no existe mayor información de las propiedades físicas del tallo de quinua. Por ello partimos del valor obtenido en el ensayo.

4.1.3 Velocidad y potencia de corte.

Velocidad de ingreso de la quinua. Para hallar esta velocidad partimos de la cantidad de quinua que se debe picar, es decir, la capacidad de la máquina.

El volumen de quinua a picarse a diario corresponde a:

$$V = \frac{C}{\delta} \quad (1)$$

Donde;

V = Volumen de bagazo

C = Peso del bagazo en función del tiempo (Capacidad)

δ = Densidad del tallo de quinua (**Anexo A 3**)

Al reemplazar los valores obtenidos en la ecuación (1) tenemos:

$$V = \frac{340.125 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 1000 \frac{\text{gr}}{\text{kg}}}{0.4925 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}} = 690609 \frac{\text{cm}^3}{\text{h}} = 0.69 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Teniendo en cuenta que el volumen del grano de quinua corresponde al 42% del volumen

totalde la misma(**Anexo A1**):

Medidas promedio de una rama de quinua:

Diámetro en la base :d = 1.8cm

Altura :h = 100 cm

$$V_c = \frac{3}{4}Ah \quad (2)$$

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (2) tenemos:

$$V_c = \frac{3}{4}(\pi * 0.009^2) * 1m^3 = 0.000191m^3$$

$$V_b = 0.000191m^3 * 0.42 = 0.00008m^3 * rama$$

V_b = Volumen de quinua

El operario ingresará aproximadamente 20 ramas de quinua a la vez, por lo que el número de ramas se reduce. El número de ramas que corresponde a la cantidad de quinua a picarse por cada hora es:

$$Quinua = \frac{V}{v_b} \quad (3)$$

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (3) tenemos:

$$Quinua = \frac{0.69 \frac{m^3}{h}}{0.00008m^3 * rama} * \frac{1}{10} = 860 \frac{ramas}{h}$$

La alimentación de la planta de quinua hacia el rotor picadores manual, para lo cuales suficiente con un solo operario, el cual debe asegurarse un ingreso constante del bagazo para que se cumpla con la cantidad de planta de quinua picada propuesto.

Para determinar la velocidad de ingreso de las cañas tomamos en cuenta la longitud promedio de la planta de quinua.

$$v_i = \left(\frac{N^\circ \text{ ramas}}{h} \right) * L \quad (4)$$

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (4) tenemos:

$$v_i = \left(860 \frac{\text{ramas}}{h} \right) * 1m = 860 \frac{m}{h}$$

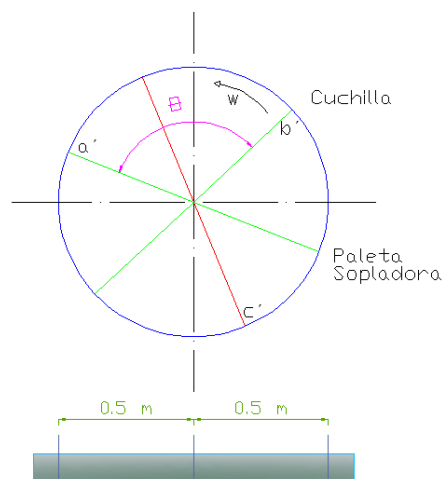
$$v_i \approx 23.92 \frac{cm}{s}$$

4.1.4 Relación entre el número de revoluciones vs. el número de cuchillas. Las cuchillas estarán dispuestas en el volante de tal manera que corten un centímetro a la vez por cada cuchilla.

Debido a que nuestro volante es rotor soplador hemos decidido colocar 3 cuchillas y 3 paletas sopladoras. Es decir, que cada cuchilla estará a 120° (2.0944 rad).

Entonces picaremos el bagazo en tramos de 0.5 cm.

Figura 30. Número de revoluciones vs. número de cuchillas



El volante debe recorrer el tramo 'a' en el mismo tiempo que el bagazo de caña recorre el tramo 'a', para ello tomamos en cuenta que los tiempos son iguales, tenemos las siguientes ecuaciones:

$$t_{a'b'} = \frac{\theta}{\omega} \quad (5)$$

$$t_{ab} = \frac{e}{v_i} \quad (6)$$

Al igualar las ecuaciones (5) y (6) tenemos

$$t_{a'b'} = t_{ab}$$

$$\frac{\theta}{\omega} = \frac{e}{v_i} \quad (7)$$

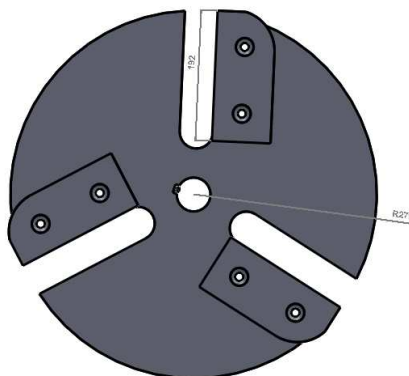
Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (7) tenemos:

$$\frac{2.094}{\omega} = \frac{0.5}{23.92}$$

$$\omega = 100 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 956.267 \text{RPM}$$

Diámetro del volante. El ancho que forma la rama de quinua es de un disco que es de 5cm, se ingresará 10 a la vez. Adicionando 2cm de holgura, a los extremos de las cuchillas, tenemos una longitud de la cuchilla de 19,2cm. Adicionando a este el valor del radio de la campana con una holgura adicional, tenemos un diámetro total del volante de 55cm.

Figura 31. Diámetro del volante



Torque de corte requerido. De las pruebas realizadas en el laboratorio (**Anexo A2**) obtuvimos un valor de resistencia al corte de 12.73 kg/cm². Teniendo en cuenta que ingresará 10 ramas de quinua a la y el área promedio de bagazo por cada caña es 19.64cm² en consecuencia:

$$R = \frac{F}{A} \quad (8)$$

$$F = R * A$$

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (8) tenemos:

$$F = 1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * 19.64 \text{cm}^2$$

$$F = 19.64kg$$

El radio medio del volante es de 17.9 cm, tomado desde el centro del eje hasta la mitad de la longitud de la cuchilla.

$$T = F * r \quad (9)$$

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (9) tenemos:

$$T = 19.64kg * 0.179m$$

$$T = 3.52kgf - m$$

Potencia de corte. Calculamos la potencia de corte en función del torque requerido y la velocidad angular del volante.

$$Pc = T * N \quad (10)$$

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (10) tenemos:

$$Pc = \frac{3.52kgf - m * 956.267RPM}{726.24 \frac{kgf-m * RPM}{Hp}}$$

$$Pc = 4.63Hp$$

Entonces es el valor de la potencia mecánica necesaria en el eje del rotor para realizar el corte.

4.1.5 Rotor. Tendremos 3 cuchillas dispuestas en forma radial, las cuales deben cortar las ramas de quinua en tramos de 0.5 cm.

Las paletas están fijadas al volante mediante soldadura, pues no hay necesidad de que las mismas sean removibles. Mientras que las cuchillas estarán unidas al volante por medio de pernos, para facilitar el mantenimiento, pues se prevé la necesidad de afilar o cambiar las cuchillas en el futuro.

Una vez establecido el número de cuchillas y paletas sopladoras, debemos hallar las dimensiones adecuadas del volante, las cuales establecemos en función de la Energía Cinética y la Inercia del mismo.

Se debetener en cuenta que la densidad del material afecta tanto a la energía cinética como a la tensión del material, porque ambas son función de la masa y del cuadrado de la velocidad. Por lo tanto, un material de alta densidad no es necesariamente mejor para un volante, su energía cinética máxima depende tanto de la masa como de la resistencia

Se usará la ecuación que rigel los parámetros variables sobre volantes:

$$I = \frac{\Delta E}{C_S * W^2} \quad (11)$$

Siendo:

I = Momento de inercia del volante

$\Delta E = E_2 - E_1$ = Variación de energía cinética

C_S = Coeficiente de fluctuación de velocidades

W = Variación de energía

El coeficiente de fluctuación de velocidades depende del tipo de máquina, el valor adecuado depende de la decisión del ingeniero basado en la experiencia. Se toma un valor de $C_S = 0,08$ (**Anexo B1**).

El volante es un elemento giratorio que actúa como depósito de energía cinética, que está dada por la fórmula:

$$\Delta E = \frac{1}{2} * I * W^2 \quad (12)$$

Al despejar la variación de energía en la ecuación (11) tenemos:

$$\Delta E = I * C_S * W^2 \quad (13)$$

El material del que está hecho en volantes es AISI 1045 y el diámetro del volante se estableció en 55 cm. Estos son los únicos datos que se conocen para el diseño del volante, por lo cual se usa un método iterativo imponiéndose distintos espesores para el cálculo de la masa en la ecuación (13):

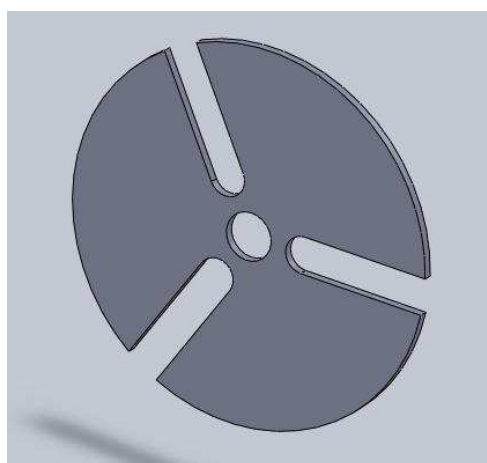
Tabla 9. Variación de la energía cinética

Espesor	Volumen	Masa	Inercia	ΔE
e	V	m	I	
(m)	m ³	(kg)	(kg*m ²)	(kgf*m)
0,004	0,00094	7,40	0,28	247,36
0,006	0,00141	11,09	0,42	371,04
0,008	0,00188	14,79	0,56	494,72
0,01	0,00236	18,49	0,71	618,41
0,012	0,00283	22,19	0,85	742,09
0,014	0,00330	25,89	0,99	865,77
0,016	0,00377	29,59	1,13	989,45

Seto mael valor de 16 mm de la tabla 9, en referencia a que se requiere 3.52 kgf-m de torque para realizar el corte de la rama de la quinua. El valor de torque con el que va a trabajar la máquina debe superar el valor requerido para el corte, además durante el arranque se requiere de una potencia mayor, por ello definimos el espesor del volante inercial en 1/2", pues en el mercado se encuentra el laminado de acero de esta dimensión.

El volante debe tener aberturas que permitan pasar las ramas de quinua para que el mismo sea picado.

Figura 32. Base del volante de inercia



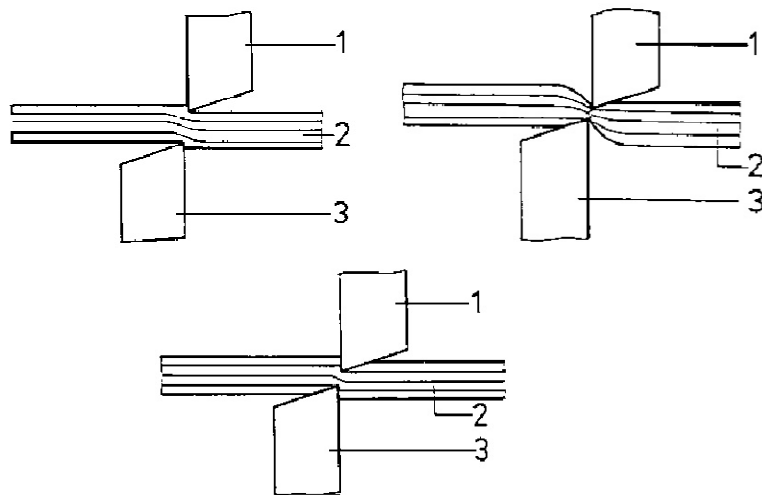
Cuchillas. Las cuchillas tendrán una forma que permita fijarlas al volante por medio de tornillos y una inclinación que asegure el corte de la rama de quinua en las dimensiones establecidas.

Para el diseño del filo de las cuchillas nos basamos en el funcionamiento del cizallado, el cual

se evidencia en el esquema de la Figura 33. Donde los elementos son los siguientes:

- 1) Cuchilla
- 2) Rama de quinua
- 3) Contracuchilla

Figura 33. Tipo de cizallamiento de cuchillas



El ángulo de corte de la cuchilla es de 21° . El cual permite que se realice el cizallado entre la cuchilla y la contracuchilla.

Se ha dispuesto que se fijan mediante tornillos para que las cuchillas puedan ser cambiadas cuando se requiera y afiladas de igual manera, de modo que se facilite el mantenimiento de la máquina.

Espesor. Para determinar el espesor de las cuchillas tomamos en cuenta la fuerza de corte requerida para la rama de quinua que es igual a 19,64 kgf calculada con la ecuación (4.8).

Las dimensiones de largo y ancho de las cuchillas quedaron establecidos de la siguiente manera:

Utilizando la teoría del esfuerzo cortante máximo, se tiene:

(14)

Al reemplazar los valores obtenidos en la ecuación (14) tenemos:

$$S_{Sy} = 0.557 * \left(1.79 \times 10^8 \frac{N}{m^2}\right)$$

$$S_{Sy} = 9.49 \times 10^7 \frac{N}{m^2}$$

Con un factor de seguridad de 8, el esfuerzo cortante máximo será:

$$\tau_{max} = \frac{S_{Sy}}{n} \quad (15)$$

Al reemplazar los valores obtenidos en la ecuación (15) tenemos:

$$\tau_{max} = \frac{9.49 \times 10^7 \frac{N}{m^2}}{8}$$

$$\tau_{max} = 1.25 \times 10^7 \frac{N}{m^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{Fc}{A} = \frac{Fc}{h * e} \quad (16)$$

Al reemplazar los valores obtenidos en la ecuación (16) tenemos:

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

$$e = \frac{2307N}{1.25 \times 10^7 \frac{N}{m^2} * 0.088m}$$

$$e = 2.1mm$$

4.2 Diseño del sistema trillador

Capacidad 60 qq diarios

$$340 \frac{kg}{h} = 5666.667 \frac{g}{min}$$

$$w = 1000 rpm$$

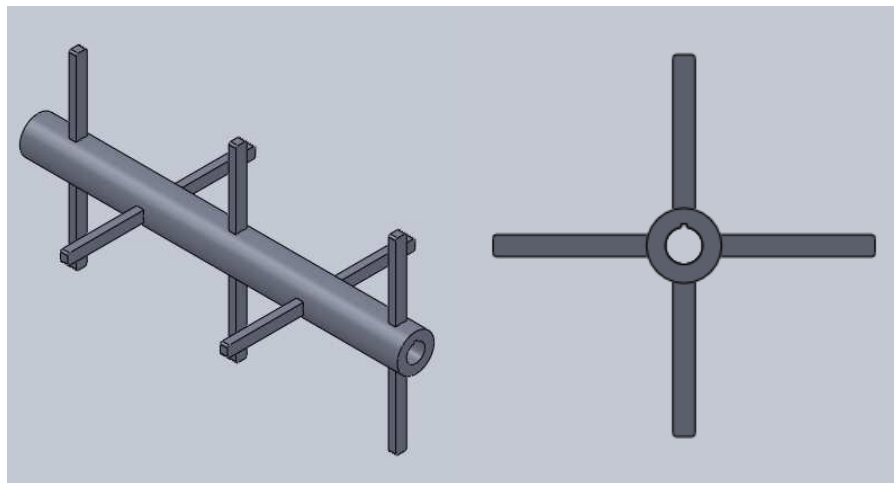
$$\frac{5666,667 \frac{g * min}{rev * min}}{10000} = 5.67 \frac{g}{rev}$$

Por lo tanto necesitamos 5.67 gramos que deben salir por cada revolución

La consideración que se toma es que habrá 5 grupos de barras trilladoras soldadas en un cilindro porta barras, cada grupo constan de dos barras trilladoras separadas 180° y a la vez cada grupo estarán separadas uniformemente e intercalados 90° de forma alternativa.

Las respectivas ubicaciones que se tendrán en el cilindro se muestran en la Figura 34:

Figura 34. Ubicaciones de las barras trilladoras

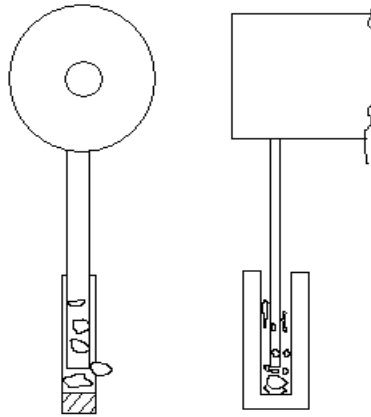


Por lo tanto el número de barras es 10 en el cilindro porta barras.

El diseño de las barras es fundamental en la trilladora, ya que este elemento es el que produce la separación del grano de quinua de la panoja picada, esto se da mediante el choque entre el grano y la barra trilladora.

Representación gráfica del impacto o choque entre la barra y la panoja de quinua.

Figura 35. Impacto de la panoja de quinua contra la barra trilladora



El espesor de la barra debe ser igual o mayor que el espesor del tallo de la Quinua.

Realizando mediciones de 20 muestras tomadas de los tallos de la Quinua, se obtuvo que el grosor promedio del tronco o tallo de la Quinua es de 12 mm.

Mediante en sayos realizados con una placa de acero con peso aproximado de 0.60 kg. Y una altura de 1000 mm. Se logró desprender la semilla de quinua de su tallo con lo cual podemos determinar la Energía Potencial necesaria para la trilla.

4.2.1 Cálculo de la energía potencial para desprender el grano. Con estos datos calculamos la Energía Potencial con la siguiente ecuación (17):

Energía Potencial.

$$E_{Separación} = m_p * g * h \tag{17}$$

Donde m_p es la masa aproximada de la placa,

h es la altura desde donde se va a dejar caer la placa de acero.

g es la gravedad local.

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (17) tenemos:

$$E_{Separación} = 0.60 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 1 \text{ m}$$

$$E_{Separación} = 5.886 \text{ N.m}$$

Este experimento donde se obtiene la Energía Potencial necesaria para la separación del grano de quinua de del resto de la planta fue realizado en el instante en que la cosecha se realiza es decir con un porcentaje de humedad aproximada de 15 % (**Anexo A4**).

4.2.2 Cálculo de velocidades tangenciales de las barras trilladoras. Al momento de dejar caer un objeto (metálico en este caso), se produce una energía Potencial E_p por lo que la ecuación (17) antes descrita, se traduce en la práctica, como la energía necesaria que las barras trilladoras deben tener cuando estén girando y a la vez golpeando la panoja de quinua.

La siguiente ecuación (18) para calcular la energía cinética se traduce como la energía del grano al momento del impacto contra la barra trilladora.

Energía Cinética.

$$E_C = \frac{1}{2} m_q * V_t^2 \quad (18)$$

Donde:

E_C es la energía cinética

m_q es la masa de la quinua

$$m_q = 0.0158 \text{ kg}$$

V_t velocidad tangencial de la barra trilladora.

Igualando la Ecuación (17) y la Ecuación (18) tenemos:

$$m_p * g * h = \frac{1}{2} m_q * V_t^2 \quad (19)$$

Despejando la velocidad tangencial de la ecuación (19) nos queda la siguiente expresión:

$$V_t = \sqrt{\frac{2 * m_p * g * h}{m_q}} \quad (20)$$

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (20) tenemos:

$$V_t = \sqrt{\frac{2 * 0.60 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 1\text{m}}{15.8 \times 10^{-3} \text{ kg}}}$$

$$V_t = 27.33 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Esta velocidad tangencial que ahora llamaremos V_V velocidad tangencial de la barra (al vacío o sin carga).

Al momento que las barras chocan con la quinua existe disminución de la velocidad del mismo por lo existe una velocidad con carga llamada V_C .

Para el cálculo de la velocidad con carga V_C consideramos las barras, cilindro porta barras, eje y demás componentes como un solo cuerpo que gira y se lo conoce como volante. En proyectos donde se utilizan volantes se considera una velocidad de fluctuación definida en la ecuación (21).

Coefficiente de fluctuación.

$$C_s = \frac{V_V - V_C}{V} \quad (21)$$

Donde:

V es la velocidad tangencial del volante tomada como la velocidad tangencial media.

Ahora si definimos V como se muestra en la ecuación (22) se tiene:

Velocidad tangencial media.

$$V = \frac{V_V - V_C}{2} \quad (22)$$

Reemplazando la Ecuación (22) en la Ecuación (21) y despejamos V_C Obtenemos la velocidad tangencial con carga final.

$$V_C = (-V_V) * \frac{C_s - 2}{C_s + 2} \quad (23)$$

El valor de C_s , para equipos molineros es de 0.02 debido a que el sistema de trilla actúa de manera similar a los molinos harineros (**Anexo B2**).

Remplazando el coeficiente de fluctuación la relación queda de la siguiente manera:

$$V_c = -27.33 \frac{m}{s} * \frac{0.02 - 2}{0.02 + 2}$$

$$V_c = 26,52 \frac{m}{s}$$

Como $V_c < V_v$ existe una cedencia de Potencia por parte del volante al grano, entonces el sistema cede energía.

Con este dato obtenido calculamos la velocidad angular con carga mediante la ecuación (24), que es la siguiente:

Velocidad angular final.

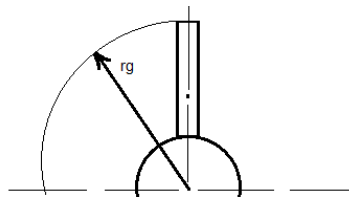
$$W_c = \frac{V_c}{r_g} \quad (24)$$

De esta ecuación se deduce el radio de giro r_g que es necesario para obtener la velocidad angular de la barra trilladora.

Cálculo del radio de giro.

Para obtener el radio de giro (r_g) que se muestra en la Figura 36 se necesita despejar de la ecuación (25).

Figura 36. Radio de giro de la barra trilladora



La velocidad angular se obtiene a partir de la ecuación (25) que es dado por la siguiente expresión:

Velocidad angular.

$$W = \frac{V * 60}{r_g * 2\pi} \quad (25)$$

Despejando el radio de giro r_g de la ecuación (25) obtenemos la ecuación (26) que es la siguiente:

Radio de giro.

$$r_g = \frac{V_c * 60}{W * 2\pi} \quad (26)$$

Donde W es la velocidad angular del motor obtenida anteriormente

V_c es la velocidad con carga.

$$r_g = \frac{26.52 \frac{m}{s} * 60}{1000 \frac{rad}{s} * 2\pi}$$

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (26) tenemos:

$$r_g = 0.253 \text{ m}$$

Para facilidad de manejo se escogerá un valor de r_g de 0.26 m y se lo usara para calcular la velocidad angular final.

Remplazando en la ecuación (24) se tiene:

$$W_c = \frac{26.52 \frac{m}{s}}{0.26 \text{ m}}$$

$$W_c = 102 \frac{rad}{s}$$

La velocidad angular del motor W determinada anteriormente la cual es igual a la velocidad angular al vacío W_v .

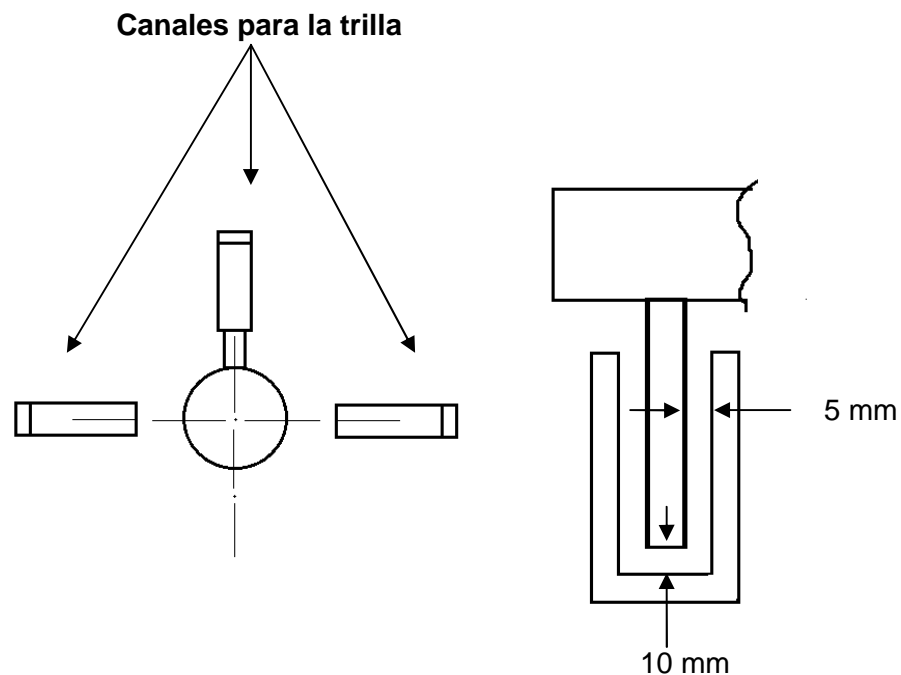
$$W_v = 1000 \text{ rpm}$$

$$W_v = 104.72 \frac{rad}{s}$$

Con el valor obtenido del radio de giro se puede tener una idea aproximada de cuál debe ser la medida de la barra trilladora. Además se podrá aproximar la medida del diámetro que deberá tener el cilindro porta barras así como también la medida que deberá tener la

carcasa que debe estar cerca de la barras como se dijo en un capítulo anterior en la carcasa irán soldados tres canales de acero colocados en la forma que se muestra en la Figura 37 debido a que se debe trillar con mayor rapidez posible. La separación que existe entre la barra trilladora con el canal es de aproximadamente 10 mm entre la punta de la barra y la base interna del canal, mientras que habrá una separación de 5 mm a cada lado de la barra trilladora con respecto a las paredes del canal. Con estas separaciones evitamos que existan destrozos del grano debido a la fricción que se pueda producir.

Figura 37. Representación de las ubicaciones de los canales de trilla y sus espaciamientos.



Obtenidas las velocidades angulares, se puede obtener la relación angular del sistema, por medio de la ecuación (27).

Movimiento angular desacelerado.

Decimos que es un movimiento desacelerado debido a que V_c es menor que V_v por lo que el sistema sede energía.

$$W_v^2 = W_c^2 + 2 * \alpha * \theta \tag{27}$$

Donde α es la aceleración angular

Y θ es el recorrido por las barras.

Despejando la aceleración angular nos queda la ecuación (28):

Aceleración angular.

$$\alpha = \frac{W_V^2 - W_C^2}{2 * \theta} \quad (28)$$

El desplazamiento angular que recorre la barra trilladora (como existen 2 barras por grupo) es de 180° por lo cual

$$\theta = 180 \approx 3,1416 \text{ rad}$$

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (28) tenemos:

$$\alpha = \frac{(104.72 \frac{\text{rad}}{\text{s}})^2 - (102 \frac{\text{rad}}{\text{s}})^2}{2 * (3,1416 \text{ rad})}$$

$$\alpha = 89,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Con el valor obtenido de la aceleración angular se puede calcular la fuerza de la barra para desprender el grano de la panoja; la cual es llamado fuerza de corte (F_c) la aplicación de la fuerza de corte se puede considerar en el extremo superior de la barra. Existe contacto en los costados de la barra debido al canal de trilla pero en el extremo superior existe mayor contacto con la panoja.

