



CARTA DE AUTORIZACIÓN

CÓDIGO

AP-BIB-FO-06

VERSIÓN

1

VIGENCIA

2014

PÁGINA

1 de 2

Neiva, 11/03/2024

Señores

CENTRO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN

UNIVERSIDAD SURCOLOMBIANA

Ciudad

El (Los) suscrito(s):

Leyton Adrian Gutierrez Serna, con C.C. No. 1081160464,  
\_\_\_\_\_, con C.C. No. \_\_\_\_\_,  
\_\_\_\_\_, con C.C. No. \_\_\_\_\_,  
\_\_\_\_\_, con C.C. No. \_\_\_\_\_,

Autor(es) de la tesis y/o trabajo de grado o \_\_\_\_\_

titulado DISEÑO DE UN PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE DESPULPADORA DE CACAO

presentado y aprobado en el año 2024 como requisito para optar al título de

Ingeniero Agrícola;

Autorizo (amos) al CENTRO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN de la Universidad Surcolombiana para que, con fines académicos, muestre al país y el exterior la producción intelectual de la Universidad Surcolombiana, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera:

- Los usuarios puedan consultar el contenido de este trabajo de grado en los sitios web que administra la Universidad, en bases de datos, repositorio digital, catálogos y en otros sitios web, redes y sistemas de información nacionales e internacionales "open access" y en las redes de información con las cuales tenga convenio la Institución.
- Permita la consulta, la reproducción y préstamo a los usuarios interesados en el contenido de este trabajo, para todos los usos que tengan finalidad académica, ya sea en formato Cd-Rom o digital desde internet, intranet, etc., y en general para cualquier formato conocido o por conocer, dentro de los términos establecidos en la Ley 23 de 1982, Ley 44 de 1993, Decisión Andina 351 de 1993, Decreto 460 de 1995 y demás normas generales sobre la materia.
- Continúo conservando los correspondientes derechos sin modificación o restricción alguna; puesto que, de acuerdo con la legislación colombiana aplicable, el presente es un acuerdo jurídico que en ningún caso conlleva la enajenación del derecho de autor y sus conexos.

Vigilada Mineducación



CARTA DE AUTORIZACIÓN

CÓDIGO

AP-BIB-FO-06

VERSIÓN

1

VIGENCIA

2014

PÁGINA

2 de 2

De conformidad con lo establecido en el artículo 30 de la Ley 23 de 1982 y el artículo 11 de la Decisión Andina 351 de 1993, “Los derechos morales sobre el trabajo son propiedad de los autores”, los cuales son irrenunciables, imprescriptibles, inembargables e inalienables.

EL AUTOR/ESTUDIANTE:

Firma: *Layton Adnan Gutiérrez Sierra*

EL AUTOR/ESTUDIANTE:

Firma: \_\_\_\_\_

EL AUTOR/ESTUDIANTE:

Firma: \_\_\_\_\_

EL AUTOR/ESTUDIANTE:

Firma: \_\_\_\_\_



**TÍTULO COMPLETO DEL TRABAJO:** DISEÑO DE UN PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE DESPULPADORA DE CACAO

**AUTOR O AUTORES:**

Primero y Segundo Apellido	Primero y Segundo Nombre
Gutierrez Serna	Leyton Adrian

**DIRECTOR Y CODIRECTOR TESIS:**

Primero y Segundo Apellido	Primero y Segundo Nombre
Martínez Palmeth	Luis Humberto

**ASESOR (ES):**

Primero y Segundo Apellido	Primero y Segundo Nombre
----------------------------	--------------------------

**PARA OPTAR AL TÍTULO DE:** Ingeniero Agrícola

**FACULTAD:** Ingeniería

**PROGRAMA O POSGRADO:** Agrícola

**CIUDAD:** Neiva

**AÑO DE PRESENTACIÓN:** 2024 **NÚMERO DE PÁGINAS:** 33

**TIPO DE ILUSTRACIONES (Marcar con una X):**

Diagramas\_\_ Fotografías  Grabaciones en discos  Ilustraciones en general  Grabados\_\_ Láminas\_\_  
Litografías\_\_ Mapas\_\_ Música impresa\_\_ Planos  Retratos\_\_ Sin ilustraciones\_ Tablas o Cuadros



**SOFTWARE** requerido y/o especializado para la lectura del documento: WORD, PDF

**MATERIAL ANEXO:**

**PREMIO O DISTINCIÓN** (En caso de ser LAUREADAS o Meritoria):

**PALABRAS CLAVES EN ESPAÑOL E INGLÉS:**

<u>Español</u>	<u>Inglés</u>	<u>Español</u>	<u>Inglés</u>
1. __ Corte __	__ Cutting __	6. _____	_____
2. __ Despulpado __	__ Pulping __	7. _____	_____
3. __ Cacao __	__ Cocoa __	8. _____	_____
4. __ Máquina __	__ Machine __	9. _____	_____
5. __ QFD/PUHG __	__ QFD/PUHG __	10. _____	_____

**RESUMEN DEL CONTENIDO:** (Máximo 250 palabras)

Se propuso un diseño detallado de una máquina que corte la mazorca de cacao y despulpe el producto. Esto con el objetivo de bajar los tiempos de procesado en la postcosecha del cacao de los pequeños y medianos productores. Se empleó la metodología llamada despliegue de función de calidad (Quality Function Deployment - QFD), la cual nos permite definir los requerimientos técnicos de la máquina teniendo en cuenta los deseos del cliente. Esto se logró a través de unas entrevistas y encuestas tanto presenciales como virtuales, aplicadas a 23 productores de cacao de la zona rural del municipio de Rivera Huila, entre las veredas están: la Honda, El Guadual, Llanitos, Termopilas, Mesitas y también varios miembros productores de ASOPROCAR. Así mismo, mediante una vigilancia tecnológica y revisión del estado del arte se trazaron líneas de diseño o desarrollo prometedoras, se propusieron 3 diseños conceptuales diferenciados en sus principios de funcionamiento a la hora de cortar y despulpar la mazorca de cacao. Seguidamente se seleccionó el mejor diseño de los tres propuestos mediante el método cuantitativo PUHG. Luego se realizaron los dimensionamientos de los elementos y partes de máquina del prototipo experimental. Aplicando metodologías analíticas (cálculo de transmisiones, diseño de ejes, rodamientos y chavetas). Para ello se siguieron las normativas internacionales vigentes para cada elemento de máquina dimensionado. Finalmente, apoyados en herramientas computacionales (FreeCAD), se propuso un diseño detallado del prototipo experimental. Se generaron los planos de detalle de cada parte de la máquina y un presupuesto general del prototipo experimental.



**ABSTRACT:** (Máximo 250 palabras)

A detailed design of a machine that cuts the cocoa pod and pulps the product was proposed. This with the aim of reducing processing times in the post-harvest of cocoa for small and medium-sized producers. The methodology called quality function deployment (QFD) was used, which allows us to define the technical requirements of the machine taking into account the client's wishes. This was achieved through interviews and surveys, both in person and virtual, applied to 23 cocoa producers in the rural area of the municipality of Rivera Huila, among the villages are: Honda, El Guadual, Llanitos, Termopilas, Mesitas and also several producer members of ASOPROCAR. Likewise, through technological surveillance and review of the state of the art, promising design or development lines were drawn, 3 conceptual designs differentiated in their operating principles when cutting and pulping the cocoa pod were proposed. The best design of the three proposed was then selected using the PUHG quantitative method. Then the sizing of the elements and parts of the experimental prototype machine were carried out. Applying analytical methodologies (calculation of transmissions, design of axles, bearings and keys). To do this, the international regulations in force for each dimensioned machine element were followed. Finally, supported by computational tools (FreeCAD), a detailed design of the experimental prototype was proposed. Detail drawings of each part of the machine and a general budget of the experimental prototype were generated.



Empty box for thesis description.

**APROBACION DE LA TESIS**

Nombre Presidente Jurado:

Firma:

Nombre Jurado: *Juan Gonzalo Ardila Maná*

Firma: *[Handwritten Signature]*

Nombre Jurado:

Firma:

# **DISEÑO DE UN PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE DESPULPADORA DE CACAO**

Trabajo de grado presentado al Programa de Ingeniería Agrícola  
como requisito para optar al título de: Ingeniero Agrícola

Autor

Leyton Adrian Gutierrez Serna: 20151136231

**UNIVERSIDAD SURCOLOMBIANA**

Facultad de Ingeniería

Programa de Ingeniería Agrícola

Neiva, Huila, Colombia. 2024

Firma

---

Director: Luis Humberto Martínez Palmeth

Firma

---

Codirector:

Nota de aceptación

---

Firma

---

Jurado: Miguel Ángel Díaz Herrera

Firma

---

Jurado: Juan Gonzalo Ardila Marín

# DISEÑO DE UN PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE DESPULPADORA DE CACAO

## RESUMEN

El principal propósito de este proyecto fue proponer un diseño detallado de una máquina que corte la mazorca de cacao y despulpe el producto. Esto con el objetivo de bajar los tiempos de procesamiento en la postcosecha del cacao de los pequeños y medianos productores. Para llevar a cabo el diseño del prototipo planteado para la despulpadora de cacao, se empleó la metodología llamada *despliegue de función de calidad (Quality Function Deployment - QFD)*, la cual nos permite definir los requerimientos técnicos de la máquina teniendo en cuenta los deseos del cliente. Esto se logró a través de unas entrevistas y encuestas tanto presenciales como virtuales, aplicadas a 23 productores de cacao de la zona rural del municipio de Rivera Huila, entre las veredas están: la Honda, El Guadual, Llanitos, Termopilas, Mesitas y también varios miembros productores de ASOPROCAR. Así mismo, mediante una vigilancia tecnológica y revisión del estado del arte se trazaron líneas de diseño o desarrollo prometedoras. Basados en los hallazgos anteriores, se propusieron 3 diseños conceptuales diferenciados en sus principios de funcionamiento a la hora de cortar y despulpar la mazorca de cacao. Seguidamente se seleccionó el mejor diseño de los tres propuestos mediante el método cuantitativo PUHG. Luego se realizaron los dimensionamientos de los elementos y partes de máquina del prototipo experimental. Aplicando metodologías analíticas (cálculo de transmisiones, diseño de ejes, rodamientos y chavetas). Para ello se siguieron las normativas internacionales vigentes para cada elemento de máquina dimensionado. Finalmente, apoyados en herramientas computacionales (FreeCAD), se propuso un diseño detallado del prototipo experimental. Bajo este mismo ambiente se generaron los planos de detalle de cada parte de la máquina y se obtuvo un presupuesto general del prototipo experimental.

**Palabras clave:** Corte, Despulpado, Cacao, Máquina, QFD/PUHG.

## ABSTRACT

The main purpose of this project is to propose a detailed design of a machine that cuts the cocoa pod and pulps the product. This with the aim of reducing processing times in the post-harvest of cocoa for small and medium-sized producers. To carry out the design of the proposed prototype for the cocoa pulper, the methodology called quality function deployment (QFD) was used, which allows us to define the technical requirements of the machine taking into account the client's wishes. This was achieved through interviews and surveys, both in person and virtual, applied to cocoa producers in the rural area of the municipality of Rivera Huila, among the villages are: Honda, El Guadual, Llanitos, Termopilas, Mesitas and also several members producers of ASOPROCAR. Likewise, through technological surveillance and review of the state of the art,

promising design or development lines were drawn. Based on the previous findings, 3 conceptual designs were proposed, different in their operating principles when cutting and pulping the cocoa pod. The best design of the three proposed was then selected using the PUHG quantitative method. Then the sizing of the elements and machine parts of the experimental prototype were carried out. Applying analytical methodologies (calculation of transmissions, design of axles, bearings, and keys). To do this, the international regulations in force for each dimensioned machine element were followed. Finally, supported by computational tools (FreeCAD), a detailed design of the experimental prototype was proposed. Under this same environment, detailed plans for each part of the machine were generated and a general budget for the experimental prototype was obtained.

**Keywords:** Cutting, Pulping, Cocoa, Machine, QFD/PUHG

## INTRODUCCIÓN

El cacao proviene de la selva, probablemente del Amazonas. Se cree que los primeros habitantes mesoamericanos lo encontraron hace 5.000 años y lo llevaron a donde hoy es México, ya que ahí se han encontrado pruebas de su uso ceremonial por parte de la cultura Olmeca hace 3.500 años. (Vinces & Roldán, 2018). El cultivo del cacao tiene una trayectoria histórica que involucra a millones de personas. La mayor producción de cacao proviene de agricultura familiar (AF) “campesina, indígena, afrodescendiente, urbana, periurbana y neorrural” (Cely, 2017). Por tanto, es una fuente de ingresos económicos y contribuye a la redistribución de la riqueza. Este cultivo es una alternativa para combatir los efectos del cambio climático; y ahora es de importancia crítica para la concreción de los procesos de paz y es una opción viable para sustituir cultivos ilícitos. (Zambrano, 2018).

La producción de cacao en Colombia ha venido en incremento, tanto que, en el 2019 se importaron solo USD 276.000 en granos de cacao en comparación a los más de USD 18 millones que se importaron en 2014, con respecto al área sembrado se pasó de cultivar 160.276 hectáreas en 2014 a 189.182 hectáreas en 2019 (UGRA, 2020). El promedio de producción actual es de 500 kilos por hectárea/año y cuenta con un potencial de 600.000 hectáreas para la producción de cacao, Así mismo, con mejores prácticas, buen manejo postcosecha y manejo de material vegetal certificado, el país puede lograr una productividad entre los 1.500 a 2.000 kilos por hectárea (Programa de Transformación Productiva, 2013. Citado por Vasques *et. al* 2018). A esto se le suman las investigaciones con el propósito de mejorar la productividad, según (Carrilo, Molina, & Salazar, 2015) notaron aumentos significativos en el número de granos por mazorca y peso del grano promedio al implementar esquemas de fertilización químico y orgánico en el municipio de Rivera (Huila). además, se puede mejorar la calidad fisicoquímica y sensorial, incluso el estatus del transformado al usar levadura (*Saccaromyces Cereviciae*) y la encima PPO (Polifenol Oxidasa) en el proceso de fermentación (Morales et, 2016), técnicas de producción como la anterior necesariamente hacen que el rendimiento de producción en toneladas por hectárea tienda a aumentar la oferta y la calidad del grano de cacao en el país en el mediano plazo.

Aunque algunos autores recomiendan almacenar las mazorcas hasta por cinco días después de la cosecha para que los jugos de estas se concentren facilitando la extracción de las semillas APPCACAO citado por (Angulo, 2022), se cree que no es recomendable aplazar por muchos días el tiempo entre la cosecha y el desgrane de la mazorca debido a que altera el proceso de

fermentación ocasionando aumentos muy bruscos y elevados en la temperatura de la masa de cacao, así como una fermentación más acelerada e índices de fermentación superiores. Además, se aumenta la posibilidad de obtener una sobre fermentación por lo que es recomendable reducir el tiempo de fermentación para las mazorcas que tardan varios días en desgranarse después de la cosecha (Torres, Fariñas, & Trujillo, 2004). Sin embargo, la dificultad para realizar el despulpado de las mazorcas el mismo día en que se cosecha, es directamente proporcional a la cantidad de superficie cultivada. Tomando en cuenta que la mayor parte de la caracterización social de la familia cacaoatera está conformada de 4 a 6 personas comandado por padres mayores de 40 años (Olaya, Velandia, & Suárez, 2015) y el despulpado tradicional puede durar varios días.

La innovación tecnológica aplicada al desarrollo de máquinas y mecanismos que permitan sustituir la mano de obra en las labores de cosecha y postcosecha del cacao, es la apuesta en el presente trabajo de grado, proponiendo como tema central el diseño de una máquina despulpadora de cacao, puesto que los costos del cultivo del cacao son muy elevados. Según (Ayestas et al, 2016) que la etapa más costosa del beneficiado es la etapa 1 (cosecha, extracción y selección de semillas) con mayor número de horas hombre invertidas para su proceso. Conjuntamente la implementación de esta tecnología ayudaría a despulpar la mayor cantidad de mazorcas en una cantidad menor de tiempo como lo demostró (Cedeño, 2016), quien realizó una comparación entre el rendimiento del despulpado tradicional “mano y machete” y el despulpado de la máquina presentada por (Llanos, 2013), encontrando un rendimiento por el método tradicional de 34,9 kg/h contra 572.7 kg/h de masa de cacao despulpados.

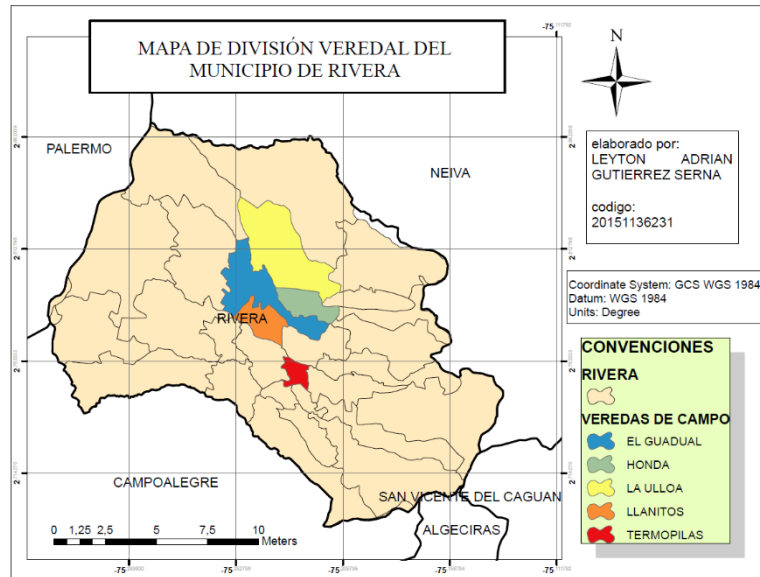
Las máquinas despulpadoras de cacao tienen un expediente variado hasta la fecha, puesto que se han presentado un número considerable de diseños conformados por mecanismos innovadores e interesantes, aunque algunos pueden tener mecanismos similares, las máquinas que se presentan a continuación han sido publicadas en la comunidad científica y también en casas de venta de maquinaria agrícola, los países que presentan mayor desarrollo de estas máquinas son: Ecuador, Perú, Colombia y Brasil.

