



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA ENFUNDAR FRUTOS DE CHIRIMOYA EN LA ETAPA INICIAL DEL CRECIMIENTO

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

BARRAGÁN MELO BYRON ANDRÉS
byron.barragan@epn.edu.ec

CEVALLOS MÁRMOL MARCO VINICIO
marco.cevallos01@epn.edu.ec

DIRECTOR: Dr. GUACHAMÍN ACERO WILSON IVAN
wilson.guachamin@epn.edu.ec

Quito, enero 2020

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Byron Andrés Barragán Melo y Marco Vinicio Cevallos Mármol, bajo mi supervisión.

Ing. Wilson Guachamín

DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, Byron Andrés Barragán Melo y Marco Vinicio Cevallos Mármol, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Byron Barragán

Marco Cevallos

DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación está dedicado principalmente a Dios por permitirnos obtener uno de los sueños más deseados.

A mis padres por todo su amor, entrega, compromiso, paciencia y sacrificio en todos estos años, sin su ayuda y apoyo incondicional hubiera sido imposible llegar hasta aquí, y gracias a eso he logrado convertirme en la persona que hoy soy. Es un gran orgullo y privilegio el ser su hijo.

A mi hermana que ha estado conmigo cada día de mi vida haciéndome compañía, escuchándome y sobre todo queriéndome.

A todos mis amigos y personas en general que me han apoyado con su compañía y conocimiento.

Marco Vinicio Cevallos Mármol.

DEDICATORIA

A mis padres Janeth y Juan quienes con su amor, paciencia, esfuerzo y apoyo me han permitido cumplir un sueño más, gracias por enseñarme que con esfuerzo, valentía y dedicación se puede llegar muy lejos en la vida.

A mis hermanos José Carlos y David, ya que sin su apoyo incondicional no habría llegado hasta aquí, a terminar una etapa más de mi vida y estoy seguro de que ellos estarán siempre en cada éxito que logre alcanzar.

Byron Andrés Barragán Melo.

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, quiero agradecer a Dios, por llenar mi vida y la de mi familia con su bendición.

A mis padres Marco y Nely, por todo su amor, comprensión, paciencia, sacrificio y entrega en todos estos años, lo cual me ha permitido culminar y cumplir con éxitos hoy en día un sueño más, gracias por todas sus enseñanzas y consejos las cuales me han ayudado a crecer cada día más como persona y como un profesional.

A mi hermana Stefy por estar cada día a mi lado haciéndome compañía, escuchando cada una de mis preocupaciones, brindándome cada día su ayuda y amor incondicional, por ser un apoyo moral en cada momento.

Agradezco a todas y cada una de las personas que conocí en la universidad, en especial a mis amigos Santiago, Alexander, Wilson, Israel, los cuales han estado apoyándome con su compañía y conocimientos.

Un agradecimiento especial a Byron el cual aparte de ser mi compañero en este trabajo de titulación, ha sido un amigo incondicional en toda mi trayectoria universitaria.

De igual manera quiero agradecer a la Escuela Politécnica Nacional, a la Facultad de Ingeniería Mecánica, a todos los profesores los cuales me han compartido su conocimiento para cada día ser una mejor persona y profesional.

Quiero expresar un agradecimiento especial a la Ing. Patricia Pontón por todo su apoyo incondicional, por siempre expresar su preocupación en mi formación personal y profesional,

Finalmente quiero expresar mi más grande y sincero agradecimiento al Ing. Wilson Guachamín, el cual con su amplio conocimiento, dirección y enseñanza permitió el desarrollo exitoso del presente trabajo de titulación.

Marco Vinicio Cevallos Mármol.

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar mi gratitud a Dios por bendecir mi hogar y a mi familia, por ser mi guía y darme fortaleza en los momentos más difíciles.

A mis padres por ser los pilares fundamentales en mi vida, apoyándome en todas mis decisiones, por la confianza que siempre me tuvieron y por los buenos valores que me han inculcado para ayudarme a ser una mejor persona.

A mis hermanos y demás familiares que me han dado su apoyo en los buenos y malos momentos de esta etapa universitaria.

A mis compañeros de la universidad por la amistad y los buenos momentos vividos a lo largo de la carrera que hicieron de esta etapa universitaria una bonita experiencia en mi vida.

A mi compañero de tesis Marco con quien he realizado la mayoría de los trabajos grupales, por su responsabilidad y organización que fueron fundamentales y por todas las experiencias que hemos compartido a lo largo de la carrera.

A mi director de tesis Wilson Guachamin por compartir sus conocimientos y por ser más que un profesor un amigo, por su apoyo dentro y fuera de la universidad y sobre todo por la paciencia que ha tenido a lo largo del desarrollo de este proyecto de titulación.

A la Escuela Politécnica Nacional especialmente a la Carrera de Ingeniería Mecánica por formarme como profesional, por hacerme querer aún más esta carrera y convencerme cada día que escogí la correcta.

Byron Andrés Barragán Melo.

ÍNDICE

CERTIFICACIÓN	i
DECLARACIÓN	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	v
RESUMEN	xiii
ABSTRACT	xiv
INTRODUCCIÓN.....	1
Objetivo general.....	3
Objetivos específicos	3
Alcance	3
1. MARCO TEÓRICO.....	4
1.1. Producción de chirimoya en el Ecuador	4
1.2. Principales enfermedades que afectan a la chirimoya	4
1.3. Enfundado de frutos de chirimoya	5
1.4. Análisis y diseño del mecanismo de enfundado	6
1.4.1. Diseño de ejes	6
1.4.1.1. Ubicaciones críticas	6
1.4.1.2. Esfuerzos en ejes.....	7
1.4.2. Diseño de resortes de extensión	8
1.4.3. Determinación de la fuerza de impacto en un sistema cuasi estático	16
1.4.4. Análisis de esfuerzos en soldaduras	18
1.4.5. Transmisión de potencia por piñones y cadena.....	21
1.4.6. Selección de rodamientos.	23
1.4.7. Análisis de esbeltez.....	25
2. METODOLOGÍA.....	26
2.1. Requerimientos del mecanismo	28
2.1.1. Voz del usuario	28
2.1.2. Voz del ingeniero.....	28
2.1.3. Casa de la calidad.....	28
2.1.4. Resultados de la casa de la calidad	28

2.2.	Especificaciones técnicas del mecanismo	29
2.3.	Análisis funcional.....	30
2.3.1.	Principio de solución	30
2.3.1.1.	Modulo1: Colocación de la funda y enfundado con el mecanismo.....	30
2.3.1.1.1.	Diagrama de matriz morfológica para el módulo 1.....	33
2.3.1.1.1.1.	Alternativa 1	33
2.3.1.1.1.2.	Alternativa 2	34
2.3.1.1.1.3.	Alternativa 3	34
2.3.1.1.2.	Evaluación de alternativas para el módulo 1 (Colocación de la funda y enfundado con el mecanismo).....	35
2.3.1.2.	Módulo 2: Transportación de la funda hacia la chirimoya	37
2.3.1.2.1.	Diagrama de matriz morfológica para el módulo 2.....	39
2.3.1.2.1.1.	Alternativa 1	39
2.3.1.2.1.2.	Alternativa 2	40
2.3.1.2.1.3.	Alternativa 3	40
2.3.1.2.2.	Evaluación de alternativas para el módulo 2 (Transportación de la funda hacia la chirimoya)	41
2.3.2.	Matriz morfológica	43
2.4.	Cálculo y selección de componentes.....	45
2.4.1.	Dimensionamiento del anillo soporte y paletas	45
2.4.2.	Diseño estático y a fatiga de resortes.....	45
2.4.3.	Análisis del pasador en la base de las paletas	55
2.4.4.	Cálculo de la junta soldada del mecanismo enfundador con la cadena ..	60
2.4.5.	Dimensionamiento del eje	63
2.4.6.	Diseño de la Manivela	67
2.4.7.	Cálculo y selección de cadena	68
2.4.8.	Esbeltez del tubo soporte	69
2.4.9.	Selección de rodamiento	70
2.5.	Elaboración de planos	71
2.6.	Construcción del mecanismo enfundador de chirimoyas	71
2.7.	Costos de fabricación	73
2.7.1.	Costos de los materiales	74

2.7.2.	Costos de elementos normalizados.....	74
2.7.3.	Costos de mano de obra	75
2.7.4.	Costo total del mecanismo	76
2.8.	Protocolo de pruebas	76
2.8.1.	Protocolo de uso	76
2.8.2.	Protocolo de pruebas	77
3.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	78
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	81
4.1.	Conclusiones.....	81
4.2.	Recomendaciones.....	81
	BIBLIOGRAFÍA.....	83
	ANEXOS	85

INDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 1.1.	Geometría del resorte de extensión	8
Figura 1.2.	Puntos críticos en el gancho del resorte de extensión.....	8
Figura 1.3.	Choque de un cuerpo contra una placa.....	16
Figura 1.4.	Placa en voladizo.....	17
Figura 1.5.	Disposición de la constante de rigidez de la placa y el cuerpo A.....	18
Figura 1.6.	Dimensiones de una soldadura de filete.....	20
Figura 1.7.	Transmisión de Potencia por engranaje y cadena.....	21
Figura 1.8.	Cargas radiales y axiales en un rodamiento.....	23
Figura 1.9.	Factor K para distintas condiciones de apoyo en columnas.	25
Figura 2.1.	Metodología para el diseño del mecanismo	27
Figura 2.2.	Sujetador en C con ganchos.....	31
Figura 2.3.	Sujetador de cuatro brazos.....	31
Figura 2.4.	a) Pinza de cierre mecánico con resistencia; b) Maneta de cierre.....	32
Figura 2.5.	a) Pinza de cierre mecánico con grapas; b) Maneta de cierre.....	32
Figura 2.6.	a) Sujetador de cuatro brazos con resorte; b) Cuchilla.....	33
Figura 2.7.	Tubo Cuadrado.....	37
Figura 2.8.	Tubo Circular.....	37
Figura 2.9.	Soporte con cremallera.....	38
Figura 2.10.	Sujetador con tornillo sinfín.....	38
Figura 2.11.	a) Transmisión por rueda dentada/cadena; b) Transmisión por..... polea/banda.....	39
Figura 2.12.	Mecanismo para enfundar frutos de chirimoya en la etapa inicial del..... crecimiento.....	44
Figura 2.13.	Diagrama de cuerpo libre del mecanismo enfundador de chirimoyas...	46
Figura 2.14.	Diagrama de cuerpo libre de la paleta del mecanismo.....	46
Figura 2.15.	Estado inicial y final de las paletas.....	55
Figura 2.16.	Medidas de la paleta.....	56
Figura 2.17.	Conjunto barra-placa del mecanismo enfundador de chirimoyas.....	57
Figura 2.18.	Diagrama de resistencias del sistema barra-placa.....	58
Figura 2.19.	Fijación del mecanismo enfundador a la cadena.....	60
Figura 2.20.	Diagrama de fuerzas en el mecanismo enfundador considerando una viga en voladizo.....	61
Figura 2.21.	Diagramas de fuerza cortante y momento flector.....	61
Figura 2.22.	Diagrama de fuerzas para determinar cortante y momento máximo. ...	62
Figura 2.23.	Dimensiones de la soldadura de filete en el mecanismo enfundador. ...	62

Figura 2.24.	Dimensiones del eje.....	64
Figura 2.25.	Diagrama de fuerzas en el eje.	64
Figura 2.26.	Diagrama de fuerza cortante del eje.	65
Figura 2.27.	Manivela del mecanismo.....	67
Figura 3.1.	a) Sujeción de la funda b) Mecanismo en la parte alta del árbol.....	80
Figura 3.2.	Chirimoya enfundada.	80

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1.	Plagas comunes en la Chirimoya.....	5
Tabla 1.2.	Tipos de alambres para la fabricación de resortes de extensión.....	9
Tabla 1.3.	Valores de las constantes A y m del resorte.....	11
Tabla 1.4.	Esfuerzos máximos permisibles de resortes helicoidales de extensión.....	12
Tabla 1.5.	Segundo momento unitario del área para soldaduras de filete.....	19
Tabla 1.6.	Esfuerzo permisible para el metal de aporte.....	20
Tabla 1.7.	Valores orientativos para el factor de seguridad estática so.....	24
Tabla 2.1.	Requerimientos voz del usuario / voz del ingeniero.....	28
Tabla 2.2.	Especificaciones Técnicas para el mecanismo.....	29
Tabla 2.3.	Matriz morfológica del Módulo 1.....	33
Tabla 2.4.	Pesos específicos para los criterios de selección en el módulo 1.....	35
Tabla 2.5.	Evaluación con respecto al peso.....	35
Tabla 2.6.	Evaluación respecto a la complejidad.....	36
Tabla 2.7.	Evaluación respecto a la versatilidad.....	36
Tabla 2.8.	Evaluación respecto al costo.....	36
Tabla 2.9.	Conclusiones para el módulo 1 (Colocación de la funda y enfundado con el mecanismo).....	36
Tabla 2.10.	Matriz morfológica del módulo 2.....	39
Tabla 2.11.	Pesos específicos para los criterios de selección en el módulo 2.....	41
Tabla 2.12.	Evaluación respecto al peso.....	41
Tabla 2.13.	Evaluación respecto a la movilidad.....	42
Tabla 2.14.	Evaluación respecto a la comodidad.....	42
Tabla 2.15.	Evaluación respecto al costo.....	42
Tabla 2.16.	Conclusiones para el módulo 2 (Transportación de la funda hacia la chirimoya).....	42
Tabla 2.17.	Matriz morfológica del mecanismo para enfundar chirimoya en la etapa inicial del crecimiento.....	43
Tabla 2.18.	Datos experimentales.....	45
Tabla 2.19.	Parámetros físicos y mecánicos de los resortes.....	54
Tabla 2.20.	Características del rodamiento rígido de bolas 608.....	70
Tabla 2.21.	Proceso de construcción y ensamblaje del mecanismo.....	71
Tabla 2.22.	Costos de materiales.....	74
Tabla 2.23.	Costo de elementos normalizados.....	74
Tabla 2.24.	Costo de mano de obra.....	75
Tabla 2.25.	Costo total del mecanismo.....	76

RESUMEN

En el Ecuador, el control de plagas en el fruto de chirimoya se lo realiza mediante el uso de fungicidas, insecticidas y otras sustancias químicas, ya que es un método rápido para eliminar las plagas. Sin embargo, las personas tienen preferencias por frutos naturales, razón por la cual, muchos agricultores han optado por el método de enfundado del fruto de chirimoya.

Este proceso requiere de mayor tiempo y expone al agricultor a riesgos de caída, ya que en muchos de los casos este proceso se realiza a elevadas alturas. Por esta razón, el presente proyecto plantea el diseño y la construcción de un mecanismo de enfundado de frutos de chirimoya.

El mecanismo propuesto da como resultado una disminución en el tiempo de enfundado y provee mayor seguridad al agricultor, ya que el mecanismo permite que el proceso de enfundado se lo pueda realizar a nivel del suelo.

La metodología utilizada basada en el diseño concurrente de Riba permitió seleccionar el diseño de un mecanismo con transmisión mediante piñón y cadena para el transporte del mecanismo principal el cual consiste de cuatro paletas. Se elaboraron planos de taller y de conjunto, cuadros de costos de materiales y elementos normalizados, fabricación del mecanismo y un protocolo de pruebas.

Para concluir se realizaron pruebas de funcionamiento del mecanismo, teniendo como resultado un tiempo total del proceso de enfundado del fruto de chirimoya de 2 minutos y 30 segundos, lo cual representa una reducción de tiempo en comparación con el tiempo de enfundado manual.

Palabras clave: enfundado, mecanismo, chirimoya, piñón y cadena, tiempo de enfundado, diseño concurrente.

ABSTRACT

In Ecuador, it is common to use chemical based substances to control the attacks from insects, fungus and other pests to fruits such as chirimoya. A friendly alternative is to put a bag on the fruit and seal it with the use of a soft string. This technique allows for a chemical free fruit, which is preferred as a natural and ecological product.

This project proposes a mechanism for sealing chirimoya fruits using paper-based or plastic bags. The system consists of a chain-pinion transportation system and a sealing system. The transportation system moves the sealing mechanism towards the fruit and backwards to the operator. An action from the operator put the bag onto the fruit and seals it by means of a soft and small diameter rope. The rope is cut by a blade located on top of the mechanism.