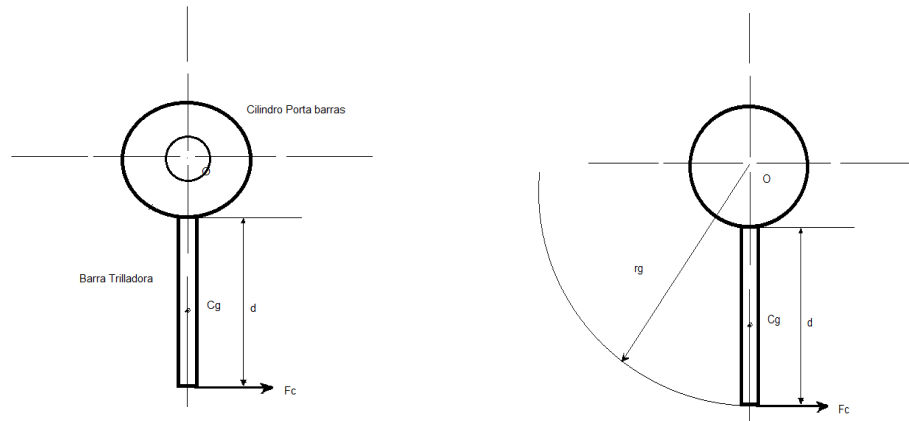
La fuerza de corte F_c produce un momento que es dada por la ecuación (29) siguiente.

Momento producido.

$$M = F_C * d \quad (29)$$

Donde d es el largo de la barra trilladora

Figura 38. Distancia y posición de la fuerza



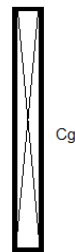
El Momento de inercia de la barra trilladora es dado por la ecuación (30).

Momento de inercia.

$$I_o = \frac{1}{12} m_b * d^2 \tag{30}$$

Donde m_b es la masa de la barra trilladora

Figura 39. Momento de inercia de la barra trilladora



Ahora el momento que produce la fuerza de corte F_c con respecto al centro de giro de la barra trilladora viene dado por la ecuación (31).

Momento producido por la fuerza de corte.

$$M = I_o * \alpha \tag{31}$$

Remplazando la ecuación (29) y en la ecuación (31) y despejando la Fuerza de corte F_c obtenemos la ecuación (32).

Fuerza De Corte

$$F_c = \frac{I_o * \alpha}{d} \quad (32)$$

Remplazando la ecuación (30) en la ecuación (32) y despejando la masa se obtiene la ecuación (33) que es la siguiente:

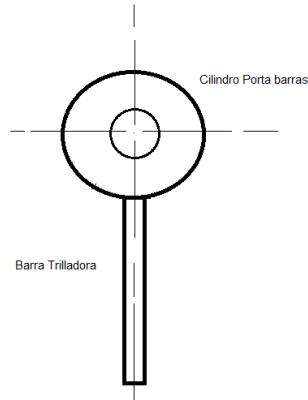
Masa de las barras trilladoras.

$$m_b = \frac{F_c * 12}{d * \alpha} \quad (33)$$

En la ecuación (33) existe la incógnita **d**, para obtener este valor se debe tomar en cuenta las siguientes condiciones:

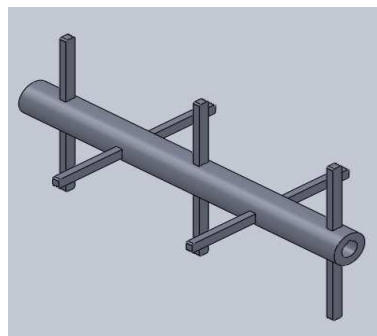
- La longitud de la barra deberá cumplir condiciones geométricas para su correcto funcionamiento, es decir deberá guardar relación geométrica con respecto al cilindro que lo portara como se indica en la Figura 40.

Figura 40. Condiciones geométricas de la barra trilladora



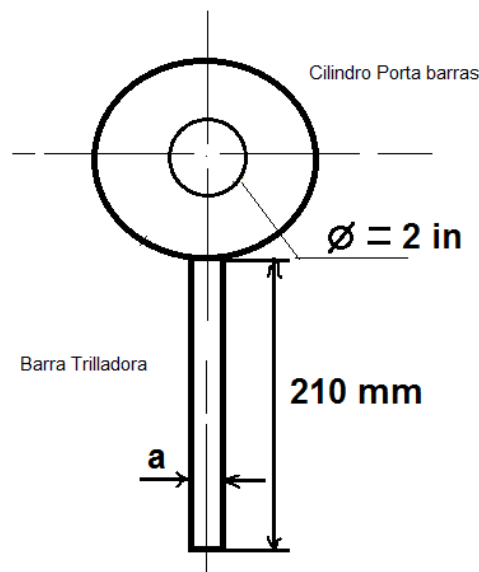
- La posición de las dos barras por grupo se muestran en la Figura 41.

Figura 41. Posición de las barras trilladoras en el cilindro



- La longitud L deberá estar acorde con la medida del Radio de Giro r_g obtenido anteriormente.
- La barra trilladora ira soldado al cilindro de tal manera que no exista descentrado de la barra trilladora con respecto a los canales de trilla. Como el eje que pasara por medio del cilindro porta barras tiene un diámetro de 2 in se propone una longitud de 210 mm para las barras como se muestra en la Figura 42.

Figura 42: Disposición de la barra y del eje central



Una vez determinada la distancia d y obtenida la fuerza de corte realizado experimentalmente (**Anexos A2**) reemplazamos en la ecuación (33) y tenemos como resultado lo siguiente:

$$F_{C o de desprendimiento} \cong 0.94 N$$

Este dato es debido a que toda la planta de quinua se lo pica antes de que pase al sistema de trilla.

Por lo tanto:

$$m_b = \frac{0.94 N * 12}{0.21 m * 89.5 \frac{rad}{s^2}}$$

$$m_b \approx 0.6 kg \approx 600 Kg$$

Con este dato obtenido se puede calcular el ancho de la barra trilladora con la ecuación (34).

Peso de la barra.

$$P_b = V * P_e \quad (34)$$

y el volumen es:

$$V = a * e * d \quad (35)$$

Donde:

V es el volumen de la barra

Pe es el peso específico del acero que es igual a $7850 \frac{kg}{m^3}$

d es el largo de la barra trilladora y es igual a 0.21 m.

e es el espesor de barra trilladora tomando en cuenta que el espesor promedio de la panoja de Quinua es de 12 mm.

a es el ancho de la barra trilladora.

Reemplazando la ecuación (35) en la ecuación (34) y despejando el ancho de la barra se obtiene la siguiente ecuación (36).

$$a = \frac{P_b}{P_e * e * d} \quad (36)$$

Al reemplazar los valores obtenidos en la ecuación (36) tenemos:

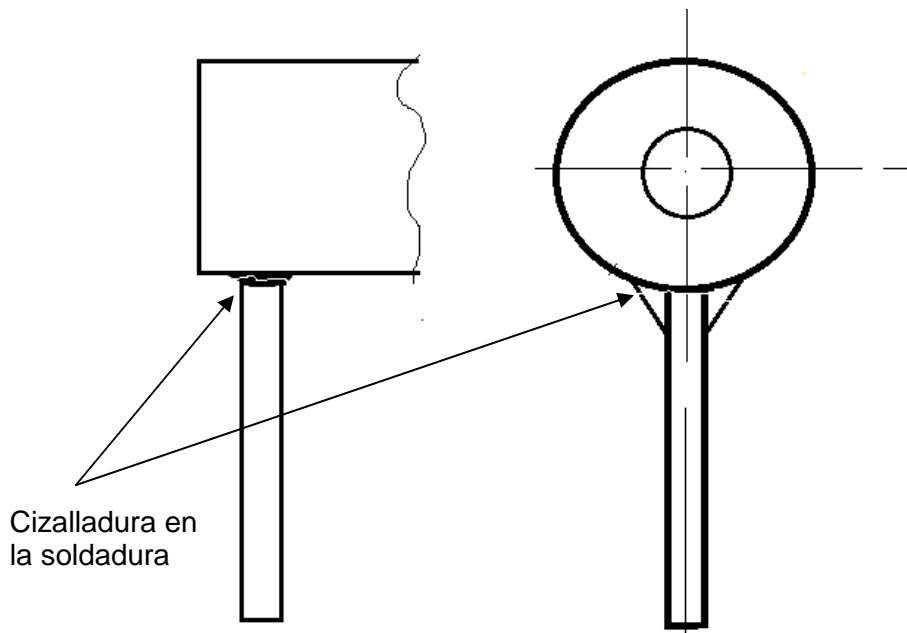
$$a = \frac{0.60 \text{ kg}}{7850 \frac{kg}{m^3} * 0.012m * 0.21m}$$

$$a = 0.0303m$$

Por lo tanto el ancho tomado será de 30 mm.

4.2.3 Falla por cizalladura. Debido a que existe una fuerza centrífuga se produce una fuerza de tracción sobre el área soldada de la barra, con lo cual también se puede dar también un desgarramiento en la base de la barra trilladora es decir en la unión por soldadura como se muestra en la Figura 43.

Figura 43: Muestra la cizalladura que se produce por la fuerza centrífuga existente



El área de desgarre se calcula a continuación:

Área de desgarre.

$$A_{soldadura} = A_{Total} - A_{Barra} \quad (37)$$

$$A_{Total} = 35mm * 17mm = 595 mm^2$$

$$A_{Barra} = 30mm * 12 mm = 360 mm^2$$

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (37) tenemos:

$$A_{soldadura} = (713 - 240)mm^2 = 235mm^2$$

$$A_{soldadura} = A_{desgarre} = 2.35 \times 10^{-4} m^2$$

El esfuerzo cortante se calcula mediante la ecuación (38).

Esfuerzo cortante.

$$\tau = \frac{F_{cf}}{A_{desgarre}} \quad (38)$$

Dónde:

F_{cf} Es la fuerza centrífuga.

La fuerza centrífuga se calcula mediante la ecuación (39) que es la siguiente:

Fuerza centrífuga.

$$F_{cf} = W^2 * m_b * r_g \quad (39)$$

Donde

W es la velocidad angular al vacío

m_b es la masa de la barra

r_g es el radio de giro

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (39) tenemos:

$$F_{cf} = (104.72 \text{ rad/s})^2 * (0.60 \text{ Kg}) * (0.26 \text{ m})$$

$$F_{cf} = 1711 \text{ N}$$

Remplazando los valores en la ecuación (38), obtenemos lo siguiente:

$$\tau = \frac{1711 \text{ N}}{2.35 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\tau = 7.28 \text{ MPa}$$

Ahora sacamos el factor de seguridad con la ecuación (40).

Factor de seguridad.

$$n = \frac{S_y}{2\tau} \quad (40)$$

Donde el valor de S_y para el acero AISI 1010 es de 26 KPsi aproximadamente 179 MPa (**Anexo C1**) por lo tanto el factor de seguridad queda de la siguiente manera:

$$n = \frac{179 \text{ MPa}}{2 * 7.28 \text{ MPa}}$$

$$n = 12.3$$

El valor del coeficiente de seguridad nos garantiza que no habrá falla por desgarramiento.

4.2.4 Falla por tracción. Debido a la misma fuerza centrífuga se produce el esfuerzo normal por lo cual calculamos con la ecuación (41).

Esfuerzo normal.

$$\sigma = \frac{F_{cf}}{A_t} \quad (41)$$

Dónde:

A_t es el área transversal de la barra, en este caso es la misma área de la soldadura.

$$A_t = 2.35 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (41) tenemos:

$$\sigma = \frac{1711 \text{ N}}{2.35 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

Y el coeficiente de seguridad esta dado por la ecuación (42):

Factor de seguridad.

$$n = \frac{S_y}{\tau} \quad (42)$$

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación (42) tenemos:

$$n = \frac{179 \text{ MPa}}{7.28 \text{ MPa}}$$

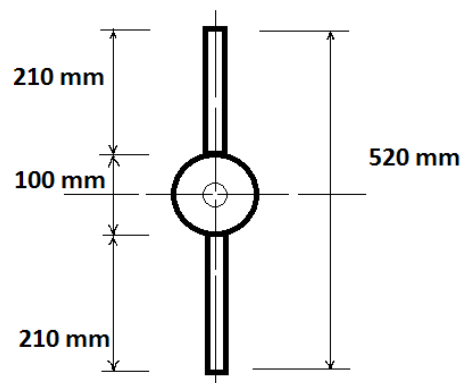
$$n = 24.59$$

El factor de seguridad es lo suficientemente alto y nos asegura que no habrá falla por tracción.

4.3 Diseño del cilindro trillador.

Con el diseño de las barras generalizada en la sección anterior alguna de las medidas para el disco se han obtenido como por ejemplo:

Figura 44. Dimensiones del cilindro porta barras

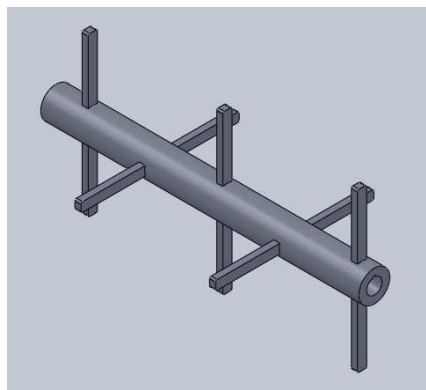


Al determinar el radio de giro que es de 260 mm y al calcular la longitud de la barra que es de 210 mm nos queda un diámetro del cilindro porta barras de 50 mm aproximadamente.

Ahora para el diseño se tomó en consideración la distribución de todas las barras en el cilindro de tal manera que al momento que ingresa la quinua en gran cantidad la trilla se realice completamente sin tener residuos de grano en la panoja.

La distribución realizada se indica a continuación en la Figura 45:

Figura 45. Distribución de las barras trilladoras en el cilindro



Las diez barras trilladoras están soldadas, dos por grupo de trilla, las distancias de cada grupo se lo muestra en la siguiente Figura 46:

Figura 46. a) Disposición de los grupos impares de las barras trilladoras a lo largo del cilindro, b) Disposición de los grupos pares de las barras trilladoras a lo largo del cilindro.

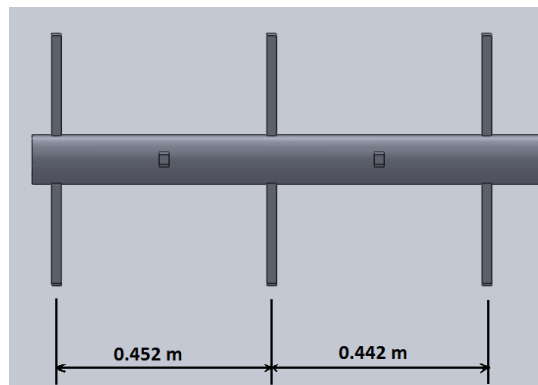


Figura a)

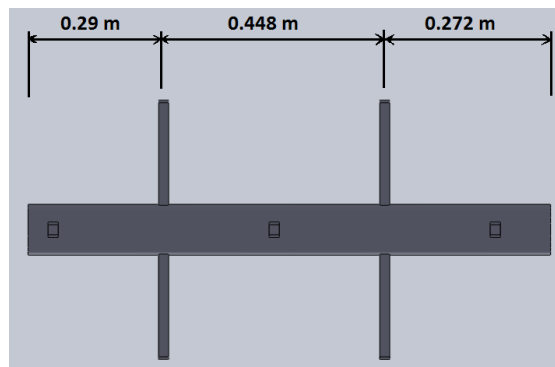
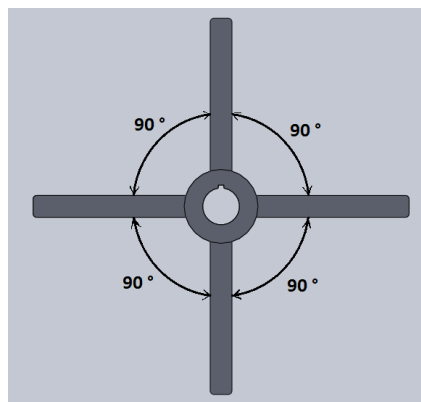


Figura b)

Figura 47. Vista frontal de la disposición de las barras trilladoras en el cilindro



Como las distancias y las ubicaciones de las barras trilladoras se tienen claramente determinadas se procede al diseño del cilindro trillador:

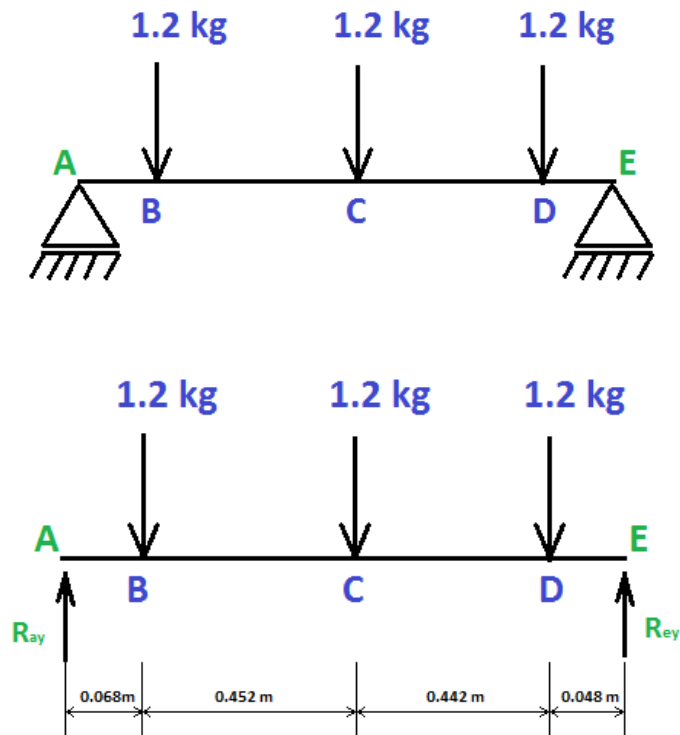
4.3.1 Diseño a fatiga.[13]

$$m_b = 0.60 \text{ kg}$$

Análisis en el Plano xy

Distribución de cargas en la barra

Figura 48. Distribución de cargas en el cilindro porta barras en el plano xy



$$\sum M_A = 0$$

$$-1.2kg * (0.068)m - 1.2kg * (0.068 + 0.452)m - 1.2kg * (0.068 + 0.452 + 0.442)m - R_{ey} * (1.01)m = 0$$

$$R_{ey} = \frac{1.86Kg * m}{1.01m}$$

$$R_{ey} = 1.841 \text{ kg}$$

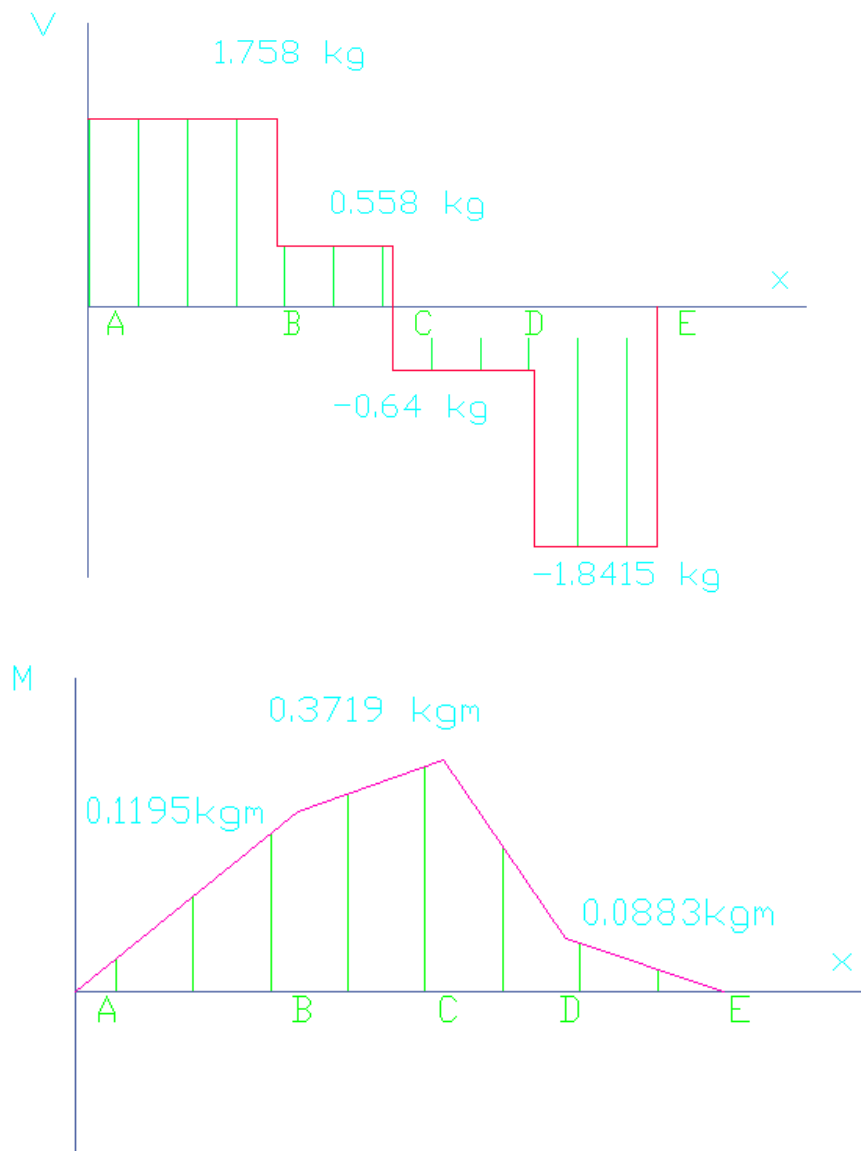
$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} - 1.2kg - 1.2kg - 1.2kg + R_{ey} = 0$$

$$R_{ay} - 1.2kg - 1.2kg - 1.2kg + 1.841 kg = 0$$

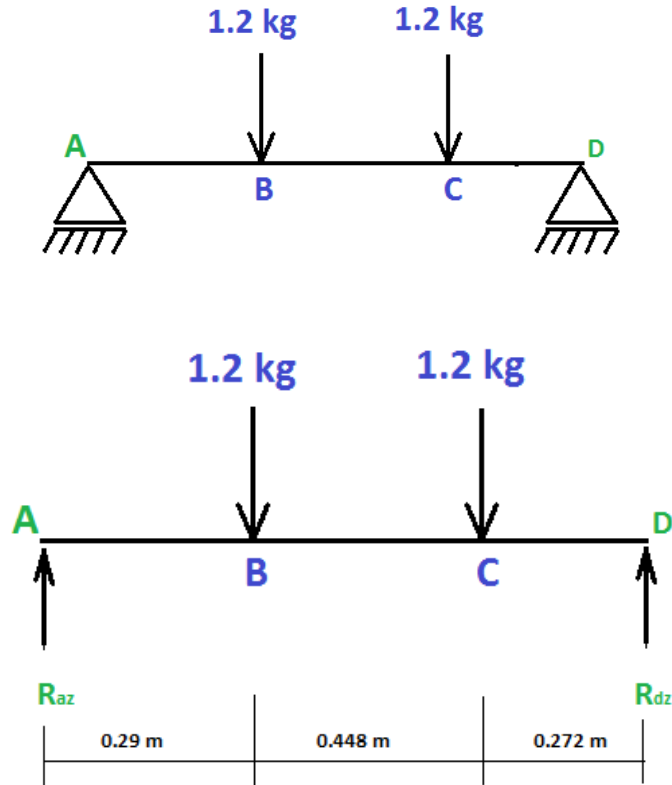
$$R_{ay} = 1.758 kg$$

Figura 49. Diagrama de cortante y momento flector



Análisis en el plano xz.

