

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA  
SEDE QUITO**

**CARRERA:**

INGENIERÍA EN MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de: INGENIEROS  
MECÁNICOS.

**TEMA:**

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CLASIFICADORA DE QUINUA PARA  
LA ASOCIACIÓN DE AGRICULTORES VIRGEN DEL VOLCÁN, PARROQUIA  
LLOA, CANTÓN QUITO, PROVINCIA PICHINCHA

**AUTORES:**

JOSÉ LUIS ARIAS SÁNCHEZ

JONATHAN RAÚL TEJADA GUARNIZO

**DIRECTOR:**

ING. LUIS CHRISTIAN JUIÑA QUILACHAMÍN M.Sc.

**Quito, julio del 2016**

## CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros JOSÉ LUIS ARIAS SÁNCHEZ y JONATHAN RAÚL TEJADA GUARNIZO, con documento de identificación N° 040132925-5, 172120942-5, respectivamente, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CLASIFICADORA DE QUINUA PARA LA ASOCIACIÓN DE AGRICULTORES VIRGEN DEL VOLCÁN, PARROQUIA LLOA, CANTÓN QUITO, PROVINCIA PICHINCHA”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: INGENIERO MECÁNICO, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

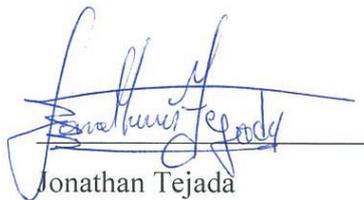
En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hagamos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Luis Arias

040132925-5

Quito, julio del 2016



Jonathan Tejada

172120942-5

Quito, julio del 2016

## DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR/A

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el TRABAJO DE TITULACIÓN, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CLASIFICADORA DE QUINUA PARA LA ASOCIACIÓN DE AGRICULTORES VIRGEN DEL VOLCÁN, PARROQUIA LLOA, CANTÓN QUITO, PROVINCIA PICHINCHA realizado por JOSÉ LUIS ARIAS SÁNCHEZ y JONATHAN RAÚL TEJADA GUARNIZO, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, julio del 2016



\_\_\_\_\_

Ing. Luis Christian Juiña Quilachamin M.Sc.

171370450-8

## Índice

Índice de tablas .....	1
Índice de figuras .....	1
Simbología .....	1
Resumen .....	1
Abstract .....	1
Introducción .....	1
1. Marco teórico .....	2
1.1. Objetivo .....	2
1.1.1. Objetivo general .....	2
1.1.2. Objetivos específicos:.....	2
1.2. Antecedentes .....	2
1.3. Planteamiento del problema .....	3
1.4. Metodología / Propuesta de desarrollo .....	3
1.5. Situación actual.....	3
1.5.1. Proceso que debe cumplir la quinua antes de llegar a la máquina ..	4
1.5.2. Flujograma de procesos de la quinua .....	6
1.5.3. Diagrama de tiempos y movimientos .....	7
2. Análisis de alternativas .....	8
2.1. Seleccionadora ventiladora SV-140-INOX .....	8
2.2. Seleccionadora vibratoria LMNP-50 .....	9
2.3. Seleccionadora vibratoria .....	10

2.4. Seleccionadora oscilatoria.....	11
3. Diseño .....	13
3.1. Descripción de la máquina.....	13
3.2. Análisis .....	13
3.2.1. Estructural.....	14
3.2.1.1 <i>Cálculo de estructura máquina</i> .....	14
3.2.1.2. <i>Cálculo estructura zaranda</i> .....	16
3.2.1.3. <i>Cálculo barra</i> .....	17
3.2.2. Sistema mecánico .....	18
3.2.2.1. <i>Cálculo volumen tolva</i> .....	18
3.2.2.1.1. <i>Cálculo espesor placa</i> .....	22
3.2.2.2. <i>Cálculo eje</i> .....	27
3.2.2.2.1. <i>Cálculo eje principal</i> .....	27
3.2.2.2.2. <i>Cálculo eje ventilador</i> .....	38
3.2.2.2.3. <i>Cálculo eje rodillo</i> .....	44
3.2.2.3. <i>Selección rodamientos</i> .....	51
3.2.2.4. <i>Cálculo excéntrica y biela</i> .....	55
3.2.3. Sistema motriz.....	57
3.2.3.1 <i>Cálculo poleas</i> .....	57
3.2.3.2 <i>Cálculo correas de transmisión</i> .....	59
3.2.3.2.1 <i>Motor y eje principal</i> .....	59
3.2.3.2.2 <i>Eje principal y ventilador</i> .....	67

3.2.3.2.3 Ventilador y rodillo .....	73
3.2.3.3 Cálculo motor .....	79
4. Análisis de costos .....	80
5. Construcción y resultados.....	83
Conclusiones.....	
Recomendaciones.....	
Referencias .....	
Anexos.....	

## Índice de tablas

Tabla 1: Características y condiciones óptimas de la quinua.....	6
Tabla 2: Contenido vitamínico.....	6
Tabla 3: Diagrama de procesos .....	7
Tabla 4: Selección de alternativas.....	12
Tabla 5: Cálculo de viga soporte tolva.....	14
Tabla 6: Cálculo estructura zaranda.....	16
Tabla 7: Fórmulas para cálculo barra zaranda .....	18
Tabla 8: Prueba de pesos.....	19
Tabla 9: Fórmula cálculo volumen .....	19
Tabla 10: Cálculo densidad quinua.....	21
Tabla 11: Fórmulas para placas rectangulares cargadas.....	24
Tabla 12: Factores de esfuerzos .....	25
Tabla 13: Fórmulas cálculo diseño ejes .....	27
Tabla 14: Propiedades mecánicas del acero bonificado AISI 4340.....	30
Tabla 15: Acabado superficial .....	30
Tabla 16: Factor temperatura .....	31
Tabla 17: Confiabilidad.....	31
Tabla 18: Límites de resistencia fatiga.....	32
Tabla 19: Datos obtenidos en AutoCAD para el eje principal.....	35
Tabla 20: Estimaciones de la primera iteración de factores de concentración de esfuerzo .....	35
Tabla 21: Radio de la muesca .....	36
Tabla 22: Sensibilidad muesca.....	36
Tabla 23: Propiedades mecánicas del acero de transmisión SAE 1018.....	39
Tabla 24: Datos obtenidos de simulación .....	42
Tabla 25: Propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304 .....	45
Tabla 26: Datos obtenidos en AutoCAD eje rodillo .....	49
Tabla 27: Rodamientos .....	51
Tabla 28: Fórmulas para el cálculo de correas en V .....	59
Tabla 29: Sección de bandas .....	60
Tabla 30: Potencias nominales.....	61
Tabla 31: Factor de corrección K1 .....	62

Tabla 32: Factor de corrección K2.....	62
Tabla 33: Factor de servicio Ks .....	63
Tabla 34: Parámetros banda en V .....	64
Tabla 35: Parámetros de durabilidad.....	66
Tabla 36: Máximo momento torsor de los ejes .....	79
Tabla 37: Costo de materiales .....	80
Tabla 38: Costo de máquinas y herramientas .....	80
Tabla 39: Detalle de gasto mensual .....	81
Tabla 40: Análisis de ingresos y egresos .....	82
Tabla 41: Diagramas de procesos actuales.....	83

## Índice de figuras

Figura 1: Diagrama de flujo de los procesos actuales.....	6
Figura 2: Duración de cada proceso.....	7
Figura 3: Seleccionadora ventiladora SV-140-inox.....	8
Figura 4: Seleccionadora vibratoria LMNP-50.....	9
Figura 5: Seleccionadora vibratoria .....	10
Figura 6: Seleccionadora oscilatoria .....	11
Figura 7: Conjunto máquina.....	13
Figura 8: Diagrama de reacciones.....	14
Figura 9: Simulación con criba y tolva .....	16
Figura 10: Barra de la zaranda .....	17
Figura 11: Obtención del volumen de la quinua .....	19
Figura 12: Volumen total en forma cúbica .....	20
Figura 13: Fórmula sólida del volumen .....	20
Figura 14: Volumen calculado según el perfil .....	21
Figura 15: Volúmenes sobre las placas de la tolva .....	21
Figura 16: Volumen para la obtención de la fuerza .....	22
Figura 17: Ubicación de fuerzas sobre la placa .....	22
Figura 18: Componente del resultado de la sumatoria de las fuerzas .....	23
Figura 19: Fuerzas actuantes y dimensiones de la placa.....	23
Figura 20: Eje cargado con todos los accesorios .....	27
Figura 21: Estructura para cálculo de masa .....	28
Figura 22: Forma de las cribas .....	29
Figura 23: Polea doble .....	29
Figura 24: Dirección de fuerzas eje principal .....	33
Figura 25: Fuerzas actuantes en todo el eje principal .....	34
Figura 26: Ubicación del momento máximo del eje principal.....	35
Figura 27: Eje cargado con accesorios.....	38
Figura 28: Dirección de fuerzas ventilador.....	40
Figura 29: Fuerzas en el plano cartesiano eje ventilador .....	42
Figura 30: Ubicación del momento máximo eje ventilador.....	42
Figura 31: Eje cargado con accesorios.....	44

Figura 32: Dirección de fuerzas rodillo .....	47
Figura 33: Fuerzas en el plano cartesiano eje rodillo.....	48
Figura 34: Ubicación del momento máximo eje .....	49
Figura 35: Ubicación fuerzas actuantes .....	51
Figura 36: Ubicación de fuerzas actuantes.....	52
Figura 37: Ubicación de fuerzas actuantes.....	53
Figura 38: Cálculo de vida de un rodamiento .....	54
Figura 39: Desplazamiento máximo dela excéntrica .....	55
Figura 40: Giro total de la leva .....	56
Figura 41: Sistema de poleas.....	58
Figura 42: Diámetro de poleas motor y eje principal.....	60
Figura 43: Diámetro de poleas eje principal y ventilador .....	67
Figura 44: Diámetro de poleas ventilador rodillo .....	73
Figura 45: Diagramas porcentuales de tiempos y movimientos .....	83

## Simbología

$Q$	Carga viva, $klbf/in^2$
$\sigma_{max}$	Esfuerzo máximo admisible, $klbf/in^2$
$S_N$	Modulo elástico necesario, $in^3$
$S_S$	Modulo elástico seleccionado, $in^3$
$M$	Momento máximo, $klbf.in$
$A$	Área, $in^2$
$h$	Altura, $in$
$w$	Carga distribuida, $klbf/in$
$l$	Longitud, $in$
$F_t$	Fuerza tangencial, $klbf$
$T$	Torque producido en el eje, $klbf.in$
$R$	Radio descrito por la excéntrica, $in$
$S_y$	Límite de fluencia, $klbf/in^2$
$F_s$	Factor de seguridad
$l$	Longitud, $in$
$V_{rprom}$	Volumen del recipiente promedio
$V_t$	Volumen de la tolva
$P_{bprom}$	Peso balanza promedio
$P_r$	Peso total a procesar (kg.)
$\delta$	Densidad
$m$	Masa (kg)
$v$	Volumen ( $m^3$ )
$q$	Fuerza uniformemente repartida sobre toda la placa $kg/cm^2$
$a$	Mitad del lado mayor
$b$	Mitad del lado menor
$f$	Flecha o altura de deformación
$e$	Espesor de placa
$L_{10}$	Vida nominal en millones de revoluciones, $mrev$
$C$	Carga dinámica básica, $kN$
$P$	Carga dinámica equivalente, $kN$
$p$	Exponente curva vida para rodamiento de bolas
$L_{10h}$	Vida nominal en horas de funcionamiento, $h$
$n$	Velocidad de rotación, $rpm$
$k_a$	Factor de superficie
$k_c$	Factor de temperatura
$k_e$	Factor de confiabilidad

$S'_e$	Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
$S_e$	Límite de resistencia a la fatiga
$T$	Torque
$F_{ta}$	Fuerza tangencial
$F_{fa}$	fuerza de flexión
$k_f$ y $k_{fs}$	Factores concentración esfuerzo por fatiga de flexión
$q$	Sensibilidad de la muesca
$P$	Potencia kW
$L_p$	Longitud de paso mm
$\theta_d$	Ángulo de contacto rad
$V$	Velocidad periférica pies/min
$H_{tab}$	Potencia nominal hp
$\theta$	Ángulo de cobertura °
$K_1$	Factor de corrección del ángulo de contacto
$K_2$	Factor de corrección de longitud de banda
$H_a$	Potencia permitida por banda hp
$K_s$	Factores de servicio sugeridos
$H_d$	Potencia de diseño hp
$N_b$	Número de bandas
$F_c$	Tensión centrífuga lbf
$\Delta F$	Potencia que se debe transmitir lbf
$F_1$	Tensión mayor lbf
$F_2$	Tensión menor lbf
$\eta_{fs}$	Factor de seguridad
$N_p$	Número de pasadas
$\mathcal{T}$	Vida en horas h
$\eta$	Eficiencia del motor

## Resumen

El objetivo principal de este proyecto es obtener una máquina clasificadora de quinua con sistema oscilatorio y capacidad para procesar 0,25 t de quinua en una hora que ayudará a los agricultores de la parroquia “Lloa” mejorando el sistema de proceso y la clasificación de dicho producto. El diseño de este proyecto consta de distintos aspectos que se detallan a continuación. En el marco teórico se describe a breves rasgos la historia de la quinua, sus orígenes y los pioneros en el cultivo. Además se da a conocer el tipo de quinua más utilizada en Lloa por su bajo contenido calórico y tiene mucha adaptación al suelo de la parroquia debido a la altura que se encuentra, con ello se determina la granulometría. En el análisis de alternativas se comparó con cuatro diseños de máquinas en los cuales se tomó en cuenta: costos, número de componentes y volumen de producción y así mediante una ponderación elegir la mejor. El siguiente aspecto hace referencia al diseño, construcción y fabricación de planos, aplicando fórmulas obtenidas en libros de diseño para calcular las dimensiones de todos los componentes de la máquina y, para comprobar los cálculos, se aplicó software de diseño como Autodesk Inventor, AutoCAD Mechanical, SAP2000, donde se obtuvo varios resultados que permitió la selección del material en cada parte diseñada. La construcción empieza una vez que se haya calculado y diseñado cada elemento e incluso se haya elegido el material adecuado. Posteriormente, se debe ensamblar y dar forma a la máquina. Finalmente, terminado el ensamblaje se procede a realizar un análisis de pruebas para comprobar su óptimo funcionamiento, costos accesibles para la comunidad, conclusiones y recomendaciones.

Palabras clave: Diseño máquina, eje excéntrico, tolva, cribas, rodillo dosificador.

## **Abstract**

The main objective of this project is to obtain a sorting machine quinoa with oscillatory system and a processing capacity of 0.25 tons of quinoa in an hour that will help farmers in the parish Lloa improving the processing system and the classification of the product. The design of this project consists of various aspects detailed below. In the theoretical framework described features brief history of quinoa, its origins and pioneers in culture. Furthermore it discloses the type most commonly used in Lloa quinoa because it is low in calories and has a lot of ground following the parish due to the height that is, thus the granulometry of the grain is determined. In the analysis of alternatives compared with four machine designs on which it was taken into consideration: cost, number of components and production volume and thus by weighting choose the best. The next aspect refers to the design, construction and manufacturing plans, applying formulas derived in design books to calculate the dimensions of all components of the machine and to check the calculations, software design applied as Autodesk Inventor, AutoCAD Mechanical , SAP2000 where several results which allowed the selection of material in each part designed was obtained. Construction begins once it has been calculated and designed each item and even have chosen the right material. Then it must be assembled and shaping machine. Finally, finished the assembly proceeds to an analysis of tests to verify optimal performance, affordable costs for the community, conclusions and recommendations.

**Keywords:** Machine design, eccentric axis, hopper, screens, doser roller.

## Introducción

Existen distintos tipos de máquinas clasificadoras que forman parte de líneas completas de procesamiento de quinua, estas máquinas procesadoras tienen un elevado costo lo cual dificulta a muchos productores del cereal la adquisición de este sistema de procesamiento.

Estas líneas de procesamiento por lo general son fabricadas para las grandes industrias, esto evita que muchas asociaciones de agricultores vendan su producto directamente, obligándolos a vender el cereal a las grandes industrias.

Es por eso que en este proyecto se realizó el diseño y construcción de una máquina clasificadora que se encuentre al alcance de las asociaciones y así puedan elaborar y distribuir directamente su producto.

Para el diseño se elaboró un diagrama de flujo de procesos el cual se usa, en principio, para cada componente de un ensamble o de un sistema para obtener el máximo ahorro en la manufactura o en procedimientos aplicables a un componente o secuencia de trabajo específico, el diagrama de flujo del proceso es valioso en especial al registrar costos ocultos, como distancias recorridas, retrasos y almacenamientos temporales (Niegel, 2009, pág. 26).

Este diagrama ayudo a entender cómo llega el cereal a la máquina clasificadora para luego con base en esto partir al cálculo de cada elemento que formara parte de la máquina, cálculos que se desarrollaron con la ayuda de software de diseño y que ayudaron en la visualización y comprobación de cada elemento diseñado para obtener una máquina que cumpla satisfactoriamente el proceso de clasificación para el cual fue creada.

# Capítulo 1

## 1. Marco teórico

### 1.1. Objetivo

#### 1.1.1. Objetivo general

Diseñar y construir una máquina clasificadora de quinua con una capacidad de procesamiento de 0.25 toneladas.

#### 1.1.2. Objetivos específicos:

- Conocer cada proceso utilizado para la clasificación de la quinua.
- Determinar la viabilidad de la alternativa seleccionada.
- Diseñar la maquinaria acorde a la capacidad y al proceso que va a cumplir.
- Generar los planos constructivos y de ensamblaje para su posterior construcción.
- Construir la máquina con base en los planos.
- Comprobar el funcionamiento de la máquina acorde a la capacidad establecida.
- Analizar la inversión inicial y el costo de operación.

### 1.2. Antecedentes

La idea del proyecto nace con la necesidad de aportar tecnológicamente en el área agroindustrial, aplicando estudios, diseño y cálculos de máquinas empleadas para el proceso de productos alimenticios. La clasificadora de quinua, es una máquina que ocupa el tercer lugar en el procesamiento del cereal, previamente el grano es procesado en la trilladora en la etapa de cosechado y secado naturalmente al sol.

### **1.3. Planteamiento del problema**

La asociación de agricultores Virgen del Volcán se dedica principalmente al cultivo, cosecha y comercialización de la quinua, en la actualidad la clasificación de la quinua se la realiza en la ciudad de Ibarra lo que genera costos adicionales como transporte, alquiler de la máquina, viáticos, hospedaje y otros gastos administrativos y operativos. En ese sentido, el principal problema que aqueja a los agricultores es la falta de maquinaria propia que realice este proceso, por lo tanto, es prioritaria para la asociación de agricultores Virgen del Volcán la adquisición de esta máquina.

### **1.4. Metodología / Propuesta de desarrollo**

La metodología que se utiliza en el presente proyecto técnico es de tipo descriptivo porque tiene como objetivo central lograr la descripción de un evento de estudio dentro de un contexto, el cual consiste en determinar un fenómeno o situación específico señalando sus rasgos más particulares. Por lo tanto, para poder realizar el diseño y la construcción de la máquina clasificadora de quinua es necesario basar los estudios estructurales en aplicaciones como técnicas mecánicas y dinámicas que aseguren su correcto funcionamiento. La investigación será principalmente de tipo bibliográfica dado que la información referente a mecánica, electricidad, dinámica, resistencia y ciencia de materiales, teorías de control, entre otros se encuentran en fuentes secundarias.

### **1.5. Situación actual**

La asociación de agricultores Virgen del Volcán está dedicada a la producción de papas, trigo, cebada, quinua, habas, choclo, hortalizas, entre otras.

En algunas áreas han invertido capital con la ayuda del gobierno para mejorar y aumentar la producción de dichos productos y de esta manera ayudar a cada familia

que conforma la asociación. El gobierno se encuentra apoyando a este tipo de mercado comprando los productos terminados para su posterior distribución, capacitando a los productores en el manejo de las máquinas utilizadas en la cosecha, fumigaciones, inseminación artificial, entre otras. Por otra parte la asociación planifica acciones para fomentar el turismo en el sector.

### **1.5.1. Proceso que debe cumplir la quinua antes de llegar a la máquina**

La quinua es una planta herbácea, crece erguida de color verde púrpura, raíces profundas, tallo muy ramificado desde su base, hojas alternas pecioladas sinuosas y dentadas, sus flores son hermafroditas y su fruto es un aquenio con forma aplanada de color blanco o blanco amarillento.

La quinua históricamente es una planta andina que se originó en los alrededores del lago Titicaca de Perú, Bolivia, Ecuador y Colombia fue cultivada por la civilización prehispánica y reemplazada por otros cereales a la llegada de los españoles. Fue considerado un alimento básico de la población de ese entonces dada las cualidades de utilización de su grano y su forraje, su elevado contenido de proteínas de alta calidad y su combinación de aminoácidos esenciales que le otorgan un gran valor vitamínico, la planta de quinua fue uno de los segundos granos que se cultivaban a nivel mundial, sus granos se parecían a un arroz pequeño, los españoles trataron de enviar las semillas hacia Europa pero desafortunadamente llegaban muertas debido a la alta humedad durante la travesía por el mar. Desde ese entonces se cultiva la quinua en tierras altas y frías (Peralta, 2009, págs. 1-6).

Existen distintos tipos de quinua, dependiendo principalmente de la altura en la que crece, para nuestro estudio el tipo de quinua a evaluar es Tunkahuan la cual tiene las siguientes características según (Peralta, 2009, págs. 11-13).

- Es dulce por su bajo nivel de saponina.

