Universidad Nacional de Loja

Facultad de la Energía, las Industrias
y los Recursos Naturales no Renovables

Ingeniería Electromecánica

Diseño y construcción de un prototipo de máquina clasificadora de café seco y trillado.

Trabajo de Titulación
previo a optar por el título
de Ingeniero Electromecánico

AUTOR:

Gabriel Renato Rosales Aranda

DIRECTOR:

Ing. Byron Agustín Solorzano Castillo, Mg. Sc.

LOJA – ECUADOR

2022

Certificación

Ing. Mg. Byron Agustín Solorzano Castillo

DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente Trabajo de Titulación, en su proceso de investigación cuyo tema versa: ***Diseño y construcción de un prototipo de máquina clasificadora de café seco y trillado***, realizado por el señor egresado: **Gabriel Renato Rosales Aranda**, la misma que cumple con la reglamentación, políticas de investigación y los objetivos del proyecto del trabajo de titulación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

BYRON AGUSTIN SOLORZANO CASTILLO

Firmado digitalmente por BYRON AGUSTIN SOLORZANO CASTILLO
Nombre de reconocimiento (DN): cn=BYRON AGUSTIN SOLORZANO CASTILLO, serialNumber=130521125902, ou=ENTIDAD DE CERTIFICACION DE INFORMACION, o=SECURITY DATA S.A. 2, c=EC
Fecha: 2021.09.15 23:05:48 -05'00'

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.
DIRECTOR DE TESIS

Loja, 17 septiembre del 2021

Autoría

Yo, Gabriel Renato Rosales Aranda, declaro ser autor del presente trabajo de tesis y examino expresadamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales, por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional-Biblioteca Virtual.

Firma:

Firmado electrónicamente por:
GABRIEL RENATO ROSALES ARANDA

Autor: Gabriel Renato Rosales Aranda

Cédula: 1104149081

Correo electrónico personal: nato.96@hotmail.es

Correo electrónico institucional: grrosalesa@unl.edu.ec

Fecha: Loja, 16 mayo del 2022

Carta de autorización de tesis por parte del autor para la consulta de reproducción parcial o total, y publicación electrónica del texto completo.

Yo, Gabriel Renato Rosales Aranda, declaro ser el autor de la tesis titulada: **Diseño y construcción de un prototipo de máquina clasificadora de café seco y trillado;** como requisito para optar el título de **Ingeniero Electromecánico**, autorizo al sistema bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos muestre al mundo la producción intelectual de la universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar los contenidos de este trabajo en RDI, en las redes de información del país y el exterior, con las cuales tenga convenio con la Universidad.

La universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los dieciséis días del mes mayo del dos mil veinte y dos.

Firma:

Firmado electrónicamente por:
GABRIEL RENATO ROSALES ARANDA

Autor: Gabriel Renato Rosales Aranda

Cedula: 1104149081

Dirección: Loja

Correo electrónico: grrosalesa@unl.edu.ec

Teléfono: 0981822798

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director de tesis: Mgs. Ing. Byron Agustín Solorzano Castillo

Tribunal de grado: Mgs. Ing. Milton León Tapia.

PhD. Ing. Miguel Caraballo Núñez

Mgs. Ing. Darwin Tapia Peralta

Dedicatoria

El presente trabajo de tesis se lo dedico primeramente a Dios y a mi Familia quienes a lo largo de mi formación académica me han sabido apoyar con su sabiduría y su paciencia, por ser un pilar fundamental, brindándome siempre fortaleza y las ganas para cumplir cada una de las metas que me he propuesto.

A mis honrados padres Elizabeth Aranda y Moisés Rosales por todo el amor, dedicación, consejos y apoyo incondicional que me han dado durante toda mi vida, a mis tres preciados hermanos Ronald, Jessica, Freddy por haberme formado con valores para poder enfrentarme a la vida.

Gabriel Renato Rosales

Agradecimiento

Mi sincera gratitud a la Universidad Nacional de Loja, al personal Docente y Administrativo de la Carrera de Ingeniería Electromecánica, que me llenaron no solo de conocimiento científico si no también que me ayudaron a descubrir cuales eran mis cualidades y lo que quería ser en la vida, por el arduo trabajo que realizan para que los estudiantes reciban una educación de calidad, brindando siempre lo mejor de cada uno de ellos.

Mi especial agradecimiento a la Ing. Mg. Byron Agustín Solorzano Castillo, que con paciencia, apoyo y ética profesional trasmitió sus valiosos conocimientos, y supo guiarme en el desarrollo y culminación del presente trabajo de Tesis.

Índice de contenidos

Portada ……i

Certificación ii

Autoría..... iii

Dedicatoria v

Agradecimiento vi

Índice de contenidos..... vii

1. Título 1

2. Resumen 2

2.1. Abstract. 2

3. Introducción..... 3

4. Marco teórico..... 4

4.1. Máquinas clasificadoras de granos..... 4

4.1.1. Máquinas clasificadoras Vibratorias 5

4.2. El grano de café..... 6

4.3. Producción del café en el cantón Loja. 6

4.4. Importancia de la clasificación del grano de café 6

4.4.1. Frecuencia y amplitud de trabajo. 6

4.5. Características del grano 7

4.6. Tamaños de cribas para el café. 8

4.7. Vibración..... 9

4.8. Definición..... 9

4.9. Clasificación..... 9

4.10. Movimiento armónico simple (MAS) 10

4.11. Mecanismos de transmisión de movimiento 11

4.12. Mecanismo biela-manivela 11

4.13. Fundamentos de diseño 12

4.14. Fundamentos de estática..... 12

4.14.1.1. Condiciones de equilibrio..... 12

4.15. Fundamentos de dinámica..... 12

4.15.1.1. Energía cinética de una partícula. 12
4.16. Fundamentos de diseño mecánico 13
4.17. Potencia. 13
4.18. Eficiencia mecánica. 13
4.19. Factor de diseño y factor de seguridad. 14
4.20. Esfuerzo y resistencia de materiales. 14
4.21. Esfuerzos de tensión y compresión. 14
4.21.1.1. Esfuerzo por flexión. 15
4.21.1.2. Esfuerzo Cortante. 15
4.21.1.3. Esfuerzo Torsional. 16
4.22. Diseño de elementos de máquinas 16
4.22.1. Análisis por falla a la fatiga. 16
4.23. Esfuerzos cíclicos. 16
4.24. Resistencia a la fatiga. 17
4.25. Factores de modificación del límite a la fatiga. 18
4.26. Eje. 23
4.27. Diámetro mínimo de un eje según la teoría del esfuerzo cortante máximo. 23
4.28. Dimensionamiento de chavetas. 23
4.29. Dimensionamiento de rodamientos de bolas. 24
4.30. Transmisión de potencia. 26
4.31. Fundamentos de electricidad y automatización de motores eléctricos. 27
4.32. Motores eléctricos. 27
4.33. Protección de los motores eléctricos. 28
4.34. Accionamiento de motores 28
5. Metodología 30
5.1. Materiales Bibliográficos 30
5.2. Software 30
5.3. Equipos de Computación 30
5.4. Equipos de construcción 30
5.5. Materiales y componentes de construcción 31
5.6. Métodos 32
6. Resultados 34
6.1. El grano de café 34

6.2. Capacidad requerida de la máquina. 35
6.3. Tipología de la máquina. 36
6.3.1. Objetivos de primer nivel 38
6.3.2. Objetivos de segundo nivel. 38
6.4. Sistema de clasificación. 43
6.4.1. Niveles de clasificación. 43
6.4.2. Número de tamices 44
6.5. Sistema de vibración. 44
6.5.1. Generador de Vibraciones. 44
6.6. Sistema estructural. 45
6.6.1. Diseño de la estructura que soporta las zarandas. 45
6.7. Sistema de ingreso y recolección de producto 46
6.7.1. Ingreso de producto 46
6.7.2. Recolección de producto. 47
6.8. Sistema de potencia 48
6.9. Sistema eléctrico 49
6.9.1. Diseño del sistema eléctrico 49
6.10. Diseño y cálculo de componentes 50
6.10.1. Determinación del tipo de malla para la zaranda. 50
6.10.2. Diseño del marco del tamiz. 52
6.10.3. Selección de la frecuencia necesaria para la clasificación 58
6.10.4. Cálculo de la potencia 59
6.10.5. Cálculo del perno para giro de la zaranda 68
6.10.6. Cálculo del rodamiento para giro de la zaranda 69
6.10.7. Cálculo del pasador para la unión de tornillo 72
6.10.8. Cálculo del rodamiento para el pasador de la unión roscada 76
6.10.9. Cálculo de la unión de tornillo 78
6.10.10. Cálculo del espesor del vástago que encaja el rodamiento 81
6.10.11. Validación de la rosca de la unión 84
6.10.12. Cálculo del eje de transmisión 86
6.10.13. Cálculo de rodamiento para las chumaceras 94
6.10.14. Dimensionamiento de la transmisión de potencia 96
6.10.15. Dimensionamiento de la tolva de ingreso del producto. 98
6.10.16. Cálculo de las cuñas o chavetas. 100

6.11. Construcción 101
6.12. Evaluación funcional del prototipo 110
6.13. Análisis de costos 112
7. Discusión 113
8. Conclusiones 115
9. Recomendaciones 116
10. Bibliografía 117
11. Anexos 120

Índice de Anexos

Anexo 1. Factores de servicio para motores 120
Anexo 2. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín. 120
Anexo 3. Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero. 120
Anexo 4. Factores de confiabilidad Ke correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga. 121
Anexo 5. Factores geométricos de concentración por cambio de sección, según la solicitación mecánica. 121
Anexo 6: Factor teórico de concentración Kt de un eje redondo con filete en el hombro en flexión 122
Anexo 7. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales. 122
Anexo 8. Constante de Neuber para aceros tanto en flexión como en torsión. 123
Anexo 9. Relación de diámetro para encontrar las dimensiones mínimas de la chaveta (extracto) 124
Anexo 10. Catálogo de chavetas de 6mmx6mm con la norma DIN 6885 del fabricante Nosta (extracto) 125
Anexo 11. Factor de esfuerzo estático recomendado 125
Anexo 12. Factor de corrección fz para cribas vibratorias 125
Anexo 13. Factores de servicio típicos. 126
Anexo 14. Selección del perfil de correa trapezoidal 127
Anexo 15. Recomendación de diámetro mínimo de poleas. 127

Anexo 16. Planos técnicos del prototipo diseñado. 127
Anexo 17. Certificación de traducción de contenido. 127

Índice de tablas

Tabla 1: Propiedades físicas del café. 8
Tabla 2: Clasificación del café según su tamaño. 8
Tabla 3: Equipos de construcción…….. 30
Tabla 4: Materiales para la construcción del prototipo 31
Tabla 5: Densidades del café..... 34
Tabla 6: Clasificación del café según su tamaño 34
Tabla 7: Producción de café de la FAPECAFE 35
Tabla 8: Producción promedio de café por socio 35
Tabla 9: Identificación de atributos de necesidad 37
Tabla 10: Organización jerárquica ……..……....37
Tabla 11: Objetivos de primer nivel. 38
Tabla 12: Construcción. ..... ……...38
Tabla 13: Operación ..... ……39
Tabla 14: Montaje.....39
Tabla 15: Mantenimiento 39
Tabla 16: Seguridad..... 40
Tabla 17: Confiabilidad..... 40
Tabla 18: Importancia de las necesidades significativas.....40
Tabla 20: Comparación entre los pesos ponderados de cada alternativa 41
Tabla 21: Sistemas de la máquina clasificadora vibratoria 42
Tabla 22: Separación de centros para el numero de malla 51
Tabla 23: Espesor de la plancha de acuerdo al diámetro del agujero.....52
Tabla 24: Amplitud y frecuencia de acuerdo al tamaño de grano.....58

Índice de ilustraciones

Ilustración 1: Máquina clasificadora de grano por tamaño. 5

Ilustración 2: Máquina clasificadora vibratoria Marca: PINHALENSE 5

Ilustración 3: Frecuencias y amplitudes recomendadas para el trabajo de cernidores. 7

Ilustración 4: Descripción del mecanismo biela manivela y su comportamiento vibratorio en (MAS). 11

Ilustración 5: Mecanismo biela manivela. 12

Ilustración 6: Flexión positiva y negativa de una viga. 15

Ilustración 7: Efecto de las fuerzas externas (fuerza cortante positiva). 15

Ilustración 8: Variación en esfuerzo medio cíclico difiere de cero. 17

Ilustración 9: Diagrama S-N: Resultados de ensayos a la fatiga axial completamente invertidos. 17

Ilustración 10: Diagrama de fatiga donde se presentan varios criterios de falla. 22

Ilustración 11: Correa trapezoidal 26

Ilustración 12: Conexiones en los bobinados trifásicos 28

Ilustración 13: Variador de velocidad SIEMENS. 29

Ilustración 14: Necesidades del cliente 37

Ilustración 15: Configuración de niveles de clasificación. 43

Ilustración 16. Tamiz con perforaciones circulares 44

Ilustración 17: Mecanismo biela-manivela para generar vibraciones en el sistema de clasificación. 45

Ilustración 18: Diseño conceptual de la estructura interna de máquina. 46

Ilustración 19: Diseño conceptual de la tolva de ingreso del producto. 47

Ilustración 20: Recipiente recolector de producto. **48**

Ilustración 21: Transmisión de potencia por motor eléctrico. **48**

Ilustración 22: Diagrama del circuito de fuerza. **49**

Ilustración 23: Diagrama del circuito de mando. **50**

Ilustración 24 ..... **51**

Ilustración 25: Dimensiones de la zaranda. **53**

Ilustración 26: Selección de la amplitud y frecuencia en base al diámetro de la partícula **59**

Ilustración 27: Diagrama esquemático del mecanismo. **60**

Ilustración 28: Clasificación estructural según ASSUR. **62**

Ilustración 29: Velocidades del mecanismo. **63**

Ilustración 30: Aceleraciones del mecanismo. **64**

Ilustración 31: Diagrama dinámico del mecanismo. **65**

Ilustración 32: Diagrama de velocidades girado 90°. **67**

Ilustración 33: Unión de la zaranda y el marco exterior. **68**

Ilustración 34: Angulo recorrido de la zaranda por cada oscilación. **69**

Ilustración 35: Cálculo de ángulo theta. **70**

Ilustración 36: Pasador para la unión de tornillo. **72**

Ilustración 37: Biela. **78**

Ilustración 38: Representación de fuerzas en la biela. **79**

Ilustración 39: Espesor de la pared que aloja el rodamiento en la unión hembra. **81**

Ilustración 40: Análisis del diferencial de fuerza en el vástago. **82**

Ilustración 41: Triángulos de Rotscher. 85

Ilustración 42: Distribución de la transmisión de potencia. 87

Ilustración 43: Tensiones en la polea. 87

Ilustración 40: Diagramas de momento flector y esfuerzo cortante en el eje “x” 89

Ilustración 41: Diagramas de momento flector y esfuerzo cortante en el eje “y” 90

Ilustración 42: Perfil de la tolva. 99

Ilustración 43: Dimensiones de la tolva de ingreso. 99

Ilustración 44: Construcción del marco exterior. 101

Ilustración 45: Marco exterior. 102

Ilustración 47: Construcción del marco de las zarandas. 102

Ilustración 48: Maquinado en fresadora CNC de piezas para el marco de la zaranda. 103

Ilustración 49: Proceso de soldado GTAW de pieza maquinada con el marco de la zaranda. 103

Ilustración 50: Ensamblaje del marco de la zaranda con el marco exterior. 104

Ilustración 51: Construcción de recolectores. 104

Ilustración 52: Maquinado del eje en torno CNC. 104

Ilustración 53: Montaje de excéntricas en el eje. 105

Ilustración 54: Montaje de chumaceras y polea. 105

Ilustración 55: Acople de motor y eje. 105

Ilustración 56: Torneado de piezas para mecanismo de vibraciones. 106

Ilustración 57: Construcción de la tolva de ingreso. 106

Ilustración 58: Maquinado en CNC de pieza del mecanismo biela manivela. 107

Ilustración 59: Montaje de las bielas de transmisión. **107**

Ilustración 60: Construcción de las cribas. **108**

Ilustración 61: Montaje de las cribas. **108**

Ilustración 62: Montaje inicial de la máquina. **109**

Ilustración 63: Pintado y montado. **109**

Ilustración 64: Instalación de caja para instalación de circuito de fuerza y mando. **110**

Ilustración 65: Proceso de clasificación. **110**

Ilustración 66: Resultado de la malla #20 ..... **111**

Ilustración 67: Resultado de la malla #18 ..... **111**

Ilustración 68: Resultado de la malla #15 ..... **112**

Ilustración 69: Grano pasante de la malla #15 ..... **112**

1. Título

Diseño y construcción de un prototipo de máquina clasificadora de café seco y trillado

2. Resumen

El tema de investigación titulado “Diseño y construcción de un prototipo de máquina clasificadora de café seco y trillado”; tuvo como objetivo diseñar y construir un prototipo de máquina que se consolida como una propuesta tecnológica de clasificación del grano, para ello, se realizó una investigación bibliográfica con el propósito de definir los parámetros del proceso de clasificación de café, en base a dicha información diseñar y construir las piezas o elementos de la máquina; así mismo se detalló el proceso de dimensionamiento en cada pieza y elemento con capacidad acorde a datos de producción de café encontrados a nivel regional; de esta manera se obtuvo un prototipo de máquina con un sistema de clasificación vibratoria, basado en un mecanismo generador de vibraciones (biela-manivela), equipado con tres niveles de zarandas, una tolva de ingreso para el producto y recolectores para cada una de las zarandas cumpliendo con los requerimientos de demanda, a través de un proceso de validación se verificó la correcta funcionalidad del prototipo, logrando un producto de grano clasificado correctamente.

Palabras claves: prototipo, café, clasificadora, vibratoria, biela-manivela

2.1. Abstract.

The present project is about the design and construction of a "coffee bean threshing and sorting machine", and it had as its main object, of offering a technological and accurate tool for the bean sorting activity in the local coffee industry. For this, and before the design of every main part of the machine, full information searching about threshing and coffee sorting was made, as well as a study of the capacity required for the machine for the local production, it was possible to design and built all the main and secondary machine parts. For these, and other construction reasons, the machine was built with a slider-crank mechanism, giving vibration to the three-size-graders plates. Finally, the machine was tested with local coffee beans, having very good results in terms of accuracy.

Keywords: prototype, coffee, sorting, threshing, machine, vibration.

3. Introducción

Las clasificadoras del grano café seco y trillado por tamaño son máquinas de gran importancia en el proceso de producción del café molido, ya que mejoran el proceso subsiguiente que es el de tostado, dándole más calidad al producto final. Las clasificadoras de grano permiten que el producto previo al tostado sea más homogéneo para de esta forma asegurar un proceso de tueste eficiente, aprovechando de la mejor manera el producto. Además, la clasificación de grano permite que se pueda seleccionar el tamaño de acuerdo a normas establecidas lo que conlleva a una mejora en cuanto a la exportación o importación, teniendo dimensiones que pueden ser identificadas en la región como en otros sectores del continente.

La presente investigación tiene como objetivo general: diseñar y construir una máquina clasificadora para café seco y trillado; como objetivos específicos, primero identificar los componentes y parámetros operacionales relevantes para el dimensionamiento de la máquina, mediante una revisión bibliográfica actualizada a través de libros de ingeniería y máquinas, catálogos y datos de producción; como segundo, diseñar y seleccionar según sea el caso los componentes electromecánicos de la clasificadora, en base al análisis matemático, materiales, elementos y maquinaria disponible para su construcción .

Como tercer objetivo, construir y validar el prototipo a escala de la máquina, teniendo en cuenta todas las técnicas recomendadas para la construcción y ensamblaje en ingeniería, dando como resultado un prototipo diseñado que cuenta con un sistema de clasificación vibratoria, basado en un mecanismo generador de vibraciones (biela-manivela), equipado con tres niveles de zarandas, una tolva de ingreso para el producto y recolectores para cada una de las zarandas el que se evaluó mediante una práctica de clasificación de grano, teniendo el resultado esperado.

En síntesis, el presente trabajo en su apartado denominado revisión de literatura recoge información de utilidad acerca de las máquinas clasificadoras, su funcionamiento y consideraciones lo cual sirvió para la propuesta de un prototipo; seguido, también se expone literatura acerca del grano de café y sus características físicas; así como existe fundamentación sobre mecanismos de transmisión de movimiento y el mecanismo biela manivela que transforma el movimiento rotacional en longitudinal; finalmente, se plasma fundamentos de diseño en: estática, dinámica, mecánica, eléctricos y diseño de elementos de máquinas.

A continuación, en el apartado de materiales y métodos, donde especifica lo que se utilizó y cómo se utilizó para el desarrollo del prototipo. Dentro de materiales se detalló los necesarios para la debida construcción; los métodos que se aplicaron en la investigación enmarcados en

tres ámbitos: teórico, diseño y dimensionamiento, por último, construcción y validación para el cumplimiento de objetivos.

Seguidamente, en el apartado de resultados dónde se realizó los cálculos para dimensionar y seleccionar, según corresponda las diferentes piezas y elementos de máquinas asegurando el cumplimiento de la calidad y capacidad de clasificación requeridos, se describe doce partes. El primero, trata sobre el grano de café y las cribas de utilización; el segundo se hace un análisis de la capacidad requerida de la máquina; el tercero se enfoca en realizar una síntesis de los sistemas que conforman el prototipo; el cuarto, quinto, sexto, séptimo, octavo y noveno tratan los diferentes sistemas de la máquina en: clasificación, vibración, estructura, ingreso y recolección, potencia, eléctrico. El décimo, trata del diseño de cada componente, basado en las recomendaciones dadas por la fundamentación teórica de la construcción de máquinas con la utilización de materiales y maquinaria accesible; el onceavo indica el producto final del prototipo y por último el doceavo exhibe la evaluación de la máquina.

En el apartado de discusión sobre los resultados que sentaron las bases para las conclusiones del trabajo en base al cumplimiento de los objetivos propuestos y sus respectivas recomendaciones; posterior, se presenta la bibliografía utilizada; finalmente, la sección de anexos que comprenden tablas, gráficas para el diseño del prototipo y su construcción.

4. Marco teórico

4.1. Máquinas clasificadoras de granos

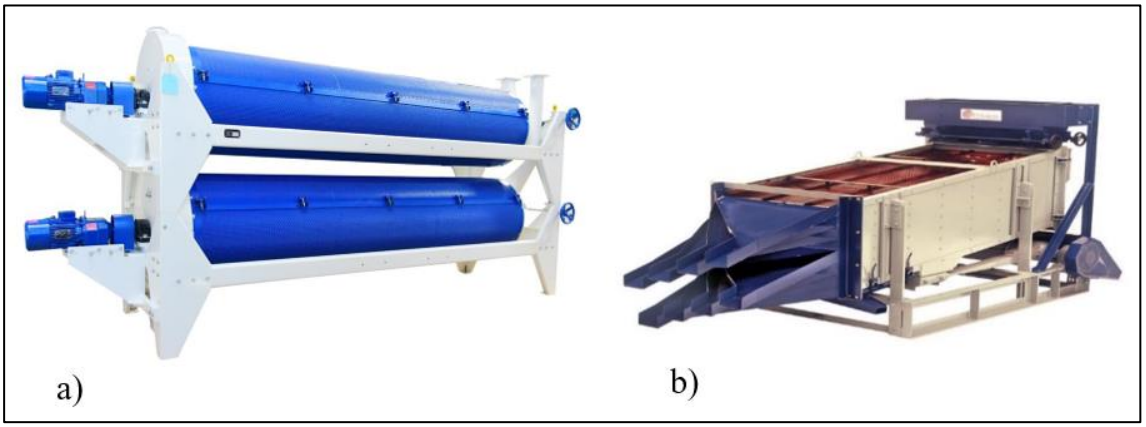
"Estas máquinas están desarrolladas para hacer limpieza de semillas y/o granos con el fin de prepararlas para la siembra, molienda o comercialización. Son el complemento ideal para el agricultor, molinero o comerciante"(VDH, 2016).

Estas máquinas ayudan a mejorar la calidad del grano para que tenga un tamaño uniforme para su propósito en general.

Existen en el mercado distintos mecanismos para la clasificación en el que se encuentran las clasificadoras de cilindro rotativo y clasificadoras vibratorias; Philanese presenta una máquina de clasificación con mesas vibratorias de 8 niveles y con una capacidad desde los 1800 hasta 3500 kg/h (ilustración 1 b); de igual manera Milltec pone a disposición una máquina de

cilindro rotativo de dos tamaños de 3 tamaños de grano con una capacidad de 12 ton/h (ilustración 1 a).

Ilustración 1: *Máquina clasificadora de grano por tamaño.*



Fuente: (PINHALENSE, 2021),(*Clasificadora Por Longitud Milltec*, n.d.)
a) Clasificadora de cilindro rotativo
b) Clasificadora de mesa vibratoria

4.1.1. Máquinas clasificadoras Vibratorias

Es una máquina cuyo movimiento vibratorio es generado por un sistema de vibración efectuado por un motor eléctrico, la zaranda suele estar sobre bases amortiguadoras de la vibración como se muestra en la Ilustración 2.

Ilustración 2: *Máquina clasificadora vibratoria Marca: PINHALENSE*

Fuente: (PINHALENSE, 2021)

Ventajas. De acuerdo a las características específicas de las máquinas vibratorias presentan ventajas como:

- Fácil manejo y operación.
- Se puede realizar el cambio de la criba de forma ágil y rápida.

- El volumen de clasificación puede llegar a ser bastante grande.
- Se puede elaborar un diseño de varias etapas.

Desventajas. Las máquinas vibratorias ayudan al ser humano, sin embargo, también presenta desventajas tales como:

- Requiere un espacio bastante amplio.
- Construcción de los mecanismos más complejos.
- Posee un diseño de limitada altura.
- Posee un diseño de gran peso. (López, 2015)

4.2. El grano de café

4.3. Producción del café en el cantón Loja.

Café Verde u Oro es el seudónimo que se le da al grano de café luego de haber atravesado el proceso de despulpado, para posteriormente ser tostado y molido.

La producción de Grano Oro en la provincia de Loja según los datos estadísticos del Ministerio de Agricultura y Ganadería en el año 2019 fue de 645.3 Ton. (*Café*, n.d.)

4.4. Importancia de la clasificación del grano de café

El tamaño del café pequeño y grande mezclado no solo afectan al color verde del café si no al proceso de tostado, debido a que los granos grandes se tostaran menos que los granos pequeños.(Centro De Comercio Internacional, 2006)

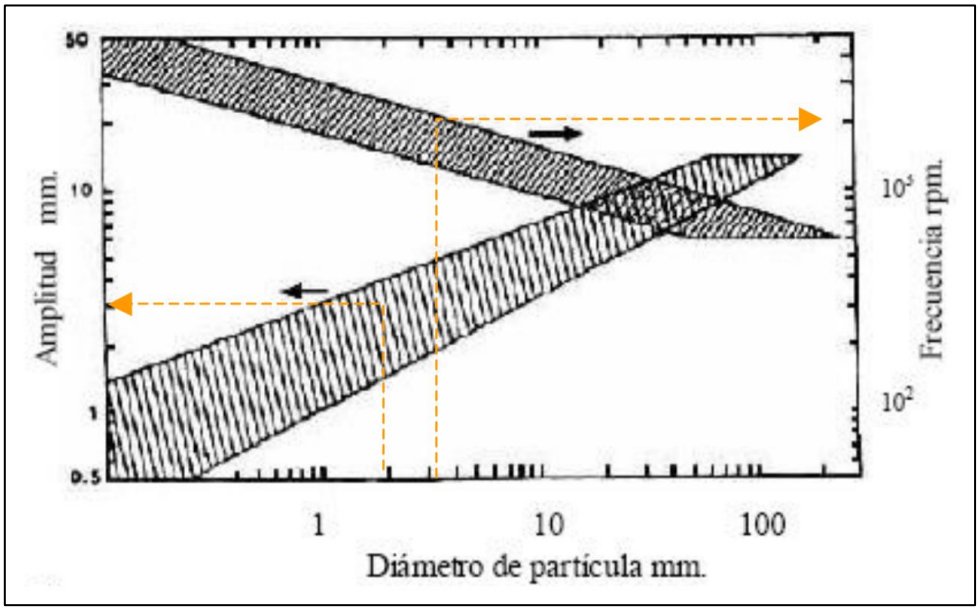
"Al clasificar un tipo de café de grano entero debe tenerse en cuenta que algunos granos muy grandes quizá no sean especialmente atractivos, porque a menudo son granos blandos o deformados."(Centro De Comercio Internacional, 2006)

4.4.1. Frecuencia y amplitud de trabajo.

Según Blanco (Blanco, 2016) menciona que la frecuencia y la amplitud están inversamente relacionadas y dependen del diámetro de partícula, esto quiere decir que mientras más grande sea el diámetro de partícula la amplitud será más grande y por lo tanto la frecuencia será menor así mismo mientras la partícula sea más pequeña necesita menor amplitud, pero frecuencias

más elevadas; siendo recomendables las amplitudes y frecuencias que muestra la Ilustración 3 a continuación:

Ilustración 3: *Frecuencias y amplitudes recomendadas para el trabajo de cernidores.*



Fuente: (Blanco, 2016), Menciona también que debe existir una adecuada relación entre la amplitud (grafico entre 0.5 mm y 50 mm) y frecuencia en rpm (variable entre 100 y 1500 rpm).

4.5. Características del grano

Morfología.

Estas características se basan en la forma que tiene cada grano de café como:

- Batea: tiene una fase sensiblemente plana.
- Caracol: tiene una forma ovoidea, resulta del desarrollo de un solo grano dentro del fruto.
- Elefante o muela: Unión de granos generalmente dos, resultante de un poliembrionismo contrario.
- Normal: presenta una cara plana con hendidura central longitudinal y la otra convexa.
- Triángulo: tiene dos caras planas y una convexa. (INEN, 1978)

Propiedades físicas.

Las propiedades físicas del grano de café varían en dependencia del estado en el que se encuentre el mismo, en la investigación presentada por Arcila-Pulgarín et (2008) muestra las

propiedades del café como la densidad que muestra en la Tabla 1 en los diferentes estados el café.

Tabla 1

Propiedades físicas del café.

	Uribe (1977)	Presente estudio (2006)	
		Café seleccionado	Café sin seleccionar
Densidad aparente (kg/m^3)			
Fruto	600	621.57	616.50
Pulpa fresca	270	299.74	298.20
Grano de café en baba	800	826.71	803.40
Grano de café lavado	650	701.87	693.66
Grano de café escurrido	s.d.	687.17	678.31
Grano de café seco de agua	520	s.d.	s.d.
Grano de café pergamino	380	391.44	385.75
Grano de café almendra	680	709.99	707.31

Fuente: (Arcila-Pulgarín et al., 2008)

Cribas para clasificación de granos.

La criba es un utensilio que permite separar las partes menudas de las gruesas, eliminando de esta forma impurezas o separando un tamaño de otro.(INEN, 1978)

4.6. Tamaños de cribas para el café.

Según la norma INEN 290 (1978) se tiene a continuación la siguiente tabla 2 con sus respectivos tamaños de cribas para la clasificación de granos de café, con una criba de agujero circular.

Tabla 2

Clasificación del café según su tamaño.

Forma de Grano	No. De la Criba	Diámetro del agujero en mm	Tamaño del grano de café
Normal Aplanado	20	8.00	Muy Grande
	19	7.75	
	18	7.10	Grande
	17	6.70	
	16	6.30	Mediano
	15	6.00	Pequeño
	14	5.60	
	13	5.00	Muy pequeño

12	4.75
11	4.36

Fuente: (INEN, 1978)

4.7. Vibración

4.8. Definición

"Cualquier movimiento que se repite después de un intervalo de tiempo se lama vibración u oscilación" (Rao, 2012).

Es oscilación o movimientos repetitivo cuando un objeto o conjunto de objetos tienen movimientos repetitivos en base a su posición de equilibrio, el cual se denomina como vibración de cuerpo entero.

4.9. Clasificación

Según Rao (2012) clasifica las vibraciones de acuerdo a sus características de vibración del sistema de la siguiente manera:

- Vibración libre: es generada cuando el sistema vibra por sí mismo después de aplicarse una perturbación inicial.
- Vibración forzada: si un sistema se somete a una fuerza externa (a menudo, una fuerza repetitiva),la vibración resultante se conoce como vibración forzada.
- Vibración no amortiguada: es considerado una vibración no amortiguada cuando la energía no se pierde o no es disipada por algún tipo de resistencia cuando la oscilación de efectúa.
- Vibración amortiguada: es considerada cuando la energía es disipada o se pierde. En muchos sistemas el amortiguamiento que es demasiado pequeño suele ser despreciable pero cuando se trata de sistemas próximos a la resonancia es muy importante tenerlos en consideración.
- Vibración lineal: si todos los componentes del sistema de vibración se comportan de forma lineal.
- Vibración no lineal: si cualquiera de los componentes del sistema vibratorio tiene un comportamiento no lineal se considera una vibración no lineal.

- Vibración determinista: si el valor de la excitación es conocido en cualquier tiempo dado el sistema se puede representar mediante un modelo matemático, por lo tanto, se puede determinar.
- Vibración no determinista o aleatoria: cuando el valor de la excitación no se puede determinar, para este tipo de vibración los valores obtenidos suelen ser valores medios o de probabilidad, a este tipo de comportamiento vibratorio se conoce como aleatorio.

4.10. Movimiento armónico simple (MAS)

El movimiento oscilatorio puede repetirse con regularidad, si el movimiento se repite después de un intervalo de tiempo se le denomina movimiento periódico. (Rao, 2012)

En el caso de que una señal de vibración de un sistema se asemeja a una señal sinusoidal se dice que es una vibración sinusoidal. Las señales de vibración se pueden representar por medio de una ecuación matemática por senos y cosenos también llamados armónicos.

