



FACULTAD DE INGENIERÍA

Carrera de **INGENIERÍA MECATRÓNICA**

“DISEÑO DE UN SISTEMA NEUMÁTICO DE  
MOLIENDA DE VAINAS DE ALGARROBO, EN  
LA EMPRESA AGROINDUSTRIA ORGÁNICA  
SAC– LIMA.”

Tesis para optar el título profesional de:

**Ingeniero Mecatrónico**

**Autores:**

Victor Angel Mendoza Izaguirre  
Edwin David Tapia Montenegro

**Asesor:**

Ing. Jorge Luis Contreras Cossio

<https://orcid.org/0000-0001-7801-5833>

Lima - Perú

2023

## JURADO EVALUADOR

Jurado 1	NÉSTOR CORPUS VERGARA	08467416
Presidente(a)	Nombre y Apellidos	N.º DNI

Jurado 2	SERGIO MARTÍNEZ MARTINEZ	47559200
	Nombre y Apellidos	N.º DNI

Jurado 3	ELISEO ZARATE PEREZ	42415810
	Nombre y Apellidos	N.º DNI

## INFORME DE SIMILITUD

Victor Angel Mendoza Izaguirre

### INFORME DE ORIGINALIDAD



### FUENTES PRIMARIAS

<b>1</b>	<b>repositorio.upn.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>5%</b>
<b>2</b>	<b>docplayer.es</b> Fuente de Internet	<b>2%</b>
<b>3</b>	<b>hdl.handle.net</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>4</b>	<b>vsip.info</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>5</b>	<b>Submitted to Universidad Nacional del Centro del Peru</b> Trabajo del estudiante	<b>1%</b>
<b>6</b>	<b>tesis.usat.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>7</b>	<b>redi.unjbg.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>8</b>	<b>repositorio.uncp.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>

## **DEDICATORIA**

Un agradecimiento especial al profesor Jorge Luis Contreras Cossio, profesor de la Universidad Privada del Norte; por su apoyo, exigencias y experiencias brindadas durante este proceso.

## **AGRADECIMIENTO**

En primero lugar, agradecer a Dios, por estar a mi lado siempre, porque a pesar de los obstáculos que pude tener durante el proceso, siempre sentía su presencia, que me motivaba para lograr mis objetivos.

En segundo lugar, a mis padres, mi hijo; Lucca Alessandro, mi esposa Simi Liz, mis motores y motivos, por apoyarme incondicionalmente y por enseñarme que con esfuerzo todo es posible.

**Victor Angel Mendoza Izaguirre**

Quiero agradecer a Dios, por haberme dado la fortaleza para seguir mi carrera universitaria.

En segundo lugar, a mi madre Laurena que, con su fortaleza y apoyo incondicional, fue un factor clave para que hoy por hoy pueda culminar con éxito todo lo que me propongo, a mi hijo César Matheo que me alegra cada día y a mi esposa Kharla con amor me acompaña en la culminación de este paso de mi vida, todo lo expuesto en memoria a mi padre Víctor.

**Edwin David Tapia Montenegro**

## Tabla de contenido

JURADO EVALUADOR .....	2
INFORME DE SIMILITUD.....	3
DEDICATORIA .....	4
AGRADECIMIENTO .....	5
ÍNDICE DE TABLAS .....	8
ÍNDICE DE FIGURAS.....	9
RESUMEN .....	11
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.....	12
1.1. Realidad problemática.....	12
• Antecedentes Internacionales .....	14
• Antecedentes Nacionales.....	16
1.2. Justificación.....	19
1.3. Formulación del Problema .....	20
• Problema General .....	20
• Problemas Específicos.....	20
1.4. Objetivos .....	20
• Objetivo general .....	20
• Objetivos específicos.....	20
1.5. Hipótesis.....	21
• Hipótesis general .....	21

• Hipótesis específicas .....	21
<b>CAPÍTULO 2. METODOLOGÍA .....</b>	<b>22</b>
2.1. Materiales, instrumentos y métodos .....	22
2.2. Procedimiento.....	24
2.3. Aspectos Éticos .....	51
<b>CAPÍTULO 3. RESULTADOS .....</b>	<b>52</b>
3.1. Parámetros específicos del sistema neumático de la máquina trituradora, proporcionará la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC. 52	
3.2. Parámetros específicos del sistema mecánico de la máquina trituradora, permitirá la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC.....	58
3.3. Cálculos de dimensionamiento que permitan la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC.....	64
<b>CAPÍTULO 4. DISCUSIONES Y CONCLUSIONES.....</b>	<b>76</b>
4.1. Discusiones.....	76
4.2. Conclusiones .....	76
<b>Bibliografía .....</b>	<b>79</b>

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 .....	52
Tabla 2 .....	53
Tabla 3 .....	54
Tabla 4 .....	55
Tabla 5 .....	57
Tabla 6 .....	59
Tabla 7 .....	59
Tabla 8 .....	60
Tabla 9 .....	61
Tabla 10 .....	64
Tabla 11 .....	65
Tabla 12 .....	65
Tabla 13 .....	66
Tabla 14 .....	67



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Caja negra del sistema neumático .....	24
Figura 2 Estructura funcional sistema neumático .....	25
Figura 3 Caja negra del sistema mecánico.....	27
Figura 4 Estructura Funcional Sistema Mecánico .....	28
Figura 5 Diagrama de esfuerzos, momentos y torsión.....	41
Figura 6 Asignación de ejes .....	44
Figura 7 Posicionamiento 0° .....	44
Figura 8 Posicionamiento 90° .....	45
Figura 9 Posicionamiento 180° .....	45
Figura 10 Posicionamiento 270° .....	45
Figura 11 Valor Técnico vs valor Económico del sistema neumático.....	56
Figura 12 Diagrama des sistema neumático .....	58
Figura 13 Análisis de tensiones de von mises del eje porta martillos .....	68
Figura 14 Análisis de desplazamiento del eje porta martillos .....	69
Figura 15 Factor de seguridad del eje secundario.....	69
Figura 16 Análisis de tensiones de von mises del eje principal o primario .....	70
Figura 17 Análisis de desplazamiento del eje principal o primario.....	71
Figura 18 Factor de seguridad del eje principal o primario .....	71
Figura 19 Análisis de tensiones de von mises del martillo reversible simétrico triturador .....	72
Figura 20 Análisis de desplazamiento del martillo reversible simétrico triturador .....	73

Figura 21 Análisis de tensiones de von mises de los discos porta ejes.....	74
Figura 22 Análisis de desplazamiento de los discos porta ejes .....	75
Figura 23 Factor de seguridad de los discos porta ejes.....	75

## RESUMEN

La energía neumática no es utilizada con frecuencia en las industrias productoras de harina de algarrobo, es uno de los motivos por lo que se está generando un límite en el desarrollo tecnológico, el uso de la neumática beneficia al mantenimiento, prolonga la durabilidad de sus componentes, no produce peligro de explosiones, generando el bienestar ecológico. Por dicha razón, la siguiente tesis tiene por objetivo, diseñar un sistema neumático de molienda de vainas de algarrobo. El proyecto consta de la determinación de los parámetros específicos del sistema neumático, establecer los parámetros mecánicos y posteriormente determinar los cálculos de dimensionamiento que permitan la molienda de vainas de algarrobo. Para desarrollar esta tesis se emplearon previas investigaciones acerca de molineras para posteriormente realizar un análisis técnico y entrar directamente al funcionamiento los sistemas mecánicos y neumáticos.

Conociendo que tipo de molienda se va a diseñar, se procede a realizar el modelado matemático y con el uso de ecuaciones se logra dimensionar, para luego materializar las piezas mecánicas y lograr los objetivos planteados. Los resultados mostraron que el dimensionamiento mecánico es el correcto y el sistema neumático concatena mediante una transmisión, logrando suministrar energía mecánica al sistema de molienda. Para terminar, se concluye que la máquina está acorde a los parámetros calculados.

### PALABRAS CLAVE:

Diseño, molino, Vainas de algarrobo, neumática.

## CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1. Realidad problemática

Dar (2013) señala que el gluten significa, en el idioma latín, ‘cola’; usualmente se le denomina a una mezcla de proteínas ubicadas en la parte externa del trigo, arroz y espelta. (p. 185) La enfermedad celíaca es causada por el gluten; aún no se conocen las cantidades mínimas para producir dicha enfermedad. En una población no celíaca la media de consumo de gluten es de 10 a 20 gramos por día; en los celíacos, la ración sobre un gramo de gluten por día, causa daño crítico en la mucosa intestinal (Parada & Araya, 2010).

Lo que conlleva a una posible solución, el algarrobo como materia prima para sustituir el gluten, posee atractivas cualidades, como lo señala la Facultad de Agroindustrias de Presidencia Roque Saénz Peña de la Universidad Nacional del Nordeste (Chaco, Corrientes, Argentina) que observa a la harina procesada del algarrobo no poseedora de gliadina ni glutenina, En conclusión, es apta para el consumo de los celíacos (Alzate Tamayo & Arteaga González, 2008).

Uno de los beneficios de producción de dicho derivado, sería el de emplear harina de algarrobo, ya que posiblemente acortaría los gastos operativos de las empresas que usan esta materia prima, debido que entre 50% y 60% del algarrobo es más que todo azúcar sacarosa, fructosa y glucosa (Seczyk et al., 2016).

La harina de algarrobo es procesada mediante una máquina de molido y zarandeo apropiado. Dicho producto está iniciándose en el mercado de la pastelería y panificación, cuyos procesos han sido analizados para lograr un alto rendimiento y calidad. (Grados, et al., 2000)

Para lo mencionado, la molienda consta de dos fases, que son trabajadas por un molino pulverizador, la primera consiste en triturar las vainas completas, que atraviesan una malla de 4 mm de abertura, colocada en el molino, para luego en la segunda fase, reingresar el resto de las vainas trituradas, pero esta vez la malla es de 1 mm de abertura. Logrando así un 45% del producto final, respecto a la materia prima ingresada. (Alva, et al., 2018).

Una opción para implementar una energía en paralelo es la energía neumática, debido a que dicha fuente contiene varias utilidades, de las cuales se pueden resaltar el bajo costo de sus componentes, su fácil diseño, implementación y mantenimiento, riesgo nulo de explosión, fácil conversión al movimiento giratorio, transmisión de energía a grandes distancias y la economía en las aplicaciones (SOLÉ, 2011).

Para dicho aspecto, se considerará al compresor como elemento generador de energía neumática. Para conocer las características del compresor a plasmar en el diseño, es necesario realizar los cálculos respectivos. El volumen del acumulador está en función de la capacidad del compresor y del consumo general en la planta.

Como actuador principal se escoge un motor neumático. En la tesis de Chávez Guevara (2018) nos dice que “el motor neumático genera un momento alrededor de su eje a causa de la expansión del aire comprimido que le es abastecido. En comparación con los motores eléctricos, pesan menos y tienen menor volumen, desarrollan más potencia en proporción a su tamaño, el momento en el eje aumenta con la carga, no se estropean cuando se bloquean, la cuantía de ciclos de arranque y paro son innumerables, el control de su velocidad angular es manejable a

través de una válvula reguladora de caudal mientras que el torque y la potencia se regulan mediante la presión suministrada”.

- **Antecedentes Internacionales**

Freire, L. y Lalbay, M. (2022) en su tesis “Implementación de un molino de martillos para el proceso de harina de trigo” se trata de un proyecto viable apoyado con una investigación exploratoria e investigación explicativa para lo cual se utilizó la técnica de la observación. La investigación se llevó a cabo en la provincia de Cotopaxi, en el cantón la maná.

El estudio tiene como finalidad implementar una máquina de molino de martillos automatizada, para la producción de harina de trigo, el cual involucra investigar sobre el principio del funcionamiento del diseño y la construcción, en lo cual lograron diseñar todas las partes fundamentales del molino de martillos con ayuda de los cálculos correspondientes, la maquina logra reducir una gran parte de separación del triturado y el pulverizado.

Este trabajo se relaciona con la investigación planteada ya que muestra cómo debe estructurarse el diseño del molino, lo cual resulta un aporte relevante para la realización de este proyecto de investigación.

Gutiérrez, (2018) en su tesis “Repotenciación y automatización del molino de martillo en el laboratorio de procesos industriales de la Facultad de Ciencias” es un proyecto en el cual se han utilizado métodos experimentales, inductivos y deductivos, para elaborar este proyecto se obtuvieron datos siguiendo los pasos de validación de los autores, del diseño y de la construcción del equipo a repotenciarse, tomando en cuenta una alimentación para

realizar la evaluación, el material con el que se trabajó para las pruebas de diagnóstico, repotenciación y validación fue el frejol, por la dureza que presenta.

La investigación tiene como objetivo repotenciar y automatizar el molino de martillo del laboratorio de procesos industriales de la Facultad de Ciencias, la repotenciación del molino de martillos, se basó en los resultados del diagnóstico inicial, en base al diseño del mismo, con respecto a la automatización se concluye que luego de realizar los cálculos correspondientes, es necesario adicionar a la automatización implementada un sensor que controle la alimentación desde la tolva y se designe su funcionamiento con respecto a la luz de la malla para la cual fue diseñado, aun así se determinó, que no es factible tanto de forma técnica como económica.

Esta tesis se relaciona con nuestra investigación realizada, indicando que una posible automatización no es viable, pero si es factible tener un buen cronograma de mantenimiento, un correcto sincronismo del eje, poseer hermeticidad para evitar fugas de la materia prima o viscosidades propias de la máquina, aportes muy importantes que tomaremos en cuenta.

Sneider (2019) en su tesis “Optimización del martillo de un molino para reducir el consumo de potencia en la molienda de bagazo de caña panelera” se trata de un proyecto que desarrolló metodología experimental, descrito para caracterizar la potencia con respecto a las cargas, se utilizó la técnica de la observación y como instrumento se utilizaron las notas de registros de la descripción de los experimentos, para la recolección de datos de la máquina agrícola, el molino de martillo.

La investigación tiene como objetivo optimizar el martillo de un molino, para reducir el consumo de potencia en la molienda de bagazo de caña panelera, al analizar el molino en vacío, nos permite conocer el consumo de potencia inicial, el cual es base para el proceso de optimización en función de la cantidad de material introducido, que permita evidenciar los cambios de consumo de potencia. Concluyendo que al cambiar la forma de los martillos aumenta la producción y mejora la calidad de triturado.

Esta tesis se relaciona directamente a nuestra investigación por la productividad y calidad, con un aporte relevante del diseño del martillo, concluyendo que es una investigación viable.

- **Antecedentes Nacionales**

Fernández (2022) en su tesis “Análisis de falla por fatiga para determinar la vida útil del eje principal de un molino de martillo triturador” es una investigación correlacional, la técnica para recolectar datos es la observación a través de archivos audiovisuales, la investigación se desarrolló con los datos de la maquina triturador de martillo existente.