A pesar de los prototipos y máquinas aquí presentadas, existen una cantidad de prototipos de máquinas diseñadas o construidas en base a la experiencia de herreros regionales con el fin de ser comercializadas. Algunas han tenido buena acogida por los productores, pero que por falta de redacción y metodología no han ingresado a la comunidad científica, por lo tanto, es difícil apreciar dichas innovaciones en trabajos de investigación o trabajos de grado como el presente. Por eso es de mucha importancia la unión de esfuerzos entre la comunidad tecnológica y la comunidad científica.

Este trabajo de grado tuvo como objetivo general, diseñar un prototipo experimental para despulpar el cacao. Como objetivos específicos se tiene: realizar un estudio del estado tecnológico del despulpado del cacao, emplear la metodología QFD para identificar los requerimientos del prototipo, realizar el análisis estructural del prototipo experimental. A continuación, se presenta la metodología para desarrollar el prototipo despulpadora de cacao diseñado por los autor.

## MATERIALES Y MÉTODOS

**POBLACION Y UBICACIÓN:** el trabajo de campo se llevó a cabo en el municipio de Rivera (Huila), que es reconocido por su producción de cacao y fue sede de la primera Asamblea de la Asociación Latinoamericana de Cultivadores de Cacao, Alcacao en 2022, según la gobernación del Huila. Las fincas de productores en calidad de propietarios y arrendatarios se encontraron ubicados en las veredas (Termopilas, La Honda, El Guadual, Llanitos y La Ulloa), que geográficamente están ubicadas estratégicamente en pie de montaña, ver la **Figura 1**.



**Figura 1.** Mapa veredal de Rivera Huila. Fuente, Autor.

**RECOLECCION DE LA INFORMACION:** Para recolectar la información se diseñaron preguntas estratégicas sobre la producción del cacao que permitan extraer información sobre dos temas, **i.** sobre la forma de producción de cacao como costos de cosecha y despulpado, cantidad de producción, área promedio cultivado, **ii.** para obtener la denominada *vos del cliente* que es la visión que tienen los productores sobre la posible existencia de una máquina despulpadora de cacao, aspectos como el rango de precio asequible, la necesidad de tener una máquina, tipo de fuente de potencia, tamaño, entre otras. Las preguntas fueron plasmadas en encuestas tradicionales, encuestas por la plataforma de Google, y entrevistas gravadas por voz. Para resaltar, algunos productores tenían conocimiento sobre la existencia de máquinas despulpadoras de cacao, la Asociación de Productores de Cacao del Municipio de Rivera ASOPROCAR. Fue de gran ayuda para el diligenciamiento de las encuestas. En el anexo 1, se presentan las preguntas usadas.

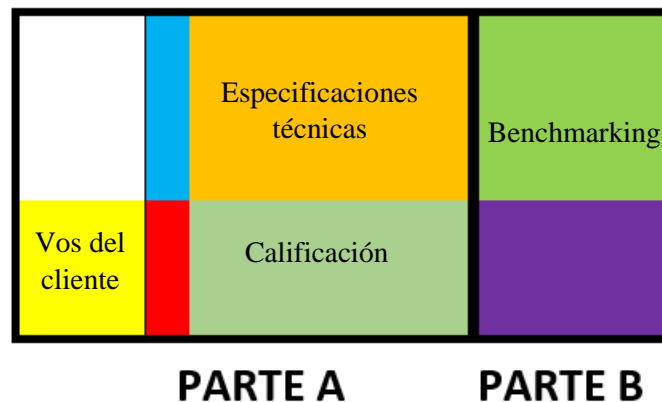
En este trabajo de grado se aplica la metodología de una investigación de enfoque mixto, esto es, el problema a resolver cuenta con variables cualitativas y cuantitativas. Para lograr esto, es necesario recopilar primero datos cualitativos: análisis del proceso que se desea sustituir en el proceso de beneficio tradicional del cacao, revisión bibliográfica de los avances tecnológicos sobre prototipos despulpadoras de cacao que anteceden en la región, al igual que, empresas que se dedican a la fabricación y comercialización de máquinas. También, es importante el trabajo de campo para recopilar información de los usuarios y capturar en forma discreta las prestaciones que

debe brindar la máquina despulpadora de cacao a diseñar, para luego, pasar a los datos cuantitativos a través del análisis basado en la inclusión, diagnóstico e identificación de posibles soluciones en la matriz de diseño QFD. A continuación, se especifica la metodología a usar:

**Estado del arte:** en primer lugar, se realizó una revisión bibliográfica y vigilancia tecnológica para establecer el estado del arte sobre máquinas existentes en el mercado o presentadas a la comunidad científica. Se encontraron los trabajos descritos en la introducción de este trabajo. En resumen, todas las máquinas encontradas presentan tres procesos básicos: admisión de la mazorca, rotura de la mazorca (corte o trituración o compresión) y separación entre la semilla y la cascara, en la mayoría de las máquinas esto último se logra mediante un cilindro o un hexágono giratorio agüereado, a excepción de la máquina de la empresa PHINALENSE que cambia el hexágono por un tamiz vibratorio. En este trabajo se han tomado estos diseños como base de partida para desarrollar nuestro prototipo experimental y cumplir con los requisitos que se generen al aplicar la metodología QFD.

**Metodología de Diseño:** la investigación para este trabajo de grado tiene un enfoque mixto, es decir, que se obtienen variables cualitativas y cuantitativas. Y se va a utilizar el método de Despliegue de la Función de Calidad (Quality Function Deployment - QFD) la cual se puede definir como “*un sistema detallado para transformar las necesidades y deseos de los clientes en requisitos de diseños de productos o servicios*” (Ruiz, 2009). Para el desarrollo de esta metodología es necesario contar con la participación de los usuarios potenciales, porque de ellos se captura la denominada “*voz del cliente*”.

**Explicación de la Matriz QFD:** a continuación, se explica la estructura de la matriz QFD representada en la **Figura 2**, esta se encuentra dividida en sectores (parte A y Parte B) con distintos colores ordenados en zonas estratégicas, también se puede ver justificado el enfoque mixto de la investigación pues las variables se someten a calificaciones cuantitativas y cualitativas.



**Figura 2.** Esquema de la matriz QFD. Fuente, Tomada y adaptada de (Martínez, González & Miranda, 2021)

**RESULTADOS DE LA VOZ DEL CLIENTE (PARTE A).** En la parte izquierda con color amarillo se encuentran en un lenguaje técnico la denominada “*voz del cliente*”, es decir, la recopilación de todos los deseos o peticiones que debe ofrecer una máquina despulpadora de cacao provenientes de los productores y conocedores de la labor, a partir de las encuestas y entrevistas realizadas. Se obtuvieron 7 funciones. A cada una de las especificaciones de voz del cliente (funciones), se le

asigno un valor en porcentaje, según el nivel de importancia de la función para un correcto funcionamiento, esto se realizó a criterio del equipo de diseño, la columna descrita es la representada con el color rojo en la **Figura 2**, el cuadro de color azul que se encuentra arriba de los porcentajes es una descripción de los clientes a los que iría destinada la máquina a diseñar. Los porcentajes más altos corresponden a “*romper la mazorca del grano de cacao & separar la semilla del grano*” se llevan 20 puntos porcentuales cada una por ser las funciones clave de la máquina, funciones como “*fácil de lavar & fácil de usar*” tienen los menores puntos porcentuales porque su importancia es básica.

**ESPECIFICACIONES DE LA MÁQUINA:** En la parte superior y en el centro se encuentran de color naranja las **especificaciones técnicas** que deberá cumplir la máquina, las especificaciones técnicas según el acceso electrónico de los ciudadanos a los servicios públicos son: el descriptivo de cada uno de los equipos se indican unos pesos y dimensiones orientativas, que han de servir a los licitadores para llevar a cabo sus proposiciones. Marcan el orden de magnitud necesario para hacer posible su instalación en los espacios reservados a tal fin” (BOE, 2007). Por esta razón las 8 especificaciones tienen unidades de medida para ser cuantificadas. Entre las unidades y las especificaciones técnicas se encuentran unas flechas, estas representan de forma cualitativa la dirección que queremos en nuestro diseño. Por ejemplo, la especificación Cantidad de cacao en grano despulpado por unidad de tiempo tiene una flecha hacia arriba que simboliza que lo más que se pueda unidades en masa sobre tiempo.

**METODO BENCHMARK (PARTE B):** En la parte derecha de la **Figura 2** se encuentran dos bloques color verde y morado, en el color verde se ubican los títulos de las máquinas encontradas en la bibliografía simbolizadas con unas figuras geométricas, en la parte media del bloque están unos puntajes de (1 a 5) que quieren decir el nivel de cumplimiento que dan las máquinas a los deseos del cliente (funciones), se califica cada símbolo según el nivel de satisfacción que ofrece cada máquina, con respecto a las 7 peticiones de los clientes, el nivel de satisfacción es de: 1 poca satisfacción a 5 que cumple plenamente con lo deseado. La máquina representada por las siglas **EPC** es la que más cumple con las funciones que se plantean en la matriz QFD lo que quiere decir que debemos guiar nuestro diseño en una estructura similar a esta, un sistema de corte por cuchillas y un cilindro separador.

Una vez recogida la información se procedió a conducir la información recolectada hacia los dos temas propuestos anteriormente **i.** forma de producción, **ii.** Deseos del cliente. Después se codificaron estos datos cualitativos, es decir, los deseos del cliente en requerimientos o funciones y en especificaciones técnicas para ser contrapuestas y valoradas numéricamente usando valores 1, 3, 9 y valor en blanco como se especifica en la **Figura 2**.

Además, otra parte de la matriz QFD, es lo que se denomina BenchMark, que nos permite analizar los prototipos encontrados en la literatura y vigilancia tecnológica realizada. En esta parte se comparan las necesidades del cliente (funciones) con el nivel de cumplimiento de los prototipos experimentales encontrados, valorados en una escala de 1 a 5. Esta escala permite identificar los defectos y beneficios de cada diseño y Nos brinda una línea de desarrollo para nuestro diseño. Los prototipos experimentales están nombrados con las siglas según la Universidad o centro en que se realizó el diseño: **UNP** (Universidad Nacional “Pedro Luis Gallo”) que corresponde a la máquina de (Becerra & Saidén, 2018). **UDF** (Universidad Distrital Francisco José De Caldas) representa la máquina de (Parra & Calderón, 2018). **UIDE** (Universidad Internacional del Ecuador) es la

máquina de (Mayacela, 2017). Por último, se evalúa **EPC** (Escuela Superior Politécnica de Chimborazo) representa a la máquina diseñada por (Torres & Quevedo, 2019). Las máquinas citadas anteriormente de las empresas de comercialización (Agrovisión & PINHALENSE) no se tienen en cuenta debido a la poca información sobre su diseño. Finalmente, la mayoría de los prototipos, son alternativas que cumplen adecuadamente con la mayoría de los requisitos. En este trabajo se han tomado estos diseños como base para desarrollar el proceso de diseño y cumplir con los requisitos iniciales (Martínez, González & Miranda, 2021).

### **Caracterización de las mazorcas y semillas de Cacao:**

Para realizar las dimensiones de la máquina Mayacela, (2017), realizó un ensayo para tomar la medida de una mazorca y una semilla de cacao con el fin de obtener información para el dimensionamiento de su máquina, al igual que Torres & Quevedo, (2019) quienes También realizaron mediciones y ensayos de fuerza de corte para un número no especificado de mazorcas de cacao, de la misma forma para un numero específico de 100 granos de cacao claro que esta vez sin fuerza de corte. (Parra & Calderón, 2018) realizaron ensayos de medición de las dimensiones (longitud y diámetro) a una muestra de 11 mazorcas, también tomaron medidas de masa y peso a cada una de las mazorcas.

En el presente trabajo se realizó la toma de medidas de un lote de 21 mazorcas con el fin de obtener datos para el dimensionamiento de cada uno de los componentes de la máquina, además de las tolerancias que deben tener los elementos para proteger la integridad de los granos las medidas tomadas tanto de la cascara como de las semillas se presentan con motivo de lograr una uniformidad en el campo, **Ver Tabla 1.**

### **DISEÑO CONCEPTUAL**

Se realizaron tres diseños preliminares con la intención de incluir los aspectos del proceso de corte y despulpado, que cumplan con los requisitos de mayor puntaje en la matriz QFD y también que incluyan características comunes a los mejores diseños encontrados en el Benchmark. También se definieron los sistemas que sustituirán la labor tradicional por un proceso semiautomático. Los diseños conceptuales propuestos, se muestran dibujados a mano en las **Figuras 4, 5 y 6.** Posteriormente para seleccionar el mejor diseño conceptual propuesto, se realizó una matriz DOFA (Debilidades, Oportunidades, Fortalezas y Amenazas). A continuación, se mencionan los sistemas básicos, con los que debe contar la máquina según el orden del proceso de despulpado.

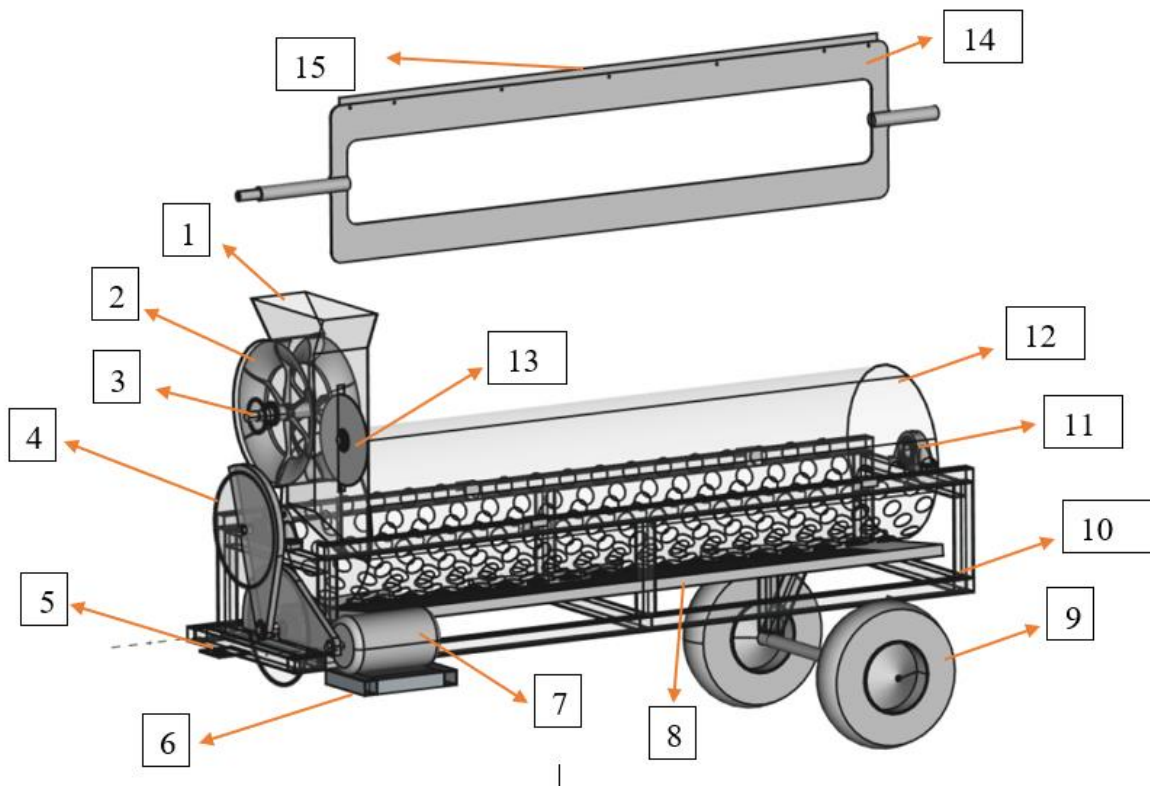
- Sistema de Alimentación: Es donde se ingresa la mazorca de cacao, principalmente se designa una tolva para contar con un previo almacenamiento de las mazorcas.
- Sistema de Corte: este es uno de los más importantes porque es donde la cascara de la mazorca se divide en 2 o más trozos teniendo en cuenta que el mecanismo debe ser muy preciso para no afectar la integridad del grano,
- Sistema de Separación: En esta sección de la máquina el grano se desprende de la cascara, es decir, se captura el grano y se expulsa la cascara consecuentemente es un sistema muy

importante para el rendimiento en masa y rendimiento económico al igual que el sistema de corte.

