



**FACULTAD DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y  
URBANISMO  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA Y  
ELÉCTRICA  
TESIS  
Diseño de Cosechadora Basada en la Técnica por  
Vibración para Optimizar la Recolección del  
Cerezo de Café  
PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO  
MECÁNICO ELECTRICISTA**

**Autor (es)**

**Bach. Castillo Espinoza Basilio Auqui**

**ORCID <https://orcid.org/0000-0003-0060-3314>**

**Bach. Lopez Pintado Jose Wagner**

**ORCID <https://orcid.org/0000-0003-1959-8447>**

**Asesor**

**Mtro. Ing. Vives Garnique Juan Carlos**

**ORCID <https://orcid.org/0000-0003-0988-9881>**

**Línea de Investigación**

**Infraestructura, Tecnología Y Medio Ambiente**

**Pimentel – Perú**

**2023**

**DISEÑO DE COSECHADORA BASADA EN LA TÉCNICA POR VIBRACIÓN  
PARA OPTIMIZAR LA RECOLECCIÓN DEL CEREZO DE CAFÉ**

**Aprobación del Jurado**

---

**Dra. GASTIABURU MORALES SILVIA YVONE  
Presidente del Jurado de Tesis**

---

**MSc. ROJAS CORONEL ANGEL MARCELO  
Secretario del Jurado de Tesis**

---

**Mtro. VIVES GARNIQUE JUAN CARLOS  
Vocal del Jurado de Tesis**

## DECLARACIÓN JURADA DE ORIGINALIDAD

Quien(es) suscribe(n) la **DECLARACIÓN JURADA**, soy (somos) egresado (s) del Programa de Estudios de **Ingeniería Mecánica Eléctrica** de la Universidad Señor de Sipán S.A.C, declaro (amos) bajo juramento que soy (somos) autor (es) del trabajo titulado:

### **DISEÑO DE COSECHADORA BASADA EN LA TÉCNICA POR VIBRACIÓN PARA OPTIMIZAR LA RECOLECCIÓN DEL CEREZO DE CAFÉ**

El texto de mi trabajo de investigación responde y respeta lo indicado en el Código de Ética del Comité Institucional de Ética en Investigación de la Universidad Señor de Sipán (CIEI USS) conforme a los principios y lineamientos detallados en dicho documento, en relación a las citas y referencias bibliográficas, respetando al derecho de propiedad intelectual, por lo cual informo que la investigación cumple con ser inédito, original y autentico.

En virtud de lo antes mencionado, firman:

<p><b>CASTILLO ESPINOZA BASILIO AUQUI</b></p>	<p>DNI: 76690026</p>	
<p><b>LOPEZ PINTADO JOSE WAGNER</b></p>	<p>DNI: 75913095</p>	

Pimentel, 08 de marzo de 2023.

## Dedicatoria

Nuestra presente tesis está dedicada con todo nuestro amor y cariño para nuestros padres por su gran sacrificio y esfuerzo al darnos una carrera universitaria para nuestro futuro.

Agradezco mucho por la ayuda a mis maestros compañeros y a la universidad en general por los conocimientos que nos otorgaron dentro nuestra educación universitaria. También agradecer al Mag.ing. Juan Carlos Vives Garnique por su apoyo, paciencia y colaboración para la realización de nuestra tesis.

Atte. CASTILLO ESPINOZA BASILIO AUQUI

Atte. LOPEZ PINTADO JOSE WAGNER

## **Agradecimiento**

Principalmente damos gracias a Dios por permitirnos tener una gran experiencia dentro de la universidad, gracias a nuestra alma mater por convertirnos en unos futuros profesionales en lo que tanto nos apasiona. Agradezco a cada maestro que hizo parte de este proceso integral de nuestra formación universitaria.

Agradecemos también a nuestra familia por brindarnos su apoyo en cada decisión y proyecto, fortaleciendo nuestra confianza en cada elección que hemos desarrollado, de igual manera nuestro más sincero agradecimiento al Mag.ing. Juan Carlos Vives Garnique por avernó guiado en esta presente tesis.

Para finalizar, agradecemos a todos nuestros compañeros de clase durante todos los ciclos de la universidad, ya que gracias al compañerismo, amistad y apoyo moral que nos han aportado en un alto porcentaje a nuestras ganas de seguir adelante y nunca rendirnos a lo largo de nuestra carrera profesional.

## Índice

Dedicatoria.....	iv
Agradecimiento .....	v
Índice.....	vi
Tabla de Ilustraciones.....	ix
Índice de Tablas.....	x
Resumen .....	xi
Abstract.....	xii
<b>I. INTRODUCCIÓN:</b> .....	<b>13</b>
<b>1.1. Realidad Problemática:</b> .....	<b>13</b>
<b>1.2. Formulación del Problema</b> .....	<b>16</b>
<b>1.3. Hipótesis</b> .....	<b>16</b>
<b>1.4. Objetivos</b> .....	<b>16</b>
<b>Objetivos General</b> .....	<b>16</b>
<b>Objetivos Específicos</b> .....	<b>17</b>
<b>1.5. Teorías Relacionadas al Tema</b> .....	<b>17</b>
<b>Procesos de Cosecha</b> .....	<b>17</b>
<b>Selectiva</b> .....	<b>17</b>
<b>Semi-Mecanizada</b> .....	<b>17</b>
<b>Mecanizada</b> .....	<b>17</b>
<b>Propiedades Físicas del Grano de Café</b> .....	<b>18</b>
<b>Masa:</b> .....	<b>18</b>
<b>Dimensiones</b> .....	<b>18</b>
<b>Taxonomía de la Planta del Café</b> .....	<b>18</b>
<b>Raíz del cafeto</b> .....	<b>18</b>
<b>Tallo y Ramas</b> .....	<b>18</b>
<b>Flor de la Planta de Café</b> .....	<b>19</b>
<b>Teorías Sobre Vibración</b> .....	<b>19</b>
<b>Vibración Libre</b> .....	<b>19</b>
<b>Vibración Libre no Amortiguada</b> .....	<b>20</b>
<b>Vibración Forzada</b> .....	<b>21</b>
<b>Vibración Forzada no Amortiguada</b> .....	<b>21</b>
<b>Vibración Forzada Amortiguada</b> .....	<b>22</b>
<b>Mecanismos que Generan Vibración</b> .....	<b>23</b>

Chasis Unido a la Base Móvil del Agitador .....	23
vibrador Portátil .....	23
Fases de Diseño .....	24
La Idea.....	24
Investigación .....	24
Planificación .....	25
Prototipos.....	25
Buscar el Menor Coste.....	25
<b>II. MATERIALES Y MÉTODO .....</b>	<b>26</b>
2.1. Tipos y Diseño de Investigación.....	26
2.2. Variables, Operacionalización.....	26
Variables.....	26
Variables Independientes .....	26
Variable Dependiente .....	26
Operacionalización .....	27
2.3. Población de Estudio, Muestra, Muestreo y Criterios de Selección .....	28
2.4. Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos, Validez y Confiabilidad .....	28
Técnicas .....	28
Revisión Bibliográfica .....	28
Instrumentos .....	28
Guía de Análisis.....	28
Cuestionario .....	28
2.5. Procedimiento de Análisis de Datos.....	28
2.6. Criterios Éticos .....	29
Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS), Ratificado por Acuerdo de Consejo universitario con Resolución Rectoral N° 0851-2017/USS.....	29
Código de Ética del Colegio de ingenieros (CIP). Aprobado en la III Sesión Ordinaria del Congreso Nacional de Consejos Departamentales del Periodo 1998 – 1999 en la Ciudad de Tacna 22, 23, 24 abril 1999.....	30
<b>III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....</b>	<b>31</b>
3.1. Resultados .....	31
Diseño Conceptual.....	31
Abstracción: Caja Negra.....	35
3.1.3. Matriz Morfológica.....	36
Conceptos de Solución.....	37

<b>3.1.5. Diseño Esquemático de la Cosechadora de Café</b> .....	40
<b>Parámetros Técnicos Para el Cosechado de Cerezo de Café por el Método de Vibración.</b> .....	42
<b>Materiales Utilizados Para la Estructura</b> .....	44
<b>Sistema de Vibración</b> .....	50
<b>Algoritmo genérico del sistema de vibración.</b> .....	50
<b>Cálculo del Resorte</b> .....	50
<b>Resultados de Análisis de Vibración</b> .....	51
<b>Simulación del Sistema de Vibración</b> .....	52
<b>Selección del Motor Eléctrico</b> .....	56
<b>Diseño de la caja Excéntrica</b> .....	57
.....	62
<b>Diseño de Sistema para el Almacenado.</b> .....	63
<b>Diseño de Tolva</b> .....	63
<b>Cálculo de Volumen:</b> .....	63
<b>Cálculo de Presión de la Tolva:</b> .....	64
<b>Diseño de la Faja Transportadora</b> .....	67
<b>Sistema de Potencia</b> .....	71
<b>Tiempo de Recolección del Cerezo de Café</b> .....	73
<b>3.2. Discusión</b> .....	74
<b>IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b> .....	75
<b>4.1. Conclusiones</b> .....	75
<b>4.2. Recomendaciones</b> .....	76
<b>Referencias</b> .....	77
<b>Anexos 1</b> .....	80
<b>Anexos 2</b> .....	83
<b>Anexos 3</b> .....	86
<b>Anexos 4</b> .....	93
<b>Anexos 5</b> .....	97
<b>Anexos 6</b> .....	104
<b>Anexos 7</b> .....	108
<b>Anexos 8</b> .....	113
<b>Anexos 9</b> .....	118
<b>Anexos 10</b> .....	124
<b>Anexos 11</b> .....	126

## Tabla de Ilustraciones

Figura 1 Vibración Libre .....	19
Figura 2 Vibración Libre No Amortiguada .....	20
Figura 3 Vibración Forzada .....	21
Figura 4 Chasis Unido a la Base Móvil del Agitador .....	23
Figura 5 Vibrador Portátil .....	24
Figura 6 Cosechadora de café .....	31
Figura 7 Vibradores de troncos en plantación de cítricos .....	33
Figura 8 Prototipo de sistema sacudidor de copa lateral .....	34
Figura 9 Concepto de Alternativa 1 .....	37
Figura 10 Concepto de Alternativa 2 .....	38
Figura 11 Concepto de Alternativa 3 .....	38
Figura 12 Bosquejo de cosechadora de café .....	40
Figura 13 Diseño de Cosechadora .....	41
Figura 14 Eficiencia de desprendimiento en función de la frecuencia de vibración .....	43
Figura 15 Estructura de Cosechadora de Café .....	46
Figura 16 Estructura de Cosechadora de Café .....	47
Figura 17 Simulación de von Mises en el Chasis .....	48
Figura 18 Simulación Frecuencial al chasis .....	48
Figura 19 Tolva Autovaciable .....	49
Figura 20 Vibración a 20 Hz .....	52
Figura 21 Vibración a 30 Hz .....	53
Figura 22 Vibración a 40 Hz .....	54
Figura 23 Vibración a 50 Hz .....	55
Figura 24 Motor Eléctrico .....	56
Figura 25 Diseño de la Caja Excéntrica .....	57
Figura 26 Rodamientos .....	59
Figura 27 Diseño de la Excéntrica .....	60
Figura 28 Eje con la Caja Excéntrica .....	61
Figura 29 Acoplamiento .....	62
Figura 30 Calculo para Diseño de Tolva .....	63
Figura 31 Dimensiones de la tolva .....	64
Figura 32 Dimensiones de la Tolva para Presión Normal .....	66
Figura 33 Faja Transportadora Nervada .....	67
Figura 34 Motor Eléctrico para Faja Transportadora .....	69
Figura 35 Diseño de Faja Transportadora .....	70
Figura 36 Diseño de Soporte de Fajas .....	70
Figura 37 Generador Honda 12 kVA trifásico .....	72

## Índice de Tablas

Tabla 1 Cuadro de Variables Operacionales .....	27
Tabla 2 Concepto N°1 .....	32
Tabla 3 Concepto N° 2 .....	33
Tabla 4 Concepto N° 3 .....	34
Tabla 5 Conceptos alternativos para la cosechadora de café. ....	35
Tabla 6 Concepto Alternativos Para el Diseño Optimo .....	39
Tabla 7 Tabla de Parámetros Frecuencia:.....	42
Tabla 8 Propiedades de los Aceros Estructurales.....	44
Tabla 9 Pesos Promedio de los Componentes que Sobrecargan a la Estructura.....	44
Tabla 10 Resultados de Esfuerzos Reales a la Fatiga.....	44
Tabla 11 Esfuerzo Real a la Fatiga.....	45
Tabla 12 Resultados del Resorte .....	51
Tabla 13 Valores Estimado de Vibración .....	51
Tabla 14 Motor Eléctrico .....	56
Tabla 15 Dimensiones.....	64
Tabla 16 Ficha Técnica .....	67
Tabla 17 Motor Eléctrico .....	69
Tabla 18 Motor Eléctrico para vibración .....	71
Tabla 19 Datos para el Cálculo del Generador .....	71
Tabla 20 Generador Honda 12 kVA trifásico .....	72
Tabla 21 Tiempo de Cosecha Mecanizada .....	73
Tabla 22 Comparación entre la Cosecha Selectiva y Mecanizada .....	73
Tabla 23 Total de Costos de Materiales .....	119
Tabla 24 Costo Total de Componentes .....	120
Tabla 25 Valor total de Accesorios .....	120
Tabla 26 Precio Total de Fabricación .....	121
Tabla 27 Coste de Ingeniería .....	121
Tabla 28 Valor Total del Sistema .....	122
Tabla 29 Presupuesto Operacional.....	122
Tabla 30 Presupuesto de Cosecha Selectiva .....	123
Tabla 31 Coste de Trabajo.....	123
Tabla 32 Valor Operacional.....	123

## Resumen

La presente investigación comprende el diseño de una maquina cosechadora de café, basada en la técnica de vibración, con la finalidad de maximizar la recolección del fruto de café, logrando optimizar el tiempo de cosecha.

Se determinó el mejor diseño conceptual para la cosechadora de café que se acomplejan a las necesidades del derribo del fruto de café, también se logró especificar el mejor parámetro de vibración para una mejor eficiencia a la hora de cosecha.

El propósito de esta investigación fue determinar los parámetros técnicos para el cosechado del cerezo de café por el método de vibración, teniendo como resultado las frecuencias adecuadas para el derribo del café sin que la planta sufra ningún daño, sin afectar la próxima cosecha.

El diseño de la cosechadora de café para la recolección del cerezo, está compuesto por una estructura, un chasis, dos tolvas, dos fajas transportadoras, un generador, motores eléctricos, y un sistema vibración que está conformado por una excéntrica, resortes, eje, acoples la cuales cumplen los parámetros de diseño establecidos.

Mediante el programa solidworks se logró determinar las deformaciones en la estructura, chasis y tolva, logrando determinar el impacto frecuencial que ejercerá a la estructura y chasis determinando que se encuentra dentro los parámetros establecidos.

Para optimizar la recolección se hizo una comparación entre la cosecha selectiva y mecanizada, determinando que para una hectárea en la selectiva tomaría el tiempo de 13.8 horas mientras en la cosecha mecanizada solo nos tomaría 2.7 horas logrando disminuir las horas de trabajo.

**Palabras Clave:** Café, cosechadora, vibración, optimizar, planta

## **Abstract**

The present investigation includes the design of a coffee harvesting machine, based on the vibration technique, in order to maximize the collection of the coffee fruit, managing to optimize the harvest time.

The best conceptual design for the coffee harvester that meets the needs of the demolition of the coffee fruit was determined, it was also possible to specify the best vibration parameter for better efficiency at harvest time.

The purpose of this research was to determine the technical parameters for the harvesting of the coffee cherry tree by the vibration method, resulting in the appropriate frequencies for the demolition of the coffee without the plant suffering any damage, without affecting the next harvest.

The design of the coffee harvester for the cherry harvest, is composed of a structure, a chassis, two hoppers, two conveyor belts, a generator, electric motors, and a vibration system that is made up of an eccentric, springs, shaft, couplings which meet the established design parameters.

Through the solid works program, it was possible to determine the deformations in the structure, chassis and hopper, managing to determine the frequency impact that it will exert on the structure and chassis, determining that it is within the established parameters.

To optimize harvesting, a comparison was made between selective and mechanized harvesting, determining that for one hectare in selective harvesting it would take 13.8 hours while in mechanized harvesting it would only take 2.7 hours, thus reducing working hours.

**Keywords:** Coffee, harvester, vibration, optimize, plant

## **I. INTRODUCCIÓN:**

### **1.1. Realidad Problemática:**

Al día se adquiere aproximadamente 400 mil millones de tazas de café, según las estadísticas países como EE. UU, Japón y la mayor parte del continente europeo son los mayores consumidores de este producto. [1]

El país de Brasil es uno de los más grandes productores y exportadores de café de todo el mundo, donde la productividad aproximada será 60 millones de sacos para el año 2019. [1]

La mecanización del café ha propiciado el surgimiento de nuevas tecnologías y diversos modelos de cosecha, favoreciendo la reducción de costos durante el proceso de cosecha y, en consecuencia, haciendo al cafetero más competitivo en el mercado agrícola. [2]

En el territorio de Brasil, grandes empresas cafetaleras emplean a mayor proporción maquinas recolectoras mecanizadas, entre tanto las pequeñas producciones trabajan en terrenos con pendientes suelen recolectar a mano. El gran desafío cuando se mecanice la cosecha es controlar la madurez de la recolección. [3]

Por lo general, el café de primera cosecha se cosecha manualmente. Además, se piensa que por ser más frágil que los cultivos adultos, puede resultar severamente dañado por la técnica de cosecha mecanizada. Además, los frutos que se encuentran próximos al tronco del café y a la baja altura de inserción de la rama plagiotrópica basal son difíciles de cosechar con una cosechadora mecanizada debido a su posición en la planta. [4]

Colombia, es uno de los mayores productores internacionalmente del café arábica, en general existen pocos recolectores, pero un nuevo invento diseñado por una empresa brasilera y cafetaleros nacionales, mejoraría la poca mano de obra. Esta máquina parecida a un herbicida, la Brudden DSC-18 está diseñada para lugares inclinados, con diferencia a las maquinas mecanizadas. [5]

El café es el más importante producto agrario la cual contribuye a la tercera parte de ingresos en la agricultura. Así mismo es producto con mayor envío a nivel internacional (12.6%) después del oro y la plata en toda la región Cajamarca. [6]

El grano de café es la mayor producción agrícola en exportación en el Perú, la cual cuenta con 425 400 (ha), ubicadas en 450 distritos, 95 provincias y 15 regiones. Estableciendo que 223 mil familias abarcan en su totalidad la producción del país. [7]

La recolección de café en el Perú se hace de manera selectiva, de esta forma lograría aumentar el precio de la fuerza laboral, también el tiempo de cosecha, por lo tanto, esto generará mayores gastos en la recolección de los granos de café, reduciendo las ganancias en los agricultores. [8]

El fin de esta investigación es mecanizar la cosecha de café en nuestro país, el objetivo primordial es maximizar la recolección del café, de esta forma se logrará diseñar una maquina mecanizada que logre reducir el tiempo de cosecha.

[9] Las cosechadoras de café en Brasil están sujetas a tensiones y vibraciones en su estructura, provenientes de los motores y del sistema de vertido de café. Estas estructuras deben diseñarse para evitar la rotura de los componentes, debido a la fragilidad de los materiales, geometrías inadecuadas, o por el fenómeno de resonancia, que aumenta los desplazamientos deformaciones de los componentes.

El objetivo de este trabajo fue analizar los resultados de tensiones y desplazamientos de dos simulaciones estáticas y presentar resultados de frecuencias naturales de vibración de dos simulaciones modales en una cosechadora de café automotriz. Para ello, se generaron 20 formas modales, considerando el depósito recolector vacío y lleno de café. [9]

La cosecha mecanizada de los frutos del café se ha realizado de manera eficiente mediante vibraciones mecánicas, la selectividad durante la cosecha mecanizada depende del comportamiento dinámico del sistema fruto-tallo del café. Así, a partir del comportamiento dinámico del sistema fruto-tallo del café, se pueden identificar niveles adecuados de frecuencia y amplitud para la cosecha selectiva de café. [10]

[11] El uso de cosechadoras mecánicas permite una mayor eficiencia de cosecha y asegura la viabilidad económica de los cafetales, que actualmente dependen principalmente de la reducción de los costos de producción. El principio utilizado para la recolección mecanizada de café se basa en el principio de vibración mecánica.

El objetivo de este estudio fue analizar el comportamiento dinámico del sistema fruto-pedúnculo-rama del café bajo vibración mecánica y el impacto de las varillas vibratorias en el proceso de desprendimiento del fruto asociado a este comportamiento. En este experimento se utilizaron fragmentos de ramas de café que contenían frutos en las etapas inmadura y madura. Estas muestras fueron sometidas a diferentes frecuencias (20, 30, 40, y 50 Hz) y amplitudes (0,002, 0,003 y 0,004 m). [11]

[12] Actualmente se están desarrollando diversas líneas para el avance de la recolección mecanizada en cítricos, uno de los ellos son los vibradores de troncos, las cuales desprenden las frutas en su totalidad.

Las sacudidoras de copa laterales demuestran la factibilidad para un proceso de recolección para plantíos cítricos este modelo resulta más factible para las industrias. Es necesario la aceptación y la planificación de estas máquinas para una mayor productividad. [12]

[13] Los prototipos robóticos actuales cosechan principalmente racimos de frutas agarrando y cortando los raquis principales. Sin embargo, la vibración y la caída de la fruta pueden ocurrir durante una cosecha rápida. Es importante descubrir la característica de vibración y caídas para lograr un control óptimo en las operaciones de recolección robótica.

Por lo tanto, un modelo de operación virtual de agarre y corte de clúster se desarrolló la recolección, y se desarrolló la correspondiente simulación de vibración de racimo y caída de fruta para la recolección robótica realizado. [13]

[14] Para la recolección del fruto de mango por el método de agitación, se necesita tener conocimiento sobre el mecanismo del sistema fruto-pedicelo y sus conceptos físicos, las cual establece los rangos de ingreso siendo predecibles para el funcionamiento teórico, así poder emplear la dinámica de la configuración. Esto

permitirá relacionar el tipo de agitación más adecuado con el fin que ocurra la caída del fruto.

El objetivo principal es especificar sus cualidades, medidas específicas de la configuración del fruto, es importante resaltar sobre los instrumentos necesarios para las mediciones, tener precisión a la hora de tomar las medidas cumpliendo con las normas y características dadas por el país de origen. [14]

La necesidad de optimizar la recolección del fruto de café, menorando costos por cosecha de forma mecanizada, teniendo en cuenta el método de vibración, para el cuidado de la planta de café es el principal objetivo que se abordará en esta investigación.

Lo primordial para este estudio es mejorar las condiciones de recogida, viéndose reflejado en perfeccionar la calidad de vida de los recolectores, este diseño de la cosechadora nos permitirá reducir el tiempo de trabajo, logrando un cuidado óptimo a la planta de café, esto ayudará que no tenga ninguna dificultad de crecimiento para la próxima temporada logrando así contribuir a la sociedad con una investigación tecnológica y cuidado al medio ambiente.

## **1.2. Formulación del Problema**

¿Cuál será la configuración geométrica de la máquina de cosecha utilizando la técnica de vibración para optimizar el proceso de recolección del grano de café?

## **1.3. Hipótesis**

No es aplicable en este estudio.

## **1.4. Objetivos**

### **Objetivos General**

Diseñar una maquina cosechadora del café para la recolección del cerezo, que nos permita optimizar el tiempo de cosecha, utilizando el método de vibración para un mejor cuidado de la planta.

## **Objetivos Específicos**

- Seleccionar el mejor diseño conceptual de la máquina cosechadora de café.
- Obtener los parámetros técnicos para el cosechado de cerezo de café por el método de vibración.
- Dimensionar las partes electromecánicas en función a las necesidades de la máquina seleccionadora.
- Evaluar la integridad estructural del sistema de vibración de la máquina seleccionadora realizando una simulación frecuencial.
- Determinar el tiempo de cosecha mecanizada.