La tesis tiene como objetivo realizar el análisis de falla por fatiga para determinar la vida útil del eje principal de un molino de martillo triturador, el análisis del trabajo en el eje del molino con el acero AISI 1020 con proceso de cementación, en lo cual con el método analítico y el software solidword se obtuvo un torque y una carga definida para no excederse, de tal manera evitar que se produzca fatigas en el eje.



Concluyendo que, mediante el criterio de fatiga de Gerber, el eje con capa carburizada no fallará por fatiga, encontrando que el esfuerzo flexionantes no supera al límite de resistencia a la fatiga. Obteniendo que la vida útil del eje principal es la esperada.

La investigación muestra un método para analizar tensiones, factor de seguridad adecuados para determinar la vida útil de este mecanismo, que es el eje principal, lo cual nos brinda un aporte importante para desarrollar nuestro análisis.

Chávez y Ramos (2018) en su tesis “Diseño de un molino de martillos para cereales y forraje de 500 kg/h en el anexo de Batangrande”, este proyecto apoyado en el diseño preexperimental del tipo descriptivo, empleando un método cuantitativo, utilizó la técnica de recolección de datos, entrevistas, encuestas y como instrumentos la hoja de encuestas y el análisis de documentos.

Las encuestas realizadas a los agricultores del Anexo de Batangrande, determinaron las necesidades presentes y estas reportaron las cantidades promedio de producción de molienda. El material para toda la estructura del equipo es el acero A36, que por su bajo costo es el material idóneo para el desarrollo del proyecto, pero considerando que el acero para ejes es el AISI 1010, que fue el resultado de un análisis paramétrico (Matlab). Concluyendo que dicho estudio paramétrico de la potencia del motor, en relación a la cantidad de producción y el tamaño de múltiples martillos, indicó ser un software muy poderoso para la obtención de una potencia óptima, tanto en producción como en eficiencia. El influir de estos parámetros que podía deducir aún en forma intuitiva tuvo la capacidad de expresarse en forma cuantitativa, siguiendo un apropiado rigor matemático.

Para el estudio paramétrico del diámetro del eje en relación a su factor de seguridad considerando el tipo de material, indico ser eficiente al obtener el diámetro óptimo.

La investigación mencionada plantea métodos y análisis eficientes, de bajo costo para lograr el diseño de la maquina agrícola, lo cual resulta un aporte viable para la materialización del diseño neumático de molienda para vainas de algarrobo.

Chucuya, (2018) en su tesis “Diseño de un sistema de molienda de maíz para la empresa el gran pollon Tacna” es un proyecto desarrollado con una investigación exploratoria, la técnica para recolectar datos, la entrevista, como instrumento el cuestionario de papel, para lograr conocer sus dificultades e índices de satisfacción establecidos por la empresa.

De acuerdo a los parámetros de selección se concluye que el molino de martillos es el más adecuado y da como resultado dos toneladas por hora de maíz triturado de tamaño grueso y medio, logrando la capacidad establecida a inicio del proyecto, logrando satisfacer la demanda establecida por la empresa.

Dicha investigación de acuerdo a su bajo costo y fácil acceso de los materiales AISI 1010 para la elaboración, es un aporte válido a tomar en cuenta para realizar en nuestra investigación.

## 1.2. Justificación

- **Justificación técnica**

La tesis comprenderá conocimientos mecánicos, neumáticos, por medio del sistema neumático de molienda, que a la misma vez servirá como medio de aprendizaje aportando ideas durante el proceso de manufactura.

- **Justificación económica**

Brindar una opción de generar más ingresos, disminuyendo costos de mantenimiento y producción de tal forma mejorar la economía social.

- **Justificación ambiental**

Utilizar el aire comprimido como recurso energético, ya que dicho aire está en el medio ambiente, el aire comprimido es limpio es por ello que se puede utilizar en la industria alimenticia.

- **Justificación social**

Generar en la población el uso alternativo de energía, no solo existe la electricidad sino también energía neumática, no contaminante y de gran abundancia. Incentivar al uso de la neumática en máquinas logrando que sea más liviana y eso no implicaría pérdidas de eficiencia.

### 1.3. Formulación del Problema

- **Problema General**

- ¿De qué modo el diseño de un sistema neumático permitirá la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC?

- **Problemas Específicos**

- ¿Cómo determinar los parámetros específicos del sistema neumático para la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC?
- ¿Cómo establecer los parámetros mecánicos del sistema neumático que permitan la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC?
- ¿Cómo determinar los cálculos de dimensionamiento que permitan la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC?

### 1.4. Objetivos

- **Objetivo general**

- Diseñar un sistema neumático para la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC.

- **Objetivos específicos**

- Determinar los parámetros específicos del sistema neumático para la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC.
- Establecer los parámetros mecánicos del sistema neumático que permitan la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC.

- Determinar los cálculos de dimensionamiento que permitan la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC.

## 1.5. Hipótesis

- **Hipótesis general**

- Diseñar un sistema neumático, permitiría la molienda de vainas de algarrobo en la empresa Agroindustria Orgánica SAC.

- **Hipótesis específicas**

- Determinar los parámetros específicos del sistema neumático permitiría la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC.
- Establecer parámetros mecánicos del sistema neumático permitirían la molienda de vainas de algarrobo en la empresa Agroindustria Orgánica SAC.
- Determinar los cálculos de dimensionamiento permitirán la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC.

## CAPÍTULO 2. METODOLOGÍA

### 2.1. Materiales, instrumentos y métodos

- **Análisis morfológico del diseño**

El Análisis Morfológico para el diseño, se conforma por el análisis de 5 pasos. En el primer paso se establecen los requerimientos propuestos. Una vez ya establecidas las especificaciones se procede con el siguiente paso, que es la estructura funcional, donde una de las formas de sintetizar el proyecto es realizando una caja negra de funciones. Dicha caja negra contendrá entradas y salidas de nuestro sistema de manera subjetiva. Para tener una idea más detallada y concisa del sistema se realiza una estructura funcional, donde se explica el funcionamiento desde el inicio y el fin del proceso de dicho sistema. Ya plasmada las exigencias, funciones y secuencias, se procede con la realización de una matriz morfológica, donde se presenta una tabla con las funciones requeridas para el sistema. En la primera columna y en las siguientes las posibles soluciones para cada función. Teniendo la matriz realizada, se considera unas soluciones aleatorias para cada función y así obtener soluciones del sistema. El siguiente paso será el criterio de evaluación, que pasarán todas las soluciones creadas, esto nos permite un análisis más completo, el cual es estipulado por criterios técnicos y económicos que mediante valores ponderados cuantitativos, son declarados a las soluciones ya escogidas anteriormente. Teniendo las calificaciones de los criterios, se realiza otra tabla de evaluación para determinar el valor técnico y económico con valores ponderados, de los cuales se obtendrán puntajes para cada solución.

Obtenidos los puntajes de todas las soluciones propuestas, se procede a realizar un gráfico de dispersión con los valores técnicos versus valores económicos, para así seleccionar la alternativa de solución.

- **Modelado matemático del diseño del molino**

Se requiere un sistema de ecuaciones para los cálculos del diseño de las piezas de la máquina. Además, para los requerimientos de la potencia del motor. Dicho esto, las ecuaciones se detallarán en el procedimiento.

- **Análisis técnicos**

El análisis técnico recopilado de las máquinas y piezas permiten ser seleccionadas gracias a los parámetros calculados mediante ecuaciones. Esto nos permite saber determinar cuál es la pieza adecuada para formar parte de nuestro proyecto.

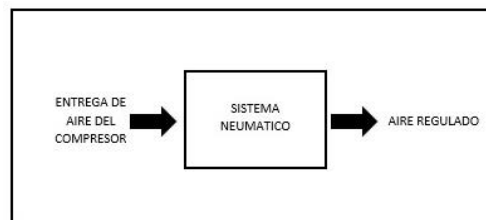
## 2.2.Procedimiento

### 2.2.1. Determinar los parámetros específicos del sistema neumático para la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC.

En esta tesis, para que el sistema de molienda funcione de manera continua con cada elemento útil del que se va a examinar, lo hemos dividido en dos sistemas, el sistema mecánico y el neumático. Para la toma de decisiones del armado del sistema, hemos decidido realizar un análisis morfológico de funciones, con el fin de seleccionar los elementos de los sistemas mecánico y neumático de acuerdo a los criterios escogidos.

#### Sistema neumático

Para este subsistema, se ha considerado la estructura funcional por medio de una caja negra, (Black - box), el cual es un sistema u objeto que produce información útil sin revelar información alguna sobre lo que hay dentro de ella. donde se tiene en cuenta la entrada y salida.



*Figura 1 Caja negra del sistema neumático*



En la figura se detalla la caja negra teniendo como entrada el aire comprimido que generará nuestra fuente de energía, teniendo como resultado el aire comprimido regulado que necesita la máquina.

Ya con ello, se procede a identificar los tipos de elementos que contendría la caja negra.

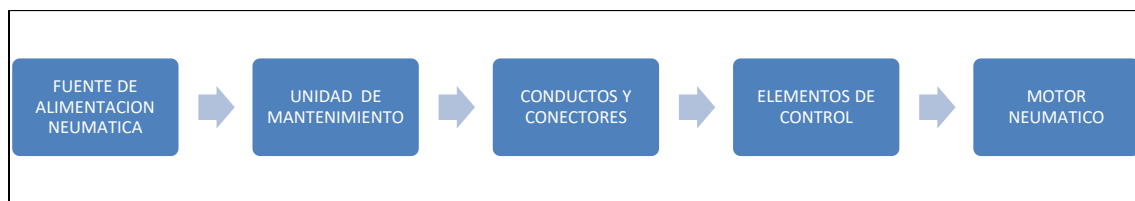


Figura 2 Estructura funcional sistema neumático

Con las funciones escogidas se procede a realizar la matriz morfológica del sistema. Donde se seleccionarán aleatoriamente tres posibles soluciones, para luego éstas sean ingresadas a una tabla de criterios de evaluación, es en ese momento que nuestros criterios dejan de ser abstractos y bajo una calificación comenzamos a obtener datos cuantificables. Con los criterios que son reemplazados con los valores cuantitativos, se procede a evaluar en una tabla de criterios económicos y técnicos, para así obtener valores y promedios ponderados. Estos promedios nos servirán para continuamente llevarlos a un gráfico de dispersión y este ser analizado, teniendo como resultado **la solución definitiva del sistema neumático.**

Se procede a detallar los parámetros del sistema neumático para realizar la molienda de vainas de algarrobo:

### **Motor Neumático**

Se requirió el parámetro de cantidad de producción en un determinado tiempo para poder determinar los parámetros de potencia y torque a través de ecuaciones matemáticas. Esto nos permitirá poder seleccionar el elemento “actuador” adecuado.

### **Elementos de control:**

Los elementos de control son comprendidos por válvulas de diversos tipos, los que serán utilizados, se detallarán bajo los parámetros específicos para su elección.

- Válvula de inicio, esta válvula será escogida por el diámetro del orificio de entrada y salida y el tipo de accionamiento.
- Válvula de parada de emergencia, de igual manera el diámetro de la entrada y salida de esta y el tipo de accionamiento será los parámetros que nos ayudarán a escogerla.

### **Conductores y conectores del aire comprimido**

Para las conexiones, uno de los parámetros ya está determinado por las válvulas de control (el diámetro de las mangueras), por la cantidad de presión que va a utilizar, se optó por usar mangueras de poliuretano debido a su flexibilidad.

Con los conectores, una vez teniendo los datos de los parámetros de la manguera. Se escogió el conector de acuerdo al diámetro.

### **Dispositivo de mantenimiento**

Se procede a escoger el dispositivo que nos otorgará una calidad de aire óptima para la molienda de vainas de algarrobo. Para ello se necesita escoger un filtro de aire, regulador de presión y el lubricador.

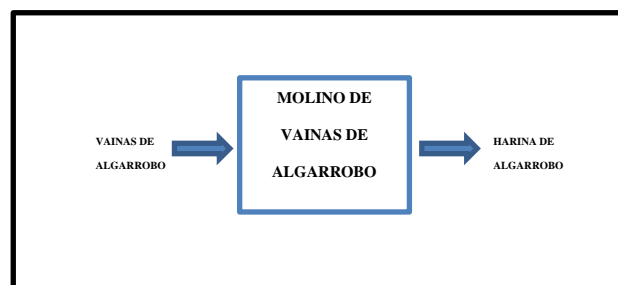
- El filtro de aire, que nos retendrá las partículas como polvo, óxido y partículas de humedad.
- El regulador de presión, que nos dará el flujo constante.
- Lubricador, que nos permitirá lubricar todos los elementos del circuito.

### **Fuente de alimentación**

Una vez ya seleccionado el motor neumático, se tomará como parámetro principal la capacidad de compresión, la potencia y el caudal con el fin de establecer condiciones óptimas de trabajo para el motor neumático.

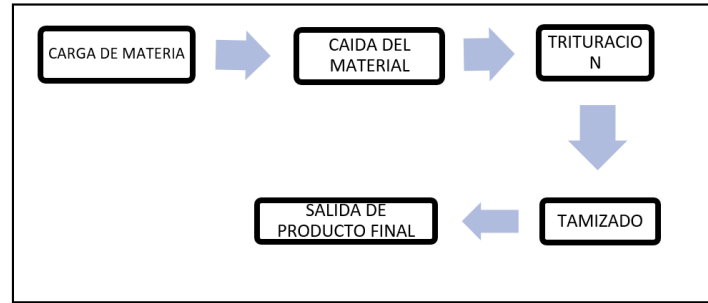
### **2.2.2. Establecer los parámetros mecánicos del sistema neumático que permitan la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC.**

Se procede a continuar con el desarrollo del sistema mecánico con el fin de tener un mejor entendimiento de dicha arquitectura. Se procede a elaborar la caja negra donde se tiene en cuenta las entrada y salida.



*Figura 3 Caja negra del sistema mecánico*

En esta figura 3 se engloba una idea abstracta de nuestro sistema. A continuación, se generará una estructura funcional para detallar los procesos del sistema.



*Figura 4 Estructura Funcional Sistema Mecánico*

En la figura 4 se muestran los procesos del sistema, donde cada proceso estará incluido en una matriz morfológica de funciones, donde se escogerán aleatoriamente tres posibles soluciones que luego serán calificadas.

Con estas tres posibles soluciones, se ingresan a una tabla de criterios que comenzaran a ser evaluadas, transformando los requerimientos de valores abstractos en valores cuantitativos. Ahora, con estos valores cuantitativos se nos permite evaluar bajo criterios económicos y técnicos los datos adquiridos, para así obtener valores y promedios ponderados que nos servirán para, llevarlos a un gráfico de dispersión donde se prosigue a ser analizado, teniendo como resultado final la solución definitiva del sistema mecánico.