**Metodología de selección:** para la selección del mejor diseño conceptual propuesto nos apoyamos en sus respectivas matrices DOFA y en el método de selección sistemático **PUGH**, el cual evalúa de manera conjunta los diseños presentados. Para ello, se especificaron los criterios más valorados en la matriz QFD y se le asignaron valores específicos 1 al diseño más deficiente en un aspecto, 5, 9 al diseño más eficiente en un aspecto y 5 al diseño sin elegir. El diseño conceptual con la suma más alta es el diseño conceptual ganador. En la **Tabla 7**, se detallan los resultados de aplicar el método PUGH.

## DISEÑO DETALLADO

**Diseño de los componentes de la maquina:** el diseño de la maquina se realizó en un modelado 3D pieza por pieza en el software grafico paramétrico de uso libre **Freecad**, el cual permite realizar cualquier representación de dibujo imaginable, además de realizar simulaciones de carácter mecánico como se puede ver en la **Figura 3**.



**Figura 3.** Maquina despulpadora de cacao, fuente: Autor

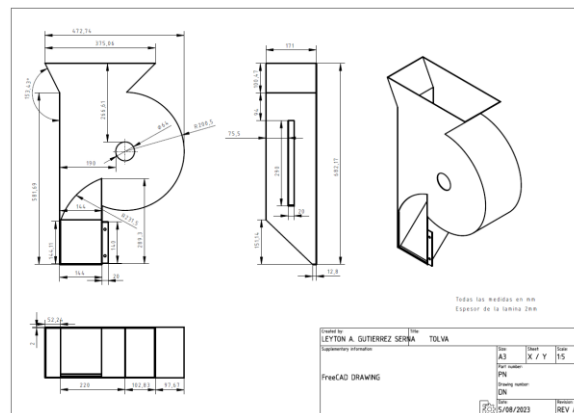
**Tabla 1.** Nombre y rótulos de la figura 25

1.	TOLVA
2.	GUIA CORTADORA
3.	CATARINA 30T
4.	CATARINA 102T
5.	ACOPLE TOMA DE FUERZA
6.	BASE DE MOTOR
7.	MOTOR ELECTRICO 1 HP
8.	BANDEJA ATRAPA GRANOS
9.	LLANTAS
10.	CHASIS
11.	RODAMIENTOS
12.	CILINDRO SELECTOR
13.	CUCHILLA
14.	ALABE SELECTOR
15.	BANDA DE NYLON

**DIMENSIONAMIENTO DE LAS PIEZAS:** La medida de las piezas es de mucha importancia debido a que se debe asegurar la integridad de los granos o almendras de la mazorca de cacao en su paso por cada uno de los sistemas mecánicos que conforman la máquina. Las cavidades, los espacios entre las piezas móviles, la profundidad del corte entre otras se realiza teniendo en cuenta las medidas estándar las mazorcas de cacao especificado en las tablas 13 y 14 del anexo 4. Para esto se realizó una toma de medidas de mazorcas que se encontraron en la finca EL SALADO ubicada en la vereda llanitos del municipio de Rivera (huila) con coordenadas 2°46'21.53"N; 75°13'31.60"O.

Para diseñar a medida la maquina despulpadora de cacao se tomaron las dimensiones promedio de la mazorca de cacao, teniendo en cuenta tolerancias del 10% para el dimensionamiento de las partes que pueden trabar la maquina o causar afecciones a la almendra como la tolva y la cuchilla, también el tamaño de los orificios del cilindro ver en anexo 2.

**TOLVA:** Se diseñó para que las mazorcas tomen la forma en la que se entra a la guía cortadora, por el momento solo tiene espacio para una mazorca a la vez. También brindará soporte para retener el eje de la **guía cortadora** y el eje de la **cuchilla**. La forma de la tolva se encuentra en función a la guía cortadora y el ingreso al cilindro colector ver en **Figura 4**.



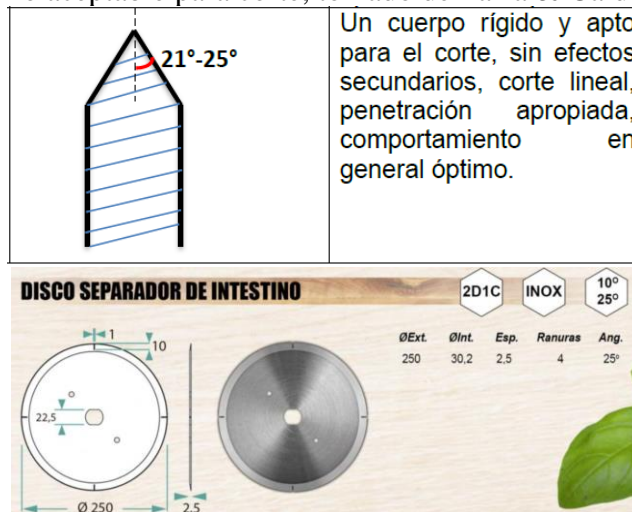
**Figura 4.** Plano de la Tolva

**GUIA DE LA CUCHILLA:** Esta pieza es la que sustituirá la mano que soporta la mazorca a la hora de romperla, por eso es necesario que la forma le brinde el soporte necesario para fijar la posición de esta. La guía tiene forma de un rin de un vehículo, es decir, cuenta con una manzana con rodamientos, aspas y un aro externo donde se fijan las mazorcas y con la ayuda de unas laminas transversales obligan a la mazorca a pasar por la cuchilla y posteriormente ser partidas por la mitad.

**CUCHILLA:** El ángulo de filo para realizar un corte limpio en la mazorca sin causar daños en las almendras es de 20 a 25° según (Parra & Calderón, 2018) como se muestra en la **Tabla 2**.

Para el diseño se eligió un disco de corte para alimentos de la empresa AFILASOL® (figura 11), empresa especializada en afilados y herramientas de corte, la cuchilla que se eligió es la denominada *DISCO SEPARADOR DE INTESTINOS* referencia 2D1C-INOX-25° como se ve en la **Figura 5**, a la cuchilla se le deberá incrementar el diámetro interior a 62 mm para ser usada en la máquina.

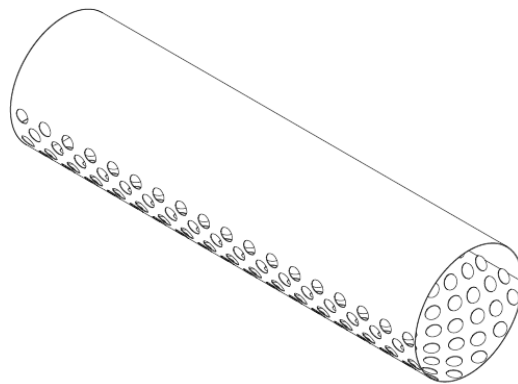
**Tabla 2.** Filo aceptable para corte, tomado de Parra & Calderón, (2018)



**Figura 5.** Cuchilla separadora de intestino, Tomado de <https://www.calameo.com/read/0074235760cbb573f76ab?trackersource=library>

Las anteriores piezas conforman el **sistema de alimentación** de la máquina. A continuación se describen las piezas que conforman el **sistema de separación** de grado y de cascara, este es el sistema innovador que presenta la maquina puesto que presenta un cilindro estático y un agitador interno, difiere a las otras máquinas que usan un cilindro perforado rotativo o un prisma hueco con paredes perforadas y una sección geométrica rotativa, esto se realiza con el fin de eliminar ruidos, vibraciones y conservar la limpieza del entorno salpicar de mucílago, cascara y/o semillas que salen despedidas con centrifugado del gran tamiz.

**CILINDRO SEPARADOR:** Este cilindro presenta una abertura en la mitad para ser destapado para su limpieza, tiene orificios de diámetros calculados según el tamaño de las almendras, en forma de tamiz, el sector agujereado se deja hacia la mitad inferior para que las semillas caigan solo por la parte de abajo y no a los 360° de la circunferencia, ver **Figura 6**.



**Figura 6.** Plano del cilindro separador. Anexo 2

**ALABE:** Se trata de un agitador interno rotativo, su forma está diseñada especialmente para esta máquina gracias a ella puede generar un movimiento de torbellino dentro del cilindro haciendo que las masa de almendras y cascara cortadas asciendan hasta cierto punto del cilindro y luego caigan con la fuerza necesaria para que las semillas se desprendan de la cascara sin afectar su integridad, todo esto pasa mientras las cascara recorren lo largo del cilindro y puedan ser expulsadas al final, las semillas serán obligadas a pasar por los agujeros del cilindro con ayuda de una lámina de polímero flexible que hace la función de “escoba”, esta lamina está sujeta a una de las aletas del *ALABE*. Cabe resaltar que el eje se encuentra integrado a la estructura del alabe.

**CHASIS:** el chasis está diseñado con un perfil cuadrado de 40 x40 milímetros de 2 milímetros de espesor, toda su geometría funciona para soportar el peso de los componentes de la máquina, además cuenta con acople de arrastre llantas para su transporte.

### **Selección de la transmisión**

**SELECCIÓN DEL MOTOR:** De acuerdo con las encuestas la fuente de potencia preferida por la *vos del cliente* es un motor a combustión, pero para la práctica se eligió un motor eléctrico debido a que las revoluciones de los motores a combustión comerciales son en promedio 3600 RPM, y para la velocidad final que usa la maquina se obtiene un sistema complejo para bajar las revoluciones, la otra solución sería una caja reductora pero no se optó por esa solución debido a que se incrementa mucho el precio de la máquina. La solución fue elegir un motor eléctrico de monofásico de 1hp a 1700 RPM.

**DISEÑO DE TRANSMISION:** Para la reducción de velocidad se seleccionaron cadenas por que el tamaño de los sprokets y catarinas es mucho más pequeño con respecto a las poleas. Para la transmisión se usa un primer eje de reducción antes de llegar al segundo eje que acciona el movimiento de la máquina, a continuación, se muestra el procedimiento para la selección de cadenas.

**PRIMERA TRANSMISION (MOTOR A EJE 1):**

$$**P_{total} = 2.825W + 655.23W = 658.05W.** Anexo 5$$

Motor 1hp (0.75KW) a 1700 rpm

### 1. POTENCIA PARA TRANSMITIR (Hdiseño)

$$H_{diseño} = H_{nominal} * k_s * n_d \quad [1]$$

Donde:

Hdiseño: potencia de diseño

H nominal: potencia nominal del motor en (w)

Ks: es el producto de los factores de servicio, dado por:  $K_s = SF1 * SF2 * SF3$

Nd: factor de diseño o factor de seguridad (1.25, según la tabla)

$$k_s = SF1 * SF2 * SF3 \quad [2]$$

Los valores de cada uno de los factores de servicio fueron seleccionados según la condición particular de la maquina y se presentan a continuación junto con el resultado de la potencia de diseño:

### 2. CALCULAR LA POTENCIA PERMISIBLE PARA LA CADENA

$$H_a = k_1 * k_2 * H_{tab} \quad [3]$$

Donde:

Ha: Potencia permisible

k1: factor de corrección para un numero de dientes distinto a 17 ( $k_1 = \#dientes$ )

k2: corrección por número de hileras (# dientes)

En el anexo 4 se muestra la **Tabla 4** del anexo 4 El número de dientes del piñón (N1). se toma un numero de dientes de la rueda pequeña N1 es igual a 15 dientes y paso de cadena de 0.375 in, esta es la información de entrada para calcular la reducción de potencia. se muestran los datos obtenidos hasta el momento.

Para determinar la velocidad de giro de la guía cortadora se basa en el rendimiento de producción optimo es de 1500 kg/ha por año según (Programa de Transformación Productiva, 2013. Citado por Vasques *et. al* 2018), es decir que la velocidad de giro de la cuchilla debe garantizar un rendimiento de procesado mínima mencionado anteriormente. Se escoge una velocidad de 18 rpm para el eje de la guía cortadora, además la guía cortadora tendrá en su diseño la capacidad para cortar 2 mazorcas por cada vuelta, siguiendo esta lógica tenemos que.

$$1 \text{ vuelta} * 2 \text{ mazorcas} = 2 \frac{\text{mazorcas}}{\text{vuelta}} = 2 \text{ mazorcas/revolucion}$$

$$18 \text{ revoluciones/minuto} * 2 \text{ maz/rev} = 36 \frac{\text{mazorcas}}{\text{minuto}}$$

$$36 \frac{\text{maz}}{\text{min}} * 60 \frac{\text{min}}{1 \text{ hora}} = 2160 \frac{\text{mazorcas}}{\text{hora}}$$

La relación de velocidad para todo el sistema se trata desde la velocidad que entrega el motor hasta la velocidad del guía cortador, es decir que del 1700 rpm que entrega el motor de 1hp se debe . reducir hasta 18 rpm que la velocidad con la que se rompen las mazorcas de cacao.

La mejor velocidad del agitador de la masa de cacao y cascaras dentro del cilindro separador es 35 rpm (Mayacela, 2017).

$$RV = \frac{W_{entrada}}{w_{salida}} \quad [4]$$

Donde:

RV: Relación de velocidad

W: Velocidad angular (rpm)

Relación de velocidad con respecto a los números de dientes del piñón y la catarina

$$RV = \frac{N2}{N1} \quad [5]$$

Despejando número de dientes de la catarina (N2).

$$N2 = \frac{RV}{N1} \quad [6]$$

Donde:

N: número de dientes

Concluimos que para el siguiente procedimiento es válido decir que la transmisión entre el motor y el eje 1 es igual para la transmisión entre el eje 1 y el eje del agitador (eje 2). Se continua con el procedimiento de cálculo de la transmisión.

Se calcula k1, según la ecuación

$$K1 = (N_1/17)^{1.08} \quad [7]$$

Se iguala la potencia de diseño (Hdiseño) con la potencia permisible (Ha). Hdiseño = Ha

$$Hdiseño = k1 * k2 * Htab \quad [8]$$

Despejando Htab:

$$Htab = \frac{Hdiseño}{k1*k2} \quad [9]$$

Para determinar k2 se usa la información de la siguiente tabla 17.

HALLAR LA DISTANCIA ENTRE CENTROS (Cmin)

$$C_{min} = \left( \frac{d_1 + d_2}{2} \right) + 30 \text{ a } 50 \text{ mm} \quad [10]$$

Donde:

C<sub>min</sub>: distancia mínima entre centros

d: diámetro de las ruedas dentadas

Hallar el número de eslabones (k) longitud de la cadena (L) y la distancia real entre centros (C)

$$L = kp = \left[ \frac{2c}{p} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)}{4\pi^2 \frac{c}{p}} \right] p \quad [11]$$

**TRANSMISION ENTRE EL EJE DEL AGITADOR Y EL EJE DE LA GUIA CORTADORA:**  
se empieza directamente con la relación de velocidad usando los datos de velocidad angular y la ecuación [4] y luego la ecuación [5] para determinar el número de dientes de la rueda conducida N<sub>2</sub>

Hallar la distancia entre centros (C<sub>min</sub>) con la ecuación [9]. luego hallar el número de eslabones k, longitud de la cadena (L) y la distancia real entre centros (C) con la ecuación [10].

**Diámetro de los ejes:** La máquina se compone de 4 ejes consecutivos en el accionar de la transmisión, así que se enumeran los ejes iniciando con la cercanía a la fuente de potencia, para calcular el diámetro de los ejes primero es necesario conocer las fuerzas que actúan sobre los ejes, calcular las reacciones que actúan sobre los apoyos y conocer el momento máximo resultante en cada uno de los ejes, para ello se trata el eje como viga y se realizan los respectivos diagramas de fuerza cortante y momento. A continuación, se resuelven las vigas de los ejes.

EJE 1: es el eje que funciona como un pivote de reducción de potencia.

ANALISIS VIGA EJE 1: se trabaja con la potencia de diseño H<sub>diseño</sub> ajustándola al número entero, es decir 2hp.

$$\frac{P}{W} = T \quad [12]$$

Donde:

P: Potencia (W)

W: Velocidad angular (rad/s)

T: Torque

Se determina la fuerza ejercida de cada rueda despejando de la ecuación del torque y reemplazo la ecuación [11] en la ecuación [12].

$$T = F * \frac{dp}{2} \quad [13]$$

Donde:

Tm: Torque medio (Nm)

F: Fuerza (N)

Una vez determinadas las fuerzas de las ruedas se procede a realizar el análisis de fuerzas

$$\sum F_x = 0 \quad R1_x = -363.35 - R2 \quad [14]$$

$$\sum F_z = 0 \quad R1_z = 2215.89 - R2 \quad [15]$$

$$\sum M_x = 0 \quad R2_x = 846.45N \quad [16]$$

$$\sum M_z = 0 \quad R2_z = -4314.82N \quad [17]$$

Ahora reemplazo la ecuación [16] en las ecuaciones [14] y la ecuación [17] en la ecuación [16]. En el anexo 4 se encuentran las gráficas (**Figura 1 a 3**) de: diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector

EJE 2: es el eje que acciona el agitador dentro del cilindro separador y con las medidas de longitud del eje 2 se calcula, utilizando la ecuación [11], se reemplazando en ecuación [12] y posterior mente se realiza el Análisis de fuerzas en cada uno de los ejes incluyendo el momento (ver figuras 4 a 6, anexo 4)

$$\sum F_x = 0 \quad R1_x = -794.8 - R2 \quad [18]$$

$$\sum F_z = 0 \quad R1_x = -14329.55 - R2 \quad [19]$$

$$\sum M_x = 0 \quad R2_x = -901.14N \quad [20]$$

$$\sum M_z = 0 \quad R2_x = -17577.29N \quad [21]$$

Ahora reemplazo la ecuación [20] en las ecuaciones [18] y la ecuación [21] en la ecuación [19].  
Figura

EJE 3: es el eje que acciona el agitador dentro del cilindro separador

**Diámetro del eje:** el diámetro del eje se llevó a cabo a partir de la siguiente ecuación para ejes redondos y giratorio. |

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad [22]$$

Donde:

d: diámetro del eje en (m)

n: factor de seguridad (1.25)

$K_f$  y  $K_{fs}$ : factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente.