De tal forma que las ecuaciones que representan el movimiento están expresadas en base al movimiento armónico simple:

Desplazamiento:

$$d = Acos\omega t \qquad [m] \tag{1}$$

Velocidad:

$$V = -\omega Asen\omega t \qquad [m/s] \tag{2}$$

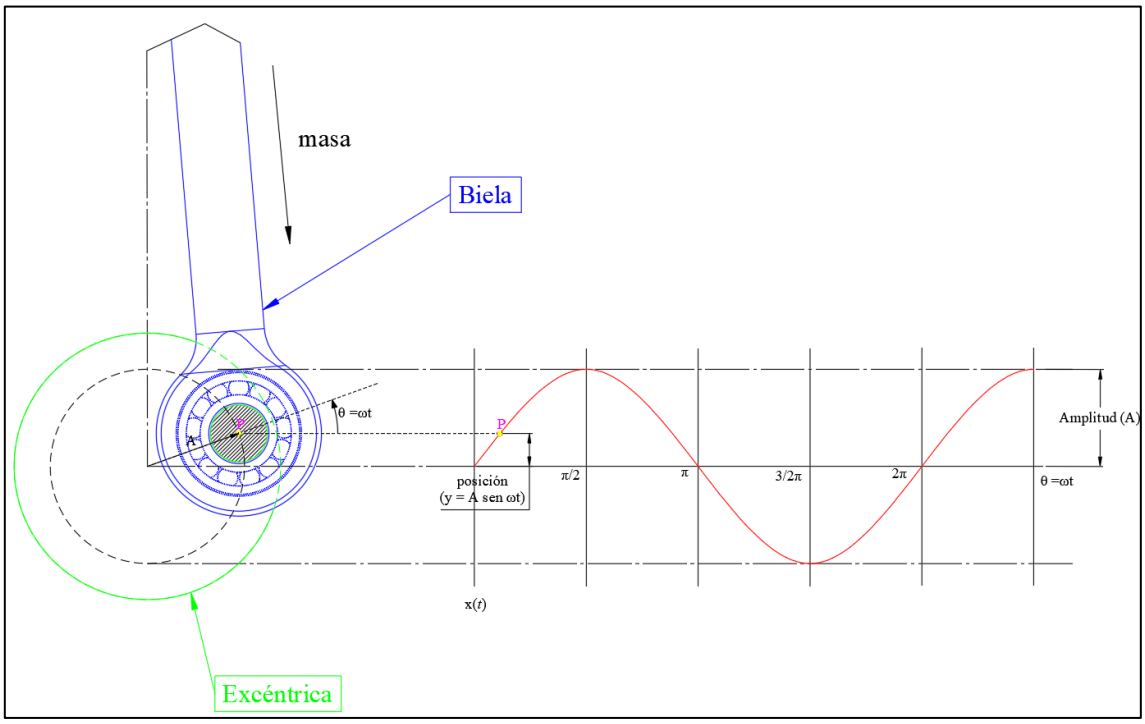
Aceleración:

$$a = -\omega^2 Acos\omega t \qquad [m/s^2] \tag{3}$$

Donde: ω es la frecuencia angular, A representa la amplitud y t el tiempo.

Uno de los mecanismos en los cuales se encuentra presente las características del movimiento armónico simple es el de biela manivela como se detalla en la ilustración 4.

Ilustración 4: *Descripción del mecanismo biela manivela y su comportamiento vibratorio en (MAS).*



Fuente: Autor

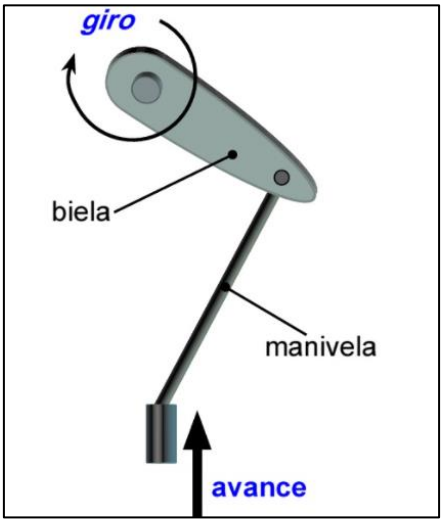
4.11. Mecanismos de transmisión de movimiento

Son una parte medular de las máquinas a través de un sistema mecánico compuesto de elementos que se conjugan entre sí, por medio de articulaciones de móviles para formar una cadena cinemática cerrada con un eslabón fijo y cuyo propósito es transformar el movimiento de un modo propuesto, estos permiten proveer innumerables bienes y servicios. (Echeverría & Olmedo, 2018)

4.12. Mecanismo biela-manivela

El mecanismo biela-manivela corredera se trata de un mecanismo capaz de transformar el movimiento circular de una manivela en un movimiento lineal alternativo o viceversa. Dicho sistema está formado por un elemento giratorio denominado manivela que va conectado con una barra rígida llamada biela, de tal forma que al girar la manivela la corredera se ve obligada a retroceder y avanzar, produciendo un movimiento alternativo como se aprecia en la Ilustración 5. Es sin duda uno de los mecanismos más construidos en el mundo, es la base de los motores de combustión interna, bombas de desplazamiento positivo, compresores, troqueladoras, y diferente tipo de maquinaria.(Echeverría & Olmedo, 2018)

Ilustración 5: *Mecanismo biela manivela.*



Fuente: (Echeverría & Olmedo, 2018)

4.13. Fundamentos de diseño

4.14. Fundamentos de estática

"El esfuerzo es una propiedad de estado en un punto específico dentro de un cuerpo, la cual es una función de la carga, la geometría, la temperatura y el proceso de manufactura"(Budynas & Nisbett, 2018).

4.14.1.1. Condiciones de equilibrio. "Cuando la fuerza y el par son iguales a cero, las fuerzas externas se transforman en un sistema equivalente a cero y se dice que el cuerpo rígido se encuentra en *equilibrio"*(Beer, Johnstons, et al., 2010).

Únicamente aplica en la vida practica a situaciones en las que se involucran fuerzas concurrentes, de tal forma que las ecuaciones que representan que un cuerpo está en equilibrio son:

$$\Sigma \mathrm{F} = 0 \quad \Sigma M_o = \Sigma(\mathrm{r} \times \mathrm{F}) = 0 \tag{4}$$

$$\Sigma F_x = 0 \quad \Sigma F_y = 0 \quad \Sigma F_z = 0 \tag{5}$$

$$\Sigma M_x = 0 \quad \Sigma M_y = 0 \quad \Sigma M_z = 0 \tag{6}$$

4.15. Fundamentos de dinámica

4.15.1.1. Energía cinética de una partícula.

La energía cinética de una partícula representa la capacidad para realizar trabajo asociado con la velocidad de la partícula.(Beer, Cornwell, et al., 2010)

4.15.1.2. Movimiento de varias partículas.

Cuando varias partículas se mueven de manera independiente a lo largo de la misma línea, es posible escribir ecuaciones de movimiento independientes para cada partícula. Siempre que sea factible, el tiempo debe registrarse a partir del mismo instante inicial para todas las partículas, y es necesario medir los desplazamientos desde el mismo origen y en la misma dirección. En otras palabras, deben usarse un solo reloj y una sola cinta métrica.(Beer, Cornwell, et al., 2010)

4.15.1.3. Movimiento relativo de las partículas

Si se considera dos partículas A y B que se mueven a lo largo de la misma recta, si las posiciones de las partículas se miden desde un mismo punto de origen, la diferencia de B-A se le define como coordenada de posición relativa de B con respecto de A. Las coordenadas de B con respecto de A se denotan de la siguiente manera:

$$x_{B/A} = x_B - x_A \quad o \quad x_B = x_B + x_{B/A} \tag{7}$$

De la misma forma como la posición relativa se puede interpretar las velocidades relativas y aceleraciones relativas. Donde se tiene que la velocidad de B con respecto de A será positiva, si B se encuentra a la derecha, y de tal forma que si B se encuentra a ala izquierda será negativo se denota en la ecuación 8. De la misma manera se debe tener en cuenta la dirección de aceleraciones para conocer si las aceraciones son positivas o negativas (ecuación 9). (Beer, Cornwell, et al., 2010)

$$V_{B/A} = V_B - V_A \quad o \quad V_B = V_B + V_{B/A} \tag{8}$$

$$a_{B/A} = a_B - a_A \quad o \quad a_B = a_B + a_{B/A} \tag{9}$$

4.16. Fundamentos de diseño mecánico

4.17. Potencia.

Esta dada por la cantidad de trabajo que se efectúa en un tiempo determinado. (Beer, Cornwell, et al., 2010)

Planteando la ecuación en términos de la velocidad se tiene:

$$Pot = T \times \omega \quad [W] \tag{10}$$

4.18. Eficiencia mecánica.

Es definida como la relación entre el trabajo de salida y el trabajo de entrada, siendo el trabajo de salida menor al de entrada debido a las pérdidas generadas en el sistema, en una

máquina ideal la eficiencia será igual a uno debido q que no se considera las perdidas. En una máquina real la eficiencia será menor a uno, por lo tanto, mientras más se acerque a uno la eficiencia de la máquina se acerca a la ideal. (Beer, Johnstons, et al., 2010)

$$\eta = \frac{trabajo\ de\ salida}{trabajo\ de\ entrada} \quad < 1 \tag{11}$$

4.19. Factor de diseño y factor de seguridad.

El factor de diseño *Fd* desde un enfoque general indica la carga permisible de un sistema, deben ser analizados todas y cada una de las pérdidas de funcionamiento, el factor de diseño más pequeño será el que predomine.

El factor de seguridad *Ns,* de otra forma representa el aumento de las variables como el redondeo a un tamaño estándar de un elemento calculado, comprende el mismo concepto de factor de diseño, pero difiere en su valor. También se puede interpretar como la relación de la potencia real y la requerida como se muestra:

$$Ns = \frac{potencia\ real}{potencia\ requerida} \tag{12}$$

En su libro (Budynas & Nisbett, 2018)), nos presenta en el anexo 1 la tabla de los factores de seguridad recomendados para distintas aplicaciones en motores eléctricos.

4.20. Esfuerzo y resistencia de materiales.

La resistencia "**τ**" es una propiedad de un material o de un elemento mecánico, la resistencia depende la elección del material o el tratamiento que se le dé al mismo.

Para que los elementos mecánicos puedan cumplir su función de resistencia como se debe permitir que la resistencia exceda en un margen suficiente al esfuerzo "σ" aplicado por las cargas, de tal forma que al ser aplicadas la falla no sea recurrente. (Budynas & Nisbett, 2018)

4.21. Esfuerzos de tensión y compresión.

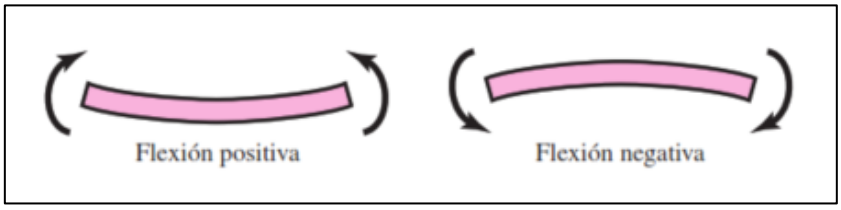
Cuando un elemento de sección A está sometido a cargas de tensión o compresión se generan esfuerzos en cada una de estas cargas, dichos esfuerzos se pueden representar con la ecuación 13.

$$\sigma_{tensión-compresión} = \frac{F}{A} \qquad [kg/m^2] \tag{13}$$

4.21.1.1. Esfuerzo por flexión.

Un elemento sometido a una fuerza F perpendicular al eje, generando que el elemento se doble o se flexione, como se observa en la Ilustración 6, que produce una variación en la longitud. El valor del esfuerzo dependerá en su mayoría de la distancia desde el o los puntos de apoyo hasta donde se efectúa la fuerza. (Budynas & Nisbett, 2018)

Ilustración 6: *Flexión positiva y negativa de una viga.*



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018)

La ecuación que representa el momento flector es la siguiente:

$$\sigma_{flector} = \frac{M \times c}{I} \qquad [kg/m^2] \tag{14}$$

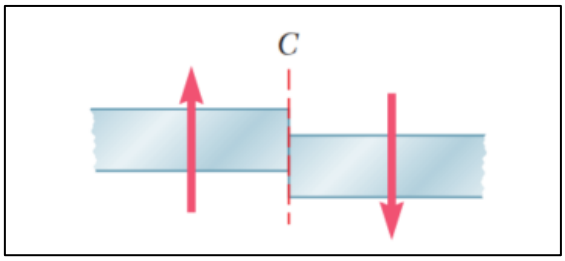
Donde *M*, el momento flector; *c*, la distancia desde el eje neutro hasta la fuerza aplicada y *I*, el momento rectangular de la inercia.

4.21.1.2. Esfuerzo Cortante.

En un elemento de sección A en el que actúan fuerzas iguales opuestas perpendiculares a la sección, como se muestra en la Ilustración 7 producirán en fenómeno de cizallamiento del elemento debido a que tienden a separar en dos porciones el elemento. (Silva Cueva, 2015)

$$\sigma_{cortante} = \frac{F}{A} \qquad [kg/m^2] \tag{15}$$

Ilustración 7: *Efecto de las fuerzas externas (fuerza cortante positiva).*



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018)

4.21.1.3. Esfuerzo Torsional.

Si un elemento de sección A se encuentra sometido a una fuerza tangencial a la superficie del mismo se genera un efecto de giro lo que produce de igual forma que en los esfuerzos anteriores una deformación del mismo. (Silva Cueva, 2015)

$$\tau_{torcional} = \frac{T \times r}{J} \quad [kg/m^2] \tag{16}$$

Donde *T* representa el momento torsional; r, el radio de giro y *J* el momento polar de inercia.

4.22. Diseño de elementos de máquinas

4.22.1. Análisis por falla a la fatiga.

Es un criterio que maneja las variaciones de carga para predecir el tiempo de duración del elemento, estas variaciones de carga pueden ser torsionales, flectoras o axiales. La fatiga se aplica tanto en escalas microscópicas como macroscópicas. Esta falla consiste en grietas microscópicas hasta que alcanzan una longitud crítica. (Hamrock et al., 2000)

La variación cíclica de esfuerzos que se generan en el elemento son esfuerzos medios y alternantes en el que comprende valores máximos y mínimos del esfuerzo.

4.23. Esfuerzos cíclicos.

Debido a que se habla de esfuerzos cíclicos estos estarán en función del tiempo, en un ciclo de esfuerzo se aplica y se remueve la carga en el rango positivo y nuevamente se aplica y remueve la carga en el rango negativo. Lo que significa que se va a obtener un esfuerzo medio definido por:

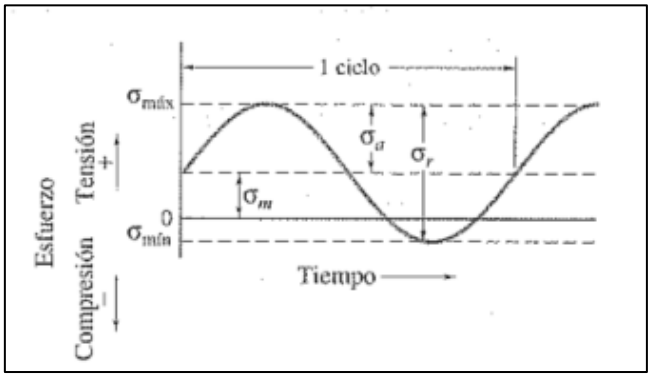
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \tag{17}$$

Al aplicar estas cargas y hacer el análisis se obtiene también un esfuerzo alternante que se define como:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \tag{18}$$

Como se muestra en la Ilustración 8 donde se representan los esfuerzos máximos y mínimos debido a las cargar fluctuantes de tensión y comprensión en función del tiempo.

Ilustración 8: *Variación en esfuerzo medio cíclico difiere de cero.*



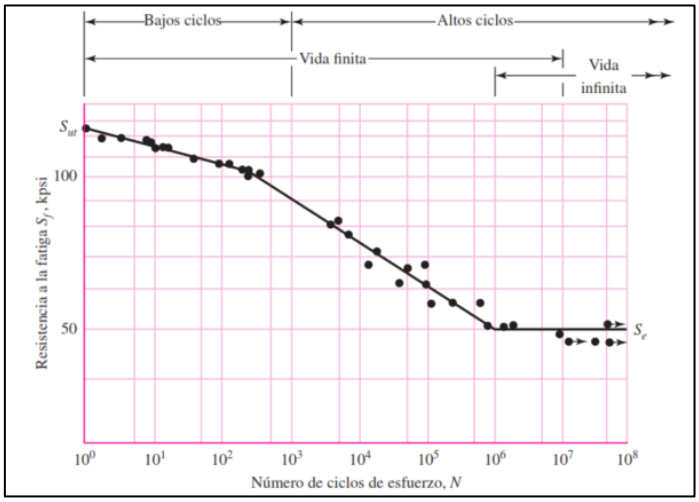
Fuente: (Hamrock et al., 2000)

4.24. Resistencia a la fatiga.

Este criterio del análisis a la fatiga es netamente un fenómeno de acumulación de daño, los efectos van directamente al rendimiento; debido a que es muy difícil tener un enfoque analítico de la falla por fatiga en base a los principios básicos la mayoría del conocimiento de la falla por fatiga se basa en la experimentación.

La información de los experimentos realizados se representa en una gráfica S-N o diagrama de Wöhler representada en la Ilustración 9, donde se puede ver los límites a la fatiga de algunos materiales, en dicha grafica se puede ver que si no se alcanza el límite de esfuerzo a la fatiga (σ'_e), no importa cuantas veces se repita la carga el elemento no fallará. (Hamrock et al., 2000)

Ilustración 9: *Diagrama S-N: Resultados de ensayos a la fatiga axial completamente invertidos.*



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018)

Por medio de la relación Manson-Coffin se demostró que la vida a la fatiga depende directamente de la resistencia a la fractura del materia o resistencia última a la tracción, para

muchos tipos de acero el límite a la fatiga varía entre 35 y 60% de la resistencia última a la tracción; en base a esto se ha definido los límites de resistencia a la fatiga del acero en tres tipos de carga y que se pueden calcular como:

$$\sigma'_e = 0.5\sigma_{ut} \qquad flexión$$

$$\sigma'_e = 0.45\sigma_{ut} \qquad axial \tag{19}$$

$$\sigma'_e = 0.5\sigma_{ut} \qquad torsión$$

Donde σ_{ut} es la resistencia última a la tracción del material y σ'e es el límite de resistencia a la fatiga.

4.25. Factores de modificación del límite a la fatiga.

Se sabe que los ensayos son realizados en condiciones controladas y que se realizan con mucha precisión. No se puede esperar que en la vida real se pueda obtener las mismas condiciones que en un laboratorio, por lo que se considera distintos factores para corregir este límite de resistencia a la fatiga. Así mismo, estos factores corresponden a una completamente alternante cuando la resistencia media es igual a cero. (Hamrock et al., 2000)

Este límite a la fatiga corregido se expresa como

$$\sigma e = Ka \times Kb \times Kc \times Kd \times Ke \times \sigma' e \tag{20}$$

Donde:

σe : Límite de resistencia a la fatiga corregida para el elemento a diseñar.

Ka : Factor de modificación por la condición superficial.

Kb : Factor de modificación del tamaño.

Kc : Factor de modificación por la carga.

Kd : Factor de modificación por la temperatura.

Ke : Factor de confiabilidad.

Kf : Factor de modificación por efectos varios.

σ'e : Límite de resistencia a la fatiga del material.

(Hamrock et al., 2000) en su libro nos describe los diferentes factores y con lo que están relacionados, a continuación, se describe cada uno de ellos:

Factor de superficie Ka: referente al acabado superficial del elemento, debido a que se presentan grietas diminutas en la superficie del elemento se considera que son concentradores de esfuerzo microscópicos lo cual se puede representar mediante la siguiente ecuación:

$$Ka = a \times {\sigma_{ut}}^{b} \tag{21}$$

Donde; *a,* factor a de la condición superficial de Marín; *b,* factor b de la condición superficial de Marín y σut representa la resistencia última a la tracción.

(Budynas & Nisbett, 2018) en su libro presenta una tabla con los coeficientes refieren a los distintos acabados de superficie anexados en el anexo 2.

Factor de tamaño Kb: referente a la diferencia de cambio de sección, para cuando se tiene una carga axial el valor de Kb será igual a uno. Las ecuaciones que lo expresan tanto para la torsión como flexión son:

$$flexión \qquad Kb = \frac{d}{0.762}^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} \qquad 2.79 \leq d \leq 51mm \tag{22}$$

$$torsión \qquad Kb = \frac{d}{0.3}^{-0.107} = 1.51d^{-0.107} \qquad 51 < d \leq 254\, mm$$

Factor de carga Kc: referente al tipo de carga al que está sometido el elemento, como se presenta los valores medios de Kc para las diferentes cargas. (Hamrock et al., 2000)

$$flexión \qquad Kc = 1 \tag{23}$$

$$axial \qquad Kc = 0.85$$

$$torsión \qquad Kc = 0.59$$

Factor de temperatura Kd: referente a la temperatura de trabajo, cuando la temperatura ambiente es menor que la de operación la fractura por fragilidad es más alta, a diferencia de que si la temperatura de ambiente es mayor a la de operación la fractura plástica también es una posibilidad. (ver anexo 3)

Factor de confiabilidad Ke: referente a los porcentajes de probabilidad de supervivencia del material para la vida indicada, los datos presentados en (Budynas & Nisbett, 2018) de Haugen y Wirching muestran desviaciones de menos del 8%. Por lo tanto, se puede interpretar como la ecuación 24, así mismo presenta una tabla del anexo 4 en la que se muestra el porcentaje de confiabilidad y el factor de confiabilidad Ke.

$$Ke = 1 - 0.08Za \tag{24}$$

Factor de efectos varios Kf: referente a la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a otros efectos como la corrosión, recubrimiento electrolítico, metalizado por aspersión, frecuencia cíclica, corrosión por frotamiento. Los valores de Kf no siempre esta disponibles por lo que se debe calcular por otros medios.

Factor teórico o geométrico de la concentración de esfuerzos. Relaciona el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el esfuerzo nominal. De tal forma que al relacional el diámetro mayor "D" y el menor "d" se puede obtener un valor que se usa para obtener los coeficientes "A" y "b" adjuntados en la Ilustración del anexo 5, para finalmente obtener Kt de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$kt = A \times (\frac{r}{d})^b \tag{25}$$

Así mismo como se presenta en el anexo 6 los valores de los elementos se muestran en una gráfica de dos dimensiones que permite obtener directamente el valor de Kt.

Factor de concentrador de esfuerzo. Este factor se usa con el esfuerzo nominal, para obtener el esfuerzo máximo resultante debido a la irregularidad o defecto. (Budynas & Nisbett, 2018)

$$\sigma_{max} = Kf \times \sigma_0 \qquad \tau_{max} = Kfs \times \tau_0 \tag{26}$$

Donde Kf coeficiente de concentración de esfuerzo por fatiga y σ_0 es el esfuerzo nominal.

En su libro (Budynas & Nisbett, 2018)), menciona que cualquier discontinuidad en una máquina altera la distribución del esfuerzo en las inmediaciones de discontinuidad, de tal forma que las ecuaciones elementales de esfuerzo ya no describen el estado del esfuerzo en la parte dada. Estas discontinuidades de denominan intensificadores de esfuerzo y de esta forma los

puntos o regiones sonde ocurren estos intensificadores de esfuerzo se les llama áreas de concentración del esfuerzo.

Existen elementos como ranuras, cambios de sección, perforaciones o roscas que afectan directamente en la resistencia del eje lo cual es necesario considerar distintos factores que ayudan a corregir el diámetro nominal del eje.

$$Kf = 1 + q(Kt - 1) \tag{27}$$

$$q = \frac{1}{1+\frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \tag{28}$$

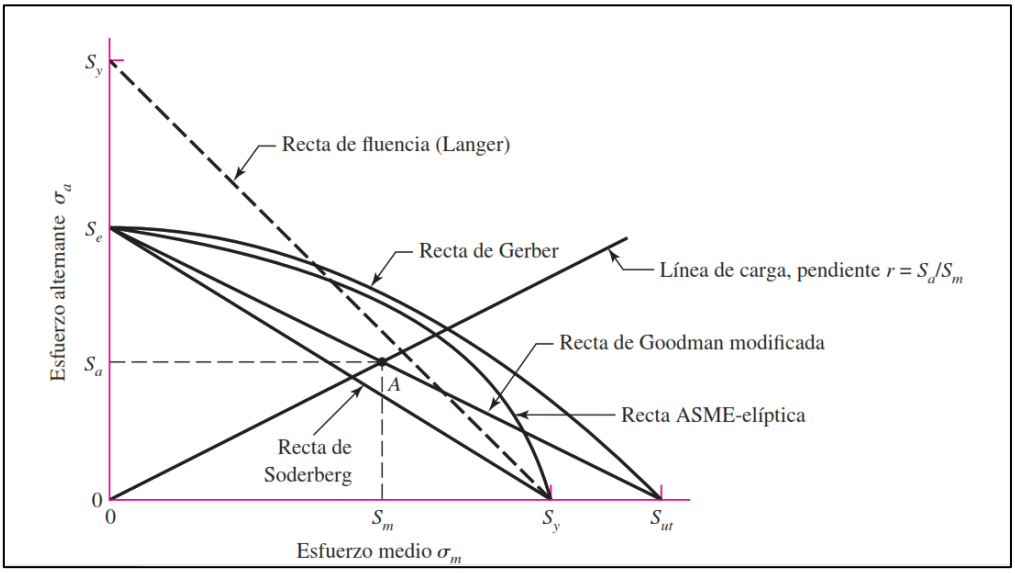
Siendo Kf el factor de concentración de esfuerzo; *Kt*, el factor de esfuerzo teórico geométrico; *q*, la sensibilidad de la muesca (ver anexo 7); $\frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}$, es la constante de Neuber para aceros tanto a la flexión y torsión que se presentan con mayor detalle en la tabla del anexo 8.

<u>Criterios de análisis a la falla por fatiga</u>. Para el diseño de ejes se debe hacer un análisis estático previo para identificar donde se encuentran las cargas y poder estimar el diámetro del eje en base a estas cargas.

Se considera cual si fuera una viga y se identifica los puntos de apoyo y elementos que ejercen una reacción en el mismo, se puede hacer un diagrama de esfuerzo cortante y momento flector para identificar los puntos críticos en el eje. Los esfuerzos axiales son en la mayoría de los casos despreciables en comparación al momento flector, aunque no es seguro despreciar esta carga sin antes verificar los valores de las cargas.(Budynas & Nisbett, 2018)

Existen varios criterios de diseño como se muestra en la Ilustración 11, donde hay una relación entre el esfuerzo alternante y el esfuerzo medio para el análisis de falla, de la que se puede tomar el criterio más adecuado para el cálculo de los elementos como es el criterio de Goodman modificada, Gerber, ASME Elíptica y Soderberg. (Budynas & Nisbett, 2018)

Ilustración 10: *Diagrama de fatiga donde se presentan varios criterios de falla.*



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018)

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales se pueden representar como esfuerzos medios o alternantes, considerando que se trata de un eje redondo, giratorio y sólido.

$$\sigma_a = Kf \times \frac{32 \times M_a}{\pi \times d^3} \tag{29}$$

$$\sigma_m = Kf \times \frac{32 \times M_m}{\pi \times d^3} \tag{30}$$

$$\tau_a = Kf \times \frac{32 \times T_a}{\pi \times d^3} \tag{31}$$

$$\tau_m = Kf \times \frac{32 \times T_m}{\pi \times d^3} \tag{32}$$

Donde *Mm* y *Ma* son los momentos flexionantes medio y alternante, *Tm* y *Ta* son los pares de torsión medio y alternante, y *Kf* y *Kfs* son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente.(Budynas & Nisbett, 2018)

Los esfuerzos alternantes y medios se pueden evaluar usando cualquier criterio de falla a la fatiga. Para propósito de diseño se despeja el diámetro para ser calculado.

$$\emptyset_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32\ .\ Ns}{\pi}\left(\frac{Kf\ .\ \mathrm{Mf\,a}}{\sigma e} + \frac{Kf\ .\ \mathrm{Mf\,m}}{\sigma y}\right)} \qquad [m] \tag{33}$$

Criterio de Goodman

$$\emptyset_{eje} = \sqrt[3]{\frac{16 \times Ns}{\pi}\sqrt[2]{\frac{1}{\sigma e}(4 \times Kf \times Ma)^2 + (3 \times Kfs \times Ta)^2} + \sqrt[2]{\frac{1}{Sut}(4 \times Kf \times Mm)^2 + (3 \times Kfs \times Tm)^2}} \quad [m] \tag{34}$$

Donde: Ns es el factor de seguridad; Kf es el concentrador de esfuerzos; Ma y Ta es el momento y torsión alternante; Mm y Tm es el momento y torsión medio; σ_e es el límite de resistencia a la fatiga; σ_y es el límite de fluencia del material.

4.26. Eje.

Una flecha o eje es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir par torsional y movimiento. Un eje también es un elemento no giratorio que no transmite par de torsión que se utiliza para soportar ruedas, poleas o elementos parecidos. (Budynas & Nisbett, 2018)

Para diseñar ejes se establece un diámetro mínimo de la sección para soportar las cargar que actúan sobre él y se añade el factor de seguridad correspondiente.

4.27. Diámetro mínimo de un eje según la teoría del esfuerzo cortante máximo.

Usando esta teoría se puede predecir el diámetro mínimo que debe tener el eje con carga estática, esta teoría hace un análisis del esfuerzo en un plano biaxial.(Rivera Estupiñan, 2020)

$$\emptyset_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 \times Ns}{\pi \times \sigma_{ut}} \sqrt{(M_T)^2 + (M_f)^2}} \; [m] \qquad (35)$$

donde Mf es el momento flector máximo; M_T, es el momento torsor máximo; Ns el factor de seguridad y σ_{ut} es la resistencia última a la tracción.

4.28. Dimensionamiento de chavetas.

Mediante la norma DIN 6885 presenta varias configuraciones de chavetas para su dimensionamiento dependiendo de la necesidad. El catálogo de chavetas de (Umgebung, 2016) ofrece varios materiales de los que están compuestas las chavetas así mismo una tabla de la relación entre el diámetro del eje y la configuración mínima que debe tener la chaveta (ver anexo 9).

Usando el criterio de Tresca se tiene la ecuación 36 para calcular la fuerza que soporta la chaveta.

$$F_{chaveta} = \frac{\frac{P_M}{V_L} \times Dp}{D_{eje}} \quad [N] \qquad (36)$$

Donde P_M es la potencia motriz del eje; V_L es la velocidad lineal de trabajo; Dp es el diámetro de la polea donde se encuentra la chaveta.

El cálculo de la longitud de la chaveta se hace en relación a la fuerza que se ejerce sobre la chaveta por lo cual se adapta la ecuación y se tiene la ecuación 37.

$$L_{chaveta-min} = \frac{F_{chaveta} \times Ns}{\sigma_c \times base} \quad [m] \tag{37}$$

Donde: Ns es el factor de seguridad de la chaveta; $F_{chaveta}$ es la fuerza sobre la chaveta; σ_c es el esfuerzo cortante del material.

La longitud de la chaveta se puede dimensionar también bajo rango normalizados que indican que la longitud mínima de la chaveta debe ser 1.5 vece el diámetro del eje (ver anexo 10).

4.29. Dimensionamiento de rodamientos de bolas.

Para el dimensionamiento de rodamientos de bolas se basa en una normativa (DIN/ISO 281) que considera la fatiga del material para la selección del rodamiento. Algunos fabricantes de rodamiento presentan metodologías para hacer el dimensionamiento de los mismos como lo hace FAG (2000), en el que presenta las ecuaciones fundamentales para el dimensionamiento.

<u>Rodamientos solicitados estáticamente:</u> Se debe tener en cuenta algo muy importante como lo es que se considera que el rodamiento está sometido a una carga estática únicamente cuando la frecuencia de giro está por debajo de las 10 min^{-1}. (FAG, 2000)

$$fs = \frac{Co}{Po} \tag{38}$$

Donde: fs es el factor de esfuerzos estáticos; *Co* es la capacidad de carga estática en KN; *Po* es la carga equivalente en KN.

(FAG, 2000) en su manual de rodamientos nos presenta un factor de esfuerzo estático dependiendo de la exigencia del rodamiento el que se adjunta en el anexo 11.

La carga estática equivalente hace referencia al tipo de carga que se le está aplicando al rodamiento que puede ser radial o axial.

$$Po = Xo \times Fr + Yo \times Fa \tag{39}$$

Donde: Fa y Fr corresponden a la carga axial o radial respectivamente; Xo y Yo corresponden a un factor de carga radial y axial respectivamente.

Rodamientos solicitados dinámicamente: para el dimensionamiento de rodamientos con análisis dinámico se toma en cuenta la vida nominal del rodamiento el cual se calcula con la siguiente expresión para un número de horas de 10^6 revoluciones.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \qquad [h] \tag{40}$$

Donde: Lh es la vida nominal del rodamiento en 10^6 revoluciones; C, es la capacidad dinámica; P, carga dinámica equivalente y *p* el exponente de vida.

La capacidad de carga dinámica se muestra en la tabla de cada rodamiento adjuntada en los anexos.

Se calcula el factor de velocidad expresado como:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33\frac{1}{3}}{n}} \tag{41}$$

Donde: fn es el factor de velocidad; n es la frecuencia de trabajo del rodamiento.

Se calcula la carga equivalente considerando la fuerza radial aplicada, el factor de corrección en dependencia del tipo de máquina adjuntado en el anexo 12 y el factor de carga del 95 % que corresponde a 0.97.

$$P = \frac{F_r \times f_z}{f_c} \tag{42}$$

Donde: Fr es la fuerza radial; fz es el factor de corrección de acuerdo a la máquina; fc, es el factor de carga de 0.97.