Una vez ya obtenida la solución definitiva, se realizará el sistema de ecuaciones para calcular el dimensionamiento del mecanismo escogido.

- **Parámetros iniciales del molino**

Para comenzar a conocer los parámetros generales el molino de martillos, necesitamos saber la energía necesaria para romper la vaina del algarrobo, para que sea

posible y después de varias pruebas logramos el objetivo de romperlo utilizando una masa de 0.5kg a una altura de 0.74m. Entonces con la ecuación de energía potencial gravitatoria obtendremos la energía de ruptura.

$$E_{pr} = m_{cuerpo} * g * h$$

El trabajo que puede realizar un objeto debido a su posición, requiere de una energía igual a la energía potencial de ruptura de este objeto o cuerpo, conociendo el valor de la energía necesaria para romper el grano con la ecuación del trabajo hallaremos la **fuerza necesaria de ruptura o fuerza de corte**.

$$W = E_{pr} \quad F_r * 0.74m = 3.63J$$

*W: trabajo del objeto o cuerpo*

*F<sub>r</sub>: fuerza de ruptura*

Con los datos obtenidos hallaremos la **velocidad tangencial** del martillo que lo denominaremos velocidad en vacío, para el cálculo utilizamos la energía cinética de ruptura (energía que necesita el martillo para romper el grano).

$$E_{cm} = \frac{1}{2} m_m * V_m^2 \quad E_{cm} = E_{pr}$$

$$\frac{1}{2} m_g * V_{tm}^2 = m_{cuerpo} * g * h$$

*E<sub>cm</sub>: energía cinética del martillo*

*V<sub>tm</sub>: velocidad tangencial del martillo*

*V<sub>v</sub>: velocidad en vacío del martillo*

Obteniendo la velocidad en vacío procederemos a encontrar la **velocidad con carga**, para llevarlo a ecuación se considera un solo cuerpo (ejes, martillos, discos y

demás elementos internos móviles). Como se está considerando un solo cuerpo  
partiremos del **coeficiente de fluctuación**.

$$C_s = \frac{V_v - V_c}{V}; \quad V = \frac{V_v - V_c}{2}$$

Remplazando y despejando las dos ecuaciones anteriores obtenemos la velocidad  
con carga, el valor de coeficiente de fluctuación para molinos de harina fina es de **0.02**

$$V_c = -v_v * \frac{C_s - 2}{C_s + 2}$$

$C_s$ : *coeficiente de fluctuacion*

$V$ : *velocidad tangencial del cuerpo solido*

$V_c$ : *velocidad con carga*

Podemos observar que la velocidad en vacío es mayor que la velocidad con carga  
esto se debe a que cedió energía.

Con el valor obtenido de la velocidad con carga podemos hallar la **velocidad  
angular en vacío y con carga**

$$\omega = \frac{V_c * 60}{2 * \pi * r_{giro}} \quad r_{giro} = \frac{V_c * 60}{2 * \pi * \omega}$$

La velocidad angular para esta máquina será de 3000 rpm la velocidad con carga  
es con lo que trabaja la máquina

$$r_{giro} = \frac{133.73 \text{ m/s} * 60}{2 * \pi * 3000 \text{ rpm}}$$

$\omega$ : *velocidad angular*

$r_{giro}$ : *radio de giro*

Con este cálculo obtenido hallaremos la velocidad angular en vacío y velocidad angular con carga.

$$\omega_v = \frac{V_v}{r_{giro}}$$

$$\omega_c = \frac{V_c}{r_{giro}}$$

$\omega_v$ =velocidad angular en vacío

$\omega_c$  = *velocidad angular con carga*

Calculamos la aceleración angular con la siguiente ecuación:

$$\omega_c^2 = \omega_v^2 + 2\alpha * \theta \quad \text{despejando obtenemos } \alpha = \frac{(\omega_v^2 - \omega_c^2)}{2 * \theta}$$

$\theta = 90^\circ$  en radianes seria 1.5708 rad.

$\theta$ : *algulo de separacion entre martillos*

$\alpha$ : *aceleracion angular*

### **Hallando la potencia del motor según su capacidad de producción**

Según la ecuación de Rittinger de molienda fina, y la longitud promedio de la vaina del algarrobo es de 15 centímetros, tenemos un tamizado de 2 milímetros y con una producción establecida de 50 kilogramos por hora.

$$\frac{P}{C} = K_r * \left( \frac{1}{D_1} - \frac{1}{D_2} \right) \quad \frac{P}{50kg.h} = 8.308 * 10^{-3} * \left( \frac{1}{0.2cm} - \frac{1}{15cm} \right)$$

$P = 2.46$  HP multiplicado con el coeficiente de corrección 1.2 se tendrá una potencia de 2.95 equivalente a 3HP que podremos hallar en el mercado.

$D_1$ : *diametro del grado antes de ser molido*

$D_2$ : *diametro del grado despues de ser molido*

$K_r$ : constante de Rittinger ( $8.308 * 10^{-3}$ )

$P$ : potencia del motor

### Hallando la relación de transmisión entre el motor y el molino

Con la potencia del motor podemos seleccionar el tipo de faja.  $K=1,2$  es el valor del coeficiente de corrección para este tipo de trabajo y horas máquina.

### Con la ecuación de potencia de diseño

$$P_d = P_{motor} * K \quad P_d = 3 * 1.2 = 3.6HP \approx 4HP$$

$P_d$ : Potencia de diseño corregida

La potencia de diseño corregida es de 4HP y 1500 rpm de la polea motriz. Ahora el **sistema transmisión** calculamos mediante la ecuación.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad i = \frac{1500}{3000} = 0.5$$

$i$ : Relación de transmisión

$n_1$ : revolución de la polea del motor

$d_1$ : diámetro de la polea del motor

$n_2$ : revolución de la polea de la máquina

$d_2$ : diámetro de la polea de la máquina

Para hallar el **diámetro de las poleas** consideramos a la polea motriz de 200mm y para hallar el diámetro de la polea de la máquina con la ecuación de relación de transmisión.

$$\frac{1500}{3000} = \frac{d_2}{200} \gg d_2 = 100mm$$



### Hallando la selección del tipo de correa

Los fabricantes determinan gráficos normalizados en función de la potencia total que se ha de transmitir y las revoluciones por minuto del diámetro de la polea de menor, en esta tesis la potencia que se va a transmitir es de 4 hp a 3000rpm, haciendo la intersección se selecciona el perfil “A” para la correa o banda.

Hallando la **distancia entre centros (C)** se define con la ecuación.

$$d_2 < C < 3 * (d_2 + d_1)$$

$$100 \text{ mm} < C < 3 * (100 + 200) \text{ mm}$$

$$10 \text{ cm} < C < 90.0 \text{ cm}$$

Estableceremos la distancia entre centros de los ejes de las poleas (C) de 60 cm. Para hallar la longitud primitiva ( $L_p$ ) mediante la ecuación.

$$L_p = 2 * C + 1.57(d_1 + d_2) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4 * C}$$

$$L_p = 2 * 600 + 1.57(200 + 100) + \frac{(200 - 100)^2}{4 * 600}$$

$$L_p = 1675.7 \text{ mm}$$

Según la longitud nominal de la faja seleccionada el valor más próximo al calculado en las tablas de los fabricantes, para el perfil tipo “A”, es de 1683 mm (N°65).

Ahora el **arco de contacto** ( $A \alpha$ ) lo desarrollamos según la ecuación:

$$A \alpha = 180^\circ - 57 \frac{(d_1 - d_2)}{C}$$

$$A \alpha = 180^\circ - 57 \frac{(200 - 100)}{600}$$

$$A \alpha = 170.5^\circ \approx 170^\circ$$

Determinaremos la **velocidad lineal** o tangencial de la banda en la cual no debe exceder a los 30m/s de modo que a esta velocidad la fuerza centrífuga es de tal magnitud que puede salirse la banda de las ranuras de la polea.

$$V_{tb} = \frac{\pi * d_2 * N}{60 * 1000} = \frac{\pi * 100 * 3000}{60 * 1000}$$

$$V_{tb} = 15.7 \approx 16 \text{ m/s}$$

La velocidad obtenida es inferior a 30 m/s por lo tanto la velocidad lineal es válida dentro de lo permisible.

Ahora encontraremos el número de correas para poner en marcha la transmisión según la ecuación que al dividir la potencia corregida que nosotros denominamos potencia de diseño total a transmitir entre la potencia efectiva por correa.

$$N_{correas} = \frac{P_{diseño}}{P_{efectiva}}$$

$$P_{efectiva} = P_b * F_{cl} * F_{CA\alpha}$$

$P_b$ : potencia base o prestacion base

$F_{cl}$ : factor de correccion de longitud de correa

$F_{CA\alpha}$ : factor de correccion de arco de contacto

Factor de corrección de la longitud de la correa “A” N°65. No se encuentra directamente en la tabla estandarizada del fabricante, de modo que se procede a interpolar los datos con valores conocidos “A” N°60 y “A” N°68 para estimar el factor de “A” N°65 valor que necesitamos conocer.

$$F_{cl65} = 0.98 + \left(\frac{65 - 60}{68 - 60}\right) * (1 - 0.98)$$

$$F_{cl65} = 0.99$$

Factor de corrección del arco de contacto. Se encuentra directamente en la tabla estandarizada del fabricante para arco de contacto.

Para  $A \alpha = 170^\circ$  se tiene  $F_{ca} = 0.98$  para poleas acanaladas.

La prestación base es consultada en las tablas estandarizadas de los fabricantes, para tener acceso a la data se tiene que conocer el diámetro y las revoluciones por minuto de la polea menor, en esta tesis las medidas son  $d_2 = 100 \text{ mm}$  y  $N = 3000 \text{ rpm}$ . Por lo tanto, la prestación base de la correa del tipo “A” es de  $P_b = 3 \text{ hp}$

Por lo tanto, tenemos:

$$P_{efectiva} = 3 * 0.99 * 0.98 \quad P_{efectiva} = 2.91$$

$$N_{correas} = \frac{4}{2.91} = 1.37 \approx 1 \text{ correa}$$

Los valores obtenidos con las ecuaciones mencionadas en esta tesis, son los parámetros generales que va a tener el sistema de molienda incluyendo el sistema de transmisión que será capaz de mover dicha molienda, que trabajará constantemente y estará en funcionamiento para obtener como resultado final, la harina de algarrobo.

### **2.2.3. Determinar los cálculos de dimensionamiento que permitan la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC.**

En el siguiente desarrollo, se dimensionarán las medidas del martillo triturador considerando los parámetros generales ya encontrados para el sistema mecánico.

Se iniciará hallando la masa del martillo triturador y lo obtendremos con la ecuación del momento de inercia, del centro de masa de una barra respecto a una línea perpendicular que pasa por su centro.

El martillo está en movimiento angular con respecto a su centro de giro. Al chocar contra el grano genera un momento debido a la fuerza de impacto, consideramos las ecuaciones.

$$M_o = F_c * L$$

Momento de inercia  $M = I * \alpha$

Inercia del martillo  $I = \frac{1}{12} * m_m * L^2$

Despejando la ecuación del momento generado por la fuerza de impacto sería

$$F_{centrifuga} = \frac{M}{L} \quad F_{centrifuga} = \frac{I * \alpha}{L}$$

Reemplazamos la inercia en la ecuación y quedaría de la siguiente forma

$$F_{centrifuga} = \frac{(1/2 * m_m * L_m) * \alpha}{L}$$

Despejando la masa del martillo quedaría

$$m_m = \frac{F_{centrifuga} * 12}{\alpha * L} \quad \text{considerando} \quad F_{centrifuga} = F_{ruptura}$$

$L_m$ : longitud del martillo

$m_m$ : masa del martillo

Con la masa del martillo obtenida hallaremos el ancho del martillo, considerando el valor escogido para el espesor de 3/8 de pulgada y el peso específico del acero AISI316 es

de  $7980 \text{ kg}/\text{m}^3$

$$A_m = \frac{m_m}{\rho * e_m * L_m}$$

$e_m$ : *espesor del martillo*

$A_m$ : *ancho del martillo*

### **Dimensionamiento del disco porta martillos**

Para esta tesis como dato anticipado se consideran cuatro agujeros por donde se montaría el eje secundario, con un diámetro de 5/8 de pulgada y el diámetro del disco porta martillos de 24 centímetros, el tipo de material es el AISI 316.

Empezamos a desarrollar el espesor adecuado del disco para ello vamos a tener en cuenta las fuerzas centrífugas que ocasiona los martillos, entonces evaluamos considerar cada agujero tendrá una fuerza de dos veces a la fuerza centrífuga del martillo. La ecuación del esfuerzo cortante lo hallaremos de la siguiente manera.

$$\tau = \frac{F_{centrifuga}}{A_{trituracion}} \quad A_{trituracion} = e_d * d_t * 2$$

$\tau$ : *esfuerzo cortante*

$A_{trituracion}$ : *área de trituración*

De lo anterior, considerando dos veces la fuerza centrífuga para el agujero obtenemos en esta ecuación el espesor del disco porta martillo:

$$\tau = \frac{2 * F_{ca}}{A_{trituracion}} \quad \tau = \frac{2 * F_{ca}}{e_d * d_t * 2}$$

$$f_{ca} = (\omega_v)^2 * m_m * R_g \quad R_g = (L_m - L_{tm})$$

$f_{ca}$ : *fuerza centrífuga del agujero*

$L_m$ : longitud del martillo

$L_{tm}$ : longitud tangencial del agujero del martillo al extremo más cercano

$e_d$ : espesor del disco

$d_t$ : distancia tangencial del disco hacia el agujero del mismo disco

$s_y$ : resistencia a la fluencia

Considerando el factor de seguridad y la resistencia a la fluencia del AISI316, se despeja la ecuación para obtener el espesor del disco.

$$e_d = \frac{F_{centrifuga}}{\tau * d_t} \quad n = \frac{s_y}{2 * \tau} \quad \text{ahora} \quad \tau = \frac{s_y}{2 * n}$$

De estas tres ecuaciones despejamos y hallamos el espesor que nos queda

$$e_d = \frac{F_{ca} * 2 * n}{s_y * d_t}$$

### **Cargas que actúan en el eje primario para su dimensionamiento**

Partiremos hallando la fuerza de rotación o torque que impulsa y produce una tensión flexionante sobre el eje primario, la resultante del sistema de fuerzas depende del ángulo al que está situado dicha fuerza, en esta tesis se va a considerar una inclinación de 45° grados entre la polea motriz y la polea conducida que será unido por fajas, de dicha manera estaremos obteniendo las fuerzas en el eje Z y las fuerzas del eje Y.