$M_a$  y  $M_m$ : Momento amplitud y Momento de amplitud (N\*m)

$T_m$  y  $T_a$ : torsión media y torsión alternante (N\*m)

$S_e$  y  $S_{ut}$ : resistencia a la fluencia y resistencia ultima a la tensión (Mpa)

Para la determinación de los coeficientes  $K_f$  y  $K_{fs}$  se toman valores por iteración de los coeficientes de sensibilidad a la muesca  $q = 0.8$  y  $q_s = 0.9$ .

$$K_f = 1 + q(Kt - 1) \quad [23]$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(Kts - 1) \quad [24]$$

Determinar  $S_e$ :

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad [25]$$

Donde:

$k_a$  = factor de modificación de la condición superficial

$k_b$  = factor de modificación del tamaño

$k_c$  = factor de modificación de la carga

$k_d$  = factor de modificación de la temperatura

$k_e$  = factor de confiabilidad"

$k_f$  = factor de modificación de efectos varios

$S'_e$ , = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

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

Para este caso solo se tienen en cuenta los coeficientes  $k_a$  y  $k_b$ , para determinar  $k_a$  se realiza la siguiente ecuación:

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad [26]$$

Se reemplaza el resultado de la ecuación [25] en la ecuación [24] y el valor del coeficiente  $k_b$  se obtienen con iteración.

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS: para seleccionar los rodamientos utilizamos la siguiente ecuación.

$$C_{10} = a_f * F_D \left( \frac{L_D}{a_1 L_{10}} \right) \quad [27]$$

Donde:

C10: clasificación de catalogo (lbf , kN)

af: Factor de aplicación

FD: Carga radial deseada (lbf , kN)

LD: Vida deseada en horas

L10: Vida nominal en revoluciones

a1: Factor de confiabilidad

DISEÑO DE CHAVETAS: Las chavetas se realizan del mismo material del acero con el que se diseñaron los ejes, AISI 1020. Para determinar las dimensiones de las chavetas se usa la ecuación para determinar la longitud del material mínimo requerido para la clave.

$$L_{min} = \frac{4TN}{DW_{sy}} \quad [28]$$

Donde:

T: Torque (N m)

N: Factor de seguridad

D: Diámetro exterior

W: Base de la chaveta

Sy. Resistencia a la fluencia

**Presupuesto de la maquina:** Los materiales presentes en el presupuesto fueron consultados de los catálogos de las empresas TUBOSCOLMENA, HOMECENTER, AFILASOL, distribuidoras locales de la ciudad de Neiva (Huila) RODAMIENTOS CALIFORNIA ubicada en la Cra 5 #3-12, RAGLO ubicada en la Cr5 2-68. también la consulta de ornamentadores del municipio de Rivera (Huila). la cantidad de materiales usados se presentan en la **Tabla 26**.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

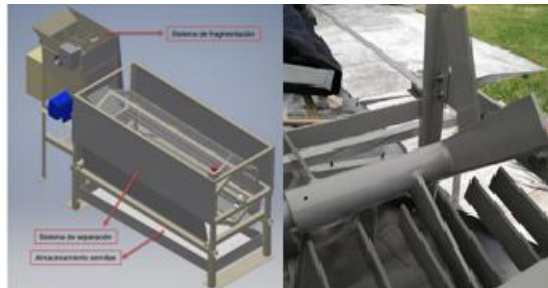
**Reconocimiento de la Labor:** Para construir una máquina que sustituya la labor del despulpado del cacao, primero se debe conocer el procedimiento tradicional, en base a eso, se procede a describir un instructivo de la labor en donde se especifique paso a paso la forma en que se realiza tradicionalmente, “*las mazorcas sanas deben ser **partidas** en forma diagonal usando un machete sin filo para evitar el daño de los granos. Consecutivamente se realiza el **despulpado** que consiste en separar los granos de cacao de la cascara, cuidando que estos conserven todo su mucilago.*” (USAID, 2023). Con esta información se tienen en cuenta los mecanismos principales que conformaran la máquina “partido o corte, despulpado y separado de semillas”.

En la página web de la empresa AGROVISION GROP S.A.S, se comercializa en Perú una máquina despulpadora de cacao compacta **Figura 7**, funciona a partir de un motor de combustión que da energía a un comando y movimiento al sistema, el chasis cuenta con dos llantas para transportar a cualquier lugar, las mazorcas ingresan por un extremo donde se cortan, luego pasan a un cilindro rotativo agujereado donde se separan las partes del fruto y salen partidas a la mitad por el otro extremo con un corte longitudinal, las semilla se depositan a la parte de debajo de la máquina se procesan de 3000 a 4000 mazorcas/hora y cuesta 25000 soles peruanos que son alrededor de 6200 USD.



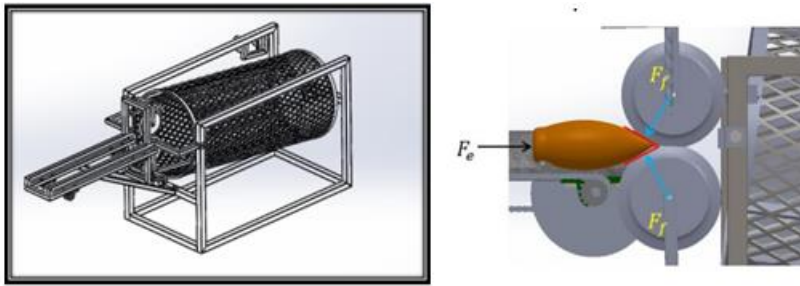
**Figura 7.** maquina despulpadora de cacao AGROVISIONGROUP.  
Disponible en: <https://agrovision.pe/despulpadora-de-cacao/>

Mayacela (2017) en su tesis de pregrado presentó una máquina para el despulpado del cacao en Quito (Ecuador), ver **Figura 8**, el prototipo tiene un prisma hueco y agujereado con sección hexagonal que gira para hacer que la cáscara choque más veces con las aristas. Para el sistema de fragmentación se implementó un rodillo dentado con cuchillas planas, cortando la mazorca de forma transversal en muchos trozos. La máquina procesa 6 mazorcas/min. Se utilizan 2 motores de 1HP cada uno para los dos sistemas y un comando de control.



**Figura 8.** Máquina para la extracción de la pulpa del fruto de cacao  
Tomado de (Mayacela, 2017)

Parra & Calderón (2018), diseñaron y construyeron una máquina para extraer pulpa de cacao en Bogotá (**Figura 9**), se basó también en la zaranda rotativa, pero cambiando la sección transversal de un círculo a hexágono para hacer del centrifugado más tortuoso. El sistema de alimentación está conformado por una banda transportadora que lleva las mazorcas hacia unos discos con un filo calibrado, los discos se sujetan por resortes que les permite imprimir la fuerza necesaria para cortar las mazorcas longitudinalmente. Esta máquina es comandada por un panel de control y accionada con dos motores, uno para el sistema de alimentación y otro para la separación.



**Figura 9.** Prototipo de máquina para la obtención de semillas de cacao  
Tomado de (Parra & Calderon, 2018)

(Becerra & Saidén, 2018) realizaron el diseño y fabricación de prototipo de una máquina despulpadora de cacao que se compone de una tolva para almacenar los frutos, una rampa por donde se deslizan los frutos hacia un sistema de corte denominado machetes giratorios, que quiebran la mazorca y pasan a una zaranda rotativa, la máquina tiene una capacidad de despulpar 230 kg/h, y es accionada por un motor eléctrico de 10 hp que impulsa, mediante un eje, a una cadena principal que acciona el eje del machete, luego este transmite la fuerza a una cadena secundaria que impulsa la zaranda **Figura 10**.



**Figura 10.** Prototipo de máquina despulpadora de cacao  
Tomado de (Becerra & Saidén, 2018)

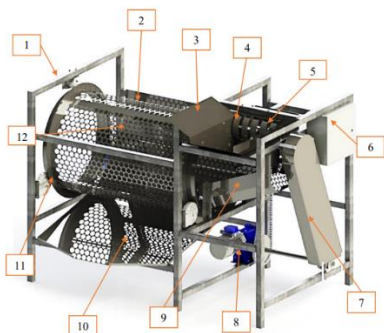
La empresa (PINHALENSE, 2021) comercializa el quebrador de cacao **Figura 11**, la máquina a plasta las mazorcas de cacao por medio de rodillos que parecen dientes de piñones muy gruesos y redondeados que están separados a una distancia que no afecta la integridad del grano, los pedazos de cáscara y semillas caen a una zaranda vibratoria como trampa de semillas y empuja los trozos de las cáscaras aparte.



**Figura 11.** Quebrador de cacao

Tomado de: <https://pinhalense.com.br/cacau/quebrador-de-cacau/quebrador-de-cacau/>

Para su trabajo de grado (Torres & Quevedo, 2019), diseñaron y construyeron una máquina despulpadora de cacao con capacidad final de procesar 3648 mazorcas/hora **Figura 12**. El prototipo se compone de una tolva de admisión seguida por unas aspas arqueadas separadas para pasar por unas cuchillas fijas, que cortan la mazorca transversalmente en varios trozos sin afectar la semilla. El sistema de separación es un cilindro rotativo y agujereado, su rotación es transmitida mediante unas pequeñas llantas que están conectadas a la reducción de potencia mediante un eje.



**Figura 12.** Máquina cortadora y despulpadora de cacao  
Tomado de (Torres & Quevedo, 2019)

Gracias a la revisión bibliográfica y al estudio experimental que se hizo con mazorcas de Cacao, se especificaron parámetros importantes para definir los procesos de corte y despulpado. En las tablas encontradas en la sección: Caracterización de las mazorcas y semillas de Cacao, se definen parámetros como longitud de la mazorca, diámetro de las mazorcas, espesor de corteza, longitud y diámetro de las semillas, peso de la mazorca y de las semillas, fuerzas de cortes, etc. Se obtuvo un instrumento de medida cualitativa (encuesta o cuestionario) que nos permitió conocer los requerimientos de los pequeños y medianos productores de Cacao en el municipio de Rivera-Huila. Con la información obtenida del procesamiento de esta encuesta se obtuvo una matriz QFD (ver **Tabla 3**) que nos permitió definir las especificaciones técnicas necesarias para cumplir con las funciones deseadas de los productores de Cacao. Así mismo. Se realizó una vigilancia tecnológica que al insertarla en la matriz QFD y aplicar dicha metodología nos permite tener una visión de las fortalezas y debilidades de los prototipos experimentales y comerciales parecidos a los nuestros (ver **Tabla 3**).

**Tabla 2.** Resumen de las dimensiones de las mazorcas de cacao según los autores citados en antecedentes. Fuente, Autor

autor(s)	semilla			mazorca		
	diámetro (mm)	ancho (mm)	masa (kg)	diámetro (cm)	longitud (cm)	Masa máxima (kg)
Mayacela (2017)	20	30		14	30	1.2
Torres & Quevedo, (2019)	28,4	15,27		10,94	20,94	
Parra & Calderón, (2018)				9,23	23,39	0,64
autoría	20	30		24	11	0,92



**Figura 13.** Medición del cacao en Rivera (Huila). Fuente elaboración propia

**Tabla 3.** Despliegue de la Función de Calidad, Matriz QFD. Tomada y adaptada de (Martínez, González & Miranda, 2021)

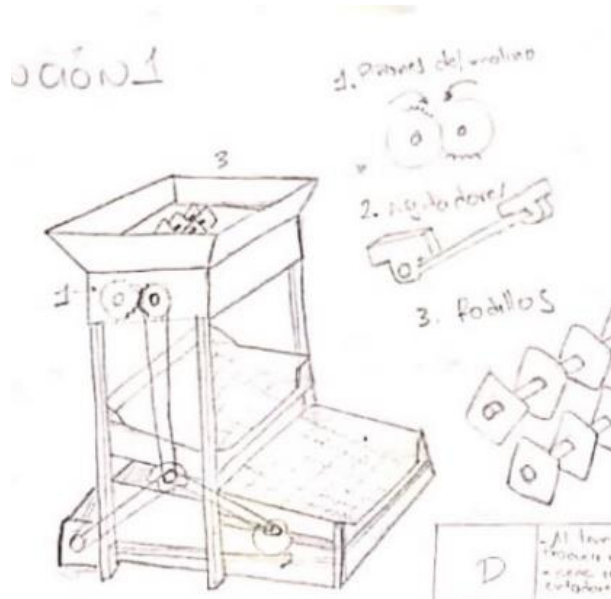
Matriz QFD para el prototipo experimental diseñado.  9=fuertemente relacionado. 3=medianamente relacionado. 1=debilmente relacionado. En blanco=no relacionados en absoluto.	productores y comercializadores de cacao: campesinos productores, revendedores, transformadoras de alimentos.	Cantidad de cacao en grano despulpaado por unidad de tiempo	Tamaño de la máquina (volumen)	Tamaño de la máquina ( peso)	Factores de seguridad mínimo	Cantidad de partes que conforman el prototipo	Cantidad de operarios para manejar la maquina	cantidad de piezas desmontadas para hacer la limpieza	Número de sistemas de protección mecánica y eléctrica	UNP	◊	1 - el prototipo no cumple con el requerimiento en absoluto. 2 - el producto cumple ligeramente con el requerimineto. 3 - el producto cumple con el requerimiento de forma parcial. 4 - el producto cumple con el requerimineeeto casi siempre. 5 - el producto cumple con el requerimiento completamente.	
		↑	↓	↓	↑	↓	↓	↓	↓		○		
		Kg/s	m <sup>3</sup>	kg	Cantidad	Cantidad	Cantidad	Cantidad	Cantidad				•
		1	2	3	4	5							
romper la mazorca del cacao	20	3										◊ ○ ● □	
separarla la semilla del grano	20	9										◊ ○ ● □	
Triturar la cascara	10		9	9		3						○ ◊ ● □	
facil de lavar	5		1			3		9			○	● ◊ □	
Facil de usar	5		3			3	9		3			◊ ● □	
Facil de transportar - compacto	10		9	9	1					●		◊ ○ □	
Duradera - Bajo mantenimiento	10	3			3	3		3			○	● ◊ □	
Seguro de usar	10				9		3		9		◊	● □ ○	
Economico	10	9	9	9	3	9			3		○	◊ ● □	

**PARTE A**

**PARTE B**

Seguidamente, se obtuvieron tres diseños conceptuales emanados y guiados mediante la metodología QFD. Dichos diseños conceptuales fueron evaluados mediante la técnica de matriz DOFA para saber sus debilidades y fortalezas. Posteriormente, los tres diseños conceptuales se sometieron a un proceso de selección(competencia) para elegir el diseño conceptual que mejor cumpla con los requerimientos funcionales propuestos. Este proceso se realiza mediante el método PHUG. Como resultado obtenemos el diseño conceptual No 3 es el que resuelve nuestros requerimientos de mejor forma. Finalmente, se empieza el proceso de diseño detallado del diseño conceptual No. 3. Esto se logra empleando metodologías de diseño y selección de elementos mecánicos y normativas internacionales. Así mismo, empleando los fundamentos de diseño mecánico y estructural. Como resultado tenemos el diseño detallado mostrado en la Figura 25. Finalmente, se realizan los planos de fabricación y detalle de la máquina propuesta, los cuales se encuentran en el anexo 2. Planos.

**Diseño Preliminar 1:** En la **Figura 14**, se observa el diseño conceptual 1, consiste en una tolva de almacenamiento amplio, método de corte con rodillos que cortara la mazorca en varios trozos, la separación de la semilla se realiza sobre dos zarandas vibratorias escalonadas con una leve pendiente para que al final del camino salgan solo los trozos de cascara.



**Figura 14.** Diseño preliminar 1. Fuente. Autor.

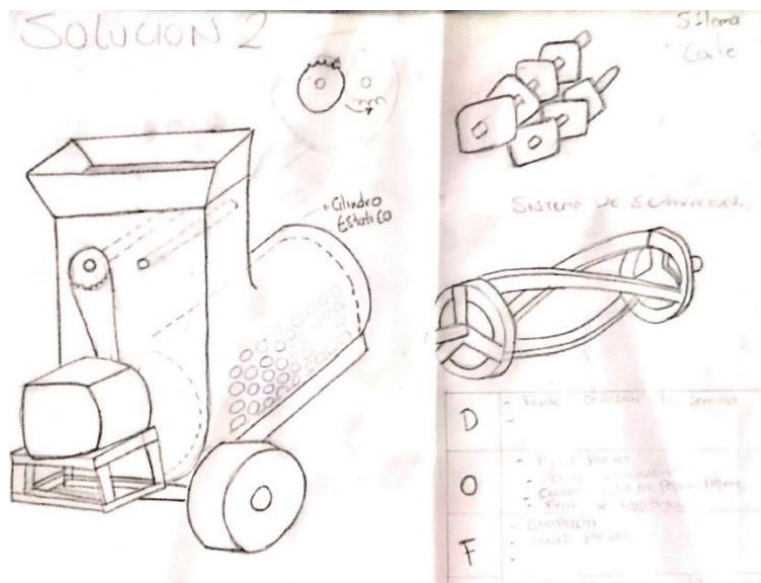
En la **Tabla 4**, se muestra la matriz DOFA del diseño conceptual 1 don de una de sus fortalezas es lo compacta que puede ser esta máquina.