## **1.5. Teorías Relacionadas al Tema**

### **Procesos de Cosecha**

#### **Selectiva**

La cosecha selectiva se realiza por dos formas: seca y húmeda. En la primera, se cosecha las cerezas rojas y amarillas teniendo un cuidado para reducir los daños en la planta. En la segunda, se recolectan los frutos y se mojan para retirar las capas. Así evitar exponer la recolección al sol para no dañarla con el calor. [15]

#### **Semi-Mecanizada**

Se utilizada mayormente en los países de Colombia y costa rica, este tipo de cosecha se realiza con un mecanismo motorizado, de manera portátil la cual ayuda a desprender, los frutos maduros, en estos equipos son muy útiles en lugares de pendientes empinadas, en este tipo de cosecha se necesita jornaleros para la ubicación de las mallas en la superficie para recibir los frutos del café. [16]

#### **Mecanizada**

La cosecha mecanizada es utilizada con mayor frecuencia en el país de Brasil, donde se realiza la recolección de granos de café aumentando la producción, sustituyendo la mano de obra en tiempos de cosecha, estas máquinas son muy eficientes, pero no siempre son una buena opción por la topografía de las fincas ya que solo se puede utilizar en tierras relativamente planas. [17]

Para apreciar un concepto sobre la cosecha mecanizada y la importancia de ayudar a crecer la productividad, así poder reemplazar a los jornaleros que hacen falta, si el agricultor emplea una máquina para aproximadamente 70 hectáreas, tiene la facultad de recolectar cerca de 2,5 mil sacos de café en 60 días. Sin la máquina, la temporada de cosecha se haría en 150 días. [17]

### **Propiedades Físicas del Grano de Café**

#### **Masa:**

Los datos obtenidos se tomaron en cuenta 50 frutos de cerezo por grado de madurez y se obtuvo que su masa promedio es 100 mg. [18]

#### **Dimensiones.**

Una cereza de café típicamente mide aproximadamente 6/10 pulgadas (1.5 cm) de largo. [19]

### **Taxonomía de la Planta del Café**

#### **Raíz del cafeto**

La raíz es el órgano vital para el buen desarrollo de la planta de café la cual depende de la calidad del producto, ya que es el principal encargado en recibir los nutrientes y húmeda para una buena calidad de café. [20]

La raíz tiene principalmente la particularidad de introducirse en la superficie hasta una hondura de 50 centímetros, de este ramaje esencial se separa del resto de las ramificaciones. Estas tienen una amplitud de aproximadamente de 30 centímetros del ramaje principal. [20]

#### **Tallo y Ramas**

El tronco es la parte esencial para el cuerpo del café, el tallo es llamado ortotropico. De esta parte fundamental germinan los plagiotrópicos que se desarrollan de manera horizontal y se producen en ramas. [20]

Del ramal de la planta de café suelen aflorar dos hojas cada 15 días. Esto representa que, en un término medio brotan 440 hojas en su primer año. En

el segundo anuario factores tal como su consistencia de cultivo o circunstancia del sol, resolverán el desarrollo y aumento de las hojas. [20]

### **Flor de la Planta de Café**

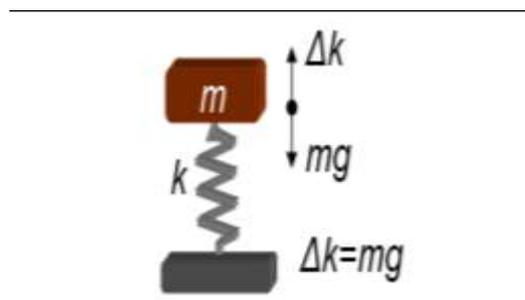
Es el órgano señalado a multiplicar en el cafeto, el capullo da la iniciación de los preciados productos, las cuales se muestran en los vínculos de las ramificaciones, en el crecimiento de las hojas hay de dos a más glomérulos. Las flores aumentan mediante la cuantía de nudos sujetos a las ramas. [20]

### **Teorías Sobre Vibración**

#### **Vibración Libre**

La agitación puede acontecer, aunque la masa se desplace a una X distancia y se suelte libremente al vibrar. El recorrido se basa a una excitación impulsada por la configuración, donde la energía exterior no existe. El equilibrio de la masa contorno al sitio depende por la fluctuación. [21]

Aunque la estructura se encuentre estática, la gravedad de la masa es uniforme a la energía del resorte. Conforme como se observa posteriormente en la figura. El vigor del resorte determina la constante del muelle de rigidez y a larga el descanso del muelle. [21]



*Figura 1 Vibración Libre*

*Fuente: Femap y Simcenter Nastran*

Toda configuración está sujeta a una o más frecuencias naturales de agitación, esta frecuencia influye en la tensión y la fuerza inercial que se revocan entre ellas. Este estudio modal demuestra que la reacción de la frecuencia está en función de los picos. [21]

## Vibración Libre no Amortiguada

[21] Para este suceso de la agitación vibra respecto a la constante natural a través del lugar de proporción de una manera indeterminada puesto que no abarca la absorción de la fuerza. Al trasladarse la masa  $X$  distante, se expresa el resorte de la siguiente manera:

$$F_k = k (\Delta + x) \dots\dots\dots \text{Ecu} (1)$$

La energía proviene y actúa sobre ( $m$ ) de esta manera:

$$F = mg - k (\Delta + x) = -kx \dots\dots\dots \text{Ecu} (2)$$

[21] De acuerdo a la ley de Newton y suponiendo que la segunda derivada  $x$  es el aceleramiento, por lo tanto, esto nos otorgara en una posterior formula:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \dots\dots\dots \text{Ecu} (3)$$

En la figura subsecuente se demuestra el esquema en función del tiempo de la agitación resultante en ondas de tipo seno en  $x$  magnitud. La onda seno es la configuración natural. [21]

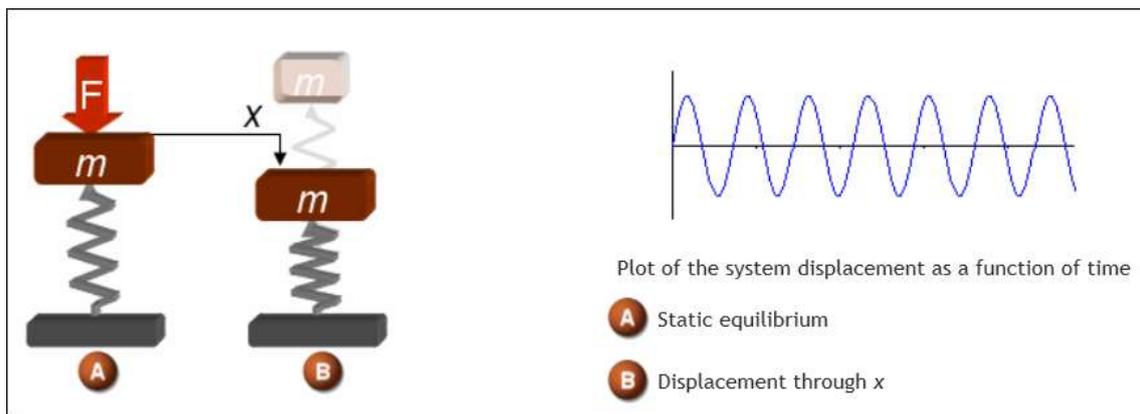


Figura 2 Vibración Libre No Amortiguada

Fuente: Femap y Simcenter Nastran

## Vibración Forzada

Esta agitación sucede al realizar una constante fija en la configuración de la masa, por lo tanto, la velocidad angular en la frecuencia es la fuerza de magnitud. [21]

Aunque la configuración está en proporción estática, la fuerza del resorte es uniforme sobre el peso de la masa así de tal forma como se observa en la posterior figura. La rigidez del muelle es determinada por la energía del resorte se alarga y queda en descanso. [21]

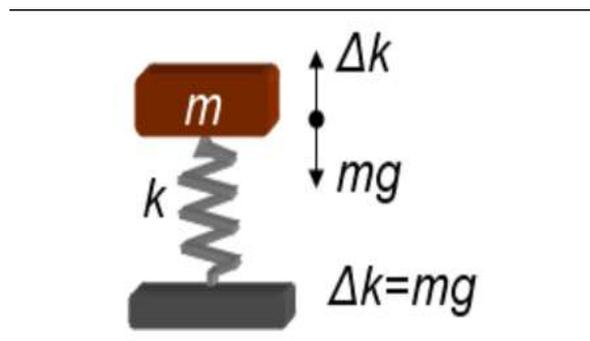


Figura 3 Vibración Forzada

Fuente: Femap y Simcenter Nastran

En una cuestión de agitación forzada de la estructura la carga es constante aplicacional a esta configuración y necesita su particularidad en la estructura, mas no de la carga aplicada. [21]

Para la frecuencia periódica de la carga es igual a la frecuencia natural de la configuración, presenta la apariencia de la resonancia. Esto genera dificultades muy serias puesto que la magnitud de la acción aumenta progresivamente es necesario que se mantenga la fuerza para poder llegar a deshacer la estructura. [21]

## Vibración Forzada no Amortiguada

[21] Para este suceso la agitación libre no amortiguada la masa vibra respecto a la frecuencia natural a través del lugar de proporción de una manera indeterminada puesto que no abarca la absorción de la fuerza. En dicho suceso la

fuerza proveniente de la configuración, establece la sumatoria de fuerzas iguales, quedando uniforme la masa:

$$F \sin \omega t + mg - k(\Delta + x) = m\ddot{x} \dots \dots \dots \text{Ecu} (4)$$

Para el tiempo es  $t$ , la distancia es  $x$ , y la aceleración es  $\ddot{x}$ .

[21] Tenemos que tener en cuenta que la configuración de las fuerzas es consecuente, donde la fórmula del desplazamiento y el método de oscilación se describe de la siguiente manera:

$$m\ddot{x} + kx = F \sin \omega t \dots \dots \dots \text{Ecu} (5)$$

En esta ocasión la terminación de la fuerza contiene una determinación no nula puesto que la configuración aplicada en la fuerza tiene una magnitud de cero. [21]

### **Vibración Forzada Amortiguada**

[21] La agitación forzada amortiguada de la masa fluctúa al contorno del lugar de proporción con una magnitud con respecto a cero esto se debe a la disolución. Por lo tanto, la fricción es proporcionalmente directa a la masa, la condición logra multiplicar por la amortiguación de la velocidad. Incorporando la resultante negativa de la fuerza, que es equivalente a la aceleración por la masa multiplicada:

$$F \sin \omega t + mg - k(\Delta + x) - c\dot{x} = m\ddot{x} \dots \dots \dots \text{Ecu} (6)$$

[21] Es importante resaltar que la configuración de las fuerzas se presenta en lugar, donde la fórmula de agitación forzada amortiguada se suele formular como una ecuación diferencial de segundo orden:

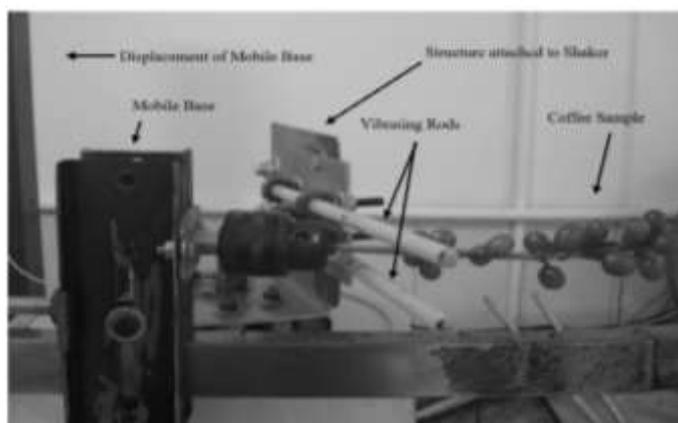
$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \sin \omega t \dots \dots \dots \text{Ecu} (7)$$

Por lo tanto, para la configuración es necesario establecer la formula general del movimiento la cual tenemos que especificar bajo la agitación forzada con un grado de libertad. [21]

## Mecanismos que Generan Vibración

### Chasis Unido a la Base Móvil del Agitador

Para realizar las pruebas experimentales, los frutos de café fueron sometidos a diferentes combinaciones de frecuencias y amplitudes de vibración utilizando un Ling Dynamic Systems (LDS) alimentado por un amplificador PA 1000 L, con una fuente de alimentación de campo (FPS) de 10L, un vibrador electromagnético V 555M6-CE y un controlador USB Dactron Comet. En este sistema, el generador de señales recibe los comandos directamente de un ordenador mediante un software desarrollado específicamente para este fin por el fabricante. Las señales de vibración eléctrica generadas se envían al amplificador, donde se amplifican al vibrador de potencia. En el agitador, las señales eléctricas del amplificador se convierten en movimiento de su base móvil. El sistema estaba controlado por un acelerómetro (transductor piezoeléctrico de aceleración) fabricado por PCB, con un rango de trabajo de 10 a 4000 Hz. La respuesta de este acelerómetro permite un control preciso de las frecuencias y amplitudes de vibración. [11]



*Figura 4 Chasis Unido a la Base Móvil del Agitador*

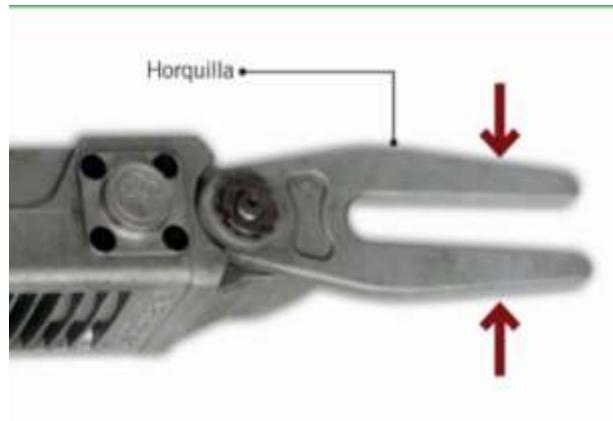
*Fuente: [11]*

### vibrador Portátil

Se realiza un tope a la rama de café, ello ejerce como transporte para que la onda se propague hasta el término. La horquilla de la derribadora DSC 18 al tocar la rama, vibra a 220 Hz, esta cadena de ondas se extiende hasta el término a

alta frecuencia. El impacto que ejerce a todas las ramas hace que se muevan igual a la frecuencia. [22].

Por lo tanto, la rigidez de la rama y su viscoelasticidad no es muy favorable, esto permite realizar la agitación en la estructura de la planta en un lugar donde sea más rígido. [22].



*Figura 5 Vibrador Portátil*

*Fuente: Federación Nacional de Cafetalero de Colombia*

## **Fases de Diseño**

### **La Idea**

Las Compañías siempre se estancan en una idea, ya que creen que las ideas vendrán solas para un nuevo invento. En consecuencia, diseñar algo innovador puede que sea muy original pero muchas ideas resultan exitosas por que se trabaja de productos que ya existen con la finalidad de tratar de mejor la idea anterior. [23]

### **Investigación**

Es importante tener en cuenta el concepto, y no verse con las ganas de realizarlo apresuradamente, porque puede que perdamos la visión si no validamos los conceptos antes. Al autenticar el resultado estaremos asegurando el producto que los consumidores obtendrán, de esta manera se afianzarán las ganancias y el tiempo de trabajo. [23]

## **Planificación**

En el transcurso del desarrollo de un concepto pueden existir dificultades, por lo tanto, debemos planificar con anticipación al realizar un modelo. Al identificar los materiales necesarios sin los conceptos adecuados será muy fácil de perderse de la idea. [23]

Para el inicio de un concepto es necesario realizar un bosquejo para realizar un mejor diseño. El bosquejo debe estar detallado con todas sus características necesarias para identificar todas sus funciones. Teniendo en claro las partes y los materiales que vamos utilizar para nuestro concepto. [23]

## **Prototipos**

La importancia para la fase de un diseño es la fabricación de un modelo para tener una muestra de producción en gran escala. [23]

Es limitado que podamos diseñar un concepto terminado en el primer prototipo, puesto que por lo general existen varias dificultades en el proceso de diseño. Es importante eliminar las distracciones que se generaran en el transcurso de pruebas hasta encontrar la mejor versión del producto [23]

## **Buscar el Menor Coste**

Posteriormente a la investigación, tenemos que tener un concepto claro y preciso sobre el diseño. Teniendo en cuenta los costos de producción se debe analizar y sumar los gastos generados por la creación del producto y generar un precio y un margen de ganancia. [23]

## **II. MATERIALES Y MÉTODO**

### **2.1. Tipos y Diseño de Investigación**

Este estudio de investigación es de carácter tecnológico, puesto que nuestro diseño muestra un beneficio para los caficultores, optimizando el tiempo de recolección del fruto de café.

### **2.2. Variables, Operacionalización**

#### **Variables**

##### **Variables Independientes**

- Sistema de vibración
- Frecuencia natural
- Sistema de potencia
- Grano de café

##### **Variable Dependiente**

- Tiempo de cosecha

## Operacionalización

Tabla 1 Cuadro de Variables Operacionales

Variables Independientes	Dimensiones	Indicadores	Ítem	Técnica e Instrumentos de Recolección de Datos
Sistema de Vibración	Frecuencia de Vibración	Hertz	Hz	Revisión Bibliográfica
Frecuencia Natural	Ondas de Vibración	Radianes	rad/s	Revisión Bibliográficas/Guía de Análisis Bibliográficos
Sistema de Potencia	Potencia de Maquina	Transmisión de la Maquina	$P=Tw$	Revisión Bibliográficos/Guía de Análisis Bibliográfico
Grano de Café	Densidad del Grano de Café	Densidad	$\rho =m/v$	Revisión Bibliográfica
	Volumen del Grano de Café	Volumen Promedio	$V_{prom}=masa/densidad$	Revisión de Análisis Bibliográfico
Variables Dependientes	Dimensiones	Indicadores	Ítem	Técnica e Instrumentos de Recolección de Datos
Tiempo de Cosecha	Velocidad de la Maquina	Velocidad Promedio	Ha/h	Revisión Bibliográfica/ Cuestionarios

Fuente: Propia

### **2.3. Población de Estudio, Muestra, Muestreo y Criterios de Selección**

No es aplicable en este estudio.

### **2.4. Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos, Validez y Confiabilidad**

#### **Técnicas**

##### **Revisión Bibliográfica**

Es un modo de estructura académica que nos ayuda a elaborar nuestros trabajos de investigación, con la finalidad de compilar datos específicos.

Se realizará una investigación minuciosa sobre artículos, revistas, papers entre otros documentos, sobre diseño de máquinas, tipos de vibración, propiedades físicas del grano de café.

#### **Instrumentos**

##### **Guía de Análisis**

La guía de análisis planifica y estructura los temas investigados, facilitando la comprensión temática sobre los resultados obtenidos en el estudio.

##### **Cuestionario**

Es una herramienta de estudio que nos permita compilar información de una persona encuestada.

Se efecto un cuestionario con el fin de saber el tiempo de cosecha por hectárea y gastos económicos por toda la recolección del grano de café en toda una temporada.

### **2.5. Procedimiento de Análisis de Datos**

Para el análisis de esta investigación, analizaremos el tipo de vibración adecuado para el croquis de la máquina. Segundo, se realizarán cálculos analíticos de la velocidad de transmisión, y la potencia de la máquina para estructurar un buen diseño, esta observación se realizará a base de guías de análisis bibliográfico. Tercero se escogerá algunos componentes de acuerdo a las variables de solución obtenidas.

## 2.6. Criterios Éticos

En la actual indagación se tendrá como principio los valores como honestidad, responsabilidad y dedicación. Para así demostrar lo referenciado en el: El código de ética de la USS y el código de ética del colegio de ingeniero.

### **Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS), Ratificado por Acuerdo de Consejo universitario con Resolución Rectoral N° 0851-2017/USS.**

**Finalidad “ARTÍCULO. 5º”:** Son principios generales que rigen la actividad investigadora: [24].

- a) Protección de la persona y la diversidad sociocultural.
- b) Cuidado del medio ambiente y de la biodiversidad.
- c) Consentimiento informado y expreso.
- d) Responsabilidad en la elección de los temas de investigación y en la ejecución de la misma.
- e) Respeto de las pautas deontológicas aceptadas y reconocidas por la comunidad científica.
- f) Rigor científico en las investigaciones.
- g) Divulgación de los resultados de las investigaciones de manera abierta, completa y oportuna a la comunidad científica.

**Alcance ARTÍCULO. 6º:** Son principios específicos para los investigadores: [24]

- a) Respeto al derecho de propiedad intelectual de los investigadores o autores
- b) Citar y referenciar adecuadamente las fuentes que se hayan incluido en el estudio, tal como se establece en las normas internacionales e institucionales.
- c) Se reconocerán la participación y contribución, solamente de los participantes en la investigación.

d) La información obtenida se utilizará con la debida reserva y se utilizará para propósitos de los objetivos de la investigación.

**Código de Ética del Colegio de ingenieros (CIP). Aprobado en la III Sesión Ordinaria del Congreso Nacional de Consejos Departamentales del Periodo 1998 – 1999 en la Ciudad de Tacna 22, 23, 24 abril 1999.**

“Artículo. 2”. – El ingeniero tiene el compromiso de velar por su integridad, su honra y su decencia profesional, cooperando con el comportamiento en los acuerdos públicos logrando formar un correcto respeto hacia los miembros, demostrando decencia y honradez con que la misma se desempeña. Logrando ser decoroso y justos. Ejerciendo con lealtad al público, a sus trabajadores y usuarios.

“Artículo. 5”. - El ingeniero deben prevalecer y evitar los abusos, recursos humanos, naturales y siempre respetando las disposiciones legales que prevalezcan el cuidado ambiental.

### III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

#### 3.1. Resultados

##### Diseño Conceptual

#### Concepto 1: Cosechadora de Café

El gran túnel de recolección acepta árboles más grandes a velocidades de recolección más altas con un daño mínimo y pérdida de cerezos. La acción de agitación horizontal y el giro libre de los tambores de recolección prácticamente eliminan los daños causados por el arrastre y la caída de los árboles. [25]

Con una tolva de reciclaje opcional que le permite almacenar el café cuando el transportador OTR está apagado, lo que permite una cosecha continua y paradas limitadas. [25]

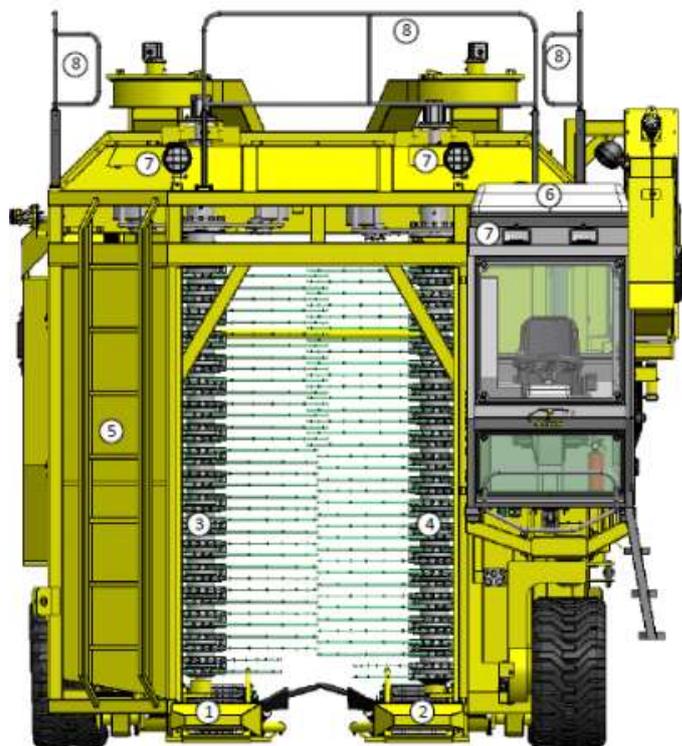


Figura 6 Cosechadora de café

Fuente: [25]

Tabla 2 Concepto N°1

<b>CONCEPTO N° 1</b>		
<b>CRITERIO</b>	<b>DATOS</b>	<b>Referencia</b>
EFICIENCIA	97%	<b>Fuente especificada no válida.</b>
DESEMPEÑO	Velocidad de cosecha 0.5 a 2.5 Km/h	<b>Fuente especificada no válida.</b>
CONFIABILIDAD	Recolección más alta con un daño mínimo y pérdida de cerezos.	<b>Fuente especificada no válida.</b>
COSTO	R\$: 650 000	<b>Fuente especificada no válida.</b>
PESO	4.500 kg	<b>Fuente especificada no válida.</b>
RUIDO	Mediano	<b>Fuente especificada no válida.</b>
ESTÉTICA	Bueno	<b>Fuente especificada no válida.</b>

Fuente: Propia

### **Concepto 2: Vibrador de Troncos**

Permiten el derribo de gran parte de la totalidad de la fruta, transmitiendo la vibración desde el tronco a las ramas fructíferas. Estos son ampliamente utilizados en aceituna y en almendro, pero no se ha conseguido implantarse de forma habitual en cítricos a pesar de que los resultados obtenidos reflejan capacidad de desprender del 52-85% de los frutos. [26]

Sin embargo, aunque tienen que mejorarse para su adaptación a los cítricos, representan una alternativa interesante, especialmente para árboles aislados.



Figura 7 Vibradores de troncos en plantación de cítricos

Fuente: [26]

Tabla 3 Concepto N° 2

<b>CONCEPTO N° 2</b>		
<b>CRITERIO</b>	<b>DATOS</b>	<b>Referencia</b>
EFICIENCIA	80%	<b>Fuente especificada no válida.</b>
DESEMPEÑO	Velocidad de cosecha 150 – 200 árboles/h	<b>Fuente especificada no válida.</b>
CONFIABILIDAD	Capacidad de trabajo, capacidad de recolección y eficiencia del sistema de cosecha.	<b>Fuente especificada no válida.</b>
COSTO	\$ 93,175	<b>Fuente especificada no válida.</b>
PESO	490 Kg	<b>Fuente especificada no válida.</b>
RUIDO	Bajo	<b>Fuente especificada no válida.</b>
ESTÉTICA	Bueno	<b>Fuente especificada no válida.</b>

Fuente: Propia

### **Concepto 3: Sacudidor de Copa Laterales para Seto Ancho:**

Máquina con un sistema de varas, con cierto grado de libertad en el movimiento, que producen una vibración de la copa en baja frecuencia y alta amplitud para el derribo del fruto. Se recomienda plantaciones en seto para el trabajo continuo, con un ancho mínimo de fila y pendientes bajas. [26]



Figura 8 Prototipo de sistema sacudidor de copa lateral

Fuente: [26]

Tabla 4 Concepto N° 3

<b>CONCEPTO N° 3</b>		
<b>CRITERIO</b>	<b>DATOS</b>	<b>Referencia</b>
EFICIENCIA	74% a 82%	<b>Fuente especificada no válida.</b>
DESEMPEÑO	Una producción media de 23.000 kg/ha	<b>Fuente especificada no válida.</b>
CONFIABILIDAD	Aumentar su eficacia en el derribo de los frutos	<b>Fuente especificada no válida.</b>
COSTO	R\$: 450 000	<b>Fuente especificada no válida.</b>
PESO	1.500 kg	<b>Fuente especificada no válida.</b>
RUIDO	Mediano	<b>Fuente especificada no válida.</b>
ESTÉTICA	Básico	<b>Fuente especificada no válida.</b>

Fuente: Propia

### Determinación del Concepto Optimo

Se escogió la alternativa óptima mediante una matriz de selección ponderada presentada por el Concepto 1: Cosechadora de Café [26].

Tabla 5 Conceptos alternativos para la cosechadora de café.

CONCEPTOS ALTERNATIVOS							
CRITERIO	PORCENTAJE	CONCEPTO N° 1		CONCEPTO N° 2		CONCEPTO N° 3	
		VAL	CAL	VAL	CAL	VAL	CAL
EFICIENCIA	25%	4	1	4	1	3	0.75
CONFIABILIDAD	20%	4	0.8	4	0.8	2	0.4
MANTENIMIENTO	15%	4	0.6	3	0.45	4	0.6
COSTO	10%	3	0.3	3	0.3	1	0.1
PESO	10%	4	0.4	2	0.2	3	0.3
RUIDO	10%	4	0.4	1	0.1	2	0.2
ESTÉTICA	10%	4	0.4	2	0.2	2	0.2
TOTAL	100%		3.9		3.05		2.55
RANKING			1°		2°		3°

Fuente: Propia

#### Indicadores:

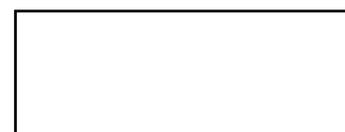
PUNTUACION	EXPLICACION
1	INSATISFECHO
2	POCO SATISFECHO
3	SATISFECHO
4	MUY SATISFECHO

Fuente: Propia

CRITERIO	PORCENTAJE
EFICIENCIA	25%
CONFIABILIDAD	20%
MANTENIMIENTO	15%
COSTO	10%
PESO	10%
RUIDO	10%
ESTÉTICA	10%

Fuente: Propia

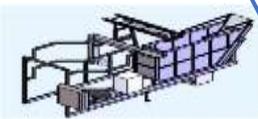
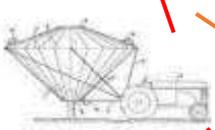
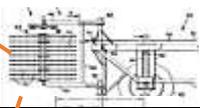
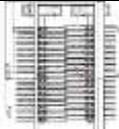
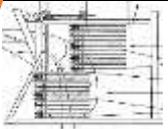
#### Abstracción: Caja Negra





### 3.1.3. Matriz Morfológica

Nº DE SOLUCIONES	COLOR
1	
2	
3	

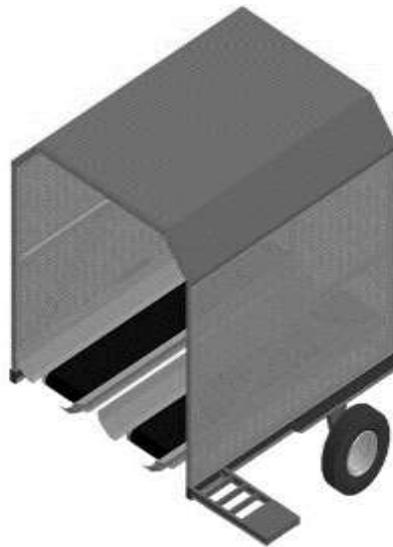
FUNCIONES PRINCIPALES	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3
ÁREA DE TRABAJO			
ESTRUCTURA DE LA MAQUINA			
SISTEMA DE VIBRACIÓN			
POTENCIA DE MARCHA			
TRASLADO DEL FRUTO			
ALMACENADO			

## Conceptos de Solución

Para lograr un mejor desempeño de la cosechadora de café se ha logrado tres alternativas de solución para el mejoramiento de la cosecha como para el cuidado de la planta, las expectativas generadas logran un gran mejoramiento, de esta forma se han esquematizado las siguientes alternativas de solución:

### Concepto de Alternativa 1

En este concepto se utilizó una estructura específica, un tractor para el desplazamiento, un sistema de vibración, una faja transportadora y un depósito adaptada a la estructura para el almacén del café.