La fuerza que ejerce el peso neto de discos, martillos y ejes secundarios sobre el eje primario siendo un dato importante para conocer previamente bajo qué condiciones y esfuerzo va a estar trabajando la trituradora.

La fuerza centrífuga que tiene cada martillo y la reacción que genera cada disco se aplicó un sistema de equilibrio estático, para conocer el valor de cada reacción por disco, conociendo las cargas que están presentes en el eje primario.

Torque presentado en la polea del motor

$$T_{motor} = \frac{P}{\omega}$$

Donde

P = potencia [W]

$\omega$  = velocidad angular del eje [rad/s]

T = Torque del motor [Nm]

P = 4 HP  $\longrightarrow$  2983 W

$\omega$  = 1500 RPM  $\longrightarrow$  157 rad/s

Reemplazando valores se obtiene el torque del motor:

$$T_{motor} = 19Nm$$

$$T_{incidido} = T_{motor}(r_{trans.})$$

La fuerza resultante neta

$$F_N = \frac{T_{incidido}}{d/2} = \frac{9.5Nm}{0.1/2}$$

Hallando la fuerza flexionante que ejerce las poleas

$$F_F = 1.5 * F_N$$

La resultante de las fuerzas flexionantes será de acuerdo al ángulo que está colocado, ya que ello permitirá tener un mínimo de fuerza flexionante, por ello se considera a un ángulo de  $45^\circ$  en donde:

### Eje Z

$$F_{FZ} = 285 * \cos(45) = 201.53$$

### Eje Y

$$F_{FY} = 285 * \cos(45) = 201.53$$

La fuerza que ejerce el peso total sobre el eje

$$W_s = g * (M_D * M_m + M_{es})$$

$$W_s = 9.81 * (5.44 + 11.04 + 1.36)$$

$$W_s = 175N$$

Aplicando un sistema de equilibrio estático en las fuerzas del eje, hallamos las reacciones

$$R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = 6F_{cf}$$

Como las reacciones son iguales por ser un sistema en equilibrio y  $F_{cf} = 3635.37N$  por lo tanto tenemos.

$$4R = 6F_{cf}$$

$$R = \frac{6F_{cf}}{4} = \frac{6 * 3635.37N}{4} = 5453.055N$$



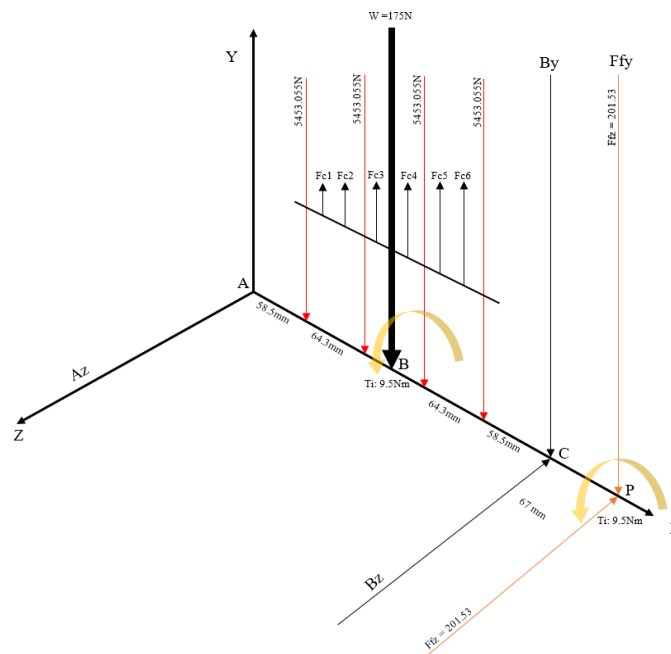


Figura 5 Diagrama de esfuerzos, momentos y torsión

En a figura 5, al realizar el diagrama de esfuerzos, momentos y torsión. Se pudo apreciar que el máximo momento está en B y C. Hallando los momentos totales obtenemos:

$$M_{xy(B)} = 990.37Nm$$

$$M_{zx(B)} = 6.75Nm$$

$$M_{xy(C)} = 13.68Nm$$

$$M_{zx(C)} = 13.5Nm$$

$$M_B = 990.39Nm$$

$$M_C = 19.22Nm$$

Para diseñar este eje primario se va a utilizar el acero AISI 316, que cuenta con las propiedades de resistencia a la fluencia 290 MPa (Sy) y resistencia a la rotura 580 MPa (Su)

Con la ecuación resistencia a la fatiga para reemplazar en el criterio de mises Goodman

$$S_e = S'_e * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f$$

$K_a$ : factor de superficie (para material maquinado  $a = 4.51, b = -0.265$ )

$$K_a = aS_u^b$$

$K_b$ : factor de tamaño = 1

$K_c$  = factor de carga = 1

$K_d$ : factor de temperatura = 0.843

$K_e$ : factor de confiabilidad = 0.868(95%)

$K_f$ : factor de efectos varios = 0.9

$$S_e = 160MPa$$

Con el criterio de mises Goodman se realiza el diseño del eje

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\vartheta_m}{S_u} + K_f \frac{\vartheta_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{\tau_m}{S_u} + K_{fs} \frac{\tau_a}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$\vartheta_a$  = esfuerzos alternativos

$\tau_m$  = esfuerzo medio por torsión

Los puntos B y C están sometidos a grandes momentos en la cual observamos también el torque presente es constante.

$$M_B = 990.39Nm$$

$$M_C = 19.22Nm$$

$$T_m = 9.5Nm$$

### Analizando en C

Determinando los esfuerzos alternativos y esfuerzo medio por torsión y el punto C es un cambio de sección incluyendo coeficientes de concentración estimando  $K_f = 1.7$  y  $K_{fs} = 1.5$ .

$$\vartheta_a = \frac{195.77}{d^3}$$

$$\tau_m = \frac{48.383}{d^3}$$

$\vartheta_a$  = esfuerzos alternativos

$\tau_m = \text{esfuerzo medio por torsión}$

$$\frac{1}{3} = \left[ \left( 1.7 * \frac{\frac{195.77}{d^3}}{160 * 10^6} \right)^2 + 3 \left( 1.5 * \frac{\frac{48.383}{d^3}}{580 * 10^6} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$d = 1.875 * 10^{-2} \text{ m} \approx 19 \text{ mm}$$

### Analizando en B

Determinando los esfuerzos alternativos y esfuerzo medio por torsión y el punto B en el cual se encuentra el máximo momento determinando los esfuerzos alternativos y esfuerzo medio por torsión.

$$\vartheta_a = \frac{10\,088}{d^3}; \quad \tau_m = \frac{48.383}{d^3}$$

$$\frac{1}{3} = \left[ \left( \frac{\frac{10\,088}{d^3}}{160 * 10^6} \right)^2 + 3 \left( \frac{\frac{48.383}{d^3}}{580 * 10^6} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$d = 3.98 * 10^{-2} \text{ m} \approx 39.8 \text{ mm} \approx 40 \text{ mm}$$

### Cargas que actúan en el eje secundario para su dimensionamiento

Para que los martillos de trituración logren realizar su trabajo de molienda, tienen que estar sujetos a un eje, dicho eje tiene que atravesar todos los martillos en una sola línea, conociendo que la fuerza centrífuga es la que actúa en dicho eje, de tal manera estará sometido a flexión y corte, más la fuerza de torsión no estará presente por el hecho que el eje está fijo, es decir, no gira, y los discos solo sirven de apoyo para estos mismos

ejes. Para el análisis se tiene que hallar la fuerza y el momento máximo a la que estará sometido el eje. Y se ha distribuido los cuatro ejes porta martillos en las siguientes ángulos o posiciones: 0°, 90°, 180°, 270°, en sus respectivos ejes (Y, Z).

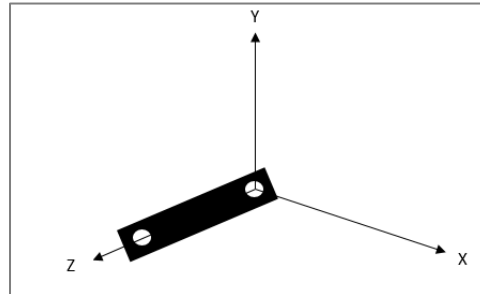


Figura 6 Asignación de ejes

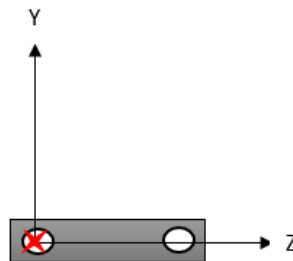


Figura 7 Posicionamiento 0°

$$Fy0^\circ = Wm$$

$$Fz0^\circ = Fcf$$

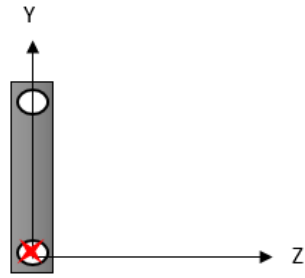


Figura 8 Posicionamiento 90°

$$Fy90^{\circ} = Fcf - Wm$$

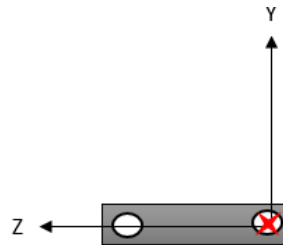


Figura 9 Posicionamiento 180°

$$Fy180^{\circ} = Wm$$

$$Fz180^{\circ} = Fcf$$

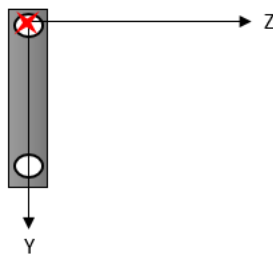


Figura 10 Posicionamiento 270°

$$Fy270^{\circ} = Wm + Fcf$$

Como se puede observar en la figura 10, las fuerzas en los ejes Y, Z. el punto crítico es cuando el martillo triturador está en el ángulo  $270^\circ$  con respecto al eje de referencia.

$$F_{y270^\circ} = (0.468 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2) + 3 \text{ 935.77N}$$

$$F_{y270^\circ} = 3 \text{ 639.97N}$$

Según el análisis de diagrama de la fuerza cortante y de momento en ese punto de  $F_{y270^\circ}$ ,  $V=3.64\text{kN}$  y el momento máximo  $M_{\max}= 68.8\text{Nm}$  y para el eje secundario de acero AISI304 establecimos un diámetro de 15.8mm. conociendo el esfuerzo principal, el esfuerzo cortante y esfuerzos combinados se hace uso del círculo de Mohr para hallar los esfuerzos principales máximo y mínimo y con el método de energía de distorsión hallamos el esfuerzo total, con el fin de poder obtener el factor de seguridad que tendrá el eje secundario, para asegurar un óptimo trabajo.

Esfuerzo por flexión  $\vartheta_{\max} = \frac{M_{\max}}{S}$

$S$ : modulo de seccion  $S = \frac{32}{\pi * d^3}$

Esfuerzo cortante  $\tau = \frac{4V}{3A} = \frac{16}{3} \frac{V}{\pi * d^2}$

$$\vartheta_{\max} = \frac{68.8\text{Nm} * 32}{\pi * (0.0158\text{m})^3} = 178\text{MP}$$

$$\tau = \frac{16}{3} \frac{* 3640N}{\pi * (0.0158m)^2} = 25MP$$

Esfuerzos principales máximo y mínimo

$$\vartheta_1 = 181.981 MPa$$

$$\vartheta_2 = 21.019 MPa$$

$$\vartheta = \sqrt{\vartheta_1^2 + \vartheta_2^2 - \vartheta_1 * \vartheta_2} \qquad \vartheta = 172MPa$$

Hallando el factor de seguridad con la ecuación

$$\eta = \frac{S_y}{\vartheta} \qquad \eta = 1.6 \approx 2$$

Este factor de seguridad nos dice que el eje secundario funcionara sin problema bajo las cargas y condiciones preestablecidas teniendo como diámetro 5/8 de pulgada.

### **Selección del rodamiento**

Con la ecuación obtendremos el rendimiento de la Capacidad de carga estática que debe cumplir el rodamiento para su elección.

$$C = F_d * \left( \frac{L_d * N_d * 60}{L_R * n_d * 60} \right)^{1/a}$$

Obtenemos el peso total de los elementos de la cámara de trituración 23.06 kg \* 9.81 m/s<sup>2</sup> = 226.22 N, en cada extremo ira una chumacera entonces se divide en dos a la carga, logrando una carga de diseño 113.11N.

$F_d$ : carga de diseño

$L_d$ : vida útil

$a$ : 3 para rodamiento de bolas

$N_d$ : 3000rpm (velocidad del molino)

$C$ : carga

$L_R * N_d * 60 = 10^6$  parametros de la compañía SKF

La vida útil tendrá un ritmo de trabajo de la unidad de rodamientos con soporte de pie con aro interior será de 24 días al mes; cual será 288 días al año siendo que nos debe durar un mínimo de 7 años, dando como resultado 2,016 días totales  $L_d = 2\ 016$  días \* 8 horas al día = 16 128 horas

$$C = 113.11 * \left( \frac{16128 * 3000 * 60}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 1\ 614.08N = 1.6kN$$

Con esta Capacidad de carga estática encontrada y con el eje calculado. Según el catálogo que hemos utilizado de referencia para hallar el cojinete que va a usar la molienda para trabajar, es el tipo de rodamiento con bolas y soporte de pie será el UCP204-12 para un eje con diámetro de 20mm y tiene un rendimiento de capacidad de carga estática de 6.7kN por debajo de la carga calculada que es de 1.6kN para nuestro sistema de molienda y tiene una velocidad límite de 6500rpm que también está por debajo de la velocidad límite de nuestro sistema de molienda que es de 3000rpm, esta elección de rodamiento garantiza que realice un trabajo sin problemas durante su vida útil.

### **Análisis mecánico**

Para identificar los elementos mecánicos sometidos a esfuerzos, en esta investigación nos centraremos en la cámara de trituración, los elementos que encontramos son:



El eje primario que porta los martillos del tipo reversible simétrico, los discos de inercia que sirven de apoyo a dicho eje primario, dicho sea, el caso en esta tesis tiene la configuración circular y el eje primario consta de tres diámetros, el diámetro mayor sirve de apoyo para los discos, el diámetro correspondiente sirve de apoyo para las chumaceras, el tercer diámetro con chaveta diseñado para el sistema de transmisión por poleas.

Los componentes mecánicos que tienen mayores esfuerzos a razón de las cargas que están sometidas son:

Los ejes primarios y secundarios, martillo reversible simétrico triturador y discos porta ejes.

#### **Eje secundario:**

El eje secundario está sometido a esfuerzos de flexión y corte, mas no está sometido a esfuerzos de torsión por lo que esta fija sin girar. Las fuerzas centrifugas son las que actúan en el eje secundario.