- Crece entre 2000 a 3400 metros sobre el nivel del mar.
- El clima tiene una lluvia de 500 a 800 mm de precipitación distribuidos uniformemente en el ciclo, una temperatura de 7 a 17 °C,
- El suelo es negro andino, con buen drenaje, con un pH entre 5 y 8.
- El ciclo de cultivo es de 150 a 170 días.
- La época de siembra va desde noviembre a febrero con suficiente humedad para la siembra.

Para la cosecha de quinua según (Silva, 2001, págs. 102-103) el grano cuando está maduro se reconoce por el color amarillento del follaje, los granos son casi duros a la presión de la uña, y el tallo seco, la cosecha tiene 4 fases:

- Primero, corte con hoces o segadoras: El corte que se debe realizar a la planta debe ser de tal forma que no afecte la calidad del grano producido por la tierra.
- Segundo, formación de arcos: Se debe realizar manojos de tal manera que cada planta deba estar unida (de diez a veinte días) con la otra formando un arco hasta que los granos tenga una humedad conveniente.
- Tercero, golpe o trilla: Si se dispone de una trilladora, la planta es introducida en dicha máquina, caso contrario el agricultor puede realizar este proceso envolviendo la quinua en una manta y golpeándola sobre una superficie sólida.
- Cuarta, aventada o limpieza: el agricultor desde una cierta altura deja caer la semilla para desprender el grano de la quinua, este proceso lo realiza en horas de la tarde para aprovechar las corrientes del aire.

Tabla 1: Características y condiciones óptimas de la quinua

Tipo	Altura Planta	Días Florac.	Días Cosecha	Color Grano	Contenido Saponina	Rendimiento kg/ha (promedio)	Altura Optima m
INAP TUNKAHUAN	150	109	180	Blanco	Bajo (0.06%)	2000	2600-3200

Nota: Se detalla las características y condiciones que debe tener el medio en el que se cultiva la quinua.

Fuente: (Peralta, 2009, pág. 14)

Tabla 2: Contenido vitamínico

Parámetro	Contenido (%)
Vitamina E (mg/100 g)	1,43
Vitamina B12 (µg/100 g)	0,48
Ácido fólico (mg/100 g)	1,69
Vitamina B1 (mg/100 g)	0,46
Vitamina B2 (mg/100 g)	3,56
Vitamina B3 (mg/100 g)	29,98
Vitamina B6 (mg/100 g)	28,05
Vitamina B5 (mg/100 g)	3,53

Nota: tabla se especifica el contenido vitamínico del cereal.

Fuente: (Peralta, 2009, pág. 15)

### 1.5.2. Flujograma de procesos de la quinua

En el siguiente flujograma se describe los procesos que se llevan actualmente para la obtención del grano.

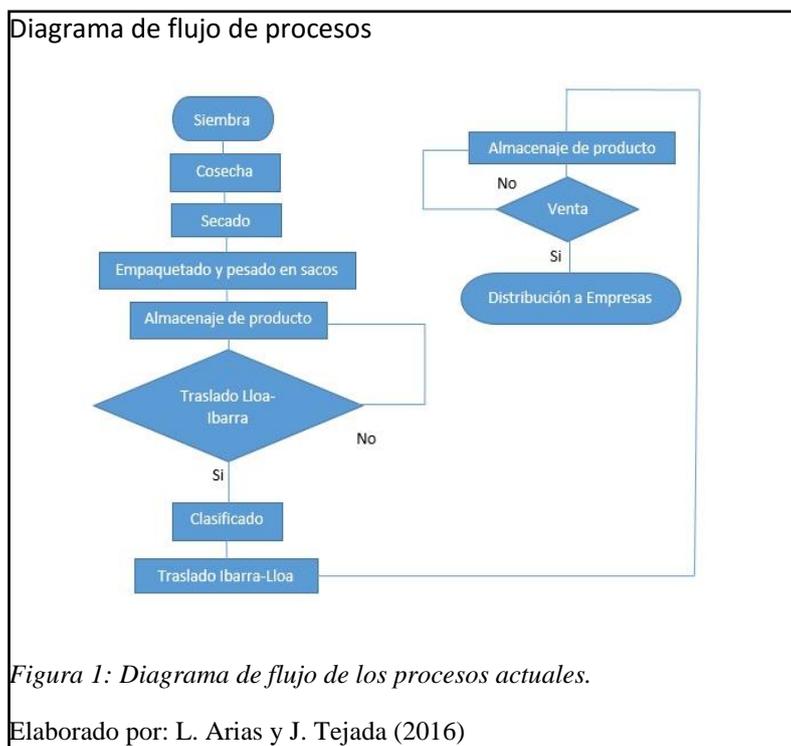


Figura 1: Diagrama de flujo de los procesos actuales.

Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

### 1.5.3. Diagrama de tiempos y movimientos

Con datos proporcionados por la administración de la asociación Virgen del Volcán se desarrolla la tabla 3.

Tabla 3: Diagrama de procesos

PROCESOS	Cantidad	Distancia	Tiempo	Operación	Combinada	Transporte	Almacenaje	Inspección
	(Kg)	(Km)	(Días)	○	◻	➡	▽	□
Cosecha	1364		7	●				
Secado			9	●				
Pesaje y empacado			5		●			●
Almacenaje							●	
Traslado Lloa-Ibarra		116	1			●		
Clasificado			6	●				
Traslado Ibarra-Lloa		116	1			●		
Almacenaje							●	
Venta				●				
Total	1364	232	29					

Nota: Desarrollo del diagrama analítico de los procesos actuales.

Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)



Con base en el diagrama se concluye que en la situación actual los procesos de pesaje y empacado, Transporte Lloa-Ibarra, Clasificado, Transporte Ibarra-Lloa, consumen trece días por lo que estos puntos son la parte crítica de todo el proceso del cereal.

Lo que se requiere es una máquina clasificadora propia de la asociación para no subcontratar el servicio de clasificado en otra provincia.

## Capítulo 2

### 2. Análisis de alternativas

En el presente estudio de alternativas se pondera los diferentes criterios con los que se guiará hacia la mejor opción.

Para el proceso de clasificado del cereal se tiene las siguientes opciones:

#### 2.1. Seleccionadora ventiladora SV-140-INOX



La presente máquina está fabricada en acero Inoxidable, y está diseñada principalmente para la selección de granos. La selección lo realiza en 3 pasos diferentes, dos por granulometría y uno por ventilación.

- Capacidad de producción 0,2 t por hora.
- El operario trabaja fuera de las líneas de elementos móviles y por debajo de ellos.
- Tiene un costo aproximado de 3114 USD.
- La potencia del motor es de 0,20 hp.
- Los repuestos que usa la máquina son zarandas, correa de transmisión y rodamientos.

## 2.2. Seleccionadora vibratoria LMNP-50



La máquina separa la quinua de la tierra, está constituida de una aspiradora que absorbe el material de desecho a un ciclón y el grano es enviado a un ciclón de mesa vibratoria con 2 vías de descarga, la fuerza de vibración es regulable.

- Capacidad de producción 0,45 t por hora.
- El operario trabaja frente a los elementos móviles.
- Tiene un costo aproximado de 5208 USD.
- La potencia del motor es de 4 hp.
- Los repuestos que usa la máquina son zarandas, correa de transmisión, rodamientos, resortes, 1/8 de grasa para la máquina.

### 2.3. Seleccionadora vibratoria

Vibratoria



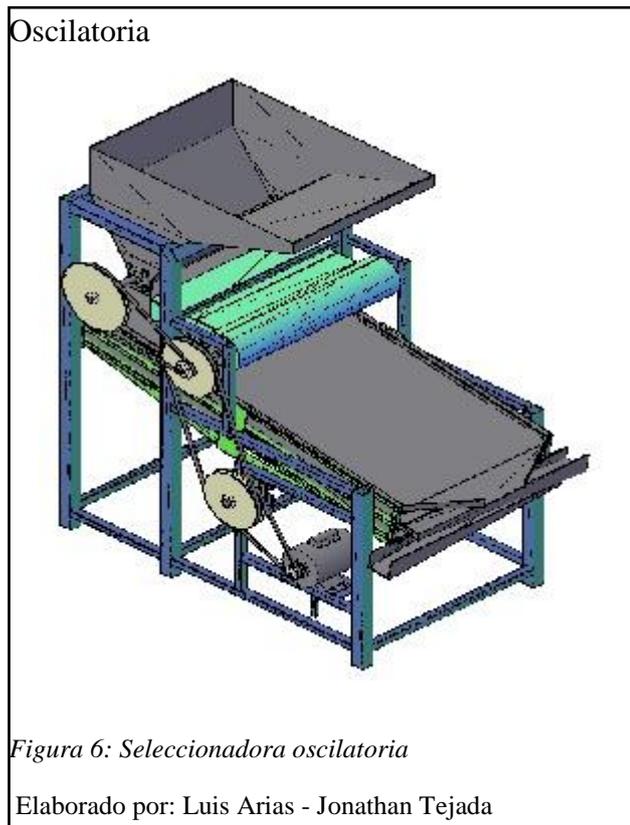
*Figura 5: Seleccionadora vibratoria*

Fuente: (AGROIDEAS, 2013, pág. 20)

La fabricación de la máquina es completamente en acero inoxidable, clasifica el cereal por su granulometría mediante 2 cribas. La máquina consta de una ventilación que retira las impurezas del producto.

- Capacidad de producción 0,4 t por hora.
- El operario trabaja bajo el bastidor de la máquina.
- Tiene un costo aproximado de 5120 USD.
- La potencia del motor es de 3 hp.
- Los repuestos que usa la máquina son zarandas, correa de transmisión, rodamientos, resortes, 1/4 de grasa para la máquina.

## 2.4. Seleccionadora oscilatoria



Los elementos que tiene contacto con el cereal son de acero inoxidable, separa el grano en tres tipos de medidas y las impurezas son retiradas mediante un sistema de ventilación.

- Capacidad de producción 0,25 t por hora.
- El operario trabaja fuera de la línea de los elementos móviles.
- Tiene un costo aproximado de 2415 USD.
- La potencia del motor es de 1 hp.
- Los repuestos que usa la máquina son correa de transmisión, rodamientos.

En la tabla 4 se consideran los aspectos que se detallan a continuación:

Capacidad de producción, se evalúa la cantidad de quinua en kilogramos que se procesa en una hora de trabajo, siendo la categoría uno la de menor producción y la categoría cinco la de mayor producción.

Seguridad, para que una máquina sea segura el operario debe estar fuera del alcance de cualquier elemento móvil, sea que esta se encuentre en pleno funcionamiento o tenga un desperfecto inesperado siendo uno la menos segura y cinco la más segura.

Costos, es la suma de dinero que cuesta mantener la máquina teniendo en cuenta el consumo eléctrico en kW/h, costo de operario, costo de repuestos y la inversión inicial al comprar la máquina siendo uno la más barata y cinco la más cara.

Diseño, aquí se consideró la complejidad del mantenimiento, fabricación de elementos y el ensamblaje de la máquina.

*Tabla 4: Selección de alternativas*

	SV-140-INOX	LMNP-50	VIBRATORIA	OSCILATORIA
Producción	1	5	3,5	2,5
Seguridad	1,5	3	1	5
Costos	3,5	1	2	5
Diseño	5	1	2	3,5
$\Sigma$	11	10	8,5	16

Nota: Ponderación de las principales caracterizas.

Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

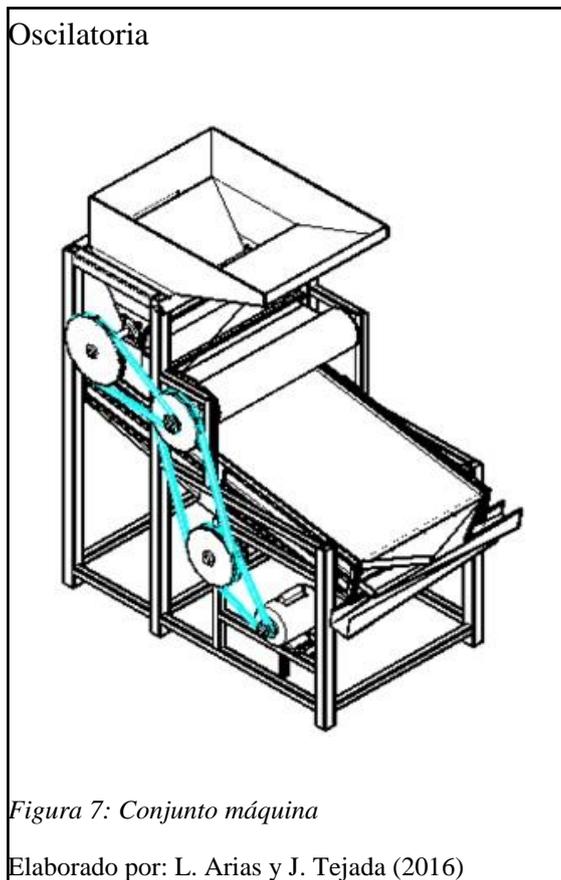
Como se puede observar la mejor opción es de la máquina clasificadora oscilatoria con una puntuación de 16, por lo tanto en los siguientes capítulos se realizara el diseño de esta máquina.

## Capítulo 3

### 3. Diseño

#### 3.1. Descripción de la máquina

La máquina a ser diseñada es la clasificadora oscilatoria, el proceso de clasificación inicia en la tolva y mediante un rodillo dosificador anexado a dicha parte expulsa el grano hacia las cribas donde se clasifican en desechos, grano de primera y grano de segunda. Esta máquina cuenta con los siguientes elementos, Tolva, estructura máquina, estructura zaranda, cribas, motor, poleas y correas las cuales se observan en la figura 7.



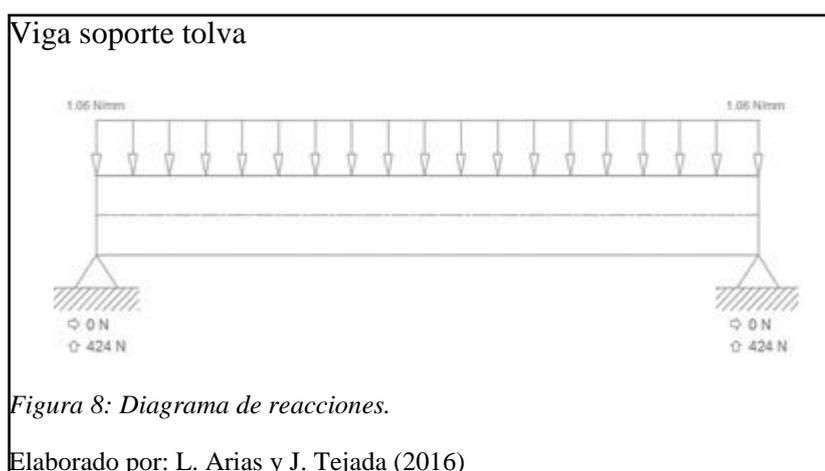
#### 3.2. Análisis

Para el análisis de la máquina se ha dividido en tres subconjuntos los cuales son, estructural, sistema mecánico y sistema motriz.

### 3.2.1. Estructural

#### 3.2.1.1 Cálculo de estructura máquina

Llamado también bastidor, la estructura de la máquina estará sometida a varias cargas y fuerzas por lo que es necesario que tenga la suficiente resistencia para soportarlas, también se necesita que sea rígida para que los componentes de la máquina y los operadores no sufran ningún daño, a continuación se realiza un análisis de cargas para la selección del perfil. El peso de la quinua y la tolva es de 1689,40 N peso que se divide para dos vigas las cuales tienen una longitud individual igual a 800 mm, así se obtiene una carga distribuida de 1,06 N/mm lo que provoca las siguientes reacciones, como se describe en el figura 8 la cual muestra a la viga apoyada en sus extremos.



Para el cálculo de la viga se utiliza un factor de seguridad de 3 recomendado por el autor (McCormac, 2000, pág. 43).

Tabla 5: Cálculo de viga soporte tolva

Esfuerzo máximo	$\sigma_{max} = \frac{M}{S}$
Módulo sección calculado	$S = \frac{1}{6} A * h$
Esfuerzo máximo admisible	$[\sigma_{max}] = \frac{S_y}{F_s}$

Nota: Formulación utilizada en el cálculo de la sección viga.

Fuente: (Beer, Johnston, & DeWolf, 2010, pág. 217)

Donde:

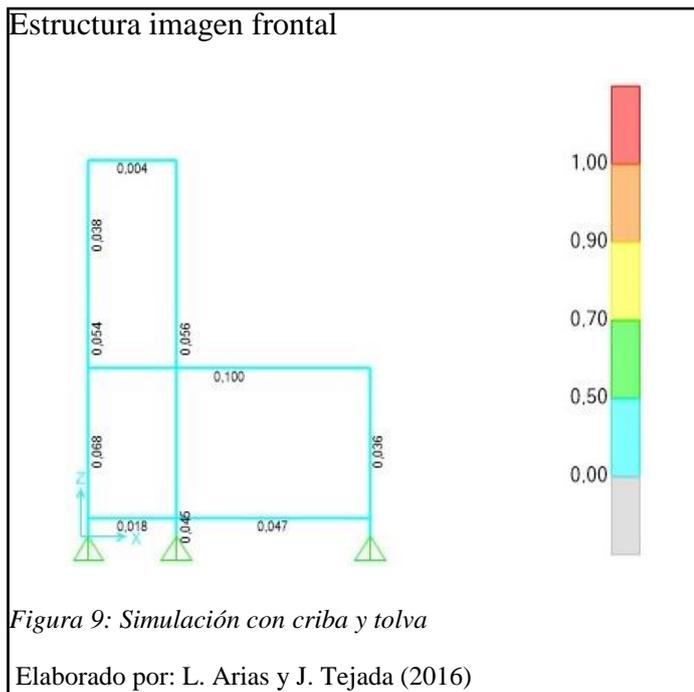
M	Momento máximo	5888,18	$kgf * mm$
A	Área	561,29	$mm^2$
h	Altura	50,8	$mm$
Sc	Módulo sección calculado	4752,25	$mm^3$
$\sigma_{max}$	Esfuerzo máximo	1,24	$\frac{kgf}{mm^2}$
$S_y$	Límite de fluencia	25,36	$\frac{kgf}{mm^2}$
Fs	Factor de seguridad	3	
$[\sigma_{max}]$	Esfuerzo máximo admisible	8,45	$\frac{kgf}{mm^2}$

Como se observa el esfuerzo admisible es mucho mayor al esfuerzo que realiza el perfil esto es conveniente por qué se necesita que la estructura sea rígida, y es por eso que el perfil trabaja en un margen hasta el 40 %.

$$[\sigma_{max}] \gg \sigma_{max}$$

$$8,45 \frac{kgf}{mm^2} \gg 1,24 \frac{kgf}{mm^2}$$

En las figura 9 se muestra la simulación de la estructura trabajando con las cargas antes descritas y se obtiene como resultado una relación baja entre momento mayor, momento menor y esfuerzo axial de cada elemento que constituye la estructura, mediante un graduado de colores en los que se toma los más claros para las relaciones favorables y los colores rojos aparecen cuando los esfuerzos son muy altos.



### 3.2.1.2. Cálculo estructura zaranda

Para el cálculo de esta estructura se considera el peso de cada nivel donde 26,28 kgf pertenece a la quinua y 10,29 kgf pertenece a la criba de inoxidable. La peso total que soporta la estructura de la criba es de 36,57 kgf peso que se divide para el área de toda la criba dando como resultado una carga viva de 64,16 kgf/m<sup>2</sup> y está a su vez se divide en dos obteniendo así la carga viva que soporta cada viga de 1622 mm de longitud.

El material que se utiliza es A-36, se considera un factor de seguridad 1 según (McCormac, 2000, pág. 43) y esto hace que el esfuerzo máximo admisible sea de 25.36Kgf/mm<sup>2</sup>.

Tabla 6: Cálculo estructura zaranda

Módulo sección requerido	$S_r = \frac{M}{\sigma_{max}}$
Módulo sección calculado	$S_c = \frac{1}{6} A * h$
Esfuerzo máximo admisible	$[\sigma_{max}] = \frac{S_y}{FS}$

Nota: Formulación utilizada para el cálculo de estructura.

Fuente: (Beer, Johnston, & DeWolf, 2010, pág. 217)

Donde:

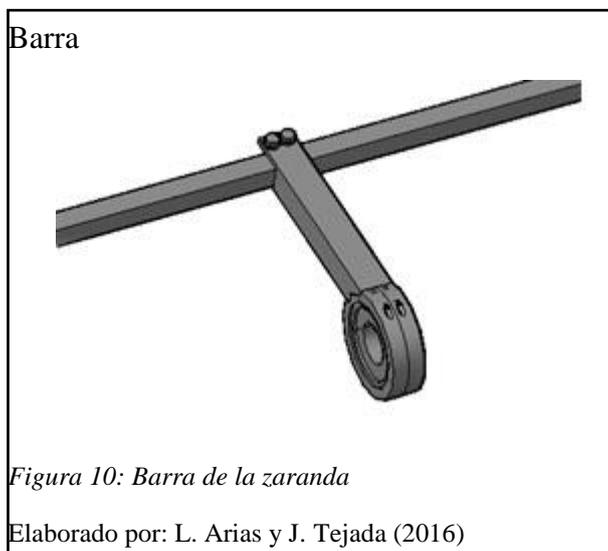
M	Momento máximo	17,72	$kgf * mm$
$S_y$	Límite de fluencia	25,36	$\frac{kgf}{mm^2}$
$F_s$	Factor de seguridad	1	
$[\sigma_{max}]$	Esfuerzo máximo admisible	25,36	$\frac{kgf}{mm^2}$
$S_r$	Módulo sección requerido	458,84	$in^3$
A	Área	141,94	$mm^2$
h	Altura	20,07	$mm$
$S_c$	Módulo sección calculado	475,22	$mm^3$

Entonces el módulo de sección requerido es menor que el de la sección calculada por lo que el perfil seleccionado satisface las cargas.

$$S_r < S_c$$

$$458,84 \text{ mm}^3 < 475,22 \text{ mm}^3$$

### 3.2.1.3. Cálculo barra



Para el cálculo de la barra que recibirá la fuerza tangencial producida por la excéntrica, se aplica el mismo concepto por lo que se utiliza la misma formulación anterior, el peso a mover es de 87.05 kgf.