**Tabla 4.** Matriz DOFA del diseño preliminar 1

<b>DISEÑO PRELIMINAR 1</b>	
<b>D</b>	-Al tener rodillos y la vibración constante puede producir mucho ruido. -Puede generar mucho mantenimiento, engrases a los excitadores y rodamientos. -El corte de los rodillos pueden generar tamaños de cascara que quepan por la zaranda.
<b>O</b>	-Fácil de transportar. -Puede ser muy liviana, fácil de limpiar. -Tiene espacio debajo de la zaranda para almacenar almendras.
<b>F</b>	-Las formas del diseño la hace compacta y fácil de fabricar. -Duradera confiable, semiautomática y puede ser muy rápida.
<b>A</b>	-Los materiales tienen que ser en acero inoxidable y puede ser costosa. -Las vibraciones constantes pueden causar desajustes.

**Diseño Preliminar 2:** En la **Figura 15**, se observa el diseño conceptual 2, para este diseño se conserva la tolva como sistema de alimentación de entrada, la forma de romper las mazorcas es por medio de rodillos dentro de una cámara rectangular, la masa con trozos de mazorcas y de granos de cacao, pasan a un cilindro estático con la parte inferior agujereada, dentro del cilindro existe un agitador de forma espiral que sirve para empujar las semilla por los agujeros del cilindro, que a su

vez, expulsa los trozos de cascara de mazorca hacia el otro lado del cilindro, hasta que por efectos inerciales, estos salgan por fuera del cilindro y las semillas puedan pasar por el “tamiz” generado por los agujeros del cilindro, y ruedas para ser transportada.



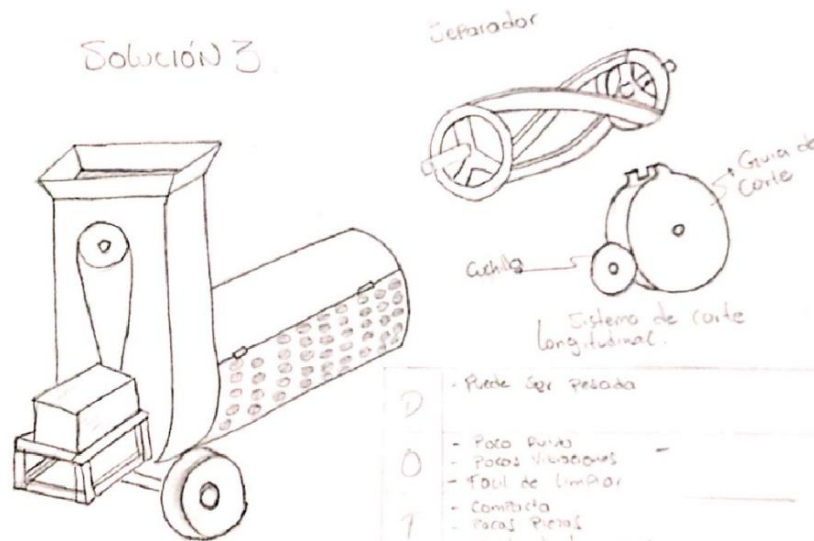
**Figura 15.** Diseño preliminar 2. Fuente: Autor.

En la **Tabla 5**, se muestra la matriz DOFA del diseño conceptual 2 presenta oportunidades como pocas vibraciones y poco ruido

**Tabla 5.** Matriz DOFA del diseño preliminar 2

DISEÑO PRELIMINAR 2	
D	-Puede ensuciarse la semilla debido a la fracturación de la cascara de la mazorca -Puede ser pesada.
O	-Poco ruido. -pocas vibraciones. -cascara rota en pedazos pequeños facilitando la descomposición.
F	-Compacta, pocas piezas. -Fácil de transportar.
A	-Que se traben las aspas con los trozos de mazorcas de diferentes tamaños. -Que la semilla pueda ser afectada por aplastamiento. -Mucho material en acero inoxidable.

**Diseño Preliminar 3:** En la **Figura 16**, se observa el diseño conceptual 3. En este diseño se optó por una máquina de armazón continuo similar al diseño preliminar 2, la diferencia es que en este diseño se eligió para el sistema de corte, la combinación entre una cuchilla giratoria y una guía accionada por una cadena que cumple la función de atrapar la mazorca y obligarla a pasar por la cuchilla giratoria, con esto la mazorca se partirá a la mitad en dos trazos de igual tamaño, esto ayudara a conservar la limpieza del grano y también evitara que trozos pequeños entren por los mismos agujeros que las almendras al pasar por el sistema de separación.



**Figura 16.** Diseño preliminar 3. Fuente. Autor

En la **Tabla 6**, se muestra la matriz DOFA del diseño conceptual 3, que promete como fortalezas ser una máquina compacta, de pocas piezas y de fácil limpieza, aspectos muy importantes para las máquinas que tienen contacto directo con alimentos.

**Tabla 6.** Matriz DOFA del diseño preliminar 3

DISEÑO PRELIMINAR 3	
D	-Puede ser pesada
O	-Poco ruido -Pocas vibraciones -Fácil de limpiar
F	-Compacta, -Pocas piezas -Fácil de limpiar
A	-Pueden trabarse las aspás -Puede afectar la integridad del grano -Mucho material en acero inoxidable

El diseño con mejor puntuación es el **diseño preliminar 3**, la sección de Diseño Detallado se orientará basado en este diseño conceptual según los resultados de la **Tabla 7**.

**Tabla 7.** Puntajes del método PUGH.

METODO PUGH			
ESPECIFICACIONES	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3
<b>muy triturado</b>	5	9	5
<b>fácil de lavar</b>	9	9	9
<b>Fácil de usar</b>	9	9	9
<b>Fácil de transportar - compacto</b>	9	9	9
<b>Duradera - Bajo mantenimiento</b>	5	9	5
<b>Seguro de usar</b>	9	5	9

<b>METODO PUGH</b>			
<b>ESPECIFICACIONES</b>	<b>Diseño 1</b>	<b>Diseño 2</b>	<b>Diseño 3</b>
<b>Económico</b>	5	5	5
<b>limpieza de la semilla</b>	9	5	9
<b>poco ruido</b>	1	9	9
<b>asegurar integridad de las semillas</b>	9	9	9
<b>pocas piezas</b>	1	5	9
<b>fácil de fabricar</b>	1	9	9
<b>SUMATORIA</b>	72	92	<b>96</b>

En la **Figura 3** podemos ver el modelado 3D del ensamblaje de todas las partes que componen la máquina diseñada en este trabajo de grado. Las partes han sido rotuladas para ser presentadas en la **Tabla 6**. El alabe es el dispositivo que genera la centrifuga, está instalado dentro del cilindro selector apoyado sobre dos rodamientos en la **Figura 3** aparece en la parte superior de la máquina identificado con el rotulo número 14.

RESULTADOS TECNICOS: aquí se presentan las características técnicas de la maquina y que se explican detalladamente en el anexo 4.

Potencia de diseño:

$$H_{\text{diseño}} = 1.46 \text{ KW}; 1.95\text{HP}$$

RESULTADOS DE TRANSMISION:

Eje 1:  $N_1 = 15$  dientes;  $N_2 = 102$  dientes;  $W_{\text{entrada}} = 1700$  rpm;  $W_{\text{salida}} = 250$  rpm;  $RV = 6.8$

Eje 2:  $N_1 = 15$  dientes;  $W_{\text{entrada}} = 250$  rpm;  $W_{\text{salida}} = 37$  rpm;  $RV = 6.8$ ;  $N_2 = 102$  dientes

Eje 3:  $N_1 = 15$  dientes;  $W_{\text{entrada}} = 37$  rpm;  $W_{\text{salida}} = 18$  rpm;  $RV = 2.1$ ;  $N_2 = 31$  dientes

SELECCIÓN DE CADENA:

Cadena 1 y Cadena 2:

Cadena seleccionada ANSI 35 (Paso 0.375 in; 9.25mm) una hilera

Distancia mínima entre centros ( $C_{\text{min}}$ ) = 315.6

Numero de eslabones ( $K$ ) =  $130.5 \approx 131$  eslabones

Longitud de la cadena ( $L$ ) = 49.13 in

Cadena 3:

Cadena: ANSI (Paso 0.375 in; 9.25mm) una hilera

Distancia mínima entre centros ( $C_{\text{min}}$ ) = 308.965 mm

Numero de eslabones ( $K$ ) =  $88.11 \approx 89$

Longitud de la cadena ( $L$ ) = 33.4 in

DIAMETROS DE EJES: se escogió el mayor diámetro calculado para los ejes que es de 28,77 mm, (ver Anexo 4, tabla 9), se escoge el eje disponible en el mercado con diámetro 38,1 mm ANSI 1020

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS: El C10 con mayor valor 8,73. (Ver anexo 4 tabla 11)

## DISEÑO DE CHAVETAS

**Tabla 8.** Resultados diseño de chavetas. Anexo 4 tabla 13

Atributos	EJE 1	EJE2	EJE 3
T (N*m)	57,3	387,13	795,77
N	1,25		
D (m)	0,0254		
W (m)	0,00635		
sy (Pa)	400000000		
L chaveta (m)	0,00444076		

Las máquinas presentadas a continuación, aunque varían en sus características técnicas, todas garantizan funcionamiento eficiente. En la **Tabla 6**, encontramos un resumen de todas las características técnicas que nos facilitan una comparación eficiente entre el diseño propuesto y los prototipos experimentales encontrados en la literatura y las máquinas comerciales encontradas en la web.

Para iniciar con la comparación se puede destacar que el diseño de máquina propuesto en este trabajo de grado presenta el menor costo en dólares, seguido del prototipo construido por Parra & Calderón (2018), cabe resaltar que las maquinas comparadas son prototipos ya construidos y que el precio de construcción para el prototipo propuesto puede verse afectado.

En cuanto al rendimiento de, trabajo, es decir, la cantidad de mazorcas procesadas por unidad de tiempo la ganadora se ve que la máquina con mejor rendimiento es la propuesta por Torres & Quevedo, (2019), seguido la máquina propuesta por este trabajo de grado

La fuente de potencia de las Máquinas representa una parte importante porque de eso parte el diseño de transmisiones, de velocidad de trabajo y de costos, la mayoría de los motores usados son eléctricos a excepción de los prototipos diseñados por la empresa Agrovision y por (Becerra & Saidén, 2018), este tipo de motos garantiza el funcionamiento en cualquier parte en cualquier lugar sin embargo la máquina de (Becerra & Saidén, 2018) es de uso fijo, por otro lado la única máquina que presenta un motor sin caja reductora es la propuesta por este trabajo de grado.

En cuanto a las medias la máquina propuesta presenta una similitud en tamaño con la máquina de Parra & Calderón (2018), la maquina más grande es la comercializada por la empresa Pinhalense. La capacidad de que las maquinas sea portables favorece a los pequeños productores por el fácil ingreso a sus parcelas y también por l pasibilidad de ser alquilada a otros productores en diferentes lugares, la máquina aquí propuesta y la máquina de la empresa Agrovison son las únicas que cuentan con esta especificación.

Como resultado de la comparación se puede decir que la maquina aquí propuesta contiene aspectos positivos que toma de las demás máquinas y quizá pueda estar entre los mejores diseños de la región, solo falta la etapa constructiva para evaluar esta comparación. Con todo lo expuesto anteriormente, se evidencia que nuestro prototipo contiene algunas ventajas técnicas en relación con las máquinas revisadas. quizás pueda estar entre los mejores diseños de la región, solo falta la etapa constructiva para evaluar esta comparación.

**Tabla 9.** Comparación de especificaciones técnicas

COMPARACION ENTRE MAQUINA DISEÑADA Y LAS MAQUINAS CONSULTADAS								
maquina	mazorcas por hora	Precio USD	potencia (hp)	largo (mm)	alto (mm)	ancho (mm)	Tipo de motor	Portabilidad
Propia	2160	\$ 1,378,28	1	2290	1340	816	eléctrico 1 Hp	Ruedas
Becerra y Saiden	1440	\$ 2,665,28	5,5				gasolina 5,5 hp	Fijo
Parra y Calderon	1000	\$ 1,380,574	1/16	2280	900	676	Motorreductor 1/6 Hp	Fijo
Agrovision	363,5	\$ 6,200	5,5				Motorreductor 5,5 Hp gasolina	Ruedas
Mayacela	372	\$ 4,212	1				2 motorreductores eléctricos 1Hp	Fijo
Torres	2400	\$ 4,692	3hp y	1980	1525	1300	Motorreductor 3 Hp eléctrico	Fijo
Pinhalense	3648		1,5 a 3	5350	2450	1550		Fijo

**Tabla 10.** Presupuestos de la maquina

PROTOTIPO DE MAQUINA DESPULPadora DE CACAO				
MATERIALES REQUERIDOS PARA LA CONSTRUCCION				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD DE MEDIDA	CANTIDAD	VR UNITARIO	VR TOTAL
<b>ACEROS</b>				
TUBERIA CUADRADA 40*40 MM 2MM ESPESOR	ML	15	\$ 20,875,00	\$ 313,125,00
LAMINA ACERO INOXIDABLE CALIBRE 19	M2	8,7	\$ 54000,0,00	\$ 469,800,00
EJE MACIZO 38,1 mm. ANSI 1020	ML	2,2	\$ 134350,0,00	\$ 295,570,00
PLATINA DE ACERO 6m x 2 x 1/8 in	ML	1,05	\$ 11,908,00	\$ 12,503,40
SOPORTE PARA TAMBOR	unidad	4	\$ 10,000,00	\$ 40,000,00
			<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$ 1,130,998,40</b>
<b>TRASMISION</b>				
CATARINA 102 DIENTES PASO ANSI 35	unidad	2	\$ 40,000,00	\$ 80,000,00
SPROKET 15 DIENTES PASO ANSI 35	unidad	3	\$ 20,000,00	\$ 60,000,00
CATARINA 31 DIENTES PASO ANSI 35	unidad	1	\$ 35,000,00	\$ 35,000,00
CADENA ANSI 35	ML	3,4	\$ 26,290,00	\$ 89,386,00
MOTOR ELECTRICO MONOFASICO 1700 RPM, 1HP. TEMPO. Serie: YC90S-4	unidad	1	\$ 520000,0,00	\$ 520,000,00
			<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$ 784,386,00</b>
<b>RODAMIENTOS</b>				
CHUMACERA PEDESTAL KML. EJE 38,1 mm	unidad	4	\$ 80,000,00	\$ 320,000,00
RODAMIENTO DE BOLAS KML EJE 38,1 mm	unidad	3	\$ 80,000,00	\$ 240,000,00
			<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$ 560,000,00</b>
<b>COMPLEMENTOS</b>				
DISCO SEPARADOR DE INTESTINO 250 mm (AFILASOL)	unidad	1	\$ 650,000,00	\$ 650,000,00
SOLDADURA AS7018 1/8 CAJA X 20 Kg	unidad	1	\$ 361,900,00	\$ 361,900,00
LLANTA DE CARRETILLA	unidad	2	\$ 70,000,00	\$ 140,000,00
Tornillo Hexagonal 1/2X3 y Tuerca	unidad	10	\$ 5900,0,00	\$ 59,000,00
			<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$ 1,210,900,00</b>
<b>MANO DE OBRA</b>				
MANO DE OBRA POR ORNAMENTADORES	unidad	1	\$ 1,843,142,20	\$ 1,843,142,20
			<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$ 1,843,142,20</b>
			<b>TOTAL</b>	<b>\$ 5,529,426,60</b>

## CONCLUSIONES

Se realizó una revisión bibliográfica sobre los avances en cuanto a la tecnología de despulpado de cacao presentados en Colombia y otros países de la región, además a partir de los prototipos consultados se fija una línea de diseño base para el desarrollo del diseño de la máquina propuesta en este proyecto de grado. Encontrando que los mecanismos para el despulpado de Cacao son básicamente dos: Corte o aplastamiento. Así mismo, que la separación entre las cascara y la pulpa se realiza mediante centrifugado mayormente y algunos casos mediante vibración. Posteriormente se realizó un estudio de medición experimental, que nos permitiera caracterizar la mazorca de Cacao y las semillas. Encontrándose, que el peso máximo de una mazorca de cacao en la región de estudio (Rivera-Huila) es de 0.923 kg, con un diámetro medio en el centro de la mazorca de 11 cms, y un espesor medio de pared de mazorca de 2 cms. Todo esto estando en concordancia con los estudios consultados en la literatura Mayacela, (2017), Torres & Quevedo, (2019) y Parra & Calderón, (2018).

En este trabajo se empleó y verifico las bondades de usar la combinación de las metodologías QFD + DOFA + PUGH a la hora de proponer un diseño conceptual partiendo de los deseos del cliente, encontrando las especificaciones técnicas necesarias que en este caso fueron 8. Una de las fortalezas del método QFD, es que nos permite evaluar las ventajas de las máquinas existentes encontradas en el estudio de vigilancia tecnología. De este modo, podemos identificar y tomar las mejores soluciones planteadas en diseños anteriores e incluirlas como parte de nuestra solución.