Las fallas que hay en este eje es por flexión, que producen pandeo y producen grietas en la zona donde las fuerza empieza a tener tracción.

La falla de corte aparece en la zona don está girando el martillo que actúa como carga puntual. Provocando rotura.

#### **Eje primario:**

Momento torsor debido a la fuerza producida por la tensión de la polea y el torque del motor, fuerza por flexión debido al peso del conjunto de disco y martillos además de las reacciones de los discos.

El eje principal o primario está sometido a cargas transversales que es igual al esfuerzo cortante vertical en un mismo punto.

El eje transmite rotación (por medio del momento torsor) al sistema de trituración, considerando que la fuerza interna (torsor) produce esfuerzos cortantes que actúa en el plano perpendicular al eje.

El agrietamiento por fallas de flexiones a causa del peso de los discos y de las reacciones de los apoyos.

El eje transmite rotación (por medio del momento torsor) al sistema de trituración, considerando que la fuerza interna (torsor) produce esfuerzos cortantes que actúa en el plano perpendicular al eje.

El agrietamiento por fallas de flexiones a causa del peso de los discos y de las reacciones de los apoyos.

### **Martillo reversible simétrico triturador:**

La fuerza centrífuga es la que actúa en este elemento mecánico cuando el sistema está en movimiento giratorio.

#### Falla por cizalladura.

Se considera una posible zona de falla por desgarramiento o cizalladura en el área donde se une el martillo con el eje secundario, considerando el sometimiento de las fuerzas

#### Falla por tracción:

Esta falla es debido a la fuerza centrífuga en el área de la sección transversal del martillo

### **Discos porta ejes:**

La fuerza de tracción estará presente en los agujeros del disco a causa de la fuerza centrífuga que generan los martillos trituradores.

Falla por tracción provocando agrietamientos en los agujeros a causa del fallo elástico del material.

### **2.3. Aspectos Éticos**

Dicha investigación realizada aporta en reducir la contaminación ambiental, puesto que vivimos en una sociedad industrializada. aplicando conocimientos y métodos científicos y teniendo en cuenta principios económicos, sociales y humanísticos.

Entre las competencias sea tenido en cuenta conceptos como la seguridad, comodidad, y la protección del impacto ambiental; sin producir daños colaterales a ellas o a terceros.

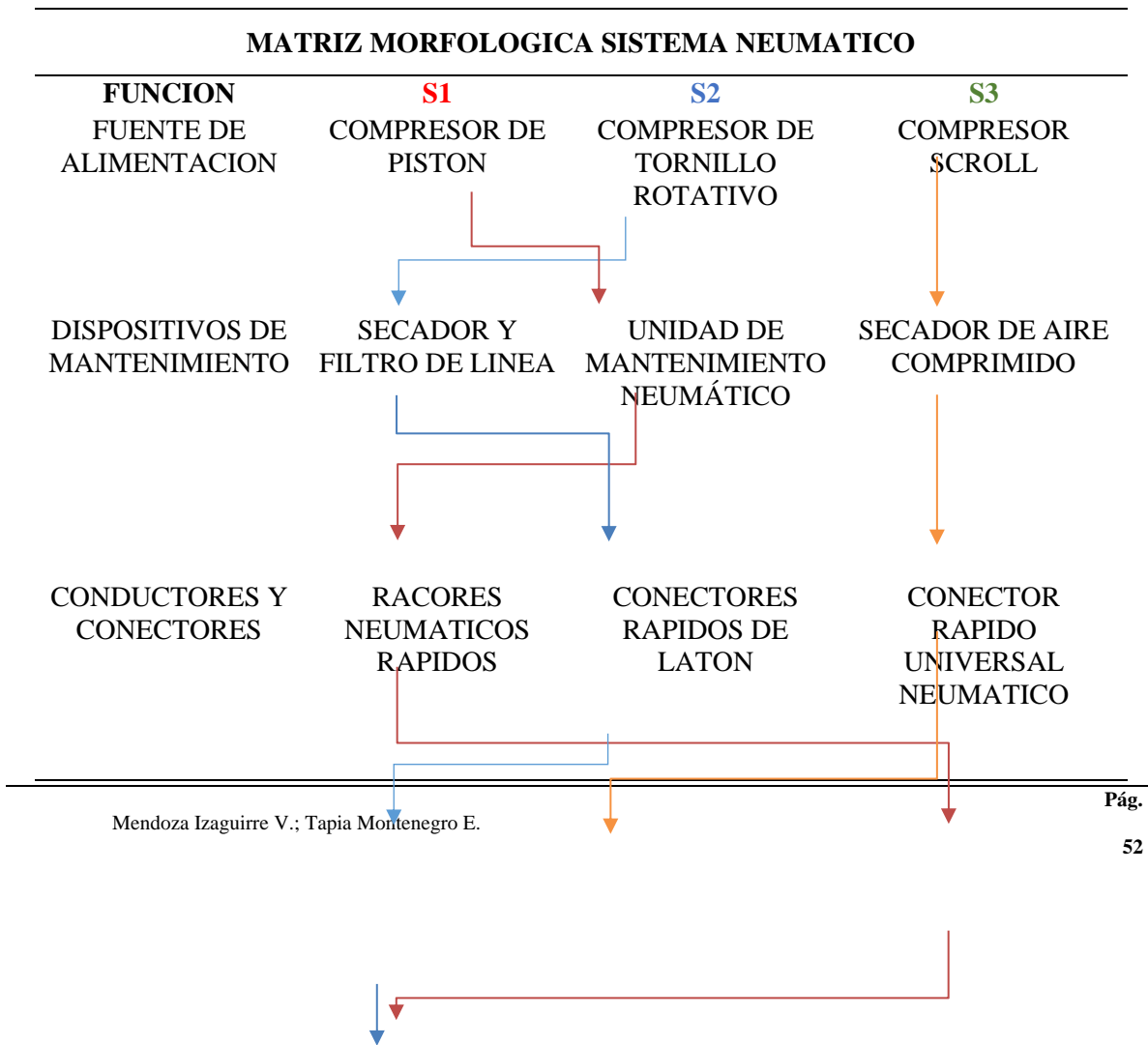
**CAPÍTULO 3. RESULTADOS**

**3.1. Parámetros específicos del sistema neumático de la máquina trituradora, proporcionará la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC.**

Ya realizada los requerimientos propuestos, caja negra y estructura funcional se procedió a realizar la matriz morfológica, tomando aleatoriamente tres posibles soluciones.

Tabla 1

Matriz morfológica del sistema neumático



ELEMENTOS DE CONTROL	VALVULA DE CONTROL DE ACCIONAMIENTO ELECTRICO	VALVULA NEUMATICA DE CONTROL CON RETORNO	VALVULA DE BOTON DE CONTROL CON ENCLAVAMIENTO
ACTUADOR	MOTOR NEUMATICO DE PALETAS	MOTOR NEUMATICO DE PISTON	

*Fuente: elaboración propia*

Ya estipulada la matriz con sus funciones y posibles soluciones para cada función, se procede a seleccionar las tres posibles soluciones del sistema.

Con estas el siguiente paso será, que cada solución pase por un criterio de evaluación, que permitirá obtener datos cuantitativos para así determinar la solución definitiva.

*Tabla 2*

*Criterio de evaluación sistema neumático*

<b>DISEÑO NEUMATICO – EVALUACION DE PROYECTOS</b>					
<b>ITEM</b>	<b>CRITERIOS TECNICOS</b>	<b>POSIBLES SOLUCIONES</b>			
		<b>S1</b>	<b>S2</b>	<b>S3</b>	<b>IDEAL</b>
1	FUENTE DE ENERGIA	4	4	4	4
2	SEGURIDAD	4	3	3	4
3	CALIDAD DE TRABAJO	4	3	3	4
4	FACILIDAD DE MANIPULACION	4	4	3	4
5	COMPLEJIDAD	4	3	3	4
6	RAPIDEZ	3	4	3	4
7	TRANSPORTABILIDAD	4	2	2	4

8	DIMENSIONAMIENTO	3	3	3	4
9	ERGONOMIA	3	3	3	4
<b>CRITERIOS ECONOMICOS</b>					
10	COSTO DE INVERSION	3	4	3	4
11	PRODUCTIVIDAD	4	2	4	4
12	CANTIDAD DE PIEZAS	4	3	3	4
13	COSTO DE OPERACION	3	4	4	4
14	COSTO DE TECNOLOGIA	4	4	4	4
<b>TOTAL</b>		<b>51</b>	<b>46</b>	<b>45</b>	<b>56</b>
<b>EVALUACION (%)</b>		<b>0.91</b>	<b>0.82</b>	<b>0.80</b>	<b>1</b>

*Fuente: elaboración propia*

En la tabla 2 se le asignó a cada criterio un valor numeral evaluando el aspecto de importancia donde 4 es muy importante. Teniendo estos datos, proseguimos con la siguiente tabla de evaluación de cada sistema para determinar el valor técnico y valor económico.

Tabla 3

*Evaluación del valor técnico del sistema neumático*

DISEÑO NEUMATICO – EVALUACION DE PROYECTOS											
VALOR TECNICO (Xi)											
PROYECTO= DISEÑO DE UN SISTEMA NEUMATICO DE MOLIENDA DE VAINAS DE ALGARROBO											
<b>P</b> = Puntaje de 0 a 4. <b>g</b> = Peso ponderado acorde a la evaluación			<b>0</b> = No satisface. <b>1</b> = Aceptable, a las justas.				<b>2</b> = Suficiente. <b>3</b> = Aceptable. <b>4</b> = Bueno, ideal.				
Criterios de determinación para diseño											
N°	Variantes de concepto	g	S1			S2		S3		SOLUCION IDEAL	
			P	P * g	P	P * g	P	P * g	P	P * g	
1	Ergonomía	4	4	16	2	8	3	12	4	16	
2	Uso	4	4	16	3	12	4	16	4	16	

3	Transporte	4	4	16	2	8	4	16	4	16
4	Fabricación	4	4	16	3	12	4	16	4	16
5	Peso	4	4	16	4	16	4	16	4	16
6	Ensamblaje	4	4	16	3	12	4	16	4	16
7	Costo	4	3	12	3	12	3	12	4	16
8	Mantenimiento	4	4	16	3	12	3	12	4	16
9	Control de calidad	4	4	16	2	8	2	8	4	16
Puntaje máximo $\Sigma p$ o $\Sigma g$ . p		36	35	140	25	100	31	124	36	144
Valor Técnico (Xi)				0.97		0.69		0.86		

Fuente: Elaboración propia

En esta tabla 3 se detallan los puntajes del valor técnico para ser comparados con los puntajes del valor económico.

Tabla 4

Evaluación del valor económico del sistema neumático

<b>DISEÑO NEUMATICO – EVALUACION DE PROYECTOS</b>											
<b>VALOR ECONOMICO (Yi)</b>											
<b>PROYECTO= DISEÑO DE UN SISTEMA NEUMATICO DE MOLIENDA DE VAINAS DE ALGARROBO</b>											
<b>P</b> = Puntaje de 0 a 4.		<b>0</b> = No satisface.					<b>2</b> = Suficiente.				
<b>g</b> = Peso ponderado acorde a la evaluación		<b>1</b> = Aceptable, a las justas.					<b>3</b> = Aceptable.				
							<b>4</b> = Bueno, ideal.				
		<b>Criterios de determinación para diseño</b>									
Variantes de concepto		<b>S1</b>			<b>S2</b>			<b>S3</b>		<b>SOLUCION IDEAL</b>	
<b>Nº</b>	<b>Criterio de especificaciones</b>	<b>g</b>	<b>P</b>	<b>P * g</b>	<b>P</b>	<b>P * g</b>	<b>P</b>	<b>P * g</b>	<b>P</b>	<b>P * g</b>	
1	Costos del material	4	3	12	2	8	2	8	4	16	
2	Costo de fabricación	4	4	16	2	8	4	16	4	16	

3	Costos del mantenimiento	4	4	16	3	12	3	12	4	16
4	Costos de la mano de obra	4	3	12	2	8	3	12	4	16
Puntaje máximo $\Sigma p$ o $\Sigma g. p$		16	14	56	9	36	12	48	16	64
Valor Económico (Yi)				0.88		0.56		0.75		

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 4, hallamos el puntaje de cada solución de acuerdo con el valor económico. Prosiguiendo a realizar una gráfica de dispersión con los puntajes de cada solución del valor técnico tanto con el económico.

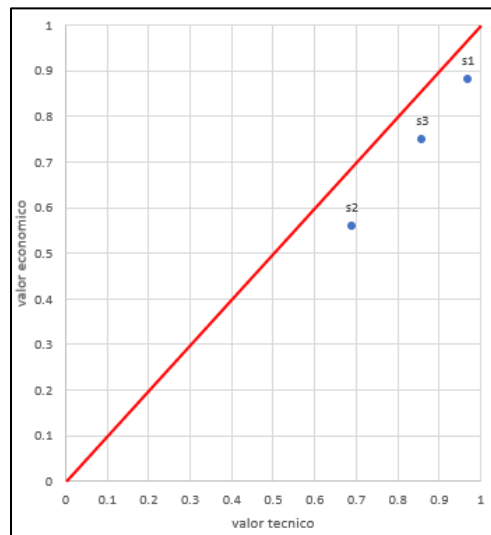


Figura 11 Valor Técnico vs valor Económico del sistema neumático

La siguiente figura nos arrojó tres puntos coordenados donde se procedió a analizar la mejor solución optando como la solución 1 (s1) como la más óptima debido a que es la mejor se acerca a la pendiente de color rojo.