Se calcula la carga dinámica en base a la carga equivalente y el factor de velocidad.

$$C = \frac{f_l \times P}{f_n} \tag{43}$$

Donde fl es el factor de él acuerdo al tipo de máquina de 2.41; fn es el factor de velocidad.

Se calcula el número de horas que dura el rodamiento que debe durar el rodamiento son la siguiente expresión.

$$L_h = {f_l}^3 \times 500 \tag{44}$$

Una vez calculados los parámetros se hace la selección del rodamiento, para posteriormente recalcular fl y Lh con las propiedades del rodamiento para validar que el rodamiento dura las horas esperadas caso contrario de debe seleccionar otra alternativa.

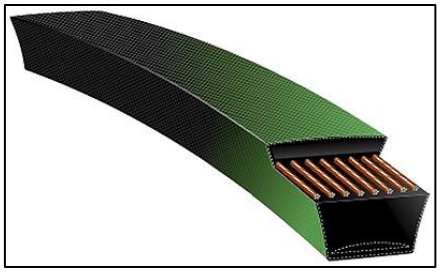
4.30. Transmisión de potencia.

Este análisis se basa en el tipo de correas como lo son las correas trapezoidales y sus consideraciones.

4.30.1. *Correas trapezoidales*.

Las correas trapezoidales son usadas para transmitir un movimiento rotatorio de un elemento a otro, es una de las formas de trasmitir potencia más usadas debido a su bajo costo de construcción y facilidad de mantenimiento, además se puede hacer muchas configuraciones, como se aprecia en la Ilustración 11 que representa un corte transversal de una correa trapezoidal.

Ilustración 11: *Correa trapezoidal*



*Fuente: (*Powerated, 2018)

Para dimensionar el perfil en una transmisión se lo hace en base a la potencia requerida para transmitir por un factor de servicio (ver anexo 13), y de acuerdo a una gráfica en la que nos muestra el perfil de la correa como se muestra en el anexo 14.

(González Rey, 2017) menciona que la distancia entre centros debe tener una distancia máxima y una mínima y son representadas por las siguientes ecuaciones:

$$Dc_{min} = 0.7\ldots0.8\ (Dp_{menor} + Dp_{mayor}) \tag{46}$$

$$Dc_{max} = 2\ (Dp_{menor} + Dp_{mayor}) \tag{47}$$

También hace mención a que la velocidad de las poleas no debe superar los 30 m/s.

Para el cálculo de los diámetros de poleas (González Rey, 2017) recomienda valores de diámetros primitivos mínimos que debe tener la polea en base al perfil de la correa como se muestra en el anexo 15.

4.30.1.1. ***Cinemática de las correas trapezoidales.*** Al referirse al movimiento de se va a tratar tres parámetros como se detalla a continuación:

- Razón de velocidad: la razón de velocidad *i* puede ser usada en base a la frecuencia, diámetro o radio, entre los elementos de transmisión.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{r_2}{r_1} \tag{48}$$

Donde: ω es la frecuencia de trabajo, d es el diámetro de las poleas y r el radio de las poleas

- Velocidad lineal: (Hamrock et al., 2000) en su libro describe la velocidad lineal de una banda como:

$$V_L = \frac{n \times \pi \times Dp}{60} \ [m/s] \tag{49}$$

- Relación de tensiones: (Rivera Estupiñan, 2020) menciona que en las transmisiones de correas trapezoidales existe un ramal flojo y uno con más tensión, a lo que adjunta una relación de tensión que se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{F_1}{F_2} = 5 \tag{50}$$

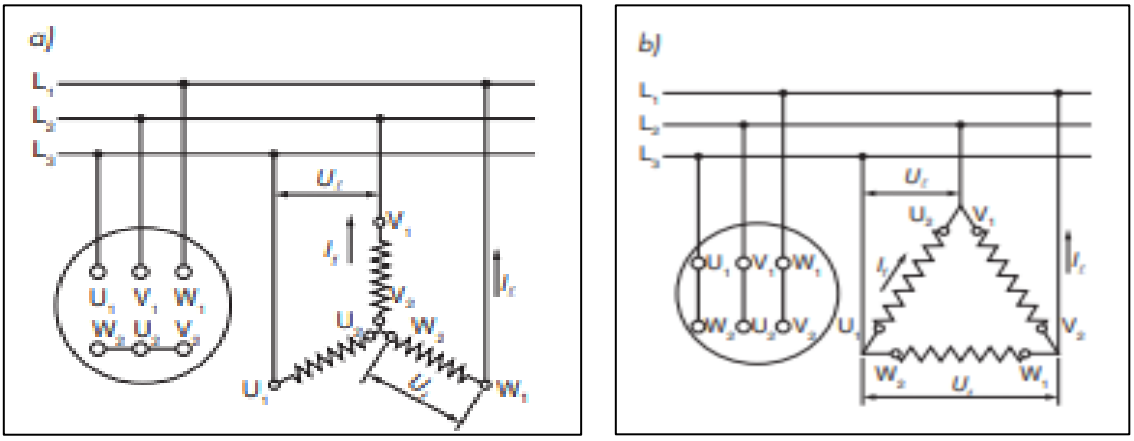
4.31. Fundamentos de electricidad y automatización de motores eléctricos.

4.32. Motores eléctricos.

Un motor eléctrico es una máquina eléctrica que transforma la energía eléctrica en energía mecánica. (McGraw, 2011)

Motores trifásicos: está formado por tres bobinados independientes desfasados 120º entre sí. Un motor eléctrico trifásico se puede conectar en estrella o triangulo como se muestra en la Ilustración 12, la conexión en configuración estrella o triangulo depende de la tensión de alimentación.

Ilustración 12: *Conexiones en los bobinados trifásicos*



Fuente: (McGraw, 2011)
a) conexión estrella
b) conexión triangulo

4.33. Protección de los motores eléctricos.

La protección de motores eléctricos se debe hacer con sumo cuidado para asegurar el correcto funcionamiento del mismo. Algunas de las protecciones más usadas son la protección contra contactos directos e indirectos, protección contra sobrecargas y cortocircuitos.(McGraw, 2011)

4.34. Accionamiento de motores

Arranque con Variador de frecuencia. Un variador de frecuencia es un dispositivo electrónico (ver Ilustración 13), que permite un arranque con rampas de velocidad, de esta forma se puede realizar un arranque progresivo del motor. Una de las ventajas más grandes de un variador de frecuencia es que nos permite controla la velocidad de giro y modificar los parámetros de arranque del motor. (Formación para la industria 4.0, 2021)

Ilustración 13: *Variador de velocidad SIEMENS.*

Fuente: (Siemens, 2014)

Circuito de fuerza. Es el contiene los elementos que demandan de alta energía y que son la razón de ser del circuito. Los elementos de conmutación de potencia que están vinculados con seccionadores contactores o interruptores y dispositivos de protección. (Martín Gonzalez, 2021)

Circuito de mando. Es el contiene aquellos elementos de control y medida del circuito de fuerza, regularmente trabaja a una tensión menor al circuito de fuerza. Este circuito trabaja con una alimentación independiente a la del circuito de fuerza; en este circuito incluye pulsadores, luces piloto, indicadores de tensión y corriente y relés para el mando de la instalación. (Martín Gonzalez, 2021)

5. Metodología

5.1. Materiales Bibliográficos

Tabla 3

Material bibliográfico

Documentos bibliográficos	Títulos
Libros	Elementos de máquinas, Diseño de mecánico, Vibraciones, Mecanismos de trasmisión de movimiento, Artículos de ingeniería
Catálogos	Correas V, Poleas, Chavetas, Chumaceras y rodamientos, Motores Trifásicos, Variadores de frecuencia
Normas	INEN 1515, INEN 290

Fuente: Autor

5.2. Software

AUTOCAD 2D, SOLIDWORKS, Paquete de Microsoft Office 2019, Software de análisis matemático MATHCAD.

5.3. Equipos de Computación

Computadora, impresora.

5.4. Equipos de construcción

Tabla 4

Equipos de construcción

Equipos	Herramientas
Mecanizado	Fresadora CNC Torno CNC Fresadora convencional Torno convencional
Soldadura	Soldadora eléctrica (SMAW) Soldadora eléctrica (GTAW)
Corte y acabados	Tronzadora Amoladora Discos flap

	Discos de desbaste
	Discos de corte
Herramientas varias	Destornilladores Martillo Juego de llaves y dados Pinzas y alicates para diferentes propósitos Dador de roscar y machuelos Escuadras Flexómetro Calibrador Pinza amperimétrica.

Fuente: Autor

5.5. Materiales y componentes de construcción

Los materiales y componentes que fueron necesarios para la construcción de la máquina se muestran en la tabla 3, así también como gastos varios y el costo total del proyecto.

Tabla 5

Materiales para la construcción del prototipo

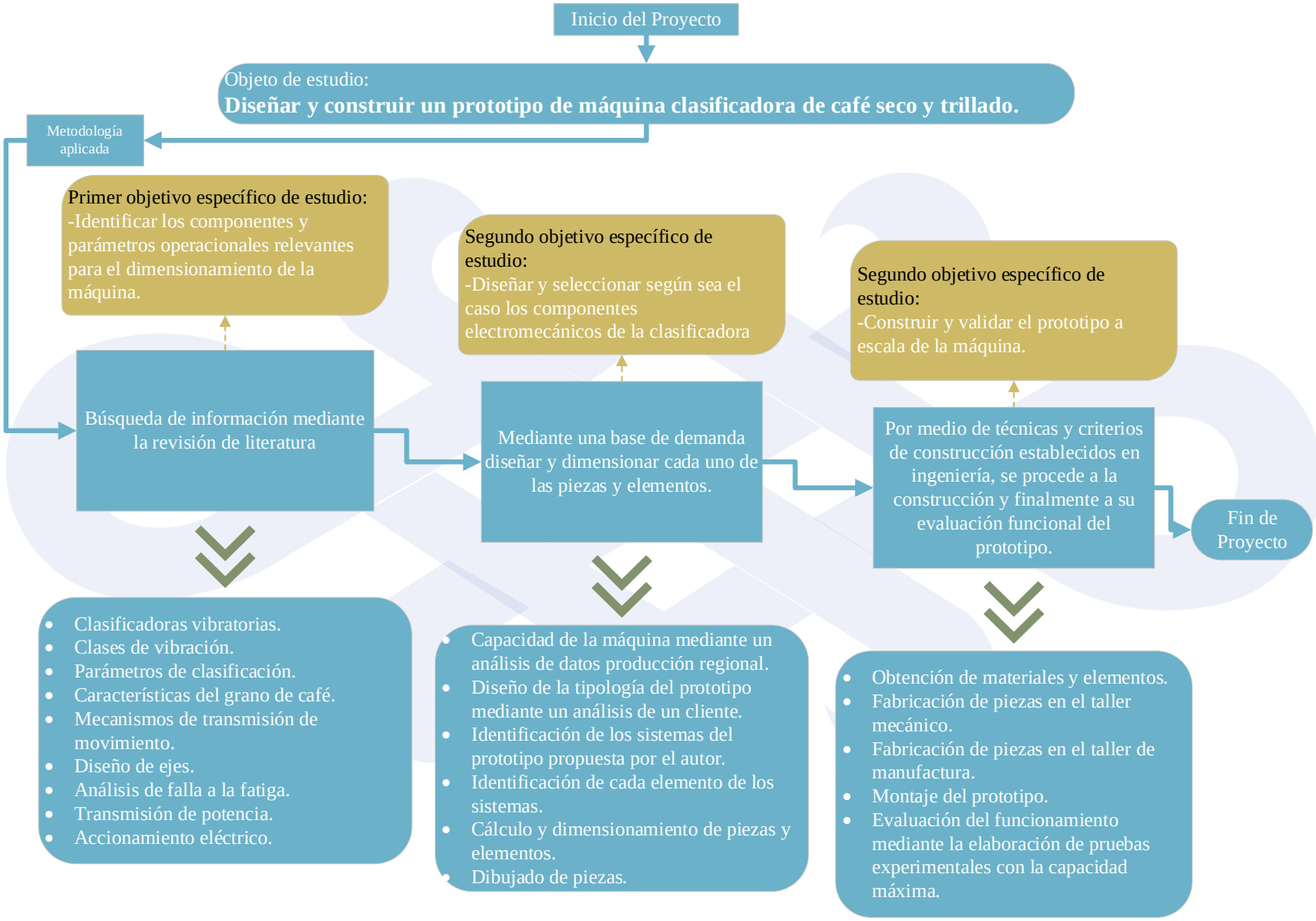
Materiales y componentes	Cantidad	Unidad
– Tubo cuadrado 40x40x1.5	7.5	metros
– Chapa de acero inoxidable AISI 304 con acabado superficial N3 2.40mx1.20mx1.20mm	1	unidad
– Perfil angular acero inoxidable AISI 304, 25mmx3mm	6	metros
– Pletina 40mmx3mm	6	metros
– Eje de acero AISI 4340 d=1 ½”	1.5	metros
– Placa de acero AISI 1020, 0.5mx0.3mx3mm	1	unidad
– Placa de acero AISI 1020, 15cmx28cmx15mm	1	unidad
– Pintura ¼ litro	1	unidad
– Pernos M6x 25 en acero inoxidable AISI 304	45	unidad
– Pernos M6x35 en acero galvanizado	6	unidad
– Rodamientos de serie 6900	12	unidad
– Rodamientos de serie 626	6	unidad
– Seguros de exterior para diámetro 10mm	10	unidad
– Motor eléctrico trifásico 1.5 HP	1	unidad
– Variador de frecuencia 2.2kw	1	unidad

– Conductor concéntrico 3x12, breaker 20A, 1 selector, 3 luces piloto, 1 pulsador Z, 1 voltímetro, terminales en “y” y de punta.	1	unidad
– Electrodo revestido E-6011	3	libras
– Electrodo no consumible de tungsteno, punta morada de 1/8	3	unidad
– Gas Argón (m^3)	3	Metros cúbicos
– Varillas de material de aporte para GTAW en acero inoxidable	2	unidad

Fuente: Autor

5.6. Métodos

- Los pasos que se llevaron a cabo para diseñar y construir la máquina clasificadora de café son los siguientes:
- Búsqueda de información: esto a través de una revisión bibliográfica y de consulta sobre máquinas clasificadoras, clases de vibración, rangos de trabajo de clasificación, tamaños nominales de clasificación, mecanismos de vibraciones, fundamentos en diseño mecánico, accionamiento eléctrico, automatización industrial para entender el tipo de máquina a diseñar.
- Identificación del modelo: se realizó un estudio analítico y de necesidades de acuerdo a una demanda para examinar las partes que conforman la máquina, funcionamiento e identificación de cada elemento para su mejor aprovechamiento.
- Diseño y dimensionamiento: teniendo como base el flujo másico diseñar: el sistema de transmisión de potencia, sistema de recolección e ingreso del producto, mecanismo generador de vibraciones, zarandas de clasificación, sistema eléctrico.
- Construcción: mediante los criterios de construcción en ingeniería se procede a la fabricación y ensamblaje de las piezas del prototipo, con el uso de los recursos, herramientas y maquinaria disponible en un taller mecánico y de manufactura.
- Evaluación funcional: mediante pruebas de clasificación determinar posibles fallas, corregirlas y realizar los cambios necesarios asegurando que la máquina sea eficaz, con los niveles de producción de diseño.


Inicio del Proyecto
Objeto de estudio:
Diseñar y construir un prototipo de máquina clasificadora de café seco y trillado.
Metodología aplicada
Primer objetivo específico de estudio:
-Identificar los componentes y parámetros operacionales relevantes para el dimensionamiento de la máquina.
Segundo objetivo específico de estudio:
-Diseñar y seleccionar según sea el caso los componentes electromecánicos de la clasificadora
Segundo objetivo específico de estudio:
-Construir y validar el prototipo a escala de la máquina.
Búsqueda de información mediante la revisión de literatura
Mediante una base de demanda diseñar y dimensionar cada uno de las piezas y elementos.
Por medio de técnicas y criterios de construcción establecidos en ingeniería, se procede a la construcción y finalmente a su evaluación funcional del prototipo.
Fin de Proyecto
Clasificadoras vibratorias.
Clases de vibración.
Parámetros de clasificación.
Características del grano de café.
Mecanismos de transmisión de movimiento.
Diseño de ejes.
Análisis de falla a la fatiga.
Transmisión de potencia.
Accionamiento eléctrico.
Capacidad de la máquina mediante un análisis de datos producción regional.
Diseño de la tipología del prototipo mediante un análisis de un cliente.
Identificación de los sistemas del prototipo propuesta por el autor.
Identificación de cada elemento de los sistemas.
Cálculo y dimensionamiento de piezas y elementos.
Dibujado de piezas.
Obtención de materiales y elementos.
Fabricación de piezas en el taller mecánico.
Fabricación de piezas en el taller de manufactura.
Montaje del prototipo.
Evaluación del funcionamiento mediante la elaboración de pruebas experimentales con la capacidad máxima.

6. Resultados

En el siguiente capítulo se describen los parámetros, sistemas y mecanismos para el desarrollo de la máquina, de acuerdo a la información obtenida en el marco teórico y debidamente referenciada.

6.1. El grano de café

De acuerdo a la información indagada en el marco teórico en la página 8, el aspecto más importante a considerar es la densidad del café oro que se va a clasificar. Los valores se encuentran entre:

Tabla 6

Densidades del café

Densidad	Kg/m^3
Muy Alta	750
Alta	701-750
Media	651-700
Baja	650

Fuente: (Arcila-Pulgarín et al., 2008)

Se considera el valor más alto para asegurar el diseño.

Para la clasificación del grano se ha tomado información de acuerdo a la norma INEN 290 en la que se detalla las dimensiones y la numeración de las cribas para el clasificado.

Tabla 7

Clasificación del café según su tamaño

Forma de Grano	No. De la Criba	Diámetro del agujero en mm	Tamaño del grano de café
Normal Aplanado	20	8.00	Muy Grande
	19	7.75	
	18	7.10	Grande
	17	6.70	
	16	6.30	Mediano
	15	6.00	Pequeño
	14	5.60	
	13	5.00	Muy pequeño
	12	4.75	
	11	4.36	
Caracol	12	4.75	Mediano
	11	4.36	
	10	3,96	Pequeño

Fuente: Norma INEN 290

Tabla 8

Producción de café de la FAPECAFE

Asociación	Número de socios (familias)	Producción por año (quintales de café oro por año)
PROCAP (Asociación Agroartesanal de Productores de Café de Altura Puyango)	400	2500 a 6000
APECAM (Asociación de Pequeños Exportadores de Café Especial de Marcabelí)	180	2000 a 5000
PROCAFEQ (Asociación Agroartesanal de Productores de Café de Altura de Espíndola y Quilanga)	300	2000 a 4000
APECAP (Asociación de Productores Ecológicos de Altura de Palanda)	130	1500

Fuente: (*Socios – Fapecafes*, 2021)

Para definir la producción promedio por productor se toma valores promedios de la producción anual. Entonces puede decir que:

6.2. Capacidad requerida de la máquina.

Para definir la capacidad de la máquina de diseño se hace uso de los datos expuestos en la Federación Regional de Asociaciones de Pequeños Cafetaleros Ecológicos del Sur (FAPECAFE) (*Socios – Fapecafes*, 2021), donde señala las sociedades más importantes de producción que tienen los siguientes niveles:

Tabla 9

Producción promedio de café por socio

Asociación	**Producción por socio (quintales por año)**
PROCAP (Asociación Agroartesanal de Productores de Café de Altura Puyango)	15
APECAM (Asociación de Pequeños Exportadores de Café Especial de Marcabelí)	27.7
PROCAFEQ (Asociación Agroartesanal de Productores de Café de Altura de Espíndola y Quilanga)	13.3
APECAP (Asociación de Productores Ecológicos de Altura de Palanda)	11.5

Fuente: Autor

La producción promedio anual por productor es de:

$$Producción\ promedio\ por\ productor = \frac{\sum Producción\ por\ socio}{número\ de\ asociaciones}$$ (quintales por año)

$$Pprom = \frac{15 + 27.7 + 13.3 + 11.5}{4} = 16.8\ qq\ por\ año$$

El tiempo de clasificación para la producción promedio por productor de hará en dos jornadas laborales de ocho horas.

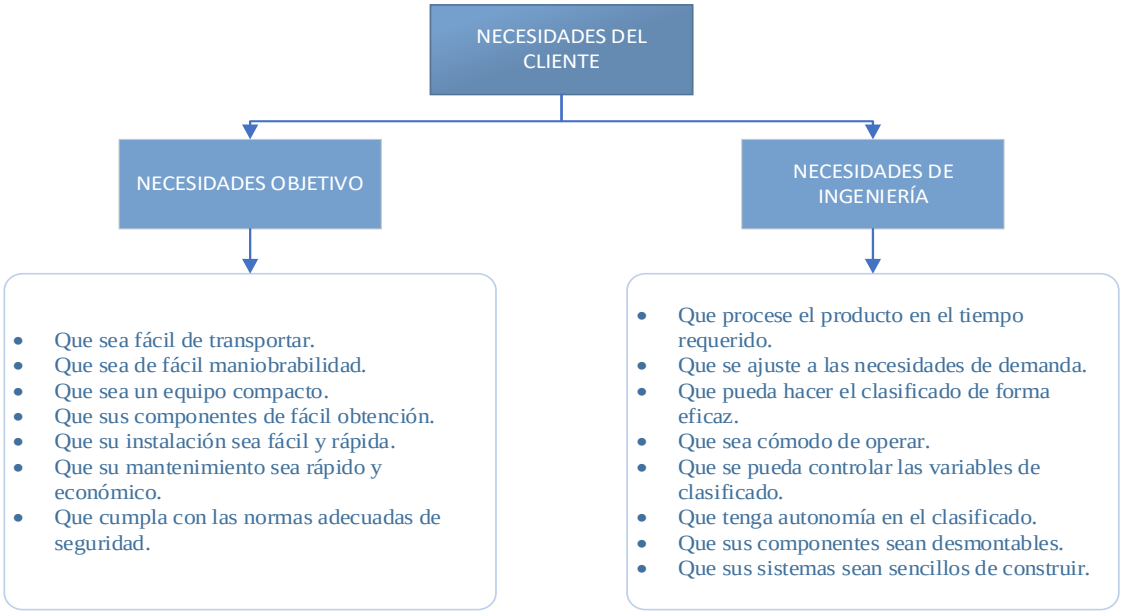
$$Capacidad\ de\ la\ máquina = \frac{producto\ a\ clasificar}{tiempo\ de\ clasificación} x \frac{50kg}{1qq} = \frac{16.8\ qq}{16\ horas} x \frac{50kg}{1qq}$$
$$= 52.5\ kg/h$$

De esta forma se determina que la capacidad requerida para la máquina es de $52.5 \frac{Kg}{h}$.

6.3. Tipología de la máquina.

Para la selección de la tipología de maquinaria a utilizar se realiza una indagación de acuerdo a las necesidades de un cliente, teniendo en cuenta que estas necesidades son las que presenta el usuario, mostradas en la Ilustración 14 así como también las restricciones de ingeniería y atributos como se observa.

Ilustración 14: *Necesidades del cliente*



Fuente: Velilla Días et al. (2010)

Se procede a realizar la identificación de atributos.

Tabla 10

Identificación de atributos de necesidad

Objetivos	**Restricciones**
• Que sea fácil de transportar. • Que sea un equipo compacto. • Que sus componentes de fácil obtención. • Que su instalación sea fácil y rápida. • Que su mantenimiento sea rápido y económico.	• Que procese el producto en el tiempo requerido. • Que se ajuste a las necesidades de demanda. • Que pueda hacer el clasificado de forma eficaz. • Que sus componentes sean desmontables. • Que sus sistemas sean sencillos de construir.
	Funciones
	• Que cumpla con las normas adecuadas de seguridad. • Que sea de fácil maniobrabilidad. • Que tenga autonomía en el clasificado

(Velilla Días et al., 2010))

De acuerdo a los objetivos se hace una organización jerárquica.

Tabla 11

Organización jerárquica

Etapas	**Características**

1. Construcción	1.1 Que sus componentes de fácil obtención. 1.2 Que sea compacto. 1.3 Que sus componentes sean desmontables. 1.4 Que sus sistemas sean sencillos de construir.
2. Operación	2.1 Que sea de fácil maniobrabilidad. 2.2 Que sea fácil de transportar. 2.3 Que tenga autonomía en el clasificado. 2.4 Que sea cómodo de operar.
3. Montaje	3.2 Que su instalación sea fácil y rápida.
4. Mantenimiento	4.1 Que su mantenimiento sea rápido y económico.
5. Seguridad	5.1 Que cumpla con las normas adecuadas de seguridad.
6. Confiabilidad	6.1 Que procese el producto en el tiempo requerido. 6.2 Que se ajuste a las necesidades de demanda. 6.3 Que pueda hacer el clasificado de forma eficaz.

*Fuente: (*Velilla Días et al., 2010)

De los objetivos de primer y segundo nivel se hace una comparación entre las filas y las columnas, asignando un valor numérico que representa la importancia de los objetivos.(Velilla Días et al., 2010).

6.3.1. Objetivos de primer nivel

Tabla 12

Objetivos de primer nivel.

Factores a Evaluar	1. Construcción	2. Operación	3. Montaje	4. Mantenimiento	5. Seguridad	6. Confiabilidad	Total (fila)	Peso
1. Construcción	3	3	4	2	2	3	17	0,185
2. Operación	2	3	3	2	3	3	16	0,174
3. Montaje	1	1	3	3	2	3	13	0,141
4. Mantenimiento	1	3	3	3	3	4	17	0,185
6. Seguridad	1	3	2	3	3	4	16	0,174
7. Confiabilidad	1	3	2	2	2	3	13	0,141
Total							92	1,00

*Fuente:(*Velilla Días et al., 2010) *Nota:* los valores de las calificaciones son los siguientes: 1-Mucho Menos Importante, 3- Igual De Importante, 5-Más Importante.

6.3.2. Objetivos de segundo nivel.

Tabla 13

Construcción.

1.Construcción					0,185		
Criterios	**1.1**	**1.2**	**1.3**	**1.4**	**Total (Fila)**	**Peso Relativo**	**Peso Absoluto**
1.1	3	4	3	4	14	0,311	0,057
1.2	2	3	4	4	13	0,289	0,053
1.3	1,5	2	3	4	10,5	0,233	0,043
1.4	1	1,5	2	3	7,5	0,167	0,031
Total					45	1,00	0,185

*Fuente: (*Velilla Días et al., 2010)

- **Objetivos de segundo nivel-Construcción**

Tabla 14

Operación

2.Operación					0,174		
Criterios	**2.1**	**2.2**	**2.3**	**2.4**	**Total (Fila)**	**Peso Relativo**	**Peso Absoluto**
2.1	3	2	3	3	11	0,250	0,043
2.2	2	3	4	2	11	0,250	0,043
2.3	3	4	3	3	13	0,295	0,051
2.4	3	1	2	3	9	0,205	0,036
Total					44	1,00	0,174

*Fuente: (*Velilla Días et al., 2010)

- **Objetivos de segundo nivel-Operación**

Tabla 15

Montaje

3.Montaje			0,141	
Criterios	**3.1**	**Total (Fila)**	**Peso Relativo**	**Peso Absoluto**
3.1	3	3	1,000	0,141
Total		3	1,00	0,141

*Fuente: (*Velilla Días et al., 2010)

- **Objetivos de segundo nivel-Montaje**

Tabla 16

Mantenimiento

4.Mantenimiento			0,185	
Criterios	**4.1**	**Total (Fila)**	**Peso Relativo**	**Peso Absoluto**

4.1	3	3	1,000	0,185
Total		3	1,00	0,185

*Fuente: (*Velilla Días et al., 2010)

- **Objetivos de segundo nivel-Mantenimiento**

Tabla 17

Seguridad

5.seguridad			**0,174**	
Criterios	**5.1**	**Total (fila)**	**Peso relativo**	**Peso absoluto**
5.1	3	3	1,000	0,174
Total		3	1,00	0,174

*Fuente: (*Velilla Días et al., 2010)

- **Objetivos de segundo nivel-Seguridad**

Tabla 18

Confiabilidad

6.Confiabilidad					**0,141**	
Criterios	**6.1**	**6.2**	**6.3**	**Total (Fila)**	**Peso Relativo**	**Peso Absoluto**
6.1	3	3	4	10	0,328	0,046
6.2	3	3	3	9	0,295	0,042
6.3	4,5	4	3	11,5	0,377	0,053
Total				30,5	1,00	0,141

*Fuente: (*Velilla Días et al., 2010)

- **Objetivos de segundo nivel-Confiabilidad**

Se presenta una tabla con un listado de las necesidades y el porcentaje de importancia en cuanto a las necesidades significativas.

Tabla 19

Importancia de las necesidades significativas

Núm.	**Necesidad**	**Grado De Imp.**
1	Que pueda hacer el clasificado de forma eficaz.	10%
2	Que se ajuste a las necesidades de demanda.	8%

3	Que tenga autonomía en el clasificado.	5%
4	Que procese el producto en el tiempo requerido.	9%
5	Que sus componentes sean de fácil obtención.	4%
6	Que sus componentes sean desmontables.	3%
7	Que sus sistemas sean sencillos de construir.	2%
8	Que sea de fácil maniobrabilidad.	4%
9	Que sea cómodo de operar.	3%
10	Que su mantenimiento sea rápido y económico.	14%
11	Que su instalación sea fácil y rápida.	13%
12	Que cumpla con las normas de seguridad adecuadas.	16%
13	Que sea compacto.	4%
14	Que sea fácil de transportar.	4%

Fuente: (Velilla Días et al., 2010)

En la siguiente tabla se muestran las alternativas para el cumplimiento de las necesidades, de las cuales se selecciona la adecuada.

Tabla 20

Alternativas para el cumplimiento de las necesidades

Alternativas	Imagen	Características Técnicas
1 Clasificadora rotativa		• Marca: IMSA • Capacidad de clasificado: 700 a 2070 (kg/h) • Tamaños de grano a clasificar: Hasta 4 cribas • Criba cilíndrica • Mano de obra necesaria: Una persona • Potencia necesaria: De 5 a 7 (Hp)
2 Clasificadora vibratoria		• Marca: PINHALENSE • Capacidad de clasificado: 2800 a 3000 (kg/h) • Tamaños de grano a clasificar: Hasta 7 cribas • Criba plana • Mano de obra necesaria: Una persona • Potencia necesaria: De 2 (Hp)

Fuente: (Velilla Días et al., 2010)

En la siguiente tabla se realiza una comparación entre los pesos ponderados de cada alternativa y se selecciona la que presente mayor cumplimiento frente a las funciones requeridas. (Velilla Días et al., 2010)

Tabla 21

Comparación entre los pesos ponderados de cada alternativa

Criterios De Evaluación De Alternativas			Alternativa 1		Alternativa 2	
Categorías de:	**Objetivo De Diseño**	Ponderación	Apreciación	Ponderación	Apreciación	Ponderación
Construcción	Que sus componentes de fácil obtención.	0,044	5	0,218	5	0,218
	Que sea compacto.	0,040	3	0,131	3	0,131
	Que sus componentes sean desmontables.	0,033	3	0,131	4	0,174
	Que sus sistemas sean sencillos de construir.	0,023	2	0,087	3	0,131
Operación	Que sea de fácil maniobrabilidad.	0,040	4	0,174	4	0,174
	Que sea fácil de transportar.	0,040	2	0,087	4	0,174
	Que tenga autonomía en el clasificado.	0,047	4	0,174	4	0,174
	Que sea cómodo de operar.	0,033	3	0,131	3	0,131
Montaje	Que su instalación sea fácil y rápida.	0,130	1	0,044	4	0,174
Mantenimiento	Que su mantenimiento sea rápido y económico.	0,140	2	0,087	3	0,131
Seguridad	Que cumpla con las normas adecuadas de seguridad.	0,160	4	0,174	4	0,174
Confiabilidad	Que procese el producto en el tiempo requerido.	0,089	4	0,174	4	0,174
	Que se ajuste a las necesidades de demanda.	0,080	2	0,087	3	0,131
	Que pueda hacer el clasificado de forma eficaz.	0,102	2	0,087	3	0,131
	TOTAL			**1,786**		**2,221**

Fuente: Los valores de las calificaciones son los siguientes: Del 1 al 5 siendo, 1 correspondiente a que no cumple con los requerimientos y 5 que si cumple con los requerimientos. (Velilla Días et al., 2010)

Mediante el análisis de valores ponderados en los que se considera varios aspectos importantes como la construcción, operación, montaje, mantenimiento, seguridad y confiabilidad se procede a seleccionar la tipología de la máquina a diseñar.

La alternativa es el número dos, con un puntaje de 2.22 que le corresponde a la Clasificadora Vibratoria, demostrando que es más recomendable su construcción.

De esta forma se identifican los sistemas que componen la máquina clasificadora, los cuales se muestran en la tabla siguiente:

Tabla 22

Sistemas de la máquina clasificadora vibratoria

Sistemas	Estructura
De clasificación	• Determinación del tipo de malla para la zaranda.

	• Diseño del marco del tamiz. • Determinación de los niveles de clasificación. • Diseño del sistema de vibración. • Determinación del mecanismo generados del movimiento oscilante.
Estructural	• Diseño de la estructura móvil. • Diseño de la estructura fija.
De recolección e ingreso de producto	• Diseño para la tolva de ingreso del producto. • Diseño de las tolvas recolectoras
De transmisión de potencia	• Determinación del sistema de transmisión de potencia
Eléctrico	• Diseño de circuito de Fuerza. • Diseño del circuito de control.