Several tests were performed to check the functionality of the mechanism. It was estimated that the prototype can seal a chirimoya fruit in about two and half minutes. This works provides a significant reduction in time for sheathing a fruit when compared with a normal process, and provides a safer working environment for the operator.

Keywords: mechanism, chirimoya, pinion and chain, fruit pest control, sheathing time, concurrent design.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA ENFUNDAR FRUTOS DE CHIRIMOYA EN LA ETAPA INICIAL DEL CRECIMIENTO

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto está relacionado con la temática de protección contra las plagas del fruto del árbol de chirimoya (*Annona Cherimola*), el cual es un fruto nativo de los andes ecuatoriales y entre las características principales del árbol de chirimoya se puede mencionar que es un árbol de clima frío, que puede alcanzar su madurez en un corto periodo de tiempo. Según Van Damme & Scheldeman (2009), es originaria de la zona sur de Ecuador y el norte del Perú. En el Ecuador, las principales provincias de producción de chirimoya son: Loja, Imbabura y Pichincha.

El árbol, en la zona de Pichincha (Guayllabamba, Puéllaro), alcanza los 5 m de altura y los frutos en su estado maduro tienen una forma cónica o de corazón. Las dimensiones del fruto son de 10 a 25 cm de longitud con un máximo de 15 cm de ancho. En cuanto al peso este puede variar entre los 250 a 800 gramos.

El Ecuador, al ser un país altamente agrícola, no solo produce alimentos para el consumo interno, sino también para la exportación. Por estas razones, el analizar la problemática del ingreso de plagas en el fruto de chirimoya es fundamental para identificar el nivel de calidad del fruto, el cual posee un alto contenido nutricional para el cuerpo humano. En el Ecuador la producción de chirimoya no es ampliamente aprovechada a causa de un déficit en las técnicas de producción y la falta de incentivos. Sin embargo, los pequeños productores cultivan frutos para el mercado nacional. Estos productos deben estar libres de plagas.

Según Méndez (2008) en su artículo "Mejoramiento de la Productividad y Calidad de la Fruticultura en la Región Litoral, Andina y Amazónica del Ecuador", el cultivo de chirimoya se ha visto afectada por varios factores como: árboles demasiado altos por falta de poda, defoliación y brotación desuniforme (lo cual produce una producción desorganizada), favoreciendo el ataque de plagas y enfermedades, y un alto porcentaje de fruta dañada causada por el ataque de la mosca de la fruta, que afecta su calidad.

Una de las maneras más comunes para evitar el ingreso de plagas es el uso de químicos para la fumigación, una de las desventajas del uso excesivo de químicos en los alimentos es el desequilibrio del pH de la tierra (Grupo Sacsa, 2015), lo cual produce que a largo plazo el suelo quede inutilizado para futuras siembras. Además, el uso de

estas sustancias representa un costo adicional, lo cual encarece más el producto al momento de ser comercializado.

En la actualidad, las frutas y alimentos en general sin químicos ni conservantes son preferidos por los consumidores. Nielsen (2015), menciona que los alimentos de origen natural son los favoritos de los consumidores. Esta es una tendencia que va en crecimiento al pensar en la salud y el bienestar. Los resultados de una encuesta realizada en Colombia afirman que los alimentos orgánicos y libres de modificaciones genéticas son preferencias de un consumidor. Por esta razón, es muy importante utilizar mecanismos de protección no invasivos en la chirimoya durante su crecimiento, para así obtener un producto natural y de alta calidad.

El uso de fundas para cubrir y proteger el fruto es una manera sencilla y económica de controlar el ingreso de plagas y mejorar la calidad del producto, haciéndolo capaz de cumplir estándares de calidad para el consumo local y posiblemente para la exportación. Según Medardo (2014), existen diferentes tipos de fundas que se pueden utilizar para la protección de frutos:

- Fundas simples de polietileno. Protege al racimo contra bajas temperaturas, plagas y del efecto abrasivo de hojas y productos químicos.
- Fundas de Pellón. Es una funda fabricada con tela no tejida a base de polipropileno, muy ligera y resistente.
- Fundas con Clorpirifos. La funda tratada con este insecticida permite la transferencia del ingrediente activo como vapor hacia el ambiente externo, permitiendo el control de varios tipos de insectos como las cochinillas y escamas.
- Fundas con Bifentrina. La bifentrina también es un insecticida que actúa sobre el sistema nervioso central del insecto, bloqueando los receptores de acetilcolina.

Algunas de las principales limitantes para el enfundado manual es el tiempo que requiere realizar este proceso y también la altura de los árboles, lo cual representa un riesgo a la seguridad del agricultor. Para resolver esta problemática, el diseño de un mecanismo que facilite la colocación de las fundas en un fruto, tomando en cuenta los aspectos limitantes como altura de los árboles y tamaño de los frutos, es una necesidad.

Objetivo general

Diseñar y construir un mecanismo para enfundar frutos de chirimoya con la finalidad de evitar el ingreso de plagas.

Objetivos específicos

- Determinar los requerimientos del cliente y las especificaciones técnicas del mecanismo.
- Elaborar un diseño conceptual del mecanismo.
- Diseñar los elementos que conformarán el mecanismo.
- Realizar un análisis de costos de los materiales a utilizarse en la fabricación del mecanismo.
- Construir el mecanismo diseñado.
- Realizar un protocolo de prueba del mecanismo

Alcance

El presente proyecto está orientado al enfundado del fruto de chirimoya, sin embargo, es accesible también para otros frutos que se produzcan a una altura de hasta 2,50 metros y cuyo diámetro no sea mayor a 16 centímetros. El mecanismo a diseñar puede ser utilizado en cualquier lugar, ya que no está limitado por el tipo de clima.

El sistema de sellado es capaz de permitir el uso de fundas plásticas o de papel.

Este mecanismo puede ser utilizado por cualquier persona, debido a que no necesita de conocimiento especializado para su respectivo uso.

1. MARCO TEÓRICO

1.1. Producción de chirimoya en el Ecuador

De acuerdo con Elizabeth (2018), nuestro país cuenta con alrededor de 1000 ha de chirimoya, distribuidos principalmente en Guayllabamba, Tumbaco, Vilcabamba, Malacatos, Gualaceo, Paute, Patate, Mira y algunos lugares en la provincia de Imbabura, los cuales poseen un clima temperado seco y temperado semihúmedo, a una altitud entre 1500 a 2600 m.s.n.m. En la costa ecuatoriana se realizan cultivos de anón blanco (*Annona squamosa*) y guanábana (*Annona muricata*). La producción en estas localidades no supera la 1ton/ha.

Según Vanegas (2016), la chirimoya no ha tenido un gran auge en el mercado nacional ni internacional. Pese a los esfuerzos generados por parte de las autoridades involucradas, en Ecuador todavía las cifras de producción de chirimoya son bajas. Esto es debido a que no se ha incentivado en gran proporción el cultivo de este fruto, y el mayor problema es principalmente la falta de tecnología que pueda solucionar varios inconvenientes.

Según estadísticas del tercer Censo Nacional Agropecuario realizado en el 2000, se determinó un área de producción estimada en 532 ha, con una producción de 627 ton., lo que equivaldría a un rendimiento de 1,34 ton/ha. En varias provincias de la Sierra, como Azuay, Loja, Pichincha e Imbabura se reportan producciones de 41, 270, 277 y 39 toneladas de chirimoya, respectivamente. (Elizabeth, 2018).

1.2. Principales enfermedades que afectan a la chirimoya

De acuerdo con el INIAP (2019), son pocas las plagas que afectan directamente al fruto de chirimoya. Una de las principales enfermedades que ataca al fruto, es causada por la *Ceratitis capitata* (comúnmente llamada mosca de la fruta), la cual ocasiona gran cantidad de daño al fruto. Otra plaga fundamental que ataca al fruto es la *Bephrateloidea maculicoides* (llamado perforador de la semilla), la cual se desarrolla en el interior de la semilla del fruto, dañándola desde adentro y disminuyendo así la calidad de los frutos. Para contrarrestar estas enfermedades, lo más común es aplicar productos químicos con base de Malathion y Carbaril mezclados con proteína hidrolizada y agua. Aunque el uso de estos productos químicos elimina las plagas, no son adecuados para un uso excesivo, por lo tanto, una de las maneras más económicas y amigables con el ambiente, para proteger el fruto de chirimoya, es el enfundado de los frutos.

En la Tabla 1.1. se resume el listado de las plagas.

Tabla 1.1. Plagas comunes en la Chirimoya.

PLAGA	DESCRIPCIÓN	CONTROL
<p>Mosca de la Fruta (<i>Ceratitis capitata</i>)</p> 	<p>Mosca que infecta las pulpas del fruto para depositar sus huevos, dañando el fruto y disminuyendo la calidad del mismo.</p>	<p>Químico: Aplicación de cebos tóxicos en manchones al follaje con: Proteína hidrolizada 4% + Malathion 1% + agua 95% + 1 trampa McPhail.</p> <p>Ecológico: Enfundado de los frutos cuando poseen 5 cm de diámetro.</p>
<p>Perforador de la Semilla (<i>Bephrateloides maculicoides</i>)</p> 	<p>Mosca que oviposita los frutos recién cuajados y la larva se desarrolla en el interior de la semilla. Cuando la larva va creciendo produce daños desde el interior del fruto dejando una calidad pésima del producto.</p>	<p>Químico: Una dosis por cada 100 litros de agua de Carbaril 250 g.</p> <p>Ecológico: Enfundado de los frutos cuando poseen 5 cm de diámetro.</p>

(Fuente: INIAP <http://tecnologia.iniap.gob.ec/index.php/explore-2/mfruti/rchirimoya>)

(Elaboración: Propia)

1.3. Enfundado de frutos de chirimoya

Bonilla (2018), manifiesta que una de las maneras comunes y efectivas de controlar el ingreso de plagas al fruto de chirimoya es realizar un enfundado, que es una práctica ecológica y efectiva para controlar el ingreso de las moscas de fruta y los perforadores de semilla. Las bolsas para realizar la cobertura de los frutos pueden ser de distintos materiales como papel Kraft o plástico, las cuales para incrementar su efectividad

pueden ser cubiertas con un químico. El enfundado se lo debe realizar a los 60 días después de la polinización o cuando el fruto posea de 4 a 6 cm de diámetro.

Según Medardo (2014), existen diferentes tipos de fundas para la protección de los frutos como:

- Fundas de papel Kraft: Fundas de papel provenientes de la pulpa de la madera. Es amigable con el medio ambiente ya que contaminan menos que las fundas plásticas.
- Fundas simples de polietileno: Fundas plásticas más comunes y utilizadas. Protege al racimo contra bajas temperaturas, plagas, del efecto abrasivo de hojas y productos químicos.
- Fundas de Pellón: Fundas fabricadas con tela no tejida a base de polipropileno, muy ligera y resistente.
- Fundas con Clorpirifos: Fundas tratadas o impregnadas con clorpirifo que es un insecticida.
- Fundas con Bifentrina: Fundas impregnadas con un insecticida (bifentrina) para el control de plagas.

1.4. Análisis y diseño del mecanismo de enfundado

El desarrollo de un mecanismo de enfundado requiere de un análisis cinemático, dinámico y estructural de sus componentes mecánicos. En este subcapítulo se estudiarán conceptos y ecuaciones fundamentales para poder realizar el análisis y diseño mecánico del mecanismo seleccionado en el capítulo 2.

1.4.1. Diseño de ejes

Un eje es un elemento que transmite movimiento y potencia, o simplemente se utiliza para apoyar o colocar ruedas giratorias como engranes, poleas, ruedas dentadas y otros elementos mecánicos rotatorios. Un eje debe ser diseñado para soportar esfuerzos y deformaciones dentro de valores admisibles.

1.4.1.1. Ubicaciones críticas

Para el diseño mecánico de un eje, es necesario determinar los puntos críticos que, generalmente se encuentran en la superficie del eje. Esto se realiza para esfuerzos causados por momentos flectores y torsores, y fuerzas axiales y cortantes, incluyendo el efecto de concentradores de esfuerzos. (Budynas & Nisbett, 2008).

1.4.1.2. Esfuerzos en ejes

En ejes es común encontrar cargas dinámicas axiales, de flexión y de torsión. Es decir, cargas dinámicas que producen fatiga. El diseño a fatiga requiere calcular esfuerzos medios y alternantes de Von Mises.

Los esfuerzos medios y alternantes debido a la flexión (σ) y a la torsión (τ) en ejes se calculan utilizando las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} & \sigma_m &= \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \\ \tau_a &= K_{fs} \frac{T_a \cdot c}{J} & \tau_m &= K_{fs} \frac{T_m \cdot c}{J}\end{aligned}\quad (1.)$$

Donde σ_a y σ_m son los esfuerzos normales alternante y medio en función de los esfuerzos máximos y mínimos, T_m y T_a son los pares de torsión medio y alternante, K_f y K_{fs} son los factores de concentración del esfuerzo en fatiga para flexión y torsión respectivamente, I es el momento de inercia de área y J es el momento polar de inercia. (Budynas & Nisbett, 2008).

Cuando existen esfuerzos combinados se puede utilizar la teoría de falla por energía de distorsión. Los esfuerzos de Von Mises alternantes y medios para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por:

$$\begin{aligned}\sigma'_a &= (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{32K_f \cdot M_a}{\pi \cdot d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} \cdot T_a}{\pi \cdot d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ \sigma'_m &= (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{32K_f \cdot M_m}{\pi \cdot d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} \cdot T_m}{\pi \cdot d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}\end{aligned}\quad (2.)$$

d diámetro del eje

Estos esfuerzos medios y alternantes equivalentes en conjunto con la resistencia a la fatiga S_e y la resistencia última S_{ut} se pueden usar para evaluar el factor de seguridad en fatiga n . El criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman viene dado por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (3.)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.) de σ'_a y σ'_m en la ecuación (3.) se obtiene:

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

A partir de la ecuación (4) para calcular el diámetro del eje se utiliza la siguiente expresión:

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f \cdot M_a)^2 + 3(K_{fs} \cdot T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f \cdot M_m)^2 + 3(K_{fs} \cdot T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.)$$

1.4.2. Diseño de resortes de extensión

Según Budynas & Nisbett (2008), para diseñar resortes de extensión con ganchos en los extremos, se debe analizar la flexión y la torsión en los puntos A y B respectivamente como se muestra en la Figura 1.1.

Primero se debe realizar un análisis estático en dichos puntos críticos y terminar con un análisis a fatiga.

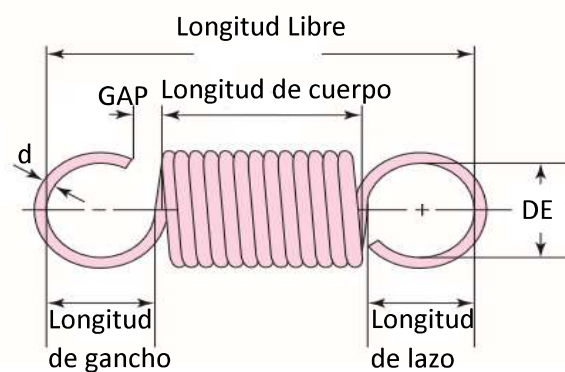


Figura 1.1. Geometría del resorte de extensión

(Fuente: Budynas, 2008)

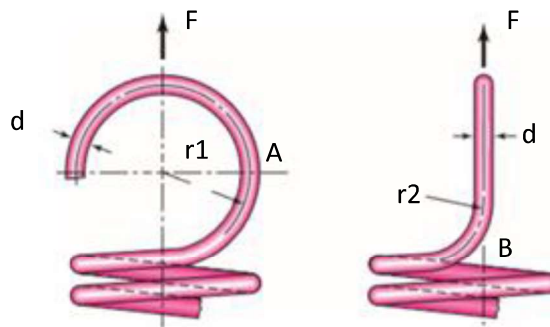


Figura 1.2. Puntos críticos en el gancho del resorte de extensión

(Fuente: Budynas, 2008)

El primer paso es calcular el diámetro medio del resorte D utilizando la siguiente ecuación:

$$D = DE - d \quad (6.)$$

Donde:

DE Diámetro externo.

d Diámetro del alambre.