Figura 50. Distribución de cargas en el cilindro porta barras en el plano xz



$$\sum M_A = 0$$

$$-1.2kg * (0.29)m - 1.2kg * (0.29 + 0.448)m - R_{dz} * (1.01)m = 0$$

$$R_{dz} = \frac{1.2336Kg * m}{1.01m}$$

$$R_{dz} = 1.2214 kg$$

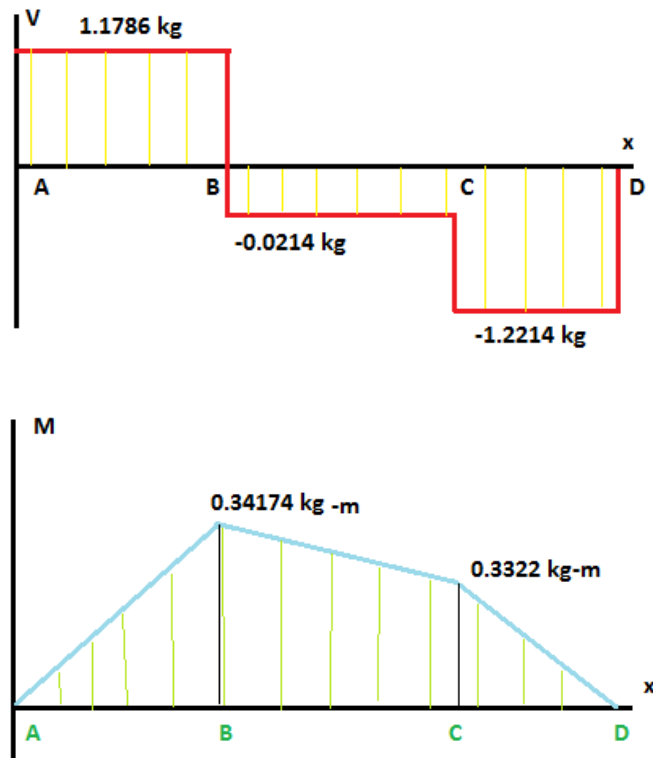
$$\sum F_z = 0$$

$$R_{az} - 1.2kg - 1.2kg + R_{dz} = 0$$

$$R_{az} - 1.2kg - 1.2kg - 1.2114 kg = 0$$

$$R_{az} = 1.1786 kg$$

Figura 51. Diagrama de cortante y momento flector en el plano xz



Para obtener el momento flector máximo tomamos los valores de los momentos en los puntos más críticos de los planos xy, xz.

$$M_{max} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \quad (43)$$

Al remplazarlas reacciones en la ecuación (43) tenemos:

Momento flector 1 en el punto 0.29 m

$$M1 = \sqrt{(0.34179 \text{ kg} - \text{m})^2 + (0.24353 \text{ kg} - \text{m})^2}$$

$$M1 = 0.4196 \text{ kg} - \text{m}$$

Momento flector 2 en el punto 0.52 m

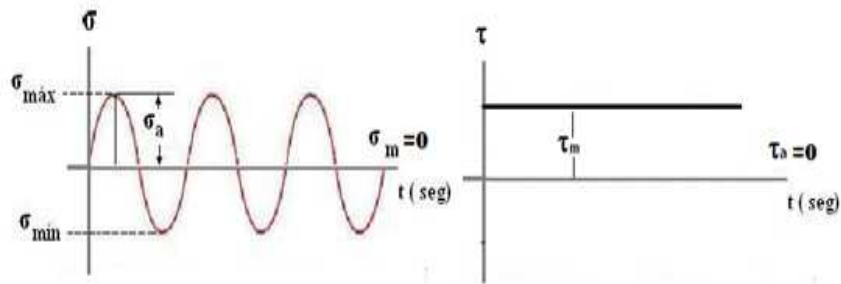
$$M2 = \sqrt{(0.37 \text{ kg} - \text{m})^2 + (0.33686 \text{ kg} - \text{m})^2}$$

$$M2 = 0.50178 \text{ kg} - \text{m}$$

Por lo tanto el punto más crítico para el análisis es en el punto 0.52 m

4.3.2 Análisis a flexión. [14]

Figura 52. Fluctuación de las cargas sobre el cilindro porta barras



$$M_{max} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \quad (43)$$

Remplazando datos en la ecuación (44) se tiene:

$$\sigma_a = \frac{32(0.50178 \text{ Kg} - m)}{\pi(0.1 - 0.088m)^3}$$

$$\sigma_a = 2957806,198 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_a = 28.99 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (44)$$

Remplazando datos en la ecuación (45) se tiene:

$$\tau_m = \frac{16(0.2041 \text{ Kg} - m)}{\pi(0.1 - 0.088m)^3}$$

$$\tau_m = 601546.74 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$\tau_m = 5.89 \text{ MPa}$$

4.3.3 Teoria de Von Misses Henky.

$$\tau_m = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (45)$$

$$\tau_{eqm} = \sqrt{(\tau_a)^2 - 3(\tau_m)^2} \quad (47)$$

$$\tau_{eqm} = \sqrt{3} \tau_m$$

Remplazando datos en la ecuación (47) se tiene:

$$\tau_{eqm} = \sqrt{3} (5.89 \text{ MPa})$$

$$\tau_{eqm} = 10.21 \text{ MPa}$$

4.3.4 Teoria de Goodman.

$$\frac{\sigma_{eqa}}{Se} + \frac{\tau_{eqm}}{Sut} = \frac{1}{n} \quad (48)$$

$$Se = ka * kb * kc * kd * ke * Se' \quad (49)$$

$$Se' = 0.5 Sut \quad (50)$$

Para un acero AISI 1040 HR se tiene un $S_y=42 \text{ KPsi} = 289.6 \text{ Mpa}$ y $S_{ut}= 524 \text{ MPa}$ (**Anexo C2**) por lo tanto reemplazando los datos en la ecuacion (50) tenemos:

$$Se' = 0.5 (524 \text{ MPa})$$

$$Se' = 262 \text{ MPa}$$

$$K_a = 0.49 \quad (\text{Anexo C3})$$

$$K_b = 0.869(0.1-0.088)^{-0.097} = 1.3346 \quad (\text{Anexo C4})$$

$$K_c = 0.897 \quad \text{para una confiabilidad del 90\%} \quad (\text{Anexo C5})$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

Reemplazando en la ecuacion (49) tenemos:

$$Se = (0.49) * (1.3346) * (0.897) * 1 * 1 * (262 \text{ MPa})$$

$$Se = 153.62 \text{ MPa}$$

Reemplazamos en la ecuación (48), tenemos el factor de seguridad para nuestro cilindro

$$\frac{5.89 \text{ MPa}}{153.62} + \frac{10.21 \text{ MPa}}{524 \text{ MPa}} = \frac{1}{n}$$

$$0.1887 + 0.134 = \frac{1}{n}$$

$$n = 3.1 \quad \text{ok.}$$

Por lo que se observa el coeficiente de seguridad para el cilindro y sus medidas nos asegura que no existira fallas.

4.4 Diseño del sistema de limpieza

En estos ventiladores el aire ingresa en dirección paralela al eje del rotor, por la boca de aspiración, y la descarga se realiza tangencialmente al rotor, es decir que el aire cambia de dirección noventa grados (90 °).

Este tipo de ventiladores desarrolla presiones mucho mayores que los ventiladores axiales, alcanzando presiones de hasta 1500 milímetros de columna de agua (mmcda) y son los empleados, mayormente, en los sistemas de ventilación localizada.

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

4.4.1 Selección de ventiladores. La selección de un ventilador consiste en elegir aquel que satisfaga los requisitos de caudal y presión con que debe circular el aire, para la temperatura de la operación y la altitud de la instalación y además se debe determinar su tamaño, el número de revoluciones a las que debe girar el rotor, la potencia que debe ser entregada a su eje, el rendimiento con el que funciona, la disposición de la transmisión, el ruido generado, etc.

- Su rendimiento está entre el 50 a 69 % como se determina.
- El ruido que produce esta en función del tamaño.
- Maneja volúmenes de aire a altas presiones.

- Son los más adecuados para conducir corrientes de aire con alto contenido de polvo e impurezas.
- Son económicos y fáciles de construir.
- Son de bajo consumo de energía.

Para elaborar y analizar el funcionamiento del ventilador, se debe tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- El ventilador debe adaptarse al espacio disponible.
- Debe estar colocado al final del sistema trillador.
- Debe tener fuerza y velocidad de corriente adecuada para limpiar polvos e impurezas.

Para determinar la velocidad que permita separar las impurezas de los granos de quinua, se hace uso de la siguiente ecuación aerodinámica.

$$F_a = \frac{c \cdot A_e \cdot \rho_a \cdot v_y^2}{2} \quad (51)$$

Donde:

F_a : Fuerza ascendente del aire (Kg)

c : Coeficiente adimensional de forma (**Anexo D1**).

A_e : Area de proyeccion de la partícula perpendicular a la V_y

V_y : Velocidad de ascenso del polvo o impureza.

ρ_a : Densidad del aire expuesto (**Anexo D2**).

La fuerza de la corriente de aire (F) se descompone en el plano X-Y, puesto que el boquete de salida para las impurezas está inclinado. En este caso la fuerza ascendente F_a es igual a la fuerza componente F_y .

Para que la impureza se eleve la fuerza ascendente debe cumplir con la siguiente condición:

$$F_a > w_i \quad (52)$$

Si el peso de la impureza W_i es mayor que la fuerza ascendente entonces el cuerpo cae y no sube.

Se considera que el ventilador limpiara impurezas de hasta el 10% del peso de la rama de quinua.

El peso promedio por rama de quinua solo en grano es de $w_m = 1.58 \times 10^{-2} \text{ Kg}$, para el peso de la impureza al 10% seria:

$$w_i = w_m \cdot \frac{10\%}{100\%} \quad (53)$$

Remplazando los valores en la ecuación (53) tenemos:

$$w_i = (1.58 \times 10^{-2}) \cdot \frac{10\%}{100\%}$$

$$w_i = 1.58 \times 10^{-3} \text{Kg}$$

Por la condición (52) la fuerza ascendente F_a debe ser mayor a $2.58 \times 10^{-3} \text{ Kg}$.

Para lo cual se asume un valor de $F_a = 2 \times 10^{-3} \text{ Kg}$ que aun sigue siendo el 14% del peso del grano. No se considera una fuerza mayor, debido a que la corriente puede arrastrar los granos y este no es el fin, si no limpiar impurezas.

La densidad del aire tiene el valor de $\rho_a = 1.2 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ a la temperatura ambiente de 20°C , considerado (**Anexo D2**).

El coeficiente dimensional “c”, depende de la forma de la partícula o en otras palabras de sus cualidades aerodinámicas. Aunque los cuerpos fueren de forma irregular, se asumen las formas más aproximadas a cuerpos regulares. Así por ejemplo existen coeficientes a dimensionales para partículas con formas de: disco, esféricas, o aerodinámicas.

Al trillar quinua suelen desprenderse del tallo unas impurezas que se denomina estopas de tallo, por tener la forma de disco; el coeficiente a dimensional de un disco tiene el valor de $c=1.2$ (**Anexo D1**).

Se realizó mediciones del diámetro de las estopas de tallo, obteniéndose un diámetro promedio de $D_{et} = 3mm = 0.003 m$.

$$A_e = \frac{\pi \cdot D_{et}^2}{4} \quad (54)$$

Al remplazar los valores en la ecuación (54) tenemos:

$$A_e = \frac{\pi \cdot (0.003)^2}{4}$$

$$A_e = 7.07 \times 10^{-6} m^2$$

Al remplazar los valores antes calculados en la ecuación (51), se determina la velocidad de ascenso V_y :

$$V_y = \sqrt{\frac{2 \cdot F_a}{c \cdot A_c \cdot \rho_a}} \quad (55)$$

Al remplazar los valores en la ecuación (55) tenemos:

$$V_y = \sqrt{\frac{2 \cdot (2 \times 10^{-3}) Kg \cdot m^3 \cdot m}{(1.2)(1.26 \times 10^{-5})(1.2) Kg \cdot m^2 \cdot s^2}}$$

$$V_y = 19.82 \frac{m}{s}$$

$$V_R = 19.82 \frac{m}{s}$$

Esta es la velocidad necesaria para levantar las impurezas en dirección “Y”.

Para determinar la velocidad inicial del chorro V_o justo a la salida del ventilador (**Anexo D3**).

De acuerdo al espacio disponible de la máquina, la altura y el ancho de la ventana de salida tienen las siguientes dimensiones:

$$a = 21 \text{ cm} = 0.21 \text{ m}$$

$$b = 16 \text{ cm} = 0.16 \text{ m}$$

Con estos valores se determina el diámetro equivalente d_{eq} , con la siguiente ecuación:

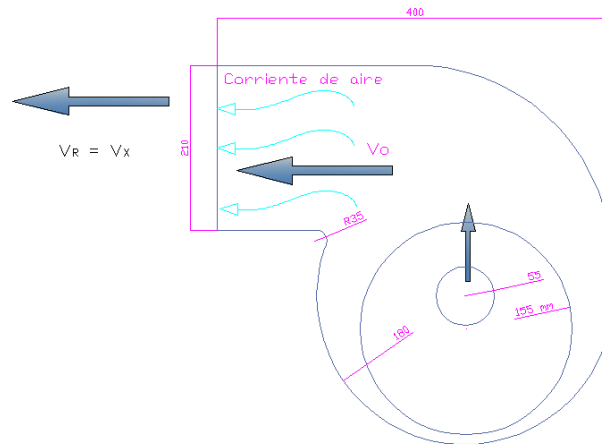
$$d_{eq} = \left(\frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi} \right)^{0.5} \quad (56)$$

Remplazando los valores en la ecuación (56) se tiene:

$$d_{eq} = \left(\frac{4(0.21)(0.16)}{\pi} \right)^{0.5} = 0.207 \text{ m}$$

En la siguiente figura se muestra el comportamiento del chorro de aire que sale del ventilador.

Figura 53. Flujo de aire para arrastrar impurezas



Aplicando la siguiente relación entre el diámetro equivalente y la distancia del recorrido de flujo x , se tiene:

$$\frac{x}{d_{eq}} = \varepsilon \quad (57)$$

Remplazando los valores en la ecuación (57) se tiene:

$$\varepsilon = \frac{24 \text{ cm}}{20.7 \text{ cm}}$$

$$\varepsilon = 1.16$$

Para este valor se tiene la siguiente relación de velocidades:

$$\frac{v_r}{v_0} = 0.86 \quad (58)$$

Remplazando valores en la ecuación (58) se tiene:

$$v_0 = \frac{v_r}{0.86}$$
$$v_0 = \frac{19.82m/s}{0.86} = 23.05 \frac{m}{s}$$

Determinamos el área de la ventana del ventilador por donde sale el flujo de aire, con a=0.21 m y b=0.16 m.

$$A_{vs} = a \cdot b \quad (59)$$

Remplazando los valores en la ecuación (59) se tiene:

$$A_{vs} = (0.21)(0.16)$$
$$A_{vs} = 0.0336m^2$$

Con $V_0 = 23.05 \frac{m}{s}$ y $A_{vs} = 0.0336m^2$ se encuentra el caudal de aire, con la siguiente ecuación:

$$Q = V_0 \cdot A_{vs} \quad (60)$$

Remplazandolos valores en la ecuación (60) se tiene:

$$Q = (23.05)(0.0336)$$
$$Q = 0.77 \frac{m^3}{s}$$

4.4.2 Análisis de potencia para el ventilador. La variación de presión total ΔP que se provoca en el ventilador, viene determinada de acuerdo a la relación de diámetros $\frac{D_2}{D_1}$ de donde se asumió $i=2$.

Se tiene:

$$\Delta p = 210 \text{ mmcda} = 2058 \frac{N}{m^2} = 2058 \frac{Kg}{s^2 * m} \quad (\text{Anexo D4})$$

Con $\Delta p = 2058 \frac{Kg}{s^2 * m}$, la densidad del aire $\rho_a = 1.2 \frac{Kg}{m^3}$ a la temperatura ambiente de $20^{\circ}C$ y la gravedad $g = 9.81 \frac{m}{s^2}$, se determina la altura de presión h con la siguiente ecuación:

$$h = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} \quad (61)$$

Remplazandolos valores en la ecuación (61) se tiene:

$$h = \frac{2058 \text{ Kg} * m^3 * s^2}{(1.2) \cdot (9.8) m * s^2 * Kg * m}$$

$$h = 175 \text{ m}$$

A continuación se determina la potencia útil del ventilador P_u que es el trabajo comunicado por la máquina en un segundo al fluido (aire) y se determina por la siguiente relación:

$$P_a = \rho \cdot Q \cdot g \cdot h \quad (62)$$

Remplazando los valores en la ecuación (62) se tiene:

$$P_a = \left(1.2 \frac{Kg}{m^3}\right) \cdot \left(0.77 \frac{m^3}{s}\right) \cdot \left(9.8 \frac{m}{s^2}\right) \cdot (175 \text{ m})$$

$$P_a = 514.5 \text{ w}$$

4.4.3 Análisis de potencia para el aire. Como resultado final del cálculo de un sistema de conductos, se obtiene el caudal total de aspiración (**Q**) que circula por el mismo y la presión requerida por el sistema. La presión se puede indicar como la presión total del ventilador, expresada en altura de columna de agua (h_{TV}) o como la presión estática del ventilador.

$$h_{TV} = \Delta P * Q^2 \quad (63)$$

Remplazandolos valores en la ecuación (63) se tiene:

$$h_{TV} = 210 * 0.77^2$$

$$h_{TV} = 125.96 \text{ mm cda}$$

Entonces con esta presión estática del ventilador calculamos la potencia de funcionamiento del aire

$$Pot_a = Q * h_{TV} * g \quad (64)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (64) se tiene:

$$Pot_v = 0.77 * 125.96 * 9.81$$

$$Pot_v = 957.0153 \text{ w}$$

Donde:

Q (m³ / s): caudal de aire,

h_{TV} (mmcda): altura de presión total a entregar por el ventilador,

g(m / s²): aceleración de la gravedad.

4.4.4 Rendimiento del ventilador. Una vez obtenidas las características básicas del ventilador, se debe calcular el rendimiento con el que trabaja. El rendimiento (η) se define, como el cociente entre la potencia que entrega el ventilador al aire (Pot_a) dividida por la potencia que el ventilador recibe en su eje (Pot_v), ambas expresadas en las mismas unidades:

$$n_v = \frac{Pot_v}{Pot_a} \quad (65)$$

La potencia que recibe el ventilador en su eje se obtiene de los datos de funcionamiento provistos por los fabricantes y depende del tamaño de ventilador seleccionado, para una situación determinada.

Reemplazando datos en la ecuación (65) se tiene:

$$n_v = \frac{514.5}{957.0157}$$

$$n_v = 0.53 * 100\%$$

$$n_v = 53.76\%$$

4.5 Diseño del eje

Para el diseño optamos por seleccionar un eje de 2 pulgadas y realizar el análisis de falla y calcular el coeficiente de seguridad.

4.5.1 Análisis en el plano xy. [13]

Figura 54. Distribución de cargas distribuidas y puntuales en el eje plano xy

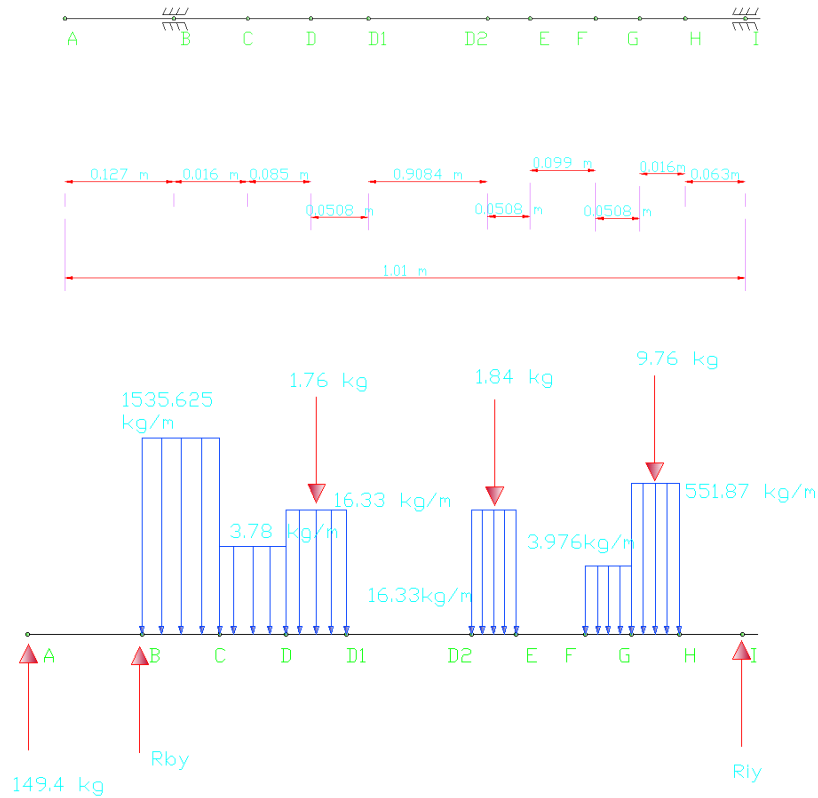
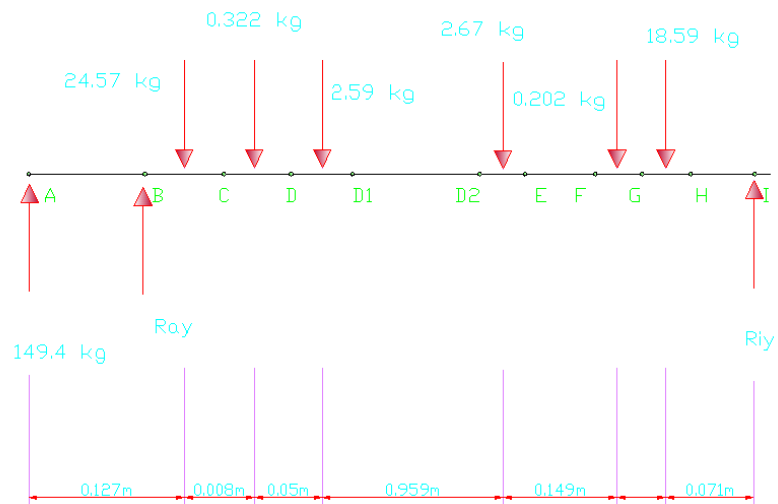


Figura 55. Cargas puntuales totales en el eje plano xy



$$\sum M_B = 0$$

$$\begin{aligned}
 & -149.4kg * (0.127)m - 24.57kg * (0.008)m \\
 & - 0.322kg * (0.058)m - 2.59kg * (0.1259)m - 2.67kg * (1.085)m \\
 & - 0.202kg * (1.2339)m - 18.59kg * (1.394)m - R_{iy} * (1.01)m = 0
 \end{aligned}$$

$$R_{iy} = \frac{33.49Kg * m}{1.01m}$$

$$R_{iy} = 33.157 kg$$

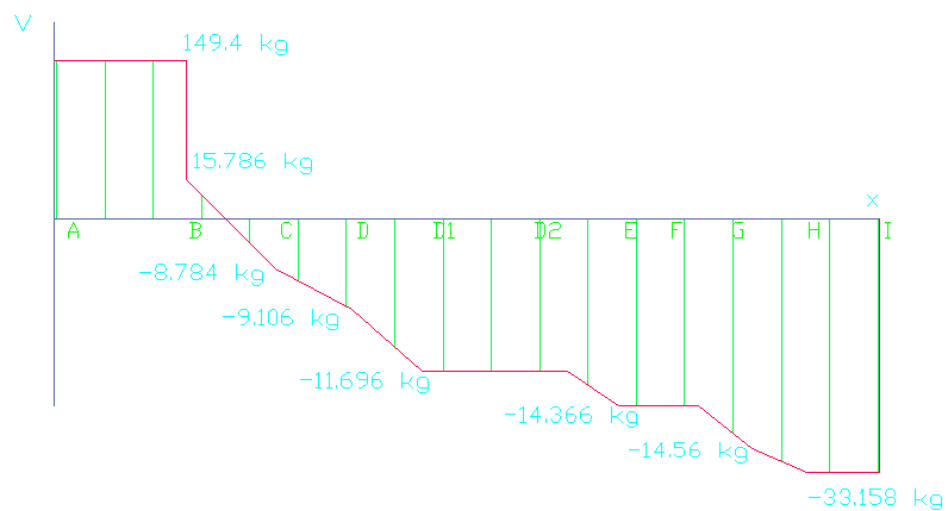
$$\sum F_y = 0$$

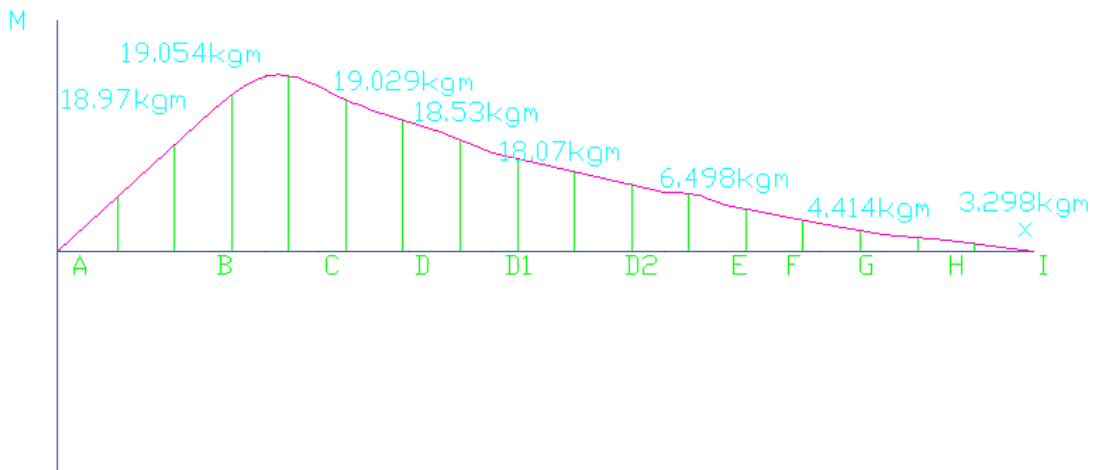
$$\begin{aligned}
 R_{by} + 149kg - 24.57kg - 0.322kg - 2.59kg - 2.67kg - 0.202kg - 18.59kg \\
 + R_{iy} = 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 b + 149kg - 24.57kg - 0.322kg - 2.59kg - 2.67kg - 0.202kg - 18.59kg \\
 + 33.157kg = 0
 \end{aligned}$$

$$R_{by} = -133.614 kg$$

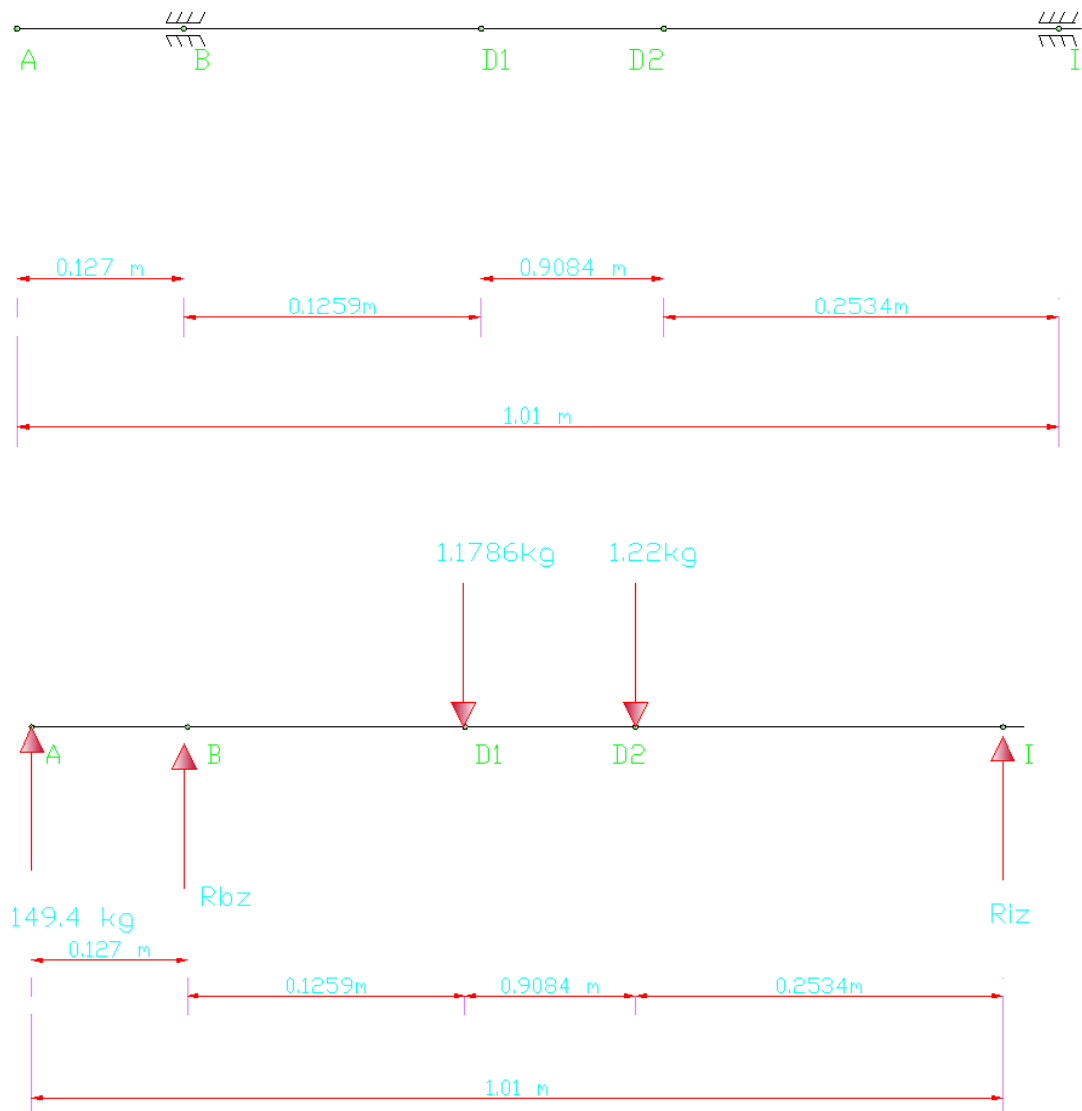
Figura 56. Diagrama de cortante y momento flector en el eje plano xy