*Fuente: (*Velilla Días et al., 2010)

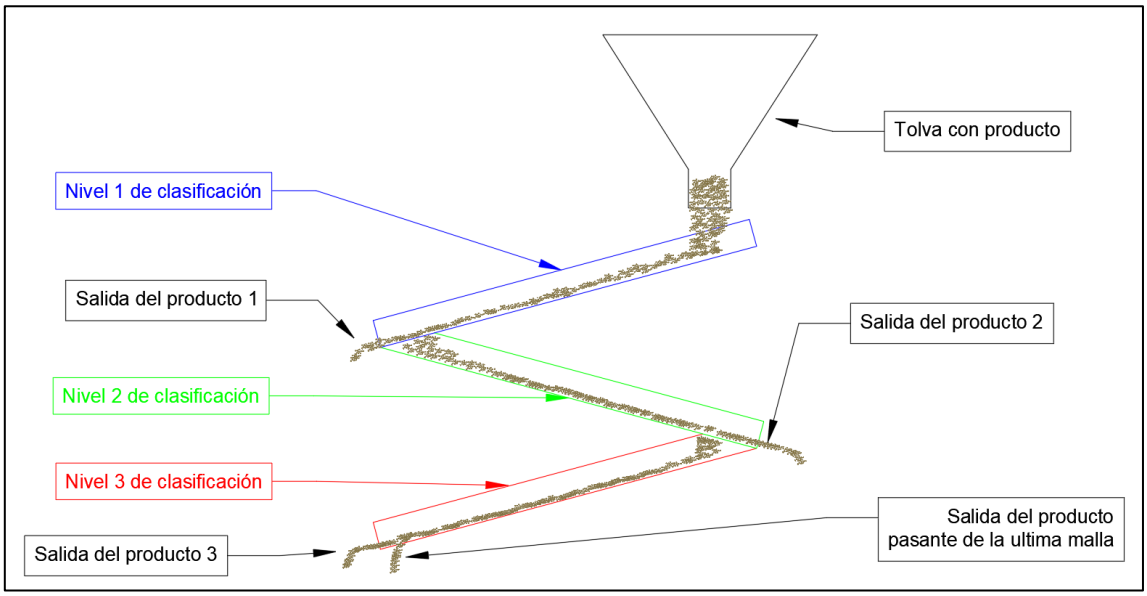
6.4. Sistema de clasificación.

6.4.1. Niveles de clasificación.

Se ha optado para el prototipo de la máquina un sistema de tres niveles de clasificación como se muestra en la Ilustración 15.

El sistema cuenta con una configuración geométrica de las zarandas del tipo Z, con el fin de garantizar que el producto hará el recorrido de inicio a fin de cada zaranda.

Ilustración 15: *Configuración de niveles de clasificación.*



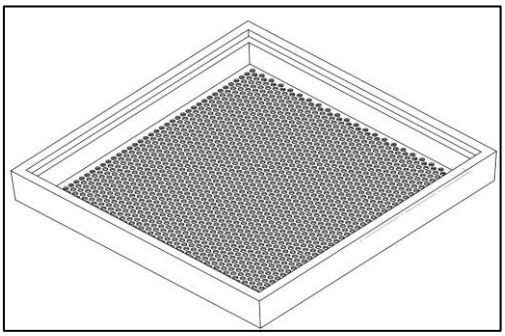
Fuente: Autor

6.4.2. Número de tamices

La cantidad de mallas usadas para la clasificación dependerá de la necesidad del usuario y el tamaño de grano deseado, de acuerdo a la norma INEN 290. Los tamices serán intercambiables en cada marco que conforma la zaranda.

La configuración de los orificios del tamiz serán circulares como se muestra en la Ilustración 16, por su facilidad de obtención y que se ajusten a las medidas de los distintos tamaños de grano, la norma INEN 1515 facilita los datos para su construcción y aspectos importantes que se debe considerar.

Ilustración 16. *Tamiz con perforaciones circulares*



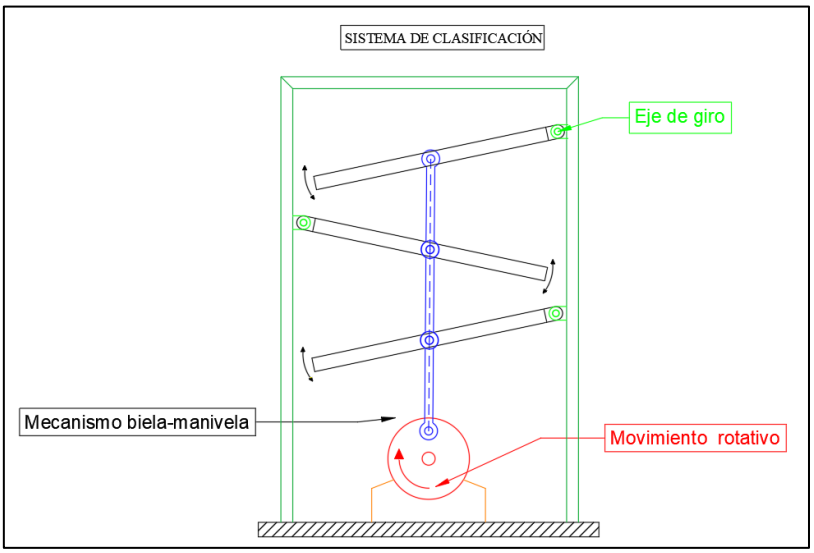
Fuente: Autor

6.5. Sistema de vibración.

6.5.1. Generador de Vibraciones.

Para el diseño se opta por un mecanismo biela-manivela el cual trasmite el movimiento repetitivo a todo el conjunto de zaranda generando la vibración como se muestra en la Ilustración 17:

Ilustración 17: *Mecanismo biela-manivela para generar vibraciones en el sistema de clasificación.*



Fuente: Autor

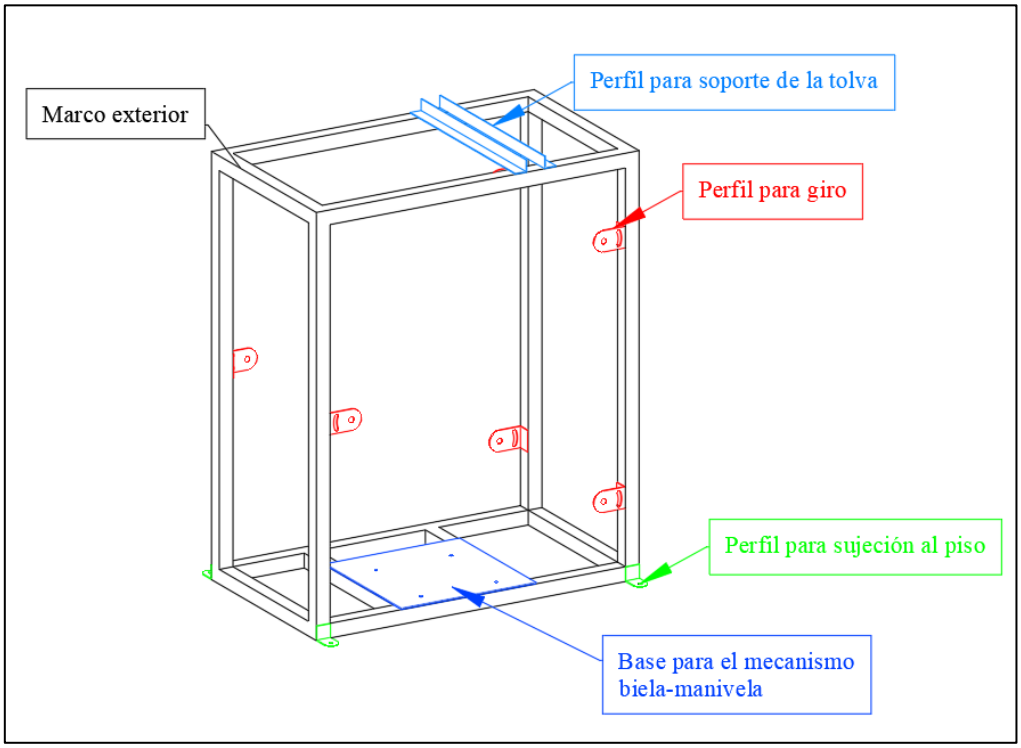
6.6. Sistema estructural.

6.6.1. Diseño de la estructura que soporta las zarandas.

El diseño estructural está conformado por los siguientes componentes representados en la Ilustración 18:

- **Marco exterior:** Estructura donde se distribuirán las tres zarandas de acuerdo a los niveles de clasificación.
- **Perfil para giro:** Este ángulo servirá para variar el ángulo de inclinación de las zarandas, se une por medio de un perno con las paredes laterales de la zaranda; deben estar colocados de acuerdo a los niveles de clasificación.
- **Perfil para soporte de la tolva:** En estos perfiles angulares se monta la tolva la cual puede ser fijada por medio de pernos o soldadura.
- **Perfiles para sujeción al piso:** Estos perfiles angulares están colocados en las cuatro esquinas inferiores con perforaciones para ser fijada al piso o a una superficie fija en el caso de ser requerido.
- **Base para el mecanismo biela-manivela:** En esta base se monta el mecanismo biela-manivela, el cual está fijado por pernos.

Ilustración 18: *Diseño conceptual de la estructura interna de máquina.*



Fuente: Autor

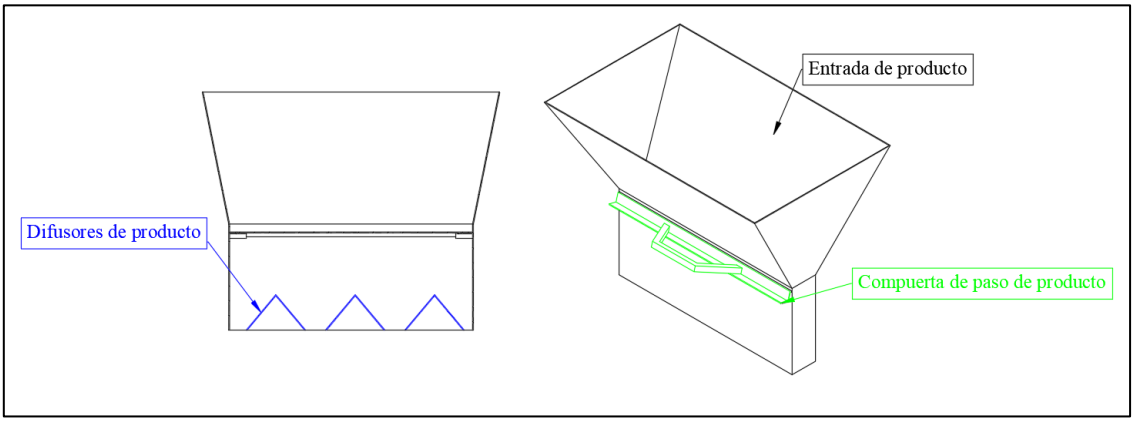
6.7. Sistema de ingreso y recolección de producto

6.7.1. Ingreso de producto

El ingreso de producto se hace por medio de una tolva de geometría trapezoidal como se muestra en la Ilustración 19.

- **Difusores**: Es un subsistema que ayuda a dispersar el producto de forma más uniforme a lo largo de la salida de la tolva.
- **Compuerta de paso de producto**: Esta compuerta está colocada en la salida de la tolva para admitir o cerrar el paso de producto durante el proceso.

Ilustración 19: *Diseño conceptual de la tolva de ingreso del producto.*



Fuente: Autor

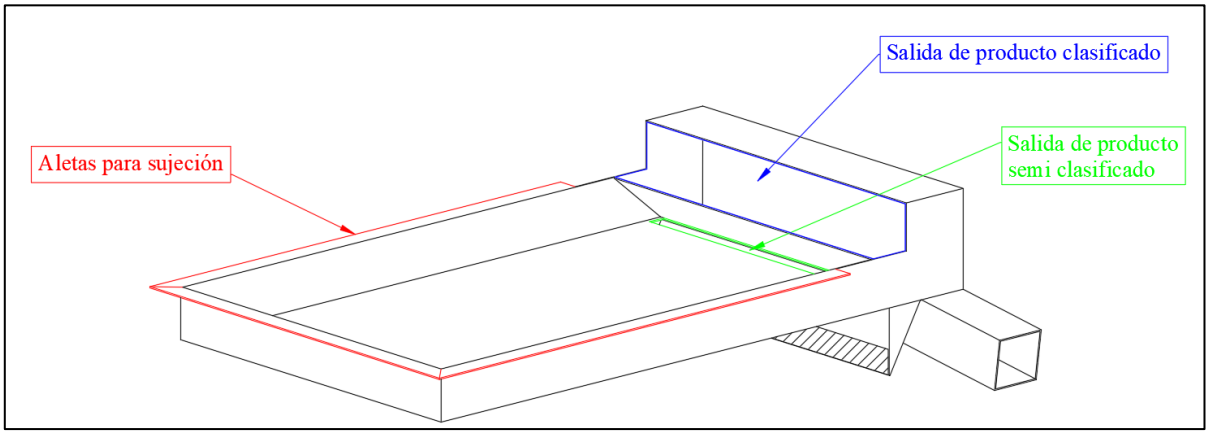
6.7.2. Recolección de producto.

La recolección del producto de hace por medio de un recipiente fijado por la parte inferior de las zarandas, cuenta con conductos que direccionan el producto hacia los determinados puntos del proceso como se aprecia en la Ilustración 20.

- **Aletas de sujeción:** Están perforadas y unidas por medio de pernos hacia la parte inferior de la zaranda.
- **Salida de producto semi clasificado:** Tiene un área rectangular en uno de los extremos del recipiente por el que caerá el producto hacia la siguiente zaranda. En la parte inferior cuenta con difusores para dispersar el producto a lo largo de la salida.
- **Salida de producto clasificado:** Tiene una cavidad con la altura del tamiz en que se recolecta el producto que se queda sobre el tamiz, sale por una tobera hacia un recipiente externo

En el caso del tercer nivel no cuenta con este difusor, si no con una tobera direccionada hacia un recipiente de almacenamiento exterior.

Ilustración 20: *Recipiente recolector de producto.*

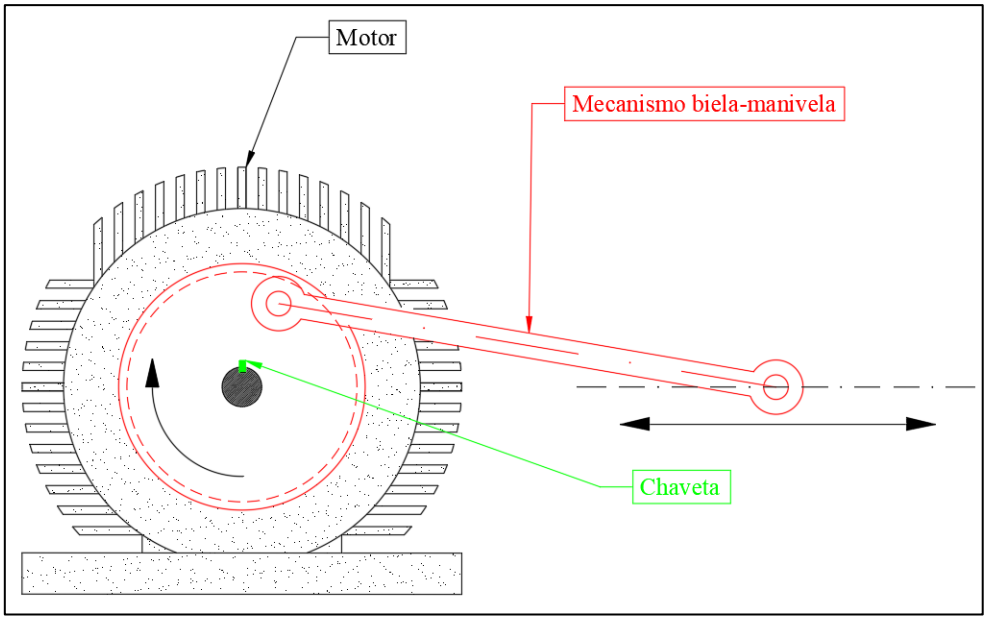


Fuente: Autor

6.8. Sistema de potencia

El sistema de potencia es accionado mediante un motor eléctrico que transmite el torque y la velocidad angular necesaria al mecanismo biela-manivela para generar las vibraciones. El motor se une al mecanismo biela-manivela por el eje y se asegura por medio de una chaveta como se observa en la Ilustración 21.

Ilustración 21: *Transmisión de potencia por motor eléctrico.*



Fuente: Autor

6.9. Sistema eléctrico

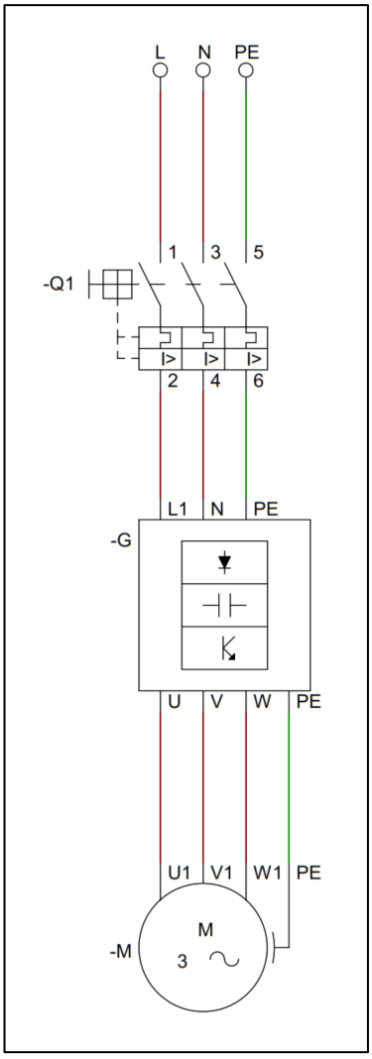
En el sistema eléctrico cuenta con un circuito de potencia y un circuito de control para el manejo y control de la máquina. Cuenta con sus dispositivos de protección eléctricos y paradas de emergencia.

6.9.1. Diseño del sistema eléctrico

- ***Circuito de fuerza***

El circuito de fuerza se elabora de acuerdo a los dispositivos necesarios para la máquina, como se muestra en la Ilustración 22, donde los elementos son: un disyuntor, un variador de frecuencia para la potencia del motor, y un disyuntor para la corriente de consumo del circuito.

Ilustración 22: *Diagrama del circuito de fuerza.*



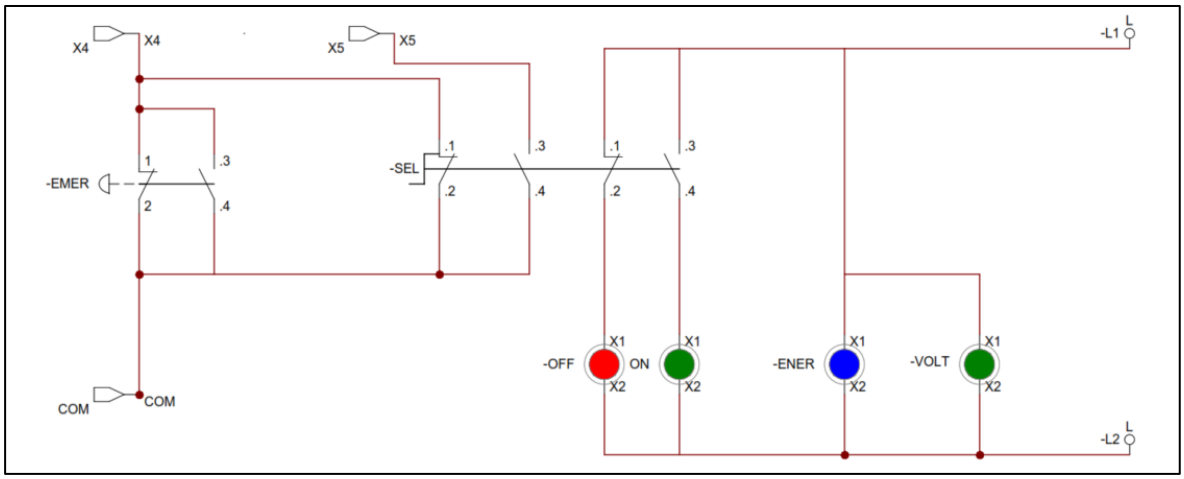
Fuente: Autor

Donde G es el variador de frecuencia con entrada bifásica 220V y salida trifásica 220V; Q1 es un disyuntor magnetotérmico bipolar de 15 A.

- **Circuito de mando**

El circuito de mando se diseña en base a las configuraciones del variador de frecuencia, se debe tener en cuenta que las configuraciones del variador pueden variar dependiendo del fabricante, para el caso se muestra en la Ilustración 23 el diagrama:

Ilustración 23: *Diagrama del circuito de mando.*



Fuente: Autor

6.10. Diseño y cálculo de componentes

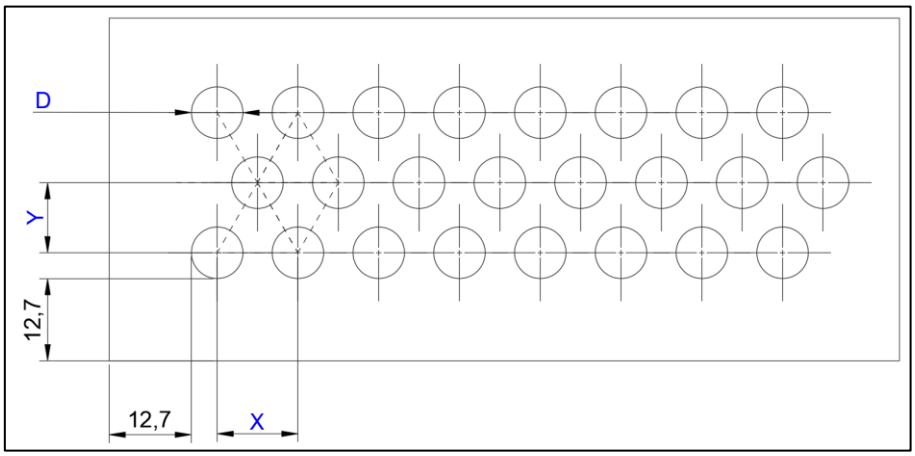
6.10.1. Determinación del tipo de malla para la zaranda.

El tipo de malla a determinar es de configuración circular, el tamaño de los agujeros dependerá de la necesidad para tamizar el grano.

De acuerdo a la norma INEN 1515 en el aparatado 4.2.2 describe que los centros de las perforaciones deben estar en los vértices de triángulos equiláteros, para que el grano tenga la facilidad de clasificarse de mejor manera, la plancha perforada debe tener en sus 4 extremos una franja sin perforaciones con un máximo de 12.7 mm en la plancha perforada como se muestra en la Ilustración 24:

Ilustración 24

Distribución de agujeros.



Fuente: Autor

Las distancias entre centros están dadas por:

$$X = D + \frac{D}{2}\,[mm]$$

$$Y = Xsen(60)\ [mm]$$

Donde:

X: Distancia de centros en el eje x.

Y: Distancia de centros en el eje y.

D: Diámetro de la perforación.

En la tabla 23 se muestra la separación de centros para el numero de malla:

Tabla 23

Separación de centros para el numero de malla

Número De Malla	Diámetro del agujero en mm	Separación en "x" en mm	Separación en "y" en mm
20	8.00	12	10.39
19	7.50	11.25	9.74
18	7.10	10.65	9.22
17	6.70	10.05	8.70
16	6.30	9.45	8.18
15	6.00	9	7.80
14	5.60	8.40	7.27
13	5.00	7.5	6.49
12	4.76	7.14	6.18
11	4.36	6.54	5.66

Fuente: Autor

Para elegir el espesor de la plancha para el tamiz, en la norma INEN 1515, detalla los espesores recomendados de acuerdo al diámetro del agujero, como se muestran en la tabla:

Tabla 24

Espesor de la plancha de acuerdo al diámetro del agujero

Número De Malla	Diámetro del agujero en mm	Espesor de la plancha en mm
20	8.00	1.0 a 2.0
19	7.50	1.0 a 2.0
18	7.10	1.0 a 2.0
17	6.70	0.8 a 1.5
16	6.30	0.8 a 1.5
15	6.00	0.8 a 1.5
14	5.60	0.8 a 1.5
13	5.00	0.8 a 1.5
12	4.76	0.8 a 1.5
11	4.36	0.8 a 1.5

Fuente: INEN 1515

6.10.2. Diseño del marco del tamiz.

El diseño de la zaranda está conformado por un marco con soportes para la sujeción de la tolva de recolección y el tamiz. Las dimensiones están en base a la capacidad requerida de procesamiento.

El marco tendrá una altura de 700mm, teniendo en cuenta la norma INEN 1515 (pág. 3, sección 4.2.9) que recomienda un valor entre 50mm a 102mm. Esta altura debe ser mayor a la del grano más grande que es de 8mm basados en el número de tamiz número 20, de acuerdo a la norma INEN 290 Café en Grano, Determinación del tamaño. De esta forma se evita que se salga al momento de clasificar.

$$h = 70mm$$

El marco tendrá un ancho de 400mm, teniendo en cuenta la norma INEN 1515 (pág. 3, sección 4.2.9) que recomienda un valor de entre 305mm a 6475mm.

$$b = 500mm$$

El marco tendrá de largo de 700mm, valor propuesto por el autor.

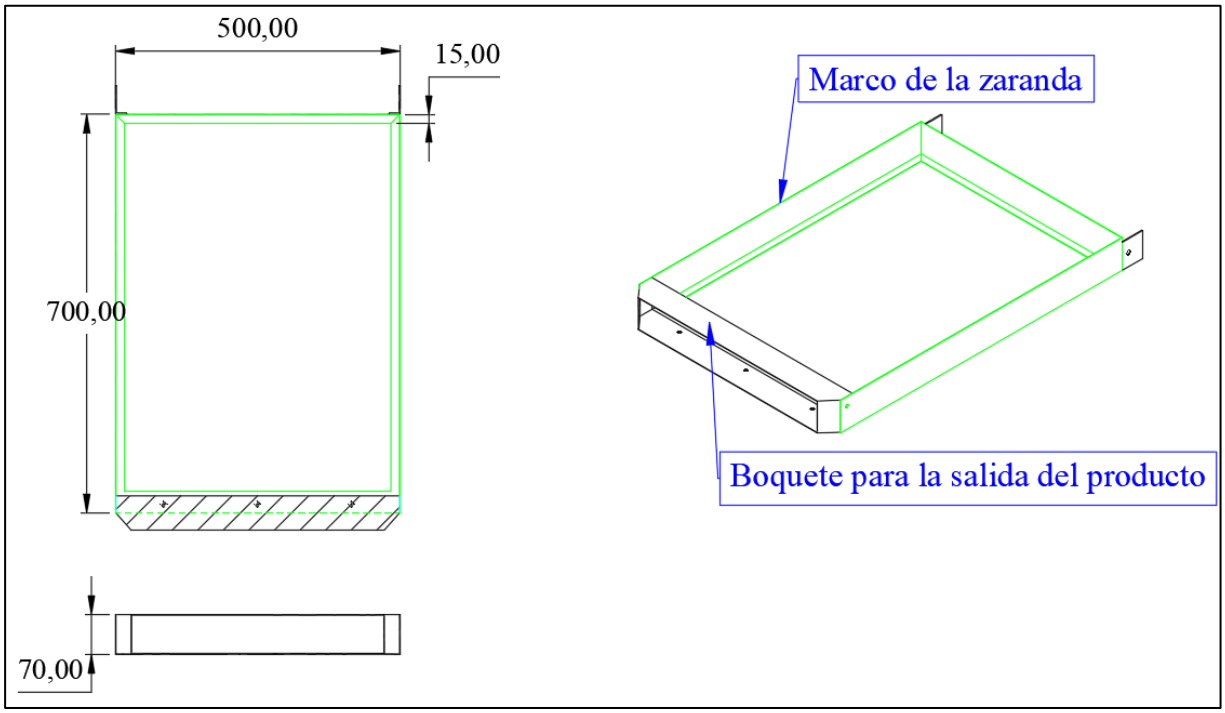
$$l = 700mm$$

Cálculo del área de la superficie teniendo en consideración las dimensiones propuestas.

$$A = b\ x\ l\ = 500\text{mm} * 700\text{mm} = 350000\text{mm}\hat{}2 = 0.35\text{m}\hat{}2$$

De esta forma se tiene las dimensiones finales del marco como se muestra en la Ilustración 25: Altura de 70mm, base de 400mm y 700mm de largo; a esto se suma un biselado interno para asegurar el tamiz.

Ilustración 25: *Dimensiones de la zaranda.*



Fuente: Autor

- **Peso de la zaranda**

El peso de la zaranda será calculado de acuerdo a las partes que la conforman como son: tamiz, marco, boquete y recolector. La suma de los pesos de cada componente da el peso total de la zaranda.

- **Peso del tamiz**

Para el cálculo del peso se considera el número de perforaciones en la plancha, el material un acero inoxidable AISI 304 con densidad de 8000 kg/m^3 y un espesor de 1.5mm. Se toma en cuenta una franja sin perforaciones alrededor del tamiz de 12.7mm

Número de perforaciones en "x".

$$\#\ perforaciones\ en\ x = \frac{b - 24.14mm + dc_x - d}{dc_x}$$

Dónde:

b: longitud de la base de la zaranda en mm

dc_x: distancia de centros en "x" dada en mm

d: diámetro de agujeros en mm

Sustituyendo:

$$\#\ perforaciones\ en\ x = \frac{500mm - 24.14mm + 6.54mm - 4.36mm}{6.54mm} = 73.09 \approx 7$$

Número de perforaciones en "y".

$$\#\ perforaciones\ en\ y = \frac{l - 24.14mm + dc_y - d}{dc_y}$$

Donde:

l: longitud de la base de la zaranda en mm

dc_y: distancia de centros en "y" dada en mm

d: diámetro de agujeros en mm

Sustituyendo:

$$\#\ perforaciones\ en\ y = \frac{700mm - 24.14mm + 5.66mm - 4.36mm}{5.66mm} = 119.6 \approx 119$$

Total, de perforaciones en la plancha con dimensiones 500mm de base, 700mm de largo y 1.5mm.

La ecuación esta modelada para un número de perforaciones par e impar en el eje "y".

Ecuación para un numero de filas en "y" impar:

$$\#\ Total_{perforaciones} = \frac{\left((\#perforacioneseny + 1) \times \#perforacionesenx\right)}{2} + \frac{\left((\#perforacioneseny - 1) \times (\#perforacionesenx - 1)\right)}{2}$$

Ecuación para un numero de filas en "y" par:

$$\# Total_{perforaciones} = \frac{(\# perforaciones\ en\ y \times \# perforaciones\ en\ x)}{2} + \frac{((\# perforaciones\ en\ y) \times (\# perforaciones\ en\ x - 1))}{2}$$

Se sabe que el número de perforaciones en el eje "y" es impar, por lo tanto:

$$\# Total_{perforaciones} = \frac{((\# perforaciones\ en\ y + 1) \times \# perforaciones\ en\ x)}{2} + \frac{((\# perforaciones\ en\ y - 1) \times (\# perforaciones\ en\ x - 1))}{2}$$

$$\# Total_{perforaciones} = \frac{(119 + 1 \times 73)}{2} + \frac{(119 - 1) \times (73 - 1)}{2} = 8628$$

- **Volumen de la plancha perforada**

$$Vol_{total} = Vol_{plancha} - Vol_{perforaciones}$$

$$Vol_{plancha} = b \times l \times e = 500mm \times 700mm \times 1.5mm = 525000mm^3$$

$$Vol_{perforaciones} = \# Total_{perforaciones} \times \pi \times r^2 \times e$$

Dónde:

r: radio del agujero en mm

e: espesor de la plancha en mm

Sustituyendo:

$$Vol_{perforaciones} = 8628 \times \pi \times (2.18mm)^2 \times 1.5mm = 193225.41\ mm^3$$

$$Vol_{perforaciones} = 193225.41\ mm^3$$

$$Vol_{total} = Vol_{plancha} - Vol_{perforaciones}$$

Sustituyendo:

$$Vol_{total} = 525000\ mm^3 - 193225.41mm^3$$

$$\mathrm{Vol_{total}} = 331774.582\ \mathrm{mm}^3 = 3.317 \times 10^{-4} m^3$$

Peso total de la plancha:

$$P_{plancha} = m_{plancha} \times g$$

Donde:

$m_{plancha}$: masa de la plancha en kg

g: aceleración de gravedad 9.81 m/s^2

$$m_{plancha} = 3.317 \times 10^{-4} m^3 \times 8000 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_{plancha} = 2.650\ kg$$

$$P_{plancha} = 2.650\ kg \times 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$P_{plancha} = 26.03\ N$$

- **Peso del marco**

Para el siguiente cálculo se considera un acero inoxidable AISI 304 con densidad de 8000 kg/m3 y un espesor de 1.5mm.

Cálculo del volumen del marco en base a la geometría:

$$V_{marco} = 264160.5mm^3 = 2.69 \times 10^{-4} m^3$$

$$m_{marco} = V_{marco} \times \boldsymbol{\delta_{AISI\ 304}}$$

$$m_{marco} = 2.69 \times 10^{-4} m^3 \times 8000 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_{marco} = 2.11\ kg$$

$$P_{marco} = 2.11\ kg \times 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$P_{marco} = 20.71\ N$$

- **Peso del boquete**

Para el siguiente cálculo se considera un acero inoxidable AISI 304 con densidad de 8000 kg/m^3 y un espesor de 1.5mm.

Cálculo del volumen del marco en base a la geometría:

$$V_{boquete} = 101868.6mm^3 = 101.8686 \times 10^{-6} m^3$$

$$m_{boquete} = V_{boquete} \times \delta_{AISI\ 304}$$

$$m_{boquete} = 101.86 \times 10^{-6} m^3 \times 8000 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_{boquete} = 0.8149\ kg$$

$$P_{boquete} = 0.8149\ kg \times 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$P_{boquete} = 7.99\ N$$

- **Peso del recolector**

Para el siguiente cálculo se considera un acero inoxidable AISI 304 con densidad de 8000 kg/m^3 y un espesor de 1.2mm.