Tabla 5

Parámetros sistema neumático

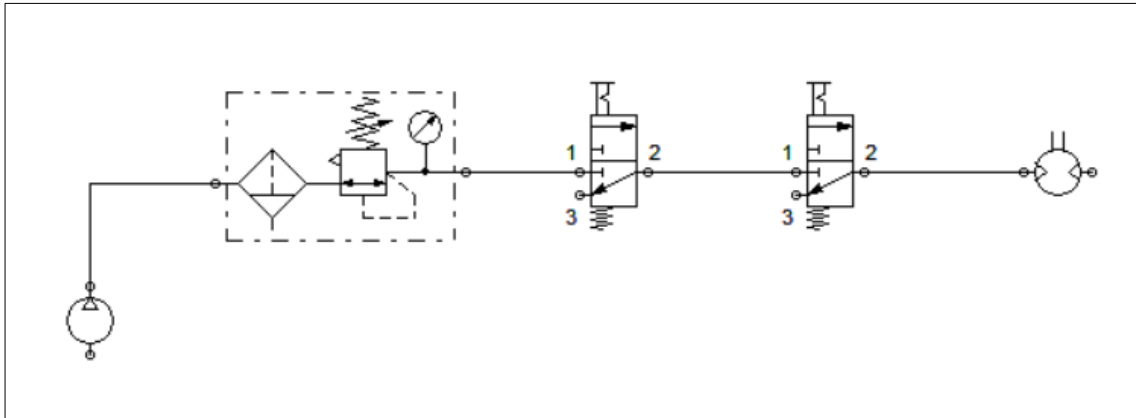
<b>Parámetro</b>	<b>Medición</b>
Fuente de alimentación	Compresor de pistón
Dispositivo de mantenimiento	Unidad de mantenimiento G1/2” 25uM 0-10 BAR
Conductores	½” PU color azul
Válvula de encendido	Selector giratorio 2 posiciones 3 vías
Válvula de emergencia	Válvula 3/2 de accionamiento mecánico tipo hongo con enclavamiento
Actuador	Motor neumático de paletas

*Fuente: Elaboración propia*

En la tabla 5, tenemos los parámetros de los componentes del sistema neumático que se acoplará con el sistema neumático.

### **Diagrama del sistema neumático**

Luego de realizar el análisis morfológico se muestra el diagrama neumático de la solución escogida.



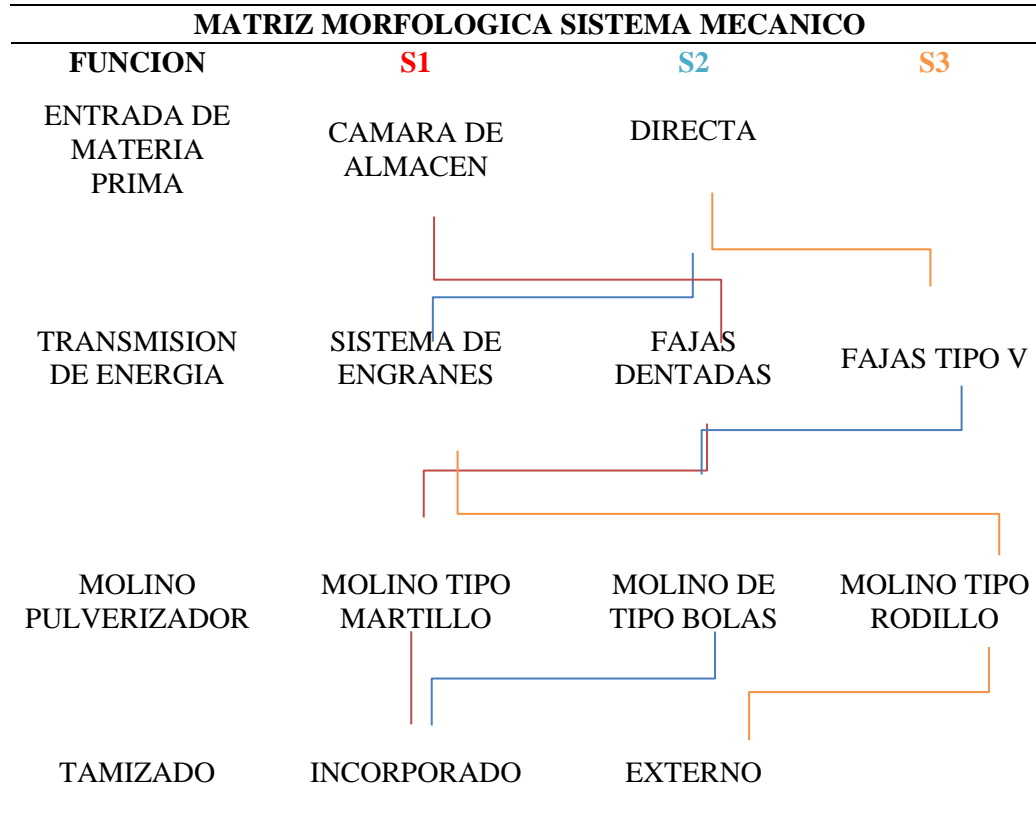
*Figura 12 Diagrama des sistema neumático*

### **3.2. Parámetros específicos del sistema mecánico de la máquina trituradora, permitirá la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC**

Ya realizada los requerimientos propuestos, caja negra y estructura funcional se procedió a realizar la matriz morfológica, tomando aleatoriamente tres posibles soluciones.

Tabla 6

Matriz morfológica sistema mecánico



Fuente: Elaboración propia

En la tabla mostrada, se estipulan aleatoriamente las tres soluciones de las funciones en conjunto, esto permite continuar con evaluar los diferentes criterios plasmados anteriormente.

Tabla 7

Criterios de evaluación sistema mecánico

### DISEÑO MECANICO – EVALUACION DE PROYECTOS

ITEM	CRITERIOS TECNICOS	POSIBLES SOLUCIONES			
		S1	S2	S3	IDEAL
2	INGRESO DE LA MATERIA	4	4	3	4
3	MOLIENDA	3	4	3	4
4	TAMIZADO	4	4	3	4
5	SALIDA DEL PRODUCTO	4	4	4	4
6	SEGURIDAD	4	4	2	4
7	CALIDAD DE TRABAJO	3	3	3	4
8	FACILIDAD DE MANIPILACION	2	4	2	4
9	COMPLEJIDAD	4	4	4	4
10	RAPIDEZ	3	4	2	4
11	TRANSPORTABILIDAD	3	4	2	4
12	DIMENSIONAMIENTO	3	4	2	4
13	ERGONOMIA	4	4	2	4
14	LISTA DE EXIGENCIAS	3	4	2	4
<b>CRITERIOS ECONOMICOS</b>					
18	COSTO DE INVERSION	4	4	4	4
19	PRODUCTIVIDAD	3	4	3	4
20	CANTIDAD DE PIEZAS	3	3	3	4
21	COSTO DE OPERACION	3	3	3	4
22	COSTO DE TECNOLOGIA	3	3	4	4
<b>TOTAL</b>		<b>60</b>	<b>68</b>	<b>51</b>	<b>72</b>
<b>EVALUACION (%)</b>		<b>0.83</b>	<b>0.94</b>	<b>0.71</b>	<b>1</b>

Fuente: Elaboración propia

En esta tabla son transformados los criterios que son valores abstractos en valores numéricos, por medio de una calificación. Para poder tener un análisis más cercano a la realidad. Esto conlleva a obtener el valor económico y técnico de cada solución por medio de la siguiente tabla.

Tabla 8

Tabla de evaluación sistema mecánico

<b>DISEÑO MECANICO – EVALUACION DE PROYECTOS</b>		
VALOR TECNICO (Xi)		
PROYECTO= DISEÑO DE UN SISTEMA NEUMATICO DE MOLIENDA DE VAINAS DE ALGARROBO		
<b>P</b> = Puntaje de 0 a 4.	<b>0</b> = No satisface.	<b>2</b> = Suficiente.
	<b>1</b> = Aceptable, a las justas.	<b>3</b> = Aceptable.

**g** = Peso ponderado acorde a la evaluación

**4** = Bueno, ideal.

N°	Variantes de concepto	Criterios de determinación para diseño								SOLUCION IDEAL	
		S1		S2		S3		P	P * g	P	P * g
	Criterio de especificaciones	g	P	P * g	P	P * g	P	P * g	P	P * g	
1	Ergonomía	4	3	12	4	16	3	12	4	16	
2	Uso	4	3	12	3	12	3	12	4	16	
3	Transporte	4	3	12	4	16	2	8	4	16	
4	Fabricación	4	3	12	4	16	3	12	4	16	
5	Peso	4	3	12	4	16	2	8	4	16	
6	Ensamblaje	4	3	12	4	16	3	12	4	16	
7	Costo	4	3	12	3	12	3	12			
Puntaje máximo $\Sigma p$ o $\Sigma g. p$		<b>16</b>	<b>21</b>	<b>84</b>	<b>26</b>	<b>104</b>	<b>19</b>	<b>76</b>	<b>28</b>	<b>112</b>	
Valor Técnico (Xi)				<b>0.75</b>		<b>0.93</b>		<b>0.68</b>			

Fuente: Elaboración propia

El resultado de esta tabla nos permite adquirir datos del valor técnico de cada solución, que servirán más adelante para un análisis gráfico, quedando pendiente los datos del valor económico.

Tabla 9

Valor económico

<b>DISEÑO MECANICO – EVALUACION DE PROYECTOS</b>		
VALOR ECONOMICO (Yi)		
<b>PROYECTO= DISEÑO DE UN SISTEMA NEUMATICO DE MOLIENDA DE VAINAS DE ALGARROBO</b>		
<b>P</b> = Puntaje de 0 a 4.	<b>0</b> = No satisface.	<b>2</b> = Suficiente.
	<b>1</b> = Aceptable, a las justas.	<b>3</b> = Aceptable.

g = Peso ponderado acorde a la evaluación

4 = Bueno, ideal.

N°	Variantes de concepto Criterio de especificaciones	Criterios de determinación para diseño						SOLUCION IDEAL		
		S1			S2		S3		P	P * cf g
		g	P	P * g	P	P * g	P	P * g		
1	Costo de material	4	2	8	4	16	2	8	4	16
2	Costo de fabricación	4	3	12	3	12	2	8	4	16
3	Costo de mantenimiento	4	2	8	4	16	2	8	4	16
4	Costo de mano de obra	4	3	12	4	16	3	12	4	16
Puntaje máximo $\Sigma p$ o $\Sigma g. p$		16	10	40	15	60	9	36	16	64
Valor Económico (Yi)		0.63			0.94		0.56			

Fuente: Elaboración propia

Teniendo los resultados del valor económico de la tabla ya realizada, se procede a juntar dichos valores, tanto del valor económico y valor técnico para un análisis gráfico.

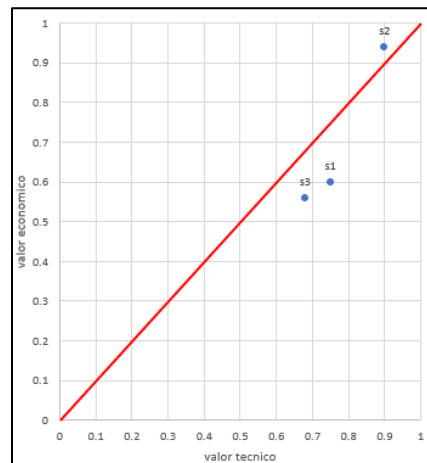


Figura 12 Resultado de evaluación técnico – económico del sistema mecánico

En esta figura se detalla el análisis de dispersión del valor técnico y económico del sistema mecánico; cómo se puede observar en la figura, se obtuvieron tres coordenadas que son las tres soluciones planteadas en nuestro análisis morfológico. Se escoge como solución ideal a la solución 2 (S2), ya que se acerca más a los requerimientos del cliente y diseñador.

Parámetros específicos del sistema para la molienda de vainas de algarrobo

Del experimento con la energía potencial gravitatoria con un cuerpo, se pudo calcular la energía potencial de ruptura, conllevando está a hallar la fuerza de ruptura, en la cual nos permitirá hallar la velocidad en vacío y velocidad con carga, la velocidad no permite encontrar el radio de giro y la velocidad angular con carga y en vacío. Derivando estas hallamos la aceleración.

Tomando en cuenta nuestros parámetros definidos por el usuario y además con la ecuación de Rittinger, se logra hallar la potencia de motor que es modificada por el coeficiente de corrección. Dicha potencia es multiplicada por el factor por el coeficiente de corrección para este tipo de trabajo, obteniendo así la potencia de diseño. Teniendo ya definida las revoluciones que deseamos obtendremos la relación de transmisión y los diámetros de ambas poleas; que a su vez nos ayudara a obtener la distancia entre ceros y longitud primitiva. Sabiendo ya el tipo de correa, se determina el arco de contacto y numero de correas.

Tabla 10

Valores para diseño del molino

Parámetros específicos	Medidas
Energía potencial de ruptura ( $E_{pr}$ )	3.63J
Fuerza de ruptura ( $F_r$ )	4.91N
Velocidad en vacío ( $V_v$ )	136.43 m/s
Velocidad con carga ( $V_c$ )	133.73 m/s
Radio de giro ( $r_{giro}$ )	0.43m
Velocidad angular en vacío ( $\omega_v$ )	317.28 rad/s
Velocidad angular con carga ( $\omega_c$ )	311 rad/s
Aceleración ( $\alpha$ )	1256.56 rad/s <sup>2</sup>
Potencia de motor ( $P_{motor}$ )	3 HP
Potencia de diseño ( $P_d$ )	4 HP
Relación de transmisión ( $i$ )	0.5
Diámetro de la patea conducida ( $d_1$ )	100 mm
Diámetro de la patea motriz ( $d_2$ )	200 mm
Distancia entre centros (C)	60 cm
Longitud primitiva ( $L_p$ )	1675.7 mm
Arco de contacto ( $\alpha$ )	170°
Velocidad del motor	1500 rpm
Velocidad de la maquina	3000 rpm
Numero de correas	N=1

Fuente: elaboración propia

Los valores que representa la tabla son los parámetros que se va a utilizar para diseñar el molino de martillo.

### 3.3. Cálculos de dimensionamiento que permitan la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC. Diseño del martillo.



Con el acero inoxidable AISI316 definimos el peso y medida del martillo triturador con la característica de la fuerza necesaria para la ruptura del algarrobo, que está dentro de la cámara de trituración.

Tabla 11

Valores para diseño del martillo

Parámetro	Medida
Longitud del martillo ( $L_m$ )	100mm
Espesor del martillo ( $e_m$ )	9.5 mm $\approx$ 3/8”
Masa del martillo ( $m_m$ )	0.469gk
Ancho del martillo ( $A_m$ )	62 mm

Fuente: elaboración propia

Con la masa del martillo obtenida hallaremos el ancho del martillo, considerando el valor escogido para el espesor de 3/8 de pulgada y el peso específico del acero AISI316 es de  $7980 \text{ kg/m}^3$ .

### Diseño disco porta martillos

Con el acero inoxidable AISI316 definimos las medidas del disco porta martillos, con la característica de soportar grandes tracciones de la fuerza centrífuga.

Tabla 12

Valores para disco porta martillos

Parámetro	Medición
Distancia tangencial del disco hacia el agujero del mismo disco $d_t$	25 mm

---

Longitud tangencial del agujero del martillo al extremo más cercano del mismo martillo $L_{tm}$	15 mm
Fuerza centrífuga del agujero $f_{ca}$	3635.37 N
Espesor del disco $e_d$	4.21 mm
Diámetro del disco $d_d$	240 mm
Numero de agujeros y diámetro	4 con diámetro de 5/8 de pulgada

---

*Fuente: elaboración propia*

Los valores de la tabla representan la capacidad necesaria para vencer la fuerza de impacto.