4.5.2 Analisis en el plano xz.

Figura 57. Distribución de cargas puntuales en el eje, plano xz



$$\sum M_B = 0$$

$$-16.74kg * (0.127)m - 1.1786kg * (0.1259)m - 1.22kg * (1.085)m - R_{iz} * (1.01)m = 0$$

$$R_{iz} = \frac{2.7169Kg * m}{1.01m}$$

$$R_{iz} = 2.69 kg$$

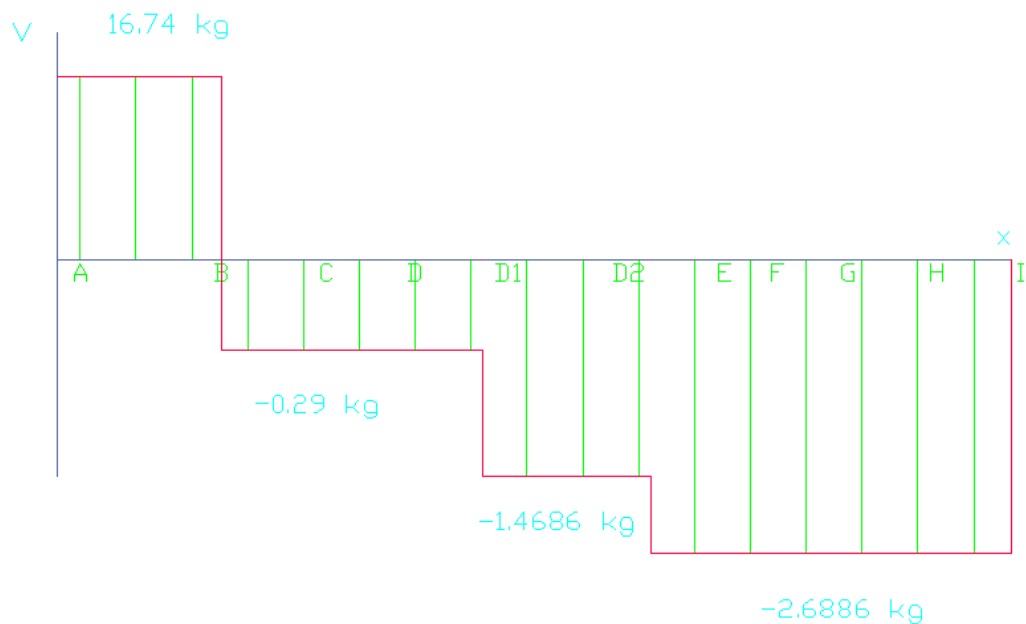
$$\sum F_z = 0$$

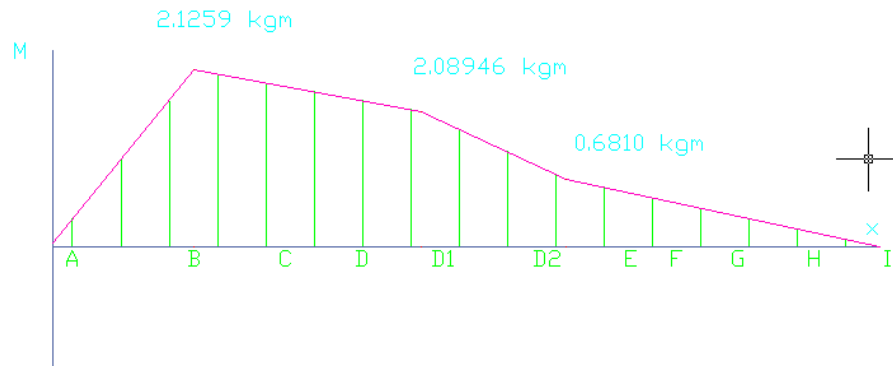
$$R_{bz} + 16.74kg - 1.1786kg - 1.22kg + R_{iz} = 0$$

$$R_{bz} + 16.74kg - 1.1786kg - 1.22kg + 2.69kg = 0$$

$$R_{bz} = -17.03kg$$

Figura 58. Diagrama de cortante y momento flector en el plano xz





Para obtener el momento flector máximo tomamos los valores de los momentos en los puntos más críticos de los planos xy, xz.

$$M_{max} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \quad (66)$$

Al remplazarlos valores en la ecuación (66) tenemos:

Momento flector en el puntomás crítico $x= 0.127$ m

$$M_{max} = \sqrt{(19.054 \text{ kg} - m)^2 + (2.123 \text{ kg} - m)^2}$$

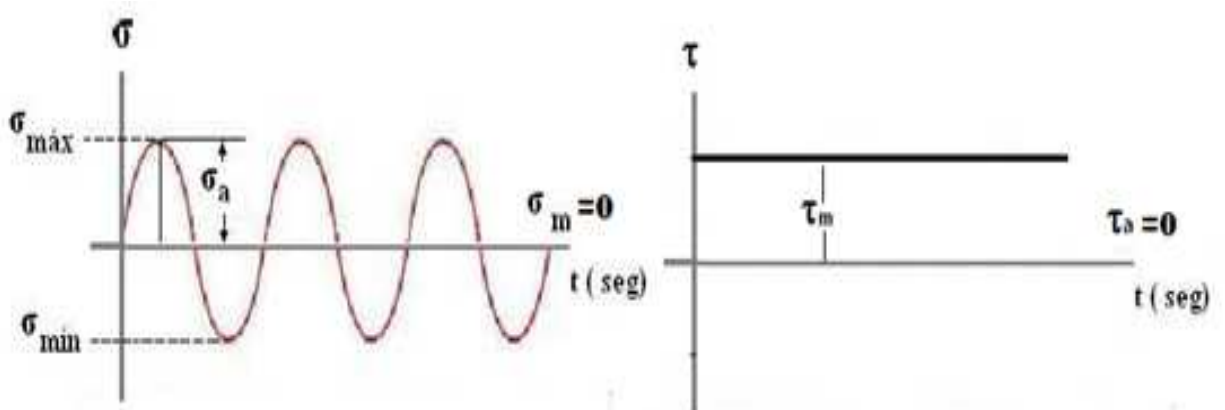
$$M_{max} = 19.1719 \text{ kg} - m$$

$$M_{max} = 187.88 \text{ N} - m$$

El punto más crítico para el análisis es en el punto 0.127 m

Análisis A Flexión.[14]

Figura 59. Fluctuación de las cargas sobre el eje



$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (67)$$

Remplazando datos en la ecuación (67) se tiene:

$$\sigma_a = \frac{32(187.88 \text{ N} - \text{m})}{\pi(0.0508)^3}$$

$$\sigma_a = 14.60 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (68)$$

Remplazando datos en la ecuación (68) se tiene:

$$\tau_m = \frac{16(5965.6 \text{ N} - \text{m})}{\pi(0.0508\text{m})^3}$$

$$\tau_m = 2.212 \text{ MPa}$$

4.5.6 Teoria de Von Misses Henky.

$$\sigma_{eqa} = \sigma_a = 14.60 \text{ MPa} \quad (69)$$

$$\tau_{eqm} = \sqrt{(\tau_a)^2 - 3(\tau_m)^2} \quad (70)$$

$$\tau_{equivalentem} = \sqrt{3} \tau_m$$

Remplazandolos valores en la ecuación (70) se tiene:

$$\tau_{eqm} = \sqrt{3} (2.212 \text{ MPa})$$

$$\tau_{eqm} = 3.832 \text{ MPa}$$

4.5.7 Teoria de Goodman.

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\tau_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (71)$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S_e' \quad (72)$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \quad (73)$$

Para un acero AISI 1018 HR se tiene un $S_y=32 \text{ KPsi} = 220.67 \text{ Mpa}$ y $S_{ut}=58\text{KPsi} = 399.96 \text{ MPa}$ (Anexo E1) por lo tanto reemplazamos en la ecuacion (73):

$$S_e' = 0.5 (399.96 \text{ MPa})$$

$$S_e' = 199.98 \text{ MPa}$$

$$K_a = 0.7 \quad \text{(Anexo E2)}$$

$$K_b = 0.869(0.0508)^{-0.097} = 1.16 \quad \text{(Anexo C4)}$$

$$K_c = 0.897 \quad \text{para una confiabilidad del 90\%} \quad \text{(Anexo C5)}$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

Remplazando en la ecuacion (72), tenemos :

$$S_e = (0.7) * (1.16) * (0.897) * 1 * 1 * (199.98 \text{ MPa})$$

$$S_e = 105.598 \text{ MPa}$$

Remplazamos en la ecuacion (71) y tenemos el factor de seguridad para nuestro eje

$$\frac{14.6 \text{ MPa}}{105.598 \text{ MPa}} + \frac{3.832 \text{ MPa}}{399.96 \text{ MPa}} = \frac{1}{n}$$

$$0.1383 + 0.008456 = \frac{1}{n}$$

$$n = 6.76 \quad \text{ok.}$$

Por lo que se observa el coeficiente de seguridad para el nos asegura que no existira fallas.

4.6 Diseño del sistema de transmisión [15]

4.6.1 Relación de velocidad. Debido a que la polea motriz va acoplada al eje de salida de un motor de combustión interna, el número de revoluciones en la polea motriz toma el mismo valor que el del motor, un valor de 1800rpm.

La relación de velocidad entre el conductor y el conducido, para evitar el deslizamiento se expresa como:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{d_2}{d_1} = i \quad (74)$$

Remplazando los valores en la ecuación: (74)

$$i = \frac{\text{Velocidad del motor}}{\text{Velocidad sistema desgranador}} = \frac{1800}{1000} = 1.8$$

Relación de velocidad: $i=1.8$

4.6.2 Potencia corregida. Para considerar la potencia corregida se considera el factor de servicio que va de acuerdo al tipo de servicio y al tipo de accionamiento, es decir:

$$P_C = P_T * C \quad (75)$$

Donde:

$C=1.3$ es una constante para servicio normal y accionamiento por motor de combustión: **(Anexo E3)**.

$P_T = 6HP$, es la potencia del motor a una velocidad de 1800 rpm:

Al remplazar en la ecuación (75) obtenemos la potencia corregida:

$$P_C = 7.8HP = 7.9 CV$$

4.6.3 Selección del tipo de banda y tamaño de polea. Existen Varios tipos de banda, se selecciona una banda trapezoidal; la misma que puede ser del tipo A, B, C, D, G, E, F y Z, cada una de estas con diferentes dimensiones:

Para determinar el tipo de banda es necesario conocer la potencia corregida $P_C = 7.9 CV$ y el número de revoluciones de la polea motriz $n = 1800 rpm$.

Con estos datos se tiene una banda de tipo A.

(Anexo F1).

4.6.4 Dimensionamiento de polea motriz y conducida. El diámetro de la polea motriz está determinado por el tipo de banda y el ángulo de garganta de la polea de 38° (Anexo F2).

Se tiene:

$$D_M \geq 125 \text{ mm}$$

Se escoge $D_M = 150 \text{ mm}$ para la polea motriz

De acuerdo a la ecuación (74) tenemos:

$$D_C = i * D_M$$

$$D_C = 300 \text{ mm}$$

4.6.5 Cálculo de distancia entre centros. Existen dos criterios para determinar la distancia entre centros I , cuando:

$$1 \leq i \leq 6 \quad (76)$$

Entonces la distancia entre centros I se tiene:

$$I \leq D_C$$

Debido a la condición asumimos:

$$I = 250 \text{ mm}$$

4.6.6 Cálculo de la longitud primitiva de la banda

$$L = \left[2 * I + 1.57(D_C + D_M) + \frac{(D_C - D_M)^2}{4I} \right] \text{ mm} \quad (77)$$

Donde:

$L = 779 \text{ mm}$ Distancia entre centros.

$$D_C = 300 \text{ mm}$$

$$D_M = 150\text{mm}$$

4.6.7 *Determinación de la notación de banda.* Con la longitud primitiva $L=779$ mm se busca en tablas la longitud nominal recomendada de la banda (**Anexo F3**), encontrando los siguientes valores:

$$L' = 871\text{ mm} > L, \text{ entonces se tiene una nueva distancia entre centros}$$

Se requiere una banda A33 1/4

Corregir distancia entre centros

$$I_{real} = \left[I + \left(\frac{L' - L}{2} \right) \right] \text{mm} \quad (78)$$

Al remplazar los valores en la ecuación (78) tenemos:

$$I_{real} = 204\text{ mm}$$

4.6.8 *Determinación del ángulo de contacto en la polea menor y mayor.* El ángulo de contacto en la polea menor σ se determina mediante:

$$\sigma = 180^\circ - 57 \left(\frac{D_C - D_M}{I_{real}} \right) \quad (79)$$

Donde:

σ : Angulo de garganta de la polea menor

D_M : Diámetro de la polea menor

D_C : Diámetro de la polea mayor

Al remplazarlos valores en la ecuación (79) se tiene:

$$\theta_2 = 138.038^\circ$$

4.6.9 *Cálculo de la potencia transmisible por banda.* La potencia transmisible por banda viene dada por la siguiente ecuación:

$$P_u = (P_b + P_d) \cdot C_x \cdot C_l \quad (80)$$

Donde:

P_b : Prestacion base

P_d : Prestacion adicional

C_x : Factor de correccion para arcos de contacto $< 180^\circ$

C_L : Factor de correccion por el tipo de correa

Con el número de revoluciones de la polea motriz $N_c = 2000 \text{ rpm}$, el diametro $D_M = 150 \text{ mm}$ y el tipo de banda A33 1/4.

$$P_b = 4.28 \text{ CV} \quad (\text{Anexo F4})$$

$$P_d = 0.34 \text{ CV} \quad (\text{Anexo F4})$$

$$C_x = 0.89 \text{ CV} \quad (\text{Anexo F5})$$

$$C_L = 0.87 \text{ CV} \quad (\text{Anexo F6})$$

Remplazando estos valores en la ecuación (80) tenemos:

$$P_U = (4.28 + 0.34) * 0.89 * 0.87 = 3.57 \text{ CV}$$

4.6.10 *Cálculo del número de bandas.* El número de bandas que deben estar en este sistema de transmisión: Se determinan con la siguiente ecuación:

$$N_b = \frac{P_c}{P_U} \quad (81)$$

Remplazandolos valores en la ecuación (81) se tiene:

$$N_b = \frac{7.9092 \text{ CV}}{3.57 \text{ CV}}$$

$$N_b = 2.2 \text{ bandas}$$

4.6.11 *Factor de seguridad.*

$$F_s = \frac{P_a * N_b}{P_{nominal} * K_s} \quad (82)$$

Pa : Potencia transmitida por banda.

Ks: Factor de servicio

(AnexoF7)

Nb: Numero de bandas

Reemplazando valores en la ecuación (82) tenemos que:

Fs=1.1

4.6.12 *Cálculo de las fuerzas en la transmisión por bandas.* Para encontrar las fuerzas que se producen en una transmisión por banda, se han desarrollado dos criterios:

1. El primer criterio relaciona el par de torsión producido con la potencia y la respectiva velocidad lineal. Se expresa con la siguiente ecuación:

$$(T_1 - T_2) = \frac{330000H}{v} \quad (83)$$

2. El segundo criterio relaciona las fuerzas con el ángulo de contacto y en el coeficiente de fricción entre la banda y la polea. Se expresa con la siguiente ecuación:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\beta} \quad (84)$$

3. Realizamos el cálculo de la velocidad con la siguiente ecuación

$$v = \frac{0.052 * D_M * N_M}{1000} \quad (85)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (85) se tiene:

$$v = 13 \frac{m}{seg}$$

$$v = 2559.18 \frac{ft}{min}$$

Donde:

T₁: Tension en el lado flojo

T₂: Tension en el lado tenso.

H = 8HP , es la potencia del motor.

$\mu = 0.25$, es el coeficiente de fricción entre la banda de cuero y la polea de aluminio.

$\sigma = 138.088^\circ = 2.41 \text{ rad}$, *angulo de contacto en la polea.*

$e = 2.7183$, es la constante logarítmica natural.

Remplazando H y V en la ecuación (83) se tiene:

$$T_1 - T_2 = 103.16 \text{ lb} \quad (86)$$

Mientras que al remplazar μ y β en la ecuación (84) tenemos que:

$$\frac{T_1}{T_2} = 1.82668 \quad (87)$$

Al resolver el sistema de ecuaciones de (86) y (87) se consigue que:

$$T_1 = 227.948 \text{ lb} \quad (T_1 = 113.974 \frac{\text{lb}}{\text{banda}})$$

$$T_2 = 124.788 \text{ lb} \quad (T_2 = 62.394 \frac{\text{lb}}{\text{banda}})$$

Reacciones en el eje.

$$\alpha = \frac{180^\circ - \sigma}{2}$$

$$\alpha = 20.956^\circ$$

$$R_x = (T_1 + T_2) \cos \alpha$$

$$R_y = (T_1 - T_2) \sin \alpha$$

$$R_x = 329.405 \text{ lb}$$

$$R_y = 36.8952 \text{ lb}$$

Durabilidad de la banda.

$$F_1 = T_1 + \frac{K_b}{D_M}$$

$$F_2 = T_2 + \frac{K_b}{D_C}$$

$$F_1 = 272.57lb$$

$$F_2 = 246.56lb$$

4.6.13 Cálculo del número de pasadas.

$$N_p = \left[\left(\frac{k}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{k}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad (88)$$

K= 674 (constante) (Anexo F8)

b= 11.089 (constante) (Anexo F8)

Remplazandolos valores en la ecuación (88) se tiene:

$$N_p = 1.78 \times 10^8 \text{ pasadas}$$

4.6.14 Vida de la banda.

$$t = \frac{N_p * L_p}{720 * v} \quad (89)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (89) se tiene:

$$t=3209.984 \text{ HORAS}$$

4.7 Selección de chumaceras

La utilización de los cojinetes de rodamiento es muy importante para reducir la fricción del eje que está rotando; En este caso la fricción de deslizamiento se sustituye por fricción de rodamiento.

Como las áreas de contacto son pequeñas y los esfuerzos altos, las partes de los rodamientos sobre las que actúa normalmente fuerzas se hacen de materiales duros de alta resistencia, superiores a los materiales del eje y del elemento exterior.

Constan de un anillo superior e inferior, bolas y rodillos. Una parte adicional de del cojinete, por lo común, es un retén o separador, que mantienen la separación de las bolas o rodillos.

La fabricación de rodamientos y chumaceras es múltiple y variada y las mayores casas productoras a nivel mundial son las FAG, SKF Y KOYO, las cuales disponen de catálogos.

Estos se identifican mediante un número, dan información completa sobre las dimensiones, listan las capacidades nominales de carga, y proporciona detalles concernientes al montaje, lubricación y operación.

Para la selección de rodamientos se debe tomar en cuenta la rapidez del giro; en el cual se distinguen dos tipos; el de sollicitación estático cuando el rodamiento está en reposo y el de sollicitación dinámico cuando gira rápidamente.

4.7.1 Selección de rodamiento en el apoyo B. [16]

Reacciones existente en los planos xy, xz en el punto B del eje

$$R_B = \sqrt{R_{xy}^2 + R_{xz}^2} \quad (90)$$

Remplazando los valores en la ecuación (90) tenemos:

$$R_B = \sqrt{133.614^2 + 17.03^2} = 134.69Kg = 1320N$$

Según la tabla de rodamientos rígido de bolas.

Para: $n = 1000 \text{ rpm}$ $f_n = 0.322$ **(Anexo G1)**

$L_h = 90000 \text{ horas}$ $f_l = 5.65$ **(Anexo G2)**

Con el diámetro seleccionamos las cargas del rodamientorígido de bolas.

$d = 50.8 \text{ mm}$

$C = 28 \text{ KN}$ **(Anexo G3)**

$C_o = 20.8 \text{ KN}$ **(Anexo G3)**

Análisis dinámico.

$$P=Fr \quad (91)$$

Para $\frac{Fa}{Fr} \leq e$; $Fa = 0$

Remplazando los valores en la ecuación (91) tenemos:

$$Fr=1320N$$

$$P=1320N$$

$$C_{req} = \frac{f_l}{f_n} * P \quad (92)$$

Remplazando los valores en la ecuación (92) tenemos:

$$C_{req} = 23161.5N$$

$$C_{req} \leq C_{dis}$$

Como $23161.5 \leq 28000$, cumple con la condición necesaria.

Análisis estático.

$$C_{oREQ} = f_s * P_o \quad (93)$$

El valor de f_s : 1.2 –2.5 para condiciones elevadas para ello tomamos, un valor de 1.5(**Anexo G4**).

$$P_o=X_o*Fr+Y_o*Fa \quad (94)$$

$X_o= 1$ factor radial

$$Fa= 0$$

Remplazando los valores en la ecuación (93) tenemos:

$$C_{oreq}=1.5*1320=1980N$$

$$C_{oreq} \leq C_{o dis}$$

Como $1980 \leq 20800$, cumple con la condición necesaria.

Al comprobar que con los valores del rodamiento seleccionado anteriormente cumple con las condiciones planteadas, entonces se define el rodamiento **SERIE FAG 6210 RSR**.

4.7.2 Selección de rodamiento en el apoyo I.

Reacciones existentes en los planos xy, xz en el punto I del eje

$$R_I = \sqrt{R_{xy}^2 + R_{xz}^2} \quad (95)$$

Remplazando los valores en la ecuación (95) tenemos:

$$R_I = \sqrt{33.157^2 + 2.69^2} = 33.265Kg = 326N$$

Según la tabla de rodamientos rígido de bolas.

Para: $n = 1000$ rpm $f_n = 0.322$ **(Anexo G1)**

$L_h = 90000$ horas $f_l = 5.65$ **(Anexo G2)**

Con el diámetro seleccionamos las cargas del rodamiento rígido de bolas.

Entonces: $d = 50.8$ mm

$C = 12.58$ KN **(Anexo G5)**

$C_o = 10$ KN **(Anexo G5)**

Análisis dinámico.

$$P = Fr \quad (96)$$

Para $\frac{F_a}{F_r} \leq e$; $F_a = 0$

Remplazando los valores en la ecuación (96) tenemos:

$Fr = 326N$

$P = 326N$

$$C_{req} = \frac{f_l}{f_n} * P \quad (97)$$

Remplazando los valores en la ecuación (97) tenemos:

$$C_{req} = 5720N$$

$$C_{req} \leq C_{dis}$$

Como $5720 \leq 12500$ cumple con la condición necesaria.

Análisis estático.

$$C_{O_{REQ}} = f_s * P_o \quad (98)$$

El valor de f_s : 1.2 –2.5 para condiciones elevadas para ello tomamos, un valor de 1.5(**Anexo G4**).

$$P_o = X_o * F_r + Y_o * F_a \quad (99)$$

$X_o = 1$ factor radial

$F_a = 0$

Remplazando los valores en la ecuación (98) tenemos:

$$C_{O_{req}} = 1.5 * 326 = 489N$$

$$C_{O_{req}} \leq C_{O_{dis}}$$

Como $489 \leq 10000$, cumple con la condición necesaria.

Al comprobar que con los valores del rodamiento seleccionado anteriormente cumple con las condiciones planteadas, entonces se define el rodamiento **SERIE FAG 16010.C3**.

4.8 Diseño de chaveta [17]

Como se mencionó el tambor de la polea es solidario al eje, lo cual se logra gracias a un chaveta, la cual se instala dentro de una ranura axial maquinada en el eje denominada chavetero, mientras que la parte externa de la chaveta va alojada en otra ranura realizada

en el tambor la cual se denomina asiento de la chaveta.

El tipo común de chaveta es la cuña cuadrada; donde las proporciones estándar exigen que el ancho de la chaveta sea aproximadamente de $\frac{1}{4}$ del diámetro del eje.

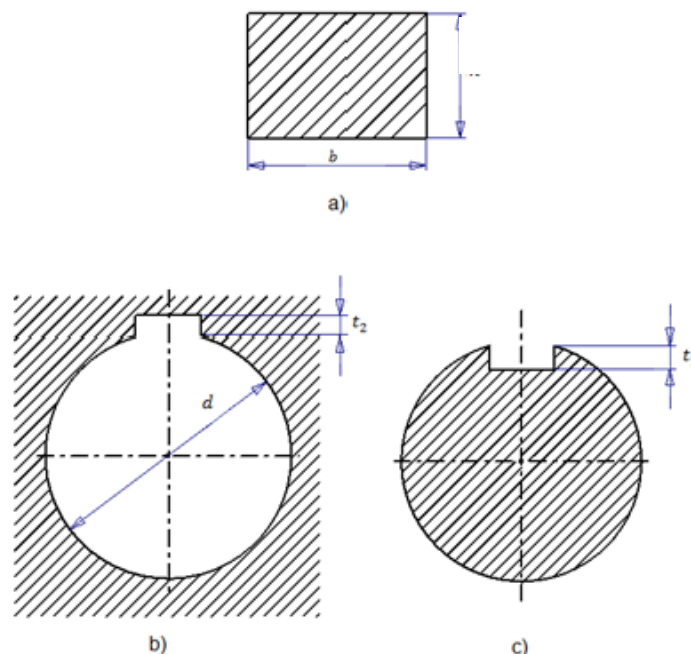
Con estas consideraciones; para el diseño de la chaveta se debe considerar que el material del que esta compuesto debe ser menos resistente que el material del eje , esto con el fin de remplazar la chaveta y no el eje.

Lo primero que se realiza es la selección de la sección de la chaveta en base al diámetro del eje, lo cual se realiza empleando la tabla mostrada en el anexo f. En la figura 1 se muestra un esquema de las dimensiones de la chaveta y del chavetero.

Diámetro del eje $2in = 50 \text{ mm}$

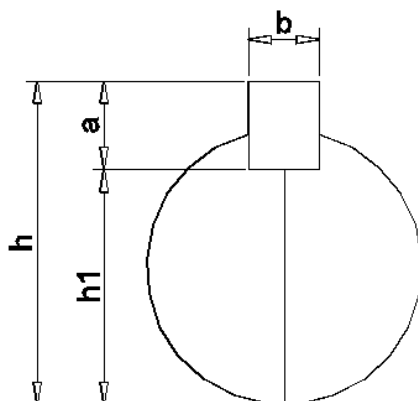
Por lo tanto $b=12.7 \text{ mm}$

Figura 60. Esquema de dimensiones a) Chaveta b) Chavetero en el cubo del tambor c) Chavetero en el eje



En la tabla 10 se indican las dimensiones de la chaveta y del chavetero para el eje cuyo diámetro es de 50.8 [mm],(Anexo H1).