Posteriormente, es necesario calcular el índice del resorte utilizando la siguiente ecuación:

$$C = \frac{D}{d} \quad (7.)$$

Una vez obtenido el índice del resorte se procede a calcular el factor de corrección de curvatura del resorte Kb:

$$Kb = \frac{4C + 2}{4C - 3} \quad (8.)$$

Para calcular el número de espiras activas se necesita conocer el módulo de rigidez y el módulo de elasticidad del resorte, para ello se puede seleccionar el tipo de alambre del resorte utilizando la Tabla 1.2.

Tabla 1.2. Tipos de alambres para la fabricación de resortes de extensión

Nombre del material	Especificaciones Similares	Descripción
Alambre de piano, 0.80-0.95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Es el más tenaz y el más empleado para fabricar resortes pequeños. Presenta la mayor resistencia a la tensión y soporta mayores esfuerzos ante cargas repetidas que cualquier otro material para resorte.
Alambre templado en aceite, 0.60-0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM 229-41	Se emplea para elaborar muchos tipos de resortes de espiras, cuando el costo del alambre de piano resulta elevado y se necesitan tamaños mayores que el alambre de piano disponible.
Alambre estirado duro, 0.60-0.70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Este acero se usa para fabricar resortes de uso general más barato y se debe utilizar sólo donde la duración, la exactitud y la deflexión no sean muy importantes.

Cromo vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM 231-41	Ésta es la aleación más popular de acero para construir resortes en condiciones de esfuerzos mayores que los que se pueden emplear con los aceros al alto carbono, y para usarla cuando son necesarias resistencia a la fatiga y alta durabilidad.
Cromo silicio	UNS G92540 AISI 9254	Esta aleación constituye un material excelente para fabricar resortes sometidos a esfuerzos elevados y cargas de impacto que requieren larga vida.

(Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 2008)

(Elaboración: Propia)

Una vez seleccionado el tipo de alambre del resorte se debe calcular el número de espiras activas N_a mediante la siguiente ecuación:

$$N_a = N_b + \frac{G}{E} \quad (9.)$$

Donde:

N_b Número de espiras en el cuerpo.

G Módulo de rigidez del material.

E Módulo de elasticidad del material.

Utilizando el número de espiras activas del resorte se procede a calcular la constante elástica del resorte k mediante la siguiente ecuación:

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \quad (10.)$$

A continuación, se debe calcular la longitud libre del resorte L_o utilizando la siguiente ecuación:

$$L_o = (2C - 1 + N_b)d \quad (11.)$$

La siguiente ecuación se utiliza para calcular la deflexión del resorte, es decir la longitud que el resorte se estirará debido a la carga que actúa sobre él.

$$y_{max} = \frac{F_{max} - F_{min}}{k} \quad (12.)$$

Donde:

y_{max} Deflexión máxima bajo carga de servicio.

F_{max} Fuerza que actúa sobre el resorte.

F_{min} Fuerza de precarga del resorte.

A continuación, se procede a obtener la longitud total del resorte L bajo la acción de una fuerza.

$$L = L_0 + y_{max} \quad (13.)$$

Con las ecuaciones ya mencionadas se han obtenido las propiedades físicas del resorte. El siguiente paso es establecer los esfuerzos sobre el resorte y los factores de seguridad.

Para determinar el esfuerzo inicial τ_i se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$\tau_i = \frac{8FiD}{\pi d^3} \quad (14.)$$

Donde:

Fi Fuerza inicial o de precarga.

El siguiente paso es calcular la resistencia última a la tracción S_{ut} del resorte mediante la siguiente ecuación obtenida de Budynas & Nisbett (2008):

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (15.)$$

A , m constantes de acuerdo con el tipo de alambre del resorte.

Las constantes A y m necesarias para el cálculo se obtienen de la Tabla 1.3.

Tabla 1.3. Valores de las constantes A y m del resorte.

Material	ASTM núm.	Exponente m	Diámetro (mm)	A [MPa.mm ^m]
Alambre de piano	A228	0.145	0.10 – 6.5	2211
Alambre T y R en aceite	A229	0.187	0.5 – 12.7	1855
Alambre estirado duro	A227	0.190	0.7 -12.7	1783

Alambre al cromo vanadio	A232	0.168	0.8 – 11.1	2005
Alambre al cromo silicio	A401	0.108	1.6 – 9.5	1974
Alambre inoxidable	A313	0.146	0.3 – 2.5	1867
		0.263	2.5 – 5	2065
		0.478	5 – 10	2911
Alambre de bronce fosforado	B159	0	0.1 – 0.6	1000
		0.028	0.6 – 2	913
		0.064	2 – 7.5	932

(Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 2008)

(Elaboración: Propia)

Posteriormente se debe calcular el esfuerzo de torsión en el cuerpo del resorte. Este esfuerzo es un porcentaje de la resistencia última a la tracción y para establecer dicho porcentaje se utiliza la Tabla 1.4.

Tabla 1.4. Esfuerzos máximos permisibles de resortes helicoidales de extensión.

Materiales	Porcentaje de la resistencia a la tracción		
	En torsión		En tracción
	Cuerpo	Extremo	Extremo
Aceros al carbono y acero de baja aleación pavonado, estirado en frío o templado y revenido.	45 – 50	40	75
Acero inoxidable austenítico y aleaciones no ferrosas.	35	30	55

(Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 2008)

(Elaboración: Propia)

Para calcular el esfuerzo de torsión en el cuerpo del resorte τ_{max} se utiliza la siguiente ecuación:

$$\tau_{max} = \frac{8 K_b F_{max} D}{\pi d^3} \quad (16.)$$

Por último, se calcula el factor de seguridad n en el cuerpo mediante la siguiente ecuación:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} \quad (17.)$$

Una vez finalizado el análisis en el cuerpo del resorte, se procede a analizar el punto crítico A del resorte (ver Figura 1.2). En este punto existirá un esfuerzo a flexionante y

lo primero que se debe calcular es el factor de corrección del esfuerzo flexionante de la curvatura en el gancho usando las siguientes ecuaciones:

$$C_1 = \frac{2r_1}{d} \quad (18.)$$

$$(K)_A = \frac{4C_1^2 - C_1 - 1}{4C_1(C_1 - 1)} \quad (19.)$$

Donde:

C_1 Índice de gancho del resorte en el punto A.

$(K)_A$ Factor de corrección del esfuerzo flexionante de la curvatura.

Con el factor de corrección obtenido se procede a calcular el esfuerzo normal máximo σ_A y la resistencia a la fluencia S_y utilizando las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_A = F_{max} \left[(K)_A \frac{16 D}{\pi d^3} + \frac{4}{\pi d^2} \right] \quad (20.)$$

$$S_y = 0,75 Sut \quad (21.)$$

Y por último se obtiene el factor de seguridad en el punto A n_A del resorte utilizando la siguiente ecuación:

$$n_A = \frac{S_y}{\sigma_A} \quad (22.)$$

El último paso es analizar el punto B del resorte (ver Figura 1.2). En esta ocasión se realiza el mismo procedimiento que en el análisis en el punto A, con la diferencia que en el punto B no existe un esfuerzo flexionante sino un esfuerzo a torsión debido al estiramiento del resorte, por lo tanto, las ecuaciones a utilizar son las siguientes:

Para calcular el factor de concentración de esfuerzos en la curvatura del punto B:

$$C_2 = \frac{2r_2}{d} \quad (23.)$$

$$(K)_B = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4} \quad (24.)$$

Donde:

C_2 Índice del resorte en el punto B.

$(K)_B$ Factor de concentración de esfuerzo en la curvatura del punto B.

Para calcular el esfuerzo de torsión máximo τ_B y la resistencia última a la torsión S_{sy} se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\tau_B = (K)_B \frac{8 F_{max} D}{\pi d^3} \quad (25.)$$

$$(S_{sy}) = 0,4 Sut \quad (26.)$$

El factor de seguridad en el punto B n_B se calcula con la siguiente ecuación:

$$n_B = \frac{(S_{sy})}{\tau_B} \quad (27.)$$

Una vez finalizado el análisis estático es necesario realizar un análisis a fatiga, debido a que el resorte estará constantemente sometido a cargas fluctuantes.

Lo primero para este análisis es calcular la fuerza media F_m y fuerza alternante F_a mediante las siguientes ecuaciones:

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (28.)$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (29.)$$

Luego se debe obtener la resistencia última al corte S_{su} y el esfuerzo cortante alternante τ_a y medio τ_m en las espiras del resorte con las siguientes ecuaciones:

$$S_{su} = 0,67 S_{ut} \quad (30.)$$

$$\tau_a = \frac{8 K_b F_a D}{\pi d^3} \quad (31.)$$

$$\tau_m = \frac{F_m}{F_a} \tau_a \quad (32.)$$

De acuerdo con Budynas & Nisbett (2008), los valores adecuados para las componentes de la resistencia a la fatiga, S_{sa} y S_{sm} , de vida infinita fue proporcionado por los experimentos realizados por Zimmerli. Estos valores son los siguientes:

Resortes sin martillar:

$$S_{sa} = 35 \text{ kpsi (241 MPa)} \quad S_{sm} = 55 \text{ kpsi (379 MPa)} \quad (33.)$$

Resortes martillados:

$$S_{sa} = 57.5 \text{ kpsi (398 MPa)} \quad S_{sm} = 77.5 \text{ kpsi (534 MPa)} \quad (34.)$$

Con los valores obtenidos en las ecuaciones 33 y 34 se procede a calcular la resistencia a fatiga S_{se} mediante la siguiente ecuación:

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - \left(\frac{S_{sm}}{S_{su}}\right)^2} \quad (35.)$$

Para calcular el factor de seguridad en las espiras del resorte n_f se utiliza el criterio de falla de Gerber para el cortante, cuya ecuación es la siguiente:

$$(n_f)_{cuerpo} = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{su}}{\tau_m}\right)^2 \frac{\tau_a}{S_{se}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(2 \frac{\tau_m}{S_{su}} \frac{S_{se}}{\tau_a}\right)^2} \right] \quad (36.)$$

Posteriormente se debe analizar la primera fluencia en las espiras y obtener el factor de seguridad utilizando las siguientes ecuaciones:

$$\tau_i = \left(\frac{F_i}{F_a}\right) \tau_a \quad (37.)$$

$$r = \frac{\tau_a}{\tau_m - \tau_i} \quad (38.)$$

$$(S_{sa})_y = \left[\frac{r}{(r+1)} \right] [S_{sy} - \tau_i] \quad (39.)$$

$$(n_y)_{cuerpo} = \frac{(S_{sa})_y}{\tau_a} \quad (40.)$$

Donde:

- τ_i Esfuerzo inicial en el cuerpo de las espiras.
- r Pendiente de la línea de carga del cuerpo de la espira.
- $(S_{sa})_y$ Resistencia a la fluencia en el cuerpo de la espira
- $(n_y)_{cuerpo}$ Factor de seguridad a la fluencia en el cuerpo de la espira.

Luego de analizar la fatiga y la fluencia en las espiras se procede al análisis de fatiga en el punto A y B (ver Figura 1.2).

En el punto A se deberá realizar un análisis a fatiga por flexión. Se utilizan los valores ya obtenidos de las fuerzas media y alternante de las ecuaciones 28 y 29, y de la resistencia a fatiga obtenida de la ecuación 35, y por último se calcula el factor de seguridad.

Las ecuaciones a utilizar en este análisis son:

$$(\sigma_a)_A = F_a \left[(K)_A \frac{16 D}{\pi d^3} + \frac{4}{\pi d^2} \right] \quad (41.)$$

$$(\sigma_m)_A = \frac{F_m}{F_a} (\sigma_a)_A \quad (42.)$$

$$Se = \frac{S_{se}}{0,577} \quad (43.)$$

$$(n_f)_A = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m} \right)^2 \frac{\sigma_a}{Se} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(2 \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \frac{Se}{\sigma_a} \right)^2} \right] \quad (44.)$$

Donde:

- $(\sigma_a)_A$ Esfuerzo amplitud a fatiga en el punto A.
- $(\sigma_m)_A$ Esfuerzo medio a fatiga en el punto A.
- Se Límite de resistencia a la fatiga por tensión en el punto A.
- $(n_f)_A$ Factor de seguridad a tensión por fatiga en el punto A.

Para terminar con el diseño a fatiga del resorte se procede a analizar el punto B siguiendo el mismo procedimiento que en el punto A pero, debido a la torsión a la que está sometido el resorte en el punto B, se utilizarán las siguientes ecuaciones:

$$(\tau_a)_B = (K)_B \frac{8 F_a D}{\pi d^3} \quad (45.)$$

$$(\tau_m)_B = \frac{F_m}{F_a} (\tau_a)_B \quad (46.)$$

$$(n_f)_B = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{Su}}{\tau_m} \right)^2 \frac{\tau_a}{S_{se}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(2 \frac{\tau_m}{S_{Su}} \frac{S_{se}}{\tau_a} \right)^2} \right] \quad (47.)$$

Donde:

$(\tau_a)_B$ Esfuerzo de torsión amplitud a fatiga en el punto B.

$(\tau_m)_B$ Esfuerzo de torsión medio a fatiga en el punto B.

$(n_f)_B$ Factor de seguridad a torsión por fatiga en el punto B.

1.4.3. Determinación de la fuerza de impacto en un sistema cuasi estático

Esta sección describe el procedimiento a seguir para el cálculo de la fuerza de impacto en un sistema cuasi estático, el cual será importante para el análisis del mecanismo de cierre y cuyo diseño se explicará con mayor detalle en el subcapítulo 2.4.2.

Para la explicación del procedimiento se utilizará como referencia el impacto que ejerce un cuerpo A sobre una placa como se observa en la Figura 1.3.



Figura 1.3. Choque de un cuerpo contra una placa.

(Fuente: Propia)

(Elaboración: Propia)

Primero se debe realizar un balance de energías utilizando la ecuación 48, con el objetivo de determinar la velocidad de impacto.

$$E_i - E_f = W_{fr}$$

$$(E_{ci} + E_{pi} + E_{ei}) - (E_{cf} + E_{pf} + E_{ef}) = W_{fr}$$

$$\left(\frac{1}{2} m v_i^2 + m g h_i + \frac{1}{2} k x_i^2 \right) - \left(\frac{1}{2} m v_f^2 + m g h_f + \frac{1}{2} k x_f^2 \right) = W_{fr} \quad (48.)$$

Donde:

E_i Energía inicial.

E_f	Energía final.
W_{fr}	Trabajo debido a la fuerza de rozamiento.
m	Masa del cuerpo.
v_i	Velocidad del cuerpo en el punto inicial.
v_f	Velocidad del cuerpo en el punto final.
h_i	Altura en el punto inicial del cuerpo.
h_f	Altura en el punto final del cuerpo.
x_i	Deformación inicial del resorte.
x_f	Deformación final del resorte.

El siguiente paso es determinar la rigidez equivalente del sistema. Para ello se asumirá que la placa está en voladizo y que la fuerza de impacto, ejercida por el cuerpo A, está en el otro extremo como lo muestra la Figura 1.4.

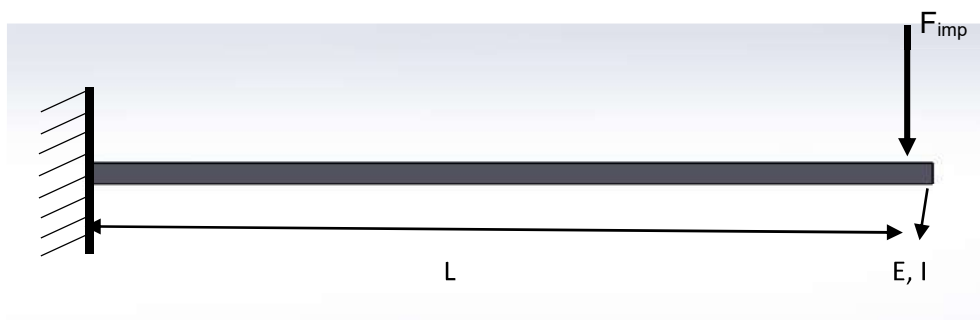


Figura 1.4. Placa en voladizo.

(Fuente: Propia)

(Elaboración: Propia)

Entonces, para este caso la constante de rigidez de la placa k_p estará dada por la siguiente ecuación:

$$k_p = \frac{3EI_a}{L^3} \quad (49.)$$

Donde:

E	Módulo de elasticidad del material.
I_a	Momento de inercia de área de la placa.
L	Longitud de la placa.