### **Eje secundario**

Según el diámetro preestablecido de 5/8 de pulgada se analizó las cargas presentes en el eje secundario y con las ecuaciones de esfuerzos se logró hallar el factor de seguridad e indicando que es mayor a la unidad y no mayor de cuatro siendo factible para su funcionamiento y no sufra fallas mecánicas.

### **Diseño del eje principal**

Este eje tiene tres diámetros que está sometido a esfuerzos cortantes, flexionantes y torsores. Se realizó el análisis de cargas y se procedió a dimensionar el diámetro donde va montado el disco y las chumaceras.

*Tabla 13*

*Tabla de chumaceras y poleas*

---

<b>Parámetro</b>	<b>Medición</b>
------------------	-----------------

---

---

Diámetro eje porta discos	$D = 40 \text{ mm}$ comercial de $1 \frac{1}{2} \text{ ''}$
Diámetro para las chumaceras	$d = 19 \text{ mm}$ comercial $\frac{3}{4} \text{ ''}$
Diámetro para la polea	$d = 15.8 \text{ mm} \approx \frac{5}{8} \text{ ''}$

---

*Fuente: elaboración propia*

En el cuadro representa los diámetros teóricos en función a las ecuaciones en relación con las medidas comerciales.

Los elementos mecánicos que contiene la cámara de trituración, se han definido de acuerdo con su peso para asignar rodamientos adecuados al molino.

*Tabla 14*

*Tabla de masas de componentes*

COMPONENTES	MASA KG	CANTIDAD	PESO TOTAL
Martillos	0.45	24	10.8
Discos	1.37	4	5.48
Eje sec.	0.34	4	1.36
Eje principal.	5.42	1	5.42
<b>TOTAL</b>			<b>23.06</b>

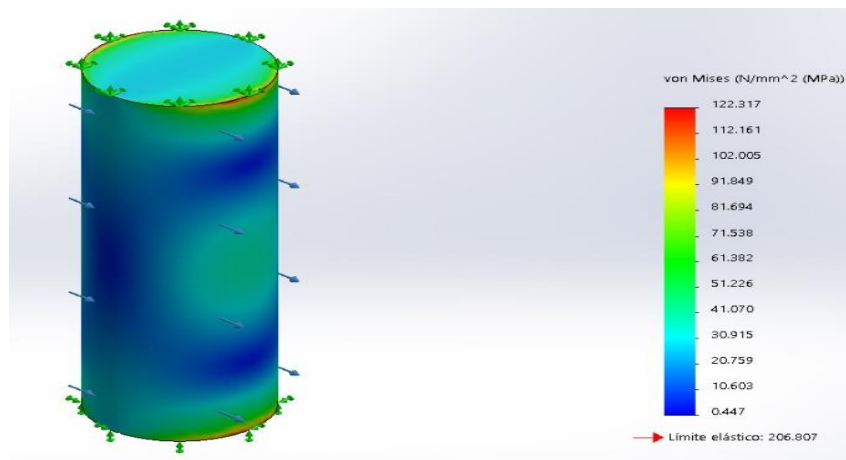
*Fuente: elaboración propia*

Representa al peso independiente de cada elemento considerando a la gravedad como  $9.81 \text{ m/s}^2$ .

## **Análisis mecánico de los elementos que están en la cámara de trituración de la máquina**

Se procede a comprobar el análisis de tensiones, desplazamientos y el factor de seguridad mediante el método de elementos finitos por software SolidWorks, de los elementos mecánicos de la cámara de trituración de cada elemento mencionado.

### **Eje secundario:**



*Figura 13 Análisis de tensiones de von mises del eje porta martillos*

De la imagen observamos la simulación del eje porta martillos que se someterá a una tensión máxima de 122.317 Mpa. Cuyo valor es inferior al límite elástico de 206.807 MPa del material utilizado AISI 304. Con esos valores se puede confirmar que el eje no tendrá deformaciones.

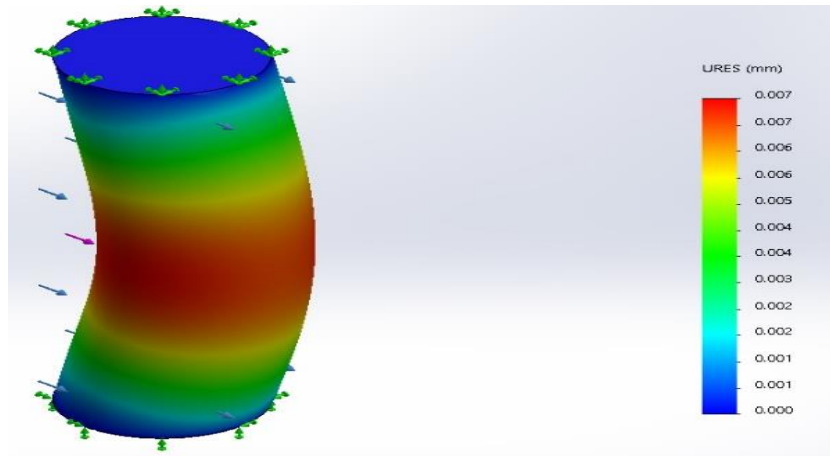


Figura 14 Análisis de desplazamiento del eje porta martillos

En la imagen podemos apreciar que el desplazamiento máximo que tendrá el eje será de 0.007 mm, siendo un valor desestimado para este proceso.

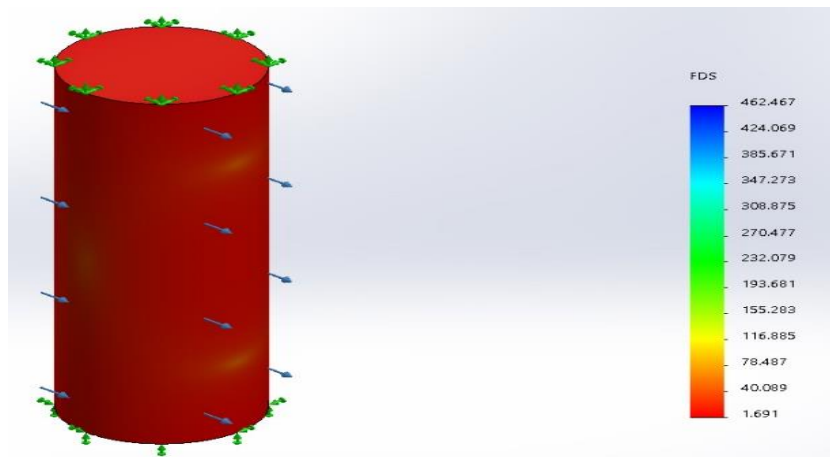
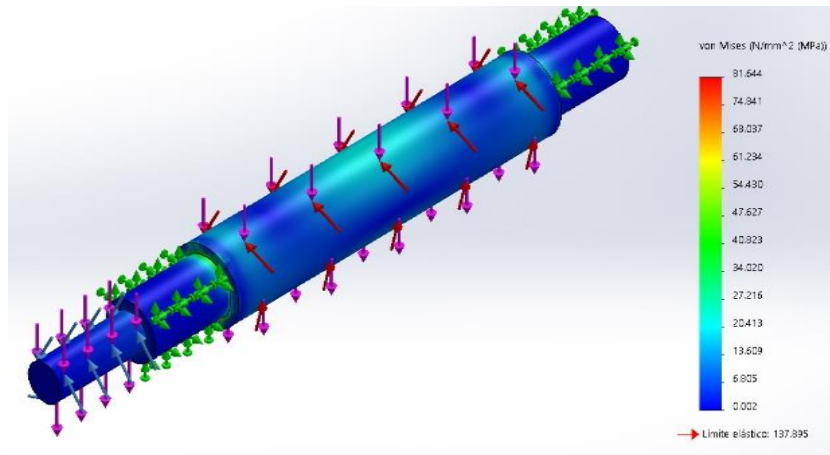


Figura 15 Factor de seguridad del eje secundario

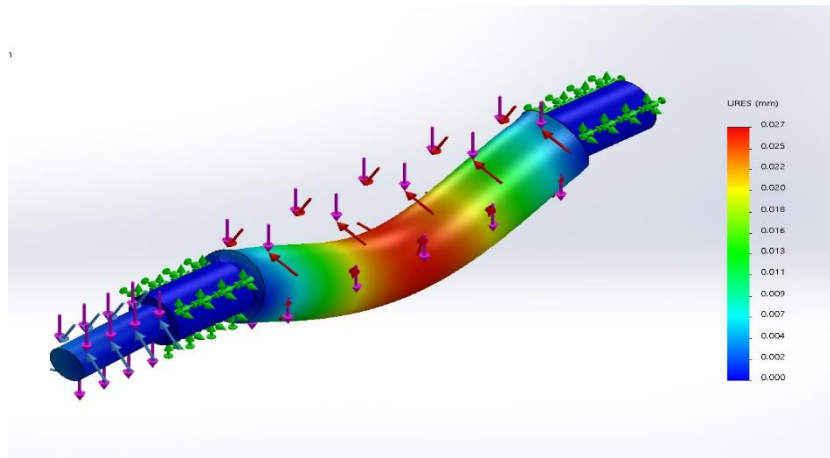
En la imagen mostrada la simulación nos proporciona el resultado del factor de seguridad 1.7, siendo aceptables para materializar el diseño.

### Eje principal o primario:



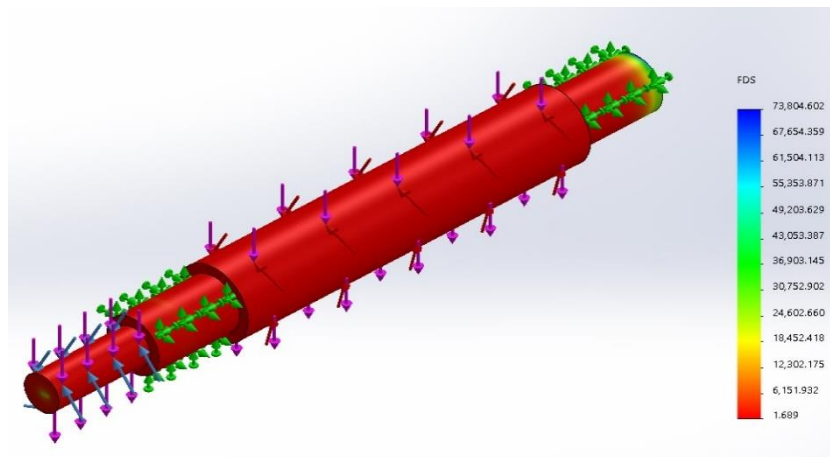
*Figura 16 Análisis de tensiones de von mises del eje principal o primario*

De la imagen observamos la simulación del eje principal o primario que se someterá a una tensión máxima de 81.644 MPa. Cuyo valor es inferior al límite elástico de 137.895 MPa del material utilizado AISI 316. Con esos valores se puede confirmar que el eje principal no tendrá deformaciones.



*Figura 17 Análisis de desplazamiento del eje principal o primario*

De la imagen podemos apreciar que el desplazamiento máximo que tendrá el eje principal será de 0.027 mm siendo un valor desestimado para proceso.



*Figura 18 Factor de seguridad del eje principal o primario*

En la imagen mostrada la simulación nos proporciona el resultado del factor de seguridad 1.7 para el eje principal, siendo aceptables para materializar el diseño.

### Martillo reversible simétrico triturador:

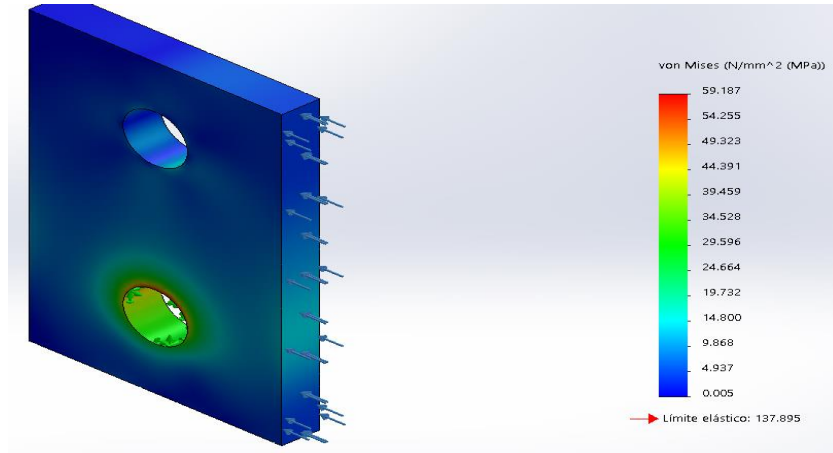


Figura 19 Análisis de tensiones de von mises del martillo reversible simétrico triturador

De la imagen observamos la simulación del eje porta martillos que se someterá a una tensión máxima de 59.187 Mpa. Cuyo valor es inferior al límite elástico de 137.895MPa del material utilizado AISI316. Con esos valores se puede confirmar que el martillo no tendrá deformaciones.



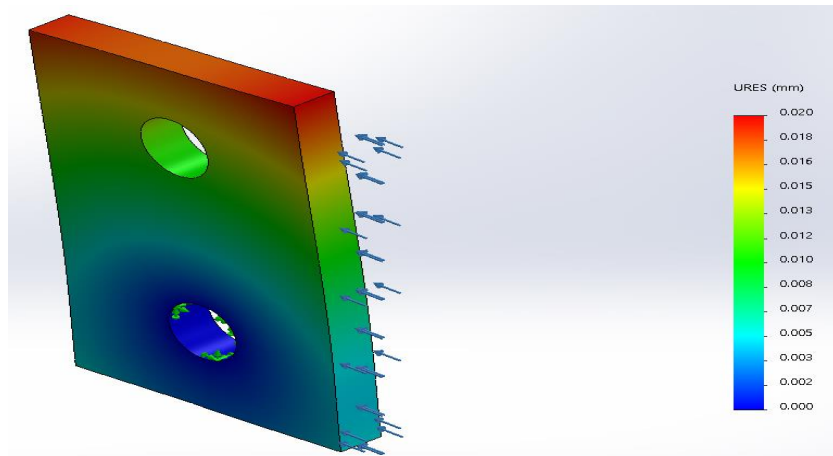


Figura 20 Análisis de desplazamiento del martillo reversible simétrico triturador

De la imagen podemos apreciar que el desplazamiento máximo que tendrán los martillos será de 0.020 mm siendo un valor desestimado para proceso.