Cálculo del volumen del marco en base a la geometría:

$$V_{boquete} = 651501.34mm^3 = 6.51 \times 10^{-4} m^3$$

$$m_{boquete} = V_{boquete} \times \boldsymbol{\delta_{AISI\ 304}}$$

$$m_{boquete} = 6.51 \times 10^{-4} m^3 \times 8000 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_{boquete} = 5.28\ kg$$

$$P_{boquete} = 5.28\ kg \times 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$P_{boquete} = 51.09\ N$$

- **Peso total de la zaranda**

$$P_{total.zaranda} = P_{tamiz} + P_{marco} + P_{boquete} + P_{recolector}$$

Sustituyendo:

$$P_{total.zaranda} = 26.03\ N + 20.71\ N + 7.99\ N + 51.09\ N$$

$$P_{total.zaranda} = 105.82\ N$$

- **Peso del producto sobre la zaranda**

Se calcula el área del tamiz sin perforaciones

$A_{sin\ perforaciones} = (base\ \times longitud) - (\#\ agujeros\ \times\ \pi\ \times r^2)$

donde:

r: radio del agujero

Las unidades deben estar en mm

Sustituyendo

$$A_{sin\ perforaciones} = (500mm\ \times 700mm) - (8628\ \times\ \pi\ \times 2.18^2)$$

$$A_{sin\ perforaciones} = 248057.24mm^2 = 0.2480m^2$$

Se asume que toda el área está cubierta por una capa del producto, para el cálculo del volumen del producto.

$$V_{producto\ sobre\ la\ zaranda} = A_{sin\ perforaciones} \times h$$

donde:

h: altura de la capa de producto que corresponde a 8 mm del diámetro de agujero más grande.

Sustituyendo:

$$V_{producto\ sobre\ la\ zaranda} = 0.2480m^2 \times 0.008m$$

$$V_{producto\ sobre\ la\ zaranda} = 1.98 \times 10^{-3} m^3$$

Cálculo del peso considerando la densidad del producto de 750 kg/m3.

$$P_{producto} = V_{producto\ sobre\ la\ zaranda} \times g \times\ \delta_{producto}$$

$$V_{producto\ sobre\ la\ zaranda} = 1.98 \times 10^{-3} m^3$$

Cálculo del peso considerando la densidad del producto de 750 kg/m3.

$$P_{producto} = V_{producto\ sobre\ la\ zaranda} \times g \times\ \delta_{producto}$$

donde:

δ: densidad del café de 750 kg/m3.

g: gravedad de 9.81m/s2.

Sustituyendo:

$$P_{producto} = 1.98 \times 10^{-3} m^3 \times 750 \frac{m}{s^2} \times 9.81 \frac{kg}{m^3}$$

$$P_{producto} = 14.59\ N$$

Peso total del producto

El peso total del producto total se calcula en los tres niveles en estado estacionario.

$$P_{Total\ de\ producto} = P_{producto} \times número\ de\ niveles$$

$$P_{Total\ de\ producto} = 14.59\ N \times 3\ niveles$$

$$P_{Total\ de\ producto} = 43.79\ N$$

Cálculo del peso de los tres niveles de la zaranda.

Se considera que las zarandas con de las mismas características, la malla perforada que alberga la mayor cantidad de volumen y que tiene más peso al tener las perforaciones más pequeñas.

$$P_{tres\ niveles} = (P_{total.zaranda} \times 3\ niveles) + P_{Total\ de\ producto}$$

$$P_{tres\ niveles} = (105.82\ N \times 3\ niveles) + 43.79\ N$$

$$P_{tres\ niveles} = 361.25\ N$$

6.10.3. Selección de la frecuencia necesaria para la clasificación

De acuerdo a la ilustración 25 y considerando el tamaño de grano se tiene la amplitud y frecuencia, se grafica el mínimo y máximo de la amplitud y frecuencia.

Tabla 25

Amplitud y frecuencia de acuerdo al tamaño de grano

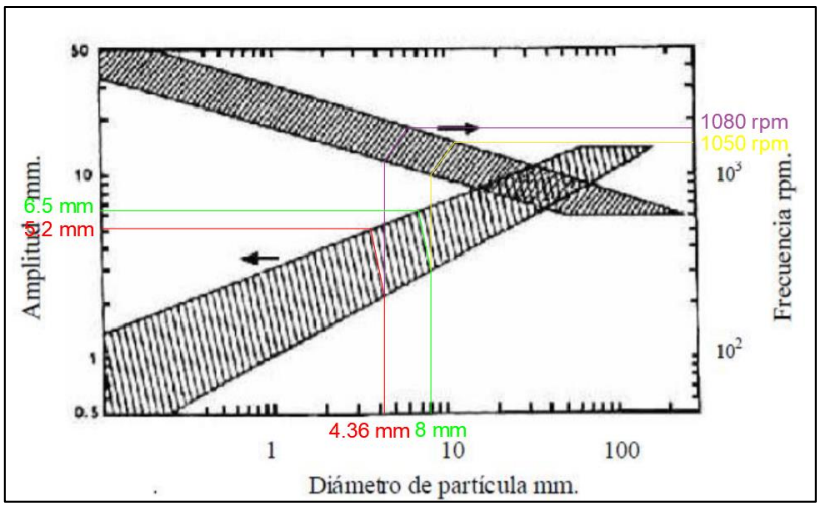
	Tamaño de grano (mm)	Frecuencia (rpm)	Amplitud (mm)
Mínimo	4.36	1080	5.2

Máximo	8.00	1050	6.5

Fuente: Autor

El más pequeño que corresponde a 4.36 mm se selecciona la amplitud correspondiente de 5.2 mm de carrera. La frecuencia de acuerdo al tamaño de grano es de 1080 rpm (Ilustración 26), que se encuentra entre los rangos recomendados de entre (700 a 1200 rpm).

Ilustración 26: *Selección de la amplitud y frecuencia en base al diámetro de la partícula*



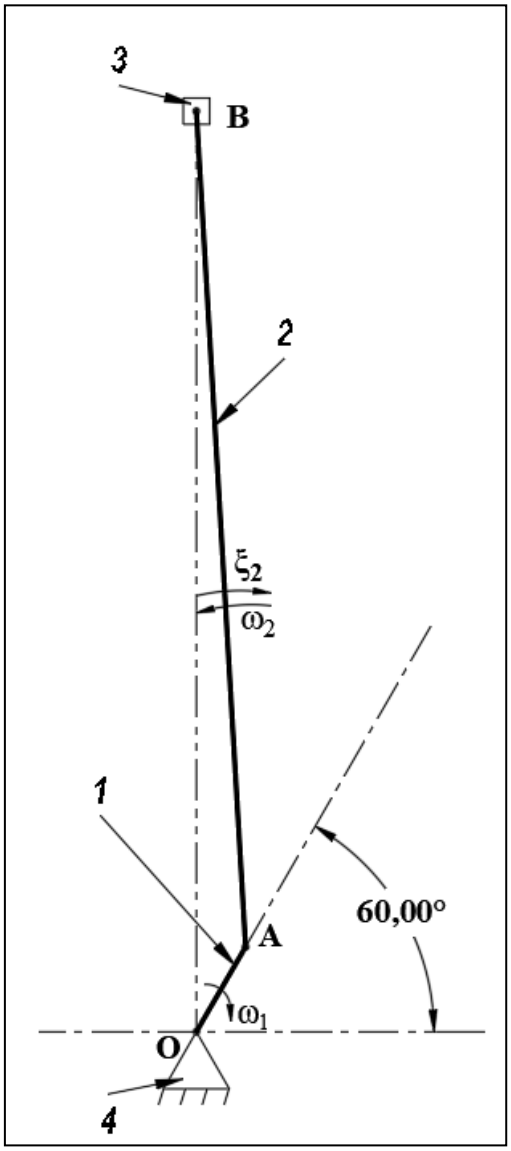
Fuente: (Blanco, 2016)

6.10.4. Cálculo de la potencia

Cálculo de la potencia mediante el análisis cineto-estático.

El análisis del mecanismo biela manivela genera momentos de inercia se realiza un análisis cineto-estático del mecanismo conociendo distintas variables ya antes definidas como son, la frecuencia de trabajo de 525 rpm, la excentricidad de la manivela de 1.5 mm y la longitud de la biela de 193.61mm, en la ilustración 27 se muestra los elementos del mecanismo y la posición para hacer el análisis.

Ilustración 27: *Diagrama esquemático del mecanismo.*



Fuente: Autor

Donde:

ω_1: velocidad angular del elemento 1 de 525 rpm

L_{AB}: longitud de la manivela de 1.5mm

L_{BC}: longitud de la biela de 193.61mm

ξ_1: aceleración angular del elemento 1 es cero debido a que la velocidad angular del elemento es constante.

ω_2: velocidad angular del elemento 2 (debe ser calculada)

ξ_2: aceleración angular del elemento 2 (debe ser calculada)

V_B: velocidad del elemento 3 correspondiente a la corredera o pistón.

a_B: aceleración del elemento 3

Análisis de movilidad del mecanismo

Mediante el análisis de movilidad bajo el criterio de Kutzbach-Grübler, se puede determinar el grado de movilidad que tiene el mecanismo en base número de eslabones y las restricciones impuestas por los pares cinemáticos, para el caso dado se tiene cuatro elementos, también cuenta con cuatro pares cinemáticos: tres de giro y uno de traslación.

$$W = 3 \times (n + 1) - 2 \times j_1 - j_2$$

donde:

W: grado de movilidad

n: número de eslabones

j_1: número de pares cinemáticos inferiores

j_2: número de pares cinemáticos superiores

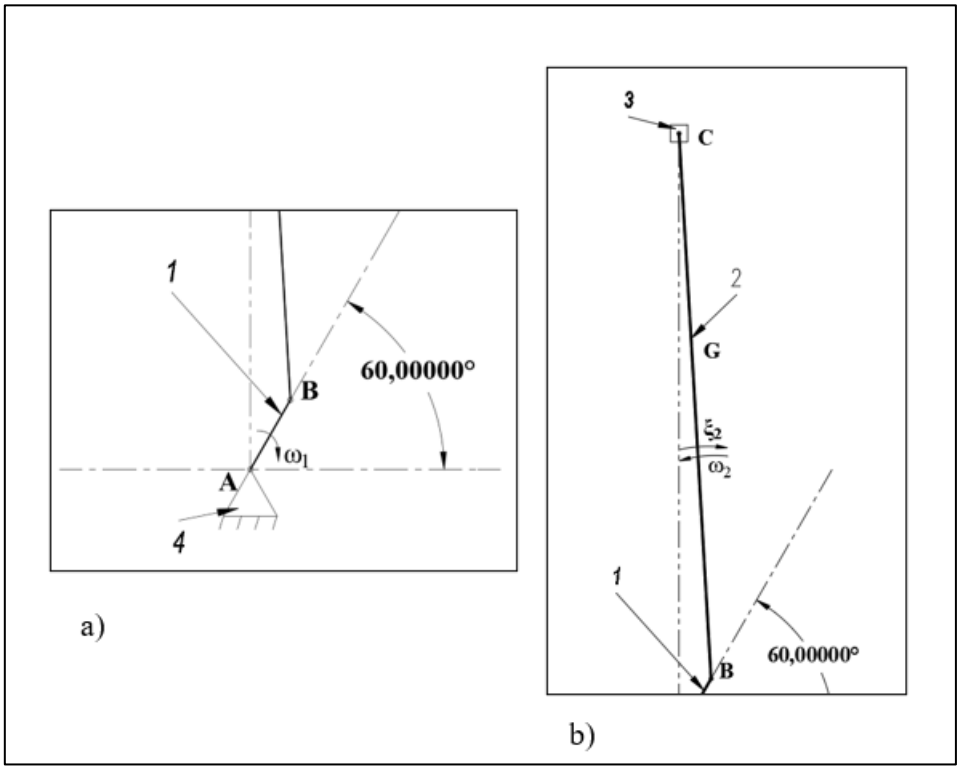
sustituyendo:

$$W = 3 \times (n + 1) - 2 \times j_1 - j_2 = 3 \times (4 - 1) - (2 \times 4 - 0) = 1$$

De acuerdo a los grupos de ASSUR el grado de movilidad de nuestro mecanismo es de uno.

Debido a que el grado de libertad es 1 consta de un grupo primario y conformado por una sola diada. La ilustración 28 muestra los grupos que conforman el mecanismo que sirven para hacer el análisis de grados de libertad del sistema.

Ilustración 28: *Clasificación estructural según ASSUR.*



Fuente: Autor. a) Grupo primario, b) Diada.

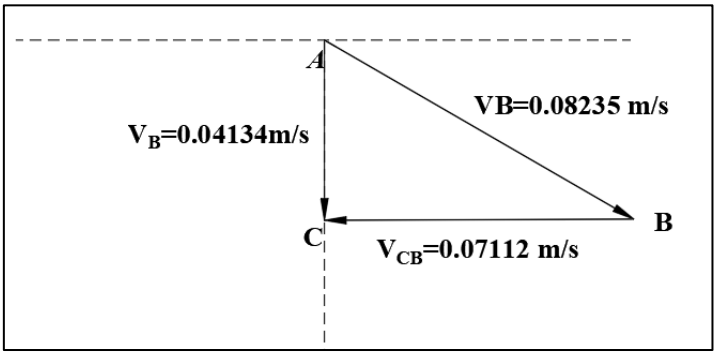
Cálculo de velocidades

Mediante un análisis determinamos las velocidades del mecanismo donde hacemos en cálculo del grupo primario y posterior a ello las velocidades de la diada o el elemento dos:

$$\overrightarrow{V_A} = \overrightarrow{V_O} + \overrightarrow{V_{AO}}$$

$$\overrightarrow{V_B} = \overrightarrow{V_{AB}} = L_{AB} \times \omega_1 = 0.08235\ \frac{m}{s}$$

Ilustración 29: *Velocidades del mecanismo.*



Fuente: Autor.

Mediante el grafico determinamos la velocidad de BC, para después calcular la velocidad de B, como se muestra en la ilustración 29 se traza los vectores de velocidad para obtener las incógnitas.

$$\overrightarrow{V_{C/B}} = 0.07112\,\frac{m}{s}$$

$$\overrightarrow{V_C} = 0.04134\,\frac{m}{s}$$

$$\omega_2 = \frac{\overrightarrow{V_{C/B}}}{L_{BC}}\frac{0.07112\ \frac{m}{s}}{0.1936\ m} = 0.3673\,\frac{m}{s}$$

Cálculo de aceleraciones

El cálculo de aceleraciones de igual forma incluye la relación de unidad de aceleración con longitud (ver ilustración 30), trazando de esta forma en vectores que se serán equivalentes a los valores de aceleración. Se considera también que existen aceleraciones normales y tangenciales dependiendo del punto de análisis para trazar los vectores.

$$\overrightarrow{\mathrm{a}_{B.\mathrm{norm}}} = \mathrm{L}_{AB} \times (\omega_1)^2 = 1.5 \times 10^{-3}\mathrm{m} \times \left(54.97\,\frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}}\right)^2 = 4.53\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}^2}$$

$$\overrightarrow{a_{C/B.norm}} = L_{BC} \times (\omega_2)^2 = 193.61 \times 10^{-3}m \times (0.3673\,\frac{m}{s^2})^2 = 0.02611\,\frac{m}{s^2}$$

$$\overrightarrow{a_{C/B.tang}} = 2.2648\,\frac{m}{s^2}$$

$$\overrightarrow{a_C} = 3.94\,\frac{m}{s^2}$$

Aceleración en G con respecto de B.

$$\overrightarrow{a_G} = \overrightarrow{a_B} + \overrightarrow{a_{G/B}} = \overrightarrow{a_{B.norm}} + \overrightarrow{a_{G/B.norm}} + \overrightarrow{a_{G/B.tang}}$$

$$\overrightarrow{a_{G/B.norm}} = \omega_2 \times L_{G/B} = (0.3673\, rad/s)^2 \times \frac{193.61 \times 10^{-3}}{2} m = 0.013059 \frac{m}{s^2}$$

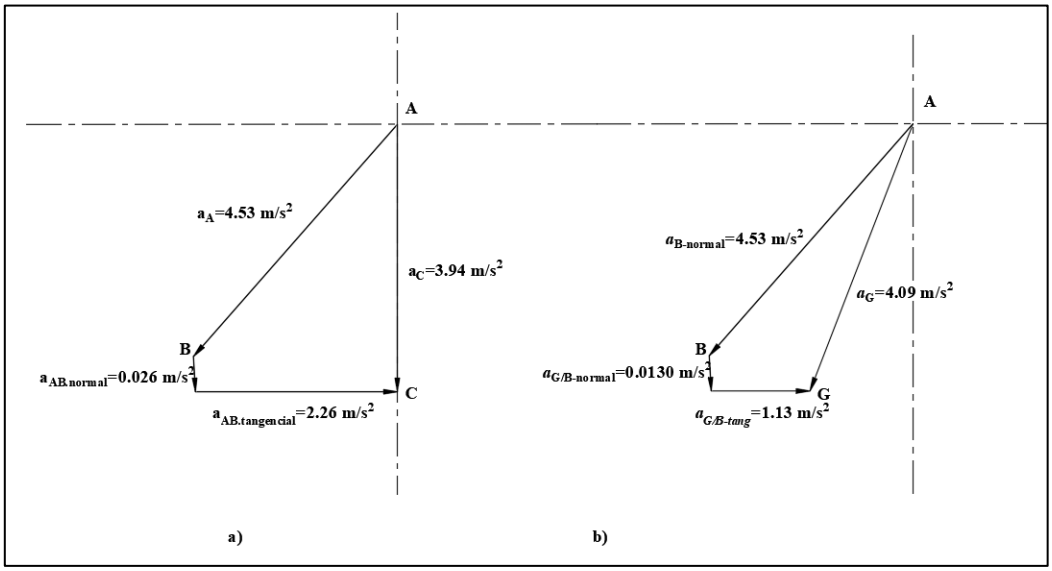
Cálculo de la aceleración angular en el elemento 2.

$$\xi_2 = \frac{\overrightarrow{a_{BC.tangencial}}}{L_{BC}} = \frac{2.2648 \frac{m}{s^2}}{193.61 \times 10^{-3} m} = 11.69 \frac{1}{s^2}$$

$$\overrightarrow{a_{G/B.tang}} = \xi_2 \times L_{G/B} = (0.3673\, rad/s)^2 \times \frac{193.61 \times 10^{-3}}{2} m = 1.13 \frac{m}{s^2}$$

$$\overrightarrow{a_G} = 4.09 \frac{m}{s^2}$$

Ilustración 30: *Aceleraciones del mecanismo.*

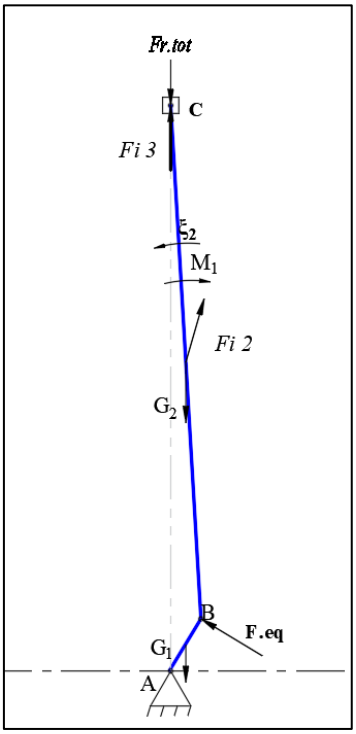


Fuente: Autor. a) Aceleraciones de A, B y C; b) Aceleraciones de G con respecto de B

Análisis dinámico del mecanismo

Mediante el análisis dinámico del mecanismo determinamos las fuerzas internas y las fuerzas activas como muestra la ilustración 31. Posteriormente determinamos la potencia de accionamiento necesaria.

Ilustración 31: *Diagrama dinámico del mecanismo.*



Fuente: Autor

donde:

Fr.tot: fuerza total a vencer por el mecanismo.

Mi: momento de inercia del elemento dos.

Fi2: fuerza inercial del elemento dos.

Fi3. Fuerza inercial del elemento tres.

G1: peso del elemento uno.

G2: peso del elemento dos.

Cálculo de los pesos mediante la siguiente ecuación:

$$G = m \times g$$

$$G_1 = m_1 \times g = 0.117kg \times 9.81\frac{m}{s^2} = 1.14\ N$$

$$G_2 = m_2 \times g = 0.317kg \times 9.81\frac{m}{s^2} = 3.04\ N$$

$$F_{r.tot} = m_3 \times g = 29.21\ N$$

Cálculo de las fuerzas de inercia.

$$F = m \times a$$

$$F_{i2} = 0.317kg \times 16.03\frac{m}{s^2} = 5.18\ N$$

$$F_{i3} = 2.97kg \times 3.94\frac{m}{s^2} = 11.72N$$

Momento de inercia de los elementos, el único elemento que cuenta con un momento de inercia es el elemento dos para ello se tiene:

$$I_2 = \frac{1}{3} \times m \times {L_{biela}}^2$$

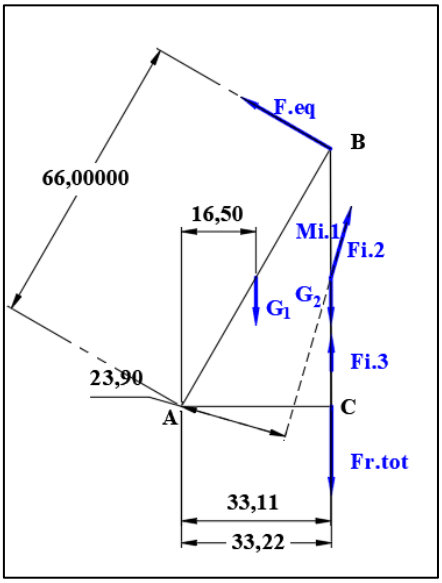
$$I_2 = \frac{1}{3} \times 0.317kg \times (193.61 \times 10^{-3}m)^2 = 3.96 \times 10^{-3}kgm^2$$

$$M_2 = I_2 \times \xi_2 = 3.96 \times 10^{-3}kgm^2 \times 11.69\frac{1}{s^2} = 46.30 \times 10^{-3}Nm = 46.30Nmm$$

Cálculo de la fuerza compensadora o equilibrante (fuerzas activas).

Para la determinación de la fuerza compensadora se utilizará el Teorema de Zhukovski. La aplicación de este método implica girar 90° el diagrama de velocidades, aplicando sobre el mismo todas las fuerzas que actúan sobre el mecanismo, incluyendo la propia fuerza compensadora o equilibrante para el caso se muestra en la ilustración 32.

Ilustración 32: *Diagrama de velocidades girado 90°.*



Fuente: Autor

Sumatoria de fuerzas:

$$F.eq = \frac{F_{r.tot} \times 33.22mm + G_2 \times 33.11mm + G_1 \times 16.50mm - Fi_3 \times 33.11mm - Fi_2 \times 23.89mm + M_i}{66mm}$$

$$\mathrm{F.eq} = \{443.64N \times 33.22mm + 3.04N \times 33.11mm + 1.14N \times 16.50mm - 178.18N \times 33.11mm - 1.29N \times 23.9mm + 46.3Nmm\}/66mm$$

$$F.eq = 135.98\ N$$

Cálculo de la potencia necesaria.

$$P_{diseño.dinámico} = F.eq \times L_{AB} \times \omega_1$$

$$P_{diseño.dinámico} = 135.98\ N \times 1.5 \times 10^{-3}m \times 54.97\frac{rad}{s} = 11.22\ W$$

$$P_{diseño.dinámico} = 0.015\ Hp$$

Se divide la potencia para el factor de servicio y se multiplica por un factor de seguridad por lo que la potencia de diseño es de:

$$P_D = \frac{Pot}{\eta} \times Fs\ [W]$$

Dónde:

Fs: factor de servicio de 1.2 (Dunlop s.a)

η: rendimiento de la transmisión

sustituyendo:

$$P_D = \frac{Pot}{\eta} \times Fs = \frac{11.22W}{0.98} \times 1.2 = 17.17\ [W]$$

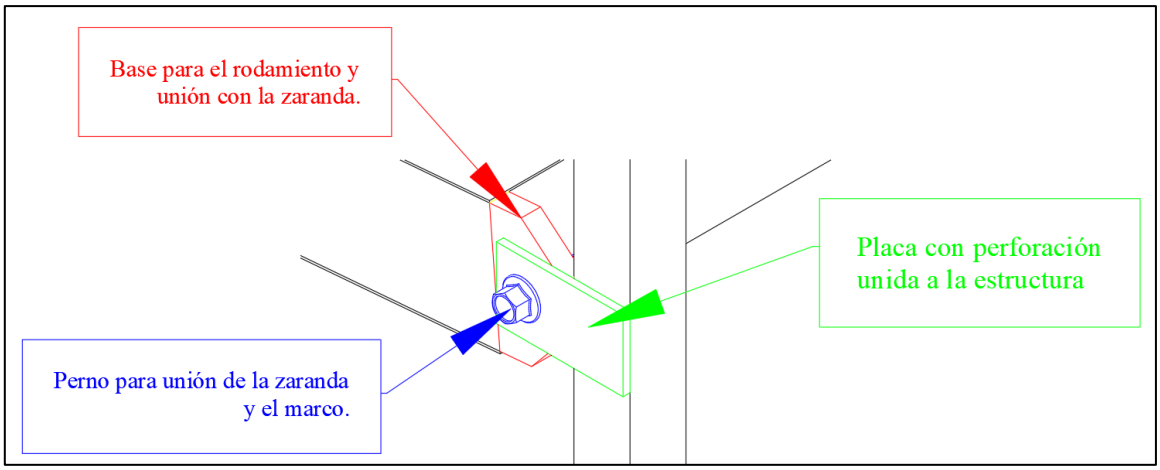
$$P_D = 0.03\ [Hp]$$

En el mercado no existe un motor eléctrico con la potencia de diseño calculada, se considera aspectos de construcción para seleccionar el motor comercial. En el catálogo de motores Siemens ofrece un motor de 1.5 Hp trifásico a 220V y 1730rpm.

6.10.5. Cálculo del perno para giro de la zaranda

Se realiza un análisis cortante, como si fuera un pasador únicamente, debido a que no existen fuerzas axiales actuando en ese elemento como se muestra en la Ilustración 33.

Ilustración 33: *Unión de la zaranda y el marco exterior.*



Fuente: Autor

Se analiza la pieza como un componente estático al corte de lo cual se tiene la siguiente ecuación:

$$\frac{\tau_{cortante\ del\ material}}{Ns} = \frac{F}{A_{cortante}}$$

donde:

$\tau_{.cortante\ del\ material}$: Esfuerzo a la cortadura del Acero AISI 1035 de 351 MPa. (ThyssenKrupp, n.d.)

Ns: Coeficiente de seguridad.

Cálculo del coeficiente de seguridad:

$$Ns = F1 \times F2 \times F3$$

$$Ns = 1.3 \times 2 \times 1.3 = 3.38$$

(Budynas & Nisbett, 2018)-

F: Fuerza de corte aplicada, se considera el peso total de la zaranda.

$A_{cortante}$: Área transversal del perno.

Despejando:

$$\emptyset \geq \sqrt{\frac{4 \times F \times Ns}{\tau_{cortante\ del\ material} \times \pi}}$$

Sustituyendo:

$$\emptyset \geq \sqrt{\frac{4 \times 361.23\ N \times 3.38}{103.35 \times 10^6 Pa\ \times \pi}}$$

$$\emptyset \geq 2.10[mm]$$

$$\emptyset_{diseño} \approx 6[mm]$$

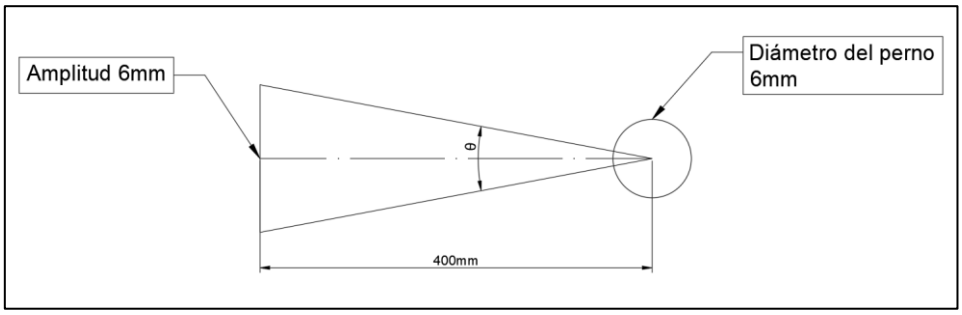
6.10.6. Cálculo del rodamiento para giro de la zaranda

Para el cálculo del rodamiento se toma como guía el catálogo de rodamientos FAG.(FAG, 2000)

Se usa la carga de 15.25kg que corresponde al peso de la zaranda.

Debido a que el rodamiento no da una vuelta completa, se hace un cálculo para determinar cuándo da una vuelta completa, debido a la amplitud que se le acciona a la zaranda en el centro de la misma. En la Ilustración 34 y 35 se muestra un análisis geométrico para poder determinar el ángulo de rotación.

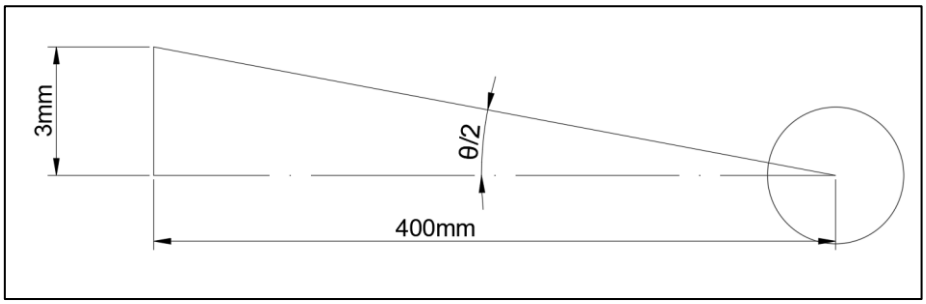
Ilustración 34: *Angulo recorrido de la zaranda por cada oscilación.*



Fuente: Autor

Se analiza como un triángulo rectángulo para encontrar el ángulo theta.

Ilustración 35: *Cálculo de ángulo theta.*



Fuente: Autor

$$tan\ \theta/2 = \frac{3mm}{400mm}$$

$$\theta = 2 \times \tan^{-1}\frac{3}{400} = 0.86$$

En base a la frecuencia:

$$\Delta t = \frac{1}{2 \times f} = \frac{1}{2 \times 18} = 27.77 \times 10^{-3}s$$

$$\omega = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} = \frac{0.86}{27.77 \times 10^{-3}s} \times \frac{1rev}{360} \times \frac{60s}{1min} = 5.16[rpm]$$

Con este análisis se obtiene que el rodamiento trabaja a 5.16 rpm.

Cálculo y selección de los factores necesarios.

n: frecuencia de trabajo de 5.16rpm

Fr: fuerza radial de 149.61 N

D: diámetro interno del rodamiento de 6mm

fc: factor de confiabilidad del 95 % que corresponde a 0.97

fl: factor de acuerdo al tipo de máquina de 2.75 (FAG, 2000)

fs: factor de esfuerzos estáticos de 1.25 (FAG, 2000)

El rodamiento está sometido únicamente a carga radial.

Se calcula el fn con la ecuación propuesta en el catálogo:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33\frac{1}{3}}{n}}$$

Sustituyendo:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33\frac{1}{3}}{5.16}} = 1.86$$

Se calcula la carga equivalente:

$$P_0 = \frac{F_r \times X_0}{f_c} = \frac{149.61N \times 1}{0.97} = 154.24[N]$$

Se calcula la carga dinámica:

$$C_0 = f_s \times P_0 = 1.25 \times 154.24 = 192.8[N]$$

Se calcula las horas que debe durar el rodamiento:

$$L_h = {f_l}^3 \times 500 = (2.75)^3 \times 500 = 10398.438\ horas$$

Selección del rodamiento en la sección de rodamientos pág. 154, es de la serie 626 con las características siguientes:

Diámetro interno: 6mm

Diámetro externo: 19mm

Ancho del rodamiento: 6mm

Carga estática: 1.04KN

Carga dinámica: 2.55KN

Se recalcula los factores fl y el número de horas de duración con los factores del rodamiento seleccionado:

$$f_l = \frac{C}{P_0} \times f_n = \frac{1.04 \times 10^3 N\ \times\ 1.86}{154.24\ N} = 13.54$$

$$L_h = {f_l}^3 \times 500 = (13.54)^3 \times 500 = 986.31\ \times 10^3\ horas$$

El número de horas corregido es mayor al necesario, por lo tanto, cumple con los requerimientos.

Se define que el perno y el rodamiento son de las siguientes características:

Perno con tuerca de seguridad y doble arandela plana:

Diámetro: M6

Longitud: 25mm

Rodamiento de bolas de una hilera de la serie 626:

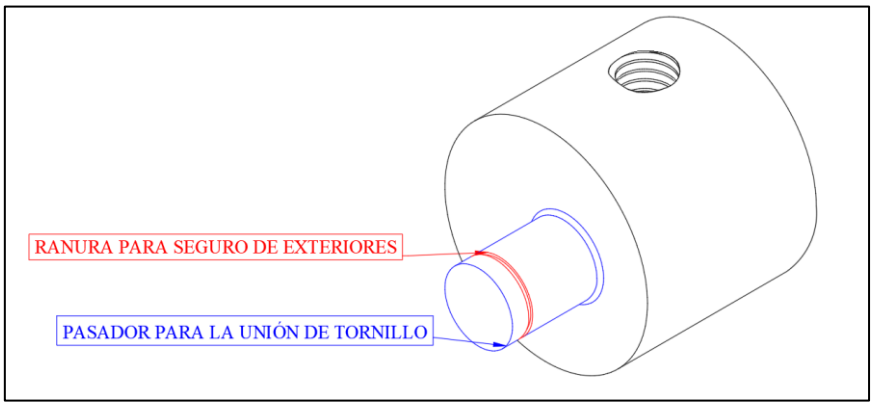
Diámetro interno: 6mm

Diámetro externo: 19mm

Ancho del rodamiento: 6mm

6.10.7. Cálculo del pasador para la unión de tornillo

Ilustración 36: *Pasador para la unión de tornillo***.**



Fuente: Autor

Como se muestra en la Ilustración 36 el pasador únicamente tiene una carga radial que cuenta con una ranura para un seguro con el diámetro del pasador, debido a que la carga aplicada por el motor es mayor debe considerarse este valor como el que determina esta parte del diseño.