Para calcular la resistencia equivalente se utiliza el método de resortes, en el cual se representa la rigidez de los elementos por medio de un arreglo de resortes, ya sea en paralelo o en serie. Para este caso la placa y el cuerpo representan un arreglo de resortes en serie como se muestra en la Figura 1.5.

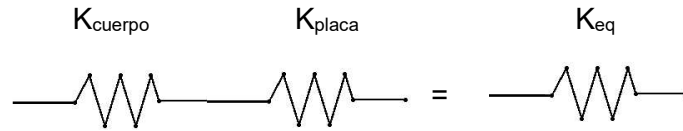


Figura 1.5. Disposición de la constante de rigidez de la placa y el cuerpo A.

(Fuente: Propia)

(Elaboración: Propia)

Entonces, la ecuación para calcular la rigidez equivalente del sistema k_{eq} , tomando en cuenta el arreglo en serie, es la siguiente:

$$k_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{k_p} + \frac{1}{k_c}} \quad (50.)$$

Donde:

k_c Constante de rigidez del cuerpo A.

Con los datos ya obtenidos el último paso y a partir de la velocidad lineal del cuerpo A de la ecuación 48 se puede calcular directamente la fuerza de impacto F_{imp} con la siguiente ecuación obtenida del balance de energías.

$$F_{imp} = v_{eq} \sqrt{m_{eq} k_{eq}} \quad (51.)$$

Donde:

m_{eq} Masa equivalente que choca sobre la placa.

v_{eq} Velocidad equivalente (en este caso la velocidad de impacto).

k_{eq} Resistencia equivalente del sistema.

1.4.4. Análisis de esfuerzos en soldaduras

Para el diseño y la construcción de mecanismos siempre es necesario analizar los esfuerzos en los elementos soldados y verificar si la soldadura soportará dichos esfuerzos para que el mecanismo tenga un funcionamiento adecuado.

Para realizar el análisis de la soldadura es necesario determinar el tipo de esfuerzos a los que estará sometida, ya sean estos esfuerzos de tracción, torsión o flexión.

Para calcular el esfuerzo en elementos soldados sometidos a cargas de flexión σ_{fs} se utiliza la siguiente ecuación:

$$\sigma_{fs} = \frac{Mc}{I_s} \quad (52.)$$

Donde:

M Momento flector.

I_s Momento de inercia de la soldadura.

c Distancia perpendicular desde la fibra externa hasta el eje neutro.

El segundo momento de inercia de área de la sección de soldadura I_s se calcula con la siguiente ecuación:

$$I_s = t \cdot I_u \quad (53.)$$

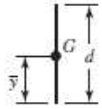
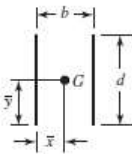
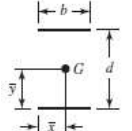
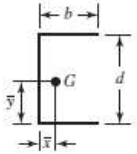
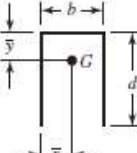
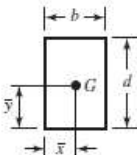
Donde:

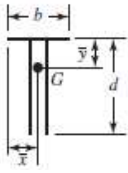
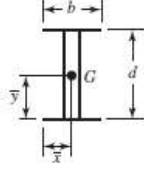

t Garganta efectiva de la soldadura.

I_u Segundo momento unitario del área de la soldadura.

El segundo momento unitario de la soldadura para filetes I_u se obtiene de la Tabla 1.5, de acuerdo con la geometría de la soldadura:

Tabla 1.5. Segundo momento unitario del área para soldaduras de filete.

Soldadura	Segundo momento unitario del área
	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$

	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$I_u = \pi r^3$

(Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 2008)

(Elaboración: Propia)

La garganta efectiva de la soldadura de filete t se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$t = w (\cos 45^\circ) = 0.707w \quad (54.)$$

Donde:

w Dimensión del lado del filete (ver Figura 1.6).

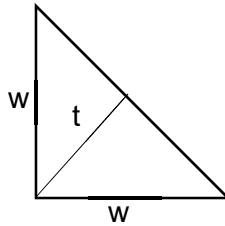


Figura 1.6. Dimensiones de una soldadura de filete.

(Fuente: Propia)

(Elaboración: Propia)

Para determinar el esfuerzo permisible del metal de aporte se utiliza la Tabla 1.6. que está en función de la carga aplicada:

Tabla 1.6. Esfuerzo permisible para el metal de aporte

Tipo de Carga	Esfuerzo Permisible
Tensión	0.60Sy
Aplastamiento	0.90Sy
Flexión	0.60-0.66Sy
Compresión simple	0.60Sy
Cortante	0.30Sut

(Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 2008)

(Elaboración: Propia)

Donde:

S_y Resistencia a fluencia del metal de aporte.

Una vez obtenido el esfuerzo de flexión en la soldadura se debe analizar si este es menor al esfuerzo permisible del metal de aporte, ya que el metal de aporte debe ser el más fuerte. En caso de ser así se puede decir que la soldadura es adecuada y que no fallará debido a las cargas aplicadas en los componentes soldados.

1.4.5. Transmisión de potencia por piñones y cadena

Según Ruiz (2007), el diseño de una transmisión por cadena permite establecer las características dimensionales y seleccionar los elementos estandarizados o tamaños normalizados que los fabricantes distribuyen. El proceso de diseño de una transmisión por cadena permite entregar como resultado múltiples opciones donde varía el paso de la cadena, el número de hileras, las dimensiones del mecanismo y algunas variables propias del diseño. La decisión de escoger la opción más adecuada estará acompañada de criterios, como el factor de seguridad y las características dimensionales de los componentes del sistema, y restricciones que imponga el fabricante.

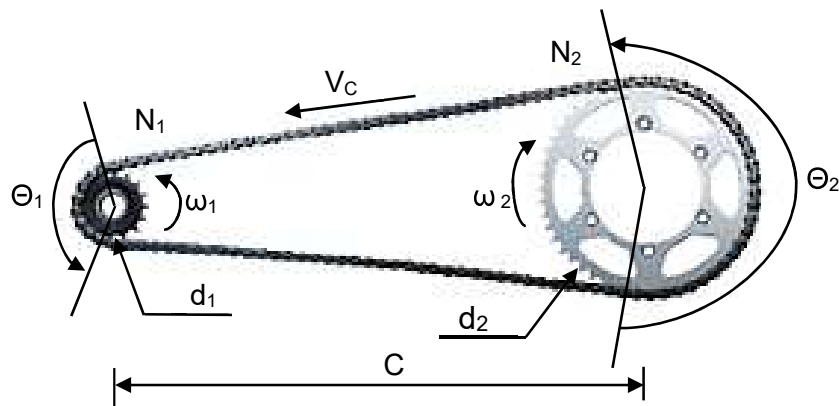


Figura 1.7. Transmisión de Potencia por engranaje y cadena

(Fuente: http://www.nadalmotos.com/pub_PublicacionView01.do?showPromos=N&id_Material=35)

Donde:

- ω_1 Velocidad angular de la catarina impulsora.
- ω_2 Velocidad angular de la catarina impulsada.
- N_1 Número de dientes de la catarina impulsora.
- N_2 Número de dientes de la catarina impulsada.
- d_1 Diámetro de paso de la catarina impulsora.
- d_2 Diámetro de paso de la catarina impulsada.

θ_1	Ángulo de contacto de la catarina impulsora.
θ_2	Ángulo de contacto de la catarina impulsada.
C	Distancia entre los centros de las catarinas.
L	Longitud total de la cadena.
V_c	Velocidad lineal de la cadena.

De acuerdo a Vargas (2016), las ecuaciones de cálculo para este tipo de transmisión son las siguientes:

Diámetro de Paso.

$$d_p = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N}\right)}, \text{ donde } P \text{ es el paso} \quad (55.)$$

Longitud de la Cadena.

$$L = \frac{2C}{P} + \frac{(N_2 - N_1)}{2} + \left[\frac{P(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \cdot C} \right] \quad (56.)$$

Distancia entre los centros.

$$C = \frac{P}{4} \left[L - \frac{(N_2 + N_1)}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{(N_2 + N_1)}{2} \right)^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (57.)$$

Relación de Velocidad.

$$V_R = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (58.)$$

Velocidad lineal de la cadena.

$$V_c = \frac{d_1}{2} \omega_1 = \frac{d_2}{2} \omega_2 \quad (59.)$$

- Baja velocidad: $V_c < 650$ pie/min (lubricación manual).
- Velocidad moderada: $650 < V_c < 1500$ pie/min (baño de lubricante).
- Alta velocidad: $V_c > 1500$ pie/min (lubricación asistida por una bomba).

Velocidad media de la cadena.

$$V = N_1 \cdot \omega_1 \cdot P \quad (60.)$$

1.4.6. Selección de rodamientos.

Los rodamientos son elementos mecánicos que garantizan un enlace móvil entre un eje rotatorio y su soporte, y permiten transmitir una carga con una fuerza de fricción mínima. El sistema de transmisión del mecanismo a diseñar necesita de rodamientos para permitir el movimiento rotatorio de la cadena y así lograr el transporte de la funda, por lo cual es necesario realizar un análisis para una correcta selección de los rodamientos, tomando en consideración los siguientes parámetros:

- Espacio disponible.
- Magnitud de la carga (tamaño del rodamiento).
- Dirección de la carga (radial, axial).
- Tipo de carga (fuerza, momentos flectores).
- Límites de velocidad (rpm).
- Tipo de aplicación (alta, media, baja precisión).
- Facilidad de montaje y desmontaje.
- Tolerancias angulares o de alineación.

Para la selección de los rodamientos de mecanismos que trabajan a bajas velocidades se realiza un análisis estático. Según el manual de rodamientos de SKF, 2015, se debe calcular una carga estática equivalente del rodamiento, utilizando las cargas radiales F_r y axiales F_a . Dicha carga estática equivalente P_o se obtiene con la siguiente ecuación general:

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a \quad (61.)$$

Donde:

F_r Carga radial real del rodamiento [kN].

F_a Carga axial real del rodamiento [kN].

X_o Factor de carga radial del rodamiento.

Y_o Factor de carga axial del rodamiento.

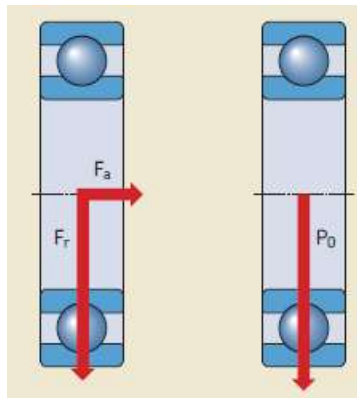


Figura 1.8. Cargas radiales y axiales en un rodamiento.

(Fuente: manual de rodamientos de SKF, 2015)

Al seleccionar un rodamiento en base a la capacidad de carga estática, se emplea un factor de seguridad s_o , el cual indica la relación entre la capacidad de carga estática básica C_o y la carga estática equivalente del rodamiento P_o . La capacidad de carga estática básica requerida C_o se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$C_o = s_o P_o \quad (62.)$$

Donde:

C_o : Capacidad de carga estática básica [kN].

P_o : Carga estática equivalente del rodamiento [kN].

s_o : Factor de seguridad estática.

En base a la experiencia existen valores recomendados para el factor de seguridad estática s_o y se presentan en la Tabla 1.7.

Tabla 1.7. Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_o .

Tipo de Función	Rodamientos giratorios Requisitos de rendimiento (p, ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones)						Rodamientos fijos	
	Sin importancia		Normal		Superior		De bolas	De rodillos
	De bolas	De rodillos	De bolas	De rodillos	De bolas	De rodillos		
Suave, sin vibración	0.5	1	1	1.5	2	3	0.4	0.8
Normal	0.5	1	1	1.5	2	3.5	0.5	1
Cargas de choque pronunciadas	≥ 1.5	≥ 2.5	≥ 1.5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar $s_o \geq 4$.
 Cuando no se conoce la magnitud de la carga de choque, deben utilizarse valores de s_o por lo menos iguales a los arriba mencionados. Si se conoce la magnitud de las cargas de choque, se pueden aplicar valores de s_o menores.

(Fuente: manual de rodamientos de SKF, 2015)

(Elaboración: Propia)

1.4.7. Análisis de esbeltez.

Al momento de tener elementos largos como columnas sometidas a cargas de compresión esta puede llegar a flexionarse (pandeo) debido a estas cargas, lo cual produciría que la columna se doble y posteriormente se fracture, al momento de aplicar una carga axial P en el eje centroidal de la columna, si dicha carga alcanza un valor específico la columna adquiere un estado de inestabilidad y posteriormente flexión.

La carga crítica con la cual la columna se llega a flexionar viene dada por la fórmula de Euler para columnas. (Budynas & Nisbett, 2008).

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(K \cdot \frac{L}{r}\right)^2} \quad (63.)$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (64.)$$

Donde:

- P_{crit} Carga crítica para que la columna pandee.
- E Módulo de elasticidad del material de la columna.
- K Coeficiente dependiente del tipo de apoyo de la columna.
- L Longitud de la columna
- r Radio de giro de la columna.
- I Inercia de la sección transversal a la aplicación de la fuerza.
- A Área de la sección transversal a la aplicación de la fuerza.

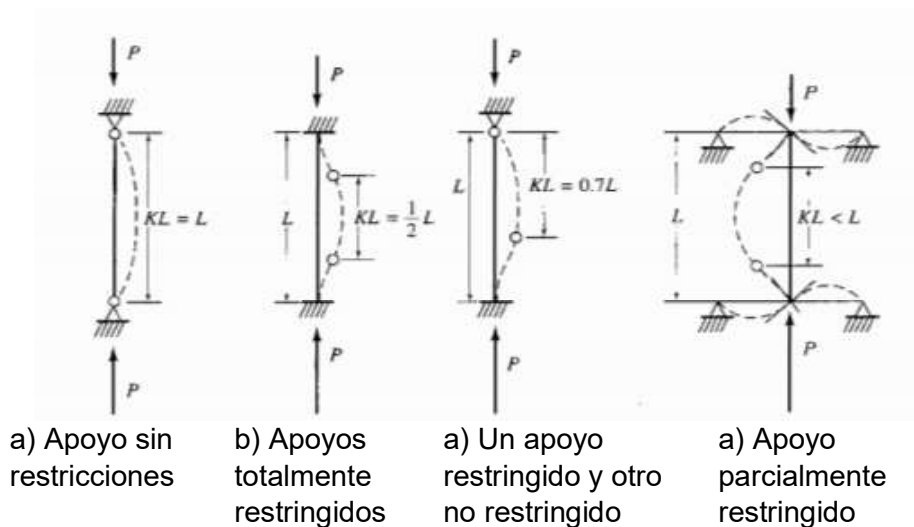


Figura 1.9. Factor K para distintas condiciones de apoyo en columnas.

(Fuente: Steel Structures Desing and Behavior, 1996)

2. METODOLOGÍA

En el capítulo anterior se realizó una descripción de las zonas de cultivo de chirimoya en el Ecuador y se presentaron datos estadísticos acerca de la producción nacional. Además, se detalló los tipos de plagas que afectan a la chirimoya y los diferentes métodos que se utilizan para su protección. Por otro lado, también se describió el procedimiento para un análisis estático y dinámico del mecanismo y las ecuaciones que se utilizarán en el subcapítulo 2.4 para realizar el diseño mecánico.

En este capítulo se detalla las necesidades del cliente con el fin de interpretarlas y traducirlas a las especificaciones técnicas que deberá poseer el mecanismo para satisfacer dichas necesidades. Se utiliza como base la metodología de Riba (2002), para desarrollar un procedimiento de análisis. Un diagrama de flujo detallado de la metodología a seguir se muestra en la Figura 1.4.

En la etapa I, los pasos 1 y 2 hacen referencia a la definición del problema y la recolección de información descrita en el capítulo anterior acerca del cultivo y producción de chirimoya, las plagas y mecanismos de protección. El paso 3 corresponde a la descripción de las demandas del cliente y los requerimientos técnicos que determina el ingeniero para satisfacer dichas demandas y utilizando la casa de la calidad establecer las especificaciones técnicas que debe poseer el mecanismo a diseñar.