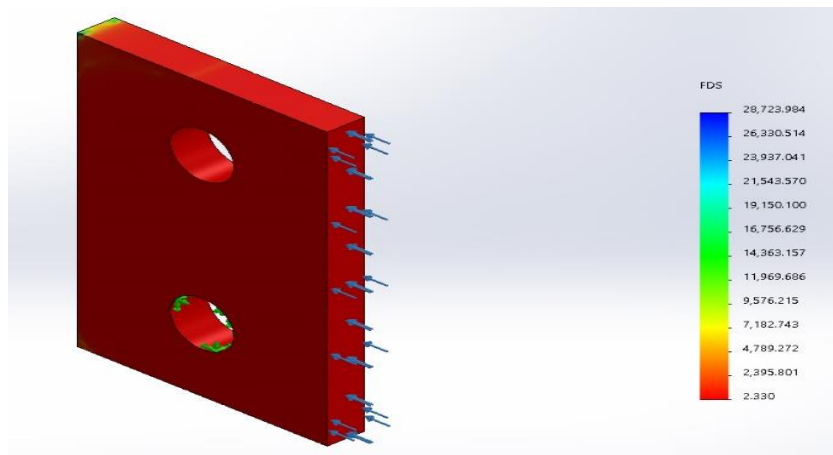
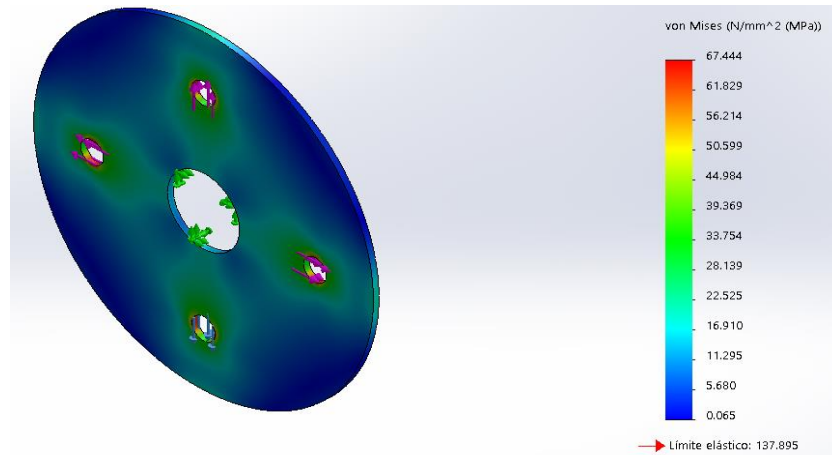


Figura 21 Factor de seguridad del martillo reversible simétrico triturador

En la imagen mostrada la simulación nos proporciona el resultado del factor de seguridad 2.3 para los martillos, siendo aceptables para materializar el diseño.

### Discos porta ejes:



*Figura 21 Análisis de tensiones de von mises de los discos porta ejes*

De la imagen observamos la simulación del eje porta martillos que se someterá a una tensión máxima de 67.444 Mpa. Cuyo valor es inferior al límite elástico de 137.895MPa del material utilizado AISI316. Con esos valores se puede confirmar que los discos no tendrán deformaciones.

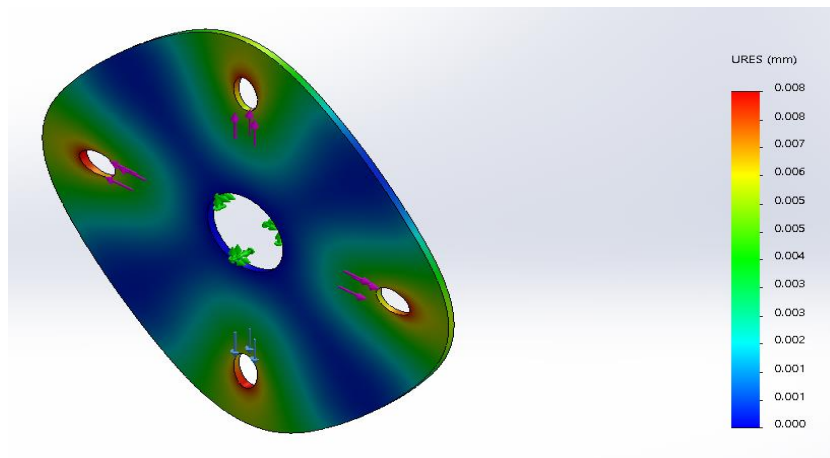


Figura 22 Análisis de desplazamiento de los discos porta ejes

De la imagen podemos apreciar que el desplazamiento máximo que tendrán los discos será de 0.008 mm siendo un valor desestimado para proceso.

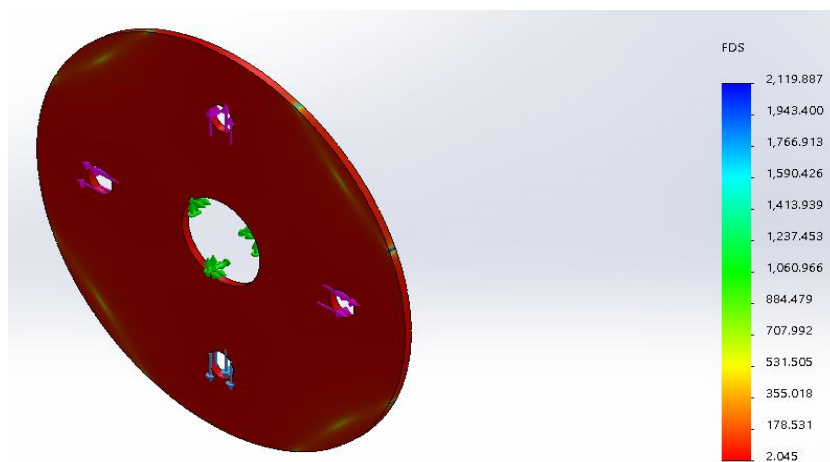


Figura 23 Factor de seguridad de los discos porta ejes

En la imagen mostrada la simulación nos proporciona el resultado del factor de seguridad 2.0 para los discos, siendo aceptables para materializar el diseño.

## CAPÍTULO 4. DISCUSIONES Y CONCLUSIONES

### 4.1. Discusiones

Los parámetros específicos del sistema neumático se desarrollan con el análisis morfológico funcional para proponer tres opciones de posibles soluciones, tomando en cuenta que se debe escoger a una solución por medio de conceptos de evaluación cuantificables. Dicho proceso también es desarrollado por Chávez Vela & Ramos Vásquez (2018), que escoge criterios de evaluación que usaron otros autores. Logrando seleccionar los elementos neumáticos para realizar su parametrización de modo óptimo.

Considerando la información que nos arroja el análisis morfológico de funciones del sistema mecánico para la molienda de vainas de algarrobo, se determinó la selección de los elementos mecánicos y el material AISI304 para el eje primario y para los demás componentes se utilizó el AISI316 motivo por el cual el límite elástico de este material para el eje es mayor. Esto conlleva a una toma de decisión óptima en la selección de los elementos mecánicos que serán dimensionados según los parámetros mecánicos generales del sistema de molienda. Con respecto al cálculo de los parámetros mecánicos del sistema también lo desarrolla Ibarra Soriano (2018), en el que realiza el análisis morfológico de funciones para escoger una solución para posteriormente desarrollar las ecuaciones para su modelado.

### 4.2. Conclusiones

El proyecto planteó un diseño de un sistema de molienda neumático para el sector de producción de harina de algarrobo dando solución a las sobrecargas y esfuerzos del

motor, considerando que el motor neumático no sufre daños de exceso de carga, esfuerzos y recalentamientos.

Partiendo como el primer objetivo de establecer los parámetros específicos del sistema neumático para la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC. Siguiendo los pasos del análisis morfológico funcional. Facilitaron obtener los parámetros específicos del sistema de manera. De modo que el proceso de selección de los elementos neumáticos sea cuantificado y parametrizado determinando una solución a manera de que el flujo de aire comprimido sea el necesario para poder operar al motor neumático.

Con respecto al segundo objetivo, establecer los parámetros mecánicos del sistema neumático para la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC, se aplicó las ecuaciones facilitando conocer las variables o parámetros generales que van a intervenir para el sistema de molienda. La aplicación de las ecuaciones que refieren es para conocer bajo qué condiciones de esfuerzos o cargas van a trabajar las piezas mecánicas para evitar desgastes prematuros y preservar la durabilidad del sistema de molienda.

Finalmente, con el tercer objetivo, la determinación de los cálculos de dimensionamiento, que permitan la molienda de vainas de algarrobo, en la empresa Agroindustria Orgánica SAC. Las ecuaciones Facilitan determinar las medidas de los elementos mecánicos en función de los parámetros generales del sistema de molienda. Interviniendo la aplicación del software de simulación para conocer el comportamiento

mecánico, actuando de modo preventivo focalizado en la zona que lleva las cargas, de esta manera conocemos la resistencia de los elementos mecánicos reduciendo los errores.

Este sistema de molienda diferente a los convencionales genera beneficios tales como tiempo de vida de algunas piezas, plan de mantenimiento más prolongado y óptimo, disminución del ruido y mejora del medio ambiente.

## **Bibliografía**

- Alva, J., Burneo, A., Fernández, C., Guerra, D. & Portuguez, A. (2018). Diseño del proceso productivo de chocolates con sabor a algarroba en la localidad de Locuto, Tambogrande, Piura. Universidad de Piura, Piura. Perú.
- Alzate Tamayo, L. M., & Arteaga González, D. M. (2008). Propiedades farmacológicas del Algarrobo. *Revista Lasallista de Investigación*, 100-111.
- Atarama Valdiviezo, L. A. (2018). Sistematización de diseño de molinos de martillos fijos para grano. (*Tesis para optar el grado profesional*). UNIVERSIDAD DE PIURA, Piura.
- Avellaneda Rodriguez, E. E., & Cubas Quispe, D. (2018). “FORMULACIÓN DE PANETÓN CON SUSTITUCIÓN PARCIAL DE HARINA DE TRIGO (*Triticum aestivum*) POR HARINA DE ALGARROBA (*Prosopis alba*)”. (*Tesis para obtener el grado de título profesional*). UNIVERSIDAD NACIONAL “PEDRO RUIZ GALLO”, Lambayeque.
- Cajas Arguero, D. B. (2011). Diseño de un triturador pulverizador de estopa de coco para la producción de sustrato granulado. (*Tesis para optar el título profesional*). ESCUELA POLITECNICA NACIONAL, Quito.
- Chacater Llugcha, A. D. (2015). APLICACIÓN DE LA ALGARROBA (*PROSOPIS PALLIDA*) COMO SUSTITUYENTE EN PREPARACIONES DE CHOCOLATERIA PERIODO 2012. (*Tesis para obtener Licenciatura*). ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO, Riobamba.
- Chavez Guevara, A. V. (2018). Acoplamiento de un sistema neumático con regeneracion a una bicicleta de ciudad. (*Tesis de maestria*). Escuela Politécnica Nacional, Quito.

- Chávez Vela, F. H., & Ramos Vásquez, G. (2018). DISEÑO DE UN MOLINO DE MARTILLOS PARA CEREALES Y FORRAJE DE 500 kg/h EN EL ANEXO DE BATANGRANDE, LAMBAYEQUE. (*Tesis para optar el título de ingeniero*). Universidad Señor de Sipan, Pimentel.
- Chávez Vela, F. H., & Ramos Vásquez, G. (2018). *diseñó un molino de martillos para cereales y forraje de 500 kh/h en el anexo de Batangrande, Lambayeque*. Universidad Señor de Sipan, Chiclayo, Peru. Obtenido de <https://repositorio.uss.edu.pe/handle/20.500.12802/4949>
- Chucuya Quispe, P. A. (2018). *Diseño de un sistema de molienda de maíz para la empresa el gran pollon Tacna*. Universidad Nacional Jorge Basadre Grohmann, Tacna, Peru. Obtenido de <http://repositorio.unjbg.edu.pe/handle/UNJBG/3207>
- Cuadrado Moncayo, I. R., & Rueda Castillo, J. L. (2009). Diseño y construcción de un molino de martillos. (*Tesis de grado* ). Universidad San Francisco de Quito, Quito.
- Farina, S. (2009). *Instalaciones Electricas*. Mexico Df: 3era edición.
- Fernandez Montenegro, L. E. (2022). *Análisis de falla por fatiga para determinar la vida útil del eje principal de un molino de martillo triturador*. Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, Chiclayo, Peru. Obtenido de <http://hdl.handle.net/20.500.12423/4766>
- Freire Alberto, L. A., & Lalbay Fuentes, M. A. (2022). *Implementación de un molino de martillos para el proceso de harina de trigo*. Universidad Técnica de Cotopaxi, La Maná, Ecuador. Obtenido de <http://repositorio.utc.edu.ec/handle/27000/8473>



Grados, N., Ruiz, W., Cruz, G., Diaz, C., & Piucon, J. (2000). PRODUCTOS

INDUSTRIALIZABLES DE LA ALGARROBA PERUANA (PROSOPIS PALLIDA):

ALGARROBINA Y HARINA DE ALGARROBA. *MULTEQUINA*, 119-132.

Gutiérrez Vilela, M. F. (2018). *Repotenciación y automatización del molino de martillo en el*

*laboratorio de procesos industriales de la Facultad de Ciencias*. Escuela Superior

Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador. Obtenido de

<http://dspace.espech.edu.ec/handle/123456789/10523>

Guzman Hoyos, a. L., Londoño Loaiza, J. G., & Torres Gonzales, M. (2019). *Diseño y*

*construcción de un prototipo de máquina para la obtención de harina de hueso de*

*ganado bovino*. Corporación Universitaria Autónoma de Nariño, San Juan del Pasto,

Colombia. Obtenido de <http://hdl.handle.net/20.500.12276/35>

Ibar Federico, A. (2019). Mejoras de eficiencia energética (EE) en losmotores monofásicos

sincrónicosde 220 (VAC) / 50 (Hz), tipo PMSM. *Revista UIS Ingenierías*, 63.

Ibarra Soriano, J. D. (2018). Diseño de un molino de ají paprika en industrias fraclen SRL. (*Tesis*

*para optar el grado profesional*). UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CENTRO DEL

PERÚ, Huancayo.

Majumdar, S. R. (1998). *Sistemas neumáticos: principios y mantenimiento*. Mexico: McGraw-

Hill.

NICOLÁS, A. S. (2010). *NEUMATICA PRACTICA*. MADRID: PARANINFO.

Noriega, M. T. (2017). Productus libres de gluten: Un reto para la industria de los alimentos.

*Ingenieria Industrial*, 185.

Parada, A., & Araya, M. (2010). El gluten: Su historia y efectos en la enfermedad celíaca.

*Revista médica de Chile*, 1319-1325.

Sneider Alejandro, G. P. (2019). *Optimización del martillo de un molino para reducir el consumo de potencia en la molienda de bagazo de caña panelera*. Universidad nacional de Colombia, Medellín, Colombia. Obtenido de <https://repositorio.unal.edu.co/handle/unal/76929>