Figura 61. Esquema de dimensione.



$$h = d + 3.2 = 50.8\text{mm} + 3.2 = 54\text{mm}$$

$$h_1 = d - 6.2 = 50.8\text{mm} - 6.2\text{mm} = 44.6\text{mm}$$

$$a = h - h_1 = 54\text{mm} - 44.6\text{mm} = 9.4\text{mm}$$

Tabla 10. Dimensiones de la chaveta y del chavetero para el eje

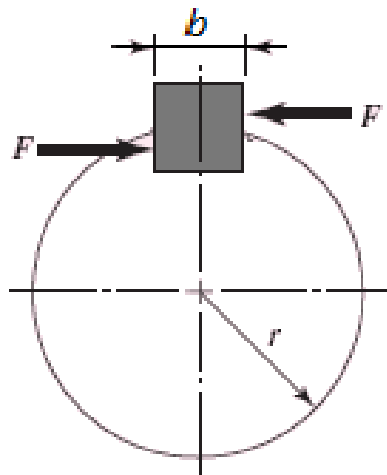
D eje (mm)	Chaveta bxa (mm)	Chavetero en el cubo t2 (mm)	Chavetero en el eje		
			Tolerancia admisible	t1 (mm)	Tolerancia admisible
50	12.7 x9.4	3.2	+0.02	6.2	+0.02

4.8.1 Cálculo de esfuerzo de corte. Una vez dimensionada la sección de la chaveta se procede a determinar su longitud, de la manera que se indica a continuación. En una chaveta existen dos posibles mecanismos de falla: corte o aplastamiento, y para que ésta no falle debe tener una longitud que le permita soportar estas dos acciones. Para la chaveta se utilizara como material acero AISI 10450 (**Anexo H2**) el cual presenta una resistencia a la fluencia de 340 [N/mm]

Además el par de torsión máximo sobre el eje tiene una magnitud de 56.97 [N.m], para el diseño se empleará un factor de seguridad de 3.

En la Figura 62 se muestra la fuerza F en la superficie del eje.

Figura 62. Fuerza F en la superficie del eje



La fuerza mostrada en la Figura 61, se determina de la siguiente manera:

$$F = \frac{T}{r} \quad (100)$$

Remplazando los valores en la ecuación (100) obtenidos en capítulos anteriores tenemos:

$$F = \frac{56.98Nm}{0.0254m}$$

$$F = 2243.23 N$$

Por la teoría de la energía de la distorsión, se tiene que la resistencia al cortante que es:

$$S_{sy} = 0.577S_y \quad (101)$$

Remplazando el valor de la resistencia a la fluencia de la chaveta en la ecuación (101), se tiene que su resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0.577 * \frac{340N}{mm^2} = 196.18 \frac{N}{mm^2}$$

$$S_{sy} = 196.18MPa$$

La falla por corte a través del área (área de corte) donde es la longitud de la chaveta, mostrada en la Figura 61 originará un esfuerzo como se indica:

$$\tau = \frac{F}{bl} \quad (102)$$

Además se tiene que:

$$\tau = \frac{S_{sy}}{n} \quad (103)$$

Igualando las ecuaciones (102) y (103), se tiene la expresión:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{bl} \quad (104)$$

Remplazando los valores correspondientes y despejando de la ecuación (104), se tiene que:

$$\frac{196.18MPa}{3} = \frac{2243.23 N}{0.0127 m * l}$$

$$l = 2.7 mm$$

La resistencia de la chaveta al aplastamiento, se determina con un área igual a la mitad de la cara de la cuña, por tanto:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{\frac{bl}{2}} \quad (105)$$

$$\frac{196.18MPa}{3} = \frac{2243.23 N}{0.0127 m * \frac{l}{2}}$$

$$l = 5.4 mm$$

Por tanto, para que la chaveta no falle por corte ni por aplastamiento, esta debe tener una longitud mayor o igual a 5.4 [mm]. Considerando esto y para mejorar la estabilidad del tambor y ampliar la resistencia de la chaveta, se toma una longitud igual a la del cubo de la polea, así se tiene que 50mm. Finalmente se tiene que la chaveta diseñada es: Chaveta paralela de extremos rectos de **12.7x9.4x50 DIN 6885**.

4.9 Diseño de pernos en la carcasa del ventilador[18]

4.9.1 Esfuerzos.

$P_{max} = 220.5$ lbf es la suma de todos los pesos que influyen

Debido a la tracción:

$$\sigma_a = \frac{n \cdot C \cdot P_{max}}{2 \cdot Z_b \cdot A_t} \quad (106)$$

$$\sigma_m = F_i + \frac{n \cdot C \cdot P_{max}}{2 \cdot Z_b \cdot A_t} \quad (107)$$

Donde:

F_i : Fuerza de pretensión [lb]

A_t : Área de esfuerzo de tensión [in^2]

C : Constante elástica de unión

P : Fuerza a la que se encuentra sometido el perno [lb_f]

N : Número de pernos

La función de la carcasa además de expulsar el material es en este caso es de apoyo para la chumacera donde va el eje principal y va sujeta al bastidor mediante pernos.

Se asumen tornillos de $\frac{5}{16}$ in (**Anexo I1**).

Para pernos UNC

$$A_t = 0.0524 in^2$$

$$A_c = 0.4344 in^2$$

Características para el perno (**Anexo I2**).

Grado SAE 1 (1/4 – 1 1/2)

$$S_p = 33 Kpsi.$$

$$S_y = 36Kpsi$$

$$S_{ut} = 60 Kpsi$$

Con la ecuación de Fuerza de pretensión:

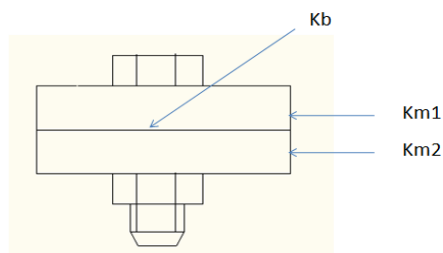
$$F_i = 0.6 \cdot F_p = 0.6 \cdot S_p \cdot A_t \quad (108)$$

Remplazando los valores en la ecuación (108) tenemos:

$$F_i = 0.6 * 33000 \frac{lb}{in^2} * 0.0524in^2 = 878.73 lb$$

La rigidez toma el valor del perno de $\frac{5}{16}$

Figura 63. Representación del perno.



Con la ecuación de (109)

$$K_b = \frac{A \cdot E}{L_b} \quad (109)$$

Donde:

A = área del perno [in²]

E = módulo de elasticidad [lb/in²]

Lb = longitud de ancho de placas de junta [in]

Remplazando los valores en la ecuación (109) tenemos:

$$K_b = \frac{0.04438 * 30 * 10^6}{0.4724} = 2.818 \times 10^6 \frac{lb}{in}$$

Para determinar K_{m1} utilizamos la ecuación (4.110):

$$K_m = \frac{\pi * E * d_b * \text{tag} \propto}{\ln\left(5 * \frac{(L'+A)B}{(L'+B)A}\right)} \quad (110)$$

$$L' = e * \text{tag} \propto$$

$$A = 0.5 * d_b$$

$$B = 2.5 * d_b$$

Donde aplicando la ecuación (110) con el espesor de K_{m1} son valores abstractos

$$L' = 0.2362 * \text{tag } 30 = 0.136$$

$$A = 0.5 * 0.2377 = 0.1188$$

$$B = 2.5 * 0.2377 = 0.594$$

$$K_{m1} = 5.97 \times 10^6 \frac{lb}{in}$$

Donde aplicando la ecuación (110) con el espesor de K_{m2} son valores abstractos

$$L' = 0.2362 * \text{tag } 30 = 0.136$$

$$A = 0.5 * 0.2377 = 0.1188$$

$$B = 2.5 * 0.2377 = 0.594$$

$$K_{m2} = 5.97 \times 10^6 \frac{lb}{in}$$

Con diámetro nominal $d_b = 0.2377in$, $E = 30 \times 10^6$ psi, L variable con valores de 6mm y 6mm, se determinan K_{m1} y K_{m2} con la ecuación (110)

$$K_{m1} = 5.97 \times 10^6 \frac{lb}{in}$$

$$K_{m2} = 5.97 \times 10^6 \frac{lb}{in}$$

Remplazando estos valores en la ecuación (111):

$$\frac{1}{K_{mt}} = \frac{1}{K_{m1}} + \frac{1}{K_{m2}} \quad (111)$$

Remplazando los valores en la ecuación (111) tenemos:

$$K_{mt} = 2.98531 \times 10^6 \frac{lb}{in}$$

Para poder obtener la constante elástica de unión aplicamos la siguiente ecuación (112):

$$C = \frac{K_b}{K_m + K_b} \quad (112)$$

Remplazando la ecuación (109) y (111) en la ecuación (112) tenemos:

C=0.49 (valor abstracto)

4.9.2 Límite de fatiga.

$$S_{se} = K_c * \frac{1}{k_f} * S'_{se} \quad (113)$$

$K_c = 0.897$ Para una confiabilidad 90% **(Anexo C5)**

$K_f = 2.2$ para pernos laminados **(Anexo I3)**

$$S_e' = 0.45 * S_{ut} \quad (114)$$

Remplazando los datos obtenidos en el anexo en la ecuación (114) tenemos:

$S_e' = 27000$

Aplicando los anexos en la ecuación (113) tenemos

$$S_e = 11008.6 \text{ psi} \quad (115)$$

Con Z_b , C, P_{max} , y A remplazando en la ecuación (106) tenemos:

$$\sigma_a = \frac{n * 0,49 * 220,5}{2 * 1 * 0,04438}$$

$$\sigma_a = 1217,27 \quad (116)$$

Con Z_b , C, P_{max} , y A remplazando en la ecuación (107) tenemos:

$$\sigma_m = 878,73 + \frac{n * 0,49 * 220,5}{2 * 1 * 0,04438}$$

$$\sigma_m = 878,73 + 1217,27 n \quad (117)$$

Obtenidos los valores en las ecuaciones (116) y (117), calculamos el coeficiente de seguridad n reemplazando en la ecuación (118):

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (118)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (118) tenemos:

$$\frac{1217,27 n}{11008.6} + \frac{878,73 + 1217,27 n}{60000} = 1$$

$$n = 6.76$$

La resistencia máxima a cortante, asume el mismo valor calculado:

Con $V_c = 220.5 \text{ lb}$, $A_c = 0.4344 \text{ in}^2$ y la ecuación (119):

$$\tau_A = \frac{V_{corte}}{A_{corte}} \quad (119)$$

Se determina el esfuerzo τ_A .

$$\tau_A = 507.59 \text{ psi}$$

Donde; según la ecuación

$$\eta = \frac{S_{SY}}{\tau_A} \quad (120)$$

Con los valores reemplazados en la ecuación (120) tenemos:

$$S_{SY} = \frac{0.577 * S_y}{Z_b}$$

$$S_{SY} = 2596.5 \text{ psi}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (120) tenemos:

$$\eta = \frac{2596.5}{507.59}$$

$$n = 5.11$$

De acuerdo con el factor de seguridad encontrado tanto a cortante como a tracción, se debe utilizar pernos de $\frac{5}{16}$ in.

4.10 Diseño del ciclón

Datos obtenidos de la salida del ventilador hasta la entrada del ciclón:

$$P = 1.03 \text{ kg/cm}^2 = 1.01 \text{ MPa}$$

Porcentaje másico 5%

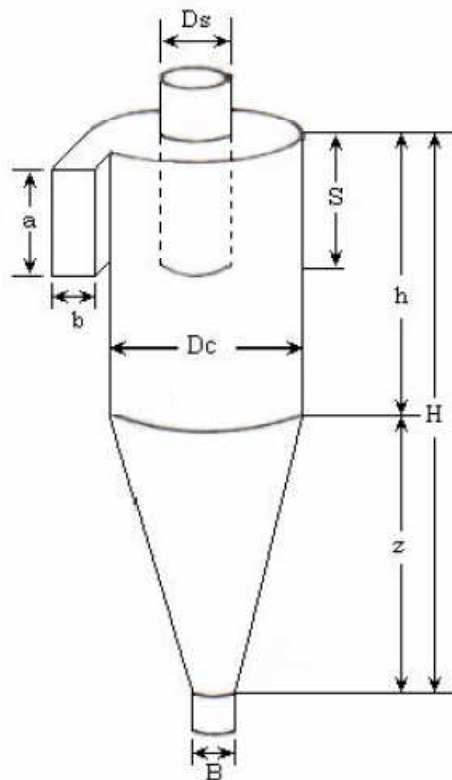
(Anexo J1)

Seleccionamos un ciclón de alta capacidad

(Anexo J2)

Desarrollo:

Figura 64. Esquema de las dimensiones del ciclón



4.10.1 Selección del tipo de ciclón. Como el 5% de las partículas están por encima de las 100 μm , se requiere de un ciclón de alta capacidad. Por lo tanto seleccionamos un ciclón de la familia de alta capacidad. (**Anexo J2**)

Seleccionamos un ciclón Stairmand.

4.10.2 Cálculo del diámetro del ciclón. Para calcular el diámetro del ciclón seleccionamos una velocidad entre 15.2 a 27.4 m/s, en nuestro caso tomamos de 20 m/s debido a que es la velocidad de ingreso del aire al ciclón.

Con este dato determinamos el diámetro del ciclón y las otras dimensiones con base a las relaciones establecidas (**Anexo J2**) para las familias de ciclones.

4.10.3 Área de entrada del ciclón.

$$A_i = \frac{Q}{V_i} \quad (121)$$

Remplazando los valores en la ecuación (121) tenemos:

$$A_i = \frac{0.77 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{20 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$A_i = 0.039 \text{ m}^2$$

Donde:

Q = caudal de ingreso

V_i = velocidad de ingreso

$$\text{Area de ingreso} = axb \quad (122)$$

Para el ciclón Stairmand tenemos:

$$\text{Altura de entrada (a): } a = 0.5 D_c \quad (123)$$

$$\text{Ancho de entrada (b): } b = 0.2 D_c \quad (124)$$

Remplazando los valores en la ecuación (122) tenemos:

$$A_i = axb = 0.5 D_c * 0.2 D_c \quad (125)$$

Por lo tanto

$$0.5 D_c * 0.2 D_c = 0.038 m^2$$

$$D_c = \sqrt{\frac{0.038 m^2}{0.5 * 0.2}}$$

$$D_c = 0.62 m$$

Las otras dimensiones se hallan con base en las proporciones propuestas (**Anexo J2**).

Las medidas que deben tener un ciclón está en función del diámetro de la tubería por lo tanto el diámetro del ciclón es de 30 cm, se tiene las siguientes dimensiones(**Anexo J2**):

Altura de entrada al ciclón (*a*): $a = 0.5 D_c$

$$a = 0.5 * (0.62m) = 0.31m$$

Ancho de entrada al ciclón (*b*): $b = 0.2 D_c$

$$b = 0.2 * (0.62m) = 0.124m$$

Altura de salida del ciclón (*S*): $S = 0.5 D_c$

$$S = 0.5 * (0.62m) = 0.31m$$

Diámetro de salida del ciclón (*Ds*): $Ds = 0.5 D_c$

$$Ds = 0.5 * (0.62m) = 0.31m$$

Altura parte cilíndrica del ciclón (*h*): $h = 1.5 D_c$

$$h = 1.5 (0.62m) = 0.930m$$

Altura total del ciclón (*H*): $H = 4 D_c$

$$H = 4 * (0.62m) = 2.48m$$

Altura parte cónica del ciclón (*z*): $z = 0.5 D_c$

$$z = 2.5 * (0.62m) = 1.55m$$

Diámetro salida del polvo (B):

$$B = 0.5 Dc$$

$$B = 0.375 * (0.62m) = 0.233m$$

4.10.4 Estimación del número de ciclones. Como $D_c < 1.0$ m solo se requiere 1 ciclón simple ya que el diámetro del ciclón es relativamente menor a 1 m.

4.10.5 Cálculo de la eficiencia del ciclón. Para calcular la eficiencia se requiere calcular primero si hay o no resuspensión, ya que de presentarse resuspensión en el ciclón, la ecuación de Leith y Litch estarían sobreestimando la eficiencia del ciclón.

Para hallar la relación de velocidades se requiere primero estimar la velocidad equivalente y luego la velocidad de saltación

Velocidad equivalente.

$$W = \sqrt[3]{\frac{4 * g * \mu * (\rho_Q - \rho)}{3 * \rho^2}} \quad (126)$$

Donde:

ρ_Q = Densidad de la partícula, kg/m^3 .

ρ = Densidad del gas (aire) portador, kg/m^3 .

μ = Viscosidad del gas (aire) portador, kg/ms .

g = gravedad local

Como la corriente de gas es aire obtenemos las propiedades del aire a una temperatura ambiente de 23 °C a una presión de 1 atm.

$\rho_Q = 492.5 \text{ kg/m}^3$.

$\rho = 1.192 \text{ kg/m}^3$.

$\mu = 1.825 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$.

$g = 9.8 \text{ m/s}^2$

$$W = \sqrt[3]{\frac{4 * 9.8 \frac{m}{s^2} * 1.825 \times 10^{-5} \frac{kg}{ms} * (492.5 \frac{kg}{m^3} - 1.192 \frac{kg}{m^3})}{3 * (1.192 \frac{kg}{m^3})^2}}$$

$$W = 0.435 \frac{m}{s}$$

Velocidad de saltación.

$$V_s = 4.913 * W * Kb^{0.4} * D_c^{0.067} * \frac{\sqrt[3]{V_i^2}}{\sqrt[3]{1-Kb}} \quad (127)$$

Donde:

V_s = Velocidad de saltación, m/s.

V_i = Velocidad de entrada del gas en el ciclón, m/s.

W = Velocidad equivalente, m/s.

Kb = relación entre el ancho de entrada del ciclón y el diámetro del ciclón

$$V_s = 4.913 * 0.435 \frac{m}{s} * (0.375)^{0.4} * (0.62)^{0.067} * \frac{\sqrt[3]{(20 \frac{m}{s})^2}}{\sqrt[3]{1 - (0.375)}}$$

$$V_s = 15.3 \frac{m}{s}$$

Relación entre velocidades.

$$R_v = \frac{v_i}{v_s} \quad (128)$$

Remplazando los valores en la ecuación (128) tenemos:

$$\frac{V_i}{V_s} = \frac{20 \frac{m}{s}}{15.3 \frac{m}{s}} = 1.31$$

Como $\frac{V_i}{V_s} < 1.5$ no hay re suspensión de la partícula.

Volumen del ciclón evaluado sobre la salida.

$$V_{sc} = \frac{\pi}{4} * \left(S - \frac{a}{2} \right) * (Dc^2 - Ds^2) \quad (129)$$

Remplazando los valores en la ecuación (129) tenemos:

$$V_{sc} = \frac{\pi}{4} * \left(0.31 \text{ m} - \frac{0.31 \text{ m}}{2} \right) * ((0.62 \text{ m})^2 - (0.31 \text{ m})^2)$$

$$V_{sc} = 0.064 \text{ m}^3$$

Longitud natural del ciclón.

$$L = 2.3 * Ds * \sqrt[3]{\frac{Dc^2}{a*b}} \quad (130)$$

Remplazando los valores en la ecuación (130) tenemos:

$$L = 2.3 * (0.31 \text{ m}) * \sqrt[3]{\frac{(0.62 \text{ m})^2}{0.31 \text{ m} * 0.124 \text{ m}}}$$

$$L = 1.54 \text{ m}$$

Condición: **L < H-S**

Donde:

L = Longitud natural del ciclón, m.

H = Altura total del ciclón, m.

S = Altura de la salida, m.

$$1.54 \text{ m} < 2.48 \text{ m} - 0.31 \text{ m}$$

$$1.54 \text{ m} < 2.17 \text{ m}$$

Ya que cumple la condición, calculamos el volumen evaluado sobre la longitud natural del ciclón.

Factor de dimensiones lineales.

$$Kl = Dc - (Dc - B) * \left(\frac{S+L-h}{z}\right) \quad (131)$$

Remplazando los valores en la ecuación (131) tenemos:

$$Kl = 0.62 \text{ m} - (0.62 \text{ m} - 0.233\text{m}) * \left(\frac{0.31 \text{ m} + 1.54 \text{ m} - 0.93 \text{ m}}{1.55 \text{ m}}\right)$$
$$Kl = 0.39 \text{ m}$$

Volumen del ciclón evaluado sobre la longitud natural.

$$V_R = \frac{\pi}{4} * Dc^2 * (h - S) + \frac{\pi}{12} * Dc^2 * (L + S - h) * \left[1 + \frac{Kl}{Dc} + \left(\frac{Kl}{Dc}\right)^2\right] - \frac{\pi}{4} * Ds^2 * L \quad (4.132)$$

Remplazando los valores en la ecuación (132) tenemos:

$$V_R = \frac{\pi}{4} * (0.62 \text{ m})^2 * (0.93 \text{ m} - 0.31 \text{ m}) + \frac{\pi}{12} * (0.62 \text{ m})^2$$
$$* (1.54 \text{ m} + 0.31 \text{ m} - 0.93 \text{ m}) * \left[1 + \frac{0.39 \text{ m}}{0.62 \text{ m}} + \left(\frac{0.39 \text{ m}}{0.62 \text{ m}}\right)^2\right] - \frac{\pi}{4}$$
$$* (0.31 \text{ m})^2 * 0.154\text{m}$$
$$V_R = 0.373 \text{ m}^3$$

Factor dimensional de las proporciones volumétricas del ciclón.

$$Kc = \frac{(V_{sc} + \frac{V_R}{2})}{Dc^3} \quad (133)$$

Donde:

V_{sc} = Volumen evaluado sobre la salida del ciclón, m^3 .

V_R = Volumen evaluado sobre la longitud natural del ciclón (m^3).

Remplazando los valores en la ecuación (133) tenemos:

$$Kc = \frac{(0.064\text{m}^3 + \frac{0.373\text{m}^3}{2})}{(0.62 \text{ m})^3}$$

$$Kc = 1.05$$

Relación entre la altura de entrada y el diámetro del ciclón.

$$Ka = \frac{a}{Dc} \quad (134)$$

$$Ka = \frac{0.31m}{0.62m}$$

$$Ka = 0.5$$

Relación entre la base de entrada y el diámetro del ciclón.

$$Kb = \frac{b}{Dc} \quad (135)$$

Remplazando los valores en la ecuación (135) tenemos:

$$Kb = \frac{0.124m}{0.62m}$$

$$Kb = 0.2$$

Factor de configuración.

$$G = \frac{8Kc}{(Ka * Kb)^2} \quad (136)$$

Remplazando los valores en la ecuación (136) tenemos:

$$G = \frac{8 * 1.05}{(0.5 * 0.2)^2}$$

$$G = 840$$

Exponente de vórtice.

$$n = 1 - (1 - 0.67 * Dc^{0.14}) * \left[\frac{T}{283} \right]^{0.3} \quad (137)$$

Donde:

T= temperatura en grados Kelvin

Remplazando los valores en la ecuación (137) tenemos:

$$n = 1 - (1 - 0.67 * (0.62)^{0.14}) * \left[\frac{296}{283} \right]^{0.3}$$
$$n = 0.622$$

Tiempo de relajación.

$$Ti = \frac{\rho_Q * D_{pi}}{18\mu} \quad (138)$$

ρ_Q = Densidad de la Quinoa, kg/m³.

D_{pi} = Diámetro de la partícula, m.

μ = Viscosidad del gas, kg/ms.

Remplazando los valores en la ecuación (138) tenemos:

$$Ti = \frac{492.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * (0.0018)^2}{18(1.825 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{ms}})}$$
$$Ti = 4.96 \text{ s}$$

Eficiencia fraccional.

Como el 5% del caudal es ocupado por el grano entonces determinamos la concentración existente del grano.

$$\text{Concentracion} = \frac{\dot{m}}{Q_T} * 0.05 \quad (139)$$

Donde

Q_T = caudal de ingreso al ciclón

\dot{m} = flujo másico de ingreso al ciclón

Remplazando los valores en la ecuación (139) tenemos:

$$\text{Concentracion} = \frac{4.72 \frac{g}{s}}{0.77 \frac{m^3}{s}} * 0.05$$

$$\text{Concentracion} = 124 \frac{g}{m^3}$$

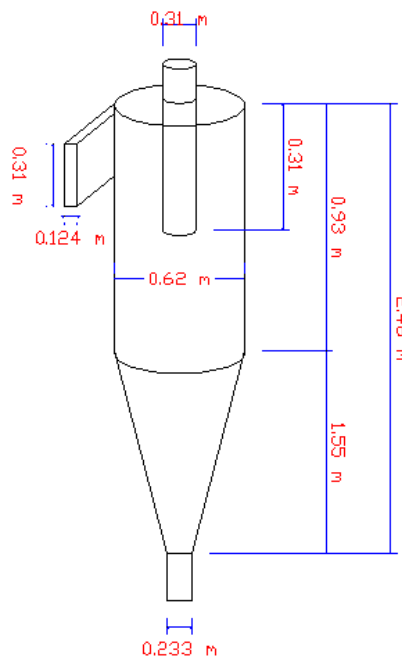
$$n_i = 1 - e \left[-2 * \left(\frac{G * Ti * Q * (n + 1)}{Dc^3} \right)^{\frac{0.5}{n+1}} \right]$$

$$n_i = 1 - e \left[-2 * \left(\frac{840 * 4.86 s * 0.77 \frac{m^3}{s} * (0.622 + 1)}{(0.62 m)^3} \right)^{\frac{0.5}{0.622+1}} \right]$$

$$n_i \cong 1$$

4.10.6 Diseño a fatiga del ciclón. Se considera como un cilindro cerrado sometido a presión interna, en el que se tiene esfuerzos tangenciales llamados también esfuerzo circunferencial o de aro y esfuerzo longitudinal debido a la presión ejercida sobre los fondos o cabezas del cuerpo cilíndrico:

Figura 65. Dimensiones del ciclón



Puesto que el esfuerzo circunferencial o tangencial es mayor que el longitudinal, realizamos el cálculo a fatiga:

$$\sigma_a = P * \frac{r}{h} \quad (140)$$

Donde:

$$P = \text{presión total} = 1.03 \text{ kg/cm}^2$$

$$r = \text{radio del ciclón} = 31 \text{ cm}$$

$$h = \text{espesor de la chapa} = 0.15 \text{ cm}$$

Remplazando los valores en la ecuación (140) tenemos:

$$\sigma_a = \frac{1.03 \text{ kg}}{\text{cm}^2} * \frac{31 \text{ cm}}{0.1 \text{ cm}}$$

$$\sigma_a = 319.3 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Si la resistencia a la fatiga del material es de $\sigma'_a = 2400 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ **(Anexo J3)**.

$$n = \frac{\sigma'_a}{\sigma_a} \quad (141)$$

Remplazando los valores en la ecuación (141) tenemos:

$$n = \frac{2400 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{319.3 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$n = 7.5$$

El espesor de la chapa para el ciclón es suficiente para soportar la presión y también facilita su soldadura.