Donde la potencia del motor es de 1.5 hp, se sabe que la fuerza es el cociente entre la potencia y la velocidad eficaz por lo que:

$$F_m = \frac{P_M}{\widehat{Ve}}$$

donde:

P_M: Potencia del motor

Ve: Velocidad eficaz.

$$F_m = \frac{P_M}{\widehat{Ve}} = \frac{1119W}{0.153m/s} = 7313.73[N]$$

Se analiza la pieza como un componente estático al corte de lo cual se tiene la siguiente ecuación:

$$\frac{\tau_{cortante\ del\ material}}{Ns} = \frac{F}{A_{cortante}}$$

donde:

$\tau_{.cortante\ del\ material}$: Esfuerzo a la cortadura del Acero AISI 4337 de 630 MPa. (ThyssenKrupp, n.d.)

Ns: Coeficiente de seguridad.

Cálculo del coeficiente de seguridad:

$$Ns = F1 \times F2 \times F3$$

$$Ns = 1.3 \times 2 \times 1.3 = 3.38$$

F: Fuerza de corte aplicada. La fuerza se divide en dos debido a que cuenta con un pasador en cada cara lateral de la zaranda y son simétricos.

$A_{cortante}$: Área transversal del pasador.

Despejando:

$$\emptyset \geq \sqrt{\frac{4 \times \frac{F}{2} \times Ns}{\tau_{cortante\ del\ material} \times \pi}}$$

Sustituyendo:

$$\emptyset \geq \sqrt{\frac{4 \times \frac{7313.73\ N}{2} \times 3.38}{630 \times 10^{6} Pa\ \times \pi}}$$

$$\emptyset \geq 4.99 \times 10^{-3} [m]$$

Análisis a la falla por fatiga:

Para el pasador se debe hace una corrección del límite de fluencia, considerando varios factores que influyen a que el elemento tenga fallas por cargas cíclicas, donde se tiene que el límite de fluencia corregido es igual a:

$$Se = Ka \times Kb \times Kc \times Kd \times Ke \times S'e$$

Se determina cada uno de los factores de acuerdo a las condiciones del elemento.

Factor de modificación de condición superficial, para un elemento de acabado maquinado (torneado).

$$Ka = a \times Sut^{b}$$

donde:

σut: es la resistencia última a la tracción para el acero AISI 4340 de 1400 MPa.

$$Ka = 4.51 \times 1400^{-0.265} = 0.666$$

Factor de modificación del tamaño, para este factor de toma en cuenta el diámetro del elemento.

$$Kb = 1.189 \times D^{-0.112}$$

$$Kb = 1.189 \times 4.99^{-0.112} = 0.993$$

Factor de modificación de la carga, para el factor se toma en cuenta el tipo de carga a la que está sometido el elemento.

Para una carga por flexión:

$$Kc = 1$$

Factor de modificación de temperatura, se pone las condiciones térmicas ambientales a las que el elemento está sometido. Para una temperatura de entre (15ºC - 25ºC).

$$Kd = 1$$

Factor de confiabilidad, para una confiablidad del 90%.

$$Ke = 0.897$$

Cálculo del límite de fluencia corregido, el límite de fluencia σ'e para el acero AISI 4340 corresponde a 650 MPa.(Ñauta Uzhca & Riera Morocho, 2015)

$$\sigma e = Ka \times Kb \times Kc \times Kd \times Ke \times \sigma' e$$

$$\sigma e = 0.66 \times 0.993 \times 1 \times 1 \times 0.897 \times 650 \times 10^6 [Pa]$$

$$\sigma e = 3.82 \times 10^8 [Pa]$$

Se recalcula el diámetro del eje con el límite de fluencia corregido.

$$\emptyset_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 \times Ns}{\sigma e \times \pi} \sqrt[2]{(Mm + Se/Cs \times Kfm \times Ma)^2 + (Tm + Se/Cs \times Kfs \times Ta)^2}}$$

Coeficiente efectivo promedio a la flexión:

$$Kfm = \frac{Kf + Kf_{ch.flex}}{2}$$

$$Kf = 1 + q \times (kt - 1)$$

El factor Kf, corresponde al cambio de sección:

$$Kf = 1 + q \times (kt - 1)$$

Factor de concentración de esfuerzos geométrico teórico del eje:

$$Kt = A \times \left(\frac{r}{d}\right)^b$$

$$A = 0.932446$$

$$b = -0.263268$$

$$Kt = 0.932446 \times \left(\frac{1 \times 10^{-3}}{4.99 \times 10^{-3} d}\right)^{-0.263268} = 1.42$$

Sensibilidad a la muesca a flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Constante de Neuber, $\sqrt{a} = 0.087\ mm^{0.5}$. (Rivera Estupiñan, 2020)

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.087\ mm^{0.5}}{\sqrt{1}\ mm^{0.5}}} = 0.92$$

Cálculo del factor de cambio de sección:

$$Kf = 1 + q \times (kt - 1)$$

$$Kf = 1 + 0.92 \times (1.42 - 1) = 1.38$$

El factor $Kf_{ch.flex,}$ corresponde al coeficiente por la existencia de una ranura para chaveta para acero endurecido a la flexión. (Rivera Estupiñan, 2020)

$$Kf_{ch.flex} = 0$$

Sustituyendo:

$$Kfm = \frac{Kf + Kf_{ch.flex}}{2} = \frac{1.38 + 0}{2} = 0.69$$

Cálculo del momento medio:

$$Mmax = M_{eje} \times (1 + Cf)[Nm]$$

El coeficiente Cf es considerado por (Hamrock et al., 2000)

$$Mmax = 17.37Nm \times (1 + 0.20) = 20.41[Nm]$$

$$Mm = \frac{Mmax + Mmin}{2}[Nm]$$

$$Mm = \frac{41.68Nm + 34.74Nm}{2} = 18.88[Nm]$$

Cálculo del torque alternante

$$Ma = \frac{Mmax - Mmin}{2} = \frac{41.68 - 38.21}{2} = 1.51[Nm]$$

Recalculo del diámetro del eje.

$$\emptyset_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 2}{3.17 \times 10^8 Pa \times \pi} \sqrt[2]{(18.88Nm + 4 \times 0.74 \times 3.47Nm)^2}}$$

$$\emptyset_{eje} = 9.28 \times 10^{-3}[m]$$

$$\emptyset_{eje} \approx 10\ [mm]$$

6.10.8. Cálculo del rodamiento para el pasador de la unión roscada

Para el cálculo del rodamiento se toma como guía el catálogo de rodamientos FAG.(FAG, 2000)

Se usa la frecuencia máxima de trabajo que es de 1080 rpm, para la carga de 36.82kg que corresponde al peso de las zarandas, esta carga se divide en dos debido a que la fuerza se distribuye en los dos lados laterales.

Selección y cálculo de los factores necesarios.

n: frecuencia de trabajo de 1080rpm

Fr: fuerza radial de 180.60N

D: diámetro interno del rodamiento de 10mm

fc: factor de carga del 95 % que corresponde a 0.97

fl: factor de acuerdo al tipo de máquina de 2.75 (FAG, 2000)

fz: factor de acuerdo al tipo de máquina de 1.2 (FAG, 2000)

El rodamiento está sometido únicamente a carga radial.

Se calcula el fn con la ecuación propuesta en el catálogo:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33\frac{1}{3}}{n}}$$

Sustituyendo:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33\frac{1}{3}}{1080}} = 0.31$$

Se calcula la carga equivalente:

$$P = \frac{F_r \times f_z}{f_c} = \frac{180.60N \times 1.2}{0.97} = 223.42[N]$$

Se calcula la carga dinámica:

$$C = \frac{f_l \times P}{f_n} = \frac{2.75 \times 223.42}{0.31} = 1.98[kN]$$

Se calcula las horas que debe durar el rodamiento:

$$L_h = {f_l}^3 \times 500 = (2.75)^3 \times 500 = 10398.438\ horas$$

Selección del rodamiento en la sección de rodamientos pág. 154, es de la serie 61900 con las características siguientes:

Diámetro interno: 10mm

Diámetro externo: 22mm

Ancho del rodamiento: 6mm

Carga dinámica: 2.08KN

Se recalcula los factores fl y el número de horas de duración con los factores del rodamiento seleccionado:

$$f_l = \frac{C}{P} \times f_n = \frac{2.08 \times 10^3 N\ \times\ 0.31}{223.42\ N} = 2.88$$

$$L_h = {f_l}^3 \times 500 = (2.88)^3 \times 500 = 12.01\ \times 10^3\ horas$$

El número de horas corregido es mayor al necesario, por lo tanto, cumple con los requerimientos.

Rodamiento de bolas de una hilera de la serie 61902:

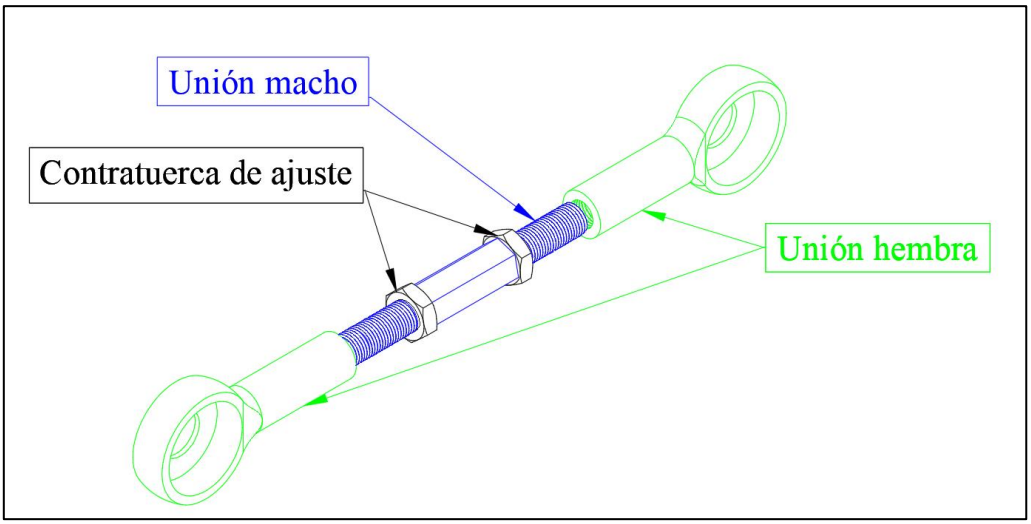
Diámetro interno: 10mm

Diámetro externo: 22mm

Ancho del rodamiento: 6mm

6.10.9. Cálculo de la unión de tornillo

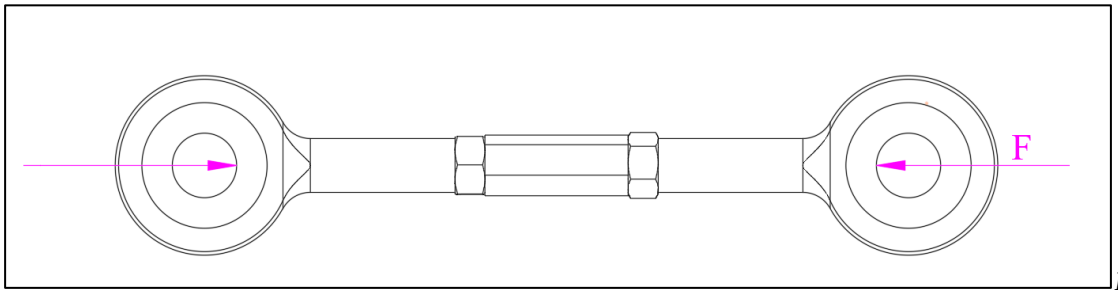
Ilustración 37: *Biela.*



Fuente: Autor

Como se muestra en la Ilustración 37 la biela se conforma por dos uniones hembra y una unión macho, debido a que estarán ajustadas se considera como una barra sólida, para el cálculo del diámetro únicamente se valida la rosca para soportar la carga. En la Ilustración 38 se muestran las cargas que se aplican a la biela.

Ilustración 38: *Representación de fuerzas en la biela.*



Fuente: Autor

La fuerza aplicada es de 7313.73 N, que considera la aceleración de la gravedad y el peso de las zarandas y a su vez se divide en dos ya que se distribuye la fuerza.

Se analiza la pieza como un componente estático a la compresión de lo cual se tiene la siguiente ecuación:

$$\frac{\tau_{compresion\ del\ material}}{Ns} = \frac{F}{A_{compresión}}$$

Dónde:

$\tau_{.compresion\ del\ material}$: Esfuerzo a la tensión del Acero AISI 1025 de 700 MPa.(ThyssenKrupp, n.d.)

Ns: Coeficiente de seguridad.

Cálculo del coeficiente de seguridad:

$$Ns = F1 \times F2 \times F3$$

$$Ns = 1.3 \times 2 \times 1.3 = 3.38$$

(Budynas & Nisbett, 2018)

F: Fuerza de compresión aplicada.

$A_{compresión}$: Área transversal del perno.

Despejando:

$$\emptyset \geq \sqrt{\frac{4 \times F \times Ns}{\tau_{compresión\ del\ material} \times \pi}}$$

Sustituyendo:

$$\emptyset \geq \sqrt{\frac{4 \times 3656.86\ N \times 3.38}{700 \times 10^6 Pa\ \times \pi}}$$

$$\emptyset \geq 4.74 \times 10^{-3} [m]$$

Análisis a la falla por fatiga:

Para el pasador se debe hace una corrección del límite de fluencia, considerando varios factores que influyen a que el elemento tenga fallas por cargas cíclicas, donde se tiene que el límite de fluencia corregido es igual a:

$$\sigma e = Ka \times Kb \times Kc \times Kd \times Ke \times \sigma' e$$

Se determina cada uno de los factores de acuerdo a las condiciones del elemento.

Factor de modificación de condición superficial, para un elemento de acabado maquinado.

$$Ka = a \times Sut^b$$

donde:

Sut: es la resistencia última a la tracción para el acero AISI 1025 de 700 MPa.

$$Ka = 4.51 \times 700^{-0.265} = 0.795$$

Factor de modificación del tamaño, para este factor de toma en cuenta el diámetro del elemento.

$$Kb = 1.189 \times D^{-0.112}$$

$$Kb = 1.189 \times 4.74^{-0.112} = 0.999$$

Factor de modificación de la carga, para el factor se toma en cuenta el tipo de carga a la que está sometido el elemento.

Para una carga axial:

$$Kc = 0.85$$

Factor de modificación de temperatura, se pone las condiciones térmicas ambientales a las que el elemento está sometido. Para una temperatura de entre (15ºC - 25ºC).

$$Kd = 1$$

Factor de confiabilidad, para el 90%.

$$Ke = 0.897$$

Cálculo del límite de fluencia corregido, el límite de resistencia a la fatiga S'e para el acero AISI 4340 corresponde a 350 ×10^6 Pa.

$$\sigma e = Ka \times Kb \times Kc \times Kd \times Ke \times \sigma' e$$

$$\sigma e = 0.795 \times 0.999 \times 0.85 \times 1 \times 0.897 \times 350 \times 10^6 [Pa]$$

$$\sigma e = 2.11 \times 10^8 [Pa]$$

Se recalcula el diámetro mínimo de la unión con el límite de fluencia corregido.

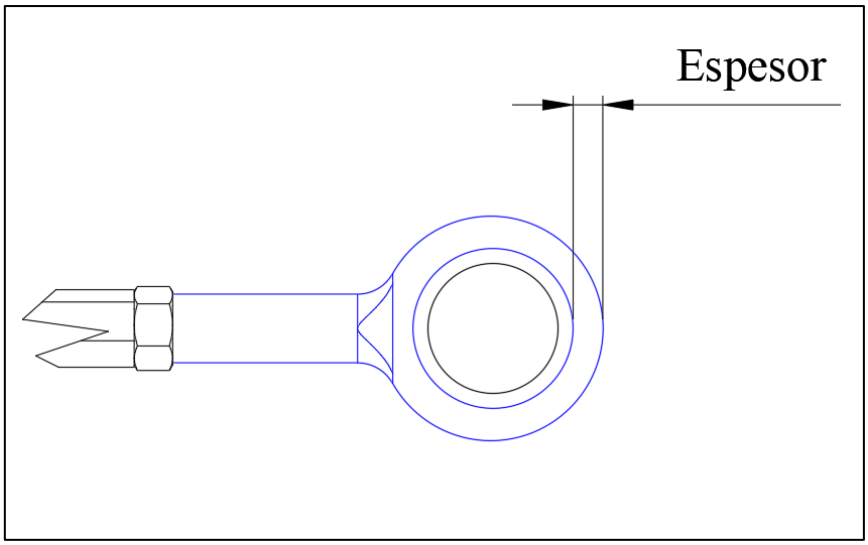
$$\emptyset \geq \sqrt{\frac{4 \times 3656.86N \times 3.38}{2.11 \times 10^8 Pa \ \times \pi}}$$

$$\emptyset \geq 8.63 \times 10^{-3} [m]$$

$$\emptyset \geq 8.63 [mm]$$

6.10.10. Cálculo del espesor del vástago que encaja el rodamiento

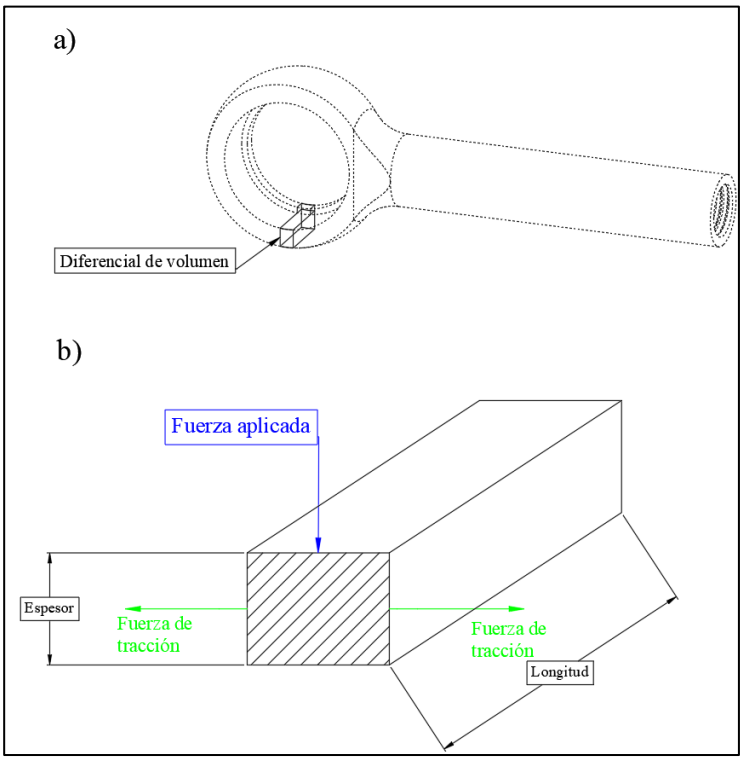
Ilustración 39: *Espesor de la pared que aloja el rodamiento en la unión hembra.*



Fuente: Autor

Para el cálculo del espesor se realiza un análisis que considera únicamente un diferencial del anillo que sujeta el rodamiento y fuerzas como las que se presentan en la Ilustración 39.

Ilustración 40: *Análisis del diferencial de fuerza en el vástago.*



Fuente: Autor a)diferencial volumetrico de análisis
b) representación de fuerzas en el diferencial

Se realiza un ajuste a la ecuación para el cálculo de diámetro de ejes y se tiene:

$$e = \frac{F \times Ns}{2L \times \sigma ut}\,[m]$$

$$e = \frac{3656.86N \times 3.38}{2 \times 10 \times 10^{-3}m \times 700 \times 10^{6}Pa}\,[m]$$

$$e = 8.8 \times 10^{-4}m = 0.88\ [mm]$$

Según varios autores recomiendan hacer un análisis de la fatiga a tracción con el criterio de Gerber, en el que presenta la siguiente igualdad (Solórzano, 2014):

$$\frac{\sigma a}{\sigma e} + \left(\frac{\sigma m}{\sigma ut}\right)^2 = 1$$

Los esfuerzos σa y σm se les puede añadir un factor de seguridad, de esta manera se tiene:

$$\frac{n \times \sigma a}{\sigma e} + \left(\frac{n \times \sigma m}{\sigma ut}\right)^2 = 1$$

El análisis por fatiga se considera un factor de seguridad como mínimo de dos, debido a que es un análisis más refinado en cuanto a los límites de resistencia. Conocido esto se calcula el factor de seguridad con el criterio de GERBER mayor a dos (Solórzano, 2014).

$$\text{nf} = \frac{1}{2} \times \left(\frac{\sigma_{ut}}{\sigma_m}\right)^2 \times \frac{\sigma_a}{\sigma_e} \times \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \times \sigma_m \times \sigma_e}{\sigma_{ut} \times \sigma_a}\right)^2}\right]$$

se calcula las variables necesarias.

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{2 \times L \times e} = \frac{5616.725N}{2 \times 10 \times 10^{-3}m \times 8.8 \times 10^{-4}m} = 319.13 \times 10^6\ [Pa]$$

$$\sigma_{min} = \frac{F_{min}}{2 \times L \times e} = \frac{36.21N}{2 \times 10 \times 10^{-3}m \times 8.8 \times 10^{-4}m} = 2.05 \times 10^6\ [Pa]$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{319.13 + 2.05}{2} = 1.606 \times 10^8\ [Pa]$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{319.13 - 2.05}{2} = 1.585 \times 10^8 [Pa]$$

Sustituyendo:

$$\text{nf} = \frac{1}{2} \times \left(\frac{700 \times 10^6 Pa}{1.606 \times 10^8 Pa}\right)^2 \times \frac{1.585 \times 10^8 Pa}{211 \times 10^6 Pa} \times \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \times 1.606 \times 10^8 Pa \times 211 \times 10^6 Pa}{700 \times 10^6 Pa \times 1.585 \times 10^8 Pa}\right)^2}\right]$$

$$nf = 1.92$$

El factor de seguridad resultante es menor a dos, por lo tanto, se recalcula con un espesor mayor, se toma un espesor de 1.5mm.

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{2 \times L \times e} = \frac{5616.725N}{2 \times 10 \times 10^{-3}m \times 1.8 \times 10^{-3}m} = 156.02 \times 10^6\ [Pa]$$

$$\sigma_{min} = \frac{F_{min}}{2 \times L \times e} = \frac{36.21N}{2 \times 10 \times 10^{-3}m \times 1.8 \times 10^{-8}m} = 1.006 \times 10^6\ [Pa]$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{319.13 + 2.05}{2} = 7.85 \times 10^7\ [Pa]$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{319.13 - 2.05}{2} = 7.75 \times 10^7 [Pa]$$

Sustituyendo:

$$\text{nf} = \frac{1}{2} \times \left(\frac{700 \times 10^6 Pa}{7.851 \times 10^7 Pa}\right)^2 \times \frac{7.851 \times 10^7 Pa}{211 \times 10^6 Pa} \times \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \times 7.851 \times 10^7 Pa \times 211 \times 10^6 Pa}{700 \times 10^6 Pa \times 7.751 \times 10^7 Pa}\right)^2}\right]$$

$$nf = 3.92$$

El valor obtenido del factor de seguridad es de 3.92 por lo tanto cumple con los requerimientos de la falla por fatiga.

6.10.11. Validación de la rosca de la unión

Se propone un tipo de rosca para la unión para después ser validad según la metodología propuesta por (Budynas & Nisbett, 2018).

La rosca propuesta es de tipo métrica M8, paso fino de 1.25 mm y con longitud de 30mm, el diámetro calculado del elemento hembra de la unión es de 8.63mm, por consiguiente, se debe aumentar en su diámetro a para poder realizar el maquinado de la rosca interna.

- **Rigidez de la rosca**

Se identifica los parámetros necesarios para el cálculo con la siguiente ecuación:

$$Kb = \frac{Ad \times Ac \times E}{(Ad \times Lt) + (Ac \times Ld)}$$

donde:

Ad: Área de la rosca

$$Ad = \frac{\pi}{4} \times (diámetro\ de\ rosca)^2 = \frac{\pi}{4} \times (8mm)^2 = 50.27mm^2$$

Ac: Área de compresión de 36.6mm^2. (Budynas & Nisbett, 2018)

E: Rigidez de la rosca de 207GPa. (Budynas & Nisbett, 2018)

Lt: Longitud roscada de 27mm.

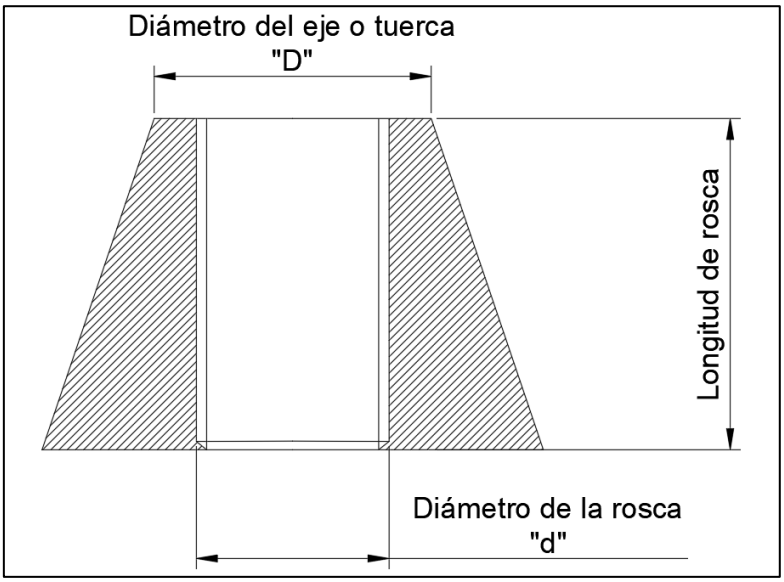
Ld: Longitud sin rosca de 3mm

Sustituyendo:

$$Kb = \frac{Ad \times Ac \times E}{(Ad \times Lt) + (Ac \times Ld)} = \frac{(50.27mm^2 \times 36.6mm^2 \times 207GPa)}{(50.27mm^2 \times 27mm) + (36.6 \times 3mm)}$$

$$Kb = 259.60\ MN/mm$$

Ilustración 41: *Triángulos de Rotscher.*



Fuente: Autor

En la Ilustración 41 se representa el triángulo de Rotscher con los datos necesarios para el cálculo de la resistencia de fuerza por longitud.

Cálculo de la relación de resortes *km:*

$$km = \frac{\pi \times E \times d \times \tan\theta}{\ln \frac{(2 \times Lt \times \tan 30 + (D - d)) \times (D + d)}{(2 \times Lt \times \tan 30 + (D + d)) \times (D - d)}}$$

$$km = \frac{\pi \times 207 \times 8 \times \tan 30}{\ln \frac{(2 \times 27 \times \tan 30 + (12 - 8)) \times (12 + 8)}{(2 \times 27 \times \tan 30 + (12 + 8)) \times (12 - 8)}}$$

Km=2433.01 MN/mm

Cálculo de la fracción de carga externa F soportada por el perno, donde F equivale a 3656.86N.

$$C = \frac{kb}{kb + km} = \frac{259.60}{259.60 + 2433.01} = 0.1$$

Cálculo de los factores de seguridad, carga contra sobrecarga y seguridad contra la separación de la unión; todos estos valores deben ser mayores a uno, caso contrario la rosca es invalida:

Resistencia de prueba:

$$Sp = 225[MPa]$$

Factor de precarga correspondiente a una unión no permanente:

$$Fi = 0.75Fp = 0.75 \times 36.6 \times 225 \times 10^{-3} = 6.18[KN]$$

Factor de seguridad contra la fluencia:

$$\eta_p = \frac{Sp \times Ac}{C \times F + Fi} = \frac{225 \times 10^{-3} \times 36.6}{0.1 \times 3.6 + 6.18} = 1.26$$

Factor de carga contra sobrecarga:

$$\eta_l = \frac{Sp \times Ac - Fi}{C \times F} = \frac{225 \times 10^{-3} \times 36.6 - 6.18}{0.1 \times 3.6} = 5.71$$

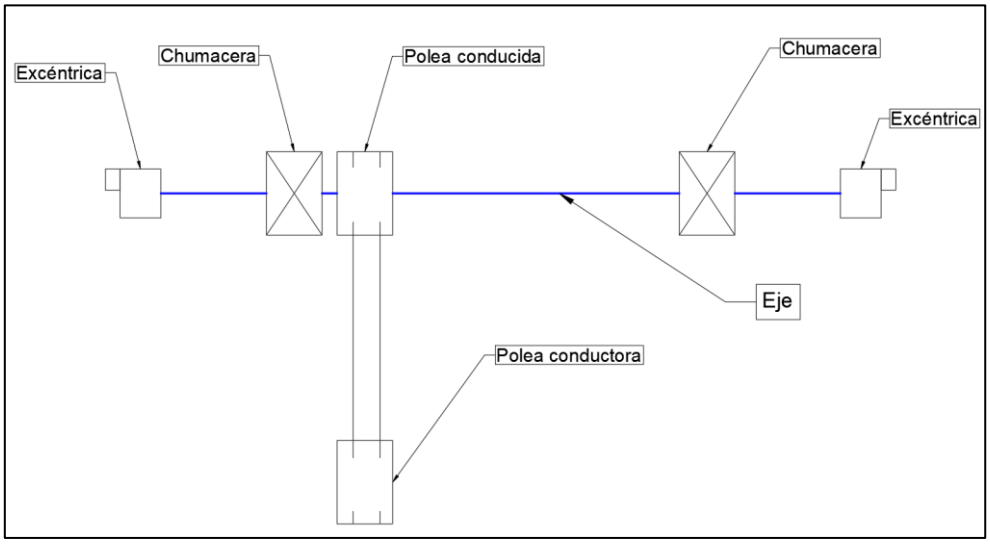
Factor de seguridad contra la separación de la unión:

$$\eta_o = \frac{Fi}{F \times (1 - C)} = \frac{6.18}{3.6 \times (1 - 0.1)} = 1.88$$

6.10.12. Cálculo del eje de transmisión

La relación de transmisión de correa desde el motor hasta el eje es de 1:1, la relación es de esta característica con el objetivo de disminuir las vibraciones en el eje del motor. La distribución de los elementos en el eje de transmisión como se muestra en la Ilustración 42.

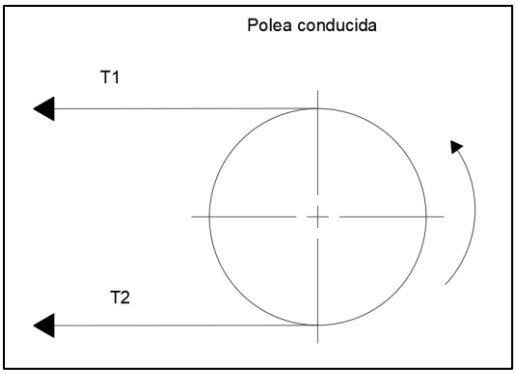
Ilustración 42: *Distribución de la transmisión de potencia.*



Fuente: Autor

En la Ilustración 42 se muestra la interacción de las fuerzas en la polea conducida.