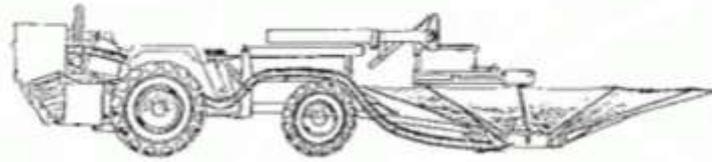


*Figura 9 Concepto de Alternativa 1*

*Fuente: Propia*

### Concepto de Alternativa 2

Para este concepto se utilizó una estructura remolcada por un tractor, engranes con cadenas, vibrador de tronco, un motor con la potencia necesaria, una tela especializada en forma circular para el recojo del fruto y un remolque para almacenar el café.

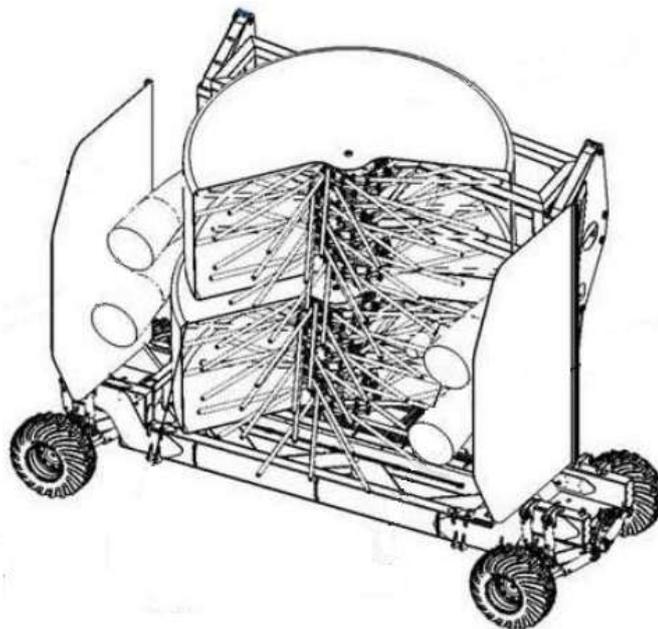


*Figura 10 Concepto de Alternativa 2*

*Fuente: [36]*

### **Concepto de Alternativa 3**

En este concepto se utilizó una estructura específica remolcada por un tractor, engranes con cadena, un sacudidor de copa lateral, un motor con la potencia necesaria, una carpa y succionador para el recojo del café y por último un remolque para almacenar el café.



*Figura 11 Concepto de Alternativa 3*

*Fuente: [37]*

## Determinación del Concepto de Solución Óptima

Se determinó la alternativa óptima mediante la matriz de selección ponderada presentada en el Concepto de Alternativa 1.

Tabla 6 Concepto Alternativos Para el Diseño Óptimo

CONCEPTOS ALTERNATIVOS							
		ALTERNATIVA N° 1		ALTERNATIVA N° 2		ALTERNATIVA N° 3	
CRITERIO	PORCENTAJE	VAL	CAL	VAL	CAL	VAL	CAL
EFICIENCIA	25%	4	1	3	0.75	2.5	0.625
CONFIABILIDAD	20%	4	0.8	4	0.8	3	0.6
MANTENIMIENTO	15%	3	0.45	3	0.45	4	0.6
COSTO	10%	3	0.3	4	0.4	3	0.3
PESO	10%	4	0.4	2	0.2	3	0.3
RUIDO	10%	4	0.4	1	0.1	2	0.2
ESTÉTICA	10%	4	0.4	3	0.3	2	0.2
TOTAL	100%		3.75		3		2.825
RANKING			1°		2°		3°

Fuente: Propia

### Indicadores:

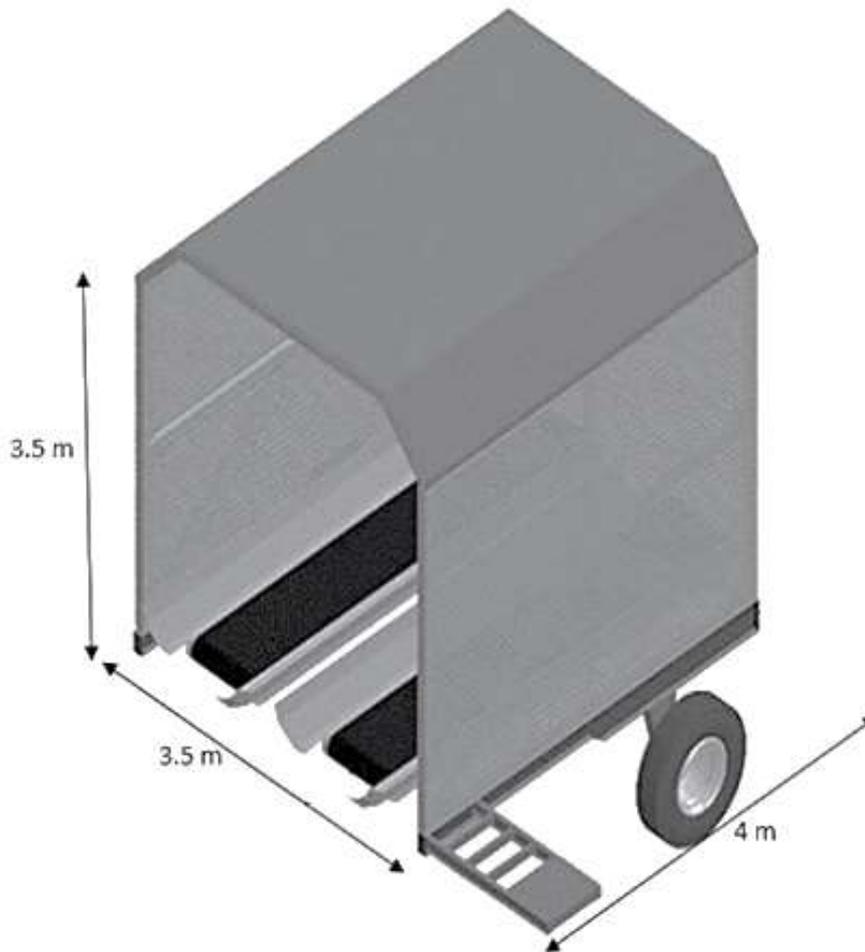
PUNTUACION	EXPLICACION
1	INSATISFECHO
2	POCO SATISFECHO
3	SATISFECHO
4	MUY SATISFECHO

Fuente: Propia

CRITERIO	PORCENTAJE
EFICIENCIA	25%
CONFIABILIDAD	20%
MANTENIMIENTO	15%
COSTO	10%
PESO	10%
RUIDO	10%
ESTÉTICA	10%

Fuente: Propia

### 3.1.5. Diseño Esquemático de la Cosechadora de Café



*Figura 12 Bosquejo de cosechadora de café*

*Fuente: Propia*

El diseño de la cosechadora está compuesto por una estructura, chasis, sistema de vibración (motor eléctrico, acople, eje, excéntrica y resorte), sistema de transporte que comprende dos fajas transportadoras, dos motores eléctricos, también cuenta con un sistema de almacenado que incluye dos tolvas para el llenado del cerezo de café.

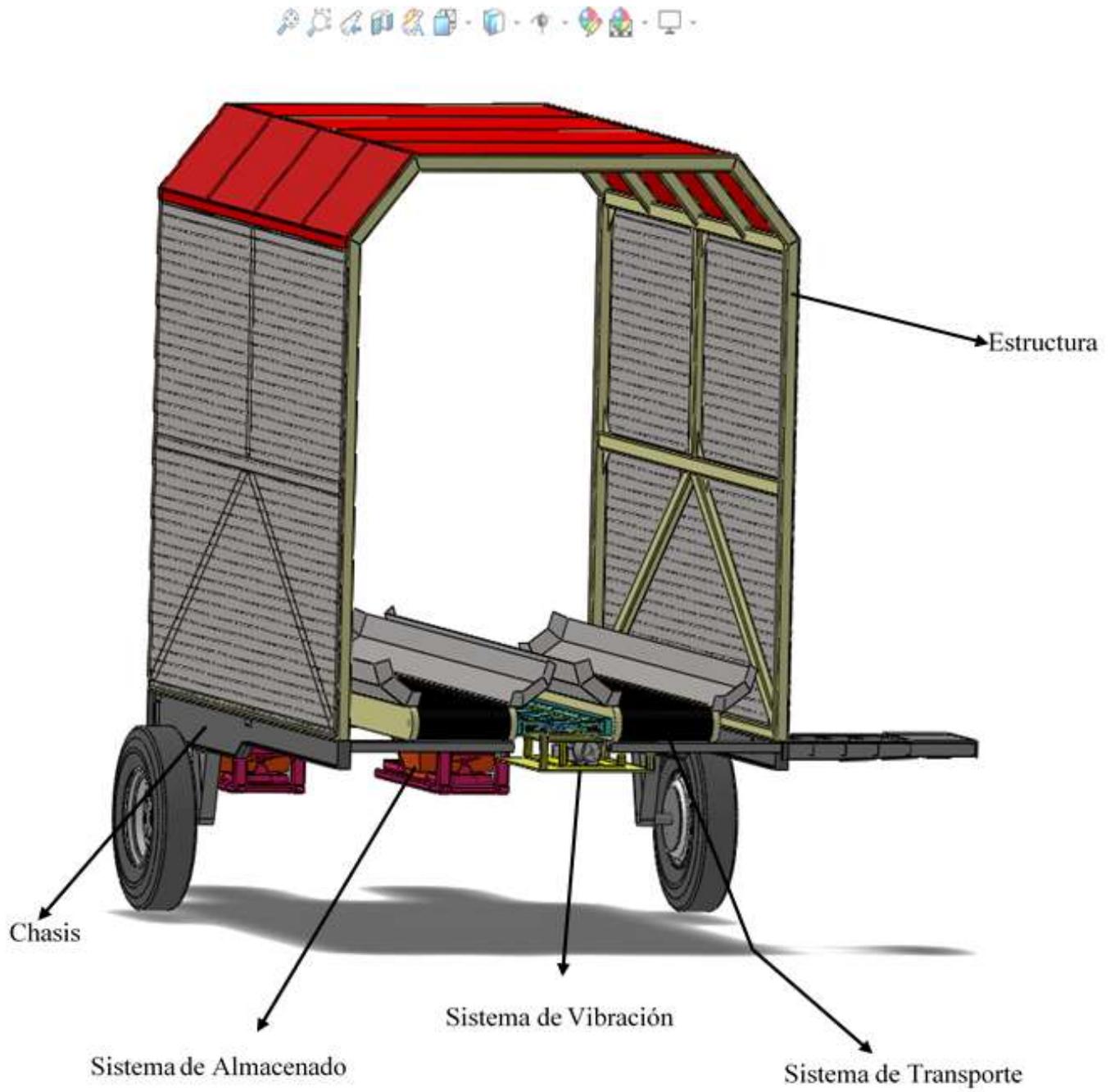


Figura 13 Diseño de Cosechadora

Fuente: Propia

## Parámetros Técnicos Para el Cosechado de Cerezo de Café por el Método de Vibración.

La mecanización de las operaciones de cultivo y cosecha juega un papel importante en el apoyo a la cadena de suministro del café, brindando mayor tranquilidad a los productores de café en tiempos de crisis al reducir los costos operativos. [11]

Para el cuidado de la planta de café es importante obtener parámetros estandarizados para lograr un mejor rendimiento de la cosechadora, esto nos ayudara a obtener la vibración adecuada generando una mayor estabilidad en la aplicación de los métodos.

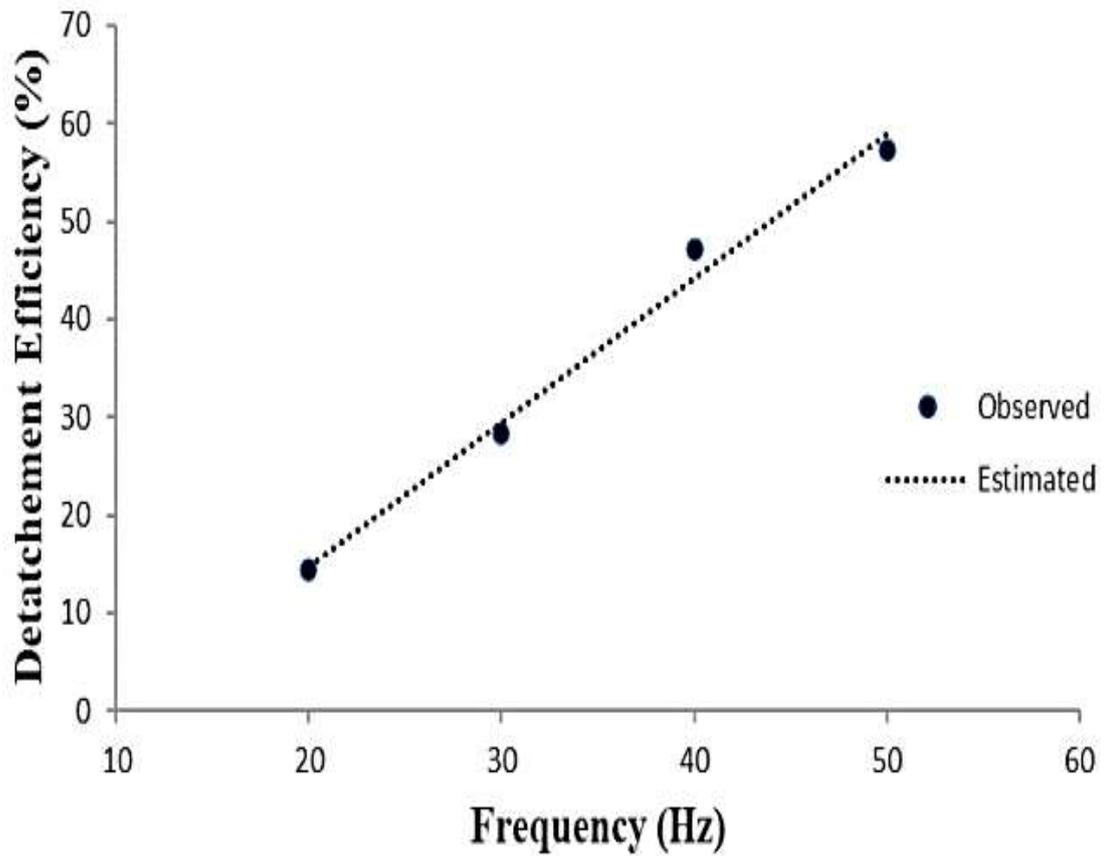
Según las investigaciones se lograron obtener diferentes frecuencias las cuales están reflejadas en la siguiente tabla:

Tabla 7 Tabla de Parámetros Frecuencia:

Cosechadora de Café Mecanizada						
N°	Estado del cerezo	Frecuencia	Unidad	Amplitud	Tiempo	Autor
1	Maduro	20	Hz	2 mm	5 s	[11]
		30	Hz	3 mm	4 s	
	Inmaduro	40	Hz	4 mm	3 s	
		50	Hz	5mm	2 s	
2	Maduro	21 - 56	Hz	.....	2 s	[27]
		21 - 51	Hz	.....	3 s	
		27 - 32	Hz	.....	4 s	
Cosechadora de Café Semi-Mecanizada						
3	Maduro	220	Hz	3 mm	40 s	[22]

Fuente: Propia

Se optó por una frecuencia de 50 Hz para un adecuado derribo del cerezo de café logrando optimizar el tiempo de cosecha.



*Figura 14 Eficiencia de desprendimiento en función de la frecuencia de vibración.*

*Fuente: [11]*

Al utilizar una frecuencia de 50 Hz podemos observar en la figura 14 que tiene una eficiencia de 60% dándonos a conocer que es la mejor opción para nuestra cosechadora de café.

## Materiales Utilizados Para la Estructura.

*Tabla 8 Propiedades de los Aceros Estructurales*

ITEM	MATERIAL	Su (ksi)	Sy (ksi)	n
1	ASTM A36	58	36	1.5
2	ASTM A 242	70	50	1.6
3	ASTM A 50	62	50	1.8

Fuente: Propia

*Tabla 9 Pesos Promedio de los Componentes que Sobrecargan a la Estructura*

Componentes	Peso (Kg)
Generador	43
Motores	30
Depósito de café	70

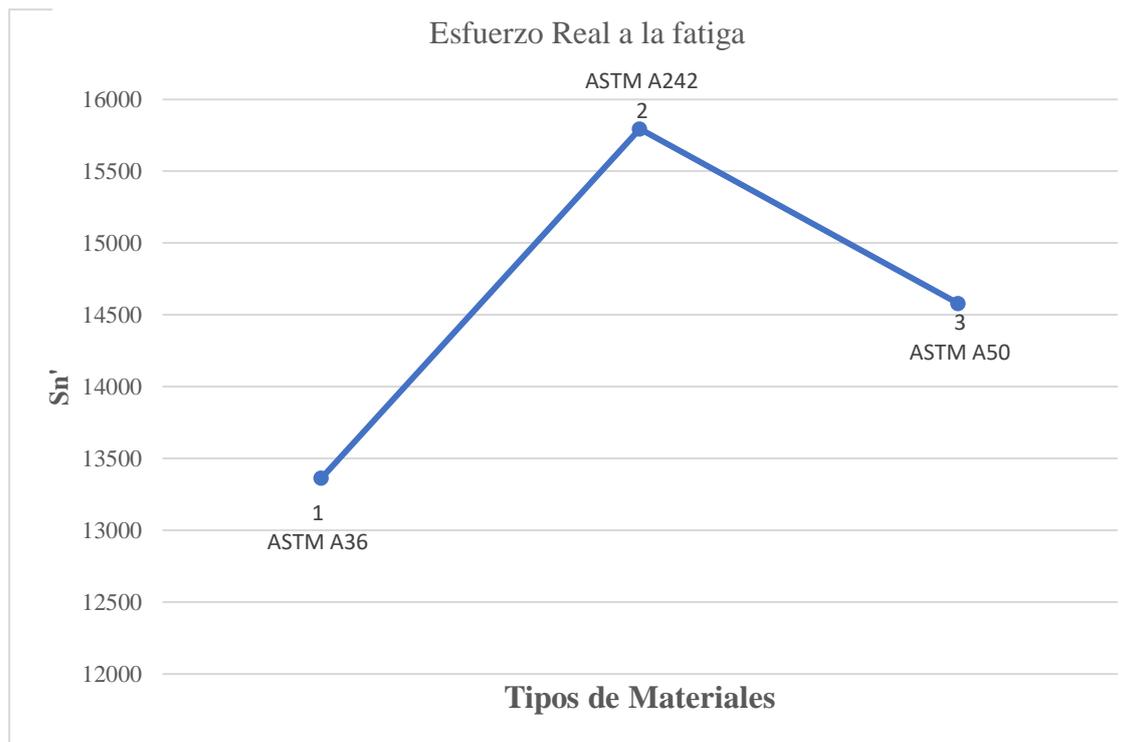
Fuente: Propia

*Tabla 10 Resultados de Esfuerzos Reales a la Fatiga*

ITEM	MATERIAL	Sn'
1	ASTM A36	13365
2	ASTM A242	15795
3	ASTM A50	14580

Fuente: Propia

Tabla 11 Esfuerzo Real a la Fatiga



Fuente: Propia

El material utilizado para el modelo será un acero estructural con una densidad de  $7850 \text{ kg m}^{-3}$ , tensión de flujo de  $2,5 \times 10^8 \text{ N m}^{-2}$ , tensión de ruptura de  $4,0 \times 10^8 \text{ N m}^{-2}$  y un esfuerzo real a la fatiga de 13,365 Ksi basado en el estándar de materiales estructurales ASTM A36, estos cálculos se ven reflejados y analizados en Anexos 3.

Nombre del modelo: eSTRUCTURA

Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado<Como mecanizada>-)

Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1

Escala de deformación: 0.00417186

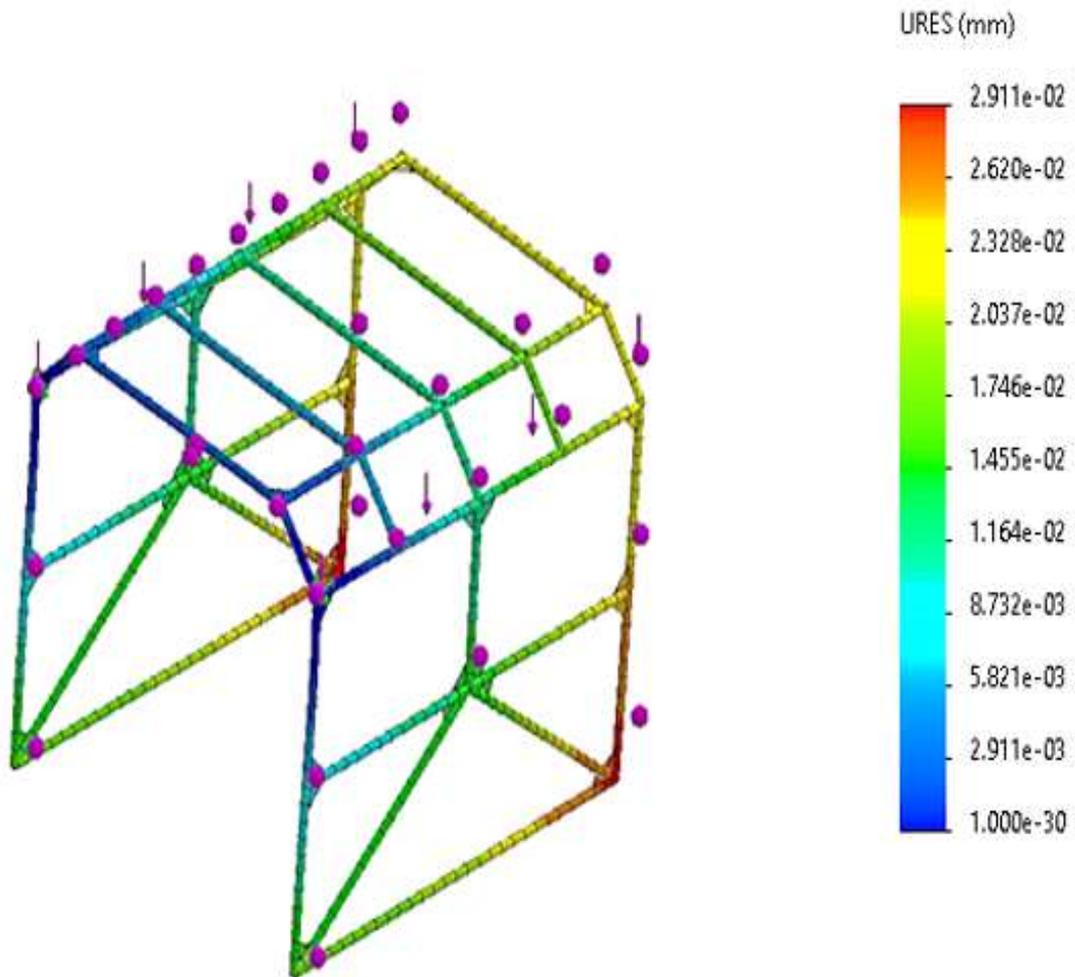


Figura 15 Estructura de Cosechadora de Café

Fuente: Propia

En la figura 15 podemos observar el diseño de la estructura de la cosechadora de café, donde se aplicó un análisis estático mediante el programa SolidWorks, aplicando una carga de 1402.36 N, el desplazamiento máximo es de 0,02911 mm, siendo la estructura lo suficientemente rígida para evitar fallas.

Nombre del modelo: Estructura  
Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 1(-Predeterminado «Como mecanizada»-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud10  
Forma modal: 10 Valor = 73.689 Hz  
Escala de deformación: 2,65225

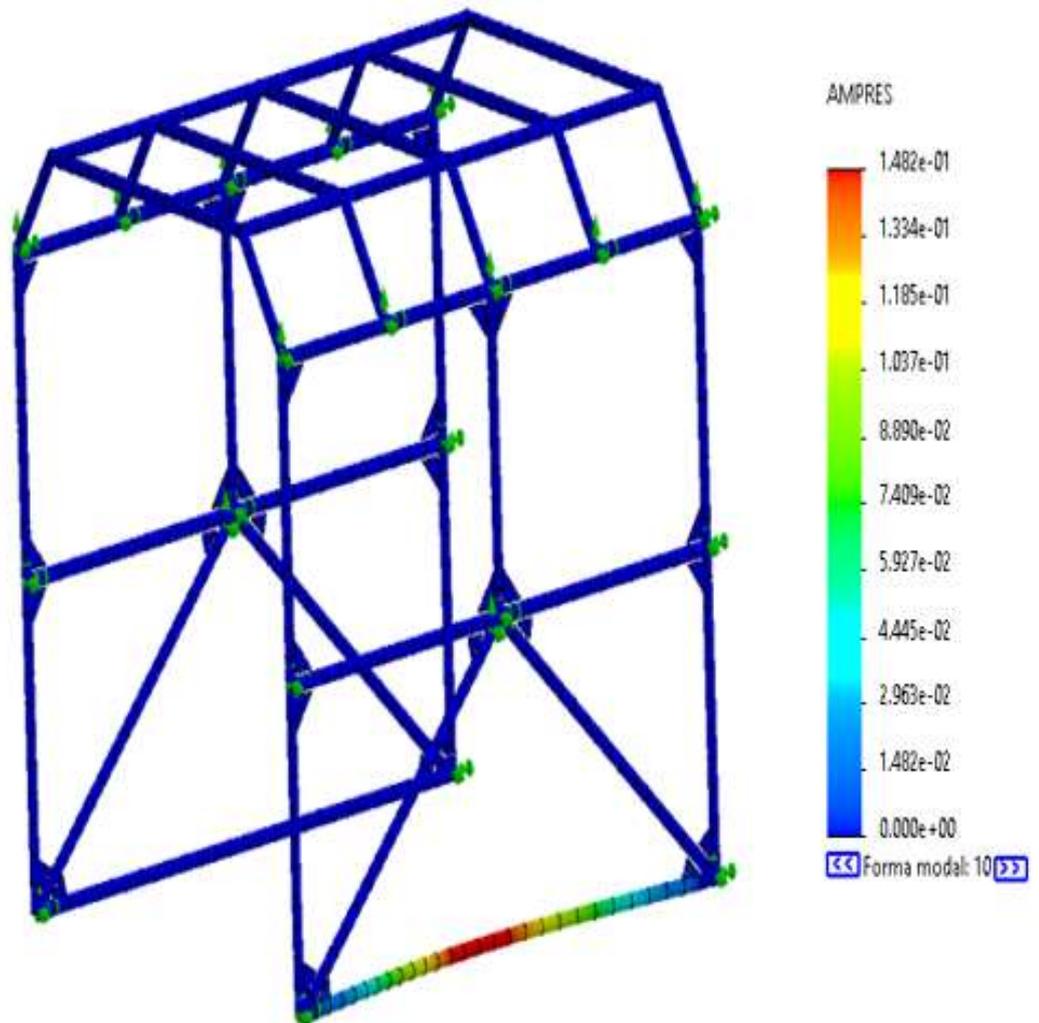


Figura 16 Estructura de Cosechadora de Café

Fuente: Propia

Para el análisis de frecuencia se utilizó el programa SolidWorks para determinar que la estructura soportará la frecuencia de vibración de 50Hz; el resultado para la forma modal 10 fue de 73, 689 Hz con una amplitud modal máxima resultante de 0,1482; estos resultados se encuentran dentro de los rangos de funcionalidad permitidos para la estructura según la tabla 7.