El factor de seguridad a utilizarse es 2 como recomienda el autor (McCormac, 2000, pág. 43)

Tabla 7: Fórmulas para cálculo barra zaranda

Momento máximo	$M = \frac{Ft * l}{8} \quad (1)$
Módulo sección requerido	$Sr = \frac{M}{\sigma_{max}} \quad (2)$
Módulo sección calculado	$Sc = \frac{1}{6} A * h \quad (2)$
Esfuerzo máximo admisible	$[\sigma_{max}] = \frac{S_y}{F_s} \quad (2)$

Nota: Se describen las fórmulas para el cálculo de la barra de la zaranda.

Fuente: (1) (construction, 1994, pág. 301) (2) (Beer, Johnston, & DeWolf, 2010, pág. 217)

Donde:

$l$	Longitud barra	739,90	$mm$
$Ft$	Fuerza aplicada a la barra	90,91	$kgf$
$M$	Momento máximo	11430	$kgf * mm$
$S_y$	Límite de fluencia	25,36	$\frac{kgf}{mm^2}$
$F_s$	Factor de seguridad	2	
$[\sigma_{max}]$	Esfuerzo máximo admisible	12,68	$\frac{kgf}{mm^2}$
$Sr$	Módulo sección requerido	655,48	$mm^3$
$A$	Área	509,68	$mm^2$
$h$	Altura	9,91	$mm$
$Sc$	Módulo sección calculado	835,74	$mm^3$

Entonces el módulo de sección requerido es menor que el módulo de sección calculado por lo que el perfil seleccionado satisface las cargas.

$$Sr < Sc$$

$$655,48 \text{ mm}^3 < 835,74 \text{ mm}^3$$

### 3.2.2. Sistema mecánico

#### 3.2.2.1. Cálculo volumen tolva

Para calcular el volumen de la tolva la cual contendrá una masa de 125 kg de quinua se hizo pruebas, las cuales consistieron en llenar un recipiente con medidas de volumen en donde se depositó una cierta cantidad de quinua obteniendo así el volumen en mililitros (ml) como se puede observar en la figura 11.

### Pesaje de quinua



Figura 11: Obtención del volumen de la quinua

Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

Una vez tomada la medida del volumen se procedió a pesar la quinua en dicho recipiente, para poder obtener el peso únicamente de la quinua en gramos (gr).

Se realizó cuatro pruebas como se puede observar en la tabla 8. Las medidas tomadas del volumen en mililitros se transformó a metros cúbicos y la del peso tomado en gramos a kilogramos, además se calculó un volumen y un peso promedio con los cuales se trabaja posteriormente en los cálculos.

Tabla 8: Prueba de pesos

Prueba	Vr (m <sup>3</sup> )	Pb(kg)
1	0,00035	0,265
2	0,0002	0,161
3	0,00008	0,060
4	0,00004	0,031
<b>Prom.</b>	0,0001675	0,129

Nota: Pesos obtenidos en las pruebas

Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

Utilizando el volumen y el peso promedio de las pruebas se aplica la fórmula de la tabla 9 para hallar el volumen total del recipiente que contiene la masa de 125 kg de quinua.

Tabla 9: Fórmula cálculo volumen

Volumen total	$V_t = \frac{V_r * P_r}{P_b}$
---------------	-------------------------------

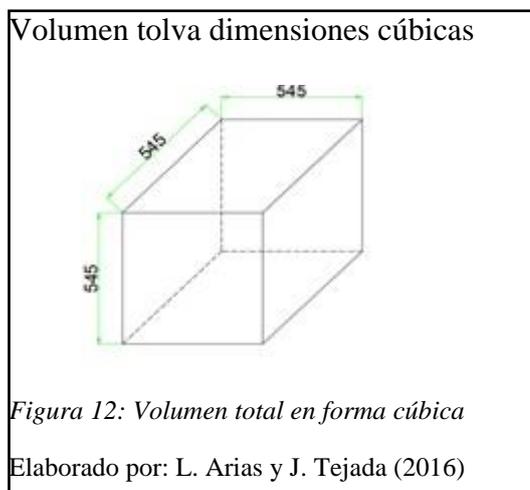
Nota: Formulación volumen total

Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

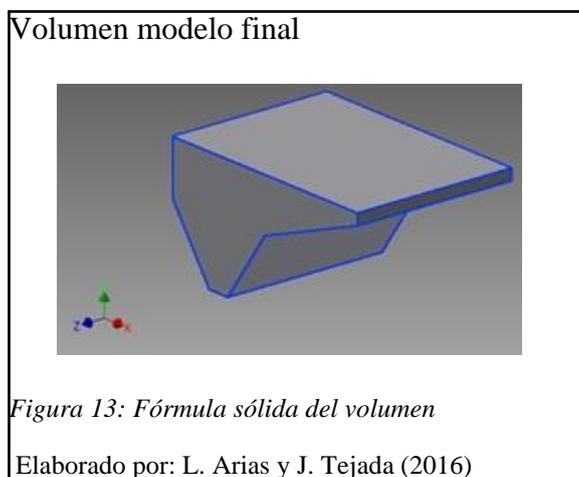
Donde:

$V_r$	Volumen promedio	0,0001675	$m^3$
$P_r$	Peso requerido	125	$kgf$
$P_b$	Peso promedio	0,129	$kg$
$V_t$	Volumen total	0,162	$m^3$

Para transformar a medidas lineales se calculó la raíz cubica del volumen calculado  $V_t$  el cual dio como resultado la arista de un cubo igual a 0,545 m con la capacidad de contener una masa de 125 kg como se observa en la figura 12.

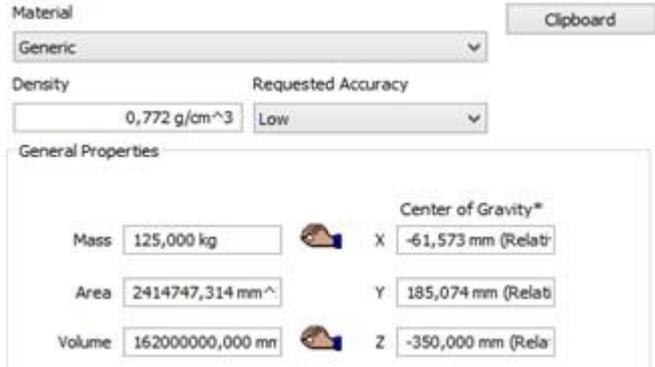


Con el volumen total definido se dió forma a la tolva por medio de geometría y cálculo de volúmenes de las diferentes figuras geométricas obtenidas del modelo final como se observa en la figura 13.



En la figura 14 se observa que la pieza simulada en inventor tiene el mismo volumen que el cuerpo cubico de la figura 12.

**Datos volumen según forma**



Material: Generic

Density: 0,772 g/cm<sup>3</sup>

Requested Accuracy: Low

General Properties:

Mass: 125,000 kg

Area: 2414747,314 mm<sup>2</sup>

Volume: 162000000,000 mm<sup>3</sup>

Center of Gravity\*:

X: -61,573 mm (Relative)

Y: 185,074 mm (Relative)

Z: -350,000 mm (Relative)

Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

Figura 14: Volumen calculado según el perfil

En la figura 15 se observan los volúmenes que ejercen presión sobre cada placa, el V6 es un volumen que se utiliza como margen de seguridad para evitar un desbordamiento del producto.

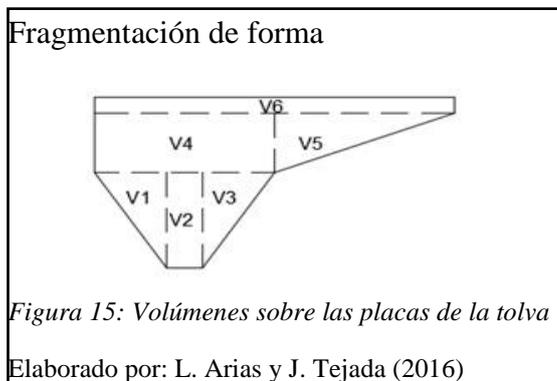


Figura 15: Volúmenes sobre las placas de la tolva

En la tabla 10 se especifica la formulación para el cálculo de la densidad, siendo esta de vital importancia para el cálculo de futuros datos.

Tabla 10: Cálculo densidad quinua

Fórmula para calcular densidad	$\delta = \frac{m}{v}$
--------------------------------	------------------------

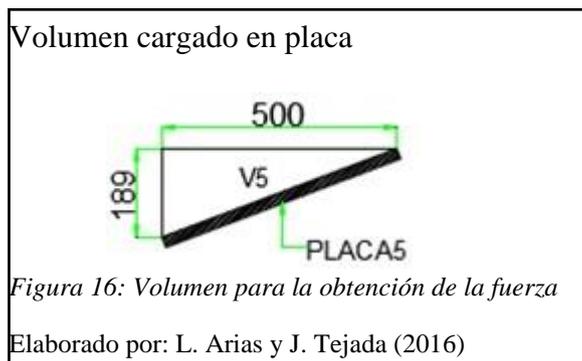
Nota: Fórmula densidad  
Fuente: (Vallejo, 2002, pág. 179)

Donde:

$v$	Volumen	0,162	$m^3$
$m$	Masa	125	$kg$
$\delta$	Peso promedio	771,600	$\frac{kg}{m^3}$

### 3.2.2.1.1. Cálculo espesor placa

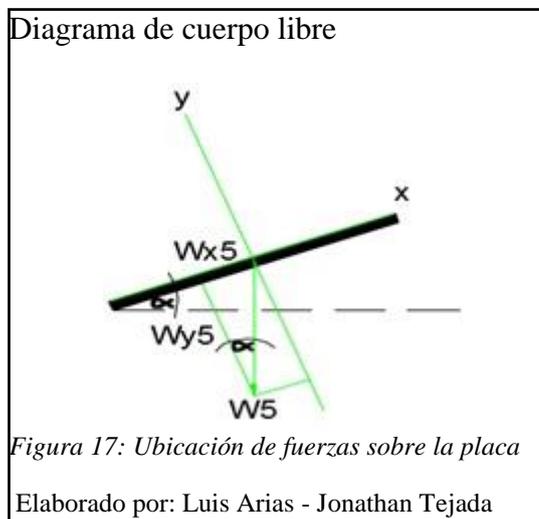
Para el cálculo del espesor se considera la placa que soporta el volumen V5, siendo esta la más crítica como se observa en la figura 16.



Donde:

$v$	Volumen	33075	$cm^3$
$\delta$	Peso promedio	$7,716 \times 10^{-4}$	$\frac{kg}{cm^3}$
$m$	Masa	25,50	$kg$
$W_5$	Fuerza en la placa	25,50	$kgf$

En la siguiente figura 17 se puede observar la fuerza que realmente ejerce sobre la placa y esta es la componente  $W_{y5}$ .

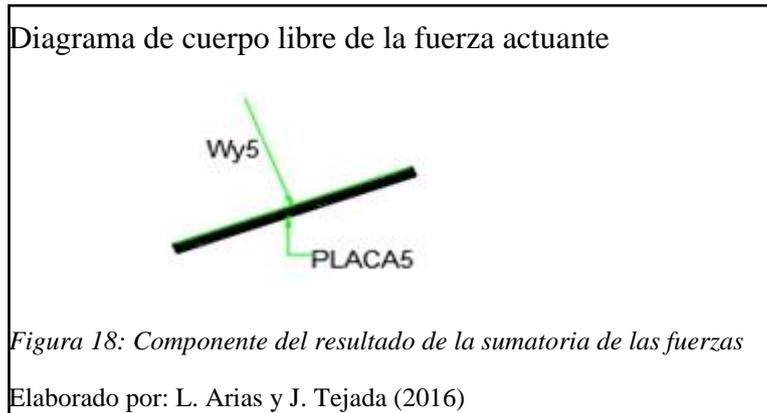


$$W_{y5} = W_5 * \text{Cos}\alpha$$

Donde:

$W_5$	Fuerza en la placa	25.50	<i>kgf</i>
$\alpha$	Ángulo de inclinación	21°	
$W_{y5}$	Fuerza real en la placa	23.81	<i>kgf</i>

Como se observa en la figura 18 la fuerza real sobre la placa es la que se encuentra perpendicular sobre ella.



Para el cálculo del espesor se utiliza las formulas del Prontuario Maquinas, como se puede ver en la figura 19 se detalla los esfuerzos a los que está sometido una placa rectangular.

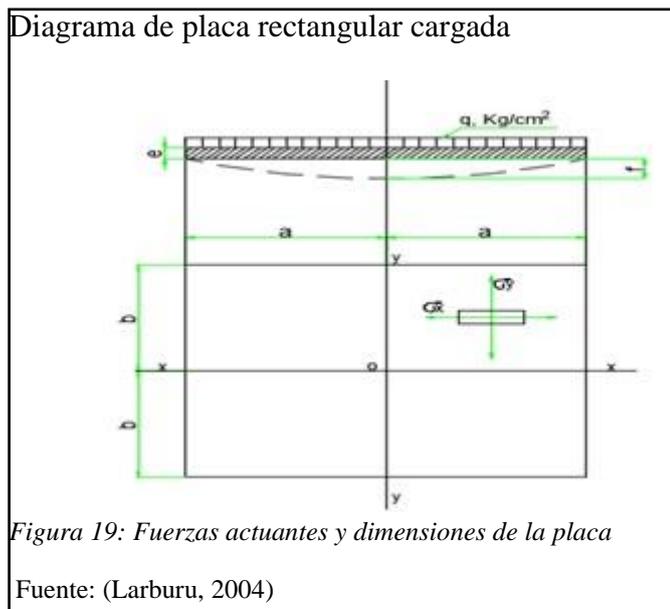


Tabla 11: Fórmulas para placas rectangulares cargadas

<p>Tensiones:</p> $\sigma_x = \varphi_x * \frac{qb^2}{e^2} \quad ; \quad \sigma_y = \varphi_y * \frac{qb^2}{e^2}$
<p>Tensión reducida:</p> $\sigma_r = \sigma_y \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y} = 0.89 \sigma_y$
<p>Flecha:</p> $f = \psi * \frac{qb^4}{e^3 E}$
<p>Relación entre dimensiones principales:</p> $\eta = \frac{a}{b}$

Nota: Se encuentran las fórmulas necesarias para calcular el espesor de la placa.  
Fuentes: (Larburu, 2004, pág. 225)

Datos:

- Límite de fluencia del acero AISI 304 “ $S_y = 22 \text{ kg/mm}^2 = 2200 \text{ kg/cm}^2$ ”  
(Kubiec.Conduit, 2015)
- Módulo de elasticidad del acero AISI “ $E=193000 \text{ N/mm}^2= 1967380.22 \text{ kgf/cm}^2$ ” (Group.Irestal, 2016)
- Fuerza actuante  $q = 6.36 * 10^{-3} \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

Según (McCormac, 2000, pág. 43): El factor de seguridad  $F_s$  a usar es de 4.

$$\sigma_{ad} = \frac{S_y}{F_s}$$

Donde:

$S_y$	Límite de fluencia	25,50	$\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$
$F_s$	Factor de seguridad	4	
$\sigma_{ad}$	Fuerza real en la placa	550	$\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

Se calcula la relación entre las dimensiones principales siendo  $a$  la mitad del lado mayor y  $b$  la mitad del lado menor.

$$\eta = \frac{a}{b}$$

Donde:

$a$	Mitad del lado mayor	35	$cm$
$b$	Mitad del lado menor	26.73	$cm$
$\eta$	Coeficiente	1.31	

Para el cálculo de placas empotradas donde se interpola de la tabla 12 para hallar los esfuerzos máximos producidos en la placa rectangular.

Tabla 12: Factores de esfuerzos

<b>Placa empotrada</b>				
Tensión máxima en el centro del lado mayor, $\sigma_y = \sigma_{y \max}$ ; $\sigma_x = 0,3 \cdot \sigma_y$				
Valores en función de $\eta$ :				
$\eta$	Centro de la placa		Centro lado mayor	$\psi$
	$\varphi_x$	$\varphi_x$	$\varphi_{y \max}$	
1	0,53	0,53	1,24	0,225
1,5	0,48	0,88	1,82	0,394
2	0,31	0,94	1,92	0,431
$\infty$	0,3	1	2	0,455

Nota: Factores para placas cargadas  
Fuente: (Larburu, 2004, pág. 225)

Donde:

$\varphi_{y \max}$	Esfuerzo máximo en el lado mayor	1,60
$\psi$	Factor de corrección	0,34

Con todos estos valores obtenidos se procede a calcular el espesor de la placa  $e$ .

$$e = \sqrt{\frac{\varphi_{y \max} * q * b^2}{\sigma ad}}$$

Donde:

$\varphi_{y \max}$	Esfuerzo máximo en el lado mayor	35	$cm$
$b$	Mitad del lado menor	26,73	$cm$
$q$	Fuerza actuante sobre la placa	$6,36 \times 10^{-3}$	$\frac{kgf}{cm^2}$
$\sigma ad$	Fuerza real en la placa	550	$\frac{kgf}{cm^2}$
$e$	Espesor	1,15	$mm$

Con el espesor obtenido se calcula la tensión reducida  $\sigma_y$ , para luego calcular el esfuerzo real  $\sigma_r$  de la placa y posterior a esto la flecha  $f$  o distancia que se deformara.

$$\sigma_y = \sigma_{y\max} * \frac{q * b^4}{e^2}$$

Donde:

$\sigma_{y\max}$	Esfuerzo máximo en el lado mayor	35	cm
$b$	Mitad del lado menor	26,73	cm
$q$	Fuerza actuante sobre la placa	$6,36 \times 10^{-3}$	$\frac{kgf}{cm^2}$
$e$	Espesor	1.15	mm
$\sigma_y$	Tensión reducida	550,73	$\frac{kgf}{cm^2}$

$$\sigma_r = \sigma_y * 0.89$$

Donde:

$\sigma_y$	Tensión reducida	550,73	$\frac{kgf}{cm^2}$
$\sigma_r$	Esfuerzo real	490,15	$\frac{kgf}{cm^2}$

$$f = \Psi * \frac{q * b^4}{e^3 * E}$$

Donde:

$\Psi$	Factor de corrección	0,34	
$b$	Mitad del lado menor	26,73	cm
$q$	Fuerza actuante sobre la placa	$6,36 \times 10^{-3}$	$\frac{kgf}{cm^2}$
$e$	Espesor	1,15	mm
$E$	Módulo elástico	1967380,22	$\frac{kgf}{cm^2}$
$f$	Flecha	3,7	mm

Para poder reducir la deformación se aplica un espesor de 2 mm y se obtiene una flecha de 2,06 mm

### 3.2.2.2. Cálculo eje

Para el diseño de los ejes se usaron las fórmulas que se describen en la tabla 13

Tabla 13: Fórmulas cálculo diseño ejes

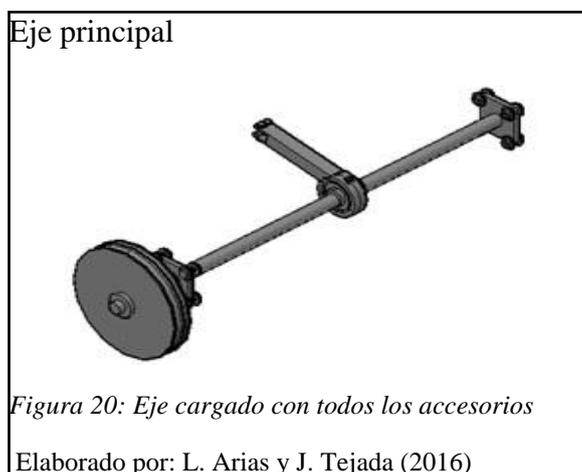
Cálculo masa	$m = v \delta$
Factor de superficie	$k_a = a S_{ut}^b$
Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria	$S'_e = 0,5 S_{ut}$
Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica	$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$
Cálculo del torque	$T = 955 \frac{H}{n}$
Fuerza tangencial	$F_{ta} = \frac{T}{(D/2)}$
Fuerza de flexión	$F_{fa} = 1,5 (F_{ta})$
Fuerzas que intervienen en el plano cartesiano	$F_{fax} = \cos 45^\circ F_{fa}$ $F_{fay} = \sin 45^\circ F_{fa}$
Cálculo de los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión	$K_f = 1 + q (K_t - 1)$ $K_{fs} = 1 + q_{cortante} (K_{ts} - 1)$
Cálculo del diámetro del eje	$d = \left( \frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[ 1 + \left( \frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$
Constantes A y B	$A = \sqrt{4(K_f M a)^2 + 3(K_{fs} T a)^2}$ $B = \sqrt{4(K_f M m)^2 + 3(K_{fs} T m)^2}$

Nota: Formulación cálculo ejes

Fuentes: (Budynas & Nisbett, 2008, págs. 274-288)

#### 3.2.2.2.1. Cálculo eje principal

En la Figura 20 se describe la forma que deberá tener el eje principal de la máquina.



En primer lugar, se debe obtener el peso que va soportar el eje, y para ello se calcula el peso total de las zarandas, la estructura y la quinua conjuntamente. El material que se utiliza es A-36.