En este trabajo se siguieron metodologías modernas para: el diseño de elementos mecánicos (Chasis, Ejes, transmisión por cadenas) y la selección de elementos de máquinas estandarizados (Cadenas, rodamientos, motor eléctrico). Dichas metodologías soportadas en normas internacionales como ANSI, API y en los fundamentos del diseño mecánico como suelen ser las teorías del esfuerzo y las teorías de falla (estática y dinámica). Encontrándose, que dichas metodologías ayudan al ingeniero, al momento de afrontar un diseño detallado de una máquina de corte agroindustrial.

La máquina propuesta en este proyecto de grado cuenta importantes detalles de diseño de transmisión y reducción de potencia que favorecen a abaratar costos de producción que se verán reflejados directamente en el precio final, esto sucede porque a diferencia de los demás prototipos, el propuesta no cuenta con una caja reductora o un motoreductor, entonces para disminuir velocidad del motor se diseñó un sistema de reducción por cadenas y ruedas dentadas, para que la potencia llegue del motor a la primera parte accionada de la máquina que es el alabe pasa por un eje que sirve de puente de reducción.

También se cuenta con un sistema innovador en cuanto a la separación del grano y de la cascara, si bien en cuanto a la forma presenta un cilindro como las demás maquinas excluyendo la comercializada por la empresa Brasileña Pinhalense, la diferencia está en que dicho cilindro es totalmente estático, lo que genera el movimiento es el dispositivo llamado alabe, es el encargado de centrifugar y guiar la masa de granos de cacao y cascara dentro del cilindro seleccionador, esto se diseñó con el fin de ofrecer ventajas como: reducir el ruido en el funcionamiento, alivianar las partes móviles extendiendo la vida útil de los rodamiento además de bajar el grado de suciedad que generan los cilindros rotativos porque estos lanzan semillas a 360 grados, al igual que trozos de

cascaras debido a que el cilindro estático solo tiene aberturas por la parte inferior y las semillas caen a una bandeja.

Otra innovación es la forma que tiene la tolva, está diseñada para que el fruto “mazorca” de cacao adopte la posición adecuada antes de ingresar al sistema de corte, esto sin importar la forma en la que se encuentre inicialmente. Y finalmente la maquina cuenta con un sistema de llantas que favorecen su movilidad, también cuenta con un acople de arrastre diseñado para adaptarse a cualquier tractor, además es liviana para facilitar el transporte a cualquier otro vehículo.

## **AGRADECIMIENTOS**

A mis padres por apoyarme en mis estudios, a mi tutor de tesis por guiarme para convertir en realidad una idea.

## **BIBLIOGRAFIA**

### **Artículo científico sin DOI**

American Chain Association. (2005). Standard handbook of chains: Chains for power transmission and material handling. CRC Press.

Angulo-Preciado, Diana Jasmin. “Evaluación en el manejo poscosecha de cacao (*Theobroma cacao*) de la variedad ccn-51 en la parroquia Rocafuerte - Esmeraldas” [Tesis Ingeniería Agroindustrial] Riobamba (Ecuador): Universidad Nacional de Chimborazo, Facultad de Ingeniería, 2022, 90 p.

Becerra, R., Saidén, G. Diseño y fabricación de un prototipo de una máquina despulpadora de cacao [Tesis de ingeniería mecánica eléctrica]. Lambayeque (Perú): Universidad Nacional “Pedro Luis Gallo”, Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, 2018, 76.p.

España. Boletín Oficial del Estado. Ley 11/2007, de 22 de junio, de acceso electrónico de los ciudadanos a los Servicios Públicos. Madrid (España): 2007, 150 p.

CALAMEO. Catalogo general de cuchillas sector alimentos AFILASOL. <https://www.calameo.com/read/0074235760cbb573f76ab?trackersource=library> [Consultado octubre 2 de 2023].

Cedeño-Reyes, David Samuel. Análisis comparativo del proceso mecánico y manual del descascaramiento de mazorcas de cacao. [Tesis Ingeniería en Horticultura y Fruticultura] Quevedo (Ecuador): Universidad Técnica Estatal de Quevedo, Facultad de ciencias agrarias, 2016, 50 p.

Colombia. Gobernación del Huila. En Rivera, Huila, nació la Asociación Latinoamericana de Cultivadores de Cacao. Neiva (Colombia): 2021, 2 p.

Colombia. Unidad de Gestión de Riesgos Agropecuarios (UGRA). FINAGRO, Ficha de inteligencia Cacao. Bogotá (Colombia): 2020.

Colombia. Superintendencia de Industria y Comercio. Cadena Agroproductiva del Cacao Diagnostico de Libre Competencia. Bogotá (Colombia): 2017, 6 p.

Llanos-Borja, Luis Adrian. Diseño y Construcción de una Picadora y Despulpadora de Cacao [Tesis Ingeniería Mecánica]. Esmeraldas (Ecuador): Universidad Técnica "Luis Vargas Torres" de Esmeraldas, 2013, 50 p.

Mayacela-Guerra, César. Diseño y construcción de una máquina para la extracción de la pulpa del fruto del cacao [Tesis de Ingeniería Mecatrónica]. Quito (Ecuador): Universidad Internacional del Ecuador, Facultad de Ciencias Exactas y Tecnologías Aplicadas, 2017, 175 p.

Parra, J., Calderón, J. Diseño y construcción de un prototipo de máquina para la obtención de semillas de cacao a partir del despulpado del fruto y la separación de sus componentes [Tesis de Tecnología Mecánica]. Bogotá (Colombia). Universidad Distrital Francisco José de Caldas, Facultad tecnológica, 2018, 223 p.

PINHALENSE. Quebrador de Cacao [consultado septiembre de 2023].

Ruiz-Falco. Despliegue de la función de calidad (QFD) apuntes de clase (Madrid, España, 2009). P. 32.

Shigley, J. E., Mischke, C. R., & Brown Jr, T. H. (2004). Standard handbook of machine design. McGraw-Hill Education.

Torres, C., Quevedo, G. Diseño y construcción de una maquina cortadora y despulpadora de cacao con una capacidad de 2400 mazorcas por hora para mejorar la productividad del agricultor [Tesis de ingeniería mecánica]. Riobamba [Ecuador]: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, 2019, 122 p.

Torres, Oneida, Fariñas, Lucía Graziani, Ortiz de Bertorelli, Ligia, & Trujillo, América. (2004). Efecto del tiempo transcurrido entre la cosecha y el desgrane de la mazorca del cacao tipo forastero de Cuyagua sobre características del grano en fermentación<sup>1</sup>. *Agronomía Tropical*, 54(4), 481-490. Recuperado en 22 de septiembre de 2023, de

United States Agency International Development (USAID). Manejo de cosecha y post-cosecha de cacao. [consultado septiembre 25 de 2023]

Zambrano, J. L. (2018). Diagnóstico del Estado del Arte de la Cadena de Valor del Cacao en América Latina y El Caribe. QUITO: Banco Interamericano de Desarrollo. [consultado septiembre 2 de 2019].

## Artículo científico con DOI

Ayestas, E., Vega-Jarquín, C., Torres, P., Lanzas, J., Orozco, L., & Astorga, C. (2016). Puntos críticos del manejo poscosecha de cacao en Waslala, Nicaragua. *La Calera*, 14(22), 5–12. <https://doi.org/10.5377/calera.v14i22.2650>

Carrilo, F. A., Molina, J. R., & Salazar, J. C. (2015). Contribución de esquemas de fertilización orgánica y convencional al crecimiento y producción de *Theobroma cacao* L. bajo arreglo agroforestal en Rivera (Huila, Colombia). *MANEJO Y CONSERVACION DE SUELOS Y AGUAS*, 307-314. [https://doi.org/10.21930/rcta.vol16\\_num2\\_art:375](https://doi.org/10.21930/rcta.vol16_num2_art:375)

Cely Torres, L. A. (2017). Oferta productiva del cacao colombiano en el posconflicto. Estrategias para el aprovechamiento de oportunidades comerciales en el marco del acuerdo comercial Colombia-Unión Europea. *Equidad y Desarrollo*, (28), 167-195. <https://doi.org/10.19052/ed.4211>

Martínez-Palmeth, L.H.; González-Carmona, MA., Miranda-Castro, J. (2021). Diseño y análisis de un dispositivo de prueba de abultamiento. *Ingeniería e Investigación*,41(3), e85756. 10.15446/ing.investig.v41n3.85756. <https://doi.org/10.15446/ing.investig.v41n3.85756>

Morales Rodríguez, W. . J., Vallejo Torres, C. A., Sinche Bósquez, P. D., Torres Navarrete, Y. G., Vera Chang, J. F., & Anzules Cedeño, E. D. (2016). Mejoramiento de las características físico-químicas y sensoriales del cacao CCN51 a través de la adición de una enzima y levadura durante el proceso de fermentación. *Revista Amazónica. Ciencia Y Tecnología*, 5(2), 169–181. <https://doi.org/10.59410/RACYT-v05n02ep06-0142>

Sánchez O., Diana María, Velandia T., Oscar Gerardo, & Suárez S., Juan Carlos. (2015). Contribución de sistemas productivos en la generación de ingresos en familias cacaoteras, departamento del Caquetá. *Revista de Ciencias Agrícolas*, 32(1), 37-54. <https://doi.org/10.22267/rcia.153201.23>

Vinces-Bermúdez, J. A., & Zambrano-Roldán, K. (2018). Negociación de cacao y mercado Latinoamericano: Artículo de investigación. *Revista Científica Arbitrada De Investigación En Comunicación, Marketing Y Empresa REICOMUNICAR*. ISSN 2737-6354., 1(1), 2-14. <https://doi.org/10.46296./rc.v1i1.0001>

Vásquez-Barajas, Eduardo Felipe, García-Torres, Nelson Emilio, Bastos-Osorio, Liliana Marcela, & Lázaro-Pacheco, Joordan Mauricio. (2018). Análisis económico del sector cacaotero en Norte de Santander, Colombia y a nivel internacional. *Revista de Investigación, Desarrollo e Innovación*, 8(2), 237-250. <https://doi.org/10.19053/20278306.v8.n2.2018.7963>

## ANEXO 4: CALCULOS DE DISEÑO

SELECCIÓN DEL MOTOR: De acuerdo con las encuestas la fuente de potencia preferido por la *vos del cliente* es un motor a combustión, pero para la práctica se eligió un motor eléctrico debido a que las revoluciones de los motores a combustión comerciales son en promedio 3600 RPM, y para la velocidad final que usa la maquina se obtiene un sistema complejo para bajar las revoluciones, la otra solución sería una caja reductora pero no se optó por esa solución debido a que se incrementa mucho el precio de la máquina. La solución fue elegir un motor eléctrico de monofásico de 1hp a 1700 RPM.

DISEÑO DE TRANSMISION: Para la reducción de velocidad <se seleccionó cadenas por que el tamaño de los sprokets y catarinas es mucho más pequeño con respecto a las poleas. Para la transmisión se usa un primer eje de reducción antes de llegar al segundo eje que acciona el movimiento de la máquina, a continuación, se muestra el procedimiento para la selección de cadenas.

PRIMERA TRANSMISION (MOTOR A EJE 1):

Motor 1hp (0.75KW) a 1700 rpm

### 1. POTENCIA PARA TRANSMITIR (Hdiseño)

$$H_{diseño} = H_{nominal} * k_s * n_d \quad [1]$$

Donde:

Hdiseño: potencia de diseño

H nominal: potencia nominal del motor en (w)

Ks: es el producto de los factores de servicio, dado por:  $K_s = SF_1 * SF_2 * SF_3$

Nd: factor de diseño o factor de seguridad (1.25, según la tabla)

$$k_s = SF_1 * SF_2 * SF_3 \quad [2]$$

Tabla 1, Tabla 2 y Tabla 3. Factores de servicio, tomado de Shigley, J. E., Mischke, C. R., & Brown Jr, T. H. (2004)

**TABLE 32.10** Service Factors for Offset-Sidebar-Chain Drives; Load Type, SF<sub>1</sub>

Type of driven load	Type of input power		
	Internal combustion engine with hydraulic drive	Electric motor or turbine	Internal combustion engine with mechanical drive
Smooth	1.0	1.0	1.2
Moderate shock	1.2	1.3	1.4
Heavy shock	1.4	1.5	1.7

**TABLE 32.11** Service Factors for Offset-Sidebar-Chain Drives; Environment, SF<sub>2</sub>

Environmental conditions	Factor
Relatively clean, moderate temperature	1.0
Moderately dirty, moderate temperature	1.2
Very dirty, abrasive, exposed to weather, mildly corrosive, relatively high temperature	1.4

**TABLE 32.12** Service Factors for Offset-Sidebar-Chain Drives; Operating Time, SF<sub>3</sub>

Daily operating hours	Factor
8 to 10 hr/day	1.0
10 to 24 hr/day	1.4

Los valores de cada uno de los factores de servicio fueron seleccionados según la condición particular de la maquina y se presentan a continuación junto con el resultado de la potencia de diseño:

$$\begin{aligned} SF1 &= 1.3 \\ SF2 &= 1.2 \\ SF &= 1 \\ nd &= 1.25 \end{aligned}$$

$$H_{\text{diseño}} = 1.46 \text{ KW}; 1.95\text{HP}$$

## 2. CALCULAR LA POTENCIA PERMISIBLE PARA LA CADENA

$$H_a = k_1 * k_2 * H_{tab} \quad [3]$$

Donde:

Ha: Potencia permisible

k1: factor de corrección para un numero de dientes distinto a 17 ( $k_1 = \#dientes$ )

k2: corrección por número de hileras (# hileras)

El número de dientes del piñón (N1) se obtiene a partir de la Tabla 4. se toma un numero de dientes de la rueda pequeña N1 es igual a 15 dientes y paso de cadena de 0.375 in, esta es la información de entrada para calcular la reducción de potencia. se muestran los datos obtenidos hasta el momento.

Para determinar la velocidad de giro de la guía cortadora se basa en el rendimiento de producción optimo es de 1500 kg/ha por año según (Programa de Transformación Productiva, 2013. Citado por Vasques *et. al* 2018), es decir que la velocidad de giro de la cuchilla debe garantizar una eficiencia de procesamiento mínima mencionado anteriormente. Se escoge una velocidad de 18 rpm para el eje de la guía cortadora, además la guía cortadora tendrá en su diseño la capacidad para cortar 2 mazorcas por cada vuelta, siguiendo esta lógica tenemos que.

$$1 \text{ vuelta} * 2 \text{ mazorcas} = 2 \frac{\text{mazorcas}}{\text{vuelta}} = 2 \text{ mazorcas/revolucion}$$

$$18 \text{ revoluciones/minuto} * 2 \text{ maz/rev} = 36 \frac{\text{mazorcas}}{\text{minuto}}$$

$$36 \frac{\text{maz}}{\text{min}} * 60 \frac{\text{min}}{1 \text{ hora}} = 2160 \frac{\text{mazorcas}}{\text{hora}}$$

La relación de velocidad para todo el sistema se trata desde la velocidad que entrega el motor hasta la velocidad del guía cortador, es decir que del 1700 rpm que entrega el motor de 1hp se debe reducir hasta 18 rpm que la velocidad con la que se rompen las mazorcas de cacao.

Tabla 4. Numero de dientes mínimo sugerido para la rueda pequeña. Tomado de: American Chain Association. (2005)

Suggested minimum number of teeth on a small sprocket		Chain pitch													
Small sprocket speed		0.250	0.375	0.500	0.625	0.750	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	3.00	
10,000	27														
8,000	25														
6,500	25														
5,000	23		26												
		23	25	27											
4,000	22		24	25	27										
3,500	22		24	25	26	27									
3,000	21		23	24	25	26									
2,500	21		22	23	24	25	27								
2,000	20		21	22	23	24	25	27							
1,760	19		21	22	23	24	25	26							
1,600	19		20	22	22	23	24	25	26						
1,400	18		20	21	22	23	24	25	26	26					
1,200	18		19	20	21	22	23	24	25	26	26				
1,000	17		19	20	21	21	22	23	24	25	25	26	27		
900	17		18	19	20	21	22	23	24	24	25	26	26		
800	17		18	19	20	20	22	22	23	24	24	25	25	26	
700	16		18	18	19	20	21	22	23	23	24	24	25	26	
600	16		17	18	19	19	20	21	22	23	23	24	24	25	
500	15		16	17	18	19	20	21	21	22	22	23	23	24	
400	15		16	17	17	18	19	20	20	21	22	22	22	23	
300	14		15	16	16	17	18	19	19	20	20	21	21	22	
200	13		14	15	15	16	17	17	18	18	19	19	20	20	
100	11		12	13	13	14	15	15	16	16	17	17	17	18	
90	11		12	13	13	14	14	15	15	16	16	17	17	18	
80	11		12	12	13	13	14	15	15	16	16	16	17	17	
70	11		11	12	13	13	14	14	15	15	16	16	16	17	
60			11	12	12	13	13	14	14	15	15	15	16	16	
50			11	11	12	12	13	13	14	14	15	15	15	16	
40				11	11	12	12	13	13	14	14	14	15	15	
30					11	11	12	12	13	13	13	14	14	14	
20							11	11	12	12	12	13	13	13	
10										11	11	11	11	12	

La mejor velocidad del agitador de la masa de cacao y cascara dentro del cilindro separador es 35 rpm (Mayacela, 2017).

$$RV = \frac{W_{entrada}}{W_{salida}} \quad [4]$$

Donde:

RV: Relación de velocidad

W: Velocidad angular (rpm)

$$\begin{aligned} N1 &= 15 \text{ dientes} \\ W_{entrada} &= 1700 \text{ rpm} \\ W_{salida} &= 250 \text{ rpm} \\ RV &= 6.8 \end{aligned}$$

Relación de velocidad con respecto a los números de dientes del piñón y la catarina

$$RV = \frac{N2}{N1} \quad [5]$$

Despejando número de dientes de la catarina (N2).

$$N2 = \frac{RV \cdot N1}{1} \quad [6]$$

Donde:

N: número de dientes

Número de dientes de la Catarina N2 = 102 dientes

Ahora para la relación de potencia entre el eje 1 y el eje 2 tenemos que.

$$\begin{aligned}N1 &= 15 \text{ dientes} \\W_{entrada} &= 250 \text{ rpm} \\W_{salida} &= 37 \text{ rpm} \\RV &= 6.8 \\N2 &= 102 \text{ dientes}\end{aligned}$$

Concluimos que para el siguiente procedimiento es válido decir que la transmisión entre el motor y el eje 1 es igual para la transmisión entre el eje 1 y el eje del agitador (eje 2). Se continua con el procedimiento de cálculo de la transmisión.