Nombre del modelo: Chasis  
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
Escala de deformación: 2,206,37

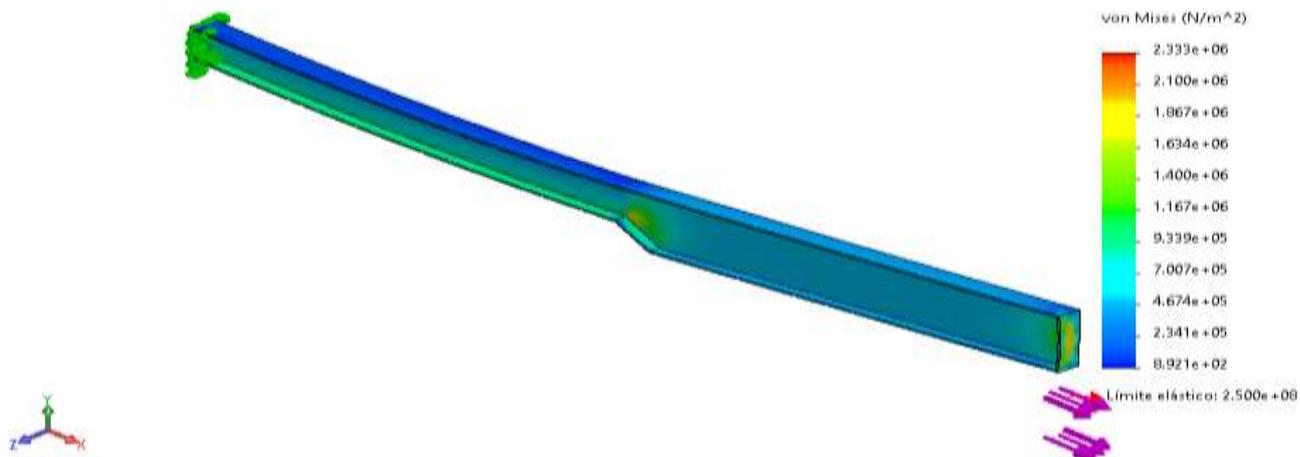


Figura 17 Simulación de von Mises en el Chasis

Fuente: Propia

Para la simulación se consideró la carga de todos los componentes del sistema la que equivale a 1402.36 N según la tabla 8; utilizando el criterio de Von Mises se determinó la máxima tensión equivalente igual a 2.33 MPa, valor que se encuentra por debajo del Límite elástico del material equivalente a 250 MPa.

Nombre del modelo: Chasis  
Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 1(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud50  
Forma modal: 3 Valor = 71.06 Hz  
Escala de deformación: 2.04954

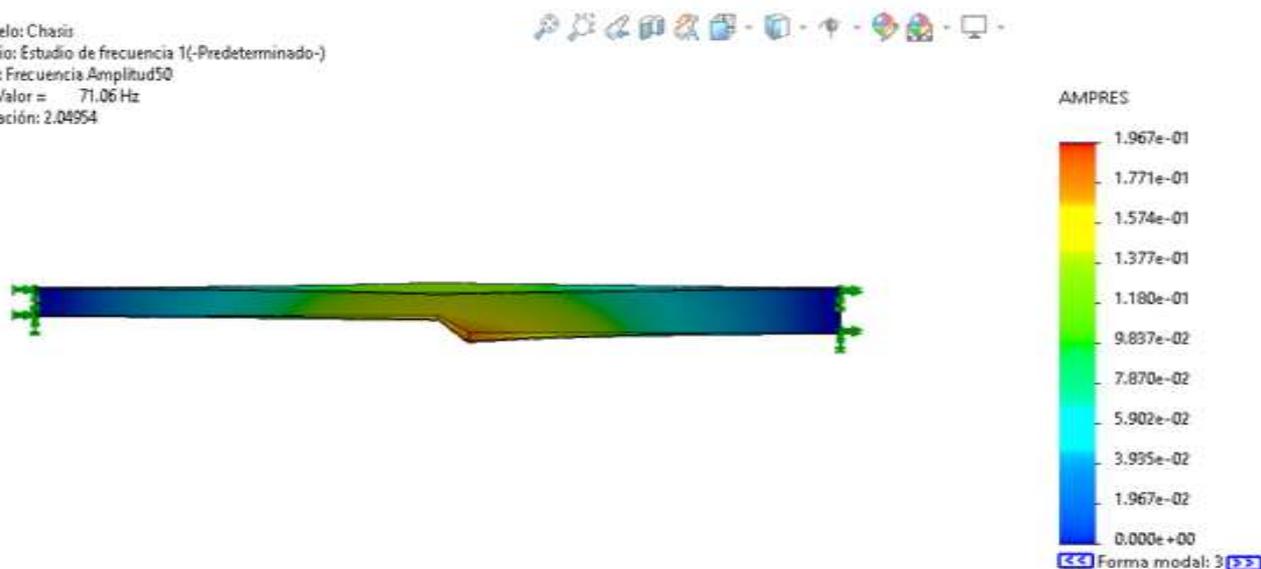
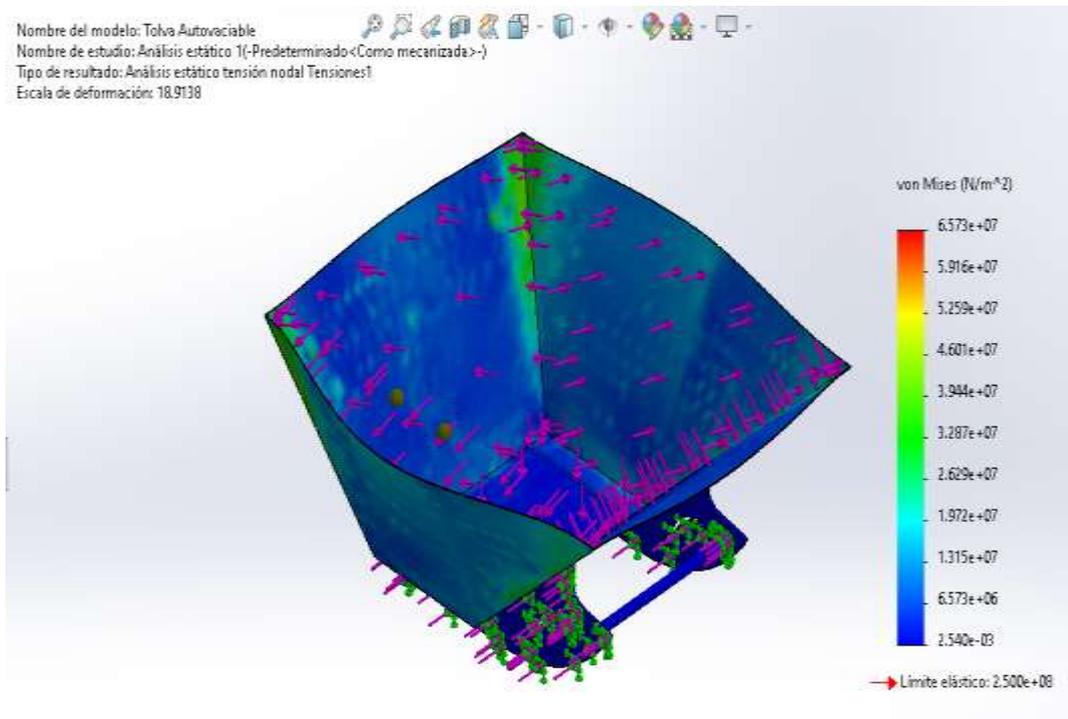


Figura 18 Simulación Frecuencial al chasis

Fuente: Propia

Para el análisis de frecuencia se utilizó el programa SolidWorks para determinar que la estructura soportará la frecuencia de vibración de 50Hz; el resultado para la forma modal 3 fue de 71, 06 Hz con una amplitud modal máxima resultante de 0,1967; estos resultados se encuentran dentro de los rangos de funcionalidad permitidos para la estructura según la tabla 7.



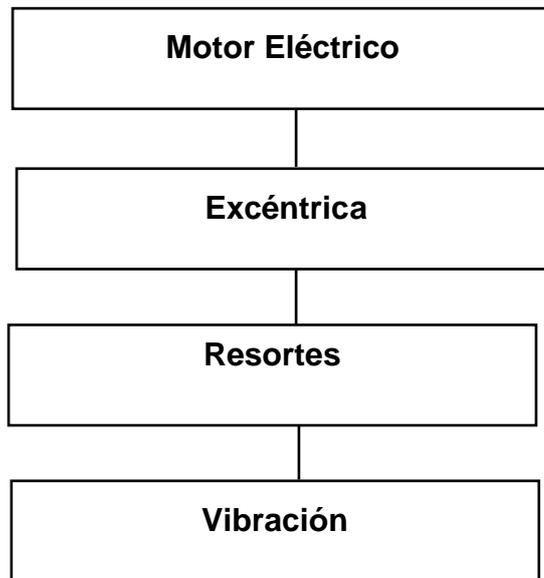
*Figura 19 Tolva Autovaciable*

*Fuente: Propia*

En la figura 19 se logra observar el diseño de la tolva la cual tiene una carga de 1.863 KN que vendría ser el peso del cerezo de café al acumularse en la tolva, también se logró aplicar un análisis estático usando el programa Solidworks para determinar el comportamiento de la tolva y así determinar la deformación máxima que es de 65,73MPa, cumpliendo los parámetros requeridos para nuestro diseño ya que el resultado se encuentra por debajo del límite elástico igual a 250MPa.

## Sistema de Vibración

Algoritmo genérico del sistema de vibración.



### Cálculo del Resorte

Los resortes seleccionados van hacer helicoidales a compresión, para eso iniciaremos calculando la rigidez axial, después calcular los esfuerzos (P), aplicando sumatoria de fuerzas, también las tensiones, determinar el cálculo del momento torsor, esfuerzo cortante y tensión resultante, para después resolver el cálculo estático.

Después encontrar el cálculo a fatiga, tensión media, tensión alternada y por último se encontrará el coeficiente de seguridad. Para la fabricación de los resortes con los aceros más comunes son aceros medio y alto carbono de aleación, laminados en frio y caliente, el alambre más usado es el redondo.

Tabla 12 Resultados del Resorte

Resultados de cálculo del resorte		
1	Descripción	Unidad
	cálculo de la rigidez axial	1.91 kg/mm
2	sumatoria de fuerzas	3750 kg/mm
3	Momento torsor	37.30 kg/mm <sup>2</sup>
4	Esfuerzo cortante	3.059 kg/mm <sup>2</sup>
5	Tensión Resultante	44.66 kg/mm <sup>2</sup>
6	calculo estático	45.10 kg/mm <sup>2</sup>
7	Tensión media	20.18 kg/mm <sup>2</sup>
8	Tensión alternada	33.40 kg/mm <sup>2</sup>
9	coeficiente de seguridad	0.58

Fuente: Propia

Todos los cálculos se encuentran en el Anexos 5.

### Resultados de Análisis de Vibración

Dada las frecuencias (f) y las amplitudes ( $x_m$ ) en las investigaciones realizadas podemos concluir que para una vibración adecuada debemos encontrar la frecuencia natural ( $\omega_n$ ), velocidad ( $\dot{x}_m$ ) y aceleración ( $\ddot{x}_m$ ) establecidas en la tabla, los análisis se encuentran en Anexos 7 de forma detallada.

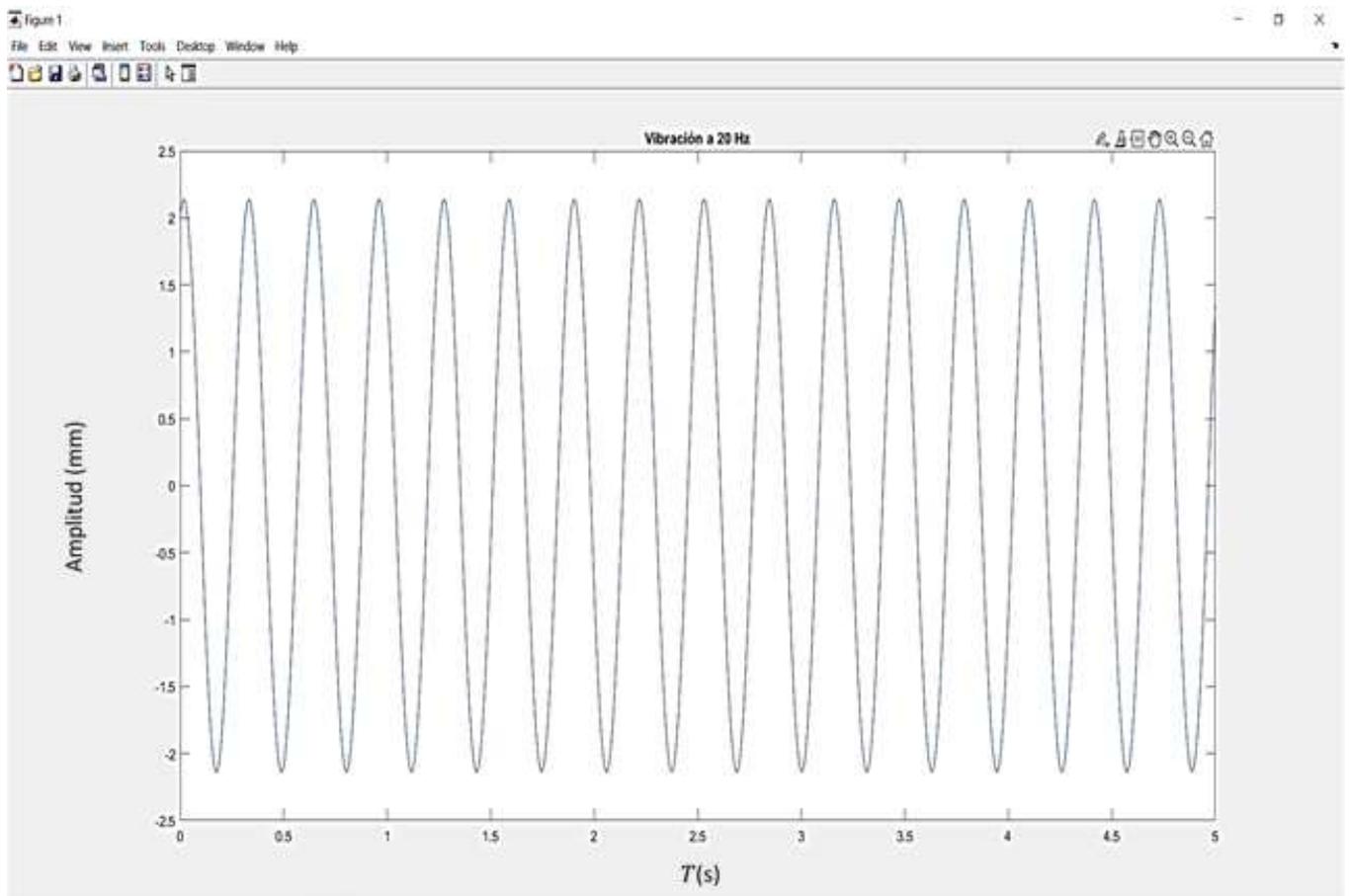
Tabla 13 Valores Estimado de Vibración

Frecuencia (f)	Amplitud ( $x_m$ )	Frecuencia Natural ( $\omega_n$ )	Velocidad ( $\dot{x}_m$ )	Aceleración ( $\ddot{x}_m$ )
20 Hz	2 mm	125.66 rad/s	0.25 m/s	31.58 $m/s^2$
30 Hz	3 mm	188.50 rad/s	0.57 m/s	106.59 $m/s^2$
40 Hz	4 mm	251.33 rad/s	1.01 m/s	252.66 $m/s^2$
50 Hz	5mm	314.16 rad/s	1.57 m/s	493.48 $m/s^2$

Fuente: Propia

## Simulación del Sistema de Vibración

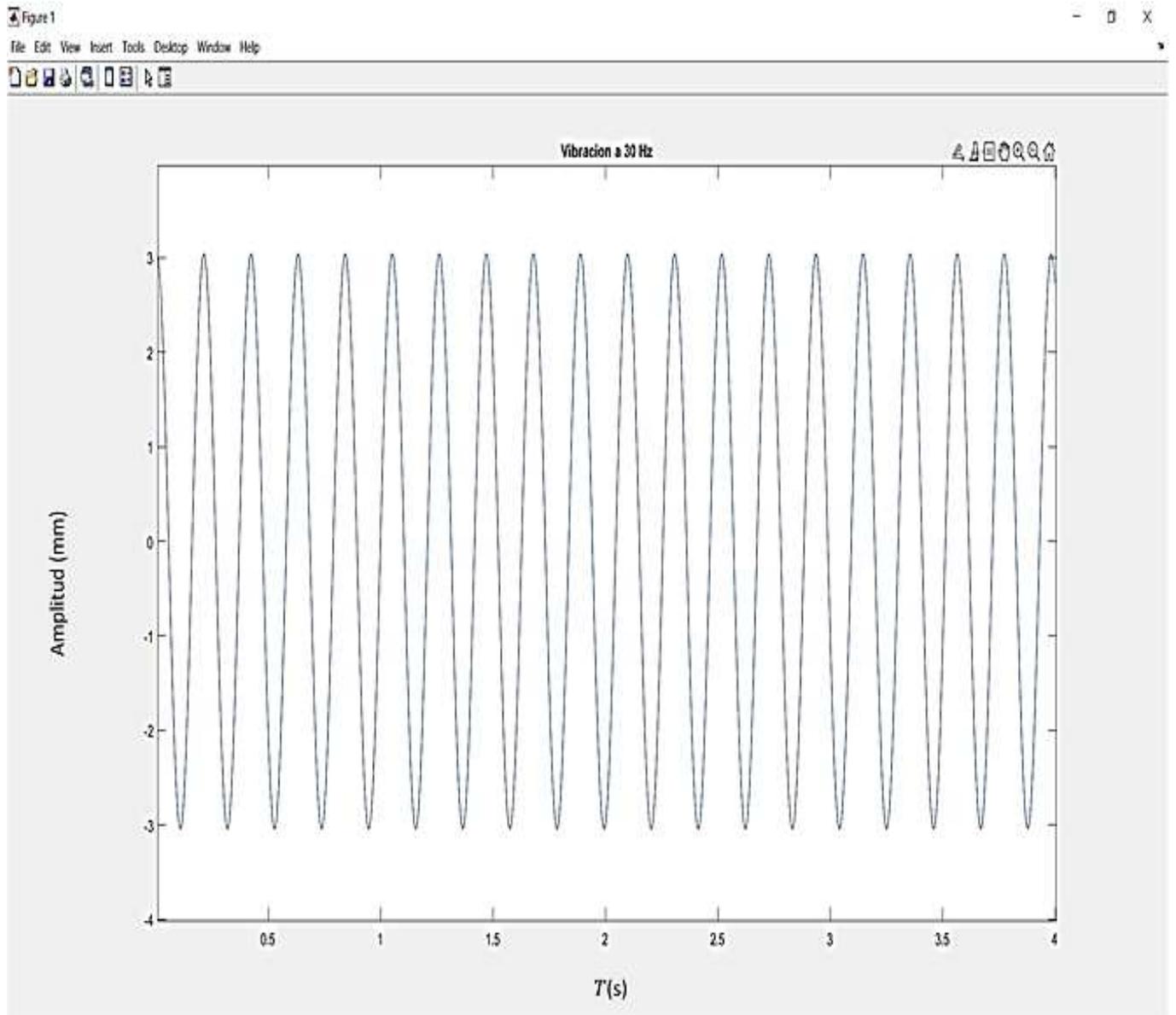
Para las frecuencias de 20, 30, 40 y 50 Hz utilizamos el programa MATLAB para simular la vibración, teniendo en cuenta los parámetros como la velocidad, el tiempo, la amplitud y la frecuencia, donde se puede observar las ondas de vibración referente al tiempo por la amplitud, los códigos están reflejados en Anexos 8.



*Figura 20 Vibración a 20 Hz*

*Fuente: Propia*

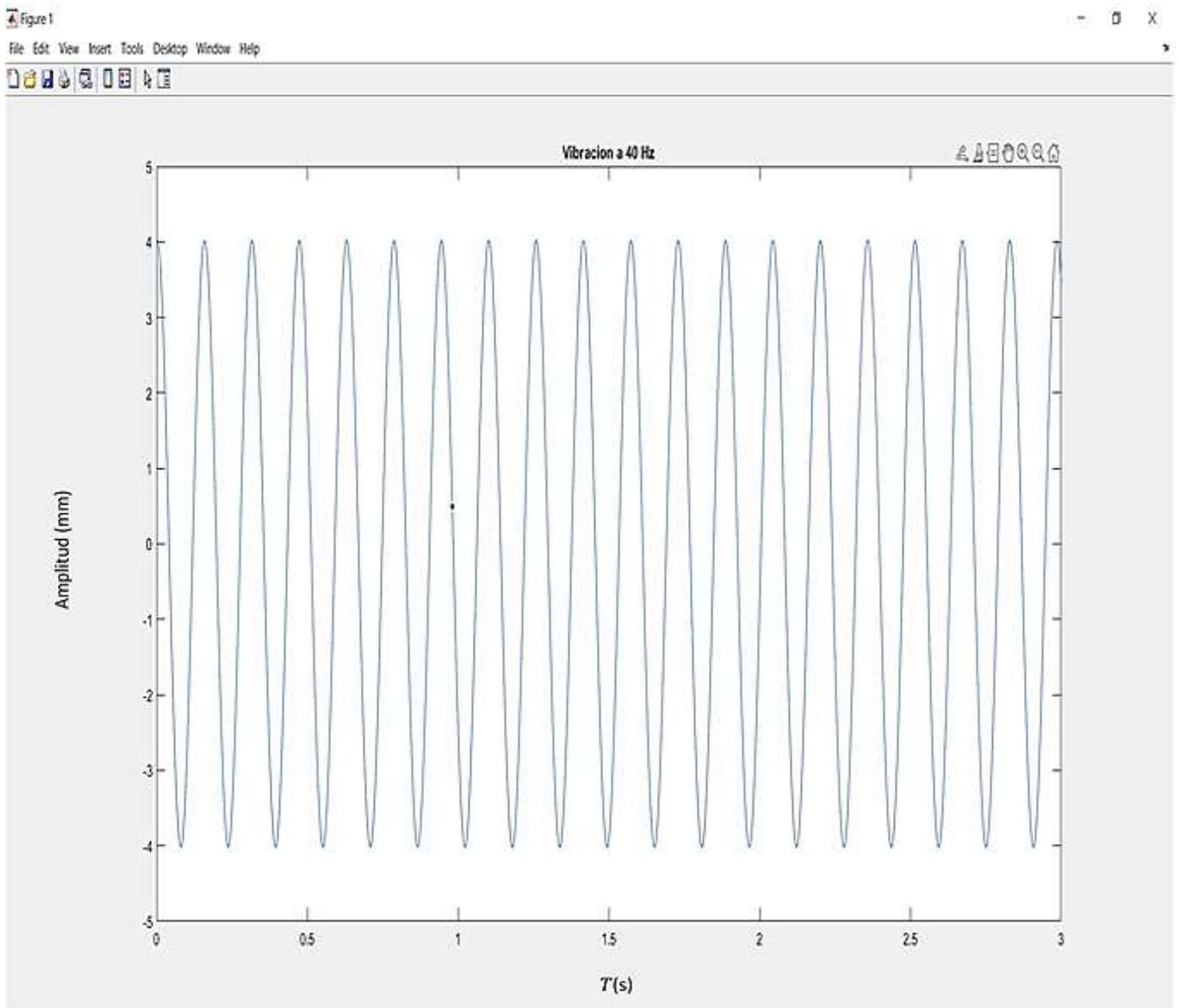
Según la figura 20 podemos observar que la frecuencia de 20 Hz tiene una amplitud de 2mm con un tiempo de derribo de 5s por cafeto, la cual se ve reflejado en las secuencias de las ondas vibracionales la cual presenta una frecuencia constante para el derribo del cerezo.



*Figura 21 Vibración a 30 Hz*

*Fuente: Propia*

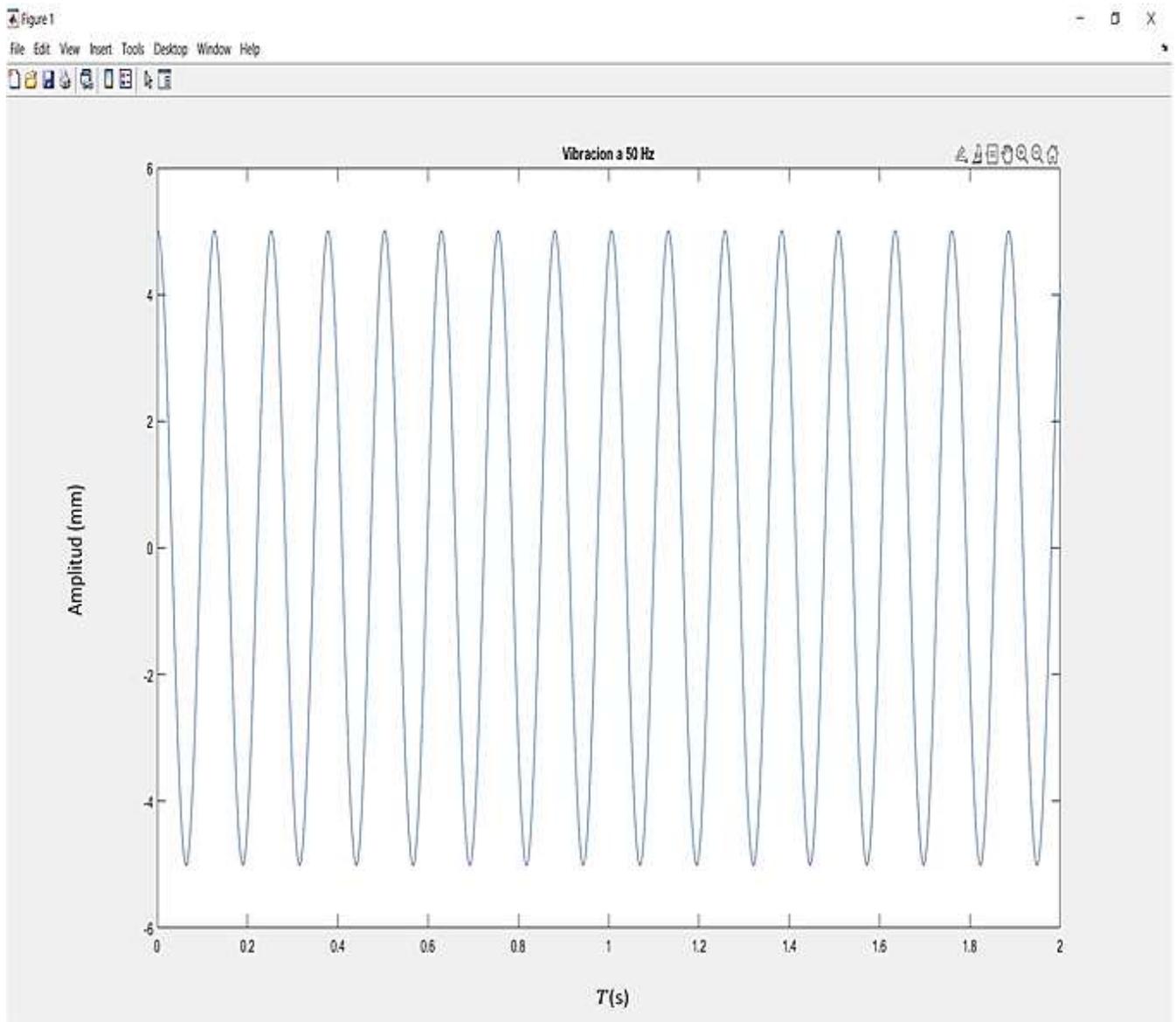
De acuerdo a la figura 21 se observa que las ondas de vibraciones son constantes ya que cuenta con una amplitud de 3 mm con un tiempo de 4s, dicha simulación se encuentra a una frecuencia de 30 Hz, donde se puede visualizar que las ondas tienen una vibración constante mucho mayor que la figura 20.