4.11 Análisis de tensiones de la estructura de la máquina

4.11.1 Descripción. Análisis mediante el Método de elementos finitos (MEF) de la estructura de la máquina Trilladora y Limpiadora de Quinoa utilizando el paquete de diseño mecánico Solid Works.

Tabla 11. Propiedades del estudio

Nombre de estudio	Análisis de Cargas
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla:	Malla sólida
Tipo de solver	Solver tipo FFEPlus
Efecto térmico:	Introducir temperatura
Temperatura a tensión cero	298.000000
Unidades	Kelvin

Tabla 12. Unidades

Sistema de unidades:	SI
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	rad/s
Tensión/Presión	N/m ²

Tabla 13. Propiedades de material (**Anexo J4**)

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Apoyo Motor	ASTM A36 Acero	9.97992 kg	0.00127133 m ³
2	Bastidor	ASTM A36 Acero	30.0857 kg	0.00383258 m ³
Nombre de propiedad		Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico		2e+011	N/m ²	Constante
Módulo cortante		7.93e+010	N/m ²	Constante

Densidad	7850	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	4e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico	2.5e+008	N/m ²	Constante

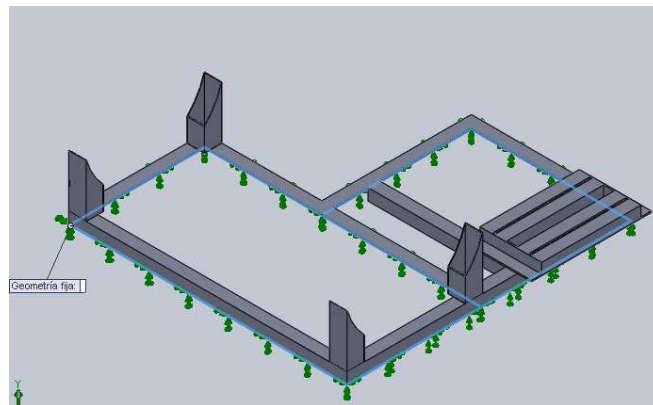
4.11.2 Cargas y restricciones.

Sujeción. Hemos asumido una sujeción fija debido a las condiciones de trabajo a las que está sujeta la máquina.

Tabla 14. Tipo de sujeción

Nombre de restricción	Conjunto de selecciones	Descripción
Fijo-1 <bastidor-1>	activar 1 Cara(s) fijo.	

Figura 66. Sujeción fija.

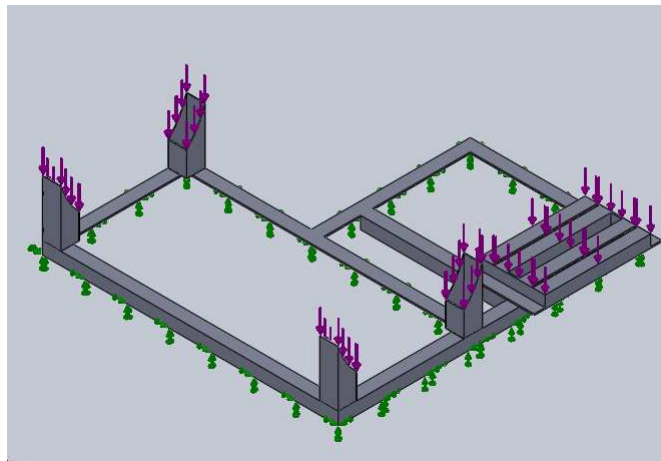


Carga. Las cargas aplicadas son todos los elementos de la máquina es decir el peso total que soporta la estructura debido a sus componentes.

Tabla 15. Aplicación de cargas en el bastidor.

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga
Fuerza-1 <Bastidor-1>	activar 4 Cara(s) aplicar fuerza - 561.75 N normal a plano de referencia con respecto a la referencia seleccionada	Carga secuencial
Fuerza-2 <Base motor-1>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza normal 473.34 N utilizando distribución uniforme	Carga secuencial

Figura 67. Cargas en el bastidor

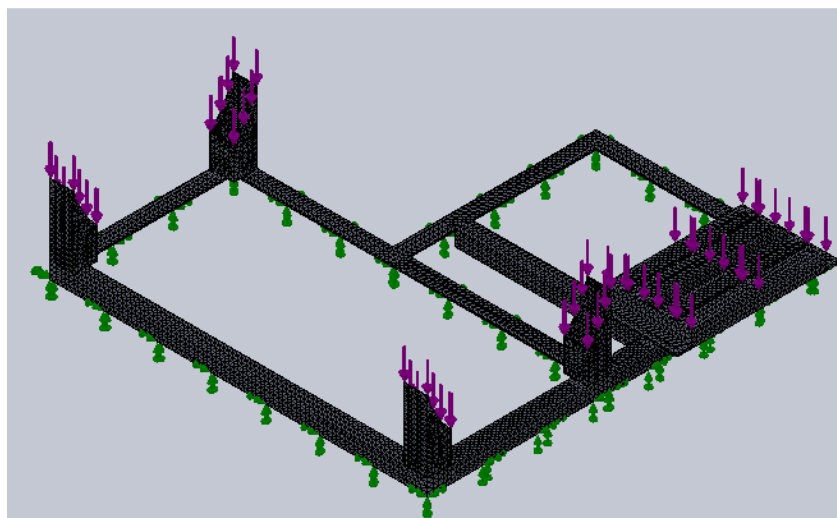


Información de malla.

Tabla 16. Mallado del bastidor

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	14.32 mm
Tolerancia:	0.71598 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	30187
Número de nodos:	63227

Figura 68. Mallado del bastidor



4.11.3 Fuerzas y momentos resultantes.

Tabla 17. Reacciones en el bastidor

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N	-0.00499511	2720.34	-0.00368154	2720.34

Tabla 18. Fuerzas de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N	-5.2454e-005	-0.00512581	-0.000238016	0.0051316

Tabla 19. Momentos de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N-m	0	0	0	1e-033

4.11.4 Resultados del estudio.

Tabla 20. Resultados predeterminados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones I	VON:	225.175	(-515.122 mm,	5.72485e+	(-11.9641
	Tensión de von Mises	N/m ² Nodo: 36695	139.632 mm, 571.098 mm)	006 N/m ² Nodo: 24405	mm, 259.31 mm, 499.898 mm)
Deformaciones unitarias I	ESTRN:	1.28952e-009	(-433.189 mm,	1.37392e-	(-10.4572
	Deformación unitaria equivalente	Elemento: 9140	129.548 mm, 571.098 mm)	005 Elemento: 25880	mm, 159.662 mm, 499.398 mm)

Figura 69. Estructura -cargas totales-tensiones

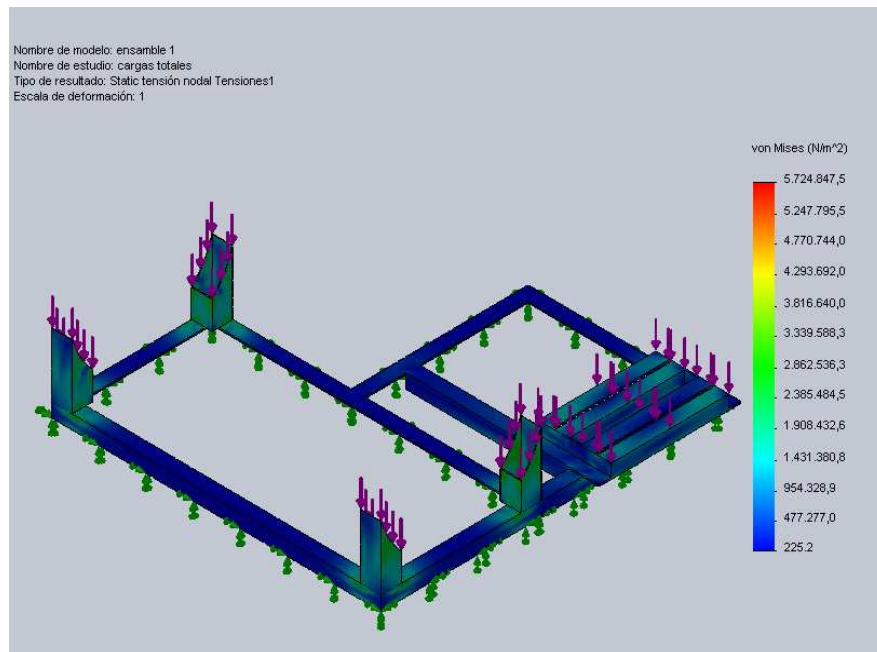


Figura 70. Estructura -cargas totales -desplazamientos

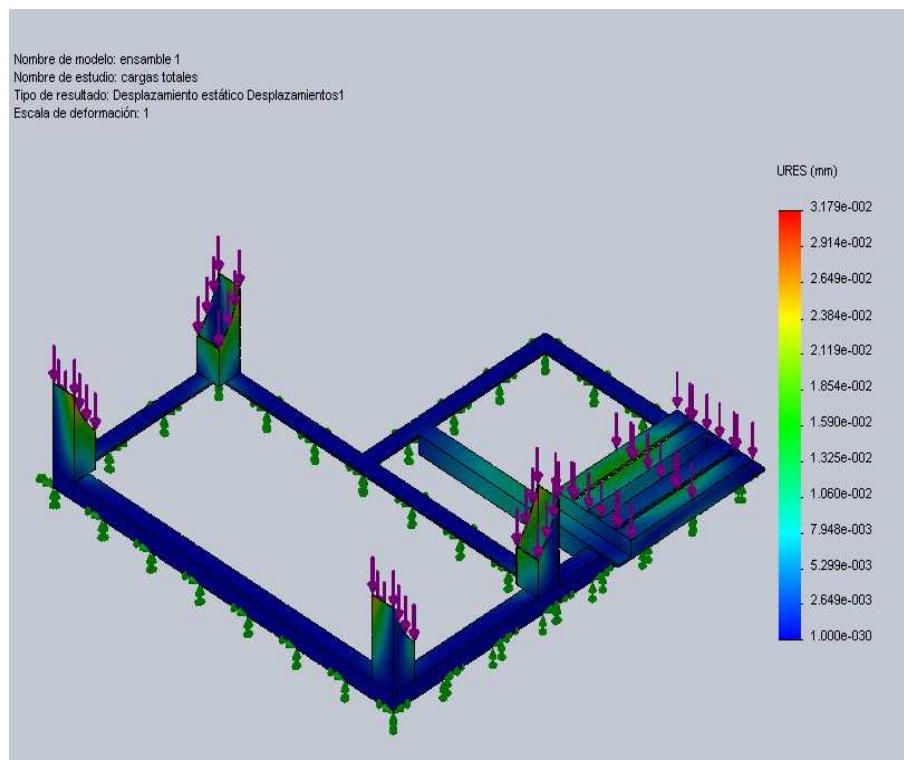


Figura 71. Estructura -cargas totales -deformaciones unitarias

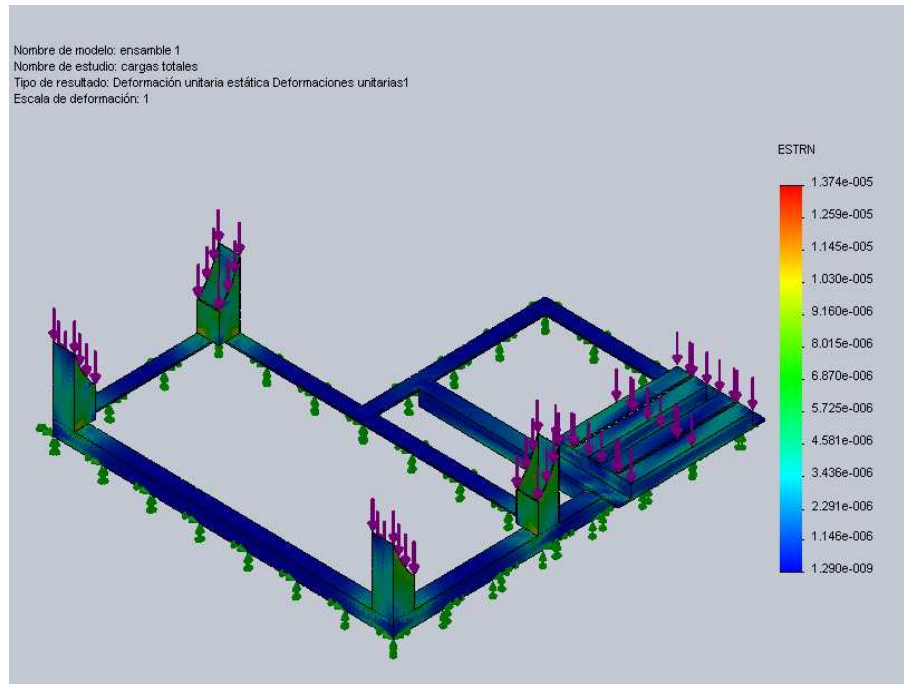
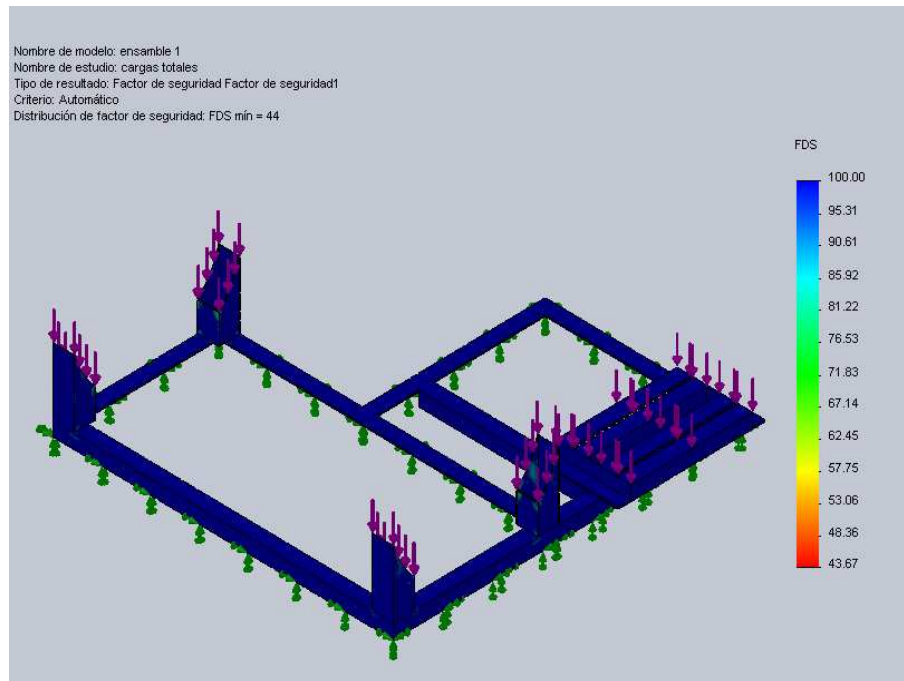


Figura 72. Estructura -cargas totales -factor de seguridad



Como podemos observar en el análisis de cargas totales tenemos un factor de seguridad muy alta en toda la estructura por lo cual no existirá falla.

CAPÍTULO V

5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA PARA TRILLAR QUINUA

5.1 Componentes del equipo y tecnología de la construcción

En el proceso de construcción, montaje e instalación de la máquina trilladora y limpiadora de quinua se utilizó las siguientes máquinas herramientas:

- Prensa de banco
- Flexómetro
- Arco de sierra
- Soldadora eléctrica
- Moladora
- Taladro de mano
- Taladro pedestal
- Torno
- Calibrador pie de rey
- Cuchillas para tornear
- Entenalla
- Escuadra
- Limas
- Llaves
- Brocas
- Machuelos
- Destornilladores
- Roladora
- Sierra eléctrica
- Plegadora

5.2 Procedimiento de construcción

En la Tabla 21 se muestra las partes constitutivas de la máquina trilladora y limpiadora de quinua, sus elementos y el material del cual se construye.

Tabla 21. Partes constructivas de la máquina trilladora y limpiadora de quinua

SISTEMA	ELEMENTO	CANT.	MATERIAL/MODELO
Sistema Estructural para la Bancada	Angulo 2X1/8 pulg.	2	Acero Estructural ASTM A36
	Tubo cuadrado 3X10 pulg.	1	Acero Estructural ASTM A36
Eje Principal de Transmisión	Eje de transmisión	1	Acero AISI 1018
	Rodamiento de bolas	2	FAG 16010.C3
Sistema de Transmisión	Motor	1	MOTOR BRIGGS & STRATTON 16 HP
	Polea conducida	1	Aluminio
	Polea motriz	1	Aluminio
	Banda	1	
Sistema de trillado en el Eje Principal	Disco de corte 590x15 mm	1	Acero AISI 1045
	Manzana acople ventilador 3x3 pulg	1	Acero AISI 1018
	Cuchillas	3	Acero AISI 1045
	Tubo redondo 5x39 pulg	1	Acero AISI 1040
	Platina 210x30x12 mm	10	Acero AISI 1010
	Manzanas 5x2 pulg.	2	Acero AISI 1018
	Disco ventilador 310x6 mm	1	Acero AISI 1045

	Aletas ventilador 128x82x7.4 mm	16	Acero AISI 1040
	Manzana acople ventilador 3x3 pulg.	1	Acero AISI 1018
Sistema de limpieza de la quinua	Plancha 2440x1220x1 mm (cuerpo de succión)	1	Tol ACERO AISI A36
	Plancha 2440x1220x1 mm (cuerpo de descarga)	1	Tol ACERO AISI A36
Carcasa del sistema trillador y limpiador de quinua	Plancha 2440x1220x6 mm (cuerpo del sistema de trilla)	1	Acero AISI 1045
	Tapa lateral izquierda	1	Acero AISI 1045
	Tapa lateral derecha	1	Acero AISI 1045
	Plancha 1000x610x3 mm (cuerpo del sistema ventilador)	1	Acero AISI 1045
	Tapa lateral izquierda (ventilador)	1	Acero AISI 1045
	Tapa lateral derecha (ventilador)	1	Acero AISI 1045

5.3 Construcción y montaje

5.3.1 *Construcción de la máquina trilladora y limpiadora de quinua.* En la Tabla 2 se detalla los tiempos empleados en construir cada elemento que conforma la máquina trilladora y limpiadora de quinua.

Tabla 22. Tiempos en la construcción de la máquina trilladora y limpiadora de quinua

SISTEMAS	ELEMENTO	Nº	OPERACIONES	T(h)
SISTEMA ESTRUCTURAL DE LA BANCADA	Angulo 2X1/8 pulg.	1	Toma de medidas	0,50
		2	Corte	1,00
		3	Pulido	0,25
		4	Pre soldado	0,50
		5	Escuadrado	0,50
		6	Soldado	3,00
	Tubo cuadrado 3X10 pulg.	7	Trazado	0,25
		8	Corte	1,50
		9	Pulido	1,00
		10	Pre soldado	1,00
		11	Escuadrado	0,50
		12	Soldado	1,00
EJE PRINCIPAL DE TRANSMISIÓN	Eje de transmisión	13	Refrentado	0,50
		14	Chavetero	5,00
		15	Pulido	0,75
		16	Tolerancia (torno).	0,45
	Rodamiento de bolas	17	Acople en el bocín	0,50
		18	Lubricación	0,50
SISTEMA DE TRANSMISIÓN	Polea conducida	19	Perforado central	0,25
		20	Refrentado	1,50
		21	Chaveteado	0,50
	Polea motriz	22	Perforado central	0,25
		23	Refrentado	1,50
		24	Chaveteado	0,50
SISTEMA DE TRILLADO EN EL EJE PRINCIPAL	Disco de corte	25	Trazado	1,00
		26	Corte	1,50
		27	Refrentado	2,00
		28	Pulido	3,00
	Manzana acople	29	Refrentado	2,00

	ventilador	30	Cilindrado	3,50	
		31	Pulido	1,00	
		32	Tolerancia (torno).	1,50	
	Cuchillas	33	Trazado	0,25	
		34	Corte	0,50	
		35	Pulido	0,25	
		36	Afilado	0,50	
	Tubo redondo	37	Trazado	1,00	
		38	Corte	2,00	
		39	Pulido	0,50	
	Platina trilladoras	Barras	40	Trazado	2,00
			41	Corte	3,50
			42	Pulido	1,00
	Manzanas trillador.	cilindro	43	Refrentado	1,00
			44	Cilindrado	1,25
			45	Pulido	0,50
			46	Tolerancia (torno).	0,25
	Disco ventilador		47	Trazado	1,00
			48	Corte	0,75
			49	Pulido	0,25
	Aletas ventilador		50	Trazado	0,50
			51	Corte	2,50
			52	Pulido	1,00
	Manzana ventilador	acople	53	Refrentado	1.25
			54	Cilindrado	0,50
			55	Pulido	0,45
			56	Tolerancia (torno).	0,50
SISTEMA DE LIMPIEZA DE LA QUINUA	cuerpo de succión	57	Trazado	1,50	
		58	Corte	2,00	
		59	Doblado	2,00	
		60	Pre-Soldado	1,00	
		61	Taladrado de	1,00	

			agujero de sujeción.	
		62	Soldado	1,00
	cuerpo de descarga	63	Trazado	0,50
		64	Corte	1,00
		65	Doblado	1,00
		66	Pre-Soldado	0,50
		67	Taladrado de agujero de sujeción.	1,00
		68	Soldado	1,00
CARCASA DEL SISTEMA TRILLADOR Y LIMPIADOR DE QUINUA	Cuerpo del sistema de trilla	69	Trazado	0,50
		70	Corte	3,00
		71	Rolado	5,00
		72	Pre-soldado	1,00
		73	Trazado	0,50
		74	Corte	1,00
		75	Pulido	3,00
	Tapa lateral izquierda	76	Trazado	0,50
		77	Corte	1,00
		78	Pulido	2,00
	Tapa lateral derecha	79	Trazado	0,50
		80	Corte	1,00
		81	Pulido	2,00
	Cuerpo del sistema ventilador	82	Trazado	1,00
		83	Corte	2,50
		84	Rolado	3,00
		85	Pre-soldado	1,50
		86	Pulido	1,00
		87	Soldado	1,00
Tapa lateral izquierda (ventilador)	88	Trazado	0,50	
	89	Corte	0,50	

	Tapa lateral derecha (ventilador)	90	Pulido	0,25
		91	Trazado	0,50
		92	Corte	0,50
		93	Pulido	0,25
TIEMPO TOTAL HORAS				107,65

5.3.2 *Flujo grama de construcción de las partes de la máquina.* A continuación se muestran flujo gramas de construcción los cuales están correlacionados con la construcción de la máquina trilladora y limpiadora de quinua.

Figura 73. Flujo grama de construcción estructural de la bancada.

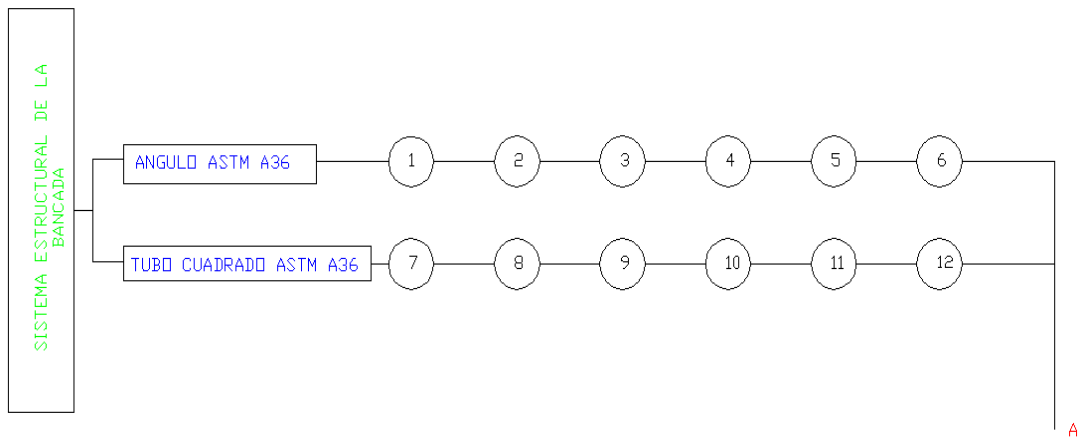


Figura 74. Flujo grama de construcción del eje principal de transmisión

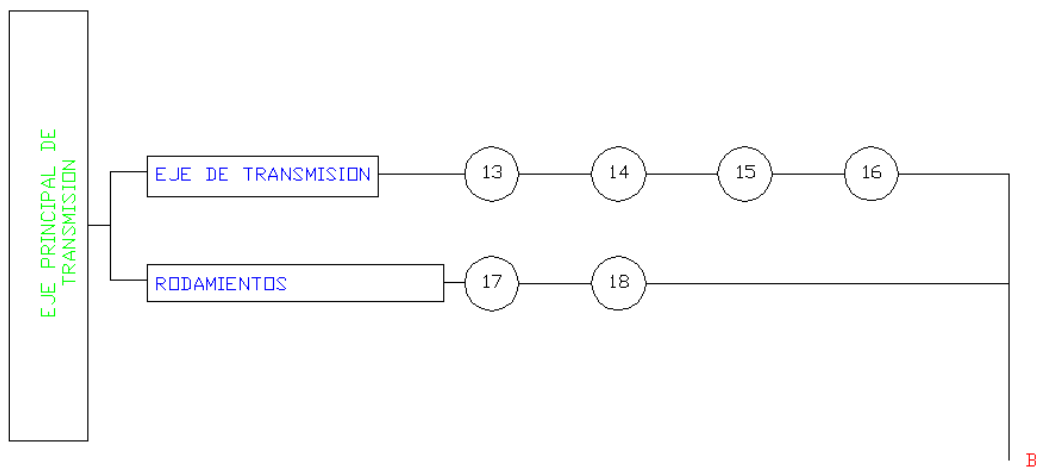


Figura 75. Flujo grama de construcción del sistema de transmisión

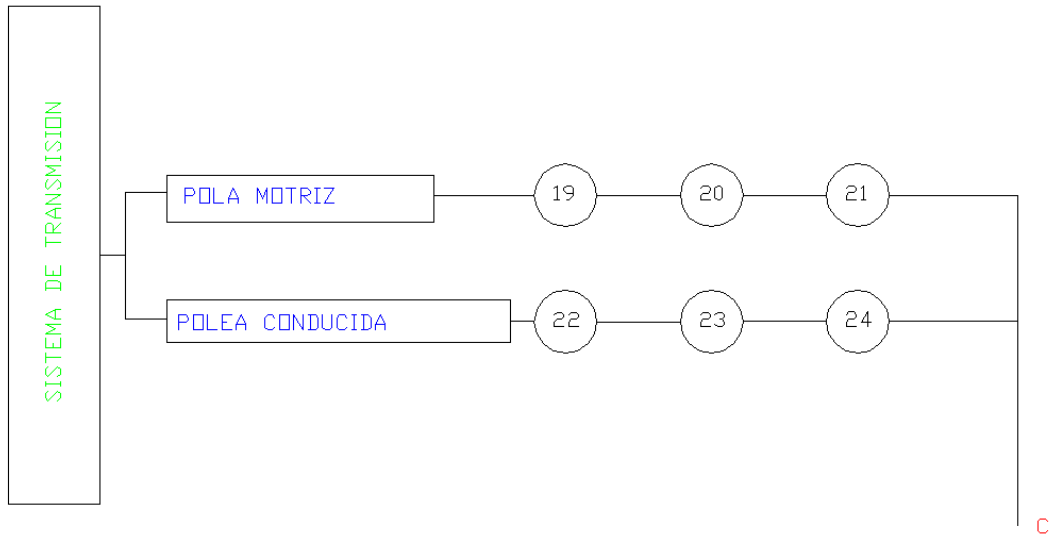


Figura 76. Flujo grama de construcción del sistema de trillado en el eje principal