La etapa II hace referencia al análisis funcional del mecanismo dividiéndolo en módulos principales y determinando sus funciones (paso 4). Luego se procede a buscar alternativas que cumplan con la solución del problema planteado (paso 5), para luego, mediante el uso del método ordinal corregido de criterios ponderados proceder a seleccionar la mejor alternativa (paso 6). Finalmente, el paso 7 corresponde a la modelación de la alternativa escogida en un software CAD, sin considerar aun las dimensiones reales de los elementos del mecanismo.

En la etapa 3, paso 8, se hace referencia al diseño y selección de los elementos mecánicos, y se realizan modelos en un software CAD con medidas reales.

En la etapa IV, el paso 9 corresponde al despliegue de los planos de taller y montaje del mecanismo especificando todos los datos necesarios para la fabricación.

Finalmente, la etapa 5 hace referencia a la construcción del mecanismo. El paso 10 corresponde a la fabricación de todos los elementos en base a los planos desplegados. El paso 11 corresponde al análisis del costo total de fabricación del mecanismo y el paso 12 hace referencia a las pruebas realizadas para verificar el funcionamiento del mecanismo.

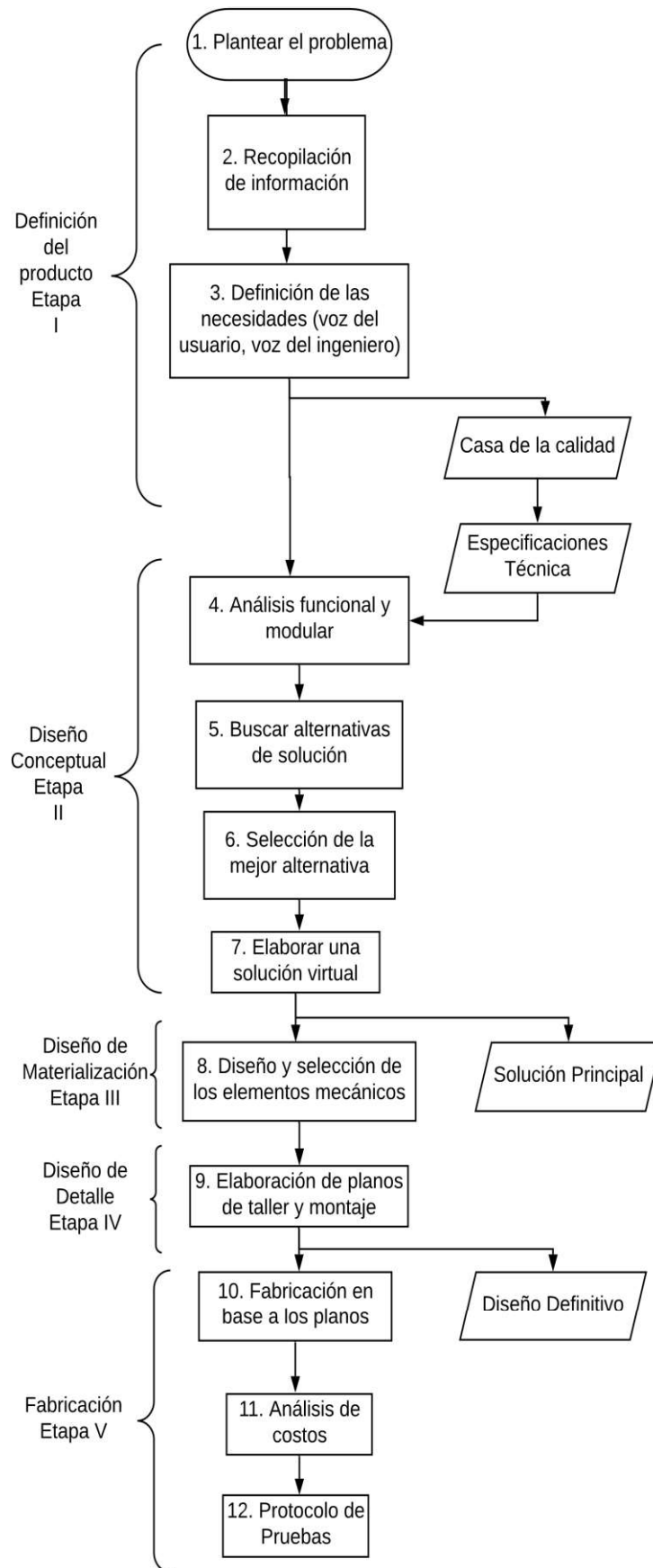


Figura 2.1. Metodología para el diseño del mecanismo

(Fuente: Propia)

2.1. Requerimientos del mecanismo

Consiste en determinar las necesidades y requerimientos del usuario (voz del usuario) y traducirlas en requerimientos técnicos de ingeniería (voz del ingeniero), y mediante el uso de una herramienta poderosa, como lo es la casa de la calidad, se analizan los requerimientos más importantes a considerar en el diseño y construcción del mecanismo.

2.1.1. Voz del usuario

La voz del usuario detalla las características que el cliente desea que el mecanismo posea para satisfacer sus necesidades.

2.1.2. Voz del ingeniero

El ingeniero deberá transformar las necesidades dadas por el cliente en requerimientos técnicos que deberá poseer el mecanismo para cumplir con dichas necesidades.

La Tabla 2.1. detalla información acerca de la voz del usuario y la voz del ingeniero.

Tabla 2.1. Requerimientos voz del usuario / voz del ingeniero.

VOZ DEL USUARIO	VOZ DEL INGENIERO
Ligero	Peso
Barato	Costo de construcción
Sencillo de usar	Número de elementos de accionamiento
Fácil agarre	Diámetro del tubo de soporte
Útil para diversos tipos de funda	Número de soportes para las fundas
Enfundado rápido	Tiempo de enfundado

(Elaboración: Propia)

2.1.3. Casa de la calidad

La casa de la calidad es una matriz en la que se detallan tanto la voz del cliente y la voz del ingeniero, permitiendo así relacionarlos e identificar los requerimientos técnicos en los que se debe poner más atención para diseñar un mecanismo de calidad.

2.1.4. Resultados de la casa de la calidad

El Anexo I muestra los resultados que arroja el análisis de la casa de la calidad. Las especificaciones más importantes que se debe tomar en cuenta para el diseño y construcción del mecanismo se detallan a continuación:

- Que sea liviana, ya que el mecanismo va a ser sostenido por un tiempo considerable por la persona que está enfundando.
- Que sea barato, debido a que el mecanismo va a ser utilizado por personas que trabajan mayormente en agricultura.
- Que sea útil para diferentes tipos de fundas, esto debido a que existen fundas de papel, plásticas o de tela que son fabricadas específicamente para la protección de los frutos.

2.2. Especificaciones técnicas del mecanismo

Una vez finalizado el estudio de la casa de la calidad, se procede a describir en esta sección, las especificaciones técnicas que servirán como guía para el diseño y construcción del mecanismo.

Tabla 2.2. Especificaciones Técnicas para el mecanismo.

Empresa cliente:		Producto: Mecanismo de Enfundado de Chirimoya		Fecha inicial: 18/04/2019
Diseñadores: Byron Barragán Marco Cevallos				última revisión: 23/07/2019
				Página 1/1
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	18/04/2019	C	R	Mecanismo para enfundar frutos de chirimoya en la etapa inicial del crecimiento
Movimientos	20/05/2019	I	D	Movimiento rotacional del conjunto engranaje-cadena para el ascenso de la funda
Fuerzas	20/05/2019	I	R	Fuerza de Tracción
Peso		I	R	
Dimensiones	23/07/2019	I	D	Altura del mecanismo 2 metros y diámetro del tubo soporte de 12.7 mm (1/2 pulg.)
Materiales	23/07/2019	I	D	Aluminio y Acero
Accionamiento	18/04/2019	C	R	Manual

Seguridad y Ergonomía	23/07/2019	C+I	R	Uso de materiales livianos para limitar el peso del mecanismo
Vida útil y mantenimiento	23/07/2019	I	D	Vida infinita Mantenimiento correctivo
Costo	23/07/2019	C	R	
Propone C= Cliente I= Ingeniero			Requerimientos R= Requerimiento D= Deseo	

(Elaboración: Propia)

2.3. Análisis funcional

En esta sección se desglosarán las funciones y subfunciones de la máquina que se desea obtener para poder resolver los problemas de diseño del mecanismo.

Se establece una estructura modular e identifica las ventajas y desventajas de cada alternativa para poder determinar la más adecuada.

2.3.1. Principio de solución

Como se muestra en el Anexo II, se obtuvieron dos módulos en las cuales se puede describir el funcionamiento del enfundador de chirimoyas; estos son:

- Módulo 1: Colocación de la funda y enfundado con el mecanismo.
- Módulo 2: Transportación la funda hacia la chirimoya.

Para cada uno de los módulos con sus respectivas funciones, se proponen diversas soluciones o alternativas, para luego realizar una ponderación y de esta manera encontrar la alternativa que brinde las mejores factibilidades de uso.

2.3.1.1. Modulo1: Colocación de la funda y enfundado con el mecanismo

El módulo 1 del Anexo II, detalla el primero y el último paso para realizar el proceso de colocación de la funda en el fruto de chirimoya. Las etapas que comprenden el módulo son las siguientes:

- Colocar la funda en el mecanismo de cierre.
- Enfundar el fruto.

Colocar la funda en el mecanismo de cierre: Para realizar esta actividad se consideran dos alternativas, las cuales sirven para colocar la funda sea esta de plástico o de papel, con la finalidad de sostenerla hasta llegar a la altura deseada de enfundado. Las dos alternativas se presentan a continuación.

Alternativa 1: En la Figura 2.2 se muestra un sujetador en C, mediante el uso de ganchos permite sujetar la funda para llevarla hasta la parte superior del mecanismo.

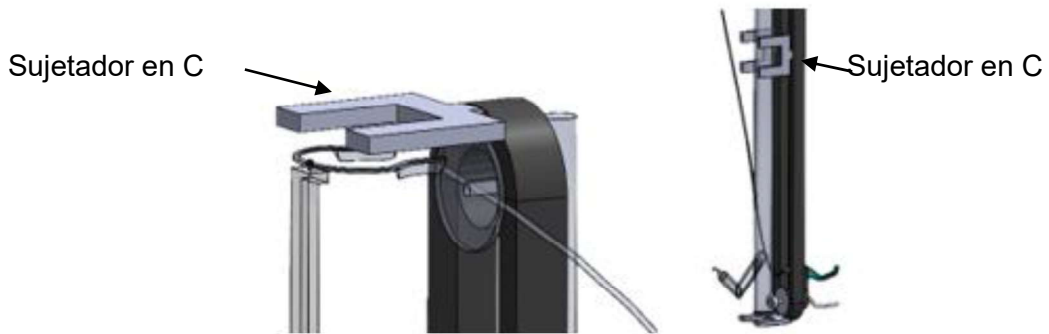


Figura 2.2. Sujetador en C con ganchos.

Fuente: (Propia)

Alternativa 2: En la Figura 2.3 se observa un sujetador de cuatro brazos. Mediante la utilización de cuatro brazos con resortes y una cuerda se logra sostener la funda ya sea esta plástica o de papel para llevarla hasta el sitio de enfundado de la chirimoya.

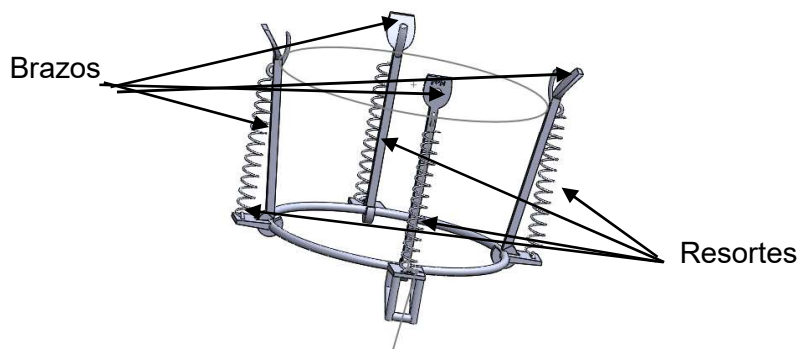


Figura 2.3. Sujetador de cuatro brazos.

Fuente: (Propia)

Enfundar el fruto: De igual manera que para la actividad anterior, aquí se toma en cuenta tres alternativas distintas con las cuales se puede cerrar las fundas una vez que han llegado a la parte en la cual se encuentra el fruto de chirimoya, las tres alternativas se muestran a continuación.

Alternativa 1: La Figura 2.4a muestra una pinza de cerrado mecánico mediante una maneta de cierre conectado con un cable (ver Figura 2.4b) a la pinza la cual tiene dos resistencias eléctricas alimentadas por una pequeña batería para suministrar los aproximadamente “100 W necesarios para un sellado hermético de una bolsa plástica” (Bedoya & Dany, 2007).

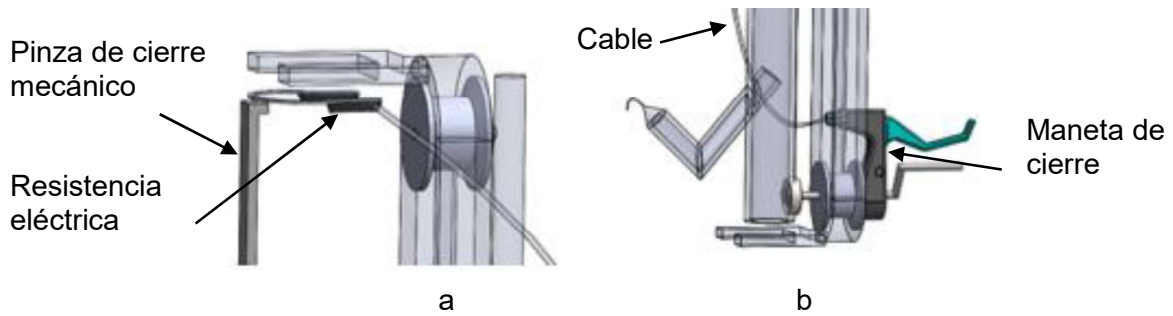


Figura 2.4. a) Pinza de cierre mecánico con resistencia; b) Maneta de cierre.

Fuente: (Propia)

Alternativa 2: Tomando como base el diseño de la alternativa uno (ver Figura 2.4), la Figura 2.5a muestra una pinza de cierre la cual utiliza un sistema de grapas en lugar de resistencias eléctricas para el sellado de las fundas de papel, y es accionada por una maneta conectada con un cable a las pizas de cierre, ver Figura 2.5b.

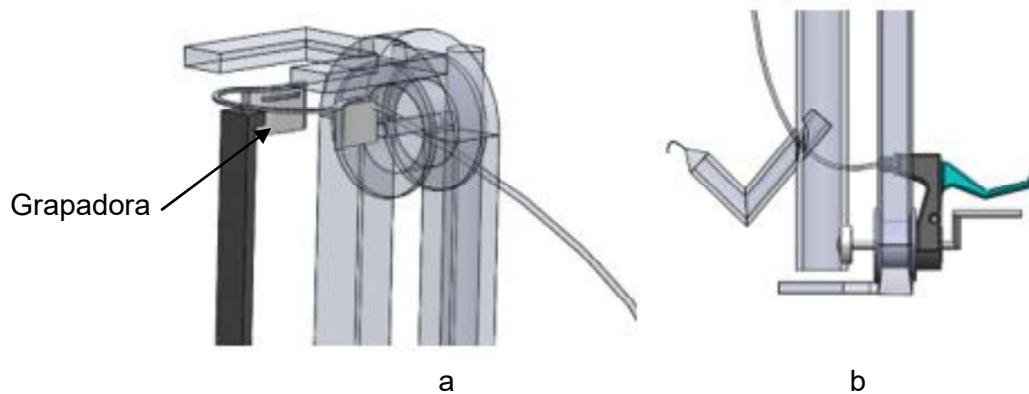


Figura 2.5. a) Pinza de cierre mecánico con grapas; b) Maneta de cierre.

Fuente: (Propia)

Alternativa 3: En la Figura 2.6a se observa el sujetador de cuatro brazos, que además de sostener la funda ya sea de papel o de plástico, también es capaz de realizar el sellado de esta mediante la aplicación de fuerza al hilo que la sostiene con ayuda de los brazos con resortes.

La Figura 2.6b muestra la cuchilla en la parte inferior del soporte de cuatro brazos en la cual la cuerda de soporte y enfundado será cortada.