*Figura 22 Vibración a 40 Hz*

*Fuente: Propia*

Como podemos visualizar en la siguiente figura presenta un tiempo de 3s con una amplitud de 4 mm, dicha simulación se encuentra a 40 Hz, logrando determinar que su desplazamiento de sus ciclos se encuentra a mayor tiempo que la frecuencia de 30 Hz.



*Figura 23 Vibración a 50 Hz*

*Fuente: Propia*

Para nuestro diseño se logró determinar que 50 Hz es la vibración adecuada para el derribo del cerezo de café en estado maduro, dando como resultado la optimización del tiempo de cosecha, así mismo en la figura 23 se refleja la amplitud de 5mm con un tiempo de 2s de recolección, también se refleja que las ondas de vibración son más constantes que las anteriores frecuencias.

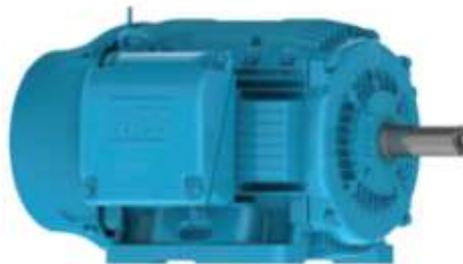
## Selección del Motor Eléctrico

Para la selección del motor fue necesario establecer la frecuencia más alta donde la Frecuencia Natural  $\omega_n$  mayor fue de 314.16 rad/s al convertir a velocidad de trabajo es de 3000 rpm, teniendo en cuenta este resultado podremos elegir el motor eléctrico más adecuado .

*Tabla 14 Motor Eléctrico*

FICHA TÉCNICA	
Modelo	W22
Peso	10 kg
Velocidad de trabajo	3515 rpm
Potencia	3 HP
Voltaje	230 a 460 Volt

Fuente: [28]



*Figura 24 Motor Eléctrico*

*Fuente: [28]*

## Diseño de la caja Excéntrica

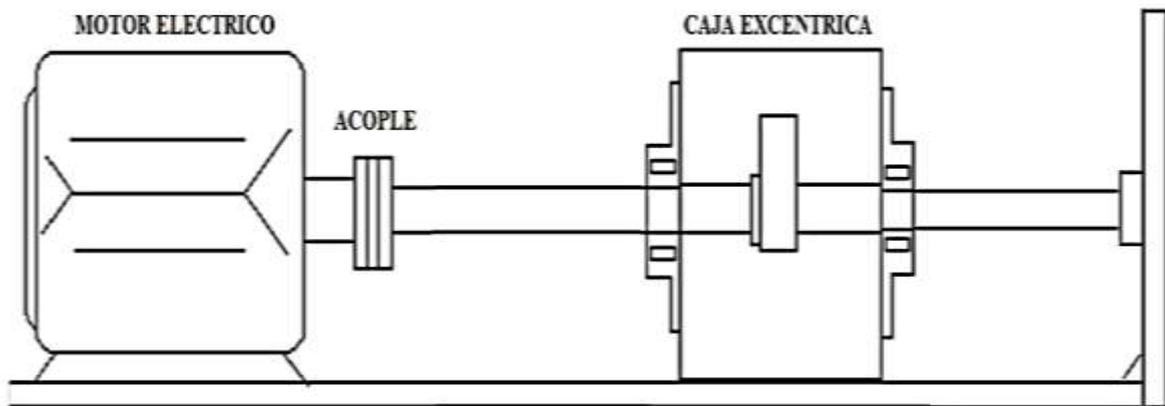


Figura 25 Diseño de la Caja Excéntrica

Fuente: Propia

La caja excéntrica que produce la vibración según la figura 25 mantiene las posteriores partes:

- Carcaza
- Eje
- Excéntrica
- Tapa porta sello
- Empaquetaduras

### Diseño del Eje:

#### Solución de Análisis Estático del Eje:

Se realizó el análisis del esfuerzo por flexión " $M_{\text{máx}}$ " la cual resulto ser 622.90 N.m y el esfuerzo de torsión " $\tau$ " dando como resultado 180.88 N.m, estos datos se encuentran especificados en ANEXO 4

Para encontrar el diámetro del eje, se determinó el tipo de material acero AISI-SAE 1020 estirado en frío obteniendo los valores:

Resistencia a la tracción ( $S_{ut}$ ): 470 MPa

Límite de Fluencia ( $S_y$ ) : 390 MPa

### Cálculo para el Diámetro del Eje

$$d = \sqrt[6]{\left(\frac{F.S}{S_y}\right)^2 \left( \left(\frac{32M_{max}}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16t_{max}}{\pi}\right)^2 \right)} \quad \dots\dots \text{Ecua (8)}$$

Factor de seguridad ( $F.S$ ) : 1.5

Límite de Fluencia ( $S_y$ ) : 390 MPa

Sustituyendo:

$$d = \sqrt[6]{\left(\frac{1.5}{390 \times 10^6}\right)^2 \left( \left(\frac{32(622.90 \text{ N.m})}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16(180.88 \text{ N.m})}{\pi}\right)^2 \right)}$$

$$d = 29.32 \text{ mm} \approx 30.0 \text{ mm}$$

Para nuestro eje se logró determinar un diámetro de 30.0 mm la cual resistirá los esfuerzos y las cargas de tensión.

## Rodamientos para el eje

Teniendo en cuenta el diámetro del eje 30mm se logró identificar dos rodamientos modelo 6206-2RS1 es importante resaltar que se tendrá una carga excéntrica la cual se encontrara en el centro del eje, estos rodamientos logran soportar la fatiga por las cargas cilíndricas sometidas a este sistema de vibración.

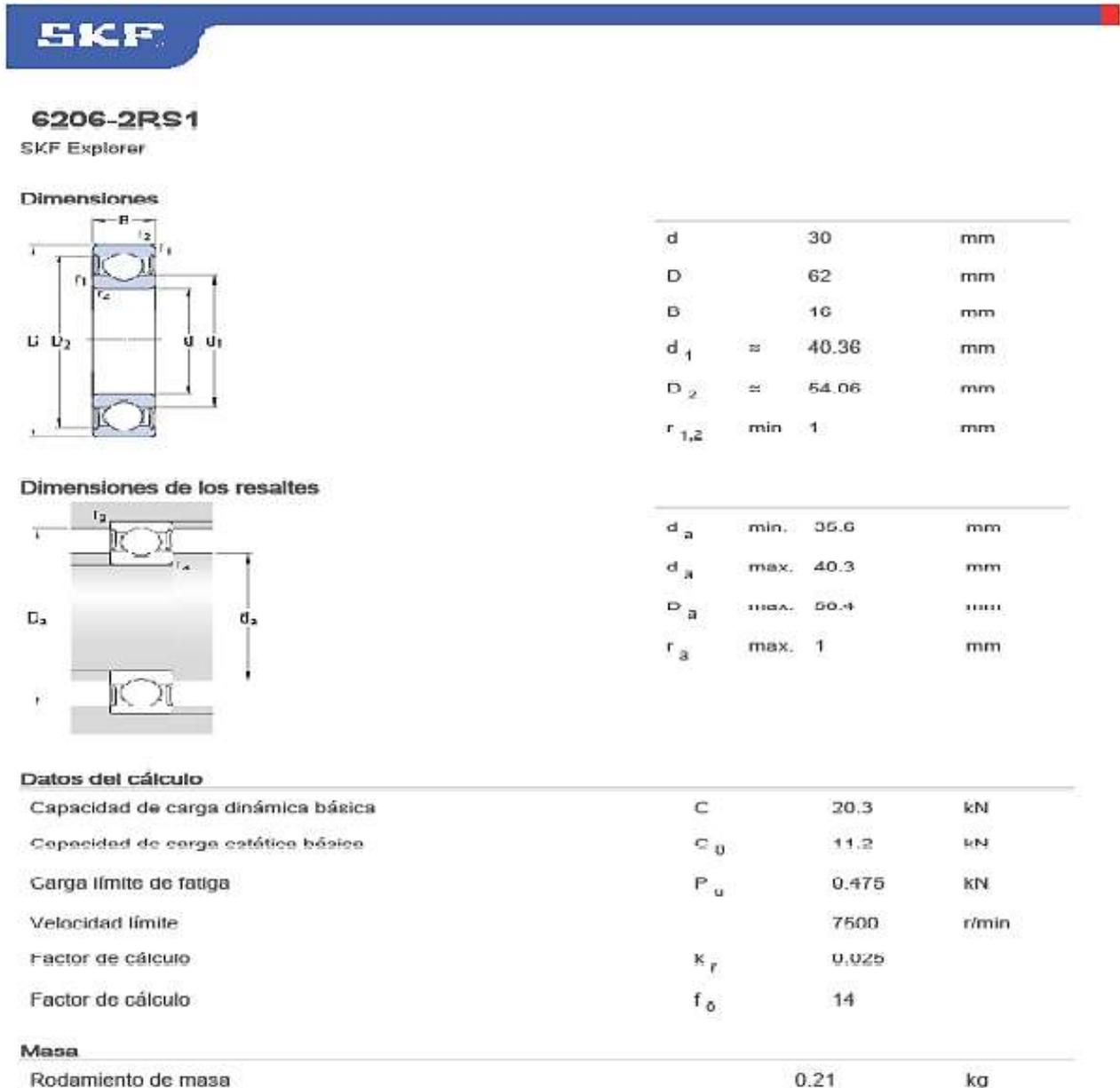


Figura 26 Rodamientos

Fuente: [29]

## Diseño de la Excéntrica

El diseño de la excéntrica se muestra en la figura 27

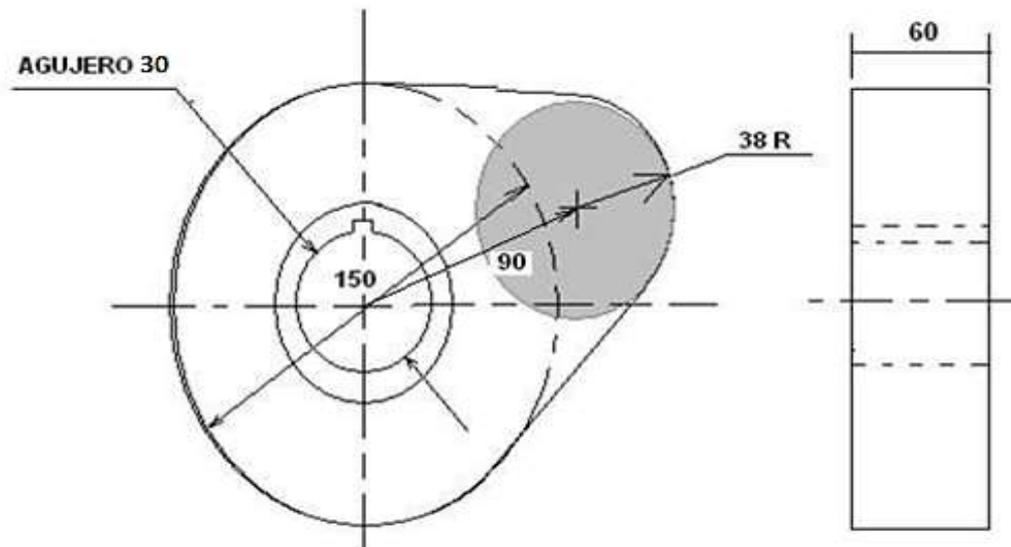


Figura 27 Diseño de la Excéntrica

Fuente: Propia

F: Fuerza centrípeta

m: Masa del cuerpo

V: Velocidad

R: Radio de la circunferencia

$$F = \frac{m \cdot V^2}{r}$$

Para encontrar la fuerza centrípeta vamos empezar encontrando la masa del cuerpo:

$$m = p \cdot V = 7,80 \times 0,76^2 \times \frac{\pi}{4} \times 0,60$$

$$m = 2.12 \text{ Kg}$$

Después encontramos n que sería la velocidad:

$$n = 300 \frac{rev}{min} \times \frac{\pi \times 0,18}{rev} \times \frac{min}{60s} = V = 2,8 \frac{m}{s}$$

Una vez encontrado (m) que es la masa del cuerpo y (v) la velocidad, recién podremos encontrar la fuerza centrípeta (F):

$$F = \frac{(2,12) \times (2,8)^2}{0.09}$$

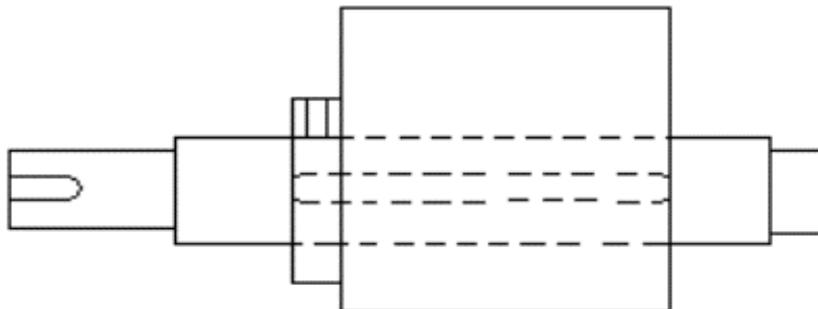
$$F = 185 \text{ Kg}$$

Para conseguir la fuerza de 550 kg se dispondrá agrandar la excéntrica en tres veces, representado en la siguiente formula:

L= Longitud

Lfinal= 180 mm

$$F_{total} = 3 \times 185 = 555 \text{ Kg}$$



*Figura 28 Eje con la Caja Excéntrica*

*Fuente: Propia*

## Acoplamiento para motor eléctrico

Para la selección de rodamiento es necesario tener en cuenta la potencia de motor que son 3 HP con una velocidad de trabajo de 3515 rpm, el tamaño vendría ser E3 de la marca MEGA CHAIN.

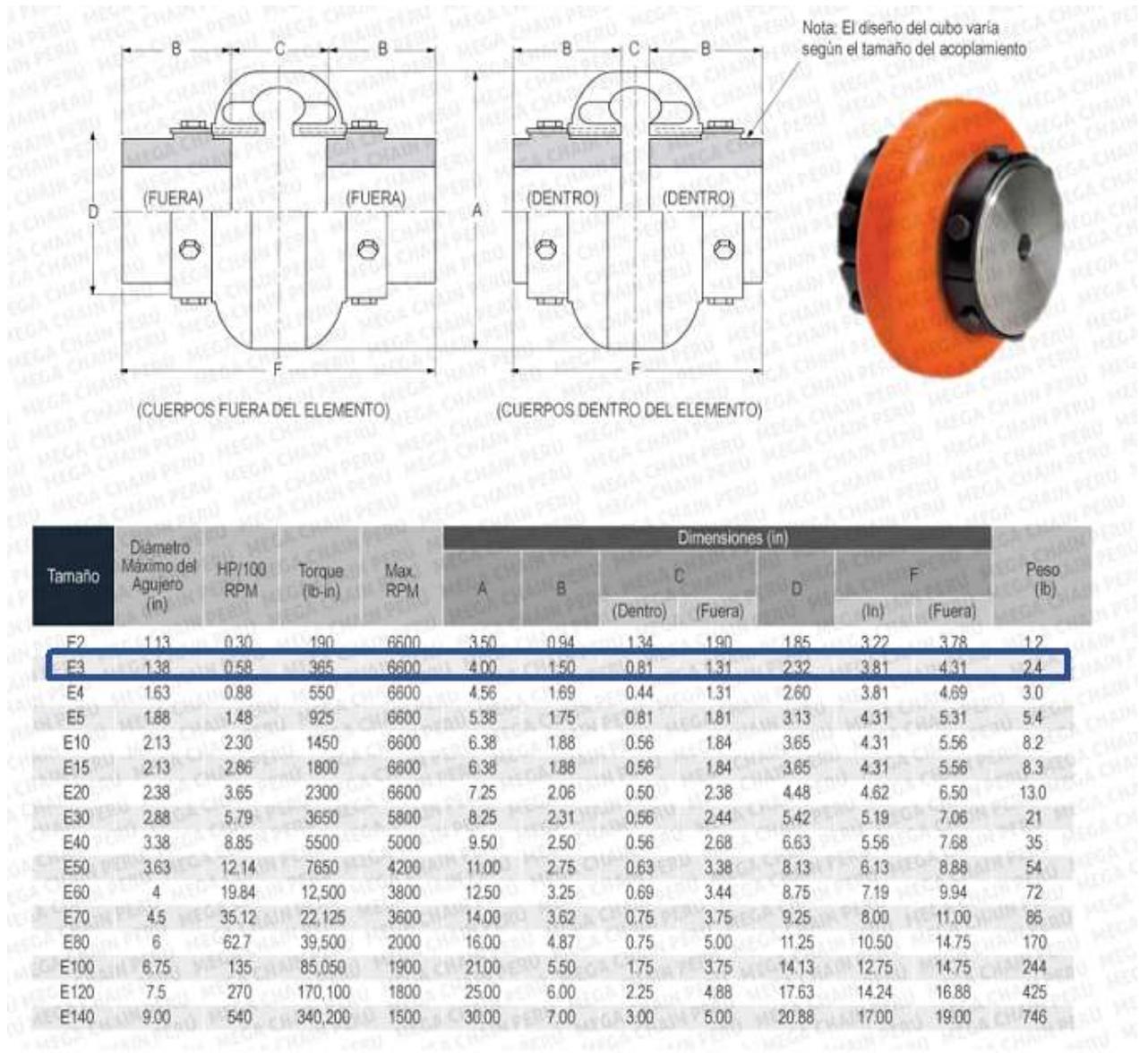


Figura 29 Acoplamiento

Fuente: [35]

## Diseño de Sistema para el Almacenado.

### Diseño de Tolva

Dimensiones De La Tolva: Se necesitará para el almacenamiento de la tolva un promedio de 190Kg.

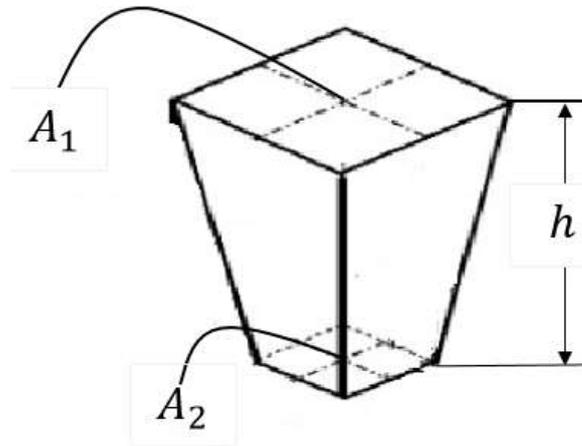


Figura 30 Calculo para Diseño de Tolva

Fuente: Propia

### Cálculo de Volumen:

La densidad del cerezo de café es de  $700 \text{ Kg}/\text{m}^3$ , para el almacenamiento se necesitará un promedio de 190Kg, donde  $A_1 = 0.7\text{m}^2$  y  $A_2 = 0.16\text{m}^2$ . Obteniendo los datos podremos calcular el volumen y la altura de la tolva.

$$\rho_{\text{CAFE}} = \frac{m}{v} \dots \dots \text{Ecu} (9)$$

$$v = \frac{h}{3} * (A_1 + A_2 \sqrt{A_1 * A_2}) \dots \dots \text{Ecu} (10)$$

Al resolver la Ecuación (9) podremos obtener el volumen que es:  $v = 0.27 \text{ m}^3$

Al encontrar el volumen aplicamos la ecuación (10) para encontrar la altura en la cual se logra identificar en el siguiente cuadro:

Tabla 15 Dimensiones

Dimensiones	
A <sub>1</sub>	1m x 0.7m
A <sub>2</sub>	0.6m x 0.27m
ALTURA	1.07 m

Fuente: Propia

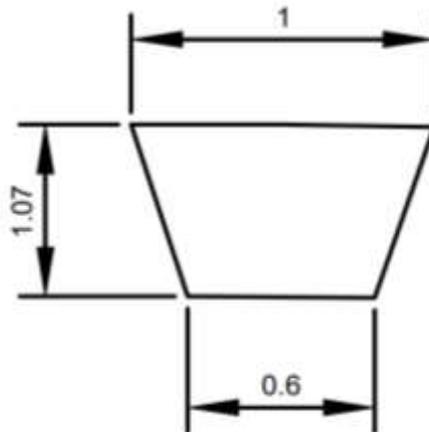


Figura 31 Dimensiones de la tolva

Fuente: Propia

### Cálculo de Presión de la Tolva:

Para el cálculo de presión de la tolva se utilizará la ecuación (11), teniendo en cuenta la densidad del cerezo de café que es de  $700 \text{ Kg}/\text{m}^3$  de esta forma se lograra encontrar una presión necesaria para la tolva.

$$P_v = \frac{\delta \cdot A_1}{U \cdot \mu \cdot K_j} \left[ 1 - e^{\left( -h \cdot K_j \cdot \frac{\mu \cdot U}{A_1} \right)} \right] \dots\dots \text{Ecu (11)}$$

Donde:

Densidad del cerezo de café ( $\delta$ ) :  $700 \text{ Kg}/\text{m}^3$  ,  $4.91 \text{ KN}/\text{m}^3$

Ángulo de rozamiento ( $\phi_w$ ):  $32^\circ, 43^\circ$

Ángulo de rozamiento Interno ( $\phi_i$ ):  $30^\circ$

Gravedad:  $9.81 \text{ m/s}^2$

Coefficiente de rozamiento ( $\mu$ ): 0.4

Perímetro superior de la tolva (U): 3m

$$k_j = \frac{(1 - \sin \phi_1)}{(1 + \sin \phi_1)} \tan \phi_w \dots \dots \text{Ecu (12)}$$

Para encontrar la constante de Janssen ( $k_j$ ) se utilizará la ecuación (12), donde se logrará obtener los esfuerzos de las paredes de la tolva, donde el ángulo de rozamiento  $\tan(\phi_w)$  es de  $32^\circ, 43^\circ$ . De esta forma se determinó  $k_j = 0.31$  estos resultados se encuentran en el anexo5.

De la misma forma para encontrar la presión vertical de la tolva reemplazaremos los valores obteniendo un valor de  $P_v = 6.38 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$ .

Para encontrar la presión horizontal se utilizará la siguiente ecuación:

$$P_h = K_j * P_v \dots \dots \text{Ecu (13)}$$

Al reemplazar los valores en la ecuación (13), obtendremos como resultado  $P_h = 1.97 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$

Para determinar el análisis de la presión normal de la tolva ( $P_n$ ), se identificará las medidas de mayor área de la tolva, como se logra observar en la siguiente figura, donde precisaremos el ángulo de inclinación  $\alpha = 21^\circ$ , con una longitud de  $ln = 1.07\text{m}$ .

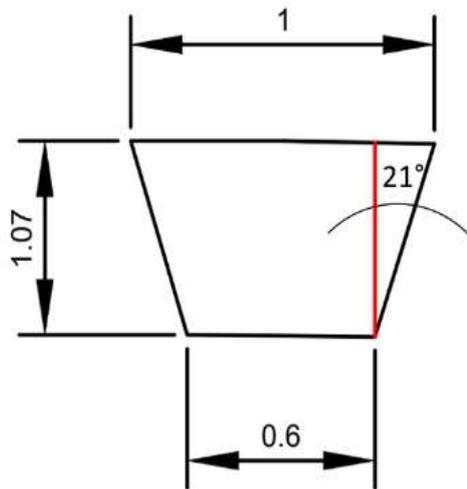


Figura 32 Dimensiones de la Tolva para Presión Normal

Fuente: Propia

$$P_n = P_{n3} + P_{n2} + \left( P_{n1} - P_{n2} * \frac{x}{ln} \right) \dots\dots \text{Ecu} (14)$$

Donde:

$$x = \frac{ln}{2} \dots\dots \text{Ecu} (15)$$

$$P_{n1} = P_v (1.2(\cos \alpha)^2 + 1.5(\sin \alpha)^2) \dots\dots \text{Ecu} (16)$$

$$P_{n2} = 1.2 * P_v * (\cos \alpha)^2 \dots\dots \text{Ecu} (17)$$

$$P_{n3} = 3 \frac{A_{1*} \delta * K_j}{U * \sqrt{u}} \dots\dots \text{Ecu} (18)$$

Para determinar la presión normal de la tolva, se lograra resolver las ecuaciones para especificar el valor de  $x = 0.615m$ ,  $P_{n1} = 8.14KN/m^2$ ,  $P_{n2} = 6.67N/m^2$  y  $P_{n3} = 1.19N/m^2$ .

De la misma forma para obtener la presión normal de la tolva ( $P_n$ ), se tiene que reemplazar los valores obtenidos en la ecuación (14), teniendo como resultado  $P_n = 12.66N/m^2$ , estos resultados se encuentran especificados en Anexo 6.

## Diseño de la Faja Transportadora

La faja de perfil nervada nos permitirá que los frutos de café se deslicen por el perfil sin ningún riesgo que el fruto caiga hacia el piso, este sistema nos permitirá una gran eficacia en la recolección del cerezo.