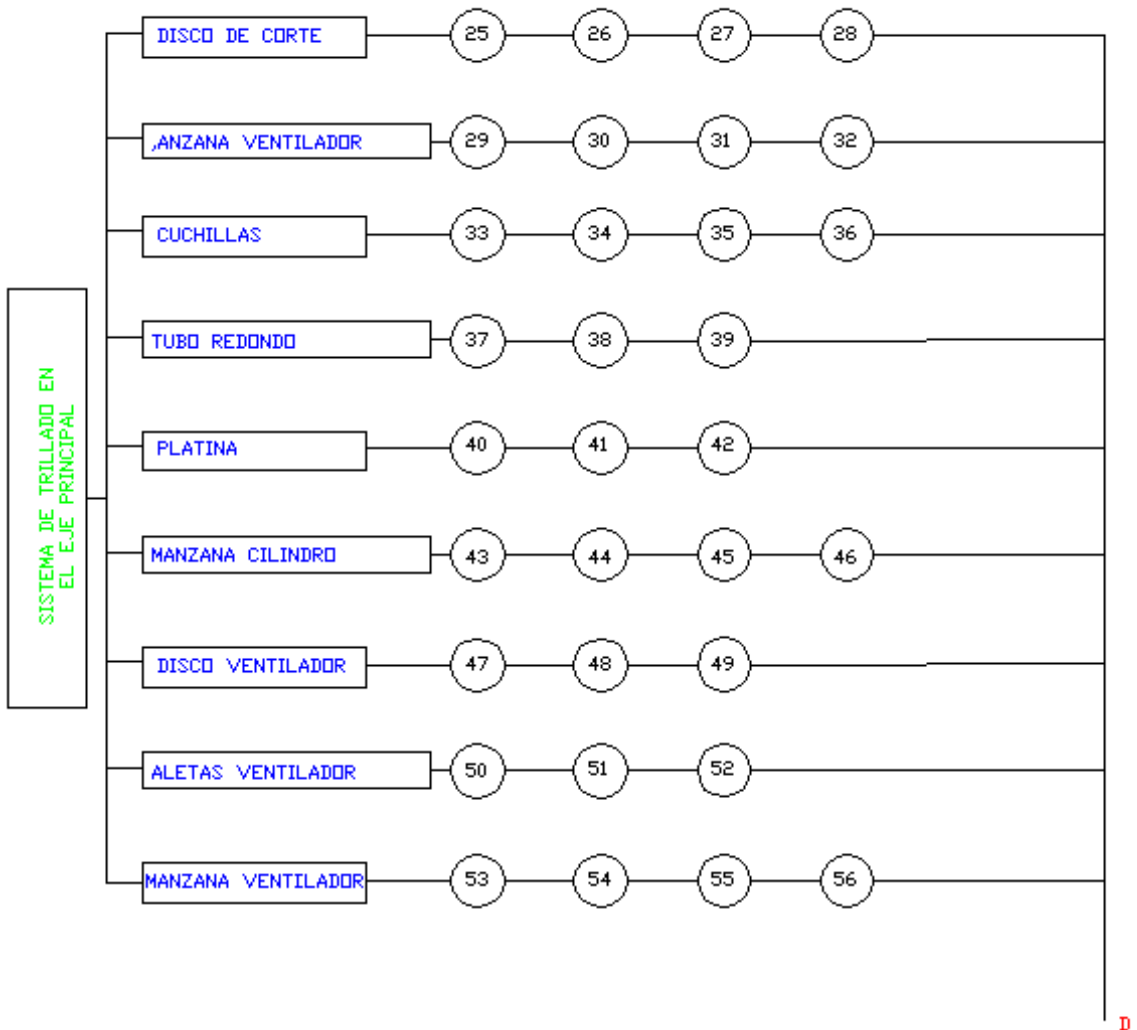


Figura 77. Flujo grama de construcción del sistema de limpieza de quinua

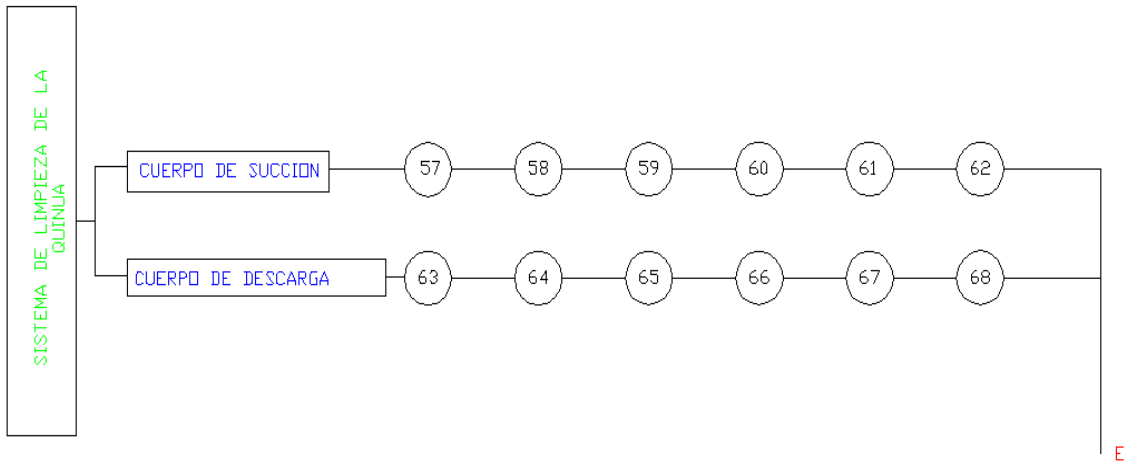
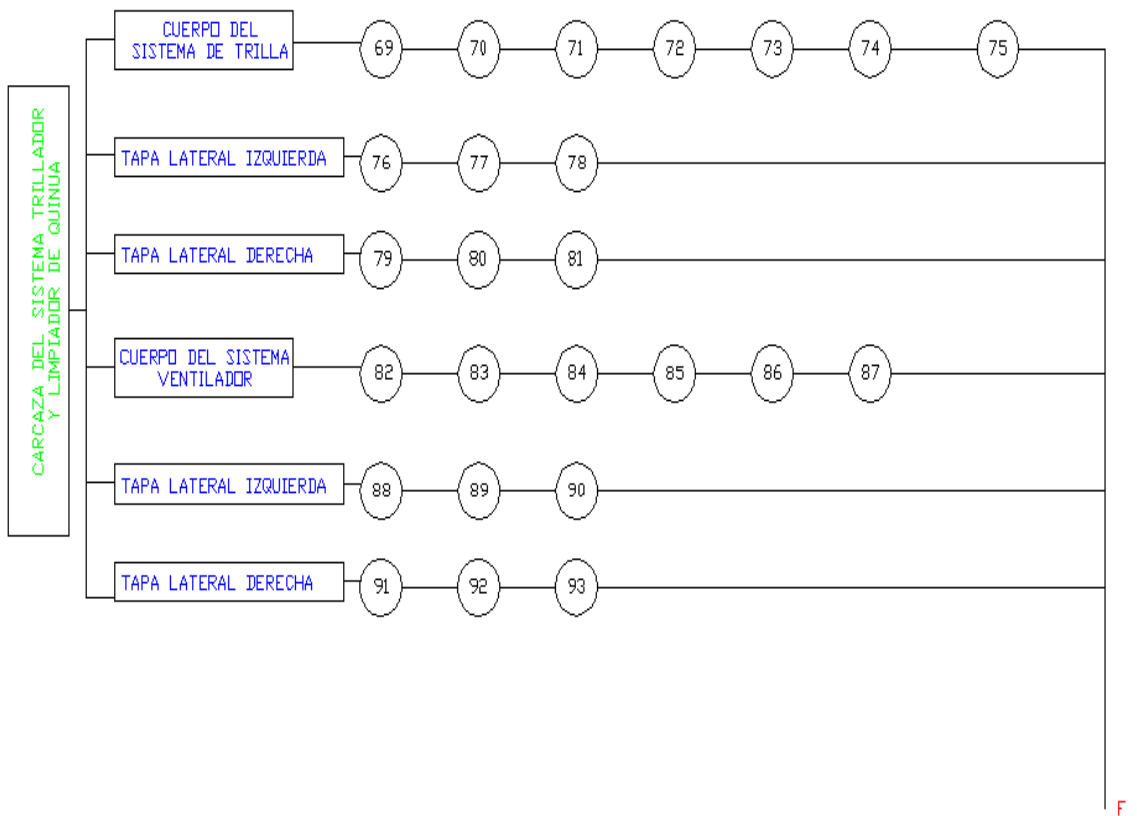


Figura 78. Flujo grama de construcción de la carcasa del sistema



5.4 Montaje de la máquina trilladora y limpiadora de quinua

Los tiempos utilizados durante el montaje de la máquina trilladora y limpiadora de quinua se presentan a continuación.

Tabla 23. Montaje del sistema estructural de la bancada

MONTAJE DEL SISTEMA ESTRUCTURAL DE LA BANCADA		
OPERACIÓN	SÍMBOLO	TIEMPO (horas)
Traslado de elementos al sitio de trabajo	M1	2,00
Montaje del ángulo	M2	2,00
Montaje del tubo cuadrado	M3	1,50
TOTAL		5,50

Tabla 24. Montaje del eje principal de transmisión

MONTAJE DEL EJE PRINCIPAL DE TRANSMISIÓN		
OPERACIÓN	SÍMBOLO	TIEMPO (horas)
Traslado de elementos al sitio de trabajo	M4	2,00
Montaje del eje de transmisión	M5	2,00
Montaje de los rodamientos	M6	2,00
TOTAL		6,00

Tabla 25. Montaje del sistema de transmisión

MONTAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN		
OPERACIÓN	SÍMBOLO	TIEMPO (horas)
Traslado de los elementos al sitio de trabajo	M7	2,00
Montaje del motor	M8	0,50
Montaje de la polea motriz	M9	0,50
Montaje de la polea conducida	M10	0,50
TOTAL		3,50

Tabla 26. Montaje del sistema trilladora y limpiadora de quinua en el eje principal

MONTAJE DEL SISTEMA DE TRILLADO EN EL EJE PRINCIPAL		
OPERACIÓN	SÍMBOLO	TIEMPO (horas)
Traslado de elementos al sitio de trabajo	M11	2,50
Montaje del Disco de corte	M12	1,00
Montaje de la manzana del disco de corte	M13	2,00
Montaje de cuchillas	M14	2,00
Montaje de tubo redondo	M15	0,50
Montaje de platina barras trilladoras	M16	14,00
Montaje de manzanas del cilindro trillador	M17	2,00
Montaje del Disco de ventilador	M18	1,00
Montaje de la manzana del ventilador	M19	1,00
TOTAL		25,50

Tabla 27. Montaje del sistema de limpieza de la quinua.

MONTAJE DEL SISTEMA DE LIMPIEZA DE LA QUINUA		
OPERACIÓN	SÍMBOLO	TIEMPO (horas)
Traslado de elementos al sitio de trabajo	M20	1,00
Montaje del cuerpo de succión	M21	2,00
Montaje del cuerpo de descarga	M22	1,00
TOTAL		5,00

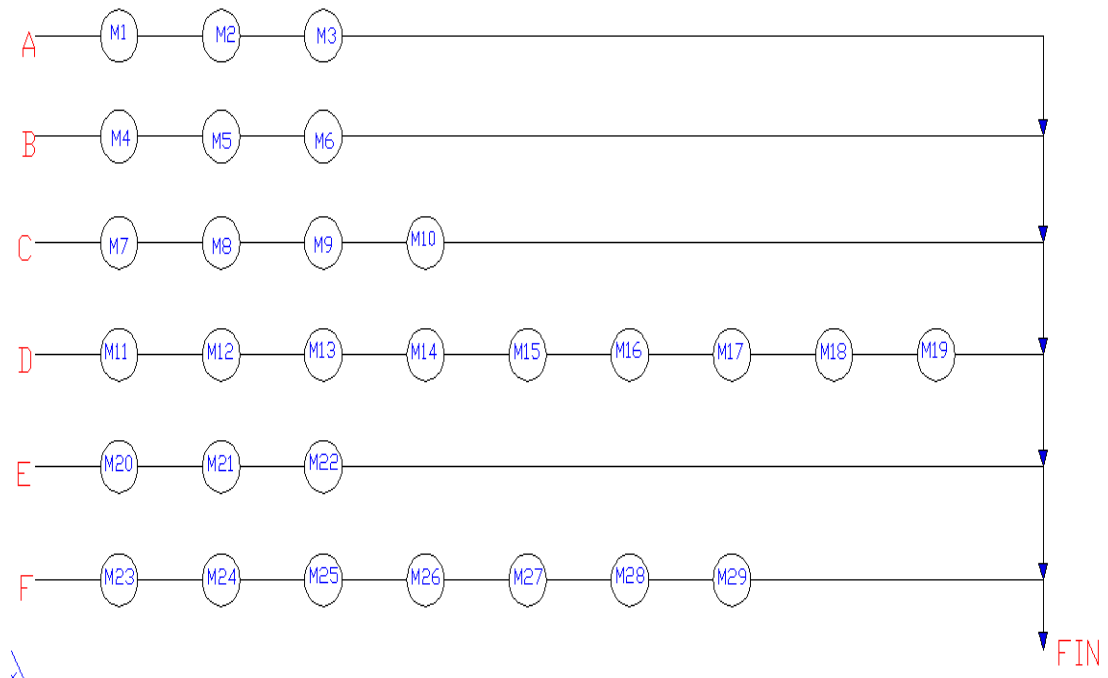
Tabla 28. Montaje de las carcasas del sistema de trillador y limpiador de quinua

MONTAJE DE LAS CARCASAS DEL SISTEMA DE TRILLADOR Y LIMPIADOR DE QUINUA		
OPERACIÓN	SÍMBOLO	TIEMPO (horas)
Traslado de elementos al sitio de trabajo	M23	4,00
Montaje del cuerpo del sistema de trilla	M224	3,00
Montaje de la tapa lateral izquierda	M25	2,00
Montaje de la tapa lateral derecha	M26	2,00
Montaje del cuerpo del sistema ventilador	M27	2,50
Montaje de la tapa lateral izquierda	M28	1,00
Montaje de la tapa lateral derecha	M29	1,00
TOTAL		15,50

Tiempo Total de Montaje 61 horas

5.5 Flujograma de montaje de la máquina trilladora y limpiadora de quinua

Figura 79. Flujo grama de montaje de la máquina trilladora y limpiadora de quinua



El flujograma mostrado en la figura 93 indica las distintas operaciones de montaje señaladas, así como también su secuencia, hay que destacar además que el tiempo de montaje total es de 61 horas más el tiempo de construcción de los distintos elementos que es de 107 horas más un estimado de imprevistos igual a 30 horas, se tiene que el tiempo total de construcción de la máquina trilladora y limpiadora de quinua es:

Tabla 29. Tiempo de construcción de la máquina trilladora y limpiadora de quinua.

TIEMPO DE CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA	
PROCESOS	HORAS
Construcción de elementos	107
Montaje de elementos	61
Imprevistos	30
TOTAL	198

Tomando en cuenta que las jornadas de trabajo corresponden a 8 horas diarias, tenemos que el tiempo de construcción es **25 días**.

CAPÍTULO VI

6. MANTENIMIENTO Y COSTOS DE LA MÁQUINA

6.1 Capacitación del operador

Para la operación de la máquina es conveniente adiestrar una o más personas, esta labor se la realizara en el momento en que la máquina entre en funcionamiento conjuntamente con los dueños de la misma, en la cual se seleccionará a las personas idóneas para el cargo y, en forma práctica, enseñarles el funcionamiento de los equipos, los nombres de las partes, el modo de operación y como llevar a cabo las acciones de mantenimiento.

De otro lado es común que el operador sea una persona que, habiendo participado en este tipo de trabajo ha mostrado disciplina y voluntad. Ello sumado a una explicación específica lo convierta en persona apta para operar esta máquina. No necesariamente esta es la mejor manera de selección; sin embargo se debe poner mayor cuidado en la selección, y tener en cuenta que el cargo de operador requiere de las personas, los siguientes requisitos:

- Habilidades manuales para el manejo de herramientas.
- Iniciativa e imaginación para la solución de problemas.
- Capacidad de deducción para distinguir causa y efecto.
- Alto sentido de responsabilidad.

Ahora bien las funciones del cargo deben especificarse claramente. En la generalidad de los casos, estas funciones implican:

- Poner en marcha la máquina bajo las condiciones normales de trabajo.
- Parar la máquina bajo condiciones normales.
- Supervisar y vigilar el pleno funcionamiento de la máquina.
- Llenar el registro diario de funcionamiento y sucesos no deseados.
- Desactivar la máquina en caso de anomalías, detectar la causa y proceder a repararla, cuando se trate de anomalías menores.
- Llevar a cabo acciones de mantenimiento periódicas y programar en el tiempo su repetición.

6.2 Mantenimiento preventivo de la máquina trilladora y limpiadora de quinua

La máquina, con la acción del tiempo y del uso está sujeta a un proceso irreversible de desgaste, de envejecimiento y a una degradación de eficiencia técnica; así como a su obsolescencia tecnológica. Por lo tanto, para aliviar estos males inevitables se requerirá asociar la vida de estas máquinas con el mantenimiento, para lo cual se pondrá énfasis en los elementos que presentaran con el paso del tiempo fallas debido a su desgaste o deterioro prematuro.

Tabla 30. Manual de mantenimiento

Horas de trabajo	Elementos o Partes Principales										Trabajos a realizar	
	Rodamientos	Eje principal	Poleas	Disco de corte	Sistema trillador	Ventilador	Ciclón	Banda	Pernos	Motor		
8 (D)								X			Revisar su correcto tensado	
				X	X	X					Verificar su Alineamiento	
				X	X	X					En caso de desalineamiento, posicionar correctamente en línea	
									X		Revisar ajuste de pernos y tornillos	
	X			X	X	X					X	Verificar existencia de residuos
											X	verificar la temperatura para evitar sobrecalentamiento

160 (M)			X							Revisar que no haya deformaciones
	X				X				X	Revisar que no exista anomalías
			X					X		En caso de encontrar deformación, sustituirlo
		X								Verificar el perfecto alineamiento con todas sus partes
480 (T)		X								Realizar una prueba de alineación con equipos
			X	X	X	X				Verificar el apriete de prisioneros de sus partes
			X	X	X	X				En caso de existir juego verificar y reparar
	X		X					X	X	Revisar que no exista anomalías, en caso de existir sustituirlos
								X		Verificar la flexibilidad
640 (A)	X									Cambiar los rodamientos
								X		Verificar existencia de desgastes
	X							X		En caso de encontrar deformación o desgastes, sustituirlos

Donde:

Tabla 31.Designación de variables de tiempo

DESIGNACION	
D	Diario
M	Mensual
T	Trimestral
A	Anual

6.3 Costos.

6.3.1 Análisis de costos.El análisis de costos está basado en tres parámetros fundamentales, estos son:

- Costos directos.
- Costos indirectos.
- Costos ingenieriles.

Costos directos. Los costos directos son todos los gastos que se requieren en cuanto a materiales para la construcción de la máquina trilladora.

Tabla 32: Costos Directos

CANTIDAD	DESCRIPCION	VALOR UNITARIO(\$)	VALOR TOTAL (\$)
1	TUBO 5X39	40,00	40,00
2	ANGULO 2X1/8	21,39	42,78
1	POLEA 2C-5	29,00	29,00
2	CHUMACERAS UCP21	17,86	35,75
1	ACERRO TRANSMISION 2X	53,13	53,13
1	ACERRO TRANSMISION 2X3	9,50	9,50
1	MOTOR BRISH STRATION 16HP	920,00	920,00
1	HOJA RESORTE	10,00	10,00
1	ACERO TRANSMISION 2X2	8,50	8,50
1	ACERO TRANSMISION 5X2	22,00	22,00
1	PLANCHA DE ACERO 6mm	196,25	196,25

1	PLANCHA DE ACERO 3mm	87,00	87,00
10	PRISIONEROS 1X1/2	0,75	7,50
19	PERNOS 1/2X1	0,89	16,96
12	PERNOS 3/8X1/2	0,20	2,40
4	PERNOS 9/16X2	1,61	6,43
1	POLEAS PARA MOTOR	36,00	36,00
2	BANDA TIPO A 33	4,00	8,00
1	LITRO DE PINTURA ANTICORROSIVA	6,00	6,00
1	LITRO DE PINTURA DE FONDO	6,00	6,00
3	LITROS DE TIÑER	1,50	4,50
1	PLANCHA DE 15mm Y DIAMETRO 590mm	71,00	71,00
1	PLANCHA DE 12 mm Y DIAMETRO 310mm	48,01	48,01
1	PLANCHA DE 6mm Y DIAMETRO 310mm	20,00	20,00
TOTAL			1.686,71

Costos indirectos.

Tabla 33. Descripción de equipos utilizados.

DESIGNACION	EQUIPOS	MARCA	POTENCIA	OBSERVACION
E1	TORNO	LAFAYED	5 HP	
E2	TORNO	CHANWAN	2 HP	
E3	FRESADORA	LUCERINI	3 HP	
E4	ROLADORA	TAIMAN		MANUAL
E5	LIMADORA	HOLM	3 HP	
E6	TALADRO RADIAL	GEHL	3 HP	
E7	SOLDADORA ELECTRICA	MILLER	300 AMP	
E8	ESMERIL	SIEMENS	1,5 HP	
E9	CIZALLA	RALAM		MANUAL
E10	SOLDADORA	BOLHAM		OXICORTE
E11	SIERRA ELECTRICA	DIMAK	1,5 HP	
E12	TALADRO	BOSH	500 W	
E13	AMOLADORA	BOSH	2200 W	

Tabla 34. Tiempo de trabajo de los equipos

ACTIVIDAD	DETALLE	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E9	E10	E11	E12	E13
TRABAJO 1	ROLADA DE CILINDRO				480			30						80
TRABAJO 2	CORTES DE TAPAS						40				200			60
TRABAJO 3	SOLDAR TAPAS							180						
TRABAJO 4	MECANIZAR EJE			300								50	50	
TRABAJO 5	CHAVETEROS			60		250			30			10		40
TRABAJO 6	PRISIONEROS								10				160	
TRABAJO 7	CONSTRUCCION CAMISAS	180	60	120				100				40	30	60
TRABAJO 8	VENTILADOR	240		120		100		260			300	190	30	160
TRABAJO 9	CARCASA VENTILADOR				60		30	200		60			130	120
TRABAJO 10	TOLVA							50		70			40	180
TRABAJO 11	BASE MOTOR							80				60	50	80
TRABAJO 12	CONSTRUCCION CICLON				120			260		190			90	160
TRABAJO 13	BASE SOPORTE CICLON							120					50	80
TRABAJO 14	DUCTOS	60						80		50			30	100
TRABAJO 15	PALANCA TEMPLE MOTOR						40	60	30			30	40	50
TRABAJO 16	DISCO CORTADOR	200					140	300			180		60	200
TRABAJO 17	CUCHILLAS								20		120		80	120
TRABAJO 18	TRILLA							280	50		200			60
TRABAJO 19	SOPORTES CHUMACERAS						30	50			40			
TRABAJO 20	POLEAS	180				60							30	
TRABAJO 21	BALANCEO ESTATICO													
TRABAJO 22	PRUEBAS													
TOTALES	MINUTOS	860	60	600	660	410	280	2050	140	370	1040	380	870	1550
	HORAS	14,33	1	10	11	6,83	4,67	34,17	2,33	6,17	17,33	6,33	14,5	25,83

Tabla 35. Costos indirectos

COSTOS HORAS MÁQUINAS (INCLUYE CONSUMIBLES)			
EQUIPOS	CADA HORA	TIEMPO EN HORAS	PRECIO (\$)
E1	15	14,33	215,00
E2	10	1,00	10,00
E3	15	10,00	150,00
E4	15	11,00	165,00
E5	12	6,83	82,00
E6	10	4,67	46,70
E7	25	34,17	854,25
E8	6	2,33	14,00
E9	8	6,17	49,36
E10	30	17,33	519,99
E11	5	6,33	31,67
E12	5	14,50	72,50
E13	20	25,83	516,60
VARIOS			300,00
TOTALES			3.027,06

Costos ingenieriles.

Tabla 36. Costos ingenieriles

NUMERO HORAS	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO (\$)	VALOR TOTAL (\$)
3	INVESTIGACION DE CAMPO	50,00	150,00
150	INVESTIGACION DE INTERNET	0,80	120,00
1	IMPRESIÓN DE PLANOS	65,00	65,00
TOTAL			335,00

Costo total.

Tabla 37. Costo total

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR TOTAL (\$)
1	COSTOS DIRECTOS	1.686,71
1	COSTOS INDIRECTOS	3.027,06
1	COSTOS INGENIERILES	335,00
TOTAL		5.048,77

Se tiene un costo total de la máquina trilladora de \$ **5048.77** (cinco mil cuarenta y ocho dólares americanos con setenta y siete centavos de dólar americano).

6.3.2 Depreciación. Es la disminución del valor de los bienes como consecuencia de determinadas causas.

Contablemente depreciación y amortización se consideran sinónimos. [19]

Porcentaje de depreciación de la maquinaria (10 % anual)

La vida normal de los activos enunciados (máquinas y herramientas) es de 10 años; por lo tanto su costo total, o sea, el 100% de su costo se reduce a una décima parte cada año. La décima parte del 100% es el 10% ($100\% \div 10 = 10\%$).

Clasificación de la amortización

La amortización se clasifica en:

- Amortización ordinaria: es la desvalorización sistemática del bien, determinada previamente por la empresa.
- Amortización extraordinaria: es la desvalorización imprevista total o parcial del bien, por ejemplo, provocada por un siniestro.

Causas de la depreciación. Las causas pueden ser:

1.- la duración física del activo; se incluyen las causas por:

- Agotamiento
- Desgaste
- Envejecimiento

2.- La duración económica del activo; se incluyen las causas por:

- Explotación por tiempo limitado
- Envejecimiento técnico
- Envejecimiento económico

Cálculo de la depreciación. Para poder calcular la depreciación hay que tener en cuenta:

- La vida útil
- El valor de salvamento
- El método a aplicar

Vida útil: Es la duración que se le asigna a un bien como elemento de provecho para la empresa.