Ilustración 43: *Tensiones en la polea.*



Fuente: Autor

Se calcula la fuerza tangencial en base a la polea y la velocidad lineal:

$$F_T = \frac{P_M}{Vl}$$

Se calcula la velocidad lineal como:

$$Vl = n \times \frac{D_{polea}}{2}$$

Entonces:

$$F_T = \frac{P_M}{Vl} = \frac{1119W}{113.10rad/s \times 2.5in/2 \times 25.4 \times 10^{-3}m/in} = 311.62[N]$$

Se sabe que:

$$F_T = T1 - T2$$

$$\frac{F_T}{3} = T2$$

Entonces:

$$T2 = \frac{311.62N}{3} = 103.90[N]$$

$$T1 = 415.50[N]$$

Sumatoria de fuerzas:

$$\Sigma Fx = -T1 - T2 = -103.90N - 415.50N = -519.40[N]$$

Se analiza las fuerzas en el eje:

Reacciones en “x”

$$Px1 = 2.64[N]$$

$$Px2 = 2.64[N]$$

$$Rx1 = 52.34[N]$$

$$Rx2 = 472.34[N]$$

Reacciones en “y”

$$Py1 = 180.6[N]$$

$$Py2 = 180.6[N]$$

$$Ry1 = 180.6[N]$$

$$Ry2 = 180.6[N]$$

Módulo de momento flector:

$$Mf = \sqrt{(Mfx_{max})^2 + (Mfy_{max})^2}\ [\text{Nm}]$$

$$Mf = \sqrt{(18.7Nm)^2 + (7.22Nm)^2}[\text{Nm}]$$

$$Mf = 20.04\ [\text{Nm}]$$

Momento torsor:

$$M_T = \frac{P_M}{\omega_{Eje}}\ [Nm]$$

$$M_T = \frac{119\ W}{113.10\ s^{-1}} = 9.9\ [Nm]$$

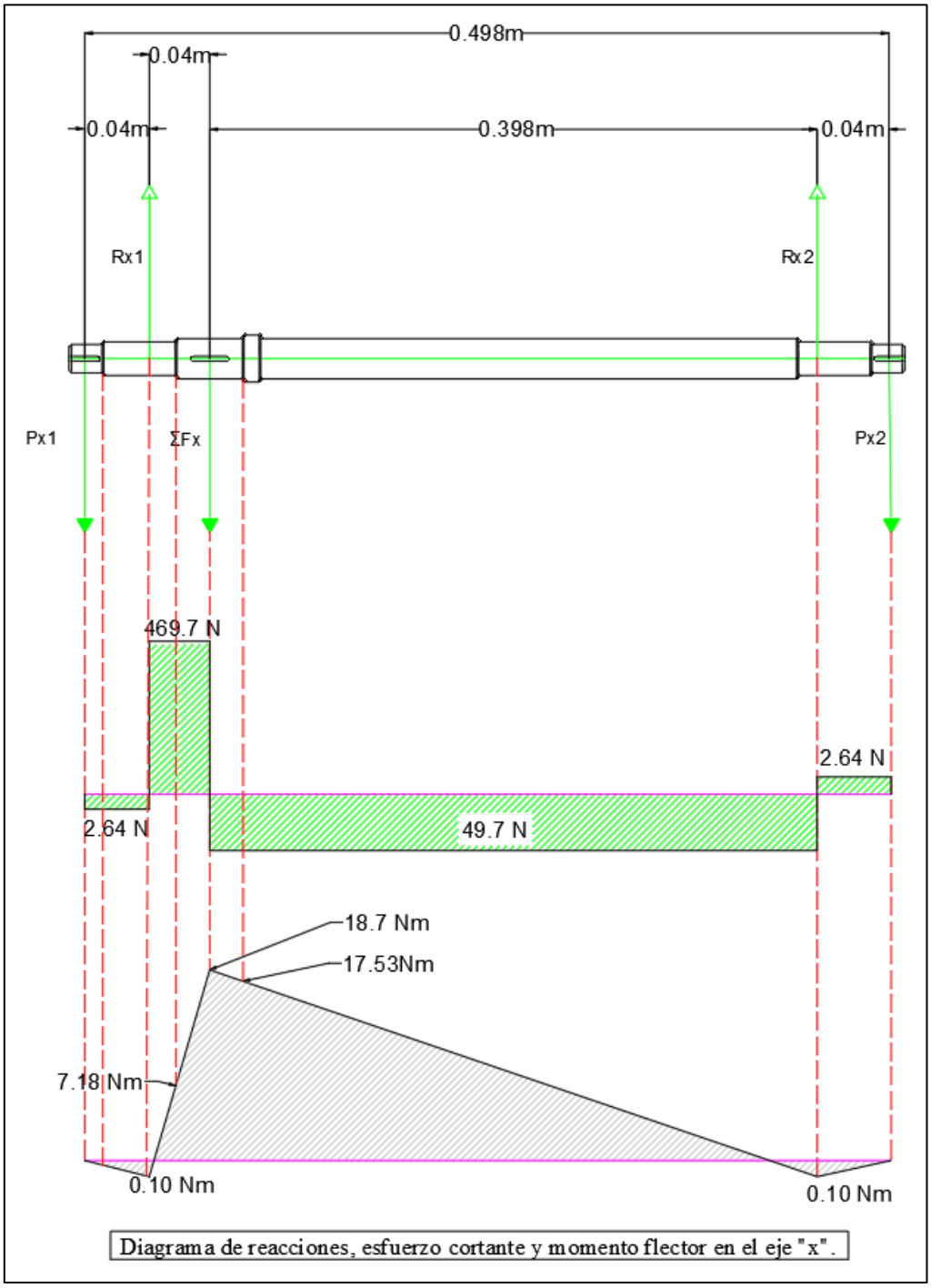
Diámetro mínimo del eje:

$$\emptyset_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 \times fs}{\pi \times \sigma_{ut-AISI\ 4340}} \sqrt{(M_T)^2 + (M_f)^2}}\ [m]$$

$$\emptyset_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 3.38}{\pi \times 1400 \times 10^6 Pa} \sqrt{(9.9Nm)^2 + (20.04)^2}}[m]$$

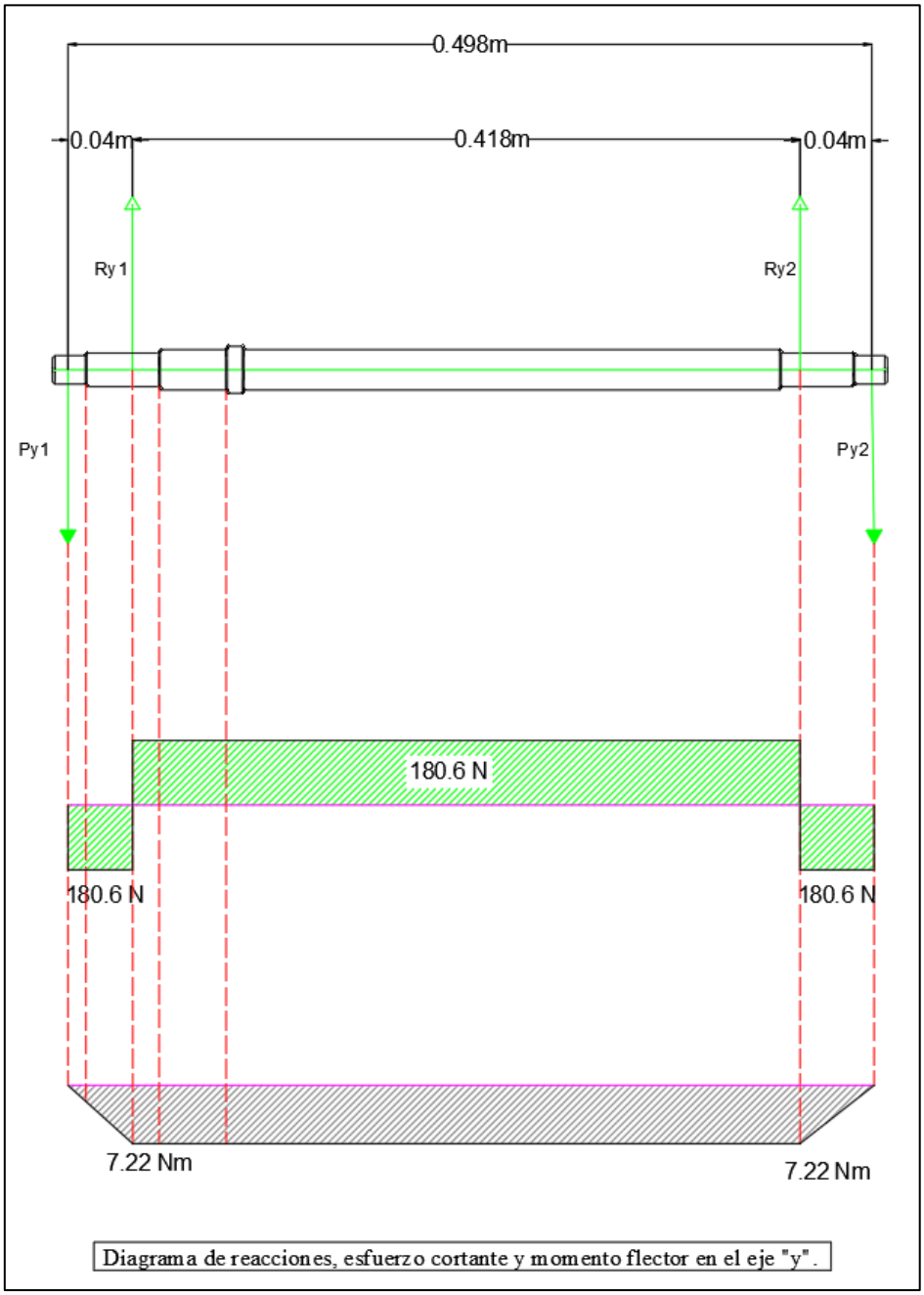
$$\emptyset_{eje} = 8.19 \times 10^{-3}[m] = 8.2\ [mm]$$

Ilustración 40: *Diagramas de momento flector y esfuerzo cortante en el eje "x"*



Fuente: Autor

Ilustración 41: *Diagramas de momento flector y esfuerzo cortante en el eje "y"*



Fuente: Autor

Análisis a la falla por fatiga

Para el pasador se debe hace una corrección del límite de fluencia, considerando varios factores que influyen a que el elemento tenga fallas por cargas cíclicas, donde se tiene que el límite de fluencia corregido es igual a:

$$Se = Ka \times Kb \times Kc \times Kd \times Ke \times S'e$$

Se determina cada uno de los factores de acuerdo a las condiciones del elemento.

Factor de modificación de condición superficial, para un elemento de acabado maquinado.

$$Ka = a \times Sut^{b}$$

donde:

Sut: es la resistencia última a la tracción para el acero AISI 4340 de 1200 MPa.

$$Ka = 4.51 \times 1400^{-0.265} = 0.661$$

Factor de modificación del tamaño, para este factor de toma en cuenta el diámetro del elemento.

$$Kb = 1.189 \times D^{-0.112}$$

$$Kb = 1.189 \times 8.1^{-0.112} = 0.940$$

Factor de modificación de la carga, para el factor se toma en cuenta el tipo de carga a la que está sometido el elemento.

Para una carga por flexión:

$$Kc = 1$$

Factor de modificación de temperatura, se pone las condiciones térmicas ambientales a las que el elemento está sometido. Para una temperatura de entre (15ºC - 25ºC).

$$Kd = 1$$

Factor de confiabilidad, para una confiablidad del 90%.

$$Ke = 0.897$$

Cálculo del límite de fluencia corregido, el límite de resistencia a la tracción σ'e para el acero AISI 4340 corresponde a 700×10^{6} Pa.

$$\sigma e = Ka \times Kb \times Kc \times Kd \times Ke \times \sigma' e$$

$$\sigma e = 0.661 \times 0.940 \times 1 \times 1 \times 0.897 \times 700 \times 10^{6} [Pa]$$

$$\sigma e = 3.9 \times 10^8 [Pa]$$

Se recalcula el diámetro del eje con el límite de fluencia corregido.

$$\emptyset_{eje} = \sqrt[3]{\frac{16 \times Ns}{\pi} \sqrt[2]{\frac{1}{\sigma e}(4 \times Kf \times Ma)^2 + (3 \times Kfs \times Ta)^2} + \sqrt[2]{\frac{1}{Sut}(4 \times Kf \times Mm)^2 + (3 \times Kfs \times Tm)^2}}$$

Coeficiente efectivo promedio a la flexión:

$$Kfm = \frac{Kf + Kf_{ch.flex}}{2}$$

$$Kf = 1 + q \times (kt - 1)$$

El factor Kf, corresponde al cambio de sección:

$$Kf = 1 + q \times (kt - 1)$$

Factor de concentración de esfuerzos geométrico teórico del eje, los diámetros para relación D/d para obtener el factor A y b, son tomados del punto de momento flector más alto en el eje; para este paso D/d=1.33

$$Kt = A \times \left(\frac{r}{d}\right)^b$$

$$A = 0.956844$$

$$b = -0.235133$$

$$Kt = 0.956844 \times \left(\frac{1 \times 10^{-3}}{10 \times 10^{-3}}\right)^{-0.235133} = 1.644$$

Sensibilidad a la muesca a flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Constante de Neuber, $\sqrt{a} = 0.087\ mm^{0.5}$. (Rivera Estupiñan, 2020)

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.087\ mm^{0.5}}{\sqrt{1}\ mm^{0.5}}} = 0.92$$

Cálculo del factor de cambio de sección:

$$Kf = 1 + q \times (kt - 1)$$

$$Kf = 1 + 0.942 \times (1.604 - 1) = 1.59$$

El factor $Kf_{ch.flex,}$ corresponde al coeficiente por la existencia de una ranura para chaveta para acero endurecido a la flexión. (Rivera Estupiñan, 2020)

$$Kf_{ch.flex} = 2$$

Sustituyendo:

$$Kfm = \frac{Kf + Kf_{ch.flex}}{2} = \frac{1.59 + 2}{2} = 1.8$$

El factor Kfs, corresponde al coeficiente efectivo promedio a la torsión.

$$Kfs = \frac{Kf + Kf_{ch.torsión}}{2}$$

El factor $Kf_{ch.torsión,}$ corresponde al coeficiente por la existencia de una ranura para chaveta para acero endurecido a la torsión. (Rivera Estupiñan, 2020)

$$Kf_{ch.torsión} = 1.6$$

Sustituyendo:

$$Kfs = \frac{Kf + Kf_{ch.torsión}}{2} = \frac{1.59 + 1.6}{2} = 1.6$$

Cálculo del torque medio:

$$Tmax = T_{eje} \times (1 + Cf)[Nm]$$

El coeficiente Cf es considerado por (Hamrock et al., 2000)

$$Tmax = 18.7Nm \times (1 + 0.20) = 22.44[Nm]$$

$$Tm = \frac{Tmax + Tmin}{2}[Nm]$$

$$Tm = \frac{22.44Nm + 18.7Nm}{2} = 20.57[Nm]$$

Cálculo del torque alternante

$$Ta = \frac{Tmax - Tmin}{2} = \frac{22.44 - 18.7}{2} = 1.87[Nm]$$

Se recalcula el diámetro del eje con el límite de fluencia corregido.

$$\emptyset_{eje} = \sqrt[3]{\frac{16 \times Ns}{\pi} \sqrt[2]{\frac{1}{\sigma e}(4 \times Kf \times Ma)^2 + (3 \times Kfs \times Ta)^2} + \sqrt[2]{\frac{1}{Sut}(4 \times Kf \times Mm)^2 + (3 \times Kfs \times Tm)^2}}$$

Recalculo del diámetro del eje.

$$\emptyset_{eje} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 2}{\pi} \sqrt[2]{\frac{1}{3.9 \times 10^8\ Pa}(4 \times 1.59 \times 20.04Nm)^2 + (3 \times 1.6 \times 1.87)^2 + \sqrt[2]{\frac{1}{1400 \times 10^6 Pa}(4 \times 1.59 \times 0)^2 + (3 \times 1.6 \times 20.57)^2}}}$$

$$\emptyset_{eje} = 15.05 \times 10^{-3}[m]$$

$$\emptyset_{eje} \approx 15[mm]$$

6.10.13. Cálculo de rodamiento para las chumaceras

Para el cálculo del rodamiento se toma como guía el catálogo de rodamientos (FAG, 2000). Se usa la frecuencia máxima de trabajo que es de 1080 rpm, para una fuerza radial de 528.97 N.

Selección y cálculo de los factores necesarios.

n: frecuencia de trabajo de 1080rpm

Fr: fuerza radial de 528.97N

D: diámetro interno del rodamiento de 17mm

fc: factor de carga del 95 % que corresponde a 0.97

fl: factor de acuerdo al tipo de máquina de 2.75 (FAG, 2000)

El rodamiento está sometido únicamente a carga radial. Se calcula el fn con la ecuación propuesta en el catálogo:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33\frac{1}{3}}{n}}$$

Sustituyendo:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33\frac{1}{3}}{1080}} = 0.31$$

Se calcula la carga equivalente:

$$P = \frac{F_r \times f_z}{f_c} = \frac{528.97N \times 1.2}{0.97} = 654.40N$$

Se calcula la carga dinámica:

$$C = \frac{f_l \times P}{f_n} = \frac{2.75 \times 654.40N}{0.31} = 5.80kN$$

Se calcula las horas que debe durar el rodamiento:

$$L_h = {f_l}^3 \times 500 = (2.75)^3 \times 500 = 10398.438\ horas$$

Selección del rodamiento con soporte de pie del catálogo de chumaceras TIMKEN pág. 10, de la serie UCP203 con las características siguientes:

Diámetro interno: 17mm

Altura total: 30.20mm

Ancho del rodamiento: 31mm

Carga dinámica: 12.8KN

Se recalcula los factores fl y el número de horas de duración con los factores del rodamiento seleccionado:

$$f_l = \frac{C}{P} \times f_n = \frac{12.8 \times 10^3 N \ \times \ 0.31}{654.4\ N} = 6.06$$

$$L_h = {f_l}^3 \times 500 = (6.06)^3 \times 500 = 45.87 \ \times 10^3\ horas$$

El factor fl y el número de horas corregido es mayor al necesario, por lo tanto, cumple con los requerimientos.

6.10.14. Dimensionamiento de la transmisión de potencia

Es sistema consta de una transmisión por correas trapezoidales, con una relación de transmisión de 2, se hace el cálculo del número de correas y el tipo de perfil según la metodología propuesta por Gonzalo Gonzáles Rey.

Se sabe que la potencia del motor es de 1.5 Hp y que trabaja a 1730rpm, de acuerdo al catálogo se recomienda que para la potencia dada el diámetro mínimo de las poleas es de 60mm. Se selecciona el factor de servicio Fs según el tipo de operación y el número de horas de trabajo que corresponde a 1.2. (González Rey, 2017)

Cálculo de la potencia de diseño:

$$Pd = P_M \times Fs$$

donde:

Pd: potencia de diseño

P_M: Potencia del motor

Fs: factor de servicio

Sustituyendo:

$$Pd = 1.5Hp \times 1.3 = 1.8\ Hp$$

En base a la Ilustración en el anexo 14 se hace la selección del tipo de perfil en base a los datos requeridos:

Con base a los datos se obtiene el tipo de perfil que corresponde a un perfil A.(González Rey, 2017)

Se define el diámetro primitivo de las poleas y la relación de transmisión, el diámetro de las poleas es de 63.5 y 127mm respectivamente y la relación de transmisión es de 2.

Se calcula la velocidad periférica de la correa:

$$Vp = V_L \times (1 - S)[m/s]$$

donde:

V_L: Velocidad lineal de la correa

S: Coeficiente de deslizamiento en base al tipo de material, que corresponde a 0.12

$$V_L = \frac{n \times \pi \times Dp}{60\ s} = \frac{1730 \times \pi \times 63.5 \times 10^{-3} m}{60\ s} = 5.75[m/s]$$

$$Vp = 8.15\ m/s(1 - 0.12) = 5.06[m/s]$$

Los límites de velocidad se encuentran en un rango máximo de 30 m/s, para correas trapezoidales de perfil A, por consiguiente, se encuentra en el rango aceptable de operación.

Se calcula la distancia entre centros, la distancia entre centros tiene una distancia mínima y una máxima, que se expresa en las siguientes ecuaciones:

$$Dc_{min} \leq Dc \leq Dc_{max}$$

$$Dc_{min} = 0.7\ldots0.8\ (Dp_{menor} + Dp_{mayor})$$

$$Dc_{max} = 2\ (Dp_{menor} + Dp_{mayor})$$

Se hace el cálculo mínimo y máximo que debe tener la distancia de centros.

$$Dc_{min} = 0.7 \times \left(Dp_{menor} + Dp_{mayor}\right) = 0.7 \times (63.5mm + 127mm) = 133.35mm$$

$$Dc_{max} = 2 \times \left(Dp_{menor} + Dp_{mayor}\right) = 2 \times (63.5mm + 127mm) = 381mm$$

Cálculo de la longitud de correa.

$$Lo = 2 \times Dc_{propuesta} + \frac{\pi}{2}\left(Dp_{menor} + Dp_{mayor}\right) + \frac{\left(Dp_{mayor} - Dp_{menor}\right)^2}{4 \times Dc}[mm]$$

$$Lo = 2 \times 320mm + \frac{\pi}{2}(90mm + 90mm) + \frac{(127mm - 63.5mm)^2}{4 \times 320mm} = 942.38[mm]$$

Selección de una correa con longitud comercial en el catálogo, se selecciona una longitud de correa de 38 pulgadas del catálogo de correas Dunlop.

Se recalcula la distancia de centros con la nueva longitud de correa.

$$Dc = Dc_{propuesta} + \frac{Lc - Lo}{2} = 320mm + \frac{762mm - 742.74mm}{2} = 331.41mm$$

Se realiza la comprobación de los ciclos por flexión, este valor no debe superar a las 60 flexiones/segundos, donde c corresponde al número de poleas de la transmisión.

$$if = 1000 \times c \times \frac{Vp[m/s]}{Lc[mm]} = 1000 \times 2 \times \frac{7.1[m/s]}{762[mm]} = 20.96\ flex/seg$$

Se determina el número de correas:

$$z = \frac{Pd}{(Nc + Nad) \times C_\alpha \times C_L}$$

donde:

Pd: potencia de diseño.

Nc: potencia unitaria de la correa de perfil A, que corresponde a 1.76 KW.(González Rey, 2017)

Nad: potencia adicional de la correa de perfil A, que corresponde a 0.028 KW.(González Rey, 2017)

C_α: coeficiente de ángulo de contacto de la correa y la polea correspondiente a 1.

C_L: coeficiente de corrección de longitud que corresponde a 0.87.

Sustituyendo:

$$z = \frac{Pd}{(Nc + Nad) \times C_\alpha \times C_L} = \frac{17.17W}{(1.76KW + 0.028KW) \times 1 \times 0.87} = 0.01122$$

El sistema de transmisión de potencia es de las siguientes características:

Correa trapezoidal perfil A con longitud de correa de 38 pulgadas, diámetro de poleas comercial de 2.5 y 5 pulgadas respectivamente, de un canal, distancia de centros de 331.41mm.

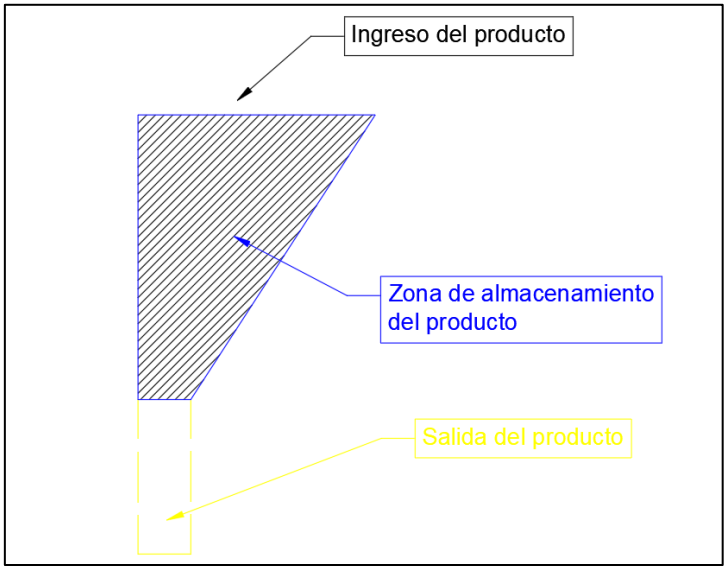
6.10.15. Dimensionamiento de la tolva de ingreso del producto.

Se dimensiona la tolva para una capacidad de procesamiento de 52 kg/h, según lo antes calculado. Se propone que el operador debe rellenar la tolva en un periodo de 15 minutos; la máquina es de flujo continuo, por lo que la tolva únicamente sirve como recolector, sin

embargo, se hace el cálculo de volumen en la zona de almacenamiento del producto (ver Ilustración 42), para que la máquina tenga una independencia durante este periodo de tiempo.

Según lo indagado en el marco teórico, un estudio realizado en la Universidad de Málaga el peso máximo recomendado sobre el hombro es de 19 kg, en el que se menciona también que no se debe manipular cargas por sobre los 176cm de altura. (Sepruma, 2019)

lustración 42: *Perfil de la tolva.*



Fuente: Autor

Se hace el cálculo del volumen que debe almacenar para 15 min.

Entonces:

$$52\frac{kg}{1hora}\times\frac{1hora}{60min}=0.87\frac{kg}{min}$$

La masa almacenada en 15 min es:

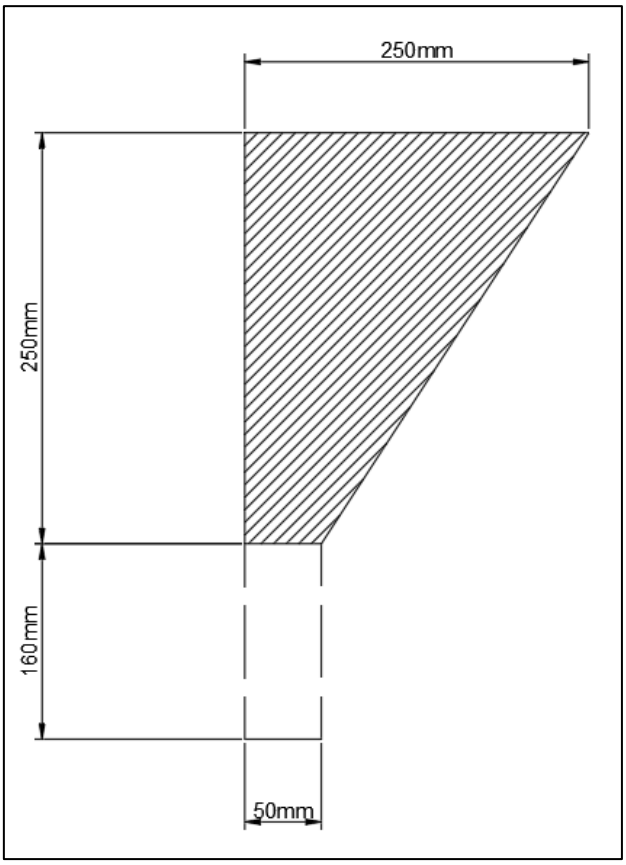
$$0.87\frac{kg}{min}\times 15min=13[kg]$$

Cálculo del volumen con la densidad del café de $\delta_{café}$=750 kg/m^3

$$Vol_{tolva}=\frac{m}{\delta_{café}}=\frac{13kg}{750kg/m^3}=0.017[m^3]$$

Se define la geometría de la tolva para el volumen requerido como se muestra en la Ilustración 43.

Ilustración 43: ***Dimensiones de la tolva de ingreso.***



Fuente: Autor

La longitud de la tolva es de 436.5mm, que corresponde a la medida interna lateral del marco exterior de la clasificadora. Es tomada esta medida con el propósito de hacer que el producto caiga sobre la zaranda de forma más uniforme. Finalmente se puede verificar que la altura no excede la altura recomendada para la manipulación de carga para una persona.

6.10.16. Cálculo de las cuñas o chavetas.

Se utiliza la norma DIN 6885, en la que presenta varias geometrías de chavetas. Se selecciona la chaveta de denominación DIN 6885 A, que corresponde a una chaveta paralela con perfiles redondeados, el material de la chaveta es del acero SAE 1005 con resistencia al corte de 141.21 MPa.(Umgebung, 2016)

Se muestra una tabla con el diámetro del eje, así mismo el ancho y la base de la chaveta; de lo cual se obtiene 6mmx6mm como le corresponde.

Se calcula la longitud de la chaveta mínima usando el criterio de Tresca.

$$F_{chaveta} = \frac{\frac{P_M}{V_L} \times Dp}{D_{eje}} = \frac{\frac{1119\,W}{8.15\,m/s} \times 0.09\,m}{0.019m} = 650.37\ [N]$$

$$L_{chaveta-min} = \frac{F_{chaveta} \times Ns}{\sigma_{cortante-material} \times base} = \frac{650.37N \times 3.38}{141.21 \times 10^6 Pa \times 6 \times 10^{-3} m}$$
$$= 2.59 \times 10^{-3} [m]$$

$$L_{chaveta-min} = 2.59\ [mm]$$

La longitud de la chaveta se puede encontrar también en catálogos en rangos normalizados en base al diámetro de eje, base y alto de la chaveta. Para una chaveta de 6mm×6mm, la longitud esta entre 12mm a 50mm, por lo que la longitud se propone que sea 1.5×Deje.

Longitud de chaveta de la polea.

$$L_{chaveta-polea} = 1.5 \times 19mm = 28.5mm$$

Longitud de chaveta de la excéntrica

$$L_{chaveta-excen} = 1.5 \times 15mm = 25.5mm$$

6.11. Construcción

En el siguiente apartado se muestran las Ilustraciones desde la ilustración 44, donde se puede ver el proceso de fabricación y construcción de los distintos componentes de la máquina.

Ilustración 44: *Construcción del marco exterior*.

Fuente: Autor

Ilustración 45: *Marco exterior.*

Fuente: Autor

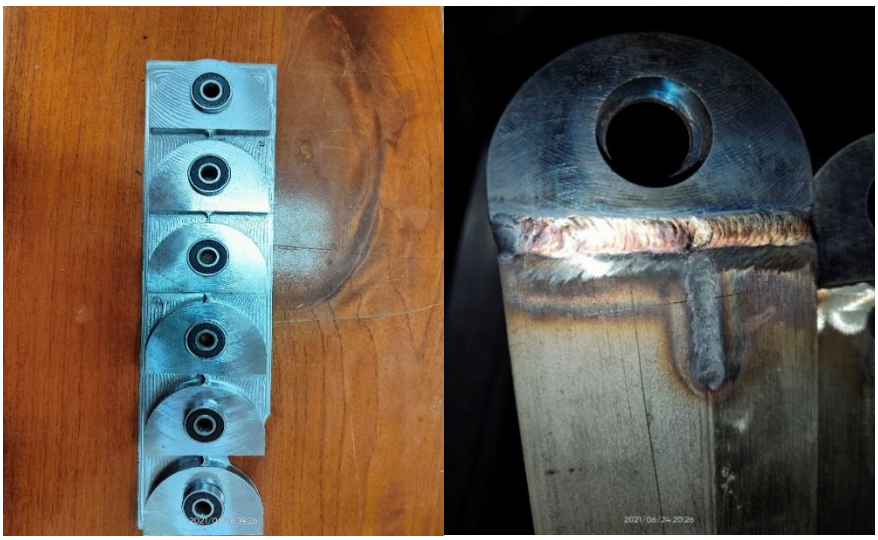
Ilustración 47: *Construcción del marco de las zarandas.*

Fuente: Autor

Ilustración 48: *Maquinado en fresadora CNC de piezas para el marco de la zaranda.*

Fuente: Autor

Ilustración 49: *Proceso de soldado GTAW de pieza maquinada con el marco de la zaranda.*



Fuente: Autor

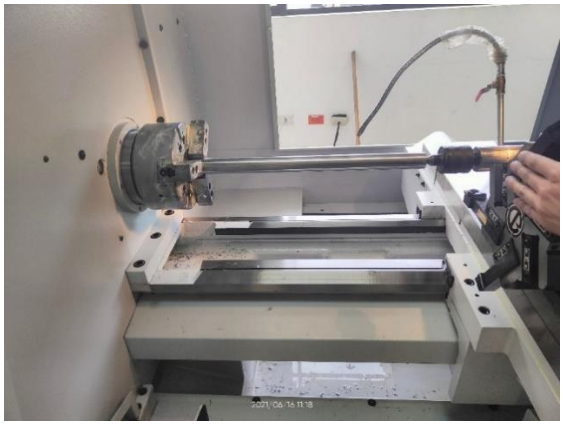
Ilustración 50: *Ensamblaje del marco de la zaranda con el marco exterior.*

Fuente: Autor

Ilustración 51: *Construcción de recolectores.*

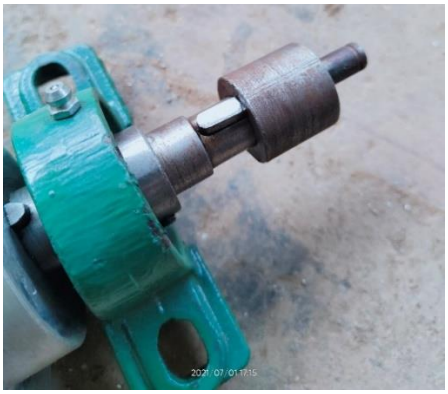
Fuente: Autor

Ilustración 52: *Maquinado del eje en torno CNC.*



Fuente: Autor

Ilustración 53: *Montaje de excéntricas en el eje.*



Fuente: Autor

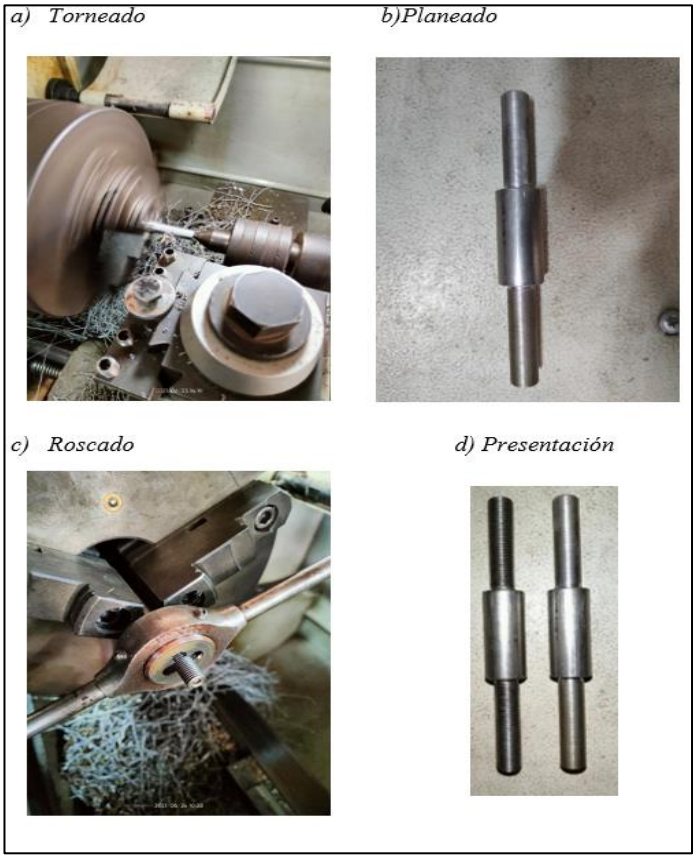
Ilustración 54: *Montaje de chumaceras y polea.*

Fuente: Autor

Ilustración 55: *Acople de motor y eje.*

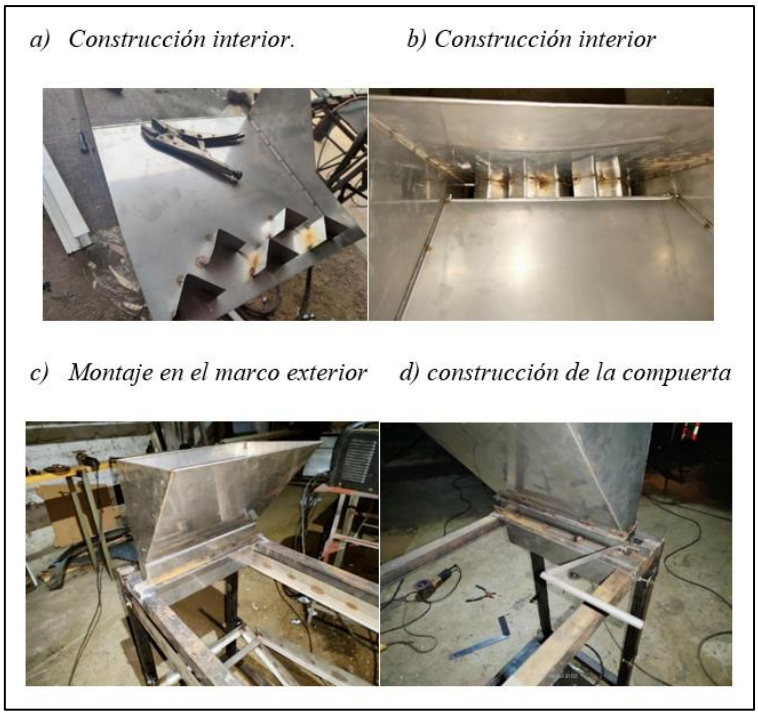
Fuente: Autor

Ilustración 56: *Torneado de piezas para mecanismo de vibraciones.*



Fuente: Autor

Ilustración 57: *Construcción de la tolva de ingreso.*



Fuente: Autor

Ilustración 58: *Maquinado en CNC de pieza del mecanismo biela manivela.*

Fuente: Autor

Ilustración 59: *Montaje de las bielas de transmisión.*

Fuente: Autor

Ilustración 60: *Construcción de las cribas.*

Fuente: Autor

Ilustración 61: *Montaje de las cribas.*

Fuente: Autor

Ilustración 62: *Montaje inicial de la máquina.*

Fuente: Autor

Ilustración 63: *Pintado y montado***.**

Fuente: Autor

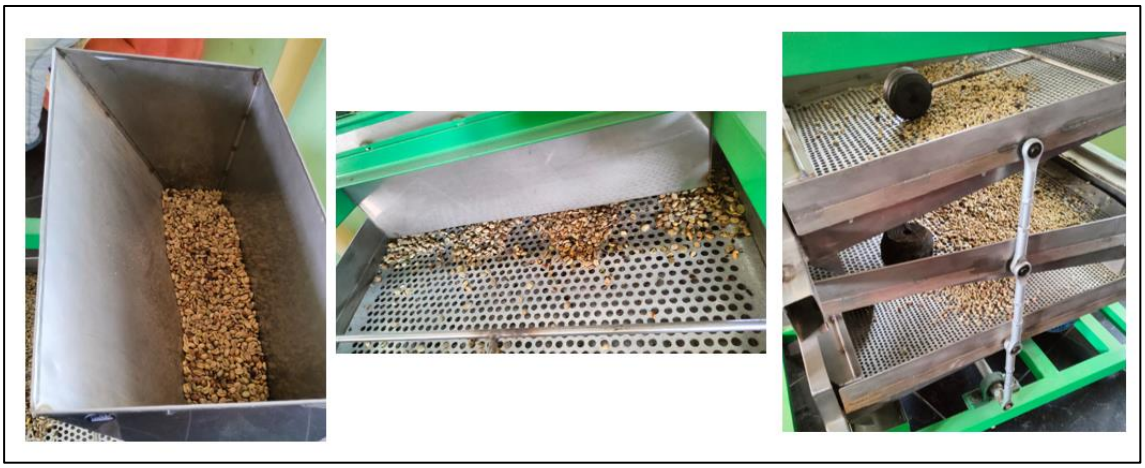
Ilustración 64: *Instalación de caja para instalación de circuito de fuerza y mando.*

Fuente: Autor

6.12. Evaluación funcional del prototipo

La evaluación funcional del prototipo es través de un proceso experimental de clasificación de café seco y trillado en diferentes tamaños, dados por las zarandas 20, 18 y 15; para ello, se coloca el producto en la tolva de ingreso, luego se ubica recipientes en los boquetes de salida para el producto clasificado, posterior se pone en marcha el prototipo para la clasificación del grano.