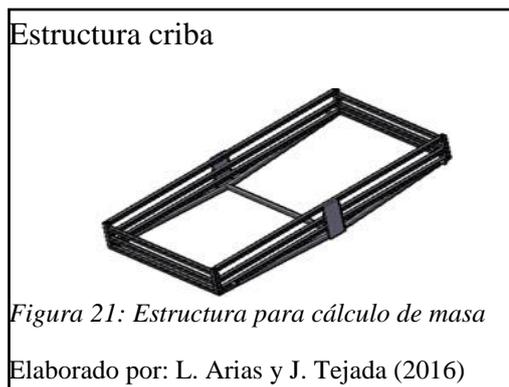
Para calcular la masa de la estructura se utiliza la siguiente fórmula.

$$\delta = \frac{m}{v}$$

Donde:

$v$	Volumen de la estructura	1621,93	$cm^3$
$\delta$	Densidad de la estructura	7,85	$\frac{g}{cm^3}$
$m$	Masa de la estructura	12732,16	$g$

En la Figura 21 se describe como está constituida la estructura de la criba.

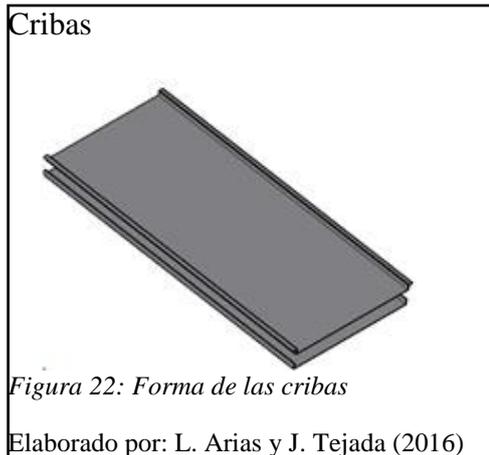


Para calcular la masa de las cribas se considera el material AISI-304 y se aplica la siguiente fórmula.

$$\delta = \frac{m}{v}$$

Donde:

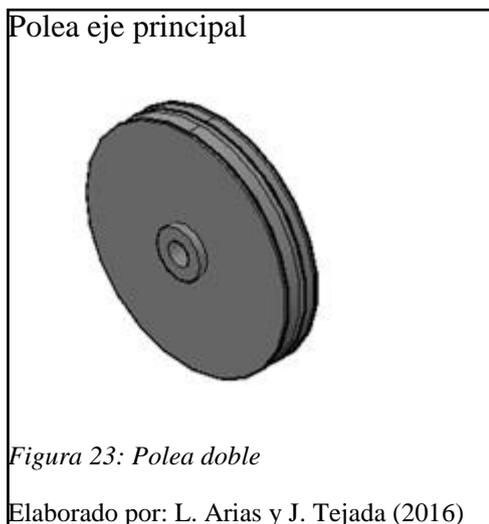
$v$	Volumen de la zaranda	2591,956	$cm^3$
$\delta$	Densidad de la zaranda	7,93	$\frac{g}{cm^3}$
$m$	Masa de la zaranda	20554,21	$g$



La masa de la quinua que se considera en las cribas es de 53765,95 g. el cual hace referencia a las cribas llenas.

La masa total de la zaranda, criba y quinua es 87052,32 g. equivalente a 87,05 kg. Dando como resultado un peso de 853,98 N.

Para calcular la polea del eje principal se considera el material hierro fundido, con una densidad de  $7,20 \text{ g/cm}^3$ , la masa de la polea es de 14137,16 g equivalente a 14,137 kg dando como resultado un peso de 138,68 N. En la figura 23 se observa el modelo de la polea.



Para el diseño del eje principal se hace un análisis de resistencia a la fatiga que según (Andrew Pytel, 2006, pág. 419) debido a los esfuerzos repetidos en las fibras superior e inferior del eje que intercambian su estado al pasar de compresión a

tención y viceversa a esto se suma las cargas axiales de la polea y la excéntrica, se consideró un material bonificado para maquinaria AISI 4340 laminado en frío como sugiere (Norton, 2006, pág. 415) . El eje es el principal impulsor de la zaranda y gira a 300 rpm a una temperatura de 20°C y una confiabilidad funcional del 99%, soportando una carga axial de 853,98 N, la polea cuyo diámetro es de 25 cm esta acoplada en ángulo de 45° a un motor eléctrico de 1 hp (0,75 kW). Para el cálculo del eje se utilizara un factor de seguridad de 2 recomendado por el autor (McCormac, 2000, pág. 43).

Tabla 14: Propiedades mecánicas del acero bonificado AISI 4340

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4340	TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

Nota: Las características del acero bonificado para maquinaria AISI 4340 laminado en frío  
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 1022)

Para el diseño por fatiga se consideran los siguientes factores que se explican a continuación:

El Factor de superficie  $k_a$  es importante porque mejora la resistencia dependiendo de su acabado superficial, el material a usarse es laminado en frío.

Tabla 15: Acabado superficial

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

Nota: Los valores de a y b que se utilizaran en la siguiente formula se observan en la presente tabla.  
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 280)

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Donde:

$a$	Factor	4,51	
$S_{ut}$	Resistencia a la tensión	965	MPa
$b$	Exponente	-0,265	
$k_a$	Factor de superficie	0,72	

Factor de modificación de la carga  $k_c$  se lo utiliza dependiendo el tipo de esfuerzo que realiza. El eje está sometido a carga axial.

Tabla 16: Factor temperatura

1	flexión
0.85	axial
0.59	torsión

Nota: Se detalla el valor para el esfuerzo realizado.  
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 282)

El factor de confiabilidad  $k_e$  depende de las desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga. Se considera una confiabilidad del 99%.

Tabla 17: Confiabilidad

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

Nota: Se detalla el factor de confiabilidad y la variación de transformación.  
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 285)

El límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria  $S'_e$  considera el esfuerzo ultimo donde el  $S_{ut}$  del material es menor a 1400 MPa.

Tabla 18: Límites de resistencia fatiga

$0,5 S_{ut}$	$S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)}$
$100 \text{ kpsi}$	$S_{ut} > 200 \text{ kpsi}$
$700 \text{ MPa}$	$S_{ut} > 1400 \text{ MPa}$

Nota: Se detallan los valores que se utilizan para el límite de resistencia dependiendo el esfuerzo último.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 274)

$$S'_e = 0,5 S_{ut}$$

Donde:

$S_{ut}$	Resistencia a la tensión	965	MPa
$S'_e$	Límite de resistencia a la fatiga	482,5	MPa

El límite de resistencia a la fatiga ubicado en una parte de la máquina según la geometría y condición de uso  $S_e$  es el resultado del producto de todos los factores anteriormente detallados. El factor de tamaño  $k_b$  es 1 por que la carga es axial, el factor de temperatura de operación  $k_d$  es 1 por que se trabaja a temperatura ambiente, el factor de esfuerzos varios se considera 1 por que no se estima ataques externos al eje como corrosión, recubrimientos electrolíticos, corrosión por frotamiento, entre otros.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Donde:

$k_a$	Factor de superficie	0,72	
$k_b$	Factor de modificación del tamaño	1	
$k_c$	Factor de modificación de la carga	0,85	
$k_d$	Factor de modificación de la T°	1	
$k_e$	Factor de confiabilidad	0,814	
$k_f$	Factor de modificación de efectos varios	1	
$S'_e$	Límite de resistencia a la fatiga	482,5	
$S_e$	Límite de resistencia a la fatiga ubicación crítica	2484,99	$\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

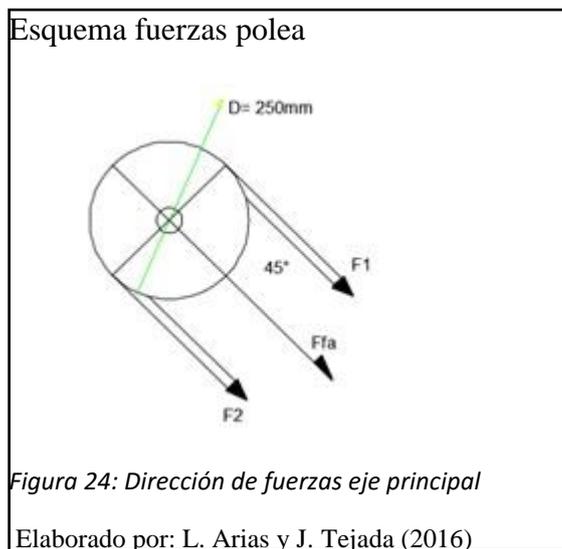
Para calcular el torque se considera la potencia transmitida por el motor de 1 hp (0,75 kW) a la polea y el número de revoluciones que tiene dicho elemento.

$$T = 955 \frac{H}{n}$$

Donde:

$H$	Potencia	0,75	
$n$	Número de revoluciones	300	
$T$	Torque	238,75	$kgf - cm$

En la Figura 24 se expresan las fuerzas calculadas que van a soportar el eje principal.



La fuerza tangencial ( $F_{ta}$ ) se obtiene con la formula siguiente:

$$F_{ta} = \frac{T}{(D/2)}$$

Donde:

$T$	Torque	238,75	$kgfcm$
$D$	Diámetro de la polea	25	$cm$
$F_{ta}$	Fuerza tangencial	19,1	$kgf$

La fuerza de Flexión Según (Bavaresco, s.f., pág. 3) para banda trapezoidal se utiliza la presente formula, y que tiene una constante ya definida de  $c = 1,5$  la cual depende de las fuerzas F1 Y F2.

$$F_{fa} = 1,5 (F_{ta})$$

Donde:

$F_{ta}$	Fuerza tangencial	19,1	kgf
$F_{fa}$	Fuerza de flexión	20,25	kgf

Las fuerzas que intervienen en el plano cartesiano son:

$$F_{fax} = \cos 45^\circ F_{fa}$$

Donde:

$F_{fa}$	Fuerza flexión	28,65	kgf
$F_{fax}$	Fuerza de flexión en X	20,25	kgf

$$F_{fay} = \sen 45^\circ F_{fa}$$

Donde:

$F_{fa}$	Fuerza flexión	28,65	kgf
$F_{fay}$	Fuerza de flexión en Y	20,25	kgf

El momento de flexión es el resultado de las fuerzas calculadas las que se detallan en la figura 25.

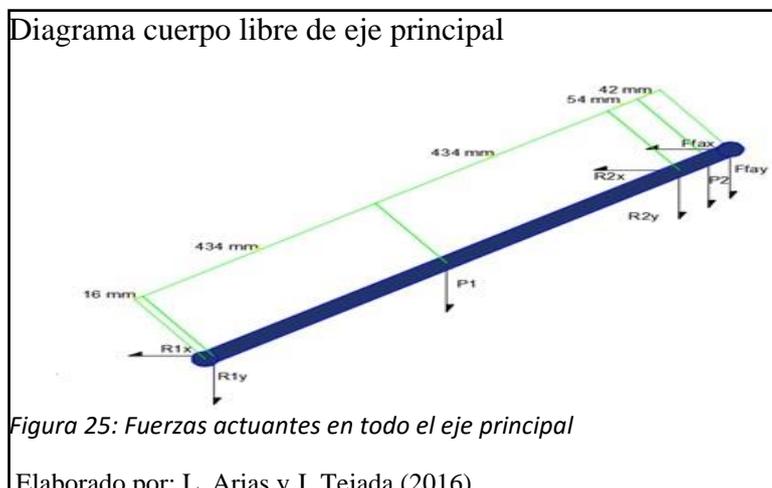
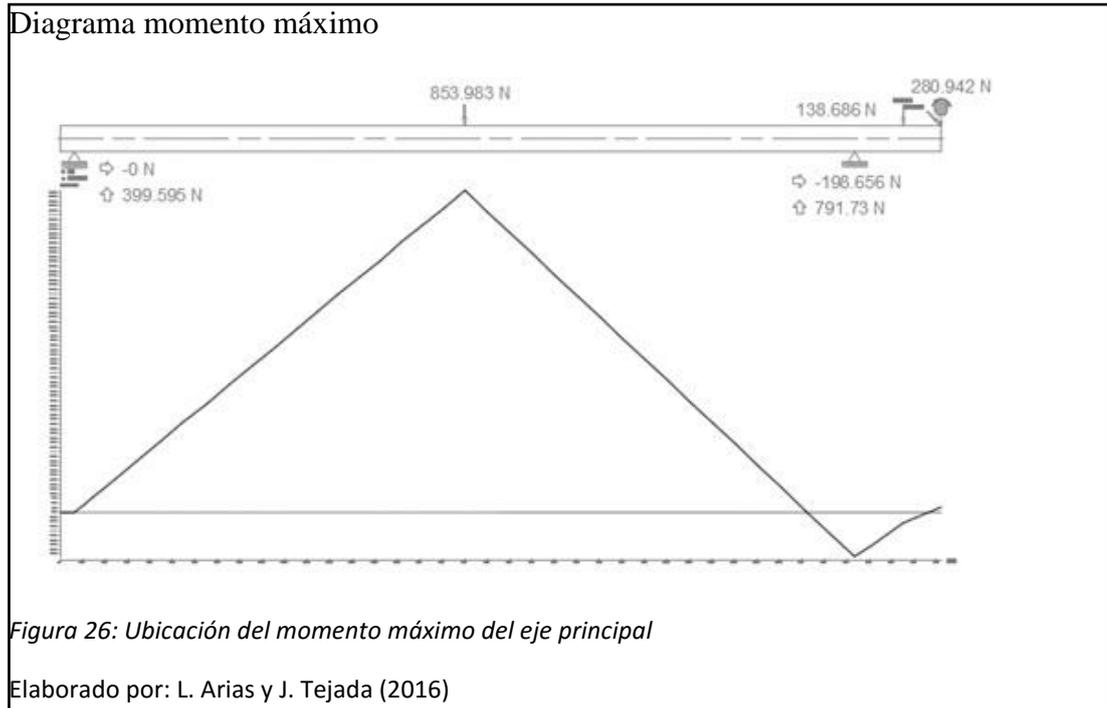


Tabla 19: Datos obtenidos en AutoCAD para el eje principal

Máximo momento de flexión	173,42 Nm
Máximo momento torsor	$807,79 \times 10^{-33}$ Nm

Nota: Los valores del momento de flexión y torsor que se obtuvieron en AutoCAD.  
Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

El diagrama de momento obtenido de AutoCAD se lo detalla en la figura 26 donde se expresa el máximo momento de flexión al cual va estar sometido el eje.



Para el cálculo de los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión  $K_f$  y  $K_{fS}$  se estima la primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo  $K_t$  el cual tiene un valor de 1,5.

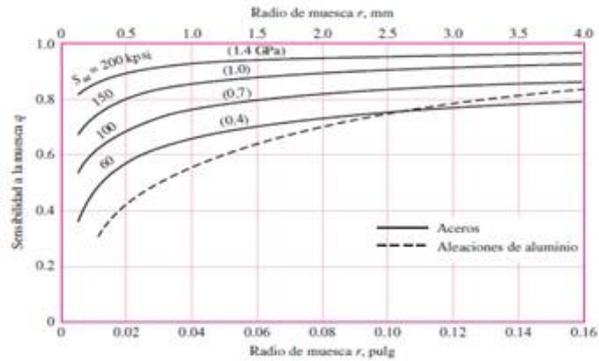
Tabla 20: Estimaciones de la primera iteración de factores de concentración de esfuerzo

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ( $r/d = 0.02$ )	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapecoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Nota: Se detallan los valores de la primera iteración.  
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 361)

Para calcular la sensibilidad de la muesca  $q$  se considera un radio igual a 2,5 mm con el que se ingresa en la tabla 21 donde se obtiene un valor de  $q = 0,88$ .

Tabla 21: Radio de la muesca



Nota: Cálculo del radio de la muesca  
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 287)

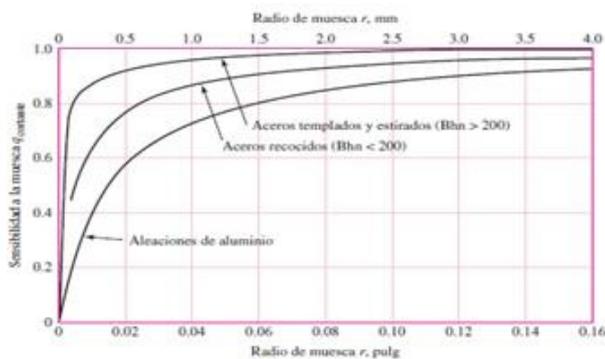
$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

Donde:

$K_t$	Factor concentración de esfuerzo	1,5
$q$	Sensibilidad de la muesca	0,88
$K_f$	Factor concentración de esfuerzo por fatiga	1,44

La Estimación de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo  $K_{ts}$  se obtuvo un valor de 0. La sensibilidad de la muesca  $q_{cortante}$  se obtiene con el radio considerado de 2,5 mm el mismo que se utiliza para ingresar en la tabla 22 y calcular dicha sensibilidad.

Tabla 22: Sensibilidad muesca



Nota: Cálculo de la sensibilidad de la muesca.  
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 288)

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

Donde:

$K_{ts}$	Factor concentración de esfuerzo	1
$q_{cortante}$	Sensibilidad de la muesca	0,96
$K_{fs}$	Factor concentración de esfuerzo por fatiga	1

En el cálculo del diámetro del eje se utiliza el criterio de Gerber el cual analiza para fallas por fatiga como señala (Budynas & Nisbett, 2008, págs. 356-357).

$$d = \left( \frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[ 1 + \left( \frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

$d$	Diámetro eje	28,08	$mm$
$n$	Factor de seguridad	2	
$A$	Constante A	5193,42	
$B$	Constante B	413,52	
$S_{ut}$	Resistencia a la tensión	9840,91	$kgf/cm^2$
$S_e$	Límite de resistencia a la fatiga ubicación crítica	2484,99	$\frac{kgf}{cm^2}$

$$A = \sqrt{4(K_f Ma)^2 + 3(K_{fs} Ta)^2}$$

Donde:

$Ta$	Torque	0	
$K_{fs}$	Factor concentración de esfuerzo por fatiga	1	
$Ma$	Momento máximo	1768,54	$kgf\ cm$
$K_f$	Factor concentración de esfuerzo	1,44	
$A$	Constante A	5193,42	

$$B = \sqrt{4(K_f Mm)^2 + 3(K_{fs} Tm)^2}$$

Donde:

$Tm$	Torque	238,75	$kgf\ cm$
$K_{fs}$	Factor concentración de esfuerzo por fatiga	1	
$Mm$	Momento	0	

$K_f$	Factor concentración de esfuerzo	1,44
B	Constante B	413,52

### 3.2.2.2.2. Cálculo eje ventilador

En la Figura 27 se describe la forma que deberá tener el eje del ventilador de la máquina.



Se considera el peso de unas aspas de material AISI 304 el cual es igual a 70,42 N y para la polea se utilizó hierro fundido la cual tendrá un peso de 138,68 N

Para el diseño del eje se hace un análisis de resistencia a la fatiga como en el caso anterior, el material a utilizarse es el SAE 1018 laminado en frío como sugiere (Norton, 2006, pág. 415). El eje es el principal impulsor de las aspas y la polea cuyo diámetro es de 25 cm, esta acoplada en ángulo de  $70^\circ$ , el eje gira a 300 rpm a una temperatura de  $20^\circ\text{C}$  con una confiabilidad funcional del 99%. Para el cálculo del eje se utilizara un factor de seguridad de 2 recomendado por el autor (McCormac, 2000, pág. 43).

Tabla 23: Propiedades mecánicas del acero de transmisión SAE 1018

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg. %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126

Nota: Propiedades del acero SAE 1018

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 1020)

Factor de superficie  $k_a$ , los valores a y b son tomados de la Tabla 15.

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Donde:

$a$	Factor	4,51	
$S_{ut}$	Resistencia a la tensión	440	MPa
$b$	Exponente	-0,265	
$k_a$	Factor de superficie	0,89	

El factor de temperatura  $k_c$  se obtiene de la tabla 16.  $k_c = 0,85$ .

Con una confiabilidad del 99% se obtiene de la tabla 17  $k_e = 0.814$ .

El límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria  $S'_e$  si el  $S_{ut}$  del material es menor a 1400 MPa se obtiene de la tabla 18  $S'_e = 220 MPa$ .

Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.  $S_e$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Donde:

$k_a$	Factor de superficie	0,89
$k_b$	Factor de modificación del tamaño	1
$k_c$	Factor de modificación de la carga	0,85
$k_d$	Factor de modificación de la T°	1
$k_e$	Factor de confiabilidad	0,814
$k_f$	Factor de modificación de efectos varios	1
$S'_e$	Límite de resistencia a la fatiga	220

$S_e$	Límite de resistencia a la fatiga ubicación crítica	1395,19	$\frac{kgf}{cm^2}$
-------	---	---------	--------------------

La potencia del eje principal se calcula con la siguiente fórmula.

$$P = T w$$

Donde:

$w$	Velocidad angular	31,41	$rad/s$
$T$	Torque	23,41	$N$
$P$	Potencia	0,73	$kW$

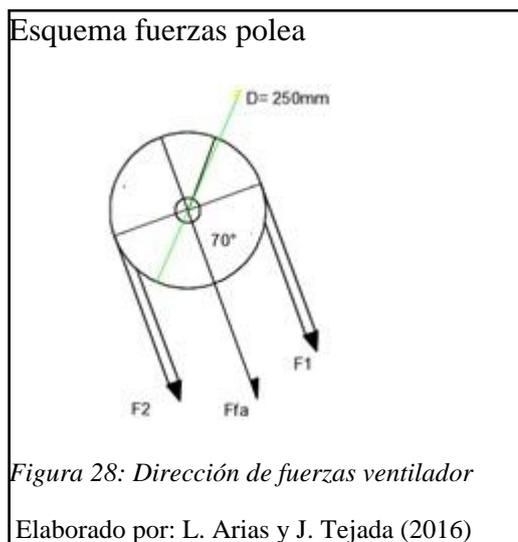
Para el cálculo del torque se considera la potencia de 0,73 kW transferida desde el eje principal y se aplica la siguiente fórmula.

$$T = 955 \frac{H}{n}$$

Donde:

$H$	Potencia	0,73	
$n$	Numero de revoluciones	300	
$T$	Torque	234,13	$kgf\ cm$

En la Figura 28 se expresan las fuerzas calculadas para el eje del ventilador.