Se calcula k1, según la ecuación

Tabla10. Factor de corrección de dientes,

$$K1 = (N_1/17)^{1.08} \quad [7]$$

$$K1 = 0.87$$

Se iguala la potencia de diseño (Hdiseño) con la potencia permisible (Ha). Hdiseño = Ha

$$H_{diseño} = k1 * k2 * H_{tab} \quad [8]$$

Despejando Htab:

$$H_{tab} = \frac{H_{diseño}}{k1 * k2} \quad [9]$$

Para determinar k2 se usa la información de la siguiente tabla.

Tabla 5. Factores de hileras múltiples. K2

Numero de hileras	K2
1	1.0
2	1.7

Para determinar el número de hileras que se usaran en el sistema se tabula Htabla con diferentes valores de k2: (1; 1.7)

Tabla 6. Iteración para la selección de cadena

#hilera	Htabla	Nc. ANSI	lubricación
---------	--------	-------------	-------------

1	2,24137931	35	tipo B
2	1,31845842	35	tipo B

1	2,24137931	35	tipo B
2	1,31845842	35	tipo B
3	0,89655172		

Cadena seleccionada ANSI 35 (Paso 0.375 in; 9.25mm) una hilera

Hallar la distancia entre centros (Cmin)

$$C_{min} = \left( \frac{d_1 + d_2}{2} \right) + 30 \text{ a } 50 \text{ mm} \quad [10]$$

Donde:

Cmin: distancia mínima entre centros

d: diámetro de las ruedas dentadas

para alcanzar la distancia entre centros mínimo se suman 138 mm, debido al diámetro de las ruedas dentadas.

$$d_1 = 45.81 \text{ mm}$$

$$d_2 = 309.3 \text{ mm}$$

$$C_{min} = 315.6 \text{ mm}$$

Hallar el número de eslabones (k) longitud de la cadena (L) y la distancia real entre centros (C)

$$L = kp = \left[ \frac{2c}{p} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \frac{c}{p}} \right] p \quad [11]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \left[ \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2} \right]} \right] \quad [12]$$

$$C_{min} = 315.6$$

$$K = 130.5 \approx 131 \text{ eslabones}$$

$$L = 49.13 \text{ in}$$

$$C = 10.74 \text{ in; } 273 \text{ mm}$$

**TRANSMISION ENTRE EL EJE DEL AGITADOR Y EL EJE DE LA GUIA**

**CORTADORA:** se empieza directamente con la relación de velocidad usando los datos de velocidad angular y la ecuación [4] y luego la ecuación [5] para determinar el número de dientes de la rueda conducida N2

$N1 = 15$  dientes  
 $W_{entrada} = 37$  rpm  
 $W_{salida} = 18$  rpm  
 $RV = 2.1$   
 $N2 = 31$  dientes  
 Cadena: ANSI (Paso 0.375 in; 9.25mm) una hilera

Hallar la distancia entre centros (Cmin) con la ecuación [9], para alcanzar la medida se le incrementan 131 mm. Primero se muestran los diámetros de las ruedas dentadas

$$d1 = 45.81 \text{ mm}$$

$$d2 = 94.15 \text{ mm}$$

$$C_{min} = 308.965 \text{ mm}$$

$$K = 88.11 \approx 89$$

$$L = 33.4 \text{ in}$$

$$C = 12.24 \text{ in; } 311 \text{ mm}$$

luego hallar el número de eslabones k, longitud de la cadena (L) y la distancia real entre centros (C) con la ecuación [10].

$$C_{min} = 315.6$$

$$K = 130.5 \approx 131 \text{ eslabones}$$

$$L = 49.13 \text{ in}$$

$$C = 10.74 \text{ in; } 273 \text{ mm}$$

Diámetro de los ejes: La máquina se compone de 4 ejes consecutivos en el accionar de la transmisión, así que se enumeran los ejes iniciando con la cercanía a la fuente de potencia, para calcular el diámetro de los ejes primero es necesario conocer las fuerzas que actúan sobre los ejes, calcular las reacciones que actúan sobre los apoyos y conocer el momento máximo resultante en cada uno de los ejes, para ello se trata el eje como viga y se realizan los respectivos diagramas de fuerza cortante y momento. A continuación, se resuelven las vigas de los ejes.

EJE 1: es el eje que funciona como un pivote de reducción de potencia.

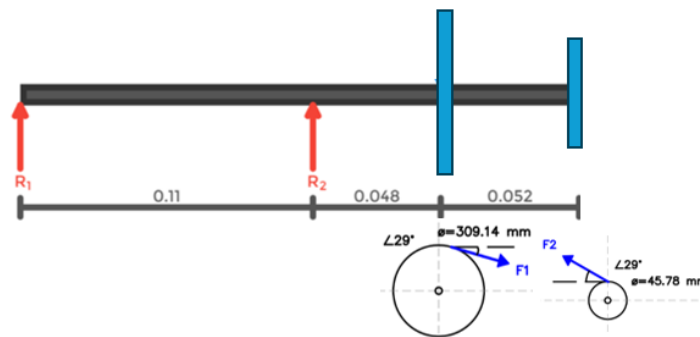


Figura 1. Diagrama de cuerpo libre eje 1

ANALISIS VIGA EJE 1: se trabaja con la potencia de diseño Hdiseño ajustándola al número entero, es decir 2hp.

$$\frac{P}{W} = T \quad [13]$$

Donde:

P: Potencia (W)

W: Velocidad angular (rad/s)

T: Torque

$$\frac{1500W}{26.18 \text{ rad/s}} = 57.3 \text{ Nm}$$

Se determina la fuerza ejercida de cada rueda despejando de la ecuación del torque y reemplazo la ecuación [11] en la ecuación [12].

$$T = F * \frac{dp}{2} \quad [14]$$

Donde:

Tm: Torque medio (Nm)

F: Fuerza (N)

dp: diámetro de paso (m)

$$F = Tm / \frac{dp}{2}$$

$$F1 = \frac{57.3Nm}{0.155m} = 369.65N$$

$$F2 = \frac{57.3Nm}{0.0229m} = 2502N$$

Una vez determinadas las fuerzas de las ruedas se procede a realizar el análisis de fuerzas

$$\sum F_x = 0$$

$$R1 + R2 - 369.7 * \text{Cos}(29) + 2491.3\text{Cos}(74) = 0$$

$$R1_x = -363.35 - R2 \quad [15]$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R1 + R2 - 369.7\text{Sen}(29) + 2491.3\text{Sen}(74) = 0$$

$$R1_z = -2215.89 - R2 \quad [16]$$

$$\sum M_x = 0$$

$$0.1R_2 - 323.35(0.158) + 2394.79(0.21) = 0$$

$$R_2x = -846.45N \quad [17]$$

$$\sum M_z = 0$$

$$0.11R_2 - 178.9(0.158) + 2394.79(0.21) = 0$$

$$R_2z = -4314.82N \quad [18]$$

Ahora reemplazo la ecuación [17] en la ecuación [15] y la ecuación [18] en la ecuación [16]

$$R_{1x} = 483.1N$$

$$R_{1z} = 2098.93N$$

Representación de los diagramas de fuerza cortante y momento

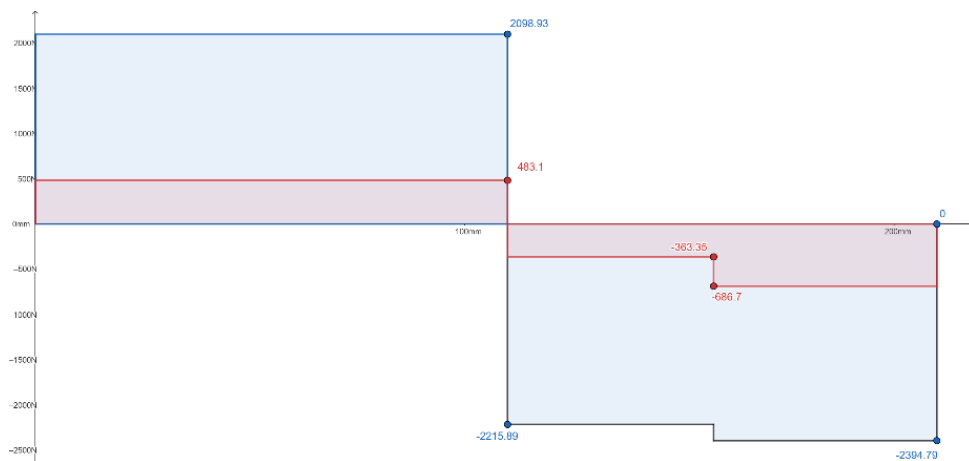


Figura 2. Diagrama de cortante eje 1. Autor

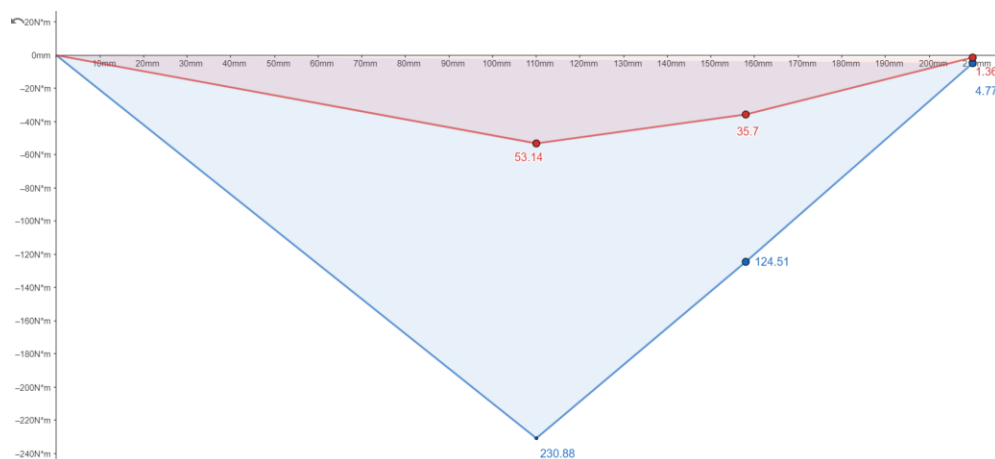


Figura 3. Diagrama de momentos eje 1

Determinación momento máximo

$$M_{\max} = \sqrt{53.14^2 + 230.88^2}$$

$$M_{\max} = 236.92 \text{ Nm}$$

EJE 2: es el eje que acciona el agitador dentro del cilindro separador

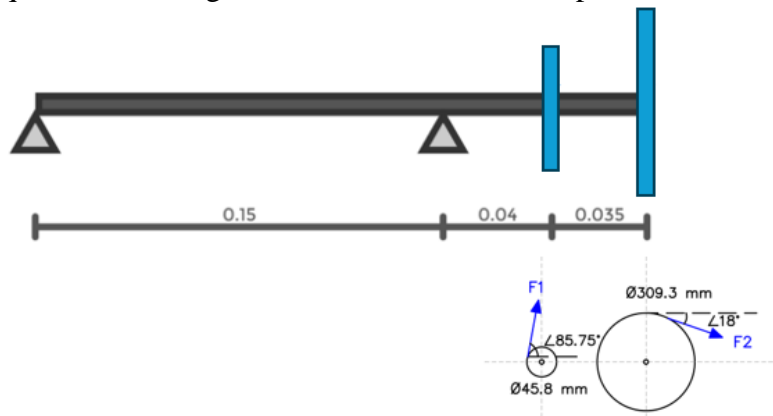


Figura 4. Diagrama de cuerpo libre eje 2

Utilizando la ecuación [11]

$$\frac{1500W}{3.875 \text{ rad/s}} = 387.14 \text{ Nm}$$

Reemplazando en ecuación [12]

$$F1 = \frac{387. \text{Nm}}{0.023\text{m}} = 16832.17N$$

Análisis de fuerzas  $F1 = \frac{387. \text{Nm}}{0.155\text{m}} = 2497.68N$

$$\sum F_x = 0$$

$$R1 + R2 - 16832.17 \text{Cos}(85.75) + 2497.68 \text{Cos}(79.56) = 0$$

$$R1x = -794.8 - R2 \quad [19]$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R1 + R2 + 16832.17 \text{Sen}(85.75) - 2497.68 \text{Sen}(79.56) = 0$$

$$R1x = -14329.55 - R2 \quad [20]$$

$$\sum M_x = 0$$

$$0.15R_2 - 1247.4(0.19) + 452.6(0.225) = 0$$

$$R_2 = -901.14N \quad [21]$$

$$\sum M_z = 0$$

$$0.15R_2 - 16785.88(0.19) + 2456.55(0.225) = 0$$

$$R_2 = -17577.29N \quad [22]$$

Ahora reemplazo la ecuación [21] en la ecuación [19] y la ecuación [22] en la ecuación [20]