Las bases utilizadas para la determinación de la vida útil son:

- Tiempo : años
- Capacidad de producción: producción total

Valor de salvamento: Es la estimación del valor que el bien tendrá para la empresa una vez cumplido su vida útil. Surgirá de la diferencia entre el precio de venta estimado y todas las erogaciones necesarias para retirar el bien de servicio.

La vida útil de las maquinarias y herramientas en su 100% es de 10 años nosotros tomaremos para nuestra máquina una vida útil de 8 años.

El valor de salvamento se denota por la ecuación (142).

$$V_{salvamento} = V_{inicial} - \frac{V_{inicial} * n}{N} \quad (142)$$

Dónde:

$V_{salvamento}$ = Valor de salvamento en \$

$V_{inicial}$ = Valor de costo inicial en \$

n = Tiempo de vida útil 8 años

N = Tiempo de depreciación en 10 años

Remplazando los valores conocidos en la ecuación (142) se tiene:

$$V_{salvamento} = 5048.77 - \frac{5048.77 * 8}{10}$$

$$V_{salvamento} = \$ 1009.6$$

Métodos de depreciación: Una vez determinado el valor a depreciar y establecida la base para la determinación de la vida útil, resta elegir el método para distribuir ese valor.

Método de la línea recta. El método de la línea recta es el método más sencillo y más utilizado por las empresas, y consiste en dividir, (el valor inicial menos el valor de salvamento del activo) para la vida útil del mismo.

La ecuación para el cálculo es:

$$D_{anual} = \frac{V_{inicial} - V_{salvamento}}{n} \quad (143)$$

Dónde:

D_{anual} = Depreciación anual en \$

$V_{inicial}$ = Valor de costo inicial en \$

$V_{salvamento}$ = Valor de salvamento en \$

n = Tiempo de vida útil en años (máximo 10 años)

Remplazando los valores conocidos en la ecuación (143) se tiene:

$$D_{anual} = \frac{5048.77 - 1009.6}{8}$$

$$D_{anual} = \$ 504.89$$

Como la máquina se deprecia a 8 años entonces tenemos los siguientes datos.

Tabla 38. Depreciación anual de la máquina

TIEMPO	DEPRECIACIÓN ANUAL (\$)
1° año	5048.77-504.89 = 4543.87
2° año	4543.87-504.89 = 4038.98
3° año	4038.98-504.89 = 3534.08
4° año	3534.08-504.89 = 3029.19
5° año	3029.19-504.89 = 2524.30
6° año	2524.30-504.89 = 2019.41
7° año	2019.41-504.89 = 1514.53
8° año	1514.53-504.89 = 1009.64
TOTAL	1009.64

El valor de salvamento en ocho años de vida útil es 1009.64 (mil nueve dólares con sesenta y cuatro centavos de dólar americano) y su depreciación corresponde a **4039.13** (cuatro mil treinta y nueve dólares con trece centavos de dólar americanos).

Determinación del costo de funcionamiento y mantenimiento. Para determinar el costo de funcionamiento se determinó el consumo diario, para luego calcular el consumo anual, encontrando así el valor anual del funcionamiento.

Según Tablas de costo de combustible para motores y la especificación del fabricante sobre el consumo por hora, se tiene, 4.2 gal/h y la máquina trabajara un tiempo estimado de 8 horas diarias.

Para calcular el consumo tenemos la siguiente ecuación:

$$C_{\text{diario}} = C_{\text{motor}} * t \quad (144)$$

Donde:

C_{diario} = consumo diario en gal/h

C_{motor} = consumo del motor en lt/h

t= tiempo diario de consumo en h/día

Remplazando los valores conocidos en la ecuación **(144)** se tiene:

$$C_{\text{diario}} = \frac{4.2\text{lt}}{\text{h}} * 8 \frac{\text{h}}{\text{dia}} * \frac{1\text{gal}}{3.785\text{lt}}$$

$$C_{\text{diario}} = \frac{8.877\text{gal}}{\text{dia}}$$

El precio del galón de combustible en el Ecuador es de \$ 1.31 dólares.

Para calcular el consumo en dólares remplazamos en la siguiente ecuación.

$$C_{\$} = C_{\text{diario}} * C_{\text{costo}} \quad (145)$$

Dónde:

$C_{\$}$ = costo en dólares

C_{diario} = consumo diario en gal/día.

C_{costo} = Valor en dólares del dólares/gal

Remplazando los valores conocidos en la ecuación (145) se tiene:

$$C_{\$} = \frac{8.877 \text{ gal}}{\text{dia}} * \frac{1.3098 \text{ dolares}}{\text{gal}}$$

$$C_{\$} = \$ 11.93 \frac{\text{dolares}}{\text{dia}} * 20 \frac{\text{dias}}{\text{mes}}$$

$$C_{\$} = \$ 238.6 \frac{\text{dolares}}{\text{mes}}$$

$$C_{\$} = \$ 238.6 \frac{\text{dolares}}{\text{mes}} * \frac{4 \text{ mes}}{\text{año}}$$

$$C_{\$} = \$ 930,00 \text{ anuales}$$

Entonces el valor de pago del funcionamiento de la máquina es de 930 dólares americanos.

Un estimativo del precio de mantenimiento de la máquina anualmente es de 70 dólares americanos.

Determinación del beneficio de producción. Para determinar el beneficio de producción anualmente tenemos primero que realizar un estimativo mensual y proyectarlo a futuro.

Calcularemos por medio de la siguiente ecuación.

$$B_{\text{mensual}} = 1500 \text{ dolares mensuales}$$

$$B_{\text{anual}} = B_{\text{mensual}} * t \quad (146)$$

Dónde:

B_{anual} = beneficio anual en dólares

B_{mensual} = beneficio mensual en dólares

t = tiempo en meses

Remplazando los valores conocidos en la ecuación (146) se tiene:

$$B_{\text{anual}} = \$1500 \frac{\text{dolares}}{\text{meses}} * \frac{4\text{meses}}{\text{año}}$$

$$B_{\text{anual}} = \$ 6000,00 \frac{\text{dolares}}{\text{año}}$$

Un estimativo del beneficio de producción anualmente es de 14400,00 dólares americanos.

6.4 Cálculo del TIR (tasa interna de retorno) y el VAN (valor actual neto).

Para este cálculo hay que tomar en cuenta todas las cantidades y corresponde a:

Ingresos

$$B_{\text{anual}} = \$ 6000,00$$

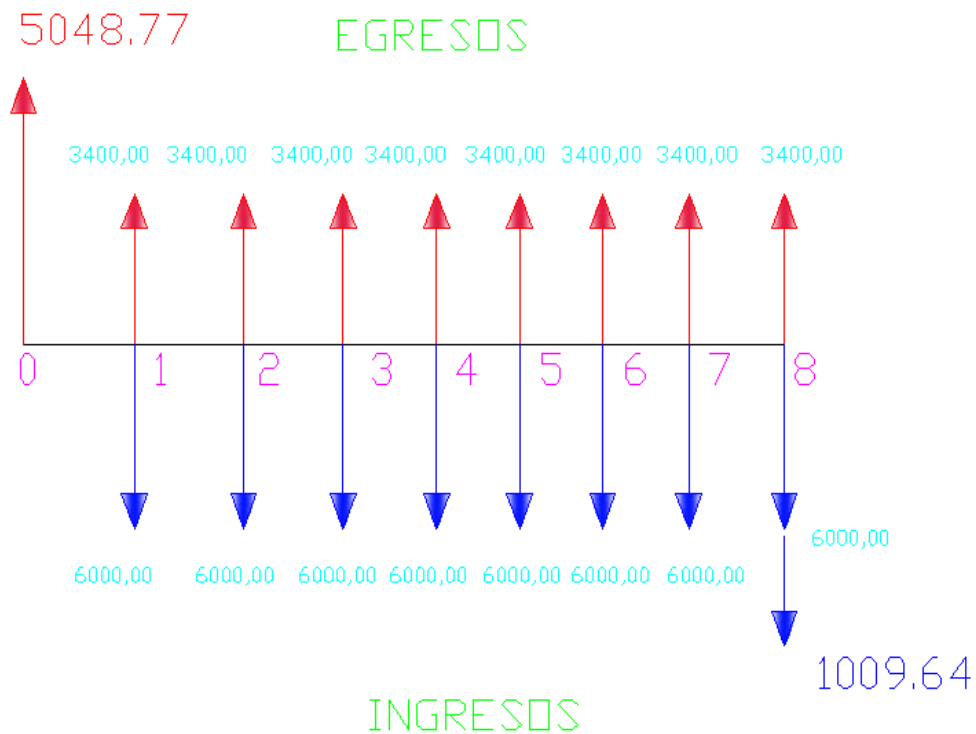
$$V_{\text{salvamento}} = \$ 1009.64$$

Egresos

$$C_{\text{máquina}} = \$ 5048.77$$

$$C_{\text{fun+man+trans}} = \$ 3400,00$$

Figura 80. Ingresos y egresos por año.



6.4.1 Cálculo del van (valor actual neto). El VAN es calculado a partir del flujo de caja anual, trasladando todas las cantidades futuras al presente originados por una inversión para ver cuán factible es un proyecto por medio del cálculo del TIR (Tasa Interna de Retorno).

$$\text{VAN} = 6000(P/A; \% ; n) + 1009.64(P/F; \% ; n) - \{3400(P/A; \% ; n) + 5048.77\}$$

(147)

Dónde:

VAN = Valor Actual neto en dólares

P/A = Coeficiente del valor presente de una distribución uniforme (**Anexo K**)

P/F = Coeficiente del valor presente de una cantidad futura (**Anexo K**)

% = Porcentaje a calcular

n = Tiempo en años

Remplazando los valores conocidos en la ecuación (147) se tiene:

$$i = 20\%, n = 8$$

$$VAN = 6000(P/A; \% ; n) + 1009.64(P/F; \% ; n) - \{3400(P/A; \% ; n) + 5048.77\}$$

$$VAN = 6000(3,8372) + 1009.64(0,2326) - \{3400(3,8372) + 5048.77\}$$

$$VAN = \$ 5162.79$$

$$i = 25\%, n = 8$$

$$VAN = 6000(P/A; \% ; n) + 1009.64(P/F; \% ; n) - \{3400(P/A; \% ; n) + 5048.77\}$$

$$VAN = 6000(3,3289) + 1009.64(0,1678) - \{3400(3,3289) + 5048.77\}$$

$$VAN = \$ 3775.79$$

$$i = 40\%, n = 8$$

$$VAN = 6000(P/A; \% ; n) + 1009.64(P/F; \% ; n) - \{3400(P/A; \% ; n) + 5048.77\}$$

$$VAN = 6000(2,3306) + 1009.64(0,0678) - \{3400(2,3306) + 5048.77\}$$

$$VAN = \$ 1079.24$$

$$i = 45\%, n = 8$$

$$VAN = 6000(P/A; \% ; n) + 1009.64(P/F; \% ; n) - \{3400(P/A; \% ; n) + 5048.77\}$$

$$VAN = 6000(2,109) + 1009.64(0,0512) - \{3400(2,109) + 5048.77\}$$

$$VAN = \$ 484.28$$

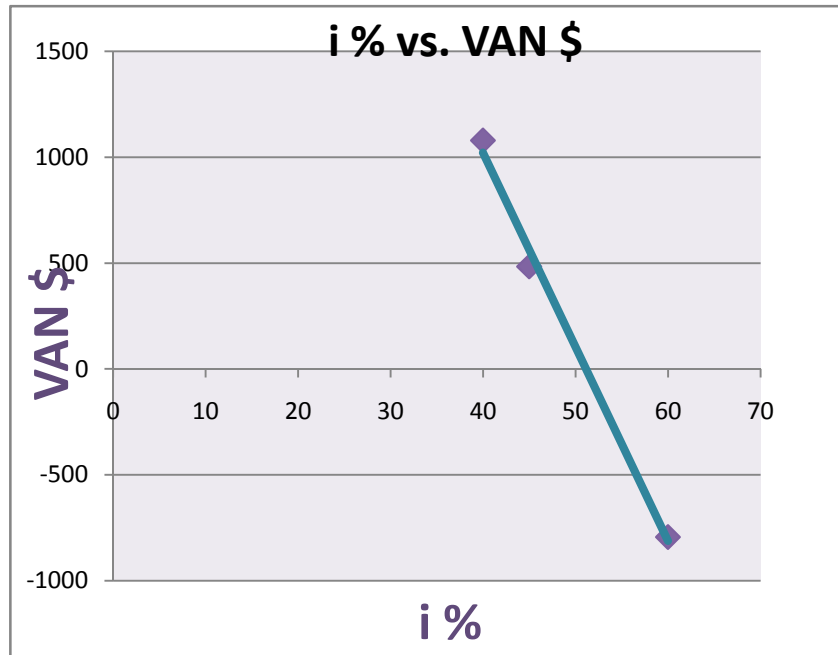
$$i = 60\%, n = 8$$

$$VAN = 6000(P/A; \% ; n) + 1009.64(P/F; \% ; n) - \{3400(P/A; \% ; n) + 5048.77\}$$

$$VAN = 6000(1,6280) + 1009.64(0,0233) - \{3400(1,6280) + 5048.77\}$$

$$VAN = \$ - 792.44$$

Figura 81. Figura ilustrativa del interés – VAN



6.4.2 Cálculo del TIR (tasa interna de retorno). Es la tasa de interés por medio de la cual se recupera la inversión y está en función del Valor Actual Neto.

$$TIR = i\% \pm \Delta i\% \left(\frac{VAN^+}{VAN^+ + VAN^-} \right) \quad (148)$$

Dónde:

TIR = Porcentaje de la tasa interna de retorno

$\Delta i\%$ = Variación del porcentaje entre cantidad positiva y negativa

VAN^+ = Valor Actual neto de la cantidad positiva

$i\%$ = Porcentaje ultimo de la variación de cantidades

VAN^- = Valor Actual neto de la cantidad negativa

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (148) se tiene:

$$TIR = 45 - 15 \left(\frac{484.20}{484.20 + 792.44} \right)$$

$$TIR = 45 - 5.68$$

$$TIR = 50.69 \%$$

La tasa de interés pasivas efectivas vigente, dada por el banco central del Ecuador para más de 360 días en el año 2012 es de 5,35%, ver en el (ANEXO K6).

Comparamos el TIR (Tasa Interna de Retorno) con el interés pasivo efectivo vigente y tenemos 3 alternativas:

Si $TIR < \% \text{ vigente}$ el proyecto no es aconsejable.

Si $TIR = \% \text{ vigente}$ el proyecto es indiferente.

Si $TIR > \% \text{ vigente}$ el proyecto es aconsejable.

Para nuestro caso:

$TIR = 50.69 \%$

$i\% = 5,35 \%$

La (Tasa Interna de Retorno) TIR es mayor que el porcentaje de interés de las tasas pasivas efectivas referenciales por el Banco Central del Ecuador vigentes, por la tanto:

Concluimos que es viable hacer la inversión en nuestra máquina.

CAPÍTULO VII

7. EVALUACIÓN Y RESULTADOS OBTENIDOS

Para las pruebas definitivas de eficiencia de la máquina trilladora y limpiadora de quinua se utilizaron tres tratamientos que fueron los siguientes:

1. Trilladora estacionaria CIFEMA S.A.M., motor de gasolina de 5 HP con adaptación de malla metálica en la bandeja inclinada (FUNDAMIF)
2. Método manual
3. Máquina trilladora propuesta construida y reajustada 16 HP.

La unidad experimental estuvo constituida por una porción de panojas de 20 kg de peso cortada manualmente, cosechada de un mismo lote y en un solo día. Se utilizó para esta prueba la variedad INIAP-Imbaya cuyo tamaño de planta es de aproximadamente 1,2 m.

Se trabajó con un diseño experimental completamente al azar con tres tratamientos y cinco repeticiones por tratamiento y las variables de respuesta, fueron las siguientes:

Capacidad de trilla expresada en kg de gavilla (panojas por hora).

Porcentaje de desperdicios, es decir la cantidad de grano que se logra recuperar al volver a trillar el subproducto.

Porcentaje de impurezas contenidas en el grano. Se procedió a separar por tamizado (trilladora CIFEMA S.A.M.) y por ciclón (máquina propuesta), las impurezas de una muestra del grano trillado en cada unidad experimental.

Eficiencia o rendimiento de la máquina o método de trillado, expresado en Kg de grano trillado por hora.

En la tabla 37 se presentan los resultados de la evaluación del funcionamiento y eficiencia de la máquina propuesta en comparación, con otro modelo de máquina trilladora y con la trilla manual.

Se encontró que el efecto de los tratamientos (máquinas o métodos de trilla) fue altamente significativo para todas las variables evaluadas. A pesar de que los coeficientes de variación fueron altos para algunas variables. Quizá las panojas utilizadas, como material experimental, no presentaron la uniformidad suficiente, sobre todo porque sufrieron un secamiento progresivo a partir de la siega hasta el momento de ser trilladas, lo que incide en algunos parámetros de trilla como el porcentaje de desperdicios, porcentaje de impurezas y rendimiento de la máquina.

La máquina propuesta fue muy superior en capacidad de trilla a la trilladora CIFEMA S.A.M. La capacidad de trilla por el método manual, como es lógica, fue muy inferior a todas las trilladoras probadas. Comparando la capacidad de la máquina propuesta con el método manual se encontró que éste puede trillar hasta 15 veces más panojas que el método manual.

Tabla 39. Pruebas experimentales de trillado con diferentes métodos.

VARIABLE	CAPACIDAD DE TRILLA	PROMEDIO	PORCENTAJE DE DESPERDICIOS	PROMEDIO
	kg /h	kg /h	%	%
CIFEMA S.A.M	37,79	37,12	3,8	3,90
	36,42		5,2	
	38,79		3,6	
	35,20		4,2	

	37,40		2,7	
MANUAL	1,89	2,21	3,2	3,46
	1,76		3,4	
	2,00		3,1	
	3,50		3,6	
	1,89		4,0	
MÁQUINA PROPUESTA	318,24	316,62	3,4	3,40
	316,74		3,8	
	317,25		3,1	
	310,38		3,4	
	320,50		3,3	

Al observar la variable de mayor importancia, el rendimiento de los métodos de trilla, en términos de grano trillado por hora, se encontró que, como era de esperarse, la máquina trilladora y limpiadora de quinua propuesta fue la más eficiente con alrededor de 316,62 kg/hora.

La trilladora CIFEMA S.A.M. presentó un rendimiento de 37,12 kg/hora y mediante el método manual apenas se llegó a obtener 2,21 kg de grano por hora, lo que implica que este fue el método menos eficiente como se esperaba.

Para analizar la rentabilidad de la máquina se hace referencia a la siguiente ecuación:

$$U_{\text{rend}} = \left(\frac{G_R}{G_S} \right) * 100\% \quad (149)$$

Donde:

G_S : es la capacidad en kilogramos hora de quinua trillada experimental

G_R : es la capacidad en kilogramos hora de quinua trillada experimental

U_{rend} : Rendimiento de la máquina trilladora y limpiadora en %.

Al remplazar en la ecuación (149) tenemos que:

$$U_{\text{rend}} = \left(\frac{316,62}{340,125} \right) * 100\%$$

$$U_{\text{rend}} = 93.08 \%$$

CAPÍTULO VIII

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Conclusiones

Se diseñó y construyó una máquina Trilladora y limpiadora de quinua.

En el proceso se involucró el uso de los conocimientos adquiridos referentes al uso de mecanismos, proceso de manufactura y cálculo de resistencia en los materiales.

En el mercado nacional se existen máquinas para la trilla de quinua. Estos prototipos han servido para hacer una recopilación, selección, adaptación, rediseño e implementación de sistemas para obtener una mejor alternativa en la construcción de máquinas para la trilla y limpieza de quinua.

La máquina ha sido diseñada y construida con la finalidad de operar en forma exclusiva en la trilla de quinua con resultados positivos.

Las características en cuanto al tamaño, facilidad de transporte y forma de operar la máquina son muy versátiles y funcionales.

A pesar de que la eficiencia y capacidad de trilla de la máquina fueron muy superior a

los de la trilladora existente, el costo de la máquina es aproximadamente igual a esta, por lo que, se presume que podría ser accesible a los pequeños y medianos productores.

Los costos de operación del prototipo son más bajos en comparación con otras máquinas y el método manual, lo que justifica la difusión entre agricultores o comunidades rurales.

Los coeficientes de seguridad de los elementos que conforman la máquina son un poco altos, ya que la función que van a realizar requiere ser de alta durabilidad. Por otro lado, la arquitectura de todas las partes requiere que las dimensiones de muchas de ellas sean concordantes con el resto.

Un proceso muy importante en la máquina es el de la limpieza mediante el ciclón. Con este proceso se tiene el grano limpio y sin residuos de panoja, lo que conduce a tener varias ventajas como: mayor rapidez en el proceso de trilla y limpieza, disminución del tiempo de producción, además de la reducción en el costo de funcionamiento.

Cuando se construye un prototipo de una máquina siempre se incurre en costos adicionales por diseño y en riesgos en la adquisición de elementos en la construcción misma ya que en ocasiones un elemento se lo construye o se lo adquiere más de una vez debido a errores de inexperiencia. Sin embargo una gran ayuda para minimizar estos egresos son los programas computacionales con aplicaciones CAD. En este caso se utilizó el software Solid Works.

Se puede construir una máquina mejorada a fin de optimizar la eficiencia de trilla, haciendo que el ingreso de la quinua sea más y la mesa de alimentación convergente.

8.2 Recomendaciones

La entrada a la unidad de corte debe estar bien protegida para disminuir el riesgo para el operario.

Se recomienda también colocar guardas de mallas cubriendo los sistemas de transmisión banda-polea, para evitar accidentes de trabajo por agarramiento y arrastre.

Es necesario desviar la trayectoria del escape del motor para evitar el sobrecalentamiento de los mecanismos expuestos directamente a los gases de

escape.

La limpieza de cualquier elemento siempre se debe hacer con la máquina apagada y a que los elementos en movimiento podrían causar accidentes graves.

Se debe cumplir con un mantenimiento periódico de la máquina, así se asegura la vida útil de los sistemas que la componen. Igualmente se debe efectuar un chequeo periódico de juntas, uniones y conexiones.

El incursionar en proyectos de construcción de maquinaria para agrícola nos ofrece una gran perspectiva de la Ingeniería Mecánica, especialmente en nuestro país ya que es la agricultura es uno de los ingresos más importantes. Por ello se recomienda a los futuros profesionales orientarse en proyectos relacionados a este sector productivo en pro del desarrollo de nuestro país y la generación de fuentes de trabajo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] http://es.wikipedia.org/wiki/Chenopodium_quinoa
- [2] GARCIA, G., Diagnóstico de la Situación actual y Perspectivas de Producción de quinua en el Ecuador. Tesis Ing. Agrónomo. Facultad de Ingeniería Agronómica. Escuela Superior Politécnica De Chimborazo. Riobamba Ecuador 1983. Pág. 21-23
- [3] <http://laquinua.blogspot.com/2012/05/norte-de-la-paz-explotacion-de-la-quina.html>
- [4] BERLJIN, J., Elementos de Maquinaria Agrícola. Manuales para la Educación Agropecuaria. Editorial trillas S.A. México D.F. México 1983. Pág. 16
- [5] ICA, Instituto Colombiano agropecuario. Pág.11-13.
- [6] GRANJA, M., IBARRA, J., MONTALVO, B. Diseño de una trilladora estacionaria de cereales y granos afines. Tesis Ing. Mecánico. Facultad de Ingeniería Mecánica. Escuela politécnica nacional. Quito Ecuador 1984. Pág. 17-30.
- [7] LLUIS, Ripoll M., Análisis y diseño de volantes de inercia de materiales compuestos. Pág. 200
- [9] <http://www.movaria.com/catalogos-productos/DA.pdf>
- [10] <http://www.miliarium.com/prontuario/medioambiente/atmosfera/ciclon.htm>
- [11] <http://www.monografias.com/trabajos14/ciclon-disenio/ciclon-disenio.shtml>
- [12] <http://www.mapsaonline.com/motores.htm>
- [13] SHIGLEY, Joshep E. Ingeniería Mecánica. 8va.ed. México: McGraw – Hill. Pág.31-116.
- [14] SHIGLEY, Joshep E. Ingeniería Mecánica. 8va.ed. México: McGraw – Hill. Pág. 290-363.
- [15] SHIGLEY, Joshep E. Ingeniería Mecánica. 8va.ed. México: McGraw – Hill. Pág.797-815.

[16]FAG. K, Georg. S. Programa Standard FAG. Postfach 1260 D-8720 Schweinfurt
1.Alemania.(Catálogo 41500/2 SA).Pág. 5-18 (Catálogo 41500/2 SA).

[17] SHIGLEY, Joshep E. Ingeniería Mecánica. 8va.ed. México: McGraw – Hill.
Pág.422-424.

[18] SHIGLEY, Joshep E. Ingeniería Mecánica. 8va.ed. México: McGraw – Hill.
Pág. 380-395.

[19]<http://www.scribd.com/doc/3351849/depreciación>

BIBLIOGRAFÍA

- BERLJIN, J., Elementos de Maquinaria Agrícola. Manuales para la Educación Agropecuaria. Editorial trillas S.A. México D.F. México 1983.
- DIPAC, Productos de acero. Perfiles estructurales / Quito – Ecuador
- FAG. K, Georg. S. Programa Standard FAG. Postfach 1260 D-8720 Schweinfurt 1.Alemania.(Catálogo 41500/2 SA).
- GARCIA, G., Diagnóstico de la situación actual y perspectivas de producción de quinua en el Ecuador. Tesis Ing. Agrónomo. Facultad de Ingeniería Agronómica. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Riobamba Ecuador 1983.
- GRANJA, M., IBARRA, J., MONTALVO, B. Diseño de una trilladora estacionaria de cereales y granos afines. Tesis Ing. Mecánico. Facultad de Ingeniería Mecánica. Escuela politécnica nacional. Quito Ecuador 1984.
- ICA, Instituto Colombiano agropecuario
- SHIGLEY, Joshep E. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: McGraw – Hill

LINKOGRAFÍA

COSECHA DE QUINUA

http://es.wikipedia.org/wiki/Chenopodium_quinoa

<http://laquinua.blogspot.com/2012/05/norte-de-la-paz-explotacion-de-la-quinua.html>

2012-03-05

ELEMENTOS PRINCIPALES QUE CONFORMAN LA MÁQUINA

<http://www.metalblower.com.ve/cursos/curso1000.pdf>

<http://www.movaria.com/catalogos-productos/DA.pdf>

<http://www.miliarium.com/prontuario/MedioAmbiente/Atmosfera/Ciclón.htm>

<http://www.monografias.com/trabajos14/ciclón-diseño/ciclón-diseño.shtml>2011-07-15

SELECCIÓN DEL MOTOR

<http://www.mapsaonline.com/motores.htm>

2011-11-23

ANÁLISIS ECONÓMICO

<http://www.scribd.com/doc/3351849/depreciación>

2012-01-16