Para calcular la fuerza tangencial  $F_{ta}$  y fuerza de flexión  $F_{fa}$  sobre el eje aplicamos las siguientes fórmula.

$$F_{ta} = \frac{T}{(D/2)}$$

Donde:

$T$	Torque	234,13	<i>kgf cm</i>
$D$	Diámetro de la polea	25	<i>cm</i>
$F_{ta}$	Fuerza tangencial	18,73	<i>kgf</i>

Según (Bavaresco, s.f., pág. 3): para banda trapezoidal se utiliza la presente fórmula, y que tiene una constante ya definida de  $c = 1,5$  la cual depende de las fuerzas  $F_1$  Y  $F_2$ .

$$F_{fa} = 1,5 (F_{ta})$$

Donde:

$F_{ta}$	Fuerza tangencial	18,73	<i>kgf</i>
$F_{fa}$	Fuerza de flexión	28,09	<i>kgf</i>

Las fuerzas que intervienen en el plano cartesiano son:

$$F_{fax} = \cos 70^\circ F_{fa}$$

Donde:

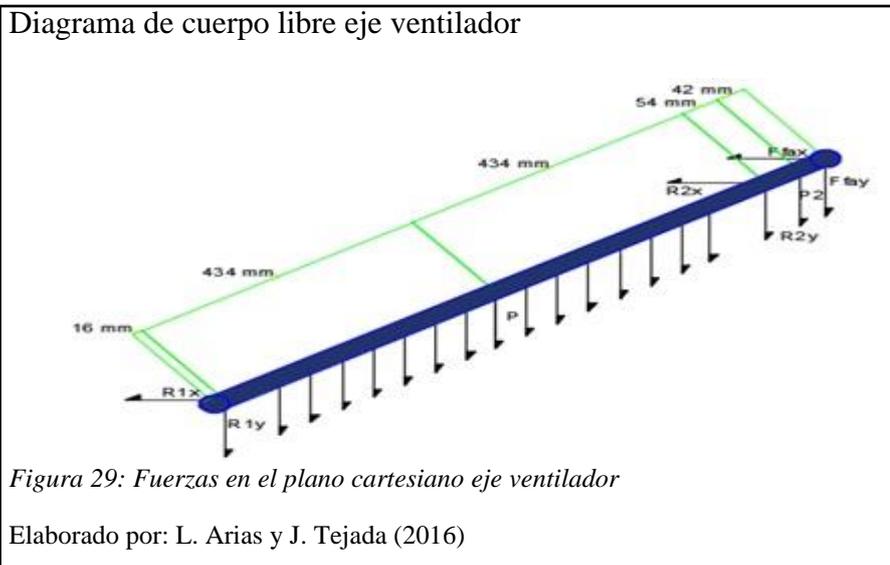
$F_{fa}$	Fuerza flexión	28,09	<i>kgf</i>
$F_{fax}$	Fuerza de flexión en X	9,60	<i>kgf</i>

$$F_{fay} = \sen 70^\circ F_{fa}$$

Donde:

$F_{fa}$	Fuerza flexión	28,09	<i>kgf</i>
$F_{fay}$	Fuerza de flexión en Y	26,40	<i>kgf</i>

Para calcular el momento de flexión se realiza el diagrama de cuerpo libre como se observa en la figura 29.



En la tabla 23 se representa los valores obtenidos en AutoCAD.

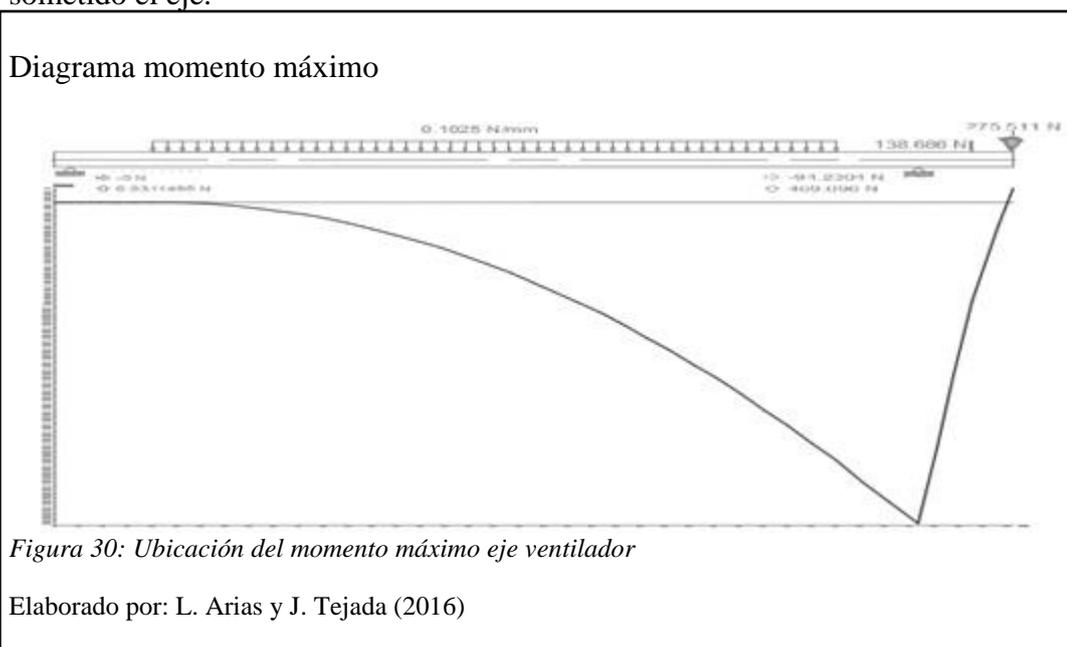
Tabla 24: Datos obtenidos de simulación

Máximo momento de flexión	31,02 Nm
Máximo momento torsor	$429,14 \times 10^{-33}$

Nota: Resultados simulados

Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

En la Figura 30 se expresa el máximo momento de flexión en la cual va estar sometido el eje.



Máximo momento de flexión:  $Ma = 31,02 Nm = 316,37 Kgf cm$

Para el cálculo de los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión  $K_f$  y  $K_{fs}$ , el factor de concentración del esfuerzo  $K_t$ , tiene un valor de 1,5 como se observa en la tabla 20. Para la sensibilidad de la muesca  $q$  se considera tiene un  $r = 2,5 mm$  entonces tiene un valor  $q = 0,88$  como se observa en la tabla 21.

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

Donde:

$K_t$	Factor concentración de esfuerzo	1,5
$q$	Sensibilidad de la muesca	0,88
$K_f$	Factor concentración de esfuerzo por fatiga	1,44

En el factor de concentración del esfuerzo  $K_{ts}$  se tiene un valor de cero por qué se necesita el diámetro del eje para su cálculo.

En el cálculo de la muesca  $q_{cortante}$  se considera que  $r = 2,5mm$  entonces tiene un valor  $q = 0,96$  como se observa en la tabla 22.

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

Donde:

$K_{ts}$	Factor concentración de esfuerzo	1
$q_{cortante}$	Sensibilidad de la muesca	0,96
$K_{fs}$	Factor concentración de esfuerzo por fatiga	1

Para calcular el diámetro del eje se usa el criterio anterior de Gerber como señala (Budynas & Nisbett, 2008, págs. 356-357).

$$d = \left( \frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[ 1 + \left( \frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

$d$	Diámetro eje	19,38	$mm$
$n$	Factor de seguridad	2	
$A$	Constante A	911,15	
$B$	Constante B	405,53	
$S_{ut}$	Resistencia a la tensión	4487	$kgf/cm^2$
$S_e$	Límite de resistencia a la fatiga ubicación crítica	1395,19	$kgf/cm^2$

$$A = \sqrt{4(K_f Ma)^2 + 3(K_{fs} Ta)^2}$$

Donde:

$Ta$	Torque	0	
$K_{fs}$	Factor concentración de esfuerzo por fatiga	1	
$Ma$	Momento máximo	316,37	$kgf\ cm$
$K_f$	Factor concentración de esfuerzo	1,44	
$A$	Constante A	911,15	

$$B = \sqrt{4(K_f Mm)^2 + 3(K_{fs} Tm)^2}$$

Donde:

$Tm$	Torque	234,13	$kgf\ cm$
$K_{fs}$	Factor concentración de esfuerzo por fatiga	1	
$Mm$	Momento	0	
$K_f$	Factor concentración de esfuerzo	1,44	
$B$	Constante B	405,53	

### 3.2.2.2.3. Cálculo eje rodillo

En la Figura 31 se describe la forma que deberá tener el eje del ventilador.



El peso que va soportar el eje es de la quina y rodillo conjuntamente el cual tiene un valor de 477,93 N, el peso de la polea de hierro fundido es de 138,68 N .

Para el diseño del eje se hace un análisis de resistencia a la fatiga, sabiendo que debe ser mecanizado en acero inoxidable A-304 laminado en frío como sugiere (Norton, 2006, pág. 415). El eje es el impulsor del rodillo y la polea de diámetro igual a 30 cm, esta acoplada en ángulo de 18° al motriz, gira a 60 rpm a una temperatura de 20°C con una confiabilidad funcional del 99%, se utiliza un factor de seguridad de 2 recomendado por el autor (McCormac, 2000, pág. 43).

En la tabla 24 se describe las diferentes características del acero INOX A-304.

Tabla 25: Propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)					Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura $\sigma_f$
			Fuencia $S_{ut}$ MPa (kpsi)	Última $S_{ut}$ MPa (kpsi)	A la fractura, $\sigma_f$ MPa (kpsi)	Coefficiente $\sigma_f$ MPa (kpsi)			
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) <sup>†</sup>	620 (90.0)	0.25	1.05	
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) <sup>†</sup>	992 (144)	0.14	0.49	
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) <sup>†</sup>	758 (110)	0.24	0.85	
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 860 (273) <sup>†</sup>	0.041	0.61	
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) <sup>†</sup>	0.048	0.43	
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) <sup>†</sup>	1 410 (205)	0.51	1.16	
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) <sup>†</sup>	1 270 (185)	0.45	1.67	

Nota: Propiedades del acero AISI 304  
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 1023)

Para el diseño por fatiga se obtiene los siguientes factores.

En el cálculo del factor de superficie  $k_a$  los valores a y b son tomados de la Tabla 15.

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Donde:

$a$	Factor	4,51	
$S_{ut}$	Resistencia a la tensión	568	MPa
$b$	Exponente	-0,265	
$k_a$	Factor de superficie	0,83	MPa

Para el factor de temperatura  $k_c$  se utiliza la tabla 16

$$k_c = 0,85$$

Para el factor de confiabilidad  $k_e$  se tiene una confiabilidad del 99%, por lo que se obtiene de la tabla 17 el valor de  $k_e = 0,81$

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga  $S'_e$  se obtiene de la tabla 18 la siguiente fórmula.

$$S'_e = 0,5 S_{ut}$$

Donde:

$S_{ut}$	Resistencia a la tensión	568	MPa
$S'_e$	Límite de resistencia a la fatiga	284	MPa

El límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso  $S_e$  se calcula con la siguiente fórmula.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Donde:

$k_a$	Factor de superficie	0,83	MPa
$k_b$	Factor de modificación del tamaño	1	
$k_c$	Factor de modificación de la carga	0,85	
$k_d$	Factor de modificación de la T°	1	
$k_e$	Factor de confiabilidad	0,814	
$k_f$	Factor de modificación de efectos varios	1	
$S'_e$	Límite de resistencia a la fatiga	284	MPa
$S_e$	Límite de resistencia a la fatiga ubicación crítica	1683,23	$\frac{kgf}{cm^2}$

Para el cálculo de la potencia del eje del ventilador se usa la siguiente fórmula.

$$P = T w$$

Donde:

$w$	Velocidad angular	31,41	rad/s
$T$	Torque	22,95	N
$P$	Potencia	0,72	kW

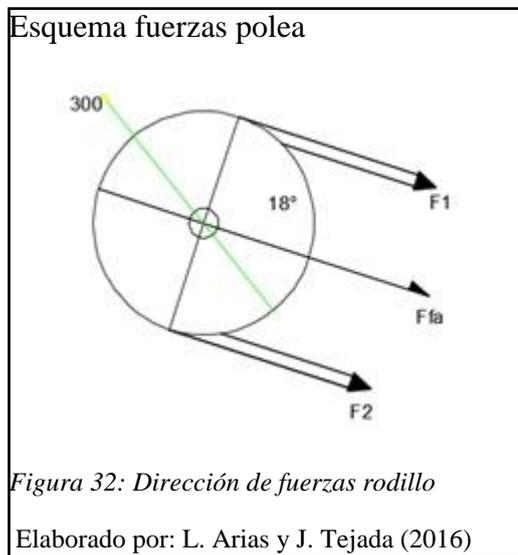
En el cálculo del torque la polea recibe la potencia del eje del ventilador igual a 0,72 kW y se usa la siguiente fórmula.

$$T = 955 \frac{H}{n}$$

Donde:

$H$	Potencia	0,72	$kW$
$n$	Numero de revoluciones	60	$rpm$
$T$	Torque	1148,05	$kgf - cm$

En la Figura 32 se expresan las fuerzas calculadas para el eje del rodillo.



La fuerza tangencial  $F_{ta}$  y fuerza de flexión  $F_{fa}$  sobre el eje se calculan con las siguientes fórmulas.

$$F_{ta} = \frac{T}{(D/2)}$$

Donde:

$T$	Torque	1148,05	$kgf cm$
$D$	Diámetro de la polea	30	$cm$
$F_{ta}$	Fuerza Tangencial	76,53	$kgf$

Según (Bavaresco, s.f., pág. 3): para bandas trapezoidales se utiliza la presente fórmula que tiene una constante definida de  $c = 1,5$  la cual depende de las fuerzas F1 Y F2.

$$F_{fa} = 1,5 (F_{ta})$$

Donde:

$F_{ta}$	Fuerza tangencial	76,53	kgf
$F_{fa}$	Fuerza de flexión	114,80	kgf

Las fuerzas que intervienen en el plano cartesiano son:

$$F_{fax} = \cos 18^\circ F_{fa}$$

Donde:

$F_{fa}$	Fuerza flexión	114,80	kgf
$F_{fax}$	Fuerza de flexión en X	109,18	kgf

$$F_{fay} = \text{sen } 18^\circ F_{fa}$$

Donde:

$F_{fa}$	Fuerza flexión	114,80	kgf
$F_{fay}$	Fuerza de flexión en Y	35,47	kgf

Para el cálculo del momento de flexión se realiza el diagrama de cuerpo libre como se muestra en la figura 33.

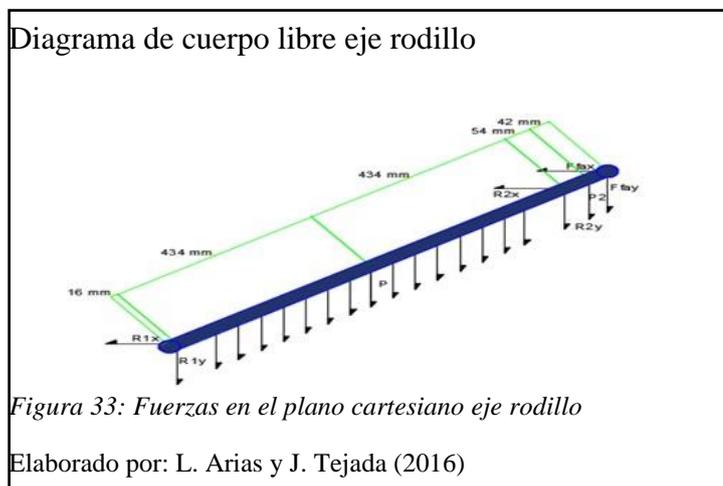
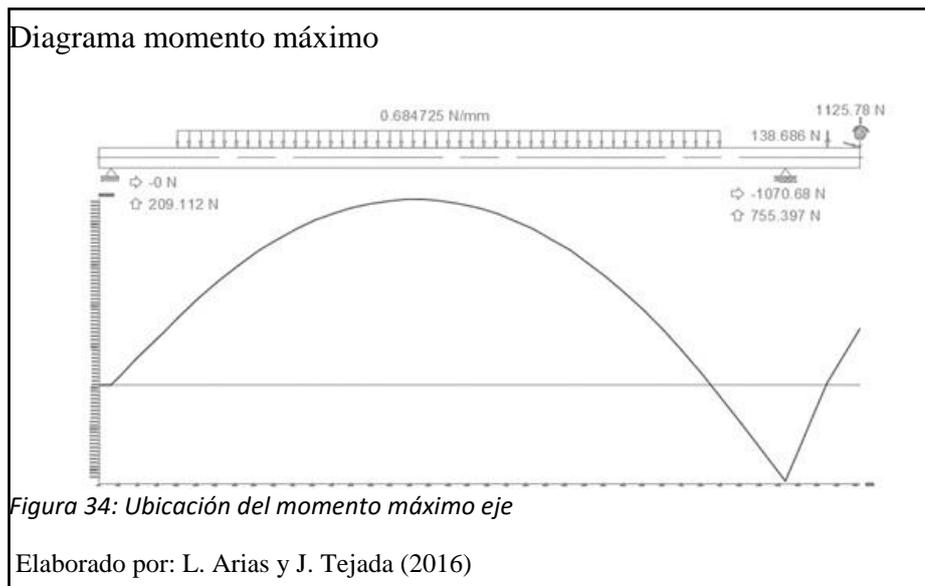


Tabla 26: Datos obtenidos en AutoCAD eje rodillo

Máximo momento de flexión	49,66 Nm
Máximo momento torsor	$807,79 \times 10^{-33}$ Nm

Nota: Se representa los valores obtenidos en AutoCAD  
 Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

En la Figura 34 se expresa el máximo momento de flexión al cual va a estar sometido el eje.



Máximo momento de flexión:  $Ma = 49,66 \text{ Nm} = 506,47 \text{ Kgfc m}$

En el cálculo de los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión  $K_f$  y  $K_{fs}$  se obtiene el valor del factor de concentración del esfuerzo  $K_t = 1,5$  de la tabla 20.

Para calcular la sensibilidad de la muesca  $q$  se considera que  $r = 2,5 \text{ mm}$  entonces se tiene un valor  $q = 0,88$  de la tabla 21.

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

Donde:

$K_t$	Factor concentración de esfuerzo	1,5
$q$	Sensibilidad de la muesca	0,88
$K_f$	Factor concentración de esfuerzo por fatiga	1,44

En la primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo  $K_{ts}$  se tiene un valor de 0 por que se necesita el diámetro del eje para su cálculo.

En el cálculo de sensibilidad de la muesca  $q_{cortante}$  se tiene que  $r = 2,5 \text{ mm}$  con el que se obtiene un valor  $q = 0,96$  de la tabla 22.

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

Donde:

$K_{ts}$	Factor concentración de esfuerzo	1
$q_{cortante}$	Sensibilidad de la muesca	0,96
$K_{fs}$	Factor concentración de esfuerzo por fatiga	1

Para calcular el diámetro del eje se aplica el criterio ya antes mencionado de Gerber que usa un método por fatiga como señala (Budynas & Nisbett, 2008, págs. 356-357).

$$d = \left( \frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[ 1 + \left( \frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

$d$	Diámetro eje	21,75	$mm$
$n$	Factor de seguridad	2	
$A$	Constante A	1458,63	
$B$	Constante B	1988,48	
$S_{ut}$	Resistencia a la tensión	5792,37	$kgf/cm^2$
$S_e$	Límite de resistencia a la fatiga ubicación crítica	1683,23	$kgf/cm^2$

$$A = \sqrt{4(K_f Ma)^2 + 3(K_{fs} Ta)^2}$$

Donde:

$Ta$	Torque	0	
$K_{fs}$	Factor concentración de esfuerzo por fatiga	1	
$Ma$	Momento máximo	506,47	$kgfcm$
$K_f$	Factor concentración de esfuerzo	1,44	
$A$	Constante A	1458,63	

$$B = \sqrt{4(K_f Mm)^2 + 3(K_{fs} Tm)^2}$$

Donde:

$T_m$ Torque	1148,05	<i>kgfcm</i>
$K_{fs}$ Factor concentración de esfuerzo por fatiga	1	
$M_m$ Momento	0	
$K_f$ Factor concentración de esfuerzo	1,44	
B Constante B	1988,48	

### 3.2.2.3. Selección rodamientos

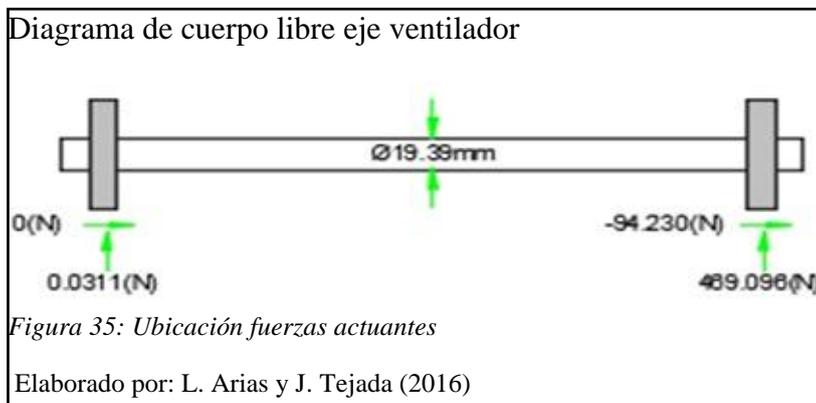
Para calcular los rodamientos que se usaran como apoyos en los ejes de la máquina es necesario como datos los diámetros de cada eje con los que obtendrá del catálogo como se detalla en la tabla 27, al igual que las formulaciones para el tiempo de vida de cada uno (SKF, 2006, pág. 52).