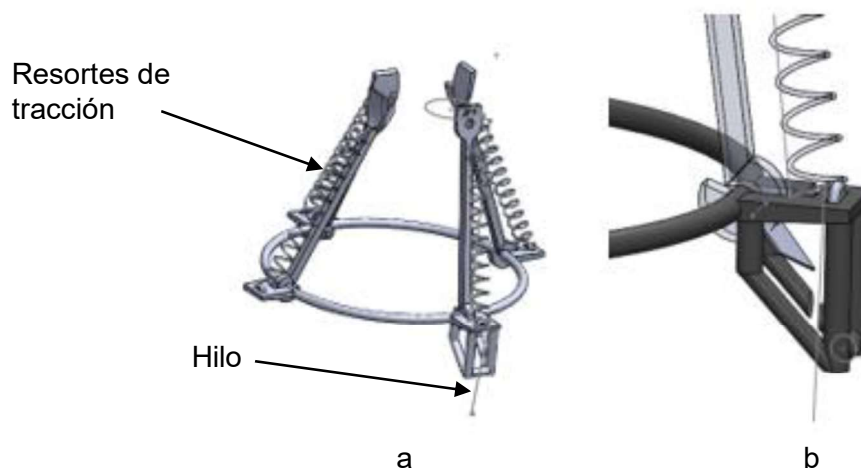


Figura 2.6. a) Sujetador de cuatro brazos con resorte; b) Cuchilla.

Fuente: (Propia)

2.3.1.1.1. Diagrama de matriz morfológica para el módulo 1

Una vez analizadas las funciones y subfunciones del módulo 1 estas pueden combinarse como lo muestra la Tabla 2.3.

Tabla 2.3. Matriz morfológica del Módulo 1.

Función	Soluciones		
Colocar de la funda en el mecanismo de cierre	Sujetador en C		Sujetador de cuatro brazos
Enfundar del fruto	Pinza con resistencia eléctrica	Pinza grapadora	Sujetador de cuatro brazos y corte con cuchilla
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3

Fuente: (Propia)

2.3.1.1.1.1. Alternativa 1

Sujetador en C con mecanismo sellador de funda mediante una pinza con resistencia eléctrica.

Ventajas:

- Permite el sellado hermético de las fundas plásticas.
- Fácil colocación de la funda en el mecanismo para el ascenso.
- Permite el ascenso simultaneo de varias fundas a la vez.

Desventajas:

- Se restringe al uso exclusivo de fundas plásticas.
- Necesita energía eléctrica para el sellado de las fundas.
- Limitado a un tamaño único de funda para usar.

2.3.1.1.1.2. Alternativa 2

Sujetador en C con mecanismo sellador de funda mediante el uso de una pinza grapadora para el sellado.

Esta alternativa al ser similar que la alternativa uno, posee en su mayoría las mismas ventajas y desventajas.

Ventajas:

- Permite el sellado de fundas de papel.
- Fácil colocación de la funda en el mecanismo para el ascenso.
- Permite el ascenso simultaneo de varias fundas a la vez.
- No necesita de energía eléctrica para su funcionamiento.

Desventajas:

- Necesita aplicación de una fuerza mayor para lograr colocar la grapa en la funda.
- Limitado a un tamaño único de funda para usar.
- Aumento del peso del mecanismo.

2.3.1.1.1.3. Alternativa 3

Sujetador de cuatro brazos con enfundado del fruto mediante cuerda y corte de esta con cuchilla.

Ventajas:

- Permite el uso de fundas tanto plásticas como fundas de papel.
- Permite un rango de tamaño de fundas debido a los brazos con resortes.
- Enfundado sencillo sin necesidad de aplicar una gran cantidad de fuerza.

Desventajas:

- Toma un poco más de tiempo la colocación de la funda.
- Se limita a un uso de dos mecanismos de ascenso simultáneos debido al uso de cuerdas.

2.3.1.1.2. Evaluación de alternativas para el módulo 1 (Colocación de la funda y enfundado con el mecanismo)

Para cada una de las tres alternativas presentadas en la Tabla 2.3., se determinan y describen los parámetros de ponderación para este módulo.

Criterios de evaluación:

- **Peso:** El mecanismo de ascenso y enfundado debe ser liviano.
- **Costo:** El costo de fabricación debe ser bajo.
- **Complejidad:** El mecanismo debe ser lo más sencillo posible.
- **Versatilidad:** Debe poseer la capacidad de funcionar tanto para fundas plásticas como para fundas de papel.

El peso específico de cada criterio se muestra en la Tabla 2.4., mientras que la situación idónea para cada uno de los criterios se muestra en las Tablas 2.5-2.8.

Tabla 2.4. Pesos específicos para los criterios de selección en el módulo 1.

Peso > Complejidad = Versatilidad > Costo						
Criterio	Peso	Costo	Complejidad	Versatilidad	$\Sigma+1$	Ponderación
Peso		1	1	0,5	3,5	0,35
Costo	0		0	0,5	1,5	0,15
Complejidad	0	1		0,5	2,5	0,25
Versatilidad	0,5	0,5	0,5		2,5	0,25
Suma					10	1

Fuente: (Propia)

Tabla 2.5. Evaluación con respecto al peso.

Solución 3 > Solución1 > Solución2					
Peso	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	0	2	0,33
Solución 2	0		0	1	0,17
Solución 3	1	1		3	0,5
Suma				6	1

Fuente: (Propia)

Tabla 2.6. Evaluación respecto a la complejidad.

Solución3 > Solución1 = Solución2					
Complejidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0,5	0	1,5	0,25
Solución 2	0,5		0	1,5	0,25
Solución 3	1	1		3	0,50
Suma				6	1

Fuente: (Propia)

Tabla 2.7. Evaluación respecto a la versatilidad.

Solución3 > Solución1 = Solución2					
Versatilidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0,5	0	1,5	0,25
Solución 2	0,5		0	1,5	0,25
Solución 3	1	1		3	0,50
Suma				6	1

Fuente: (Propia)

Tabla 2.8. Evaluación respecto al costo.

Solución2 = Solución3 > Solución1					
Costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0	1	0,17
Solución 2	1		0,5	2,5	0,42
Solución 3	1	0,5		2,5	0,42
Suma				6	1

Fuente: (Propia)

Tabla 2.9. Conclusiones para el módulo 1 (Colocación de la funda y enfundado con el mecanismo).

Conclusiones	Peso	Complejidad	Versatilidad	Costo	Σ	Prioridad
Solución 1	0,35x0,33	0,25x0,25	0,25x0,25	0,15x0,17	0,27	2
Solución 2	0,35x0,17	0,25x0,25	0,25x0,25	0,15x0,42	0,25	3
Solución 3	0,35x0,5	0,25x0,5	0,25x0,5	0,15x0,42	0,49	1

Fuente: (Propia)

Como se logra observar en la Tabla 2.9., los resultados obtenidos en la evaluación de las alternativas se obtienen que la alternativa 3 (Sujetador de cuatro brazos con enfundado del fruto mediante cuerda y corte de esta con cuchilla) es la de mayor prioridad.

2.3.1.2. Módulo 2: Transportación de la funda hacia la chirimoya

El módulo 2 del Anexo II define el proceso mediante el cual la funda en el mecanismo llega a la parte superior para encontrarse con el fruto de chirimoya y realizar el enfundado del fruto. Las etapas que comprende el módulo se presentan a continuación.

- Soportar y sujetar el mecanismo.
- Transportar el mecanismo.

Soportar y sujetar el mecanismo: Se considera dos alternativas para la sujeción de los elementos que comprenden el enfundador de chirimoya, y servirá de soporte y base para los modos en la cual el mecanismo ascenderá hacia la chirimoya. Las alternativas se presentan a continuación.

Alternativa 1: En la Figura 2.7 se muestra un tubo cuadrado, el cual nos permite la colocación de elementos mecánicos en la parte interior y exterior debido a las caras planas que posee.



Figura 2.7. Tubo Cuadrado.

Fuente: (Propia)

Alternativa 2: La Figura 2.8 muestra el tubo circular, el cual permite un agarre con mayor facilidad y la colocación de elementos mecánicos por la parte exterior.



Figura 2.8. Tubo Circular.

Fuente: (Propia)

Transportar el mecanismo: Como el fruto de chirimoya se encuentra en la parte alta de los árboles, es necesario subir el mecanismo de enfundado hacia ella. A continuación, se presentan tres alternativas para cumplir con este objetivo.

Alternativa 1: La Figura 2.9 muestra un soporte con cremallera. Mediante el uso de una cremallera y un sistema de transmisión de movimiento mediante una polea se logra llevar el mecanismo con la funda desde la parte inferior por medio del tubo cuadrado hacia el fruto de chirimoya.

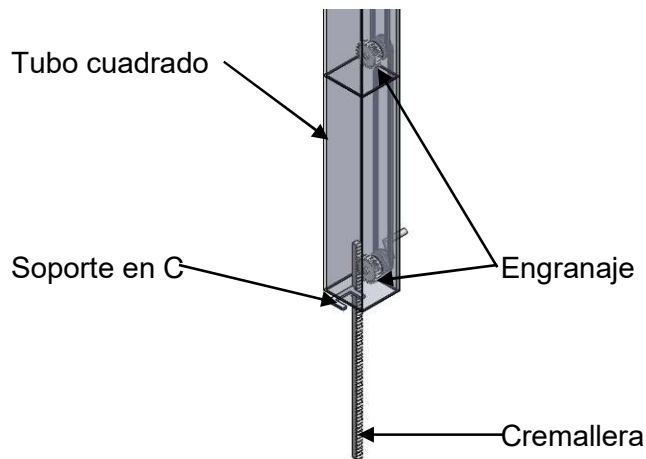


Figura 2.9. Soporte con cremallera.

Fuente: (Propia)

Alternativa 2: La Figura 2.10 muestra un sujetador con tornillo sinfín: mediante el uso de un tornillo sinfín el cual permite subir y bajar el mecanismo cada vez que se va a enfundar un fruto.

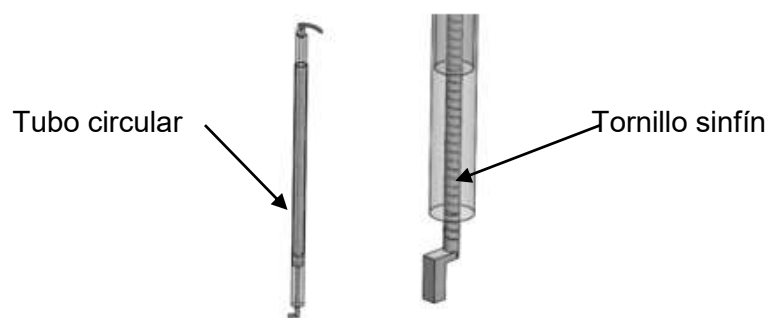


Figura 2.10. Sujetador con tornillo sinfín.

Fuente: (Propia)

Alternativa 3: La Figura 2.11a muestra una transmisión por ruedas dentadas y cadena, mientras que la Figura 2.11b muestra una configuración de polea con banda. Mediante el uso de esta transmisión de movimiento, se permite subir el mecanismo con la funda hacia la chirimoya.

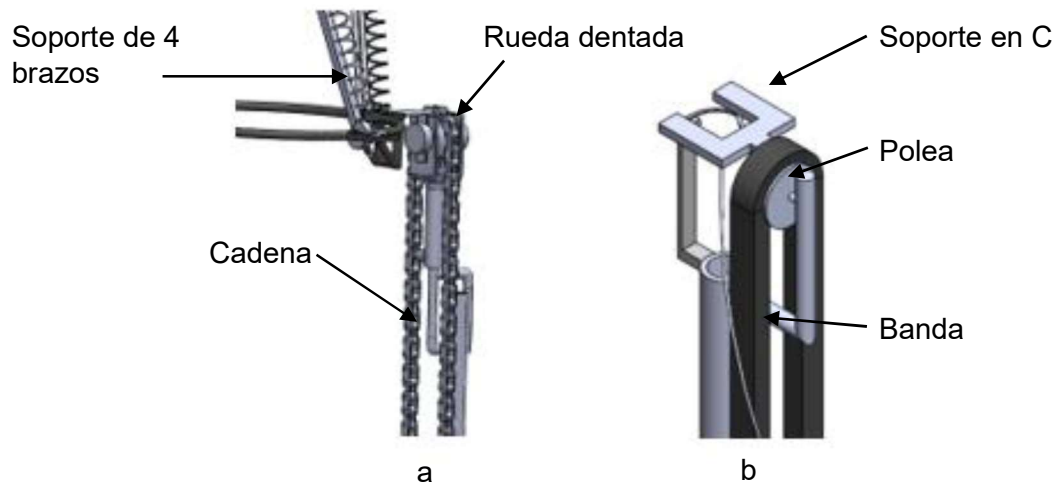


Figura 2.11. a) Transmisión por rueda dentada/cadena; b) Transmisión por polea/banda.

Fuente: (Propia)

2.3.1.2.1. Diagrama de matriz morfológica para el módulo 2

Una vez analizadas las funciones y subfunciones del módulo 2 estas pueden combinarse como lo muestra la Tabla 2.10.

Tabla 2.10. Matriz morfológica del módulo 2.

Función	Soluciones		
Soportar y sujetar el mecanismo.	<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Tubo cuadrado</div> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Tubo circular</div> </div>		
Transportar el mecanismo	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Soporte con cremallera</div>	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Soporte con tornillo sinfin</div>	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Transmisión por rueda y banda/cadena</div>
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3

Fuente: (Propia)

2.3.1.2.1.1. Alternativa 1

Tubo cuadrado para soporte con cremallera que permite el ascenso del mecanismo en C por el interior del tubo.

Ventajas:

- Permite la colocación de dispositivos en el interior con mayor facilidad por la geometría cuadrada del tubo.

- Esta configuración permite realizar un dispositivo modular para regular a la altura necesaria de enfundado.

Desventajas:

- Es un elemento más robusto ya que necesita espacio para el transporte de la funda.
- Solo permite el ascenso de una funda a la vez.
- No existe tanta comodidad para la sujeción del mecanismo.

2.3.1.2.1.2. Alternativa 2

Tubo circular con ascenso mediante tornillo sinfín.

Ventajas:

- Permite la regulación de la altura a la que se desea enfundar.
- Puede ser aprovechado mediante un motor eléctrico si se realiza el enfundado con resistencias eléctricas.
- La geometría circular del dispositivo permite una mejor forma de sostener el mecanismo.

Desventajas:

- Necesita un tornillo de dos o tres entradas para subir el mecanismo de forma rápida.
- El ancho del tubo debe ser mayor para la colocación interior del tornillo de paso.
- Permite el ascenso de una sola funda a la vez.

2.3.1.2.1.3. Alternativa 3

Tubo circular con transporte mediante transmisión de ruedas dentadas/cadena y polea/banda.

Ventajas:

- Permite el uso de un tubo circular de diámetro pequeño ya que los elementos van colocados por la parte exterior.
- Permite la colocación en la cadena de varios mecanismos de enfundado.
- Se puede regular la velocidad de ascenso de la funda mediante una relación de transmisión controlando el tamaño de las ruedas.

Desventajas:

- Se necesita un método para regular la tensión de la cadena en el mecanismo.

- No se puede regular la altura del enfundador.

2.3.1.2.2. Evaluación de alternativas para el módulo 2 (Transportación de la funda hacia la chirimoya)

Para cada una de las tres alternativas presentadas en la Tabla 2.10., se determinan y describen los parámetros de ponderación para este módulo.

Criterios de evaluación:

- Peso: El mecanismo de soporte y transporte del mecanismo debe ser liviano.
- Movilidad: Debe permitir el ascenso simultaneo de más de una funda.
- Comodidad: Debe ser cómodo al momento de usarlo.
- Costo: El costo de fabricación debe ser bajo.

El peso específico de cada criterio se muestra en la Tabla 2.11., mientras que la situación idónea para cada uno de los criterios se muestra en las Tablas 2.12-2.15.

Tabla 2.11. Pesos específicos para los criterios de selección en el módulo 2.

Peso > Movilidad = Comodidad > Costo						
Criterio	Peso	Movilidad	Comodidad	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Peso		0,5	1	1	3,5	0,35
Movilidad	0,5		0,5	0,5	2,5	0,25
Comodidad	0	0,5		1	2,5	0,25
Costo	0	0,5	0		1,5	0,15
				Suma	10	1

Fuente: (Propia)

Tabla 2.12. Evaluación respecto al peso.