Tabla 16 Ficha Técnica

Faja Transportadora	
Dimensiones	30cm de ancho x 4 m de largo
Grosor del material	2 cm
Tipo de material	Caucho
Tamaño de perfiles en "v"	0.5 cm

Fuente: [30]

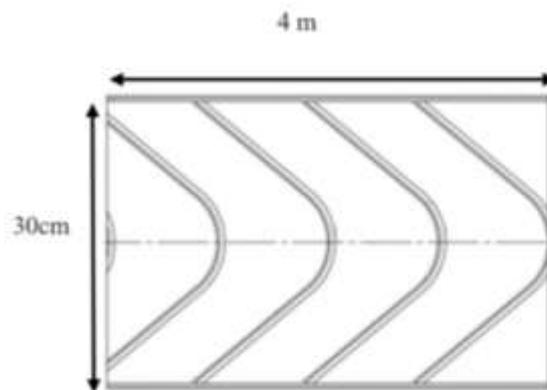


Figura 33 Faja Transportadora Nervada

Fuente: [34]

Datos:

L= 4m

Eficiencia= 30 %

Peso Promedio de Cosecha por planta: 2.5 Kg

### **Velocidad de transporte**

$$v = \frac{3 \text{ plantas}}{10 \text{ s}} \times 4 \text{ m} \times 30 \%$$

$$v = 1.5 \text{ m/s}$$

### **Capacidad de Carga**

C = Carga

$$c = \frac{7.5 \text{ kg}}{4 \text{ m}}$$

$$c = 1.87 \text{ kg/m}$$

### **Calculo de Potencia del Motor**

Para determinar la potencia del motor necesaria se utiliza la siguiente ecuación:

$$Hp = \frac{(W + w)(f)}{330}$$

Donde:

W: Peso de la carga

w= Peso de la Banda

f= Coeficiente de Fricción

$$Hp = \frac{(50 + 200)(0.4)}{330}$$

$$Hp = 0.3 * 1.5(\text{factor de seguridad})$$

$$Hp = 0.45$$

**Para las fajas se seleccionará un motor eléctrico de 0.5 Hp.**

*Tabla 17 Motor Eléctrico*

FICHA TÉCNICA	
Modelo	MS90L-8
Peso	10 kg
Velocidad de trabajo	750 rpm
Potencia	0.5 HP
Voltaje	380 Volt

Fuente: [31]



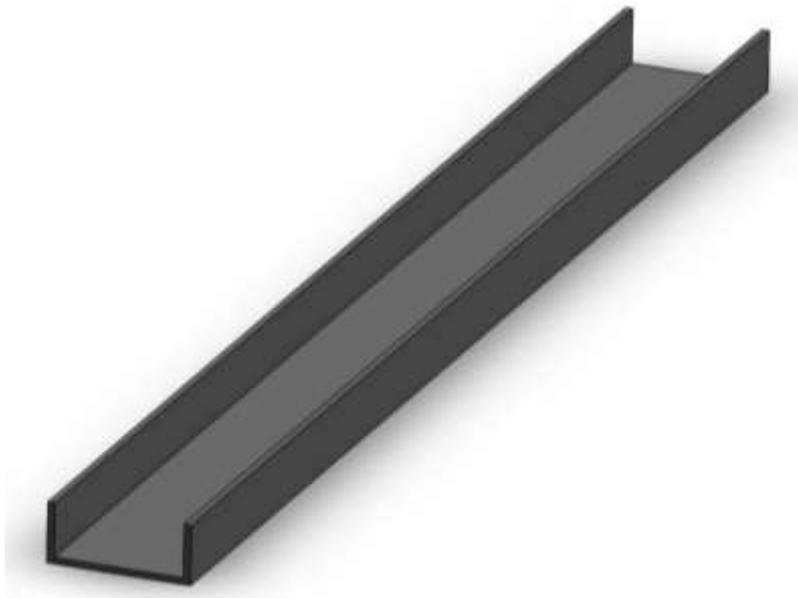
*Figura 34 Motor Eléctrico para Faja Transportadora*

Fuente: [28]



*Figura 35 Diseño de Faja Transportadora*

*Fuente: Propia*



*Figura 36 Diseño de Soporte de Fajas*

*Fuente: Propia*

## Sistema de Potencia

Para calcular la potencia es necesario lograr identificar todas las cargas sometidas, por lo tanto, se necesitarán 4 motores trifásicos los cuales podemos identificar en los cuadros siguientes, de esta forma poder identificar el generador más adecuado para el funcionamiento de la cosechadora de café.

*Tabla 18 Motor Eléctrico para vibración*

FICHA TÉCNICA	
Modelo	W22
Peso	10 kg
Velocidad de trabajo	3515 rpm
Potencia	3 HP
Voltaje	230 a 460 Volt

Fuente: [28]

*Tabla 19 Datos para el Cálculo del Generador*

Datos	Potencia (HP)	Cantidad	Total
Motor eléctrico	0.5	2	1
Motor Eléctrico para Vibración	3	1	3
			4

Fuente: Propia

A partir de la siguiente formula encontraremos la potencia necesaria para el generador.

$$K_{va} = \sqrt[1.1]{\left(\frac{HP}{3}\right)} \times 7.5 \dots\dots \text{Ecu} (8)$$

Donde:

HP: Potencia

Potencia (Kva)	9.7
----------------	-----

Teniendo como potencia 9.7 kva se logrará identificar el generador más próximo a los resultados obtenidos.

*Tabla 20 Generador Honda 12 kVA trifásico*

FICHA TÉCNICA	
Modelo	GX390
Volumen de combustible	16 L
Peso	43 kg
Par motor neto máximo	2500 rpm
Potencia	20 HP
Voltaje	380 Volt

Fuente: [32]

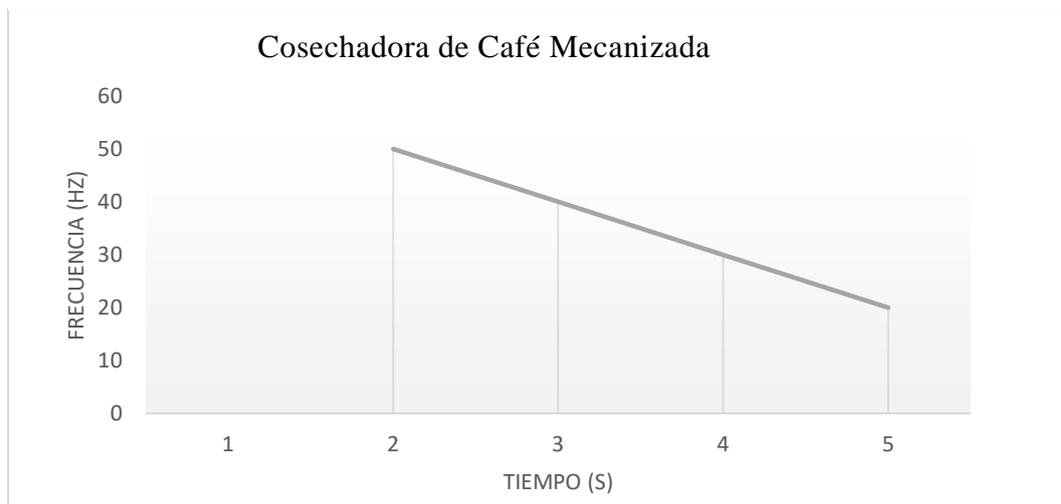


*Figura 37 Generador Honda 12 kVA trifásico*

Fuente: [32]

## Tiempo de Recolección del Cerezo de Café

Tabla 21 Tiempo de Cosecha Mecanizada



Fuente: Propia

Según la tabla podemos observar que para la frecuencia de 50 Hz tenemos un menor tiempo de cosecha que las demás frecuencias, de la misma manera logramos observar que a mayor frecuencia menor es el tiempo para la recolección, los valores de la tabla 21 se encuentran reflejados en la tabla 7.

Tabla 22 Comparación entre la Cosecha Selectiva y Mecanizada

Nº	Tiempo de Cosecha Mecanizada por Hectárea	Frecuencia	Tiempo por Planta	Cafetos	Hora
1	Cosechadora Mecanizada	50 Hz	2s	5000	2.7
Nº	Tiempo de Cosecha Selectiva por Hectárea	Operarios	Tiempo por Planta	Cafetos	Hora
1	Personal de Cosecha	30	5 Minutos	5000	13.8

Fuente: Propia

Para la comparación entre la cosecha mecanizada y selectiva fue necesario tener en cuenta las encuestas que se encuentra en el anexo 1, donde determinamos que para una hectárea de café es necesario 30 operarios para la recolección selectiva, dando como resultado que una hectárea se cosecharía en 13.8 horas, mientras que para la recolección mecanizada solo sería necesario 2.7 horas por una hectárea, optimizando el tiempo de cosecha.

### **3.2. Discusión**

Para la cosecha se encontró un mecanismo, que mejorara el cuidado de la planta dándonos como resultado una mejor cosecha en la próxima temporada, este diseño de vibración ayudara a incentivar a mecanizar la cosecha de café la cual representa un avance para nuestros agricultores de nuestro país.

Empleamos un mecanismo de vibración, como parte de optimizar la recolección de café la cual mejorara la productividad dando como resultado mejores oportunidades para los cafetaleros, reduciendo gastos económicos aún menor tiempo.

Con respecto a nuestro diseño se utilizó varios conceptos, lo cual ayudo a tener una mejor perspectiva sobre los modelos a implementarse, esto ayudo a mejorar nuestros diseños, teniendo en cuenta las dificultades de las áreas de cultivo ya que en nuestro país se presentan terrenos inclinados, obstaculizando mecanizar la cosecha de café.

Para determinar el análisis de las simulaciones estáticas referente a las tensiones y desplazamientos, así mismo de las frecuencias de vibración. Para ello se generaron 5 formas modales, logrando determinar que la cosechadora se encuentra dentro de los parámetros de diseño, semejándose a las recolectoras de Brasil.

Para el mecanismo de vibración se utilizará un motor eléctrico con un acople, eje, rodamientos y quien generará la vibración será la excéntrica, la cual se encuentra en el centro del eje, este sistema de vibración es muy rentable a comparación de las cosechadoras de Brasil que tienen un precio elevado a comparación de nuestro mecanismo.

## **IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

### **4.1. Conclusiones**

El mejor diseño conceptual para la cosechadora, fue seleccionado teniendo en cuenta los requerimientos de campo como: los desniveles del terreno según las diferentes regiones del Perú, optimizando el tiempo de cosecha generando mayores ganancias para los cafetaleros.

Identificamos los valores de vibración más adecuados para el derribo del fruto de café a comparación de las cosechadoras de Brasil, logrando un mejor cuidado de la planta evitando la caída masiva de las hojas de café.

Además, se realizó un modelado en el software MATLAB 2017, donde permitió plasmar los resultados de las ondas de vibración, dicho modelado ayudo a tener una perspectiva clara sobre las vibraciones adecuadas teniendo en cuenta la madurez del cafeto.

Concluimos que para optimizar el tiempo de cosecha es necesario recolectar de manera mecanizada ya que solo tomaría 2.7 horas a comparación de la selectiva que tomaría 13.8 horas, determinando que la recolección mecanizada es más rentable ya que toma menos horas de trabajo.

## **4.2. Recomendaciones**

Se recomienda un mejor estudio para los desniveles ya que en muchas regiones del Perú tienen una inclinación mayor de un 40% lo cual hace un difícil acceso a las áreas de cosecha.

Para el derribo del fruto de café se recomienda utilizar el mecanismo de vibración cuando el fruto de café se encuentre maduro o pintón, esto permitirá tener una mayor eficiencia en la cosecha.

Implementar en futuras investigaciones un diseño de una cosechadora de café para dos filas, optimizando el tiempo de recolección por consiguiente aumentar la productividad.

## Referencias

- [1] .. Gomez S, «Quecafe.info,» 26 Noviembre 2018. [En línea]. Available: <https://quecafe.info/paises-consumidores-de-cafe-top-10/>.
- [2] M. F. Gonzaga L, «Dynamic Behavior of Coffee tree Branches During Mechanical Harvest,» *ScienceDirect*, p. 9, Junio 2020.
- [3] .. Petrich I, «Perfect Daily Grind,» 19 Abril 2019. [En línea]. Available: <https://perfectdailygrind.com/es/2019/04/19/procesamiento-del-cafe-especial-el-papel-de-las-maquinas/>.
- [4] Felipe S, «Operational Cost of Mechanized Harvesting of First-Crop Coffee,» *Scopus*, p. 8, Setiembre 2019.
- [5] L. Acosta, «Reuters,» 22 Noviembre 2018. [En línea]. Available: <https://lta.reuters.com/article/idLTAKCN1NR2CH-OUSLD>.
- [6] .. Instituto P, «Instituto Peruano de Economía,» 03 Setiembre 2018. [En línea]. Available: <https://www.ipe.org.pe/portal/agro-de-cajamarca-es-el-segundo-menos-productivo-del-peru/>.
- [7] & C. M. Diaz C, «Programa de Green Commodities,» Mayo 2017. [En línea]. Available: <https://www.minagri.gob.pe/portal/download/2017/pncafe/sector-cafe-peru.pdf>.
- [8] .. Artidoro R, «Artidoro Rodríguez Café,» 13 Noviembre 2019. [En línea]. Available: <https://www.artidororodriguez.com/blog-cafe/procesos/la-importancia-de-una-cosecha-selectiva-en-el-cafe/>.
- [9] D. S. E. Da Silva F., «Structural Static and Modal Frequency Simulations in a Coffee Harvester's Chassis,» *Scopus*, p. 5, 2018.
- [10] S. F. Villibor G, «Dynamic Behavior of Coffee Fruit-stem System Using Modeling of Flexible Bodies,» *ScienceDirect*, p. 8, Noviembre 2019.
- [11] .. Queiroz E, «Effect of the Impact of Rigid Rods on Coffee Fruit Detachment Efficiency by Mechanical Vibrations,» *Scopus*, p. 10, 2 Abril 2020.
- [12] .. Castro G, «Interempresas,» 08 Mayo 2018. [En línea]. Available: <https://www.interempresas.net/Horticola/Articulos/216687-Sistemas-sacudidores-copa-laterales-recoleccion-mecanizada-citricos-destino-industria.html>.
- [13] Yuan, «Modelo de Funcionamiento Virtual de Recogida y Corte para Uva,» *Scopus*, p. 25, 2019.
- [14] .. Céspedes P, «Dimensional and Inertial Properties of the Fruit-Stem System of Mango Related with Harvest by Vibrations,» *Scielo*, Febrero 2015.

- [15] .. Peruana A, «Andina,» 24 Agosto 2018. [En línea]. Available: <https://andina.pe/agencia/noticia-dia-del-cafe-peruano-asi-se-cultiva-y-procesa-cafe-alta-calidad-722948.aspx>.
- [16] .. ROJAS J, «Cafe en la Red,» 2016. [En línea]. Available: <https://cafeenlared.blogspot.com/2016/10/algunas-experiencias-en-la-cosecha-semi.html>.
- [17] .. Hernández A, «Perfect Daily Grind,» 24 Julio 2017. [En línea]. Available: <https://perfectdailygrind.com/es/2017/07/24/recoleccion-mano-vs-recoleccion-mecanica-pros-contras/>.
- [18] .. Nolasco Q, «Características Físicas del Fruto de Café,» *Agroproductividad*, p. 6, Noviembre 2017.
- [19] .. Hat C, «Coffe Hat,» 2015. [En línea]. Available: <http://www.coffee-hat.com/esp/Coffeepedia/Cereza-de-cafe-y-te#:~:text=Una%20cereza%20de%20caf%C3%A9%20t%C3%ADpicamente,que%20la%20fruta%20est%C3%A1%20lista>.
- [20] .. Vanegas F, «Yo Amo el Cafe de Colombia,» 31 Agosto 2016. [En línea]. Available: <https://www.yoamoelcafedecolombia.com/2016/08/31/taxonomia-del-cafe/>.
- [21] .. Molero B, «Iberisa,» 22 Enero 2016. [En línea]. Available: <https://iberisa.wordpress.com/2016/01/22/teoria-de-vibraciones/>.
- [22] .. Duque H, «Cenicafe,» 2020. [En línea]. Available: [https://www.cenicafe.org/es/publications/BoletinTecnico43\\_%281%29.pdf](https://www.cenicafe.org/es/publications/BoletinTecnico43_%281%29.pdf).
- [23] .. Esdesign, «Escuela Superior de Diseño de Barcelona,» 15 Noviembre 2019. [En línea]. Available: <https://www.esdesignbarcelona.com/int/expertos-diseno/proceso-de-diseno-de-un-producto-que-fases-existen>.
- [24] .. Universidad S, «Código de Ética de la Universidad Señor de Sipán,» 2017. [En línea]. Available: <https://docplayer.es/67515207-Codigo-de-etica-de-investigacion-de-la-uss.html>.
- [25] Agriexpo, «OXBO,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.agriexpo.online/es/prod/oxbo-international-corporation/product-173916-90407.html>.
- [26] .. Castreo S, «Sistemas Sacudidores de Copa Laterales para la Recolección Mecanizada de Cítricos con Destino Industria,» Mayo 2018. [En línea]. Available: <https://www.interempresas.net/Horticola/Articulos/216687-Sistemas-sacudidores-copa-laterales-recoleccion-mecanizada-citricos-destino-industria.html>.

- [27] .. Meneguci J, «Análise do Conjunto de Vibração de uma Colhedora de Café Via Análise de Vibração,» *Repositorio UNI*, p. 43, 2019.
- [28] Weg, «Grupo Weg,» Octubre 2017. [En línea]. Available: <https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h60/h24/WEG-w22-motor-trifasico-50044029-brochure-spanish-web.pdf>.
- [29] S. SKF, «SKF,» 2021. [En línea]. Available: <https://rodavigo.net/es/p/rodamiento-rigido-de-bolas-diametro-exterior-62-mm-diametro-interior-30-mm-alto-16-mm-ref-skf-6206-2rs1/11262062RS1>.
- [30] Mawec, «Mawec,» 2021. [En línea]. Available: <https://mawec.com.pe/bandas-transportadoras-industriales/>.
- [31] Electromecanica, «Electromecanica MN,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.electromecanicamm.com.ar/producto/motor-electrico-trifasico-mec-3-4-hp-750-rpm/1300/>.
- [32] Enverd, «Enverd,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.generadoreselectricos.org/generador-honda/generador-honda-gasolina-trifasico-20hp-10kva.html>.
- [33] M. Vargas, «Gobierno Regional San Martin,» 12 Agosto 2020. [En línea]. Available: <https://www.regionsanmartin.gob.pe/Noticias?url=noticia&id=6037>.
- [34] Esbelt, «Esbelt,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.esbelt.com/project/bandas-nervadas/>.
- [35] C. Chain, «Mega Chain,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.megachainperu.com/img/catalogos/acoplamiento-omega.pdf>.
- [36] E. Morales, «Maquina Cosechadora de Frutos Desprendidos por Vibracion,» Patentes, Jaen, 2020.
- [37] L. Mata, «Cosechadora con Sacudidores de Copa y Sistemas Integrados Adaptativos,» Oficina Española de Patentes y Marcas, Cordova, 2020.

# **Anexos 1**

## **Cuestionario**



## CUESTIONARIO

**Objetivo:** Determinar la producción y el tiempo de cosecha.

**Instrucciones:** Marque la opción que usted crea conveniente con un aspa (X)

**Datos personales del entrevistado:**

**Ocupación:**

**Fecha:**

1. ¿Es rentable la cosecha de café?  
a. Si                      b. No
2. ¿En qué mes comienza la temporada de cosecha?  
a. Febrero      b. Marzo              c. Abril
3. ¿Para la cosecha de café es necesario que contrate mano de obra?  
a. Si                      b. No
4. ¿Cuánto es el tiempo de cosecha en una hectárea?  
a. 10-15 días      b. 15 – 20 días              c. 20-25 días
5. ¿El Cambio de clima afecta la productividad del café?  
a. Si                      b. No
6. ¿Cuántos quintales de café cosecha por hectárea?  
a. 15 – 20 sacos              b. 20 a mas
7. ¿Tiene conocimiento sobre la Cosecha Mecanizada de café?  
a. Si                      b. No
8. ¿Invertiría usted en algo innovador para la cosecha de café para aumentar su productividad?  
a. Si                      b. No

**Elaborado Por:** Castillo Espinoza Basilio Auqui y López Pintado José Wagner

## DATOS DE LA ENCUESTA

DATOS OBTENIDOS DE LA ENCUESTA APLICADO EN LA PROVINCIA DE SAN IGNACIO 2021								
Encuestado	¿Es rentable la cosecha de café?	¿En qué mes empieza la cosecha de café?	¿Para la cosecha de café es necesario que contrate mano de obra?	¿Cuánto es el tiempo de cosecha en una hectárea?	¿El cambio del clima afecta la productividad del café?	¿Cuántos quintales de café cosecha por hectárea?	¿Tiene conocimiento sobre la cosecha mecanizada?	¿Invertiría usted en algo innovador para la cosecha de café para aumentar su productividad?
1	Si	Marzo	Si	20 - 25 días	Si	20 a mas	Si	Si
2	Si	Abril	Si	15 - 20 días	Si	20 a mas	No	Si
3	Si	Marzo	Si	15 - 20 días	Si	20 a mas	Si	Si
4	Si	Marzo	Si	20 - 25 días	Si	20 a mas	Si	Si
5	Si	Marzo	Si	15 - 20 días	Si	20 a mas	Si	Si
6	Si	Marzo	Si	15 - 20 días	Si	20 a mas	Si	Si
7	Si	Marzo	Si	20 - 25 días	Si	20 a mas	No	Si
8	Si	Marzo	Si	15 - 20 días	Si	20 a mas	Si	Si
9	Si	Marzo	Si	20 - 15 días	Si	20 a mas	Si	Si
10	Si	Marzo	Si	20 - 25 días	Si	20 a mas	Si	Si

# **Anexos 2**

## **Normativas de Diseño**

ITEM	FINALIDAD	APLICACION
Norma ASTM A36	Materiales Estructurales	Los aceros ASTM36 son aceros al carbono para estructuras y el sector de construcción en general.
Norma Americana AISC – ASD (ALLOWABLE STRESS DESIGN)	Diseño en Acero por Esfuerzos Permisibles	Establece los inconvenientes que se muestran en las divisiones más graves de una estructura por lo tanto están sometidas a cargas y prestaciones de fatiga, estableciendo una conducta elástica de los componentes. Es importante considerar que cuando una estructura está bien diseñada las fatigas permisibles no pueden exceder.

Tabla de resistencia de tensión y fluencia ASTM de aceros laminados en caliente (HR) y estirado en frío (CD)

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión,	Resistencia a la fluencia,	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
			MPa (kpsi)	MPa (kpsi)			
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
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

*Imagen A2-1- Resistencia de Tensión y Fluencia ASTM*

*Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

# **Anexos 3**

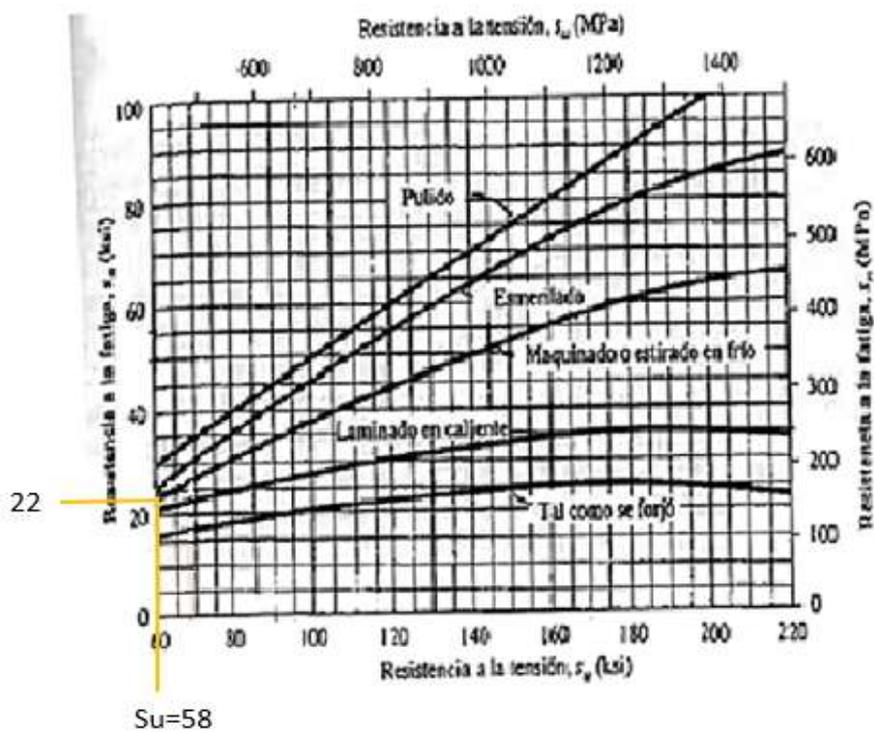
## **Cálculo de las Propiedades del Material**

### 3.1 Calculo de las propiedades del material

#### Calculo para el material ASTM A36

Designación del Material	$S_u$ (ksi)	$S_y$ (ksi)
(ASTM A36)	58kpsi	36kpsi

#### Calculo de resistencia a la fatiga $S_n$

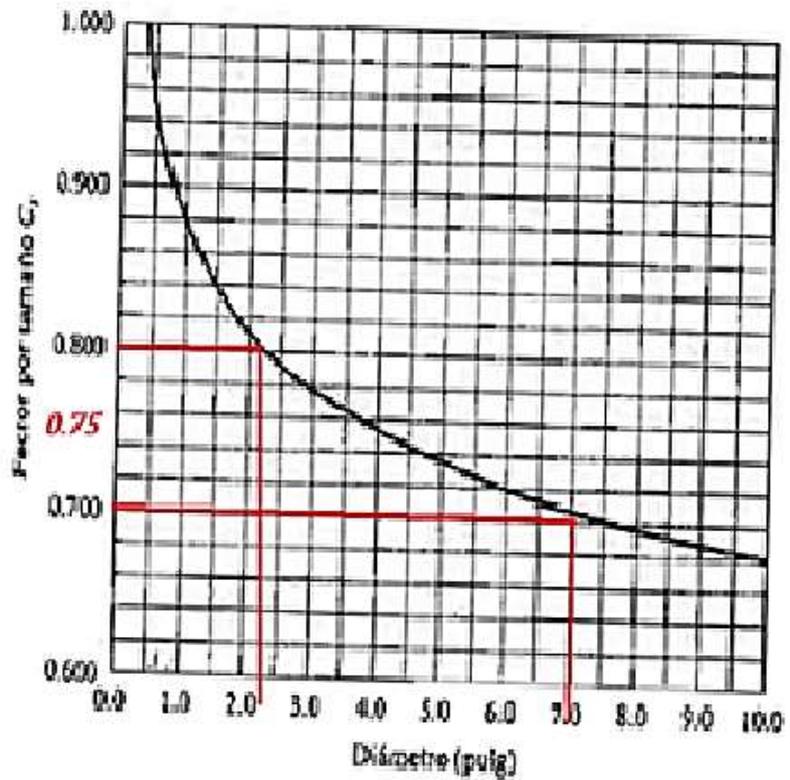


$$S_n=22$$

## Calculo de los factores de confiabilidad ( $C_r$ ) y geometría ( $C_s$ )

**TABLA 5-1**  
Factores de confiabilidad  
aproximados  $C_R$

Confiabilidad deseada: $C_R$	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75



- Seleccionamos una confiabilidad de 99% para la cual se usa  $C_r = 0.81$
- Para seleccionar el factor geométrico al no conocer el tamaño real del eje, se presume valores 2" y 7", lo cual nos da un promedio de  $C_s = 0.75$