Tabla 27: Rodamientos

SKF	Principales dimensiones (kN)			Capacidad de carga Dinámica y Estática (kN)		Carga límite. Fatiga (kN)	Velocidad límite. (rpm)	DESIG.
	d	D	B	C	Co	Pu	V	
E. VENTILADOR	20	32	7	4,03	2,32	0,104	28000	61804
E. RODILLO	22	50	14	14	7,65	0,325	19000	62/22
E. CRIBA	28	58	16	16,8	9,5	0,405	16000	62/28

Nota: Rodamientos seleccionados  
Fuente: (SKF, 2006, págs. 304-306)

La figura 35 hace referencia al eje del ventilador y a las fuerzas que actúan en los cojinetes.



$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Donde:

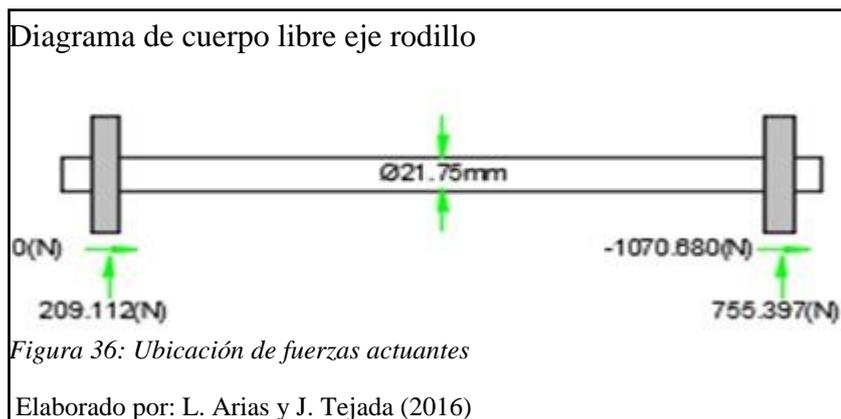
$C$	Capacidad de carga dinámica	4,03	$kN$
$P$	Carga equivalente	0,47	$kN$
$p$	Exponente para la ecuación de la vida	3	
$L_{10}$	Duración de vida nominal	634,45	$mrev$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60(n)} * L_{10}$$

Donde:

$L_{10}$	Vida nominal en millones de revoluciones	634,45	$mrev$
$n$	Velocidad rotacional	300	$rpm$
$L_{10h}$	Vida nominal en horas	35247,22	$h$

La figura 36 hace referencia al eje del rodillo dosificador y a las fuerzas que actúan en los cojinetes.



$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Donde:

$C$	Capacidad de carga dinámica	14	$kN$
$P$	Carga equivalente	0,76	$kN$
$p$	Exponente para la ecuación de la vida	3	
$L_{10}$	Duración de vida nominal	6375,93	$mrev$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60(n)} * L_{10}$$

Donde:

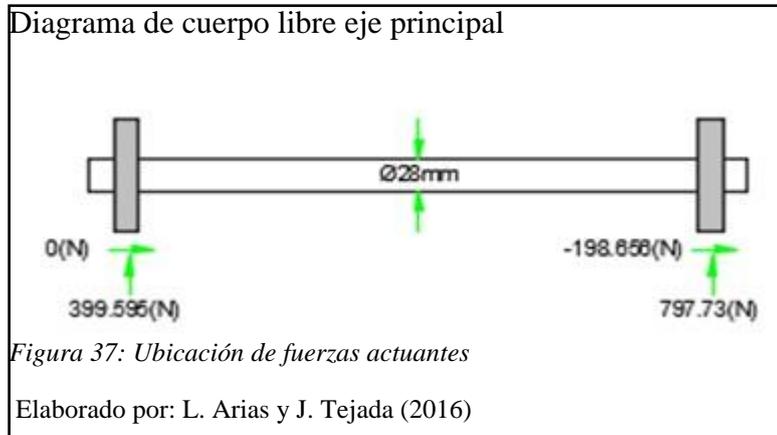
$L_{10}$	Vida nominal en millones de revoluciones	6375,93	$mrev$
$n$	Velocidad rotacional	60	$rpm$

$L_{10h}$  Vida nominal en horas

1771091

$h$

La figura 37 hace referencia al eje principal y a las fuerzas que actúan en los cojinetes.



$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Donde:

$C$	Capacidad de carga dinámica	16,8	$kN$
$P$	Carga equivalente	0,8	$kN$
$p$	Exponente para la ecuación de la vida	3	
$L_{10}$	Duración de vida nominal	9330,81	$mrev$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60(n)} * L_{10}$$

Donde:

$L_{10}$	Vida nominal en millones de revoluciones	9330,81	$mrev$
$n$	Velocidad rotacional	300	$rpm$
$L_{10h}$	Vida nominal en horas	518378	$h$

En la figura 38 que corresponde a la carta psicométrica se observa la comprobación de los cálculos de vida de cada rodamiento.

# Carta psicométrica

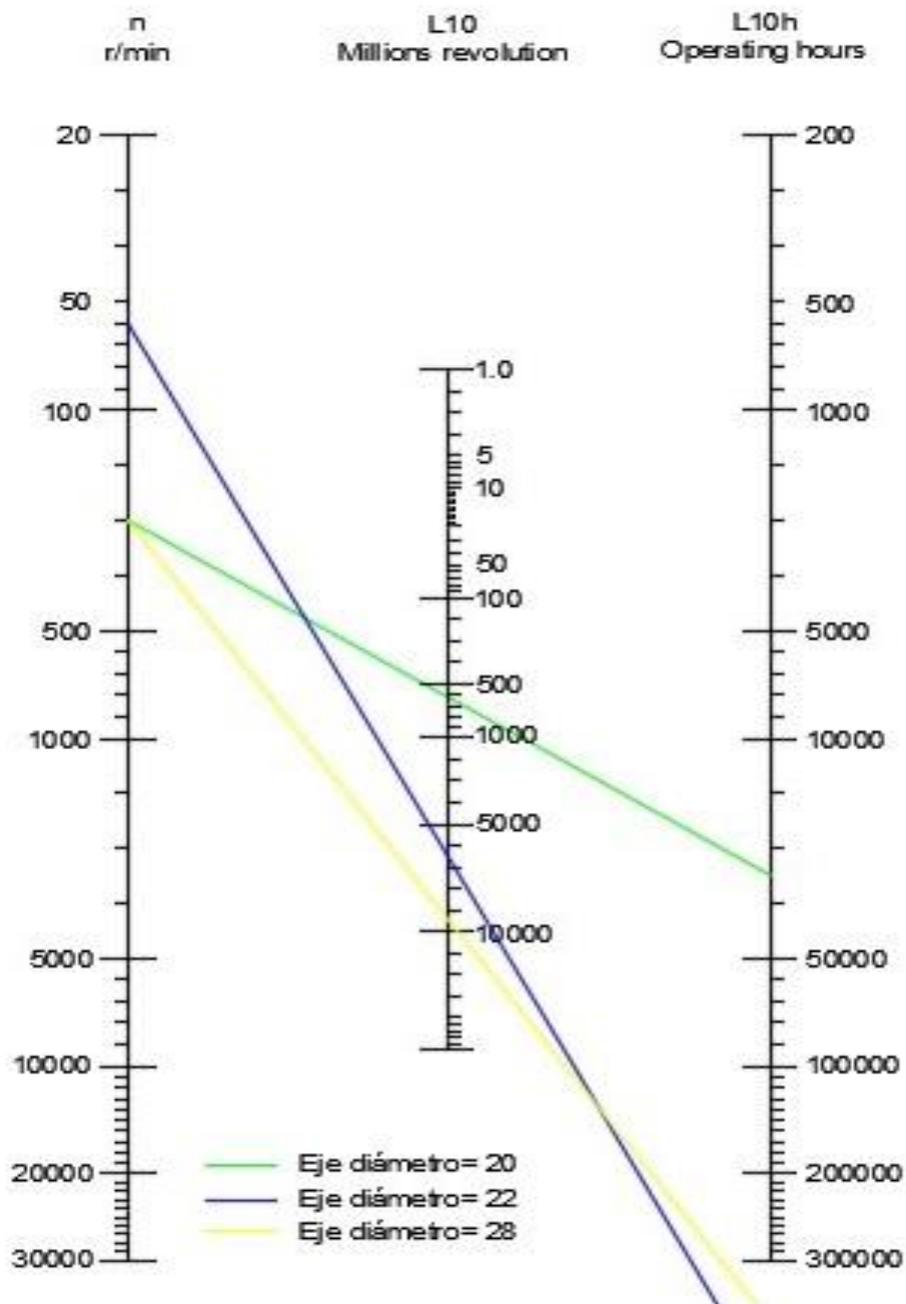
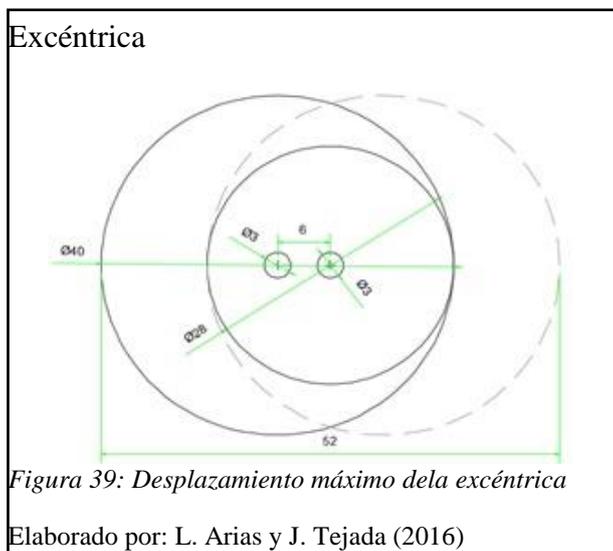


Figura 38: Cálculo de vida de un rodamiento

Fuente: (SKF, 2006, pág. 29)

### 3.2.2.4. Cálculo excéntrica y biela

Para el cálculo de la excéntrica se considera un desplazamiento de 52 mm el cual se obtiene al considerar el movimiento que realizan manualmente dos personas al sacudir una zaranda, como se desea optimizar el movimiento manual se escoge un valor mínimo el cual deberá ser mayor al diámetro del eje por lo que se eligió dicho valor, este es el menor desplazamiento que se puede generar con el diseño del eje el cual tiene un diámetro de 28 mm como se muestra en la figura 39.



Como es una leva de sección circular según (Myszka, 2012, págs. 226-227) los incrementos angulares denominados  $\beta$  son simétricos como se observa en la figura 40 uno por cada cuadrante, el tiempo del incremento de un cuadrante se lo calcula a continuación.

Si:

$\omega$	Velocidad angular	300	$\frac{rev}{min}$
$\beta$	Incremento angular	90°	

Entonces el tiempo de cada incremento será  $t$ :

$$t = \frac{1 rev}{4 * \omega}$$

Donde:

$\omega$	Velocidad angular	5	$\frac{rev}{s}$
$t$	Tiempo de cada incremento	0,05	s

El incremento total será de 360° lo que es igual a una revolución completa:

$$\beta = 90^\circ$$

$$\beta_T = \beta * 4 = 360^\circ$$



Figura 40: Giro total de la leva

Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

Si el torque del eje principal es 238,75 kgf cm y el diámetro de la sección excéntrica es de 40 cm la fuerza tangencial producida es igual a 1171,07 N valor que equivale a 1,17 kN, el rodamiento que satisface esta carga en el eje excéntrico es un rígido de dos hileras de bolas de contacto angular con una capacidad dinámica de 14,6 kN y una capacidad estática de 8,5 kN, tiene un límite máximo de 5300 rpm la designación de este rodamiento es SKF-11208.

El diseño de la biela parte de la fuerza tangencial producida por la excéntrica porque será la que empuja y retrae a la biela por lo que estará sometida a tracción y

compresión, se considera también un factor de seguridad 2 como recomienda (Beer, Johnston, & DeWolf, 2010, pág. 28)

$$\sigma = \frac{F_t}{A} = [\sigma]$$

$$[\sigma] = \frac{S_y}{F_s}$$

Donde:

$F_s$	Factor de seguridad	2	
$S_y$	Límite de fluencia	370000	$\frac{kN}{m^2}$
$[\sigma]$	Esfuerzo admisible	0,185	$\frac{kN}{mm^2}$

Se considera una sección circular con radio igual a 10 mm.

$$\sigma = \frac{F_t}{A}$$

Donde:

$F_t$	Fuerza tangencial	0.98	$kN$
$A$	Área de la sección	314,16	$mm^2$
$\sigma$	Esfuerzo real	$2,53 \times 10^{-3}$	$\frac{kN}{mm^2}$

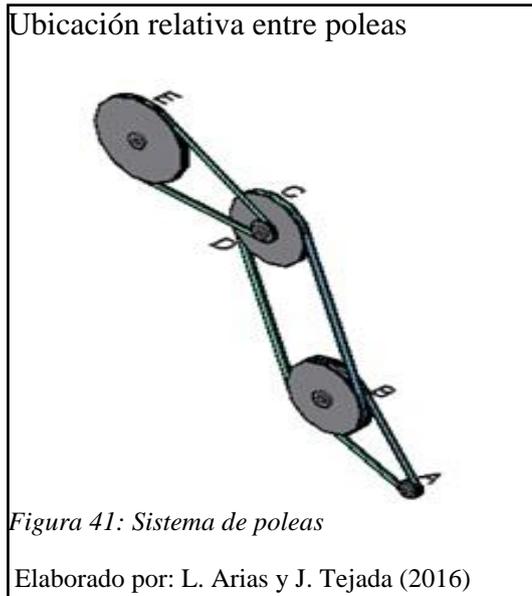
El esfuerzo real aplicado en la sección circular seleccionada es mucho menor que el esfuerzo admisible lo que satisface el diseño.

$$2.53 \times 10^{-3} \frac{kN}{mm^2} \ll 0.185 \frac{kN}{mm^2}$$

### 3.2.3. Sistema motriz

#### 3.2.3.1 Cálculo poleas

Para el presente cálculo se analiza a partir de los datos ya conocidos y en la figura 41 se observa el posicionamiento de las poleas.



Datos:

Polea A= motor

Polea C= ventilador

Polea B= eje principal

Polea D= rodillo

Donde:

D      Diámetro poleas  
n      Revoluciones por minuto

Tramo A – B

$$DA nA = DB nB$$

$$DA (1750 \text{ rpm}) = 250 \text{ mm} (300 \text{ rpm})$$

$$DA = 42,857 \text{ mm}$$

Tramo B – C

$$DB nB = DC nC$$

$$250 \text{ mm} (300 \text{ rpm}) = DC (300 \text{ rpm})$$

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

Tramo D - E

$$DD nD = DE nE$$

$$DD (300 \text{ rpm}) = 300 \text{ mm} (60 \text{ rpm})$$

### 3.2.3.2 Cálculo correas de transmisión

Tabla 28: Fórmulas para el cálculo de correas en V

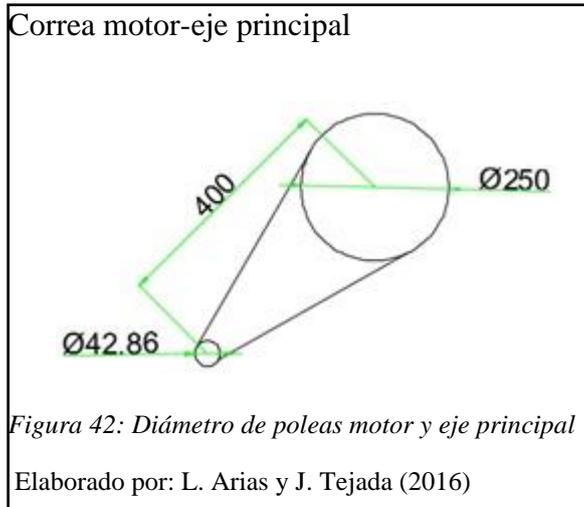
Cálculo de la longitud de paso	$L_p = 2C + \pi \frac{(D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{(4C)}$
Cálculo del ángulo de contacto	$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C}$
Cálculo de la velocidad periférica	$V = \pi \frac{dn}{12 \cdot 180}$
Cálculo ángulo de cobertura	$\theta = \theta_d \frac{\pi}{180}$
Cálculo potencia permitida por banda	$H_a = K_1 K_2 H_{tab}$
Cálculo de la potencia de diseño	$H_d = H_{nom} K_s n_d$
Número de bandas	$N_b \geq \frac{H_d}{H_a}$
Cálculo tensión centrífuga	$F_c = K_c \left( \frac{V}{1000} \right)^2$
La potencia que se debe permitir por banda se basa en $\Delta F = F_1 - F_2$	$\Delta F = \frac{63025 \frac{H_d}{N_b}}{n(d/2)}$
Cálculo de la tensión mayor $F_1$	$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f \theta_d)}{\exp(f \theta_d) - 1}$
Cálculo de la tensión menor $F_2$	$F_2 = F_1 - \Delta F$
	$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$
Cálculo del factor de seguridad	$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s}$
Cálculo de la concentración de durabilidad	$F_{b1} = \frac{K_b}{d}$
	$F_{b2} = \frac{K_b}{D}$
	$T_1 = F_1 + F_{b1}$
	$T_2 = F_2 + F_{b2}$
Cálculo del número de pasadas	$N_p = \left[ \left( \frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left( \frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1}$
Cálculo de la vida en horas	$\tau = \frac{N_p L_p}{720V}$

Nota: Formulación para el cálculo de correas

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, págs. 879-885)

#### 3.2.3.2.1 Motor y eje principal

En la figura 42 se visualiza los diámetros del motor y el eje principal, y su distancia entre centros.



La potencia a transmitir es de un 1 hp y se utiliza una banda en V debido a su mayor fuerza de rozamiento y su alta capacidad de carga con respecto a las bandas planas.

Tabla 29: Sección de bandas

Sección de la banda	Ancho $a$ , pulg	Espesor $b$ , pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 y mayores

Nota: Identifica la sección de la banda  
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 879)

De acuerdo al diámetro y potencia generada se tendrá una sección A.

En el cálculo de la longitud de paso  $L_p$  se obtiene de la figura 3.36 los siguientes datos  $D= 250$  mm,  $d= 42,86$  mm,  $C= 400$  mm que se emplean en la fórmula siguiente

$$L_p = 2C + \pi \frac{(D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{(4C)}$$

Donde:

$D$	Diámetro mayor	250	mm
$d$	Diámetro menor	42,86	mm

$C$	Distancia entre centros	400	$mm$
$L_p$	Longitud de paso	1287 $\rightarrow$ 50,66	$mm \rightarrow plg$

Cálculo del ángulo de contacto  $\theta_d$

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D - d}{2C}$$

Donde:

$D$	Diámetro mayor	250	$mm$
$d$	Diámetro menor	42,86	$mm$
$C$	Distancia entre centros	400	$mm$
$\theta_d$	Angulo de contacto	2,61	$rad$

Para el cálculo de la velocidad periférica  $V$  de la banda se aplica la fórmula siguiente.

$$V = \pi \frac{dn}{12}$$

Donde:

$d$	Diámetro menor	42,86	$mm$
$n$	Distancia entre centros	1750	$rpm$
$V$	Velocidad periférica	3,93	$m/s$

Para el cálculo de la potencia nominal de banda en  $V$  estándar  $H_{tab}$  se utiliza los datos anteriores obtenidos, diámetro de 42,67 mm y velocidad 3,93  $m/s$ .

Tabla 30: Potencias nominales

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90

Nota: Se dará una aproximación al valor más cercano que proporcione la tabla de acorde a los datos descritos que es  $H_{tab} = 0.47 hp$ .

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 881)

Cálculo ángulo de cobertura  $\theta$

$$\theta = \theta_d \frac{180}{\pi}$$

Donde:

$\theta_d$  Ángulo de contacto 2,61 rad  
 $\theta$  Ángulo de cobertura 149,98°

Para calcular el factor de corrección del ángulo de contacto  $K_1$  se interpola en la tabla 31 la cual representa los diferentes ángulos de contacto, para  $\theta = 149,98^\circ$  se obtiene  $K_1 = 0,81$ .

Tabla 31: Factor de corrección K1

$\frac{D-d}{C}$	$\theta$ , grados	VV	$K_1$	Plano en V
0.00	180	1.00	0.75	
0.10	174.3	0.99	0.76	
0.20	166.5	0.97	0.78	
0.30	162.7	0.96	0.79	
0.40	156.9	0.94	0.80	
0.50	151.0	0.93	0.81	
0.60	145.1	0.91	0.83	
0.70	139.0	0.89	0.84	
0.80	132.8	0.87	0.85	
0.90	126.5	0.85	0.85	
1.00	120.0	0.82	0.82	
1.10	113.3	0.80	0.80	
1.20	106.3	0.77	0.77	
1.30	98.9	0.73	0.73	
1.40	91.1	0.70	0.70	
1.50	82.8	0.65	0.65	

Nota: Selección del factor de corrección K1  
 Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 882)

Para el factor de corrección de longitud de banda  $K_2$  se utiliza el valor de  $K_1$  en la tabla 32 lo que da como resultado  $K_2 = 0,95$

Tabla 32: Factor de corrección K2

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

Nota: Selección del factor de corrección K2  
 Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 882)

El cálculo de la potencia permitida por la banda  $H_a$  se lo realiza con la siguiente fórmula.

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab}$$

Donde:

$H_{tab}$	Potencia tabulada	0,47	hp
$K_2$	Factor de corrección de longitud	0,95	
$K_1$	Factor de corrección del ángulo	0,813	
$H_a$	Potencia permitida	0,36	hp

El factor de servicio sugerido  $K_s = 1,2$  se lo obtiene de la tabla 33.