Solución 3 > Solución2 > Solución1					
Peso	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0	1	0,17
Solución 2	1		0	2	0,33
Solución 3	1	1		3	0,5
			Suma	6	1

Fuente: (Propia)

Tabla 2.13. Evaluación respecto a la movilidad.

Solución3 > Solución1 = Solución2					
Movilidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0,5	0	1,5	0,25
Solución 2	0,5		0	1,5	0,25
Solución 3	1	1		3	0,50
Suma				6	1

Fuente: (Propia)

Tabla 2.14. Evaluación respecto a la comodidad.

Solución3 = Solución2 > Solución1					
Versatilidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0	1	0,17
Solución 2	1		0,5	2,5	0,42
Solución 3	1	0,5		2,5	0,42
Suma				6	1

Fuente: (Propia)

Tabla 2.15. Evaluación respecto al costo.

Solución3 > Solución2 > Solución1					
Costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0	1	0,17
Solución 2	1		0	2	0,33
Solución 3	1	1		3	0,50
Suma				6	1

Fuente: (Propia)

Tabla 2.16. Conclusiones para el módulo 2 (Transportación de la funda hacia la chirimoya).

Conclusiones	Peso	Movilidad	Comodidad	Costo	Σ	Prioridad
Solución 1	0,35x0,17	0,25x0,25	0,25x0,17	0,15x0,17	0,19	3
Solución 2	0,35x0,33	0,25x0,25	0,25x0,42	0,15x0,33	0,33	2
Solución 3	0,35x0,5	0,25x0,5	0,25x0,42	0,15x0,5	0,48	1

Fuente: (Propia)

Como se logra observar en la Tabla 2.16., los resultados obtenidos en la evaluación de las alternativas se obtienen que la alternativa 3 (Tubo circular con transporte mediante transmisión de ruedas dentadas/poleas y banda/cadena) es la de mayor prioridad.

2.3.2. Matriz morfológica

En el subcapítulo anterior se eligió la mejor alternativa para cada uno de los módulos. En el presente apartado se realiza la conceptualización del diseño de la máquina seleccionada.

La Tabla 2.17. muestra la matriz morfológica del mecanismo para enfundado de chirimoya en la etapa inicial del crecimiento, donde se muestra las alternativas seleccionadas mediante matrices de ponderación en las cuales se selecciona un mecanismo sujetador de cuatro brazos con cuchilla para la sujeción, enfundado y corte del hilo, el cual es la parte principal del mecanismo de enfundado. Este mecanismo es llevado hacia la chirimoya mediante la transmisión de movimiento por ruedas dentadas y cadena, estas partes están montadas en un tubo circular de diámetro pequeño, (ver Figura 2.12).

Tabla 2.17. Matriz morfológica del mecanismo para enfundar chirimoya en la etapa inicial del crecimiento.

Módulos	Función	Soluciones		
Módulo 1	Colocar de la funda en el mecanismo de cierre	<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Sujetador en C</div> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Sujetador de cuatro brazos</div> </div>		
	Enfundar del fruto	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Pinza con resistencia eléctrica</div>	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Pinza grapadora</div>	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Sujetador de cuatro brazos y corte con cuchilla</div>
Módulo 2	Soportar y sujetar el mecanismo.	<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Tubo cuadrado</div> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Tubo circular</div> </div>		
	Transportar el mecanismo	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Soporte con cremallera</div>	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Soporte con tornillo sin fin</div>	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Transmisión por rueda y banda/cadena</div>

Fuente: (Propia)

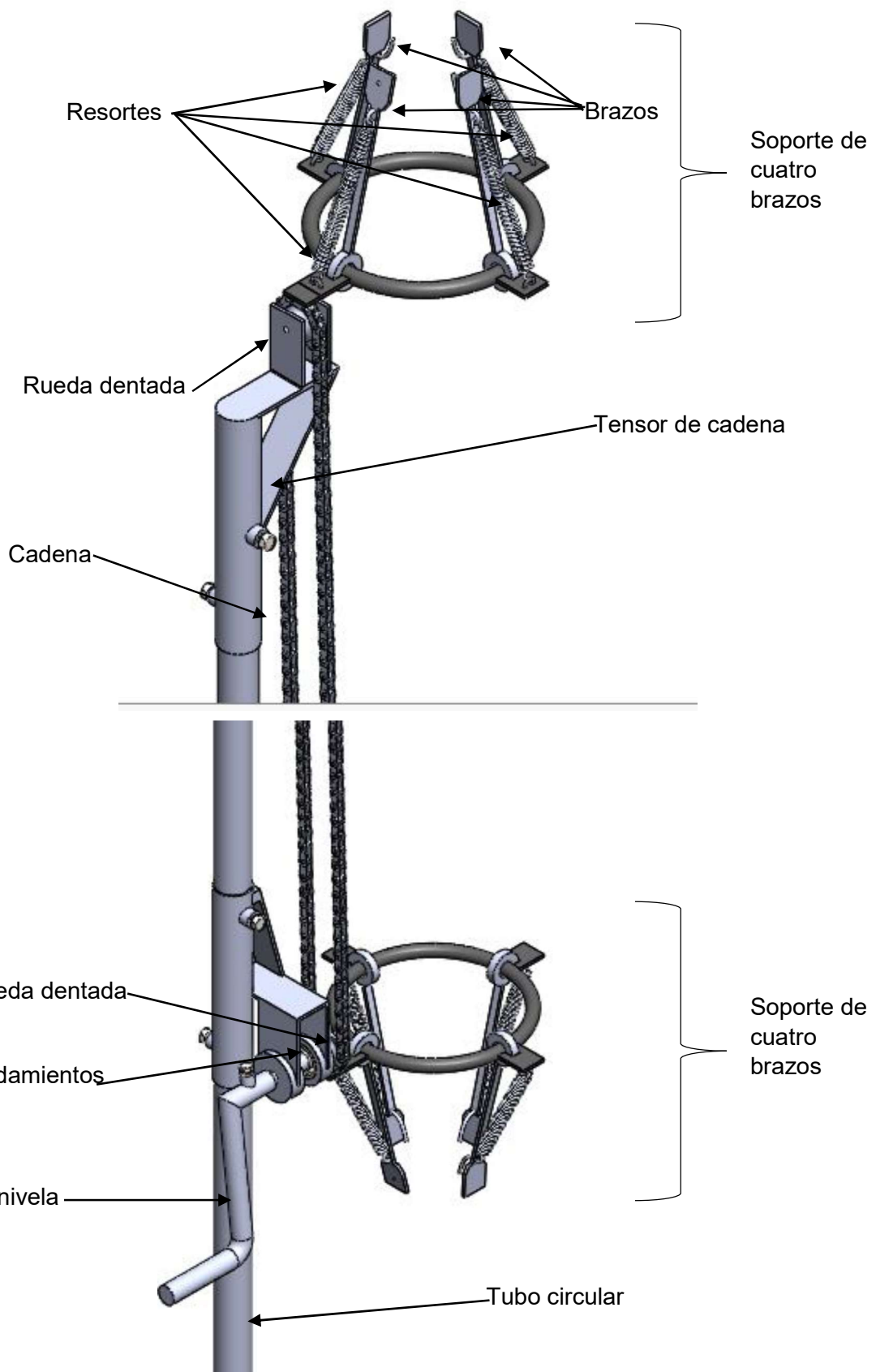


Figura 2.12. Mecanismo para enfundar frutos de chirimoya en la etapa inicial del crecimiento.

Fuente: (Propia)

2.4. Cálculo y selección de componentes

En el subcapítulo anterior se realizó el análisis funcional del mecanismo para enfundar chirimoyas, mediante el análisis de criterios ponderados se obtuvo las soluciones a las diferentes alternativas planteadas, lo cual da como resultado el diseño conceptual del mecanismo.

En el presente capítulo se procede a desarrollar los cálculos de los componentes del mecanismo enfundador, ver Figura 2.12.

2.4.1. Dimensionamiento del anillo soporte y paletas

Tomando como base los datos experimentales y bibliográficos que se muestran en la Tabla 2.18., se procede al dimensionamiento del anillo y paletas del mecanismo enfundador de chirimoyas.

Mediante una visita a la parroquia de Puéllaro se procede a la medición de árboles para la producción de chirimoyas, así como el diámetro de los frutos aptos para enfundado; con la ayuda del Laboratorio de Turbomáquinas y Fluidos de la Escuela Politécnica Nacional se determinó la fuerza de cierre necesaria para el enfundado, ver Anexo III.

Tabla 2.18. Datos experimentales.

DATOS EXPERIMENTALES	
Altura promedio de árboles de chirimoya [m]	3,70
Diámetro de fruto para enfundado [cm]	6
Fuerza de cierre del mecanismo [N]	5

Fuente: (Propia)

Con dichos datos, se determina un diámetro adecuado para el anillo soporte del mecanismo de enfundado de 12 cm y una altura de paletas de 10 cm.

2.4.2. Diseño estático y a fatiga de resortes

Mediante el diagrama de cuerpo libre del mecanismo de enfundado se logra obtener la fuerza que actúa sobre cada una de las paletas de cierre con la ecuación 65.

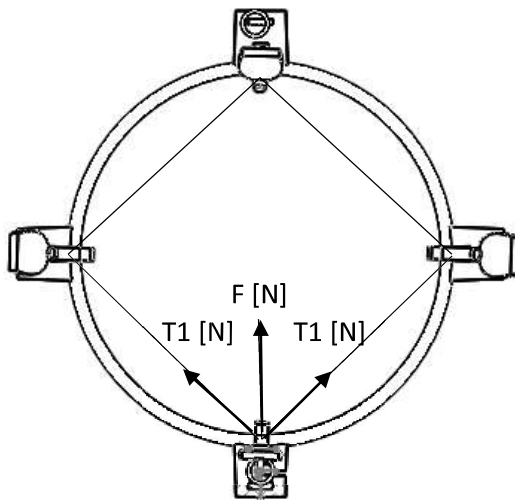


Figura 2.13. Diagrama de cuerpo libre del mecanismo enfundador de chirimoyas.

Fuente: (Propia)

$$F = \sqrt{T1^2 + T1^2} \quad (65.)$$

$$F = 5\sqrt{2} [N]$$

Donde:

F Fuerza de cierre aplicada sobre la paleta [N].

$T1$ Fuerza de cierre del mecanismo [N].

Una vez determinada la fuerza de cierre aplicada sobre la paleta, se procede a determinar la fuerza máxima que actúa sobre el resorte mediante las ecuaciones 66 y 67.

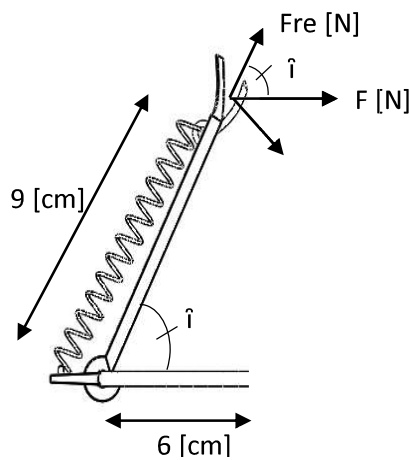


Figura 2.14. Diagrama de cuerpo libre de la paleta del mecanismo.

Fuente: (Propia)

$$\hat{\alpha} = \cos^{-1}\left(\frac{6}{9}\right) \quad (66.)$$

$$\hat{\alpha} = 48,18^\circ$$

La fuerza que actúa sobre el resorte resulta:

$$F_{re} = F * \cos \hat{\alpha} \quad (67.)$$

$$F_{re} = 4,7140 [N]$$

Donde:

$\hat{\alpha}$ Ángulo comprendido entre la paleta y el anillo base.

F_{re} Fuerza que actúa sobre el resorte.

Una vez obtenida la fuerza que actúa sobre el resorte se asume las dimensiones del resorte y la precarga necesaria para continuar con el cálculo estático del resorte.

Asumiendo un diámetro del alambre $d = 0.8$ [mm], un diámetro externo de la espira $DE = 7$ [mm], radios de curvatura $r_1 = 5$ [mm], $r_2 = 2$ [mm] (ver Figura 1.2.), un número de espiras del cuerpo $N_b = 35$, y una fuerza de precarga $F_{min} = 1.09$ [N], se procede a determinar otros parámetros físicos y geométricos del resorte.

Mediante el uso de la ecuación 6, encontramos el diámetro medio del resorte D .

$$D = DE - d$$

$$D = 6,2 [mm]$$

Donde:

DE Diámetro externo.

d Diámetro del alambre.

Una vez determinados los diámetros del resorte, con ayuda de la ecuación 7 determinamos el índice del resorte C .

$$C = \frac{D}{d}$$

$$C = 7,75$$

La ecuación 8, nos ayuda a encontrar el factor de corrección de curvatura para el resorte K_b .

$$K_b = \frac{4C + 2}{4C - 3}$$

Tomando la Tabla 1.2, para un material de resorte estirado duro con un diámetro de alambre menor a 0,032 [in] se tiene un módulo de rigidez $G = 80,76$ [GPa], y un módulo de elasticidad $E = 198,6$ [MPa].

Con estos valores y el número de espiras asumidas, calculamos el número de espiras activas del resorte N_a mediante la ecuación 9.

$$N_a = N_b + \frac{G}{E}$$
$$N_a = 35,406$$

Donde:

N_b Número de espiras en el cuerpo.

G Módulo de rigidez del material.

E Módulo de elasticidad del material.

Mediante la ecuación 10, se determina la constante elástica del resorte k .

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a}$$
$$k = 490,02 \left[\frac{N}{m} \right]$$

La longitud libre del resorte L_o se determina mediante la ecuación 11.

$$L_o = (2C - 1 + N_b)d$$
$$L_o = 39,6 \text{ [mm]}$$

La deflexión máxima bajo la carga de servicio y_{max} viene dada por la ecuación 12.

$$y_{max} = \frac{F_{max} - F_{min}}{k}$$
$$y_{max} = 7,39 \text{ [mm]}$$

Donde:

F_{max} Fuerza que actúa sobre el resorte (Fre).

F_{min} Fuerza de precarga del resorte.

Una vez obtenida la longitud libre del resorte y la deflexión máxima se obtiene la longitud total del resorte L con la ecuación 13.

$$L = L_0 + y_{max}$$

$$L = 47 [mm]$$

Una vez determinado todos los parámetros físicos del resorte, se encuentra el esfuerzo inicial τ_i con la ecuación 14.

$$\tau_i = \frac{8FiD}{\pi d^3}$$

$$\tau_i = 33,61 [MPa]$$

Mediante la Tabla 2.3, la cual nos proporciona las constantes para estimar la resistencia a la tensión última de los alambres, en este caso para un alambre estirado duro son: $A=1783 [MPa \cdot mm^m]$ y $m=0,19$. La resistencia última a la tracción S_{ut} viene dada por la ecuación 15.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

$$S_{ut} = 1860,21 [MPa]$$

Con base en la Tabla 1.4, la resistencia a la fluencia a corte S_{sy} en el cuerpo viene dado por la ecuación 68.

$$S_{sy} = 0,45 S_{ut}$$

$$S_{sy} = 837,09 [MPa] \quad (68.)$$

El esfuerzo cortante bajo la carga de servicio τ_{max} viene dado por la ecuación 16.

$$\tau_{max} = \frac{8 K_b F_{max} D}{\pi d^3}$$

$$\tau_{max} = 171,236 [MPa]$$

Una vez determinado el esfuerzo cortante bajo la carga de servicio y el esfuerzo de torsión en el cuerpo del resorte, el factor de seguridad en el cuerpo del resorte n viene dado por la ecuación 17.

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}}$$

$$n = 4,88$$

Una vez encontrado el factor de seguridad en el cuerpo del resorte, es necesario también analizar lo que ocurre en la parte de los ganchos.

Para analizar la flexión en el punto A que se muestra en la Figura 1.2, encontramos el factor de corrección del esfuerzo flexionante de la curvatura.