### Calculo del valor real de esfuerzo a la fatiga $S'_n$

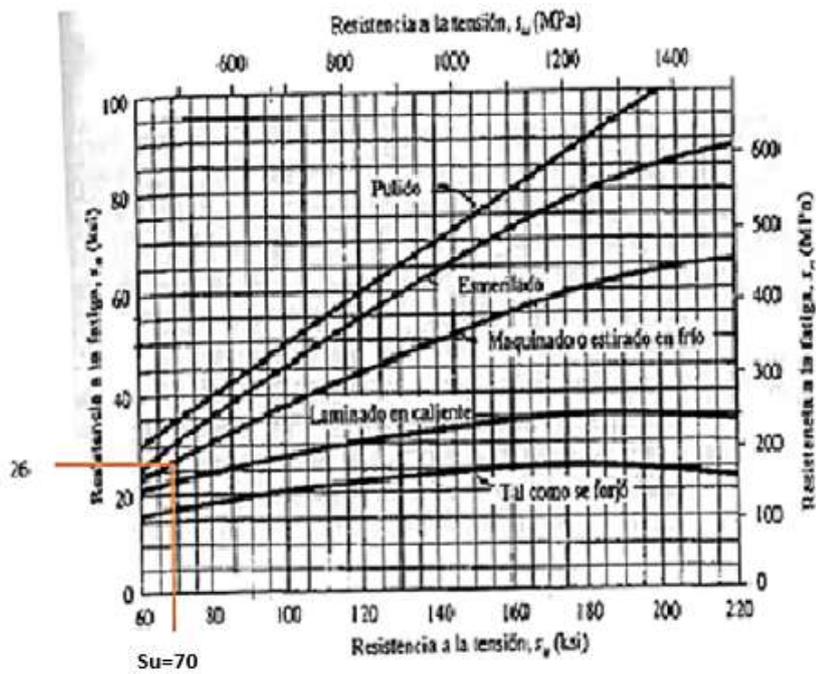
$$S'_n = S_n C_r C_s$$

$$S'_n = 22000 \times 0.81 \times 0.75 = 13.365 \text{ Ksi}$$

## Calculo para el material ASTM A 242

Designación del Material	$S_u$ (ksi)	$S_y$ (ksi)
(ASTM A 242)	70kpsi	50kpsi

### Calculo de resistencia a la fatiga $S_n$

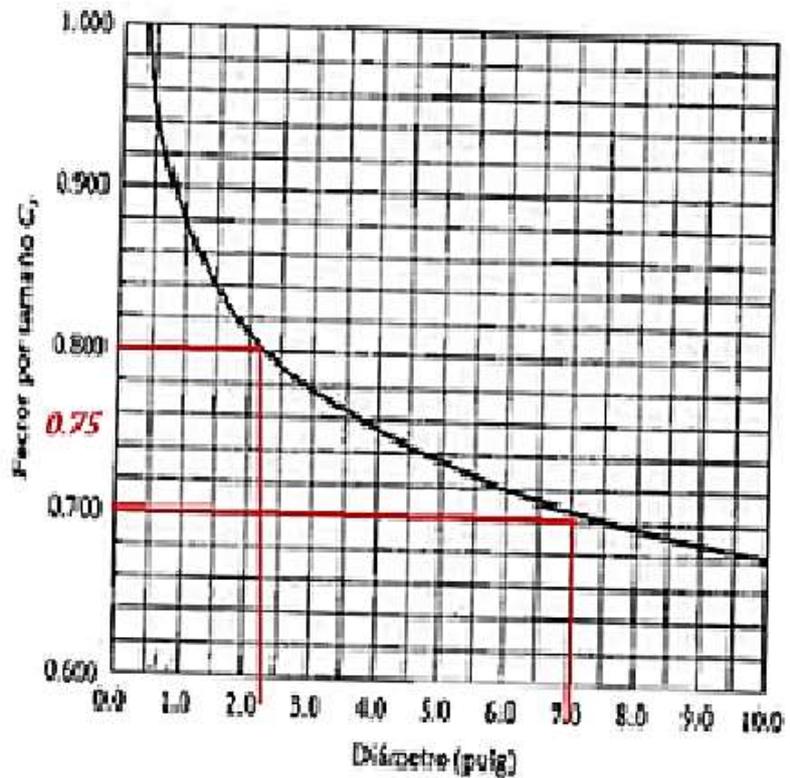


$$S_n = 26$$

## Calculo de los factores de confiabilidad ( $C_r$ ) y geometría ( $C_s$ )

**TABLA 5-1**  
Factores de confiabilidad  
aproximados  $C_R$

Confiabilidad deseada: $C_R$	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75



- Seleccionamos una confiabilidad de 99% para la cual se usa  $C_r = 0.81$
- Para seleccionar el factor geométrico al no conocer el tamaño real del eje, se presume valores 2" y 7", lo cual nos da un promedio de  $C_s = 0.75$

## Cálculo del valor real de esfuerzo a la fatiga $S'_n$

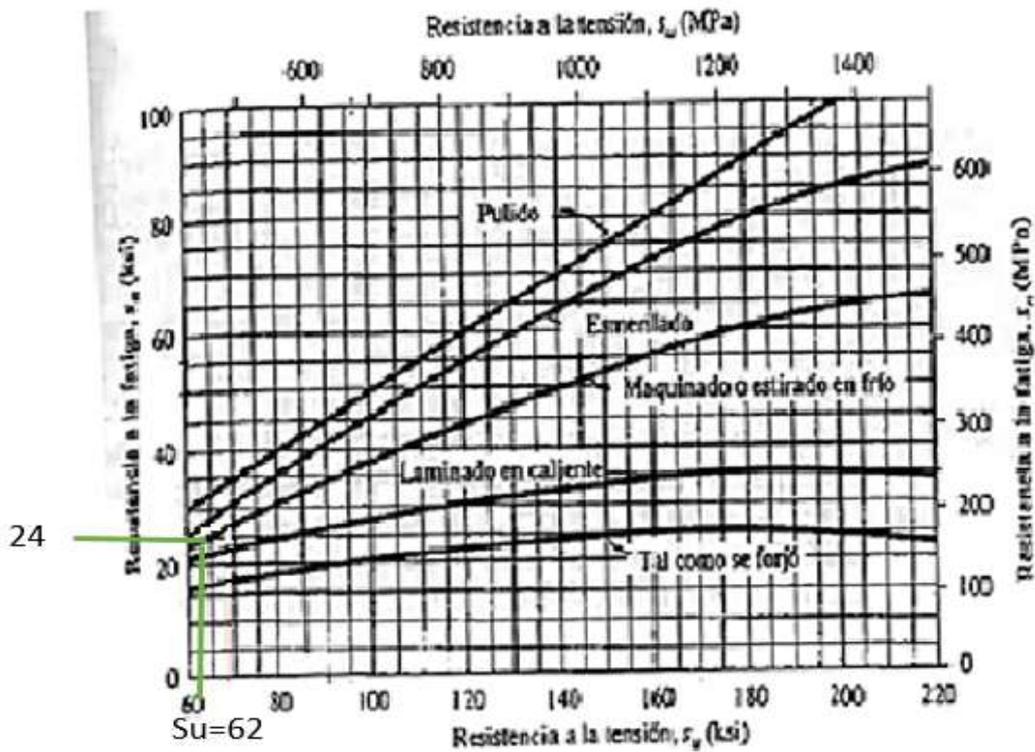
$$S'_n = S_n C_r C_s$$

$$S'_n = 26000 \times 0.81 \times 0.75 = 15.795 \text{ Ksi}$$

### Calculo para el material ASTM A 50

Designación del Material	$S_u$ (ksi)	$S_y$ (ksi)
(ASTM A 50)	62kpsi	50kpsi

### Calculo de resistencia a la fatiga $S_n$

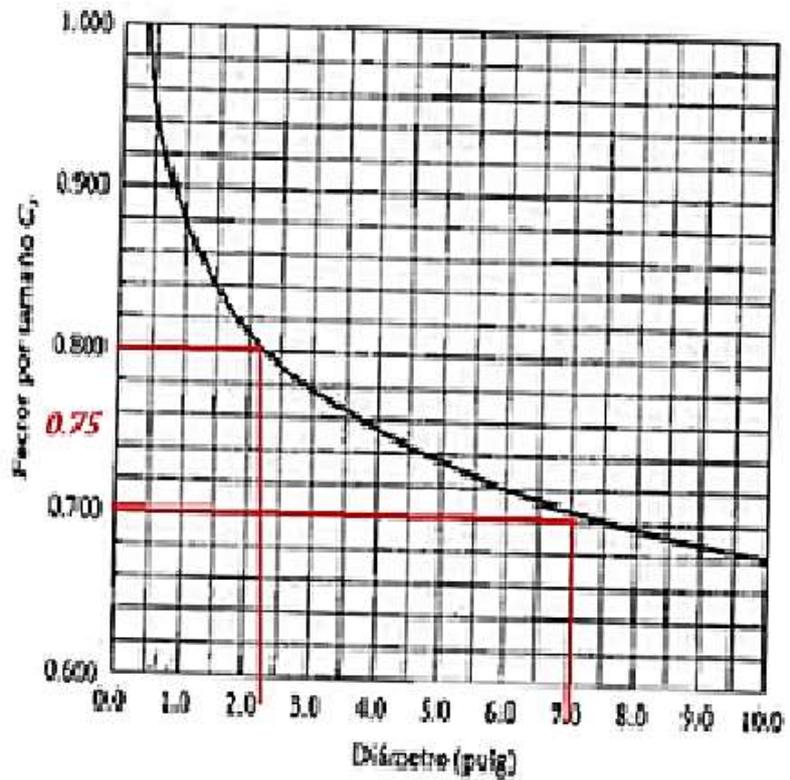


$$S_n = 24$$

## Calculo de los factores de confiabilidad ( $C_r$ ) y geometría ( $C_s$ )

**TABLA 5-1**  
Factores de confiabilidad  
aproximados  $C_R$

Confiabilidad deseada: $C_R$	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75



- Seleccionamos una confiabilidad de 99% para la cual se usa  $C_r = 0.81$
- Para seleccionar el factor geométrico al no conocer el tamaño real del eje, se presume valores 2" y 7", lo cual nos da un promedio de  $C_s = 0.75$

## Calculo del valor real de esfuerzo a la fatiga $S'_n$

$$S'_n = S_n C_r C_s$$

$$S'_n = 24000 \times 0.81 \times 0.75 = 14.580 \text{ Ksi}$$

# **Anexos 4**

## **Cálculo del Eje**

#### 4.1. Calculo del Momento y Torque del Eje

Sabiendo que la excéntrica tiene un peso de 125 Kg al convertir nos da 1225.83 N, la cual se encuentra a una distancia de 0.3 m.

##### Calculo del Torque:

Para el cálculo del torque fue necesario tener los datos del Motor que va hacer la rotación del eje dándonos que:

T= Torque

Hp= Potencia del motor

n= RPM

$$T = \frac{Hp(716)}{n}$$

Sustituyendo:

$$T = \frac{3(716)}{3515}$$

$$T = 0.611 \text{ kg.m} \approx 5.99 \text{ N.m}$$

#### 4.2. Calculo del Momento y Torque del Eje

Utilizando el programa MDSolids, se logró determinar el diagrama de momento de flexión y fuerzas.

**DCL:**



$$\sum F_y = 0 \rightarrow A_y + B_y - 1225.83 = 0$$

$$A_y + B_y = 1225.83N$$

Momento con respecto  $A_y$  donde tendremos:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow -1225.83(0.3) - 5.99 + B_y(0.6) = 0$$

$$B_y(0.6) = 373.74$$

$$B_y = 622.90N.m$$

Resolviendo:

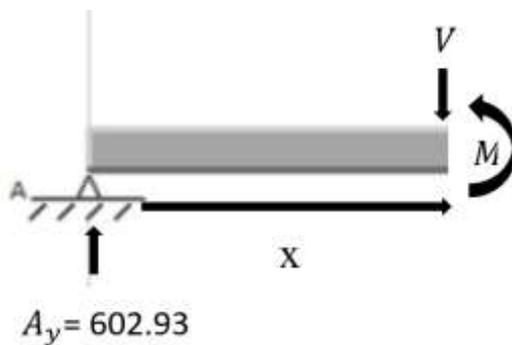
$$A_y + B_y = 1225.83$$

$$A_y = 1225.83 - B_y$$

$$A_y = 1225.83 - 622.90$$

$$A_y = 602.93N$$

**Calculo de fuerza de corte AC**



$$\sum A_y - V(X) = 0$$

Sección:  $(0 \leq x \leq 0.3)$

$$A_y - V = 0$$

$$V = 602.93N$$

#### 4.3. Calculo de momento flector

$$\sum M_x - M_v = 0$$

$$M_x = M_v$$

$$M_x = 602.93(x)$$

$$M_x = 180.88N.m$$

#### 4.4. Diámetro del Eje

Para el diámetro del eje se utilizará el catálogo de aceros AISI-SAE 1020 estirado en frio donde podremos calcular el diámetro.

$$d = \sqrt[6]{\left(\frac{F \cdot S}{S_y}\right)^2 \left( \left(\frac{32M_{max}}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16t_{max}}{\pi}\right)^2 \right)}$$

Sustituyendo:

$$d = \sqrt[6]{\left(\frac{1.5}{390 \times 10^6}\right)^2 \left( \left(\frac{32(622.90 N.m)}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16(180.88 N.m)}{\pi}\right)^2 \right)}$$

$$d = 29.32 \text{ mm} \approx 30.0 \text{ mm}$$

## **Anexos 5**

# **Cálculo del Resorte Para la Generación de Vibración**

## 5.1. Cálculo del resorte para la generación de vibración

Los cálculos que realizaremos a continuación son resortes helicoidales, iniciaremos con el cálculo de la rigidez axial.

### Operación de la rigidez axial

$$k = \frac{G * d^4}{8 * D^3 * N_a}$$
$$k = \frac{8050 \frac{kg}{mm^2} * (8mm)^4}{8 * (60mm)^3 * 10} = 1.91kg/mm$$

En donde:

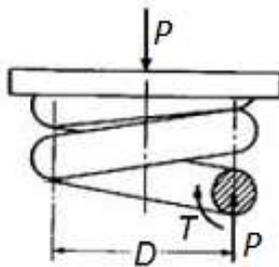
D: Diámetro del resorte

d: Diámetro del alambre

Na: Numero de espiras activas

p: Paso

G: Modulo de cizalladura



### Esfuerzo de los resortes

Fuente: <https://ingemecanica.com/tutoriales/manual/tutorialn129.html>

Los esfuerzos que tendremos bajo la carga P, aplicaremos la sumatoria de fuerzas en los siguientes ejes:

#### ➤ Sumatoria de Fuerzas

$$\sum f_y = 0$$

$$\sum f_y = P$$

$$\sum f_y = 125 kg$$

$$M_{tx} = \frac{PD}{2}$$

$$M_{tx} = \frac{125 \text{ Kg} * 60\text{mm}}{2} = 3750 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}}$$

Las tensiones en esta sección será las siguientes.

➤ **Momentos torsor**

$$\tau_t = \frac{M_{tx}}{\pi * \frac{d^3}{16}}$$

Si sustituimos  $M_{tx} = \frac{PD}{2}$  al remplazar obtendremos lo siguiente:

$$\tau_t = \frac{8PD}{\pi * d^3}$$

$$\tau_t = \frac{8 * 125\text{kg} * 60\text{mm}}{\pi * (8\text{mm})^3} = 37.30 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

➤ **Esfuerzo cortante**

Reemplazando tenemos  $c = \frac{D}{d}$  y obtendremos

$$\tau_c = \frac{1.23 * P}{\pi * \frac{d^2}{4}} = \frac{0,615}{c} * \frac{8PD}{\pi * d^3} = \frac{0,615}{7.5} * \frac{8 * 125\text{Kg} * 60\text{mm}}{\pi(8\text{mm})^3}$$

$$\tau_c = 3.059 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

➤ **Tensión resultante**

$$\tau = \left(1 + \frac{0,615}{c}\right) * \frac{8PD}{\pi d^3} = K_s * \frac{8PD}{\pi d^3}$$

$$\tau = 1.082 * 37.30 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 40.36 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Conveniente a la curvatura crece la tensión en la parte inferior de las espiras es por eso que disponemos Kw es el factor de corriente Wahl.

$$\tau = \left[ \left( \frac{4c - 1}{4c - 4} \right) + \frac{0,615}{c} \right] * \frac{8PD}{\pi d^3}$$

$$\tau = K_w * \frac{8PD}{\pi d^3} = 1.1974 * 3730 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau = 44.66 \frac{Kg}{mm^2}$$

➤ **Cálculo estático**

A fin de encontrar el cálculo estático debemos partir del término hallado anteriormente utilizando el factor de wahl, para luego cumplir la siguiente condición:

$$\tau \leq \tau_{adm}$$

$$\tau_{adm} = a * S_R$$

En donde:

$\tau_{adm}$  = Tensión admisible

$a$  = Coeficiente de tipo de rotura

$S_R$  = Carga de rotura a tracción

Compete a la columna de esfuerzo de cálculo admisible, cuando se trate de una función ligera se utiliza el valor del 0.405 Su. Para la función medio se utiliza 0.324 Su. Y para la función severa se usa 0.263 Su.

$$\tau_{adm} = \frac{0.324 * 189}{50.19}$$

$$\tau_{adm} = 45.10 \frac{Kg}{mm^2}$$

En esta ocasión cumple con la condición que resistirá los esfuerzos sometidos  $\tau \leq \tau_{adm}$

$$44.66 \frac{Kg}{mm^2} \leq 45.10 \frac{Kg}{mm^2}$$

➤ **Cálculo a fatiga**

Para este caso del cálculo a fática es preciso conocer la carga media, y la carga alternada, de la resistencia a la fatiga retenida  $S_{fr}$  y de resistencia a la deformación permanente  $S_t$ . A fin de conocer el cálculo vamos a utilizar la tabla de propiedades del resorte.

➤ **Tensión media**

$$\tau_m = K_s * \frac{8 * P_m * D}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{1,082 * 8 * 62.5Kg * 60mm}{\pi(8mm)^3}$$

$$\tau_m = 20.18 \frac{Kg}{mm^2}$$

➤ Tensión alternada

$$\tau_a = K_w * \frac{8 * P_a * D}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = \frac{1,1974 * 8 * 93.75Kg * 60mm}{\pi(8mm)^3}$$

$$\tau_a = 33.40 \frac{Kg}{mm^2}$$

Después de hallar estos valores realizaremos la siguiente relación

$$\tau_m > \tau_a$$

En relación que  $\tau_m < \tau_a$  se utiliza la siguiente formula a fin de hallar el coeficiente de seguridad.

$$\frac{2\tau_a}{S_{FR}} = \frac{1}{CS}$$

$$CS = \frac{\frac{45.5}{5^{0.1}} Kg/mm^2}{\frac{2(33.40)Kg}{mm^2}}$$

$$CS = 0,58$$

Es fundamental conocer que, si un resorte a compresión está sometido a cargas dinámicas debemos conocer la frecuencia propia, para este cálculo iniciamos con la siguiente formula:

$$\omega = \frac{d}{D^2 * N_a} \sqrt{\frac{G}{2P}}$$

$$\omega = \frac{8}{60^2 * 10} \sqrt{\frac{8050}{2 * 125}}$$

$$\omega = 0,00126$$

## **5.2. Diseño de resorte**

Se llevó a cabo mediante el cálculo del tanteo puesto que no existe una solución única, para eso necesita conocer los siguientes datos:

- Disponibilidad del material.
- Deformación máxima y mínima.
- Limitaciones de espacio.
- Fuerza máxima y fuerza mínima.

Posteriormente determinamos el material, la longitud, el diámetro del resorte, el número de espiras móviles y el número de espiras fijas, para concluir con la verificación de lo siguiente:

- Resistencia de fatiga
- Resistencia estática

## **5.3. Materiales para resorte**

Fuera de la condición que debe tener el material para la fabricación de los resortes nombraremos los siguientes:

- Buena elasticidad
- Resistencia a la tracción
- Resistencia a la torsión
- Firmeza a la fatiga
- Fuerza de fluencia
- Alto contenido de magnesio

Para la fabricación de aceros más comunes son aceros de medio y alto carbono de aleación, laminados en frío y caliente, el alambre más usado es el redondo, en la tabla se muestran algunas de las características de acero usados para la fabricación de resortes.

Material	Designaciones	Descripción
Alambre estirado en frío (estirado duro) (0.60 - 0.70 C)	UNS G10660 AISI/SAE 1066 ASTM A227-47	Es el acero de resorte de uso general de menor costo. Se usa cuando la exactitud, la deformación y la duración no son muy importantes (no adecuado para cargas variables o de impacto). Diámetros de 0.8 a 12 mm <sup>[3]</sup> (o 0.8 a 16 mm <sup>[1]</sup> ). Rango de temperaturas 0 a 120 °C.
Alambre revenido en aceite (0.60 - 0.70 C)	UNS G10650 AISI/SAE 1065 ASTM A229-41	Mayor costo que el del SAE 1066 pero menor que el del SAE 1085. No es adecuado para cargas variables o de impacto. Diámetros de 3 a 12 mm <sup>[3]</sup> , aunque es posible obtener otros tamaños (0.5 a 16 mm <sup>[1]</sup> ). Rango de temperaturas 0 a 180 °C.
Alambre para cuerda musical (0.80 - 0.95 C)	UNS G10850 AISI/SAE 1085 ASTM A228-51	Es el mejor, más resistente a la tracción, más resistente a la fatiga, más tenaz, y más utilizado para resortes pequeños. Diámetros de 0.12 a 3 mm <sup>[3]</sup> (o 0.10 a 6.5 mm <sup>[1]</sup> ). Rango de temperaturas 0 a 120 °C.
Alambre revenido en aceite	AISI/SAE 1070 ASTM A230	Calidad de resorte de válvula. Adecuado para cargas variables.
Al cromo-vanadio	UNS G61500 AISI/SAE 6150 ASTM A231-41	Es el acero aleado más utilizado para aplicaciones con esfuerzos más elevados que los que soportan los aceros duros al carbono, y aquellas donde se necesiten altas resistencia a la fatiga y durabilidad. Soportan cargas de impacto. Ampliamente utilizado en válvulas de motores de avión. Diámetros de 0.8 a 12 mm. Temperaturas hasta 220 °C.
Al cromo-silicio	UNS G92540 AISI/SAE 9254 ASTM A401	Es excelente para aplicaciones con altos esfuerzos, en las que se requiera tenacidad y gran duración. El segundo más resistente después del alambre para cuerda musical. Dureza Rockwell aproximadamente entre C50 y C53. Diámetros de 0.8 a 12 mm. Temperaturas hasta 220/250 °C.
Acero inoxidable	SAE 30302 ASTM A313 (302)	Adecuado para carga variable.

Fuente: <http://www2.ula.ve/dsiportal/dmdocuments/elementos/resortes.pdf>

El oficio que cumplirán los resortes son los siguientes:

- Absorber las vibraciones producidas,
- Convertir la deformación en fuerza.
- Absorber la energía o cargas de choque.
- Ejercer fuerza o mantener la posición de la máquina.

## **Anexos 6**

### **Calculo Para Diseño de Tolva**

### 6.1. Diseño De Tolva

Magnitud De La Tolva: 190 Kg

Cálculo Del Volumen

$$\rho_{CAFE} = \frac{m}{v}$$

Donde:

$$v = \frac{190kg}{700 kg/m^3}$$
$$v = 0.27 m^3$$

### 6.2. Calculo de la Altura

Se optó que la medida las aéreas superiores e inferiores sean las siguientes:

$$A_1 = 0.7m * 1m = 0.7m^2$$

$$A_2 = 0.27m * 0.6m = 0.16m^2$$

A fin de encontrar la altura se empleará la ecuación del volumen del tronco de pirámide.

$$v = \frac{h}{3} * (A_1 + A_2\sqrt{A_1 * A_2})$$

Sustituyendo:

$$0.27m^3 = \frac{h}{3} * (0.7m^2 + 0.16m^2\sqrt{0.7 * 0.16m^2})$$

$$h = 1.07m$$

### 6.3. Calculo de la Presión De La Tolva

Constante de Janssen:

$$k_j = \frac{(1 - \text{sen}\phi_1)}{(1 + \text{sen}\phi_1)} \tan\phi_w$$

Por lo tanto reemplazamos:

$$k_{j1} = \frac{(1 - \text{sen}30^0)}{(1 + \text{sen}30^0)} \tan32^0$$

$$k_{j1} = 0.21$$

$$k_{j2} = \frac{(1 - \text{sen}30^0)}{(1 + \text{sen}30^0)} \tan43^0$$

$$k_{j2} = 0.31$$

#### 6.4. Presión Vertical de la Tolva:

$$P_v = \frac{\delta * A_1}{U * \mu * K_j} \left[ 1 - e^{(-h * K_j * \frac{\mu * U}{A_1})} \right]$$

Por tanto:

U: Perímetro interior superior de la tolva (6m)

$\rho_{CAFE}$ : Conversión  $700\text{kg}/\text{m}^3 = 6.87 \text{ KN}/\text{m}^3$

Sustituyendo:

$$P_v = \frac{6.87 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} * 0.7\text{m}^2}{6\text{m} * 0.3 * 0.31} \left[ 1 - e^{(-1.07 * 0.31 * \frac{0.3 * 6\text{m}}{0.7\text{m}^2})} \right]$$

$$P_v = 6.38 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

Con el valor de la presión vertical, se realizará el cálculo de la presión horizontal.

$$P_h = K_j * P_v$$

Reemplazando:

$$P_h = 0.31 * 6.38 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

$$P_h = 1.97 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

#### 6.5. Presión Normal de la Tolva

Datos:

Ángulo de inclinación ( $\alpha$ ) :  $21^\circ$

Longitud de la pared de la tolva ( $ln$ ) : 1.77m

$$P_n = P_{n3} + P_{n2} + \left( P_{n1} - P_{n2} * \frac{x}{ln} \right)$$

Por lo tanto:

$$x = \frac{ln}{2}$$

$$x = \frac{1.77}{2} = 0.885\text{m}$$

$$P_{n1} = P_v(1.2(\cos \alpha)^2 + 1.5(\sin \alpha)^2)$$

$$P_{n2} = 1.2 * P_v * (\cos \alpha)^2$$

$$P_{n3} = 3 \frac{A_1 * \delta * K_j}{U * \sqrt{u}}$$

Para tal caso tenemos que sustituir para encontrar las presiones:

$$P_{n1} = 6.38(1.2(\cos 21^\circ)^2 + 1.5(\sin 21^\circ)^2)$$

$$P_{n1} = 8.14 \frac{KN}{m^2}$$

$$P_{n2} = 1.2 * 6.38 * (\cos 21^\circ)^2$$

$$P_{n2} = 6.67 \frac{KN}{m^3}$$

$$P_{n3} = 3 \frac{0.7m^2 * 6.38 \frac{KN}{m^3} * 0.31}{6m * \sqrt{0.3}}$$

$$P_{n3} = 1.19 \frac{KN}{m^2}$$

Por consiguiente, la presión normal sería:

$$P_n = 1.19 \frac{KN}{m^2} + 6.67 \frac{KN}{m^3} + \left( 8.14 \frac{KN}{m^2} - 6.67 \frac{KN}{m^3} * \frac{0.885m}{1.77} \right)$$

$$P_n = 12.66 \frac{KN}{m^2}$$

**Anexos 7**

**Calculo Para las Vibraciones  
Adecuadas**

### 7.1. Calculo para las vibraciones adecuadas:

Teniendo en cuenta las vibraciones adecuadas y su amplitud necesarias para una estabilidad en el sistema de vibración se presentará la siguiente tabla:

Cosechadora de Café Mecanizada					
N°	Estado del cerezo	Frecuencia	Unidad	Amplitud	Autor
1	Maduro	20	Hz	2 mm	Quiroz E. (2020)
		30	Hz	3 mm	
	Inmaduro	40	Hz	4 mm	
		50	Hz	5mm	

Para encontrar la Frecuencia Natural

$$f = \frac{1}{2} = \frac{\omega_n}{2\pi}$$

Donde:

f: la frecuencia

$\omega_n$ : Frecuencia natural

$$\omega_n = 2\pi f$$

Según la tabla las frecuencias se aplicarán para cada una:

Para 20 Hz

$$\omega_n = 2\pi 20$$

$$\omega_n = 125.66 \text{ rad/s}$$

Para 30 Hz

$$\omega_n = 2\pi 30$$

$$\omega_n = 188.50 \text{ rad/s}$$

Para 40 Hz

$$\omega_n = 2\pi 40$$

$$\omega_n = 251.33 \text{ rad/s}$$

Para 50 Hz

$$\omega_n = 2\pi 50$$

$$\omega_n = 314.16 \text{ rad/s}$$

## 7.2. Velocidad:

Para encontrar la velocidad se tomará en cuenta la siguiente formula.

$$\dot{x}_m = x_m * \omega_n$$

**donde:**

$x_m$ : Amplitud

$\omega_n$ : Frecuencia Natural

Resultados de los cálculos:

Para una amplitud de 2 mm y una frecuencia natural de 125.66 rad/s

Donde:

$$\dot{x}_m = 2 * 125.66$$

$$\dot{x}_m = 0.25 \text{ m/s}$$

Para una amplitud de 3 mm y una frecuencia natural de 188.5 rad/s

Donde:

$$\dot{x}_m = 3 * 188.5$$

$$\dot{x}_m = 0.57 \text{ m/s}$$

Para una amplitud de 4 mm y una frecuencia natural de 251.33 rad/s

Donde:

$$\dot{x}_m = 4 * 251.33$$

$$\dot{x}_m = 1.01 \text{ m/s}$$

Para una amplitud de 5 mm y una frecuencia natural de 314.16 rad/s

Donde:

$$\dot{x}_m = 5 * 314.16$$

$$\dot{x}_m = 1.57 \text{ m/s}$$

### 7.3. Aceleración:

Para encontrar la aceleración se tomará en cuenta la siguiente formula.

$$\ddot{x}_m = x_m * \omega_n^2$$

**donde:**

$x_m$ : Amplitud

$\omega_n^2$ : Frecuencia Natural

#### Resultados de los cálculos:

Para una amplitud de 2 mm y una frecuencia natural de 125.66 rad/s

$$\ddot{x}_m = 2 * 125.66^2$$

$$\ddot{x}_m = 31.58 \text{ m/s}^2$$

Para una amplitud de 3 mm y una frecuencia natural de 188.5 rad/s

Donde:

$$\ddot{x}_m = 3 * 188.5^2$$

$$\ddot{x}_m = 106.59 \text{ m/s}^2$$

Para una amplitud de 4 mm y una frecuencia natural de 251.33 rad/s

Donde:

$$\dot{x}_m = 4 * 251.33^2$$

$$\ddot{x}_m = 252.66 \text{ m/s}^2$$

Para una amplitud de 5 mm y una frecuencia natural de 314.16 rad/s

Donde:

$$\dot{x}_m = 5 * 314.16^2$$

$$\ddot{x}_m = 493.48 \text{ m/s}^2$$

# **Anexos 8**

## **Códigos de Simulación de las Frecuencias**

## Simulación a 20 Hz

Editor - C:\Users\TONY\Downloads\20 hz.m

EDITOR PUBLISH VIEW

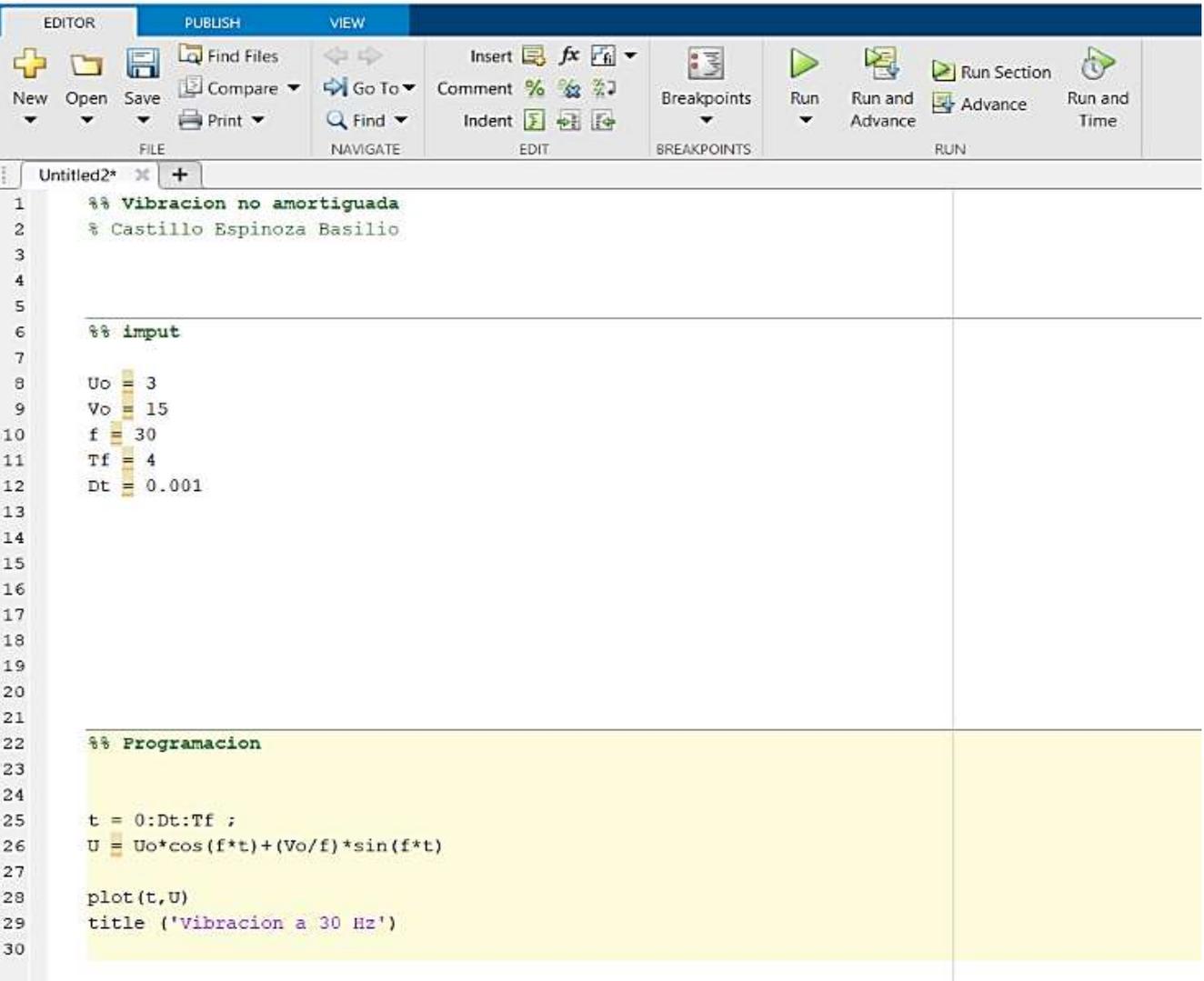
New Open Save Find Files Compare Go To Find Comment Indent Breakpoints Run Run and Advance Run and Time

FILE NAVIGATE EDIT BREAKPOINTS RUN

20 hz.m x +

```
1 %% Vibracion no amortiguada
2 % Castillo Espinoza Basilio
3
4 %% input
5
6 - Uo = 2
7 - Vo = 15
8 - f = 20
9 - Tf = 5
10 - Dt = 0.001
11
12 %% Programacion
13
14
15 - t = 0:Dt:Tf ;
16 - U = Uo*cos(f*t)+(Vo/f)*sin(f*t)
17
18 - plot(t,U)
19 - title ('Vibración a 20 Hz')
20
```

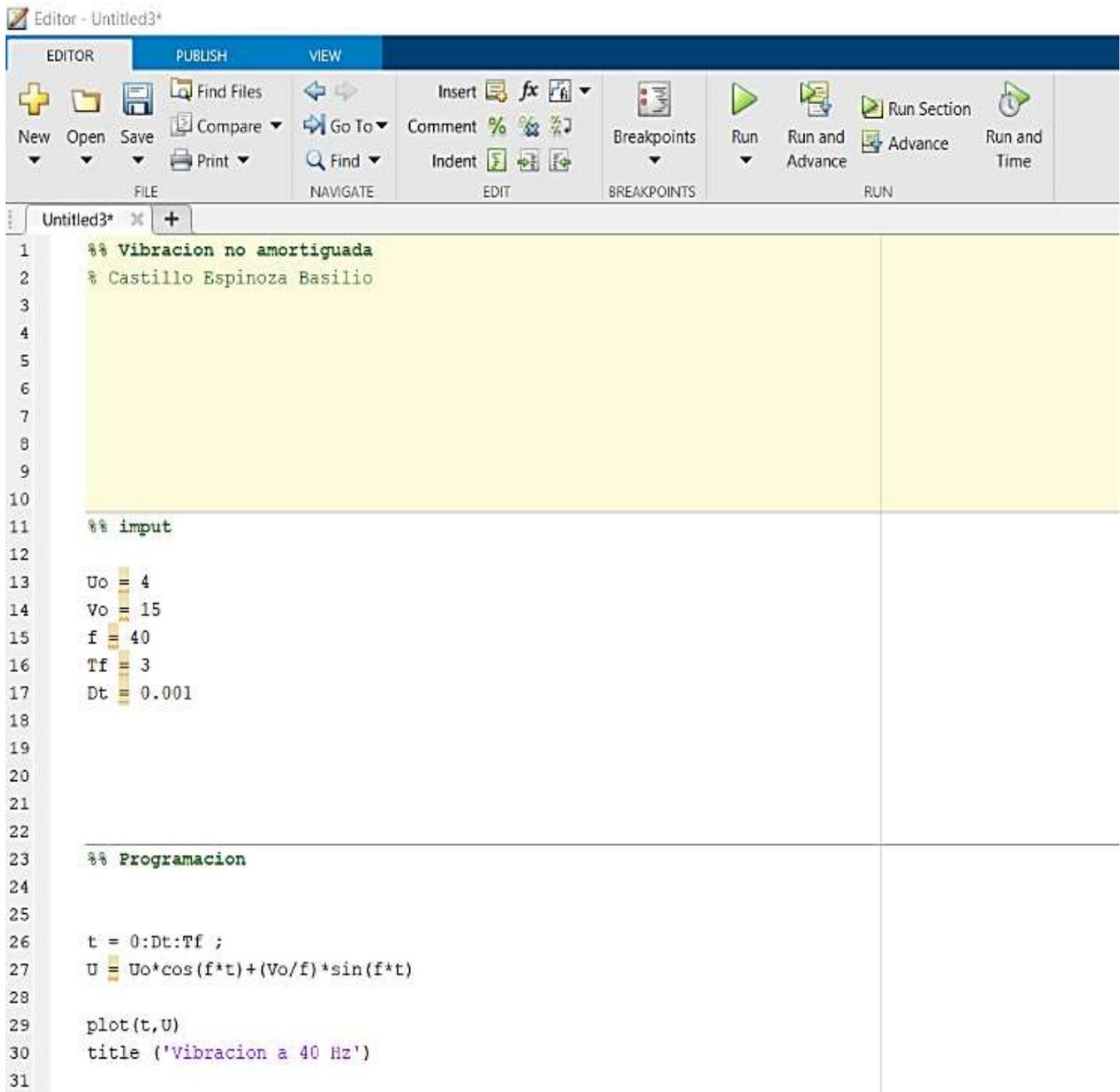
## Simulación a 30 Hz



The image shows a MATLAB editor window titled "Editor - Untitled2\*". The window has a menu bar with "EDITOR", "PUBLISH", and "VIEW" tabs. Below the menu bar is a toolbar with various icons for file operations (New, Open, Save, Print), navigation (Go To, Find), editing (Insert, Comment, Indent), breakpoints, and running (Run, Run and Advance, Run Section, Run and Time). The main workspace contains a script with the following code:

```
1 %% Vibracion no amortiguada
2 % Castillo Espinoza Basilio
3
4
5
6 %% input
7
8 Uo = 3
9 Vo = 15
10 f = 30
11 Tf = 4
12 Dt = 0.001
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22 %% Programacion
23
24
25 t = 0:Dt:Tf ;
26 U = Uo*cos(f*t)+(Vo/f)*sin(f*t)
27
28 plot(t,U)
29 title ('Vibracion a 30 Hz')
30
```

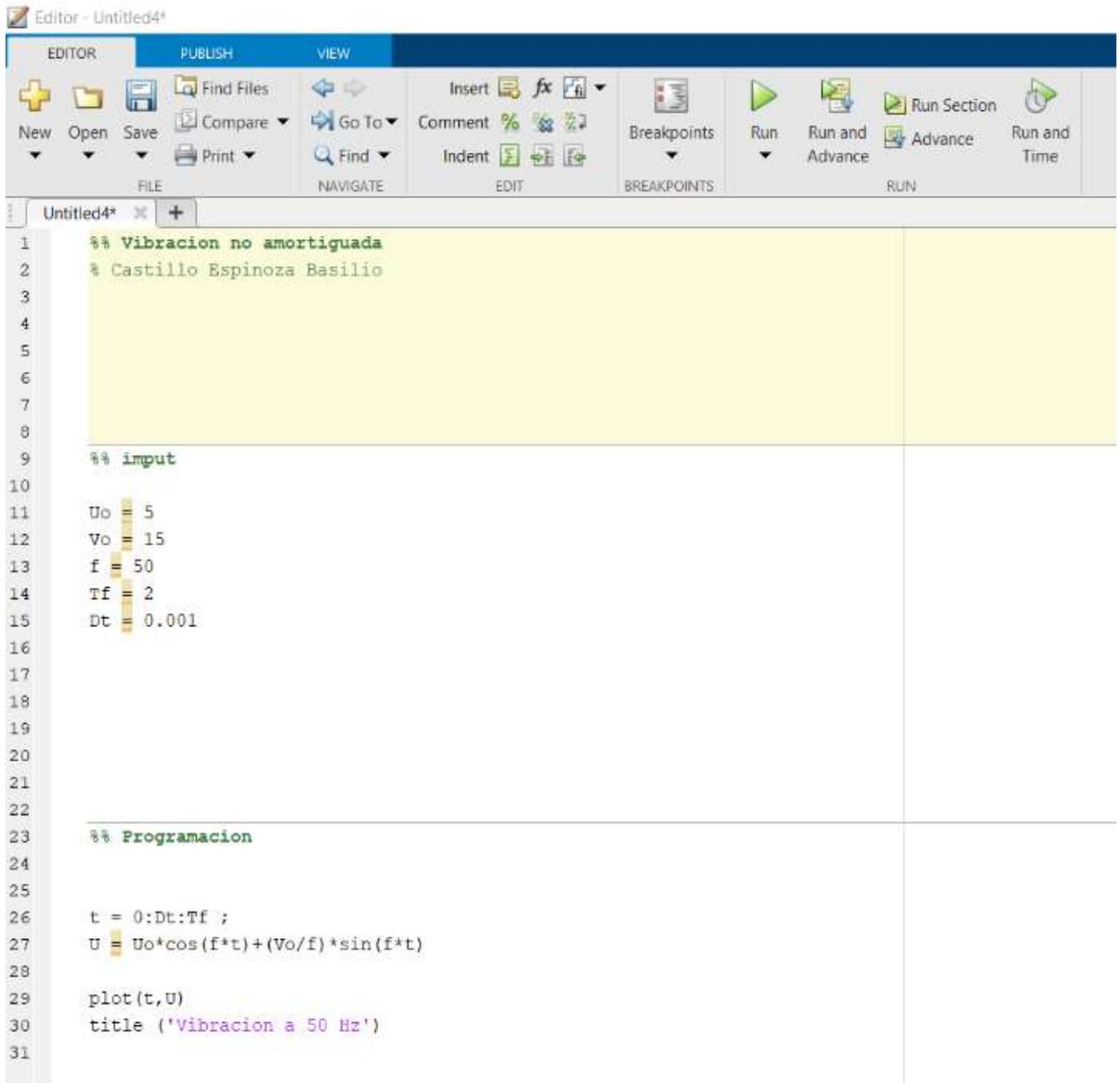
## Simulación a 40 Hz



The image shows a MATLAB editor window titled "Editor - Untitled3\*". The interface includes a menu bar with "EDITOR", "PUBLISH", and "VIEW" tabs. Below the menu bar is a toolbar with various icons for file operations (New, Open, Save, Print), navigation (Go To, Find), editing (Insert, Comment, Indent), and execution (Run, Run and Advance, Run Section, Run and Time). The main workspace contains the following MATLAB code:

```
1 %% Vibracion no amortiguada
2 % Castillo Espinoza Basilio
3
4
5
6
7
8
9
10
11 %% input
12
13 Uo = 4
14 Vo = 15
15 f = 40
16 Tf = 3
17 Dt = 0.001
18
19
20
21
22
23 %% Programacion
24
25
26 t = 0:Dt:Tf ;
27 U = Uo*cos(f*t)+(Vo/f)*sin(f*t)
28
29 plot(t,U)
30 title ('Vibracion a 40 Hz')
31
```

## Simulación a 50 Hz



The image shows a MATLAB editor window titled "Editor - Untitled4\*". The window has a ribbon interface with tabs for EDITOR, PUBLISH, and VIEW. The EDITOR tab is active, showing a menu with options like New, Open, Save, Compare, Print, Go To, Find, Comment, Indent, Insert, Breakpoints, Run, Run and Advance, Run Section, and Run and Time. The main workspace contains the following MATLAB code:

```
1 %% Vibracion no amortiguada
2 % Castillo Espinoza Basilio
3
4
5
6
7
8
9 %% input
10
11 Uo = 5
12 Vo = 15
13 f = 50
14 Tf = 2
15 Dt = 0.001
16
17
18
19
20
21
22
23 %% Programacion
24
25
26 t = 0:Dt:Tf ;
27 U = Uo*cos(f*t)+(Vo/f)*sin(f*t)
28
29 plot(t,U)
30 title ('Vibracion a 50 Hz')
31
```

## **Anexos 9**

# **Costos de la Cosechadora de Café**

### 9.1. Costos Generales de la Cosechadora

La estimación de costos para la cosechadora se realiza considerando el costo de materiales, costo de componentes, accesorios, gastos de fabricación, costo de ingeniería, gastos operacionales, costos de cosecha selectiva, costo de trabajo de cosechadora mecanizada, costos operacionales de la cosechadora.

### 9.2. Costos de Materiales

Para los costos de materiales fue necesario tener en cuenta, toda la materia prima necesaria la cual se ha sumado todos los precios de cada uno, dándonos como resultado un costo total en la tabla siguiente.

Tabla 23 Total de Costos de Materiales

N°	MATERIALES	CANTIDAD	UNID	COSTO UNIT.	COSTO TOTAL
1	Plancha 120cm x 240 1/8 ASTM A36	8	unid	400	3200
2	Alambre de Piano ASTM A228 (Resorte)	8	unid	50	400
3	Soldadura de Punto Azul	20	kg	16	320
4	Plancha Estriada ASTM A786 2 mm de 120cmx240cm	4	unid	218	872
5	Tubo Laminado en Frio 2"x1.50mmx6m	6	unid	79.24	475.44
TOTAL DE COSTOS DE MATERIALES					S/. 5267.44

Fuente: Propia

### 9.3. Costos de Componentes para la Cosechadora

En los costos de los componentes se tendrá en cuenta la suma de los valores de cada componente de esta forma lograr el costo total, algunos componentes deben ser importados lo cual nos generara un costo adicional para la adquisición. Los resultados se ven reflejados en la siguiente tabla:

Tabla 24 Costo Total de Componentes

N°	COMPONENTES	CANTIDAD	UNID	COSTO UNIT	COSTO TOTAL
1	Generador Honda 12 kVA	1	unid	14181.55	14181.55
2	Motor Eléctrico para Vibración	1	unid	2235.7	2235.7
3	Motor Eléctrico	3	unid	530.8	1592.4
4	Faja Transportadora	16	m	53	848
TOTAL DE COSTOS DE COMPONENTES PARA LA COSECHADORA					18857.65

Fuente: Propia

#### 9.4. Costos de Accesorios

El costo de accesorios se logró obtener la selección de todos los accesorios necesarios la cual se ha sumado los precios teniendo en cuenta el mercado nacional, la cual presentamos en la siguiente tabla:

Tabla 25 Valor total de Accesorios

N°	ACCESORIOS	CANTIDAD	UNID	COSTO UNIT	COSTO TOTAL
1	Cables	3	unid	167.9	503.7
2	Interruptores Termomagnéticos	4	unid	65	260
3	Tablero Eléctrico con Variador	1	unid	40	40
4	Pernos		unid		0
TOTAL DE COSTOS DE ACCESORIOS					803.7

Fuente: Propia

### 9.5. Gastos de Fabricación

Para los gastos de fabricación fue necesario establecer un personal adecuado para la fabricación, teniendo en cuenta los días laborables y el tiempo establecido de fabricación, lo cual genera un gasto promedio con los salarios que se maneja en el ámbito laboral, reflejándose en la siguiente tabla:

*Tabla 26 Precio Total de Fabricación*

N°	GASTOS DE FABRICACIÓN	N° PERSONAL	DIA	COSTO UNIT	COSTO TOTAL
1	Técnico Soldador	3	30	60	5400
2	Asistente	3	30	40	3600
3	Técnico Electricista	1	8	60	480
4	Personal de Pintura	2	5	60	600
COSTO DE FABRICACIÓN					10080

Fuente: Propia

### 9.6. Costo de Ingeniería

El costo de ingeniería contempla las horas de trabajo de investigación y respaldo en el diseño, para la cosechadora.

*Tabla 27 Coste de Ingeniería*

N°	COSTO DE INGENIERÍA	COSTO TOTAL
1	Trabajos Ingenieriles	4500

Fuente: Propia

## 9.7. Costo Total del Sistema

El costo total del sistema está compuesto por costo de materiales, costo de componentes para la cosechadora, costos de accesorios, gastos de fabricación, costo de ingeniería.

*Tabla 28 Valor Total del Sistema*

Conceptos	Subtotal (s/.)
Costo del material	5267.44
Costo de componentes	18857.65
Costo de accesorios	803.7
Costo de fabricación	10080
Costo de ingeniería	4500
<b>COSTO TOTAL</b>	<b>39508.79</b>

Fuente: Propia

## 9.8. Gasto Operacional

Para los gastos operacionales se tenía en cuenta el personal que operara la cosechadora, y sus ayudantes de campo para tener una mayor eficiencia, para eso se tomó en cuenta el ámbito laboral nacional con el sueldo necesario, estos datos se ven reflejados en la siguiente tabla:

*Tabla 29 Presupuesto Operacional*

Nº	GASTOS OPERACIONALES	CANTIDAD	UNID	HORA	COSTO	TOTAL
1	Salario mensual de Operario	1	unid	1	13	13
2	Salario mensual de Ayudante	1	unid	1	6	6
3	Alquiler de Tractor	1	unid	1	130	130
4	Combustible de Generador	1	gal	1	15.4	15.4
<b>GASTO OPERACIONAL</b>						<b>164.4</b>

Fuente: Propia

### 9.9. Costo de Cosecha Selectiva

Teniendo en cuenta que para la cosecha selectiva se necesitara personal de cosecha, teniendo un gasto aproximado la cual se representa en la siguiente tabla:

Tabla 30 Presupuesto de Cosecha Selectiva

N°	COSTO DE COSECHA SELECTIVA POR HECTAREA	CANTIDAD	HORA	COSTO	TOTAL
1	Personal de Cosecha	30	8	6	1440
2	Personal de Carga de Café	8	8	6	384
COSTO TOTAL DE PERSONAL					1824

Fuente: Propia

### 9.10. Costo de Trabajo y Costos Operacionales de la Cosechadora de Café

Para este análisis operacional de la cosechadora se tomó los costos operacionales por hora de la cosechadora, más la suma de los gastos operacionales que necesita la cosechadora a la hora de realizar el trabajo la cual están reflejados en las siguientes tablas:

Tabla 31 Coste de Trabajo

N°	COSTO DE TRABAJO	CANTIDAD	HORA	COSTO	TOTAL
1	Cosecha Mecanizada	1	1	200	200

Fuente: Propia

Tabla 32 Valor Operacional

N°	COSTOS OPERACIONALES DE LA COSECHADORA	HORA	COSTO
1	Cosecha Mecanizada	1	200
2	Gasto Operacional	1	164.4
TOTAL			364.4

Fuente: Propia

## **Anexos 10**

# **Área Específica para la Cosecha de Café Mecanizada**

Terreno 1:



Fuente: [33]

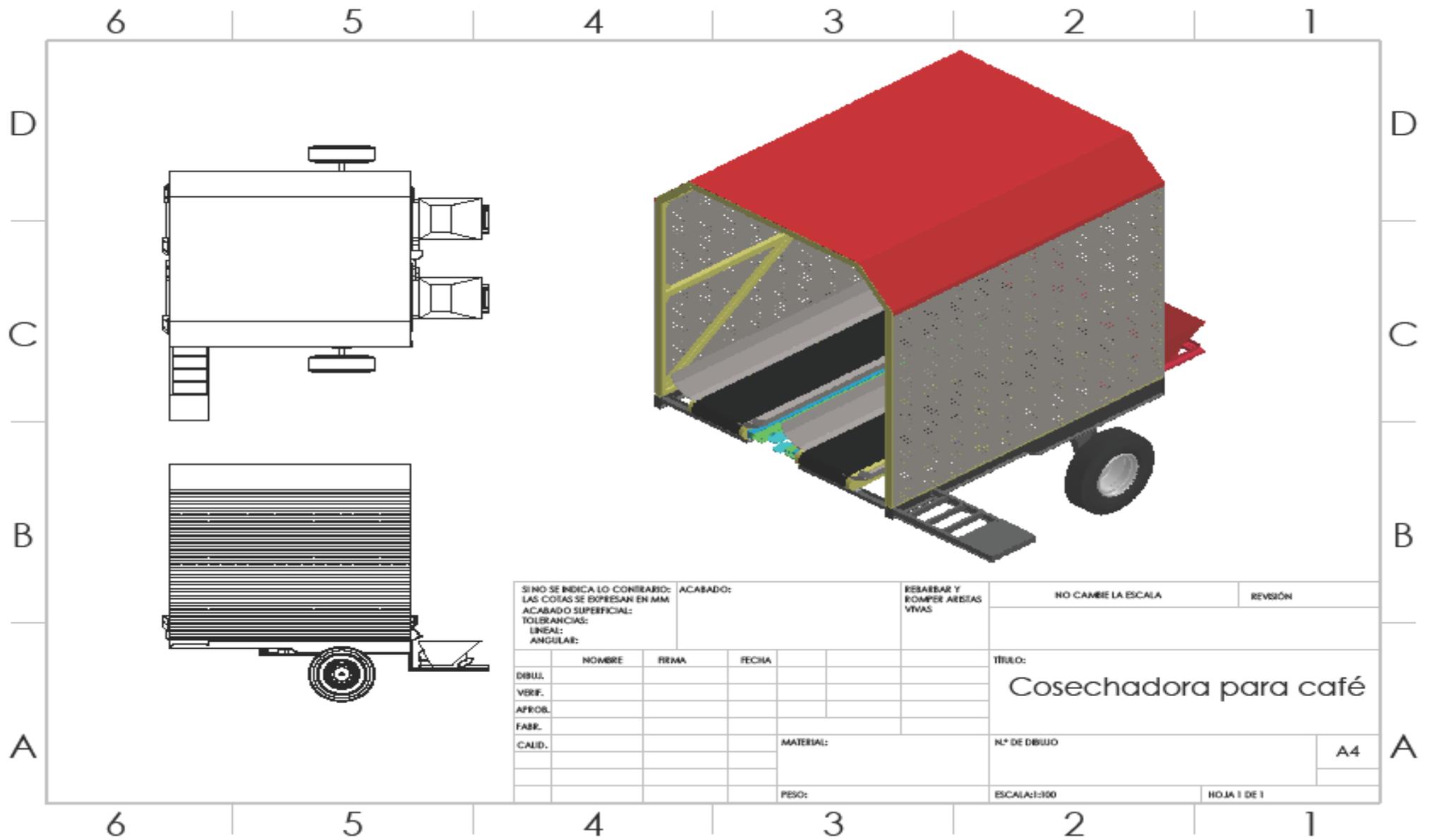
Terreno 2:



Fuente: [33]

# **Anexos 11**

## **Plano de Diseño**



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DBUJ.	NOMBRE	FECHA		TÍTULO: <b>Cosechadora para café</b>	
VERIF.	REMA			N.º DE DBUJO	
APROB.				A4	
FABR.			MATERIAL:	ESCALA:1:100	
CAUD.			PESO:	HOJA 1 DE 1	