Tabla 33: Factor de servicio  $K_s$

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Nota: Selección factor de servicio  $K_s$   
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 882)

Para calcular la potencia de diseño  $H_d$  se aplica la siguiente fórmula.

$$H_d = H_{nom} K_s n_d$$

Donde:

$n_d$	Factor de diseño	1	
$K_s$	Factores de servicio sugeridos	1,2	
$H_{nom}$	Potencia nominal	1	hp
$H_d$	Potencia de diseño	1,2	hp

El número de bandas  $N_b$ .

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a}$$

Donde:

$H_d$	Potencia de diseño	1,2	hp
$H_a$	Potencia permitida	0,3630	hp

$N_b$  Número de bandas 3,305  $\rightarrow$  3

La banda de sección A tiene como parámetro  $K_b = 220$  y  $K_c = 0,561$

Tabla 34 muestra los parámetros de banda.

Tabla 34: Parámetros banda en V

Sección de la banda	$K_b$	$K_c$
A	220	0.561
B	576	0.965

Nota: Selección de los parámetros de la banda

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 883)

Cálculo tensión centrífuga  $F_c$

$$F_c = K_c \left( \frac{V}{1000} \right)^2$$

Donde:

$V$	Velocidad periférica	773,08	$\text{pies}/\text{min}$
$K_c$	Parámetro banda	0,561	
$F_c$	Tensión centrífuga	0,33	$\text{lb}f$

La potencia que se debe transmitir por banda se basa en  $\Delta F = F_1 - F_2$ , se tiene

$$\Delta F = \frac{63025 H_d / N_b}{n^{(d/2)}}$$

Donde:

$H_d$	Potencia de diseño	1,2	$\text{hp}$
$N_b$	Número de bandas	3	
$d$	Diámetro menor	1,68	$\text{plg}$
$n$	Revoluciones por minuto	1750	$\text{rpm}$
$\Delta F$	Potencia a transmitir	17,07	$\text{lb}f$

Cálculo de la tensión mayor  $F_1$

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f \theta_d)}{\exp(f \theta_d) - 1}$$

Donde:

$\theta_d$	Ángulo de contacto	2,61	rad
$\Delta F$	Potencia a transmitir	17,07	lbf
$F_c$	Tensión centrífuga	0,33	lbf
$F_1$	Tensión mayor	23,45	lbf

Cálculo de la tensión menor  $F_2$

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

Donde:

$\Delta F$	Potencia a transmitir	17,07	lbf
$F_1$	Tensión mayor	23,45	lbf
$F_2$	Tensión menor	6,38	lbf

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$$

Donde:

$F_c$	Tensión centrífuga	0,33	lbf
$F_2$	Tensión menor	6,38	lbf
$F_1$	Tensión mayor	23,45	lbf
$F_i$	Tensión i	14,58	lbf

Cálculo del Factor de seguridad  $n_{fs}$

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s}$$

Donde:

$N_b$	Número de bandas	3
$H_a$	Potencia permitida	0,36
$K_s$	Factores de servicio sugeridos	1,2
$H_{nom}$	Potencia nominal	1
$n_{fs}$	Factor de seguridad	0,90

Cálculo de la correlación de durabilidad (vida)

$$F_{b1} = \frac{K_b}{d}$$

Donde:

$K_b$	Parámetro banda	220
-------	-----------------	-----

$d$	Diámetro menor	1,68	<i>plg</i>
$F_{b1}$	Tensión máxima polea impulsora	130,37	<i>lbf</i>
		$F_{b2} = \frac{K_b}{D}$	

Donde:

$K_b$	Parámetro banda	220	
$D$	Diámetro mayor	9,84	<i>plg</i>
$F_{b2}$	Tensión máxima polea impulsada	22,35	<i>lbf</i>

$$T_1 = F_1 + F_{b1}$$

Donde:

$F_{b1}$	Tensión máximo polea impulsora	130,37	<i>lbf</i>
$F_1$	Tensión mayor	23,45	<i>lbf</i>
$T_1$	Esfuerzo de flexión en la banda 1	153,83	<i>lbf</i>
		$T_2 = F_2 + F_{b2}$	

Donde:

$F_{b2}$	Tensión máximo polea impulsada	22,35	<i>lbf</i>
$F_2$	Tensión menor	6,38	<i>lbf</i>
$T_2$	Esfuerzo de flexión en la banda 2	28,73	<i>lbf</i>

Parámetros de durabilidad para algunas de secciones de banda en V.

La banda de sección A tiene como parámetros  $K = 674$  y  $b = 11,089$

Tabla 35: Parámetros de durabilidad

Sección de la banda	$10^8$ a $10^9$ picos de fuerza		$10^9$ a $10^{10}$ picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	$K$	$b$	$K$	$b$	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5

Nota: Selección parámetro de durabilidad  
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 884)

Cálculo del número de pasadas  $N_p$

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

Donde:

$b$	Parámetro durabilidad $b$	11,089	
$K$	Parámetro durabilidad $K$	674	
$T_2$	Esfuerzo de flexión en la banda 2	28,73	<i>lbf</i>
$T_1$	Esfuerzo de flexión en la Banda 1	153,83	<i>lbf</i>
$N_p$	Número de pasadas	13023495,96	<i>pasadas</i>

Cálculo de la vida en horas  $\tau$

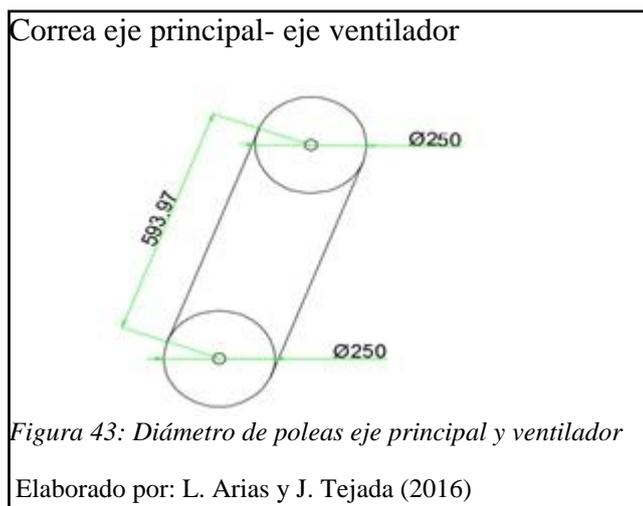
$$\tau = \frac{N_p L_p}{720V}$$

Donde:

$L_p$	Longitud de paso	50,66	<i>plg</i>
$N_p$	Número de pasadas	13023495,96	<i>pasadas</i>
$V$	Velocidad periférica	773,08	<i>pies/min</i>
$\tau$	Vida	1185,38	<i>h</i>

### 3.2.3.2.2 Eje principal y ventilador

Para el presente cálculo se utilizan las ecuaciones anteriores y se sigue el mismo procedimiento. En la figura 43 se observan los diámetros de las poleas y su distancia entre centros.



Además la potencia a transmitir es de  $0,7355 \text{ kW} = 0,98557 \text{ hp}$  por lo que la sección de la correa es tipo B como se observa en la tabla 29.

Para el cálculo de la longitud de paso  $L_p$  se tiene que  $D= 250$  mm,  $d= 250$  mm,

$C= 593,97$  mm

$$L_p = 2C + \pi \frac{(D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{(4C)}$$

Donde:

$D$	Diámetro mayor	250	mm
$d$	Diámetro menor	250	mm
$C$	Distancia entre centros	593,97	mm
$L_p$	Longitud de paso	1973 → 77,68	mm → plg

Cálculo del ángulo de contacto  $\theta_d$

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D - d}{2C}$$

Donde:

$D$	Diámetro mayor	250	mm
$d$	Diámetro menor	250	mm
$C$	Distancia entre centros	593,97	mm
$\theta_d$	Angulo de contacto	3,14	rad

Para el cálculo de la velocidad periférica  $V$  de la banda se utiliza la siguiente ecuación.

Datos  $d= 250$  mm = 9,84 plg

$$V = \pi \frac{dn}{12}$$

Donde:

$d$	Diámetro menor	250	mm
$n$	Distancia entre centros	300	rpm
$V$	Velocidad periférica	3,93	m/s

Para calcular la Potencia nominal de la banda en V estándar  $H_{tab}$  se utiliza los siguientes datos Diámetro de 250 mm y velocidad 3.93 m/s en la tabla 30 para obtener el  $H_{tab} = 1.07$  hp.

Cálculo ángulo de cobertura  $\theta$

$$\theta = \theta_d \frac{180}{\pi}$$

Donde:

$\theta_d$	Ángulo de contacto	3,14	<i>rad</i>
$\theta$	Ángulo de cobertura	180°	

Factor de corrección del ángulo de contacto  $K_1$

La obtención del factor es  $K_1 = 0,75$  Tabla 31

Factor de corrección de longitud de banda  $K_2$

La obtención del factor es  $K_2 = 1$  Tabla 32

Cálculo potencia permitida por banda  $H_a$

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab}$$

Donde:

$H_{tab}$	Potencia tabulada	1,07	<i>hp</i>
$K_2$	Factor de corrección de longitud	1	
$K_1$	Factor de corrección del ángulo	0,75	
$H_a$	Potencia permitida	0,80	<i>hp</i>

Factores de servicio sugeridos  $K_s$

La obtención del factor es  $K_s = 1,2$  Tabla 33

Cálculo de la potencia de diseño  $H_d$

La potencia nominal  $H_{nom} = 0,98$  *hp*, y para el presente cálculo se toma un factor de diseño  $n_d = 1$

$$H_d = H_{nom} K_s n_d$$

Donde:

$n_d$	Factor de diseño	1	
$K_s$	Factores de servicio sugeridos	1,2	

$H_{nom}$	Potencia nominal	0,98	<i>hp</i>
$H_d$	Potencia de diseño	1,18	<i>hp</i>

El número de bandas  $N_b$

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a}$$

Donde:

$H_d$	Potencia de diseño	1,18	<i>hp</i>
$H_a$	Potencia permitida	0,80	<i>hp</i>
$N_b$	Número de bandas	1,47 → 1	

Parámetros de la banda en V

La banda de sección B tiene como parámetro  $K_b = 576$  y  $K_c = 0,965$ . Tabla

34

Cálculo tensión centrífuga  $F_c$

$$F_c = K_c \left( \frac{V}{1000} \right)^2$$

Donde:

$V$	Velocidad periférica	773,02	<i>pies/min</i>
$K_c$	Parámetro banda	0,965	
$F_c$	Tensión centrífuga	0,57	<i>lbf</i>

La potencia que se debe transmitir por banda se basa en  $\Delta F = F_1 - F_2$ , se tiene

$$\Delta F = \frac{63025 H_d / N_b}{n(d/2)}$$

Donde:

$H_d$	Potencia de diseño	1,18	<i>hp</i>
$N_b$	Número de bandas	1	
$d$	Diámetro menor	9,84	<i>plg</i>
$n$	Revoluciones por minuto	300	
$\Delta F$	Potencia a transmitir	50,48	<i>lbf</i>

Cálculo de la tensión mayor  $F_1$

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\theta_d)}{\exp(f\theta_d) - 1}$$

Donde:

$\theta_d$	Ángulo de contacto	3,14	rad
$\Delta F$	Potencia a transmitir	50,48	lbf
$F_c$	Tensión centrífuga	0,57	lbf
$F_1$	Tensión mayor	63,68	lbf

Cálculo de la tensión menor  $F_2$

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

Donde:

$\Delta F$	Potencia a transmitir	50,48	lbf
$F_1$	Tensión mayor	63,68	lbf
$F_2$	Tensión menor	13,19	lbf

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$$

Donde:

$F_c$	Tensión centrífuga	0,57	lbf
$F_2$	Tensión menor	13,19	lbf
$F_1$	Tensión mayor	63,68	lbf
$F_i$	Tensión i	37,86	lbf

Cálculo del Factor de seguridad

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s}$$

Donde:

$N_b$	Número de bandas	1	
$H_a$	Potencia permitida	0,80	hp
$K_s$	Factores de servicio sugeridos	1,2	
$H_{nom}$	Potencia nominal	0,98	hp
$n_{fs}$	Factor de seguridad	0,67	

Cálculo de la correlación de durabilidad (vida)

$$F_{b1} = \frac{K_b}{d}$$

Donde:

$K_b$	Parámetro banda	576	
$d$	Diámetro menor	9,84	<i>plg</i>
$F_{b1}$	Tensión máximo polea impulsora	58,52	<i>lbf</i>

$$F_{b2} = \frac{K_b}{D}$$

Donde:

$K_b$	Parámetro banda	576	
$D$	Diámetro mayor	9,84	<i>plg</i>
$F_{b2}$	Tensión máximo polea impulsada	58,52	<i>lbf</i>

$$T_1 = F_1 + F_{b1}$$

Donde:

$F_{b1}$	Tensión máximo polea impulsora	58,52	<i>lbf</i>
$F_1$	Tensión mayor	63,68	<i>lbf</i>
$T_1$	Esfuerzo de flexión en la banda 1	122,20	<i>lbf</i>

$$T_2 = F_2 + F_{b2}$$

Donde:

$F_{b2}$	Tensión máximo polea impulsada	58,52	<i>lbf</i>
$F_2$	Tensión menor	13,19	<i>lbf</i>
$T_2$	Esfuerzo de flexión en la banda 2	71,72	<i>lbf</i>

La sección B tiene como parámetros  $K = 1193$  y  $b = 10,926$  en la Tabla 35.

Cálculo del número de pasadas  $N_p$

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

Donde:

$b$	Parámetro durabilidad b	10,926	
$K$	Parámetro durabilidad K	1193	
$T_2$	Esfuerzo de flexión en la banda 2	71,7201	<i>lbf</i>
$T_1$	Esfuerzo de flexión en la banda 1	122,207633	<i>lbf</i>

$N_p$  Número de pasadas  $6,46 \times 10^{10}$  pasadas

Cálculo de la vida en horas  $\tau$

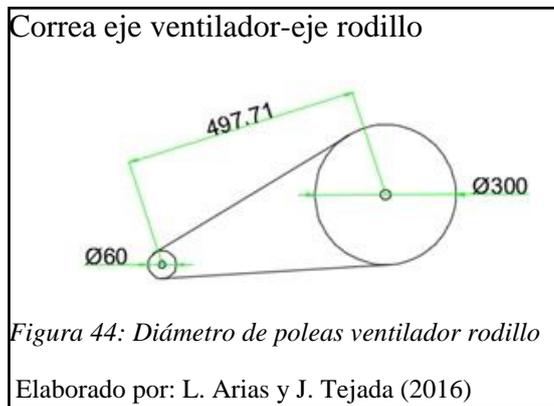
$$\tau = \frac{N_p L_p}{720V}$$

Donde:

$L_p$ Longitud de paso	77,69	plg
$N_p$ Número de pasadas	$6,46 \times 10^{10}$	pasadas
$V$ Velocidad periférica	773,02	pies/min
$\tau$ Vida	9021790,95	h

### 3.2.3.2.3 Ventilador y rodillo

En la figura 44 se observan los diámetros de las poleas y su distancia entre centros.



La potencia a transmitir es de  $0,72 \text{ kW} = 0,96 \text{ hp}$  y se utiliza una correa tipo A y se identifica la sección de la banda Tabla 29.

Cálculo de la longitud de paso  $L_p$

Para el presente cálculo se tiene que  $D= 300 \text{ mm}$ ,  $d= 60 \text{ mm}$ ,  $C= 497,71 \text{ mm}$ .

$$L_p = 2C + \pi \frac{(D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{(4C)}$$

Donde:

$D$ Diámetro mayor	300	mm
$d$ Diámetro menor	60	mm
$C$ Distancia entre centros	497,71	mm
$L_p$ Longitud de paso	$1590 \rightarrow 62,59$	$\text{mm} \rightarrow \text{plg}$

Cálculo del ángulo de contacto  $\theta_d$

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C}$$

Donde:

$D$	Diámetro mayor	300	$mm$
$d$	Diámetro menor	60	$mm$
$C$	Distancia entre centros	491,71	$mm$
$\theta_d$	Ángulo de contacto	2,65	$rad$

Cálculo de la velocidad periférica  $V$  de la banda

$$V = \pi \frac{dn}{12}$$

Donde:

$d$	Diámetro menor	60	$mm$
$n$	Distancia entre centros	300	$rpm$
$V$	Velocidad periférica	0.94	$m/s$

Para el cálculo de la potencia nominal  $H_{tab}$  se utilizan los datos siguientes

Diámetro de 60 mm y velocidad 0.94 m/s. En la tabla 30 obteniendo el

$$H_{tab} = 0,47 \text{ hp.}$$

Cálculo ángulo de cobertura  $\theta$

$$\theta = \theta_d \frac{180}{\pi}$$

Donde:

$\theta_d$	Ángulo de contacto	2,65	$rad$
$\theta$	Ángulo de cobertura	152,09 °	

Factor de corrección del ángulo de contacto  $K_1$

La obtención del factor es  $K_1 = 0,81$  Tabla 31

Factor de corrección de longitud de banda  $K_2$

La obtención del factor es  $K_2 = 1$  Tabla 32

Cálculo potencia permitida por banda  $H_a$

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab}$$

Donde:

$H_{tab}$	Potencia tabulada	0,47	<i>hp</i>
$K_2$	Factor de corrección de longitud	1	
$K_1$	Factor de corrección del ángulo	0,81	
$H_a$	Potencia permitida	0,38	<i>hp</i>

Factores de servicio sugeridos  $K_s$

La obtención del factor es  $K_s = 1,2$  Tabla 33.

Cálculo de la potencia de diseño  $H_d$

La potencia nominal  $H_{nom} = 0,96$  *hp*, y para el presente cálculo se toma un factor de diseño  $n_d = 1$

$$H_d = H_{nom} K_s n_d$$

Donde:

$n_d$	Factor de diseño	1	
$K_s$	Factores de servicio sugeridos	1,2	
$H_{nom}$	Potencia nominal	0,96	<i>hp</i>
$H_d$	Potencia de diseño	1,15	<i>hp</i>

El número de bandas  $N_b$

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a}$$

Donde:

$H_d$	Potencia de diseño	1,15
$H_a$	Potencia permitida	0,3807
$N_b$	Número de bandas	3,04 $\rightarrow$ 3

Parámetros de la banda en V

La banda de sección A tiene como parámetro  $K_b = 220$  y  $K_c = 0,561$  Tabla 34.

Cálculo tensión centrífuga  $F_c$

$$F_c = K_c \left( \frac{V}{1000} \right)^2$$

Donde:

$V$	Velocidad periférica	185,52	<i>pies/min</i>
$K_c$	Parámetro banda	0,561	
$F_c$	Tensión centrífuga	0,01	<i>lbf</i>

La potencia que se debe transmitir por banda se basa en  $\Delta F = F_1 - F_2$ , se tiene

$$\Delta F = \frac{63025 H_d / N_b}{n(d/2)}$$

Donde:

$H_d$	Potencia de diseño	1.15	<i>hp</i>
$N_b$	Número de bandas	3	
$d$	Diámetro menor	2,36	<i>plg</i>
$n$	Revoluciones por minuto	300	
$\Delta F$	Potencia a transmitir	68,76	<i>lbf</i>

Cálculo de la tensión mayor  $F_1$

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f \phi)}{\exp(f \phi) - 1}$$

Donde:

$\theta_d$	Ángulo de contacto	2,65	<i>rad</i>
$\Delta F$	Potencia a transmitir	68,76	<i>lbf</i>
$F_c$	Tensión centrífuga	0,01	<i>lbf</i>
$F_1$	Tensión mayor	92,52	<i>lbf</i>

Cálculo de la tensión menor  $F_2$

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

Donde:

$\Delta F$	Potencia a transmitir	68,76	<i>lbf</i>
$F_1$	Tensión mayor	92,52	<i>lbf</i>

$F_2$	Tensión menor	23,76	<i>lbf</i>
-------	---------------	-------	------------

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$$

Donde:

$F_c$	Tensión centrífuga	0,01	<i>lbf</i>
$F_2$	Tensión menor	23,76	<i>lbf</i>
$F_1$	Tensión mayor	92,52	<i>lbf</i>
$F_i$	Tensión i	58,12	<i>lbf</i>

Cálculo del factor de seguridad

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s}$$

Donde:

$N_b$	Número de bandas	3	
$H_a$	Potencia permitida	0,38	
$K_s$	Factores de servicio sugeridos	1,2	
$H_{nom}$	Potencia nominal	0,96	
$n_{fs}$	Factor de seguridad	0,98	

Cálculo de la correlación de durabilidad (vida)

$$F_{b1} = \frac{K_b}{d}$$

Donde:

$K_b$	Parámetro banda	220	
$d$	Diámetro menor	2,36	<i>plg</i>
$F_{b1}$	Tensión máxima polea impulsora	93,13	<i>lbf</i>

$$F_{b2} = \frac{K_b}{D}$$

Donde:

$K_b$	Parámetro banda	220	
$D$	Diámetro mayor	11,81	<i>plg</i>
$F_{b2}$	Tensión máxima polea impulsada	18,62	<i>lbf</i>

$$T_1 = F_1 + F_{b1}$$

Donde:

$F_{b1}$	Tensión máxima polea impulsora	93,13	<i>lbf</i>
$F_1$	Tensión mayor	92,52	<i>lbf</i>
$T_1$	Esfuerzo de flexión en la banda 1	185,66	<i>lbf</i>

$$T_2 = F_2 + F_{b2}$$

Donde:

$F_{b2}$	Tensión máximo polea impulsada	18,62	<i>lbf</i>
$F_2$	Tensión menor	23,76	<i>lbf</i>
$T_2$	Esfuerzo de flexión en la banda 2	42,39	<i>lbf</i>

Parámetros de durabilidad para algunas de secciones de banda en V.