$$R_{1x} = 106.34 N$$

$$R_{1z} = 3247.74 N$$

Representación de los diagramas de fuerza cortante y momento eje 2

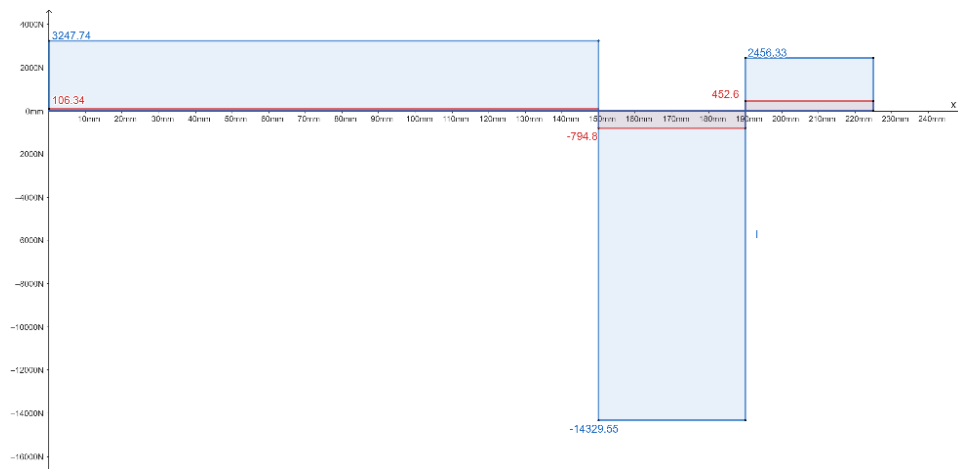


Figura 5. Diagrama fuerza cortante

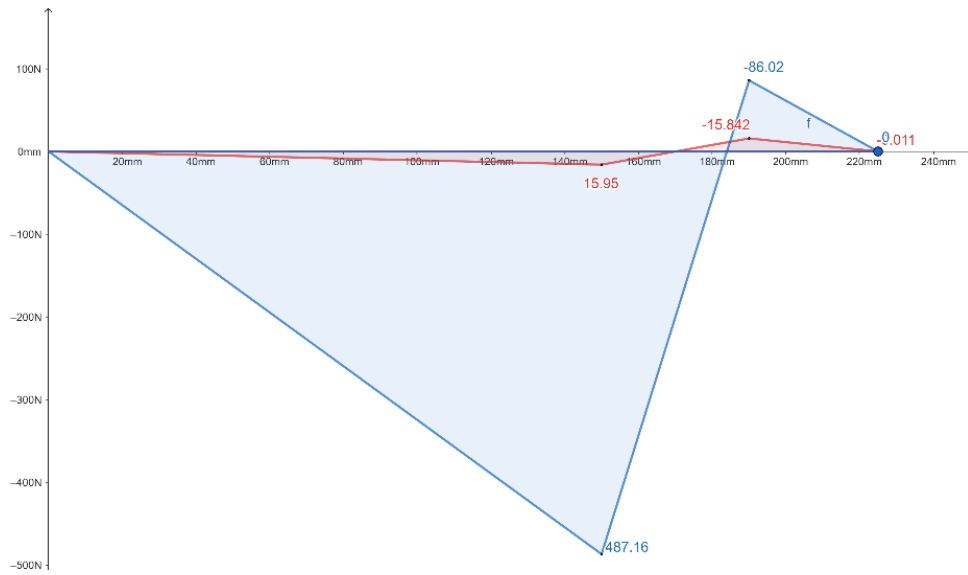


Figura 6. Diagrama momento eje 2

$$M_{\max} = \sqrt{487.16^2 + 15.95^2}$$

$$M_{\max} = 487.42 \text{ Nm}$$

EJE 3: es el eje que acciona el agitador dentro del cilindro separador

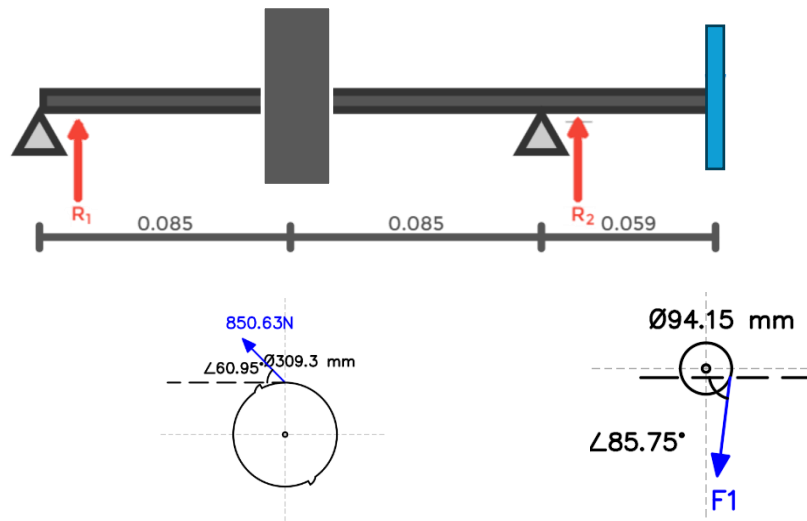


Figura 7. Diagrama de cuerpo libre eje 3

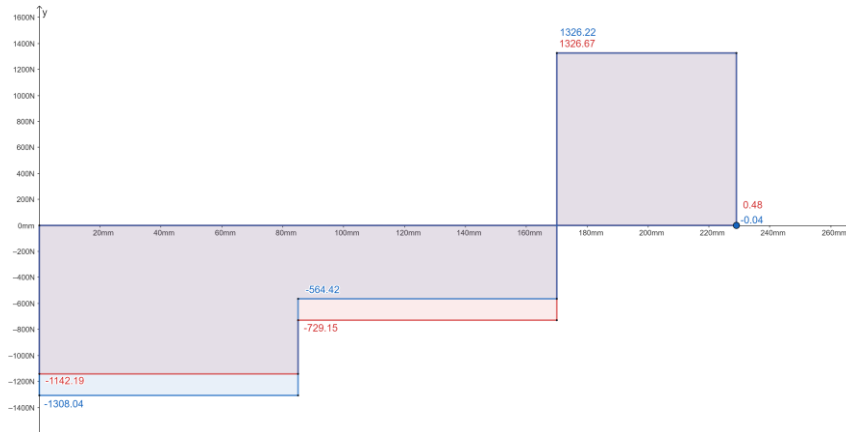


Figura 8: Diagrama fuerza constante eje 3

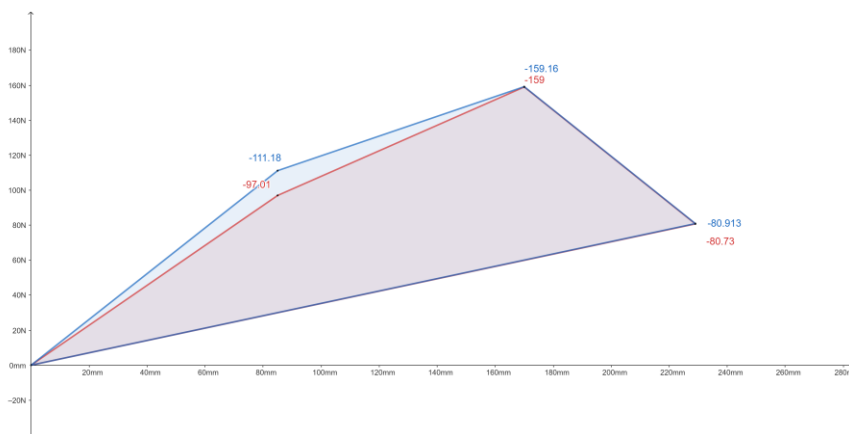


Figura 9. Diagrama de momento flector eje 3

$$M_{max} = \sqrt{159.16^2 + 159^2}$$

$$M_{max} = 224.97 Nm$$

Diámetro del eje: el diámetro del eje se llevó a cabo a partir de la siguiente ecuación para ejes redondos y giratorio. |

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad [23]$$

Donde:

d: diámetro del eje en (m)

n: factor de seguridad (1.25)

$K_f$  y  $K_{fs}$ : factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente.

$M_a$  y  $M_m$ : Momento amplitud y Momento de amplitud (N\*m)

$T_m$  y  $T_a$ : torsión media y torsión alternante (N\*m)

$S_e$  y  $S_{ut}$ : resistencia a la fluencia y resistencia ultima a la tensión (Mpa)

El acero ANSI 1020 es el seleccionado para realizar los ejes debido a su fácil mecanizado, buena soldabilidad y disponibilidad en el mercado además de que es uno de los más baratos.

Datos de entrada eje 1:

$$\begin{aligned} S_{ut} &= 410 \text{ Mpa} \\ M_m &= 0 \\ T_a &= 0 \\ M_a &= 236.92 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Suponiendo una relación típica de  $r/d = 0.02$  según la figura 22, obtenemos:  $K_t = 2.7$  y  $K_{ts} = 2.2$

Tabla 7. Estimación de concentraciones de esfuerzos

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

Para la determinación de los coeficientes  $K_f$  y  $K_{fs}$  se toman valores por iteración de los coeficientes de sensibilidad a la muesca  $q = 0.8$  y  $q_s = 0.9$ .

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad [24]$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad [25]$$

Solucionando las ecuaciones [22] y [23]. Se obtiene que

$$\begin{aligned} K_f &= 1 + 0.8(2.7 - 1) = 2.36 \\ K_{fs} &= 1 + 0.9(2.2 - 1) = 2.08 \end{aligned}$$

Determinar  $S_e$ :

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad [26]$$

Donde:

$k_a$  = factor de modificación de la condición superficial

$k_b$  = factor de modificación del tamaño

$k_c$  = factor de modificación de la carga

$k_d$  = factor de modificación de la temperatura

$k_e$  = factor de confiabilidad"

$k_f$  = factor de modificación de efectos varios

$S'_e$ , = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina

en la geometría y condición de uso.

Para este caso solo se tienen en cuenta los coeficientes  $ka$  y  $kb$ , para determinar  $ka$  se realiza la siguiente ecuación:

$$ka = a * Sut^b \quad [27]$$

Tabla 8. Parámetros en el factor de la condición superficial

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

$$ka = 4.51 * 410^{-0.265}$$

$$Ka = 0.92$$

Se reemplaza el resultado de la ecuación [25] en la ecuación [24] y el valor del coeficiente  $kb$  se obtienen con iteración.

$$Se = 0.92 * 0.82$$

$$Se = 160 \text{ MPa}$$

Teniendo todos los valores se calcula el diámetro del eje con la ecuación [21], a continuación, se muestran los resultados de cada uno de los ejes en la Tabla 9

Tabla 9. resultados del cálculo de ejes. autor

EJE	n	$Se$ (Pa)	$Sut$ (Pa)	$Kf$	$Kfs$	$Ma$ (N*m)	$Tm$ (N*m)	diámetro (mm)	diámetro (in)
1	1,2 5	1600000 00	4100000 00	2,3 6	2,0 8	236,92	57	8,43	0,33
2						487,42	387,13	36,2	1,43
3						224,97	795,77	28,77	1,13

**SELECCIÓN DE RODAMIENTOS:** para seleccionar los rodamientos utilizamos la siguiente ecuación.

$$C_{10} = a_f * F_D \left( \frac{L_D}{a_1 L_{10}} \right) \quad [28]$$

Donde:

C10: clasificación de catalogo (lbf, kN)

af: Factor de aplicación

FD: Carga radial deseada (lbf, kN)

LD: Vida deseada en horas

L10: Vida nominal en revoluciones

a1: Factor de confiabilidad

Tabla 10. reacciones resultantes de los ejes

EJE	REACCION	KN
eje 1	R1	2,15
	R2	4,4
eje 2	R1	3,25
	R2	17,6
eje 3	R1	0,93
	R2	1,55

Tabla 11. Resultados de C10 para distintos ejes

EJE	a	L10	w (rpm)	LD (horas)	LD (REVOLUCIONES)	a1	af	FD (KN)	C10
1	3,2	100000 0	251	8000	120480000	0,62	1,2	4,4	8,73
2			37		17760000			17,6	7,4
3			18		8640000,00			1,55	2,76

DISEÑO DE CHAVETAS: Las chavetas se realizan del mismo material del acero con el que se diseñaron los ejes, AISI 1020. Para determinar las dimensiones de las chavetas se usa la ecuación para determinar la longitud del material mínimo requerido para la clave.

$$L_{min} = \frac{4TN}{DWs_y} \quad [29]$$

Donde:

T: Torque (N m)

N: Factor de seguridad

D: Diámetro exterior

W: Base de la chaveta

Sy. Resistencia a la fluencia

Se elige la altura de la chaveta según la Tabla 12.

Tabla 12. Tamaño de la llave vs diámetro del eje

U.S. inch sizes			
Nominal shaft diameter		Key dimensions	
Over (in)	to-including (in)	Width, <i>W</i> (in)	Height, <i>H</i> (in)
0.3125	0.4375	0.09375	0.09375
0.4375	0.5625	0.1250	0.1250
0.5625	0.875	0.1875	0.1875
0.875	1.250	0.2500	0.2500
1.250	1.375	0.3125	0.3125
1.375	1.75	0.375	0.375
1.75	2.25	0.500	0.500
2.25	2.75	0.625	0.625
2.75	3.25	0.750	0.750
3.25	3.75	0.875	0.875
3.75	4.50	1.00	1.00
4.50	5.50	1.25	1.25
5.50	6.50	1.50	1.50

El eje se reduce en la entrada de los sprokets y catarinas a una pulgada de diámetro, por lo tanto, el ancho escogido para la sección de la chaveta cuadrada es de 0.25 in. La longitud de la chaveta según para cada uno de los ejes se muestra en la Tabla 13.

Tabla 13. Resultados de la ecuación [29]

Atributos	EJE 1	EJE2	EJE 3
T (N*m)	57,3	387,13	795,77
N	1,25		
D (m)	0,0254		
W (m)	0,00635		
sy (Pa)	400000000		
L chaveta (m)	0,00444076	0,03000264	0,0616723

Tabla 13. Toma de medidas de la mazorca de cacao

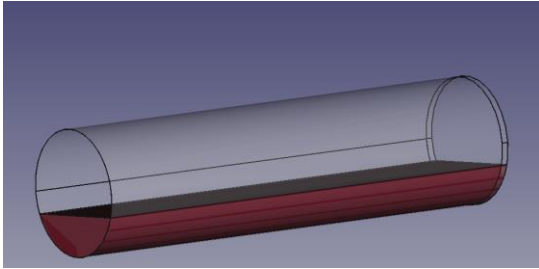
dimensiones de la mazorca de cacao						
numero	tipo	largo cm	diámetro cm	espesor cm	semillas unidad	peso gr
1	común	25	11,5	2	43	675
2	común	20	10	1,5	32	820
3	común	22	11	2	43	500
4	común	22	11	2	31	700
5	común	13	7	1,5	28	650
6	común	25	11	2	46	843
7	hibrido	21	10	2	23	843
8	hibrido	31	12	3	36	874
9	hibrido	33	13	3	34	854
10	hibrido	23	10	1,5	33	676
11	hibrido	27	11	1,5	34	923
promedio		24	11	2	35	760
valor máximo		33	13	3	46	923
valor mínimo		13	7	1,5	23	500

Tabla 14. Toma de medidas de las semillas extraídas de las mazorcas de cacao

<b>dimensiones de la semilla de cacao</b>			
	tipo	largo	diametro
numero		cm	cm
1	común	2,5	1,5
2	común	2,5	1,5
3	común	3	1,5
4	común	2,5	1,5
5	común	2,5	1,5
6	común	2,5	1,5
7	común	2,5	2
8	común	2	1,5
9	común	2	1
10	común	2	1,5
11	común	2	1
12	hibrido	2,53	1,5
13	hibrido	3	1,5
14	hibrido	3	1,5
15	hibrido	3	2,5
16	hibrido	3	2
17	hibrido	3	1,5
18	hibrido	2,5	1,5
19	hibrido	3	2
20	hibrido	3	2
21	hibrido	3	2,5
promedio		3	2
valor máximo		3	2,5
valor mínimo		2	1

## ANEXO 5.

### DETERMINACION DE LA POTENCIA DEL MOTOR



Diámetro del cilindro = 470 mm

Longitud del cilindro = 1780 mm

Mayor masa de una mazorca = 1.2 kg (Mayacela, 2017)

Densidad de la mazorca de cacao = 711.11 kg/m<sup>3</sup> (Parra & Calderon, 2018)

#### Determinar el volumen del cilindro

$$vol = \frac{\pi D^2}{4} * l \quad [1]$$

$$vol = \frac{\pi(0.47)^2}{4} * (1.78) = 0.31 \text{ m}^3$$

Ahora se multiplica el volumen por la densidad

$$0.31 \text{ m}^3 * 711.11 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 220.4 \text{ kg}$$

Después de esto se divide por la masa de la mazorca

$$\frac{220.4 \text{ kg}}{1.2 \frac{\text{kg}}{\text{mazorca}}} = 183.7 \text{ mazorcas}$$

Esto quiere decir que caben 183.7 mazorcas dentro del cilindro según su masa, el cilindro se calcula llenando un 31% debido a la circulación de la cascara y las semillas dentro del cilindro, además del espacio vacío producido por la geometría de la mazorca.

$$183.7 \text{ mazorcas} * 0.31 = 56.9 \approx 57 \text{ mazorcas}$$

Significa que en el cilindro caben 57 mazorcas a la vez, se multiplican por la masa de la mazorca

$$57 \text{ mazorcas} * 1.2 \text{ kg} = 68.4 \text{ kg dentro del cilindro}$$

Ahora se calcula el momento de inercia para el cilindro separador

### **Momento de inercia para circulo**

$$I = \frac{1}{4} * M * r^2 \quad [2]$$

Donde:

I: Momento de Inercia

M: masa (kg)

r: radio (m)

$$I = \frac{1}{4} * (68.4kg) \left( \frac{0.47m}{2} \right)^2 = 0.94 kg * m^2$$

Ahora determinamos la aceleración angular de la guía cuchilla

$$\alpha = (w_f - w_o) / \Delta t$$

Donde:

$\alpha$ : aceleración angular (rad/s<sup>2</sup>)

w: velocidad rad/s

$\Delta t$ : diferencia de tiempo (s)

Velocidad del cilindro

$$37 \text{ rev/min} * 2\pi \text{ rad/1 vuelta} * 1 \text{ min/60 s} = 3.87 \text{ rad/s}$$

Se realiza para un intervalo de 5 segundos

$$\alpha = \frac{3.87 \text{ rad/s} - 0}{5 \text{ s}} = 0.774 \text{ rad/s}^2$$

### **Ecuación del Torque**

$$T = I * \alpha \quad [3]$$

Donde:

I: Momento de Inercia

$\alpha$ : Aceleración angular

$$T = 0.94(kg * m^2) * 0.774\left(\frac{rad}{s^2}\right) = 0.73 N * m$$

Ahora con el valor de del torque y el con el valor de la velocidad angular precedemos a calcular la potencia necesaria para el funcionamiento del cilindro.

### **Ecuación de Potencia**

$$P = T * W \quad [4]$$

Donde:

P: potencia en (W)

T: Torque (N\*m)

W: Velocidad circular

$$P = (0.73 N * m) * \left(3.87 \frac{rad}{s^2}\right) = 2.825 W$$

### **Determinación de potencia para la guía cuchilla**

Ecuación de potencia para la guía cuchilla

$$P = Fc * r * w * f$$

Donde:

Fc: fuerza de corte

r: radio

w: velocidad angular

f: factor de seguridad

la fuerza de corte para romper la mazorca es de 1245.87 N que fue la máxima medida en el ensayo de corte de mazorcas realizada por (Torres & Quevedo, 2019)

El radio de la guía cortadora es de 173 mm, la velocidad es de 18 rpm

$$18 \text{ rev/min} * 2\pi \text{ rad/1 vuelta} * 1 \text{ min/60 s} = 1.885 \text{ rad/s}$$

Determinación de la potencia requerida para guía cuchilla

$$P = 1245.87 N * 0.173 m * 1.9 \frac{rad}{s} * 1.5 = 655.23 W$$

Sumando la potencia necesaria para mover el cilindro y la potencia necesaria para mover la guía cuchilla se obtiene la potencia necesaria

$$**P_{total} = 2.825W + 655.23W = 658.05W**$$

Si 1 hp es igual a 745.7 W entonces se elige un motor de 1hp para el funcionamiento de la maquina