Ilustración 65: ***Proceso de clasificación.***



Fuente: Autor

Para llevar a cabo la clasificación se define inicialmente una muestra de 11.33 kg de café con diferentes tamaños. Esta muestra se procesa 10 veces para caracterizar el nivel productivo y la eficacia del equipo diseñado.

El tiempo promedio de clasificación duró aproximadamente 3.6 minutos, lo que se traduce en una capacidad de procesamiento promedio de 189 kg/h, 3.6 veces mayor que la capacidad proyectada.

Luego de haber clasificado el producto sobre la malla # 20, #18 y # 15 se tuvo como resultado que, de los 11.33 kg del café, 3.08 kg de grano fueron sobre la malla #20, 4.58 kg sobre la malla #18, 2.31 kg sobre la malla #15 y las 1.36 kg restantes pasaron la malla #15, considerándolo rechazo de la clasificación. A continuación, en la Ilustraciones 64-67 se muestran fotografías de los resultados de la clasificación:

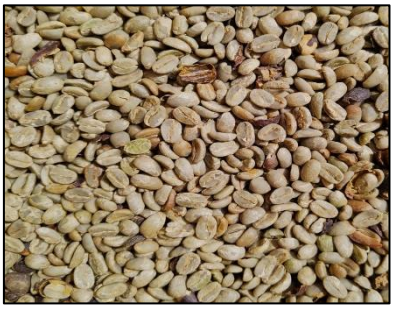
Ilustración 66: *Resultado de la malla #20*

Fuente: Autor

Ilustración 67: *Resultado de la malla #18*

Fuente: Autor

Ilustración 68: *Resultado de la malla #15*



Fuente: Autor

Ilustración 69: *Grano pasante de la malla #15*

Fuente: Autor

6.13. Análisis de costos

Se realiza un análisis del costo total de la fabricación del prototipo, teniendo en cuenta costo de material y el costo de manufactura.

Tabla 26

Costos de fabricación

Actividad	Costo (USD)
Compra de insumos, aceros, y perfilería metálica para la fabricación de piezas.	900
Compra de material eléctrico	465
Mano de obra para la fabricación y montaje	450
Total	1.860

Fuente: Autor

El prototipo tiene como costo final 1.860 dólares para su fabricación.

7. Discusión

El prototipo de la máquina diseñado y construido, tiene como fin la clasificación del grano de café por tamaño con una capacidad acorde a una demanda de producción de café. En comparación con máquinas existentes de marcas registradas como Pinhalense, la propuesta de máquina se orienta a flujos de trabajo más bajos y por lo tanto dimensiones más versátiles

La máquina cuenta con un sistema de clasificación de tres niveles por planchas perforadas cuyas planchas pueden ser sustituidas, cada una de estas de forma independiente, con su respectivo recolector, de tal manera que el producto debe recorrer la longitud de la zaranda, dando el tiempo adecuado al grano para ser clasificado y garantizar el proceso.

Se optó por un mecanismo generador de vibraciones, específicamente el de biela manivela, accionado por un motor de corriente alterna controlado por un variador de frecuencia, debido a que permite mantener una onda controlada, así mismo se puede modificar las variables como: amplitud, frecuencia e inclinación de las zarandas. El mecanismo se diseñó de tal forma que la longitud de las bielas se ajuste de acuerdo a las necesidades; controlando la inclinación de las zarandas, aspecto muy importante debido a que afecta directamente en la eficacia de la clasificación. De igual forma, el elemento manivela (excéntrica) determina la amplitud de trabajo de la máquina, siendo está diseñada para que pueda ser cambiada por otra excéntrica con distinta amplitud.

El dimensionamiento del flujo de trabajo de la máquina está basado en la producción promedio de asociaciones regionales cafetaleras, con ello, se garantiza que cumplirá con la demanda, así mismo, para el correcto dimensionamiento de las variables de vibración se tomaron datos expuestos en una gráfica logarítmica que hace referencia al diámetro de la partícula, amplitud y frecuencia presentada por Blanco (2016); que a su vez fueron la base principal para poder continuar con los cálculos de los distintos elementos y partes del prototipo.

Sabiendo que la máquina trabaja por medio del mecanismo biela-manivela el cual genera vibración, resultado de esto se generan esfuerzos alternantes y medios, para lo que se realiza un análisis de falla a la fatiga en todos los elementos que estén sometidos a este tipo de esfuerzos, asegurando de esta forma el diseño de los mismos.

Una vez hechos los cálculos y dimensionamiento de los elementos del prototipo, se procedió a elaborar de forma detallada cada elemento a fabricarse en el Software CAD 3D haciendo uso

de la normativa de dibujo para de esta forma contar con el conjunto de planos técnicos necesarios para la fabricación y ensamblaje.

Posteriormente, ya con los planos elaborados se procedió a la fabricación y obtención de cada uno de los elementos. Tomando en cuenta que existían piezas de un nivel de tolerancia bastante bajo para elementos como rodamientos, por lo que se consideró el mejor proceso disponible para su fabricación manteniéndose al margen con estas tolerancias, permitiendo un correcto ensamblaje de dichos elementos.

Una vez construido, se procedió a validar el funcionamiento del prototipo, realizando la clasificación del grano con la capacidad máxima y evaluando el flujo másico lo que nos arroja un porcentaje más elevado en un 260% según las evaluaciones y obteniendo como resultado de la clasificación que del 100% de producto, el 27.2% es de grano sobre la malla #20, el 40.4% del grano es sobre la malla #18, el 20.4% resulta de la malla #15, siendo 12% restante el rechazo que resulta del proceso; demostrando que el prototipo cumple con el propósito.

8. Conclusiones

Una vez culminado el prototipo de máquina clasificadora vibratoria para el grano de café se puede concluir que:

- La identificación de los componentes de la máquina vibratoria de clasificación de café fue adecuada debido a una revisión bibliográfica en la que se analizó aspectos relevantes para el diseño, así como parámetros a través de cálculos matemáticos y metodologías dadas por investigaciones previas. El prototipo diseñado cuenta con un sistema de clasificación vibratoria, basado en un mecanismo generador de vibraciones (biela-manivela), equipado con tres niveles de zarandas para su clasificación, una tolva de ingreso para el producto y recolectores para cada una de las zarandas.
- El diseño y la selección del prototipo se la realizó en base a una demanda considerando datos reportados por FAPECAFE sobre asociaciones cafetaleras de la región sur del país, datos que permitieron dimensionar el prototipo, con una capacidad mínima de 52.6 kg/h, con tres niveles de clasificación y cribas intercambiables
- La construcción del prototipo fue posible debido a que se contó con materiales, componentes, herramientas y maquinaria necesaria para su ensamblaje y validación a través de una práctica de clasificación de grano. Con lo que se pudo obtener una capacidad máxima de 189 kg/h; una construcción al nivel de ingeniería correctamente aplicada con sistemas organizados para que la clasificación sea eficaz. Y con un costo mínimo de construcción de 1.250 USD.

9. Recomendaciones

Para futuros estudios o investigaciones se recomienda lo siguiente:

- Acudir a medios locales que permitan obtener información acerca de máquinas de clasificación.
- Evaluar distintos mecanismos de vibración para el accionamiento de la zaranda.
- Considerar el diseño de un sistema adicional de limpieza del producto previo al ingreso de la tolva para obtener una mejor calidad de clasificación.
- Implementar un dispositivo para destrabar los granos de café de las zarandas para evitar el taponamiento de los orificios.

10. Bibliografía

Arcila-Pulgarín, J., Aristizábal-Loaiza, M., Cadena-Gómez, G., Montilla-Pérez, J., Montoya-Restrepo, E. C., Oliveros-Tascón, C. E., & Puerta-Quintero, G. I. (2008). Caracterización de algunas propiedades físicas y factores de conversión del café durante el proceso de beneficio húmedo tradicional. Cenicafé, 59(2), 120–142. http://www.cenicafe.org/es/publications/arc059(02)120-142.pdf

Beer, F. P., Cornwell, P. J., & Johnstons, E. R. (2010). Mecánica Vectorial Para Ingenieros, Dinámica. In *Mc Graw Hill* (Novena Edi, p. 1361).

Beer, F. P., Johnstons, E. R., Mazurek, D. F., & Eisenberg, E. R. (2010). Mecánica Vectorial Para Ingenieros. In *Mc Graw Hill* (Vol. 1, p. 654).

Blanco, E. A. (2016). *Bloque II - Capítulo 9. Clasificación, cribado*. 220–270. https://ocw.unican.es/pluginfile.php/693/course/section/703/9._clasificacion_cribado.pdf

Budynas, R. G., & Nisbett, K. J. (2018). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.* (M. Hill (ed.); Octava).

Café. (n.d.). Retrieved November 4, 2020, from http://sipa.agricultura.gob.ec/index.php/cafe

Centro De Comercio Internacional. (2006). *Calidad del grano*. International Rice Research Institute. http://www.intracen.org/guia-del-cafe/calidad-del-cafe/Tamano-del-grano/

Echeverría, J., & Olmedo, J. (2018). *Máquinas y mecanismos: Implementación con Wólfram Mathematica* (Primera).

FAG. (2000). *Rodamientos FAG*. 382. www.fag.com

Formación para la industria 4.0. (2021). *Arranque y control de velocidad en variadores de frecuencia. | Formación para la Industria 4.0*. Arranque y Control de Velocidad En Variadores de Frecuencia. https://automatismoindustrial.com/curso-variadores-de-frecuencia/arranque-y-control-de-velocidad-en-variadores-de-frecuencia/

Garcia Toll, A., Gonzáles Rey, G., & Ortíz Cardenas, T. (2017). Elementos de Máquinas. Correas y Poleas. Transmisiones Mecánicas. *Elementos de Máquinas. Correas y Poleas. Transmisiones Mecánicas.*, 28–36.

Hamrock, B. J., Jacobson, B. O., & Schmid, S. R. (2000). *Hamrock-Bernard-J-Elementos-de-Maquinas.pdf* (Primera ed).

INEN. (1978). *Cafe en grano y determinación del tamaño.*

Intermec S.A. (2015). *Catálogo de Poleas en "V."* 80. http://www.intermec.com.co/literatura.php

López, V. (2015). Diseño y simulación de una máquina clasificadora vibratoria de granos de maíz según el tamaño. [Universidad Politécnica Salesiana Sede Quito]. In *Tesis*. http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/5081/1/UPS-CYT00109.pdf

Martín González, S. (n.d.). Tema 2. esquemas eléctricos (ii) 1. *Universidad de Oviedo*, *Ii*, 1–12. http://www.uco.es/electrotecnia-etsiam/simbologia/ELECT_TEMA_2.pdf

McGraw, H. (2011). Motores eléctricos 11. *Motores Eléctricos - McGraw-Hill*, *1*. http://www.mcgraw-hill.es/bcv/guide/capitulo/8448173104.pdf

Ñauta Uzhca, P. A., & Riera Morocho, C. X. (2015). *Caracterización de propiedades mecánicas de los aceros para construcción de maquinaria que se comercializan en el Ecuador*.

PINHALENSE. (2021). *PI - PINHALENSE*. 2021. https://www.pinhalense.com.br/cafe/rebeneficio/classificadores/pi/

Rao, S. S. (2012). Vibraciones mecánicas. In Q. Edición. (Ed.), *Mecánica para ingenieros: cinemática*. https://doi.org/10.2307/j.ctv893k5p.9

Rivera Estupiñan, O. G. (2020). Universidad Nacional De Loja Autor. *Diseño y desarrollo de una herramienta computacional, para el cálculo del diámetro mínimo de ejes de transmisión, bajo la acción de cargas cíclicas*, 173. http://dspace.unl.edu.ec/jspui/bitstream/123456789/17025/1/TESIS WILSON FERNANDO.pdf

Sepruma, S. de P. de R. L. (2019). *Manipulación Manual de Cargas*. 1–6. www.uma.es/prevencion

Silva Cueva, C. (2015). *Diseño y construcción de una máquina para producir briquetas a partir de cascarilla de arroz*. 192.

Socios – fapecafes. (2021). https://fapecafes.org.ec/socios/

Solórzano, B. (2014). *Departamento de mecánica aplicada Tesis para optar por el grado de Máster en Ingeniería Mecánica TÍTULO: Construcción de un modelo matemático integral de un compresor de tipo reciprocante, de pistón, mono-cilíndrico, vertical y de simple acción, dest*. Instituto superior politécnico José Antonio Echeverria.

ThyssenKrupp, F. (n.d.). *Aceros de Construcción Aceros al carbono*. 28906.

Umgebung, D. (2016). Mehr als. *Mehr Als Standard.*, 667–669.

VDH, M. (2016). *Limpiadoras y clasificadoras de granos – VDH Maquinas | Maquinas para la agricultura familiar*. http://www.vdhmaquinas.com.ar/limpiadoras-y-clasificadoras-de-granos/

Velilla Días, W., Montero Álvarez, D., Pérez Ariza, O., & Álvarez Barreto, R. (2010). Metodología de diseño conceptual para la selección de un sistema manipulador de tambores para camiones de carga. *Prospectiva*, *8*(1), 53–62.

11. Anexos

Anexo 1. Factores de servicio para motores

Tipo de máquina	Motor eléctrico	M. Alt. Multicilindrico	M. Alt. Monocilindrico
Generadores, transportadores de cinta, elevadores, montacargas, batidores, etc.	1	1.25	1.5
Accionamiento de máquinas herramientas, montacargas, mecanismos de giro, agitadores y mezcladores, bombas de embolo, etc.	1.25	1.5	1.75
Punzonadoras, cizallas, máquinas laminadoras, dragas de cuchara, etc.	1.75	2	2.25

Fuente: industrias metalúrgicas MG

Anexo 2. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.

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

Fuente:(Budynas & Nisbett, 2018)

Anexo 3. Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	1.797
500	0.768	1000	0.689
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

Fuente:(Budynas & Nisbett, 2018)

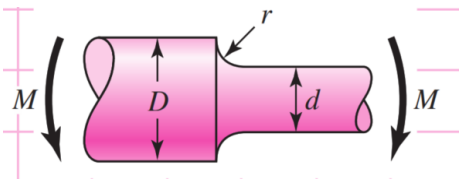
Anexo 4. Factores de confiabilidad Ke correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

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

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018)A

Anexo 5. Factores geométricos de concentración por cambio de sección, según la solicitación mecánica.

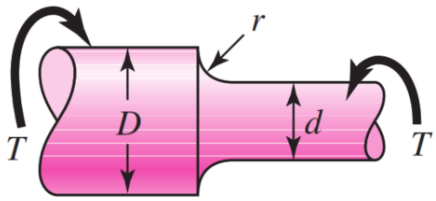
Filete de hombro en flexión



Dónde:

D/d	A	b
6	0.87868	-0.33243
3	0.893334	-0.30860
2	0.90879	-0.28598
1.50	0.93836	-0.25759
1.20	0.97098	-0.21796
1.10	0.95120	-0.23757
1.07	0.97527	-0.20958
1.05	0.98061	-0.19653
1.03	0.98061	-0.18381
1.02	0.96048	-0.17711
1.01	0.91938	-0.17032

Filete de hombro de torsión

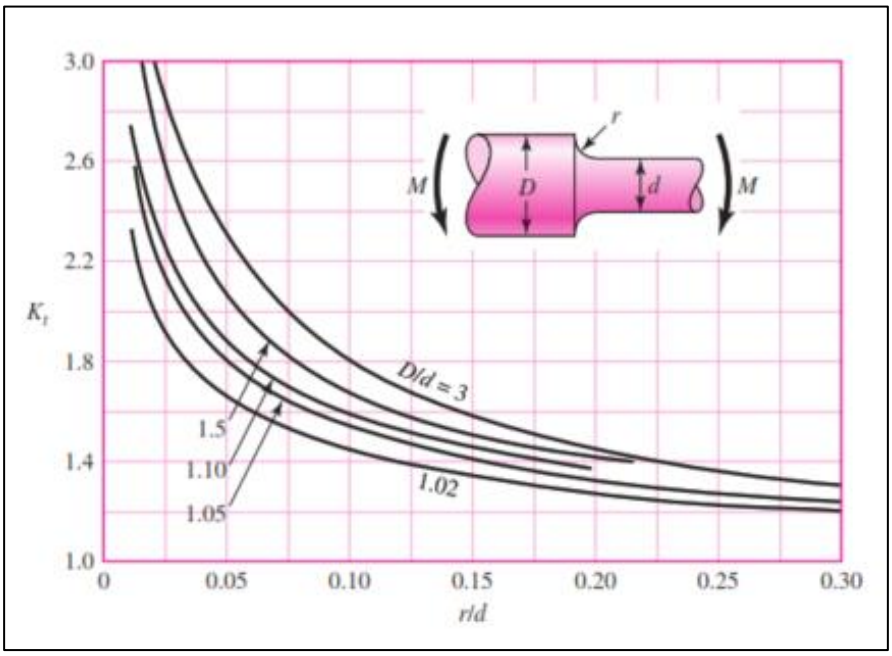


Dónde:

D/d	A	b
2	0.86331	-0.23865
1.33	0.84897	-0.23161
1.20	0.83425	-0.21649
1.09	0.90331	-0.12692

Fuente: (Rivera Estupiñan, 2020)

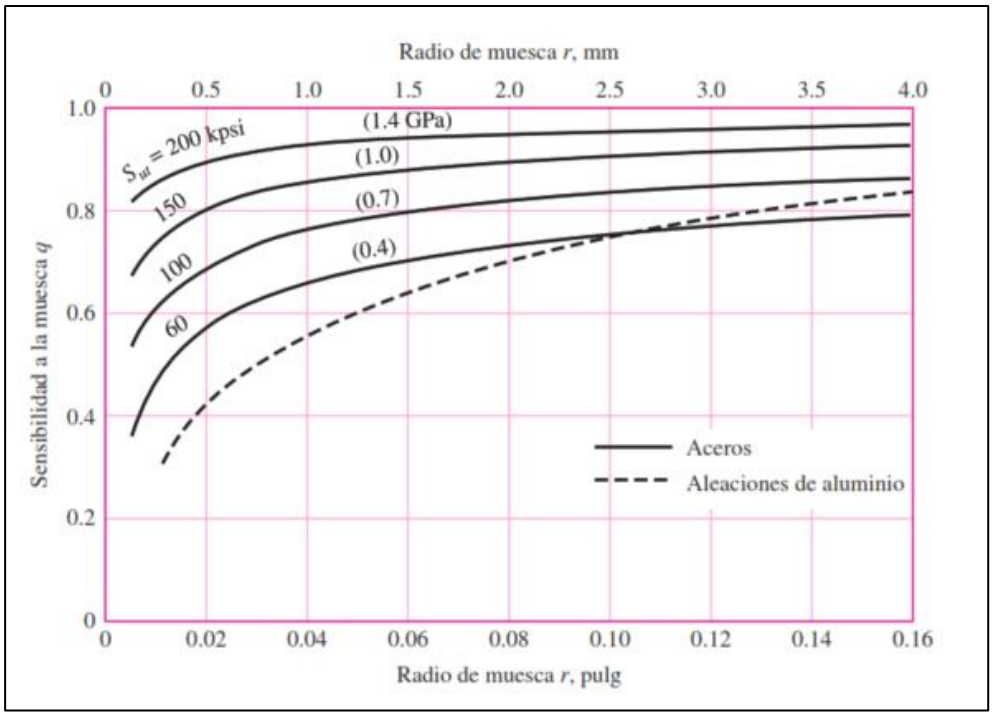
Anexo 6: Factor teórico de concentración Kt de un eje redondo con filete en el hombro en flexión



.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018)

Anexo 7. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales.



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018)

Anexo 8. Constante de Neuber para aceros tanto en flexión como en torsión.

Constante de Neuber para aceros por carga a flexión				Constante de Neuber para aceros por carga a torsión			
$S_{ut}(kpsi)$	$\sqrt{a}(in^{0,5})$	$S_{ut}(MPa)$	$\sqrt{a}(mm^{0,5})$	$S_{ut}(kpsi)$	$\sqrt{a}(Ln^{0,5})$	$S_{ut}(MPa)$	$\sqrt{a}(mm^{0,5})$
50	0.130	345	0.66	50	0.093	345	0.47
55	0.118	380	0.59	55	0.87	380	0.44
60	0.108	415	0.54	60	0.080	415	0.40
70	0.093	485	0.47	70	0.070	485	0.35
80	0.080	550	0.40	80	0.062	550	0.31
90	0.070	620	0.35	90	0.055	620	0.28
100	0.062	690	0.31	100	0.049	690	0.25
110	0.055	760	0.28	110	0.044	760	0.22
120	0.049	825	0.25	120	0.039	825	0.20
130	0.044	895	0.22	130	0.035	895	0.18
140	0.039	965	0.20	140	0.031	965	0.16
160	0.031	1100	0.16	160	0.024	1100	0.12
180	0.024	1240	0.12	180	0.018	1240	0.09
200	0.018	1380	0.09	200	0.013	1380	0.07
220	0.013	1515	0.07	220	0.009	1515	0.05
240	0.009	1655	0.05	240	--	1655	--

Fuente:(Rivera Estupiñan, 2020)

Anexo 9. Relación de diámetro para encontrar las dimensiones mínimas de la chaveta (extracto)

Sección transversal		Base b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40
Cuña de acero DIN6880		Altura h	2	3	4	5	6	7	8	8	9	10	11	12	14	14	16	18	20	22
Para diámetros de eje		Sobre	6	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	130	150
		Abajo	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	130	150	170
Largo		Tolerancia h9	0.025	0.025	0.030	0.030	0.030	0.036	0.036	0.043	0.043	0.043	0.043	0.052	0.052	0.052	0.052	0.062	0.062	0.062
Largo	Tolerancia permitida	Tolerancia h11	0.060	0.060	0.075	0.075	0.075	0.090	0.090	0.110	0.110	0.110	0.110	0.130	0.130	0.130	0.130	0.160	0.160	0.160
6			0.188	0.123																
8			0.251	0.565	1.010															
10	-0.2		0.314	0.707	1.260	1.950														
12			0.377	0.849	1.510	2.350														
14			0.440	0.989	1.760	2.750	3.940													
16	-0.2		0.502	1.130	2.010	3.140	4.520													
18			0.565	1.270	2.260	3.530	5.090	7.930												
20			0.628	1.410	2.510	3.920	5.560	8.800												
22	-0.3			1.550	2.760	4.320	6.220	9.670	13.8											
25				1.770	3.140	4.910	7.070	11.0	15.7											
28				1.980	3.520	5.500	7.910	12.3	17.6	21.1										
32	-0.3			2.260	4.020	6.280	9.040	14.1	20.1	24.1										
36				2.54	4.52	7.06	10.20	15.80	22.60	27.10	36.60									
40					5.02	7.85	11.30	17.60	25.10	30.10	39.60									

Fuente: (Umgebung, 2016). *Adaptación:* Autor

Anexo 10. Catálogo de chavetas de 6mmx6mm con la norma DIN 6885 del fabricante Nosta (extracto)

LÄNGE PART NO.	ARTIKELNUMMER ITEM NO.									VPE PACKAGING UNIT							
	Werkstoff surface			Form form			Breite width	Höhe height	Länge length	Stück pcs							
	wahlweise/optional			wahlweise/optional													
	C45+C	1.4571	1.4057	A	B	AB				5	10	25	50	100	250	500	1.000
6 x 6	Breite x Höhe/width x height: 6h9 x 6h9 (6-0,030 x 6-0,030)																
10	8500	85X0	85R0	A	B	Z	06	06	010					X			X
12	8500	85X0	85R0	A	B	Z	06	06	012					X			X
14	8500	85X0	85R0	A	B	Z	06	06	014					X			X
15	8500	85X0	85R0	A	B	Z	06	06	015					X			X
16	8500	85X0	85R0	A	B	Z	06	06	016					X			X
18	8500	85X0	85R0	A	B	Z	06	06	018					X			X
20	8500	85X0	85R0	A	B	Z	06	06	020					X			X
22	8500	85X0	85R0	A	B	Z	06	06	022					X			X
24	8500	85X0	85R0	A	B	Z	06	06	024					X			X
25	8500	85X0	85R0	A	B	Z	06	06	025					X			X

Fuente: (Umgebung, 2016). *Adaptación:* Autor

Anexo 11. Factor de esfuerzo estático recomendado

Factor de esfuerzo estático	Nivel de exigencia
1.5…2.5	Elevada
1.0…1.5	Normales
0.7…1.0	Reducidas

Fuente:(FAG, 2000) *Adaptación:* Autor

Anexo 12. Factor de corrección fz para cribas vibratorias

Lugar de aplicación	Valor Fl que debe alcanzarse	Valores usuales de cálculo
Machacadora de mandíbulas	3…3.5	Potencia de accionamiento, radio de excéntrica; velocidad nominal
Trituradoras, machacadoras de rodillos	3…3.5	Fuerza de triturado; velocidad nominal
Molinos de mandíbulas, de impacto y de martillos	4…5	Peso del rotor · fz, velocidad nominal; fz = 2 a 2,5
Molinos de tubos	4…5	Peso total · fz; velocidad nominal; fz = 1,5 a 2,5
Molinos vibratorios	2…3	Fuerza centrífuga · fz; velocidad nominal; fz = 1,2 a 1,3
Molinos de pulverizado	4…5	Esfuerzo de compresión · fz; número de revoluciones nominal fz = 1,5 a 3
Cribas vibratorias	2.5…3	Fuerza centrífuga · fz; número de revoluciones nominal; fz = 1,2
Prensas para briquetas	3.5…4	Esfuerzo de presión; número de revoluciones nominal
Rodillos para hornos giratorios	4…5	Carga de los rodillos · fz; número de revoluciones nominal Factor para cargas excéntricas fz = 1,2 a 1,3; Si las cargas son muy elevadas debe comprobarse la capacidad de carga estática

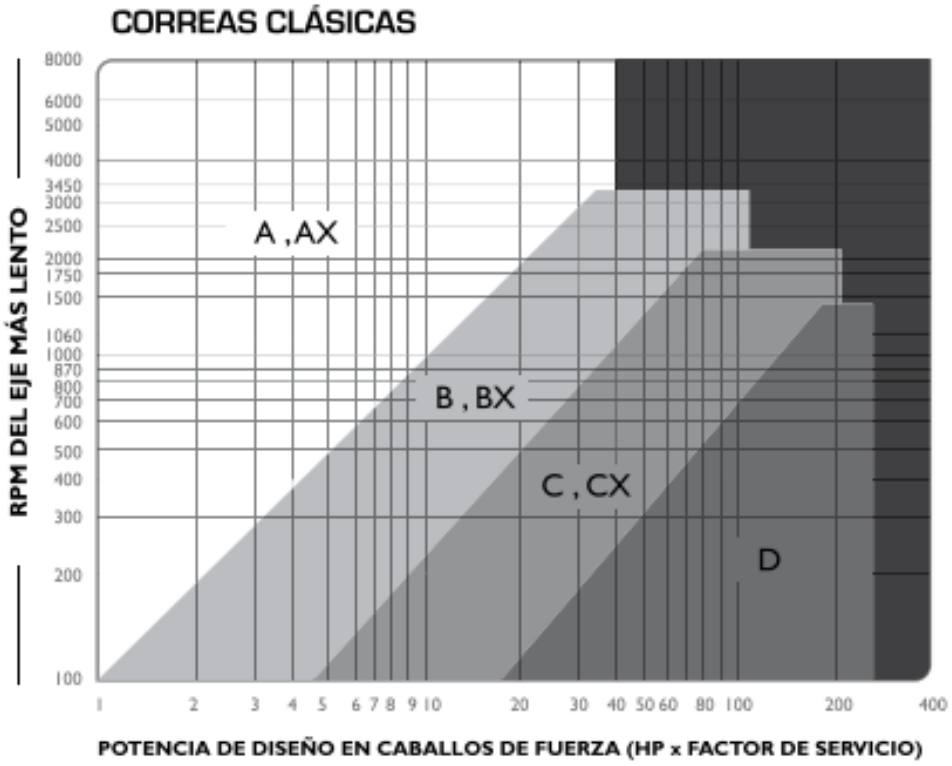
Fuente:(FAG, 2000)

Anexo 13. Factores de servicio típicos.

Tipos de máquinas o equipos	Servicio Intermitente	Servicio Normal	Servicio Continuo
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradores Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, grano, etc. Bombas rotativas de desplazamiento positivo Máquinas herramientas Maquinaria de lavandería Mezcladores de masa Eje de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros-prensas-cortadoras Cribas giratorias y vibratorias Ventiladores de más de 10 caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4
Maquinara para aserríos y trabajos en madera Transportadores (arrastre o tornillo) Compresores de pistón Molinos de martillo Pulverizadores Excitadores Maquinaria textil Bombas de pistón Elevadores cangilones Maquinaria para ladrillo Sopladores de desplazamiento positivo	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias-mandíbula-rodillo) Extrusoras-molinos de caucho Molinos de bolas Malacates	1.5	1.6	1.8

Fuente: (Intermec S.A., 2015)

Anexo 14. Selección del perfil de correa trapezoidal



Fuente: (Intermec S.A., 2015)

Anexo 15. Recomendación de diámetro mínimo de poleas.

Perfil	A	B	C	D	SPZ	SPA	SPB	SPC
d_{min} (mm)	76	137	229	330	71	100	160	250

Fuente: (González Rey, 2017). *Adaptación:* Autor

Anexo 16. Planos técnicos del prototipo diseñado.

(Ubicado en el Cd -R Nro. 1)

Anexo 17. Certificación de traducción de contenido.

Certificado de traducción de Resumen

Ing. Pio Oswaldo Palacios Jimenez con certificación C1 en el idioma inglés.

CERTIFICA:

Que la traducción al idioma inglés del resumen de la tesis denominado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE MÁQUINA CLASIFICADORA DE CAFÉ SECO Y TRILLADO, correspondiente al señor egresado: Gabriel Renato Rosales Aranda, con cedula de identidad 1104149081, ha sido revisado y supervisado según se me ha solicitado, por lo cual cumple con la correcta traducción al idioma inglés.

Esto es lo que puedo mencionar y certificar en honor a la verdad para fines pertinentes.

Loja, 16 de mayo de 2022

Firmado electrónicamente por:
PIO OSWALDO
PALACIOS
JIMENEZ

Ing. Pio Oswaldo Palacios Jimenez