La banda de sección A tiene como parámetros  $K = 674$  y  $b = 11,089$  tabla

35.

Cálculo del número de pasadas  $N_p$

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

Donde:

$b$	Parámetro durabilidad b	11,089	
$K$	Parámetro durabilidad K	674	
$T_2$	Esfuerzo de flexión en la banda 2	42,39	<i>lbf</i>
$T_1$	Esfuerzo de flexión en la banda 1	185,66	<i>lbf</i>
$N_p$	Número de pasadas	1618536,73	<i>pasadas</i>

Cálculo de la vida en horas  $\tau$ .

$$\tau = \frac{N_p L_p}{720V}$$

Donde:

$L_p$	Longitud de paso	62,59	<i>plg</i>
$N_p$	Numero de pasadas	1618536,73	<i>pasadas</i>
$V$	Velocidad periférica	185,52	<i>pies/min</i>
$\tau$	Vida	758,40	<i>H</i>

### 3.2.3.3 Cálculo motor

Para el cálculo de la potencia del motor se va considerar la sumatoria de los siguientes aspectos de la tabla 36.

Tabla 36: Máximo momento torsor de los ejes

En la tabla 3.15 eje principal el máximo momento torsor es	$807,79 \times 10^{-33} Nm$
En la tabla 3.20 eje del ventilador el máximo momento torsor es	$429,14 \times 10^{-33} Nm$
En la tabla 3.22 eje del rodillo el máximo momento torsor es	$807,79 \times 10^{-33} Nm$
$\Sigma$	$2,04 \times 10^{-30} Nm$

Nota: Momentos máximos

Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

#### Cálculo potencia mecánica $P$

Se tiene la sumatoria del máximo momento torsor de cada uno de los ejes.  $T = 2,04 \times 10^{-30} Nm$  y la velocidad  $n = 1750 rpm$

$$P = \frac{T n}{9550}$$

Donde:

$n$ Revoluciones por minuto	1750	
$T$ Máximo momento torsor	$2,04 \times 10^{-30}$	$Nm$
$P$ Potencia mecánica	$3,74 \times 10^{-31} \rightarrow 5,02 \times 10^{-31}$	$kW \rightarrow hp$

Para el diseño se utiliza un motor WEG de  $1 hp = 0.75 kW$ .

## CAPÍTULO 4

### 4. Análisis de costos

Se toma en cuenta el gasto generado por la compra de los materiales, equipos alquilados y mano de obra los cuales se detallan en las siguientes tablas.

*Tabla 37: Costo de materiales*

<b>COSTO MATERIALES</b>					
Elemento	Cant.	Material	Longitud(mm)	Dimensiones(mm)	Precio estimado
TUBO ESTRUCTURA	2	A-36	6000	50x50x3	\$ 95,00
TUBO ESTRUCTURA	4	A-36	6000	30X30X2	\$ 45,00
PLANCHA TOLVA	1	A-304	2440	1200X2440X2	\$ 140,00
PLACHAS CRIBAS	2	A-36	2440	1200X2440X1	\$ 604,00
TUBO CRIBA	2	A-36	6000	20X20X2	\$ 30,00
PLANCHA DE INOX	1	A-304	2440	1200X2440X0,7	\$ 60,00
EJE INOX	1	A-304	980	D=22	\$ 20,16
EJE 1018	1	1018	980	D=20	\$ 12,00
EJE 4340	1	4340	980	D=28	\$ 17,00
RODILLO	1	NYLON	750	D=100	\$ 85,00
RODAMIENTOS	6	SKF			\$ 95,86
CORREAS	3	TEJIDAS	400		\$ 46,27
POLEAS	4	ALUMINIO			\$ 120,00
VARIOS					\$ 35,00
					\$ 1.405,29

Nota: Descripción de materiales utilizados  
Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

*Tabla 38: Costo de máquinas y herramientas*

<b>COSTE MAQUINARIA</b>		
Maquinas	Unit.	Total
Suelda MIG(h)	20	\$ 100,00
TIG(cm)	0,75	\$ 150,00
DOBLADORA(dobles)	0,2	\$ 3,00
FRESADORA (h)	25	\$ 50,00
TORNO (h)	15	\$ 75,00
INSUMOS	75	\$ 75,00
		\$ 453,00

Nota: Costos de maquinaria alquilada  
Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

La suma de los dos costos es de \$1858,29 a lo que se adiciona el costo de la mano de obra que se calcula con base en un salario básico de \$ 366 dólares de donde

se obtiene el costo de la hora hombre de \$ 2,29 el cual se multiplica por 288 horas que es el tiempo invertido en la construcción de la máquina, dando como resultado \$ 659,52 el total de la máquina es de \$ 2517,81. Mediante una investigación se obtuvo el precio de \$11500 de una máquina similar, por lo que el costo de la máquina puede tener un margen de ganancia del 35% y así se obtiene un precio final de \$ 3399,04, este valor vendría a ser la inversión inicial. En la tabla 39 se detalla el costo de una persona que operara la máquina.

*Tabla 39: Detalle de gasto mensual*

RUBROS	MENSUAL	ANUAL
Sueldo	\$ 366,00	\$ 4392,00
Aporte personal 9,45%	\$ 34,59	\$ 415,04
Aporte Patronal 11,15%	\$ 40,81	\$ 489,71
Décimo Tercero	\$ 366,00	\$ 366,00
Décimo Cuarto	\$ 366,00	\$ 366,00
Fondos de Reserva 8,33%	\$ 30,49	\$ 365,85
Vacaciones		\$ 183,00
Gasto de la empresa		\$ 6162,56

Nota: Desglose del mensual operario

Fuente: (Tributación, 2016)

Para el cálculo de la depreciación de la máquina según (Sánchez, 2008) se utiliza el método de la línea recta donde el tiempo de vida del proyecto es de diez años.

$$Dp = \frac{V_B}{N}$$

$V_B$	Valor de la máquina	\$3399,04
$N$	Número de años	10
$Dp$	Depreciación	\$ 3399

Se analiza los egresos que son todos los gastos que producirá la máquina y los ingresos que corresponden a los valores destinados actualmente a la clasificación como se detalla en el anexo 1, La tasa del banco de Guayaquil es del 30%, como se

detalla en el anexo 2 (Ecuador, 2016). La vida útil del proyecto es de diez años, con estos datos se procede a calcular los flujos de cada año considerando que los ingresos y egresos no varían, en la tabla 40 se calcula los flujos, VAN y TIR.

*Tabla 40: Análisis de ingresos y egresos*

Años		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ingresos	Costo clasificación	\$ 9.360,00	\$ 9.360,00	\$ 9.360,00	\$ 9.360,00	\$ 9.360,00	\$ 9.360,00	\$ 9.360,00	\$ 9.360,00	\$ 9.360,00	\$ 9.360,00
	Servicio clasificación	1080	1100	1120	1140	1160	1180	1200	1220	1240	1260
	Total	\$10.440,00	\$10.460,00	\$10.480,00	\$10.500,00	\$10.520,00	\$10.540,00	\$10.560,00	\$10.580,00	\$10.600,00	\$10.620,00
Egresos	Costo Kwh	\$ 166,93	\$ 166,93	\$ 166,93	\$ 166,93	\$ 166,93	\$ 166,93	\$ 166,93	\$ 166,93	\$ 166,93	\$ 166,93
	Costo operario	\$ 6.162,56	\$ 6.162,56	\$ 6.162,56	\$ 6.162,56	\$ 6.162,56	\$ 6.162,56	\$ 6.162,56	\$ 6.162,56	\$ 6.162,56	\$ 6.162,56
	Costo mantenimiento	\$ 200,00	\$ 300,00	\$ 500,00	\$ 550,00	\$ 575,00	\$ 620,00	\$ 630,00	\$ 645,00	\$ 660,00	\$ 700,00
	Depreciación	\$ 339,90	\$ 679,80	\$ 1.019,70	\$ 1.359,60	\$ 1.699,50	\$ 2.039,40	\$ 2.379,30	\$ 2.719,20	\$ 3.059,10	\$ 3.399,00
	Costo máquina	\$ 3.399,00	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
	Total	\$10.268,39	\$ 7.309,29	\$ 7.849,19	\$ 8.239,09	\$ 8.603,99	\$ 8.988,89	\$ 9.338,79	\$ 9.693,69	\$10.048,59	\$10.428,49
Flujos		\$ 171,61	\$ 3.150,71	\$ 2.630,81	\$ 2.260,91	\$ 1.916,01	\$ 1.551,11	\$ 1.221,21	\$ 886,31	\$ 551,41	\$ 191,51
Tasa activa referencial		30%									
Valor actual neto(VAN)		\$ 1.792,95									
Tsa interna de retorno (TIR)		48%									
Costo beneficio (C/B > 1)		1,02									
Tiempo de retorno		\$ -3.227,39	\$ -76,68	\$ 2.554,13	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
		Dos años y un mes									

Nota: Tiempo de recuperación de la inversión  
Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

Como se puede observar la inversión en este proyecto es viable debido al corto tiempo en que se recupera la inversión inicial, el cual es tres años.

## Capítulo 5

### 5. Construcción y resultados

El peso mínimo a procesar para que la máquina justifique el arranque es de 2150 kgf al mes peso que refleja un valor de 860 dólares el cual es mayor a la sumatoria de los egresos mensuales generados y la inversión inicial.

En la figura 45 se observa las diferencias de tiempos con y sin maquinaria.

Grafico Comparativo de tiempos



Figura 45: Diagramas porcentuales de tiempos y movimientos

Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

En la tabla 41 se observan los tiempos y distancias del trabajo actual.

Tabla 41: Diagramas de procesos actuales

PROCESOS	Cantidad	Distancia	Tiempo	Operación	Combinada	Transporte	Almacenaje	Inspección
	(Kg)	(Km)	(Dias)	○	□○	⇒	▽	□
Cosecha	1364		7	●				
Secado			9	●				
Almacenaje							●	●
Clasificado			4	●				
Almacenaje							●	
Venta				●				
Total	1364	0	20					

Nota: Diagrama analítico de proceso mejorado

Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

Tolva



Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

Estructura Maquina



Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

### Estructura Criba



Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

### Cubierta Ventilador



Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

## Maquina Clasificadora



Elaborado por: L. Arias y J. Tejada (2016)

## Conclusiones

- En la situación actual de la asociación se detectó el 7% de tiempo muerto en lo que corresponde al transporte entre provincias Pichincha – Imbabura.
- La alternativa seleccionada fue acorde a los siguientes parámetros: producción, seguridad, costos y diseño.
- Para dar una idea espacial del funcionamiento de la máquina se dispuso de software tales como AutoCAD Mechanical y AutoDesk Inventor. En los que se concluye que  $\sigma_{calculado} \Delta \sigma_{simulado} \ll \sigma_{admisible}$  siendo así que el esfuerzo calculado es el 40% del esfuerzo admisible, lo que es conveniente para que el bastidor de la máquina sea rígido.
- Para el estudio dinámico de los ejes se consideró cargas cíclicas debido a la utilización de una excéntrica, la cual transforma el movimiento rotatorio a oscilatorio, por lo que se hace un análisis a fatiga donde aplicando el  $0.5 S_{ut}$  se obtuvo los  $10^6$  ciclos que es igual a vida infinita.
- La construcción se puede ejecutar porque el país cuenta con la tecnología los insumos y los recursos que se necesitan para este tipo de máquinas.
- El proceso actual optimiza un 31% de tiempo con la utilización de la máquina insitu.
- La fabricación de estas máquinas, es viable debido a su bajo costo en comparación con maquinaria extranjera que triplican su precio a causa de la importación y además el país cuenta con la tecnología para fabricarlas.

## **Recomendaciones**

- Es útil basarse en catálogos actualizados y normas, sean nacionales o internacionales para elaborar un diseño más útil en el sector agrícola.
- Es indispensable secar la quinua antes de su entrada en la máquina, esto evitaría que la poliamida material que está fabricado el rodillo dosificador absorba humedad y altere sus dimensiones.
- Por lo que es una máquina de temporada se recomienda revisar sus componentes de movimiento antes de cada proceso de clasificación porque podría causar un serio accidente de no estar sus componentes ajustados y en posición.
- Se sugiere que los componentes que ayudan a transmitir movimiento se los cambie al iniciar cada temporada porque el paro de la máquina contribuye a la disminución de lubricación en los rodamientos.
- Es recomendable verificar las condiciones de las correas, que no presentan agrietamientos o endurecimiento de la sección al iniciar cada temporada.
- Se recomienda analizar los procesos previos a la clasificación para mejorar más los tiempos de producción del cereal.

## Referencias

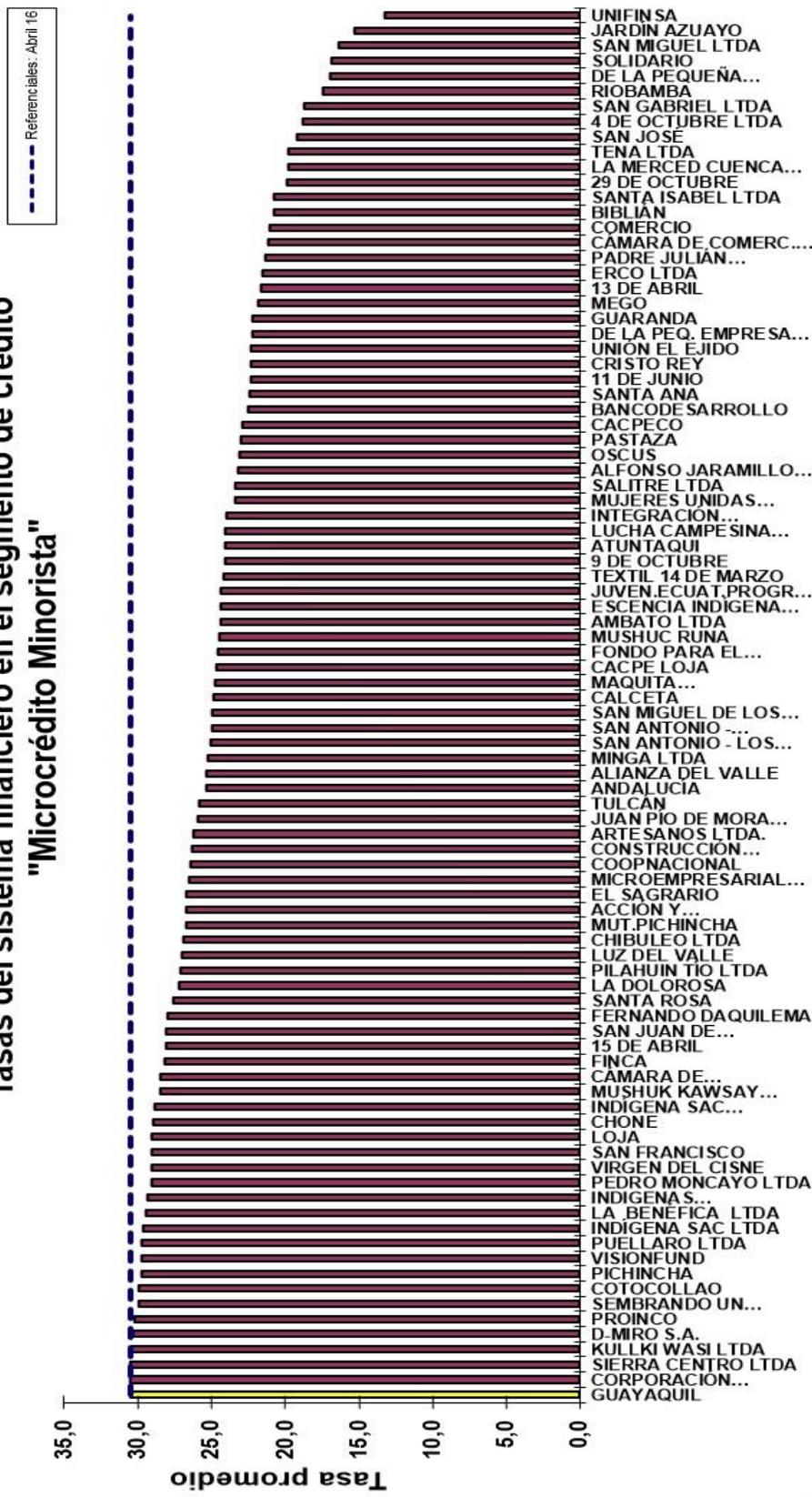
- AGROIDEAS. (08 de 2013). *Catálogo de máquinas para el procesamiento de quinua*.  
Obtenido de [https://energypedia.info/images/e/e1/Maquinaria\\_para\\_Quinua.pdf](https://energypedia.info/images/e/e1/Maquinaria_para_Quinua.pdf)
- Andrew Pytel, F. L. (2006). *Resistencia de materiales*. México D.F.: Alfaomega Grupo.
- Bavaresco, I. G. (s.f.). *Procedimiento para el diseño de ejes*. Obtenido de  
[http://gabpingeneria.weebly.com/uploads/2/0/1/6/20162823/diseo\\_de\\_ejes.pdf](http://gabpingeneria.weebly.com/uploads/2/0/1/6/20162823/diseo_de_ejes.pdf)
- Beer, F., Johnston, R., & DeWolf, J. (2010). *Mecánica de Materiales*. México: McGraw Hill.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill.
- construction, A. I. (1994). *AISC Manual of steel construction*. Chicago: connections.
- Ecuador, B. C. (2016). *Tasas de interés*. Obtenido de  
<http://contenido.bce.fin.ec/docs.php?path=/documentos/Estadisticas/SectorMonFIn/TasasInteres/Indice.htm>
- Group.Irestal. (2016). *Tablas técnicas del acero inoxidable*. Obtenido de  
<http://data.irestal.com/files/files/2012030204152933979.pdf>
- Kubiec.Conduit. (2015). Catálogo de Productos. *Fujinox*, 8.
- Larburu, N. (2004). *Máquinas Prontuario*. Madrid: Thomson.
- McCormac, J. C. (2000). *Diseño de Estructuras Metálicas*. México D.F: Alfaomega.
- Myszka, D. H. (2012). *Máquinas y Mecanismos*. México: Pearson.
- Niebel, B. w. (2009). *Ingeniería industrial: Métodos, estándares y diseño del trabajo*. México D.F.: McGraw-Hill.
- Norton, R. L. (2006). *Diseño de Máquinas*. México: Pearson.
- Peralta, E. (11 de 2009). *La Quinua en Ecuador*. Obtenido de  
<http://www.iniap.gob.ec/nsite/images/documentos/ESTADO%20DEL%20ARTE%20QUINUA%202.pdf>
- Productividad, M. d. (31 de 07 de 2014). *RTE INEN 131*.
- Sánchez, P. Z. (2008). *Contabilidad General*. McGraw-Hill.
- Silva, J. (2001). *Manual técnico de pastos y forrajes*. Bogotá: Produmedio.
- SKF. (2006). *Catálogo General*. Suecia.
- Tributación, C. n. (18 de Diciembre de 2016). La Tabla Contable. *Información contable tributaria laboral*. Quito, Ecuador: Corporación Editora Nacional.
- Vallejo, Z. (2002). *Física Vectorial 2*. Quito: Rodin.

## Anexos

### Anexo 1.

QUINUA	VARIEDAD:				INIAP Tunkahuan				SUPERFICIE:				1 HA			
	INSUMOS Y MATERIALES				HERRAMIENTAS Y EQUIPOS				MANO DE OBRA				TOTAL			
	Nombre	Unidad	Cant.	C. Unit.	Subtotal	Nombre	Unidad	Cant.	C. Unit.	Subtotal	N. jornal	C. Jornal	Subtotal	TOTAL		
<b>1. Labores preculturales</b>																
a. Análisis de suelo	Muestra suelo	fundas	1	30,4	30,4									30,4		
<b>2. Siembra</b>					8											
Semilla Certff.	qq	0,25	32							6	19,2	115,2	123,2			
<b>3. Labores culturales</b>																
a. Deshierba										20	19,2	384	384			
b. Semi- aporque						tractor	hora	32	32				32			
<b>4. Nutrición vegetal</b>						Flete	viaje	16	16	4	19,2	76,8	92,8			
a. Químico	18-46-0	45 kg	2	64	128								128			
	Urea	45 kg	3	48	144								144			
	Cal agrícola	45 kg	2	6,64	13,28								13,28			
b. Orgánico	Compost	sacos	80	3,2	256	flete	viaje	16	16				272			
	biol	litros	5	3,2	16	bomba	unidad	48	48	1	19,2	19,2	83,2			
<b>5. Riego ( Bomba )</b>						Bomba	unidad	32	96	3	19,2	57,6	153,6			
						Combustible	galones	3,2	22,4				22,4			
<b>6. Control Fitosanitario</b>										1	19,2	19,2	19,2			
Insecticida	Kg	1	32	32									32			
<b>7. Cosecha</b>					9,6					6	19,2	115,2	124,8			
Saquillos	unidad	30	0,32													
<b>8. Postcosecha</b>																
a. trilla						Trilladora	hora	32	96	2	19,2	38,4	134,4			
a. Clasificadora						flete	viaje	120	240				240			
						Clasificadora	hora	15	540				540			
					637,28				1106,4			825,6	2569,3			
Rendimientos	concepto	ha	unidad	producción	precio	total										
Comercialización	Quinua	1	qq	30	112	3360										
Proyección																
		AÑOS	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10			
		INGRESOS		10.500	10,894	11,302	11,726	12,17	12,622	13,095	13,586	14,096	14,625			
		EGRESOS		3,012	3,124	3,242	3,363	3,489	3,620	3,756	3,897	4,043	4,194			

**Tasas del sistema financiero en el segmento de crédito  
"Microcrédito Minorista"**



\* La tasa promedio de cada entidad financiera en cada segmento es ponderado por el volumen de crédito.

\* Las tasas referenciales de cada segmento corresponden a las de abril 2016