El índice C_1 del gancho del resorte en el punto A se lo encuentra a partir de la ecuación 18.

$$C_1 = \frac{2r_1}{d}$$
$$C_1 = 12,5$$

El factor de corrección del esfuerzo de flexión en la curvatura $(K)_A$ se determina con la ecuación 19.

$$(K)_A = \frac{4C_1^2 - C_1 - 1}{4C_1(C_1 - 1)}$$
$$(K)_A = 1,063$$

El esfuerzo de normal máximo en el punto A σ_A viene dado por la ecuación 20, y la resistencia a la fluencia S_y por la ecuación 21.

$$\sigma_A = F_{max} \left[(K)_A \frac{16 D}{\pi d^3} + \frac{4}{\pi d^2} \right]$$
$$\sigma_A = 318,42 \text{ [MPa]}$$

La resistencia a la fluencia resulta:

$$S_y = 0,75 S_{ut}$$
$$S_y = 1395,1575 \text{ [MPa]}$$

Con la resistencia a la fluencia y el esfuerzo de tensión máximo, se determina el factor de seguridad estático para el punto A del gancho n_A con la ecuación 22.

$$n_A = \frac{S_y}{\sigma_A}$$
$$n_A = 4,38$$

De manera similar, se realiza un análisis de torsión del gancho en el en el extremo B (ver Figura 1.2).

El índice del resorte C_2 en el punto B se determina con la ecuación 23.

$$C_2 = \frac{2r_2}{d}$$
$$C_2 = 5$$

El factor de concentración de esfuerzo por curvatura para torsión $(K)_B$ se determina con la ecuación 24.

$$(K)_B = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4}$$

$$(K)_B = 1,1875$$

El esfuerzo de torsión máximo en el punto B τ_B viene dado por la ecuación 25, y la resistencia última a la torsión τ_B por la ecuación 26.

$$\tau_B = (K)_B \frac{8 F_{max} D}{\pi d^3}$$

$$\tau_B = 172,61 [MPa]$$

La resistencia última a la torsión resulta:

$$(S_{sy}) = 0,4 Sut$$

$$(S_{sy}) = 744,08 [MPa]$$

Con la resistencia a la fluencia en torsión y el esfuerzo de torsión máximo encontramos el factor de seguridad n_B con la ecuación 27.

$$n_B = \frac{(S_{sy})}{\tau_B}$$

$$n_B = 4,31$$

Una vez analizada la parte estática del resorte, es necesario realizar un análisis de fatiga del mismo, ya que este está sujeto a cargas cíclicas en cada proceso de enfundado de chirimoya, para dicho estudio se necesita encontrar la fuerza media F_m y la fuerza alternante F_a mediante las ecuaciones 28 y 29.

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2}$$

$$F_a = 1,81 [N]$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$$

$$F_m = 2,902 [N]$$

Para determinar el factor de seguridad a fatiga en el cuerpo de las espiras encontramos la resistencia ultima al corte S_{su} mediante la ecuación 30.

$$S_{su} = 0,67 Sut$$

$$S_{su} = 1246,3407 [MPa]$$

El esfuerzo cortante alternante τ_a se determina con la ecuación 31.

$$\tau_a = \frac{8 Kb F_a D}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = 65,748 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo medio τ_m en el cuerpo de la espira se encuentra mediante la ecuación 32.

$$\tau_m = \frac{F_m}{F_a} \tau_a$$

$$\tau_m = 105,4147 \text{ [MPa]}$$

Utilizando los datos de Zimmerli para un resorte con material sin martillar obtenemos que $S_{sa}=241 \text{ [MPa]}$ y $S_{sm}=379 \text{ [Mpa]}$, estos datos nos sirven para determinar la resistencia a la fatiga S_{se} mediante la ecuación 35.

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - \left(\frac{S_{sm}}{S_{su}}\right)^2}$$

$$S_{se} = 265,556 \text{ [MPa]}$$

Utilizando el criterio de Gerber ecuación 36. Determinamos el factor de seguridad para el cortante a fatiga del cuerpo del resorte $(n_f)_{cuerpo}$.

$$(n_f)_{cuerpo} = \frac{1}{2} \left(\frac{1246,34}{105,41} \right)^2 \frac{65,74}{265,55} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(2 \frac{105,41}{1246,34} \frac{265,55}{65,74} \right)^2} \right]$$

$$(n_f)_{cuerpo} = 3,653$$

Es necesario determinar el factor de seguridad n_y para primera fluencia en las espiras para lo cual el esfuerzo de primera fluencia en el cuerpo de las espiras τ_i se puede determinar con la ecuación 37.

$$\tau_i = \left(\frac{F_i}{F_a} \right) \tau_a$$

$$\tau_i = 39,6 \text{ [MPa]}$$

La pendiente en la línea de carga r se la encuentra con la ecuación 38.

$$r = \frac{\tau_a}{\tau_m - \tau_i}$$

$$r = 0,9989$$

La resistencia a la fluencia $(S_{sa})_y$ se puede determinar mediante la ecuación 39.

$$(S_{sa})_y = \left[\frac{r}{(r + 1)} \right] [S_{sy} - \tau_i]$$

$$(S_{sa})_y = 398,52 \text{ [MPa]}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad $(n_y)_{cuerpo}$ se encuentra con la ecuación 40.

$$(n_y)_{cuerpo} = \frac{(S_{sa})_y}{\tau_a}$$

$$(n_y)_{cuerpo} = 6,061$$

Debido que la parte crítica en un resorte a tracción viene siendo la parte del gancho, es necesario el análisis a fatiga en esta zona.

Para determinar el factor de seguridad de la parte A (ver Figura 1.2), es necesario determinar los esfuerzos ejercidos a fatiga en esta zona.

El esfuerzo alternante a fatiga en la zona A $(\sigma_a)_A$ viene dado por la ecuación 41.

$$(\sigma_a)_A = F_a \left[(K)_A \frac{16 D}{\pi d^3} + \frac{4}{\pi d^2} \right]$$

$$(\sigma_a)_A = 159,209 [MPa]$$

Mientras que el esfuerzo medio a fatiga en la zona A $(\sigma_m)_A$ es igual al $(\sigma_a)_A$

$$(\sigma_m)_A = (\sigma_a)_A$$

$$(\sigma_m)_A = 159,209 [MPa]$$

Utilizando la ecuación 43, de la teoría de distorsión se logra encontrar el límite de resistencia a la fatiga en tracción Se .

$$Se = \frac{S_{se}}{0,577}$$

$$Se = 460,235 [MPa]$$

Con la ayuda de la ecuación 44 encontramos el factor de seguridad a fatiga en la zona A $(n_f)_A$ mediante el criterio de falla de Gerber:

$$(n_f)_A = \frac{1}{2} \left(\frac{1860,21}{159,209} \right)^2 \frac{159,209}{460,23} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(2 \frac{159,209}{1860,21} \frac{460,23}{159,209} \right)^2} \right]$$

$$(n_f)_A = 2,65$$

Para analizar el factor de seguridad por fatiga de torsión en el punto B (ver Figura 1.2) es necesario determinar los esfuerzos cortantes ejercidos en esta zona.

Se determina los esfuerzos alternante y medio para el punto B con las ecuaciones 45 y 46, para mediante el criterio de Gerber determinar el factor de seguridad con la ecuación 47.

El esfuerzo cortante alternante $(\tau_a)_B$ ejercido en la zona B viene dado por la ecuación 45.

$$(\tau_a)_B = (K)_B \frac{8 F_a D}{\pi d^3}$$

$$(\tau_a)_B = 86,3 [MPa]$$

De igual manera el esfuerzo cortante medio en la zona B $(\tau_m)_B$ es igual a $(\tau_a)_B$

$$(\tau_m)_B = (\tau_a)_B$$

$$(\tau_m)_B = 86,3 [MPa]$$

Entonces, el factor de seguridad $(n_f)_B$ utilizando la ecuación 47 del criterio de falla de Gerber es:

$$(n_f)_B = \frac{1}{2} \left(\frac{1246,34}{86,3} \right)^2 \frac{86,3}{265,55} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(2 \frac{86,3}{1246,34} \frac{265,55}{86,3} \right)^2} \right]$$

$$(n_f)_B = 2,94$$

Una vez analizado de manera estática y a fatiga los resortes, y como sus factores de seguridad son mayores que 2 se puede concluir que las medidas del resorte descritas en la Tabla 2.19. son adecuadas para el mecanismo enfundador de chirimoyas.

Tabla 2.19. Parámetros físicos y mecánicos de los resortes.

PARÁMETROS FÍSICOS Y MECÁNICOS DE LOS RESORTES	
Diámetro del alambre (d)	0.8 [mm]
Diámetro exterior del resorte (DE)	7 [mm]
Radio de curvatura A (r1)	5 [mm]
Radio de curvatura B (r2)	2[mm]
Numero de espiras (Nb)	35
Constante elástica del resorte (K)	490,02 [N/m]
Longitud libre del resorte (Lo)	39,6 [mm]
Longitud total del resorte (L)	47 [mm]

Fuente: (Propia)

2.4.3. Análisis del pasador en la base de las paletas

Para determinar la fuerza de cierre del mecanismo enfundador de chirimoyas es necesario realizar un balance de energías mecánicas de las paletas mediante la ecuación 48. de un estado inicial a un estado final, ver Figura 2.15.

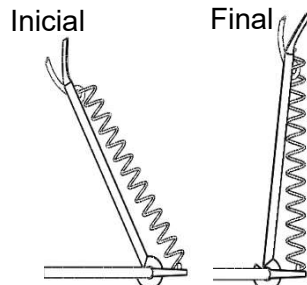


Figura 2.15. Estado inicial y final de las paletas.

Fuente: (Propia)

$$\frac{1}{2} k x^2 = \frac{1}{2} m_p v_p^2 + \frac{1}{2} I_{mp} \omega_p^2$$

Donde

k Constante elástica del resorte.

x Elongación inicial del resorte.

m_p Masa de la paleta.

v_p Velocidad de la paleta.

I_{mp} Momento de inercia másica de la paleta.

ω_p Velocidad angular de la paleta.

Para determinar las variables necesarias y resolver la ecuación 48, se determina la masa y el momento de inercia de masa de la paleta mediante las ecuaciones 69, 70 y 71, se consideran las medidas de la paleta mostrada en la Figura 2.16.

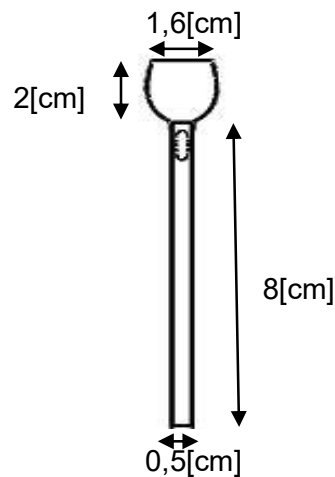


Figura 2.16. Medidas de la paleta.

Fuente: (Propia)

$$V_p = (1,6[cm] * 2[cm] * 0,2[cm]) + (8[cm] * 0,5[cm] * 0,2[cm]) \quad (69.)$$

$$V_p = 1,44x10^{-6}[m^3]$$

$$m_p = \delta x V_p \quad (70.)$$

$$m_p = 0,0113 [kg]$$

$$I_{mp} = \frac{1}{3} m_p l^2 + m_p d^2 \quad (71.)$$

$$I_{mp} = 4,22x10^{-5}[kg m^2]$$

Donde:

V_p Volumen de la paleta.

δ Densidad del acero (7850 [kg/m³])

l Longitud de la paleta (8 [cm])

d Distancia del eje de giro a la mitad de la barra (4 [cm])

Con estos valores obtenidos, remplazando la velocidad angular por v/r y la ecuación 48, se determina la velocidad de retorno del mecanismo enfundador.

$$v_p = \sqrt{\frac{k x^2}{\left(m_p + \frac{I_p}{r^2}\right)}}$$

$$v_p = 0,355 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Esta velocidad de retorno/impacto se puede usar para determinar su respectiva fuerza de impacto.

Es necesario analizar el conjunto de piezas de la Figura 2.17 Para determinar la fuerza con la cual impacta el pasador contra la placa base, para esto es necesario encontrar la constante elástica equivalente del sistema, para ello se analiza las dos piezas por separado (pasador y placa base).

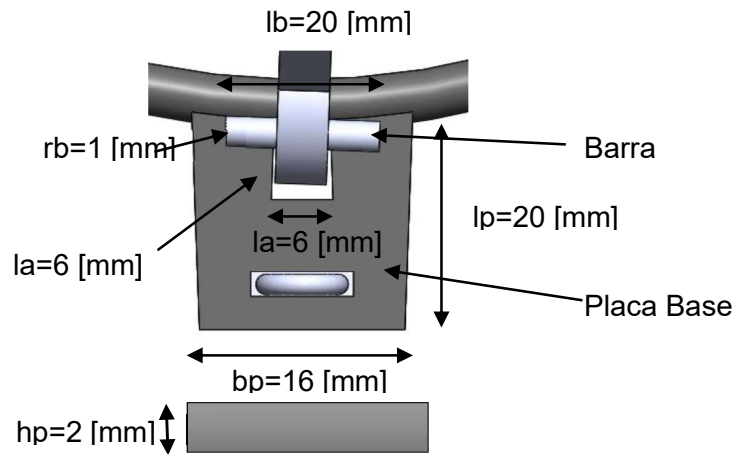


Figura 2.17. Conjunto barra-placa del mecanismo enfundador de chirimoyas.

Fuente: (Propia)

La constante elástica de la barra k_b se determina mediante la ecuación 49. y el momento de inercia de área I_{ab} con la ecuación 72.

$$I_{ab} = \frac{1}{4} \pi r_b^4 \quad (72.)$$

$$I_{ab} = 7,85 \times 10^{-13} [m^4]$$

La constante elástica de la barra es:

$$k_b = \frac{3 E I_{ab}}{l_b^3}$$

$$k_b = 3,76 \left[\frac{MN}{m} \right]$$

Donde:

r_b Radio de la barra.

E Módulo de elasticidad del acero. ($200 \times 10^9 [N/m^2]$).

l_b Longitud de la barra.

Para determinar la constante elástica de la placa base k_p se utiliza la ecuación 49, y el momento de inercia de área I_{ap} con la ecuación 73.

$$I_{ap} = \frac{1}{12} b_p h_p^3 \quad (73.)$$

$$I_{ap} = 1,067 \times 10^{-11} [m^4]$$

La constante elástica de la placa es:

$$k_p = \frac{3 E I_{ap}}{l_p^3}$$

$$k_p = 800,25 \left[\frac{KN}{m} \right]$$

Donde:

b_p Base de la placa.

h_p Espesor de la placa.

k_b Constante de rigidez de la placa.

E Módulo de elasticidad del acero. (200×10^9 [N/m²]).

l_p Longitud de la placa.

Ahora es necesario encontrar la constante elástica equivalente del sistema barra-placa base Figura 2.17, debido a que la barra se encuentra apoyada en dos lugares de la placa base se considera una resistencia en paralelo seguida de una resistencia en serie que viene dada por la placa base, ver Figura 2.18.

La constante elástica equivalente se determina mediante la ecuación 50.

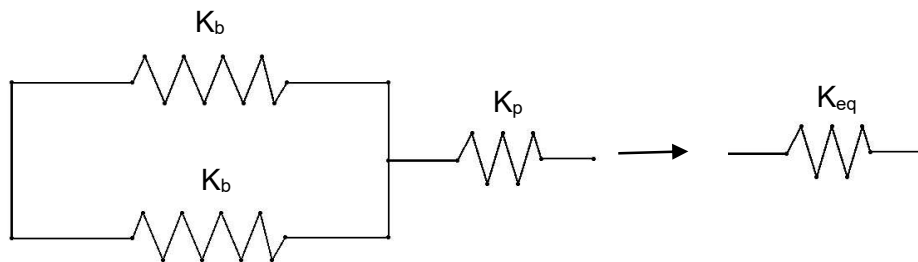


Figura 2.18. Diagrama de resistencias del sistema barra-placa.

Fuente: (Propia)

$$k_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{k_b + k_b} + \frac{1}{k_p}}$$

$$k_{eq} = 723,22 \left[\frac{KN}{m} \right]$$

Donde:

k_{eq} Constante de rigidez equivalente del sistema.

k_b Constante de rigidez de la barra.

k_p Constante de rigidez de la placa base.

Es necesario analizar la parte final del movimiento de la paleta mediante el análisis de energías planteados en la ecuación 48, para determinar una masa equivalente (m_{eq}) del sistema mediante la ecuación 72.

$$\frac{1}{2} m_p v_p^2 + \frac{1}{2} I_p \omega_p^2 = \frac{1}{2} m_{eq} v_{eq}^2$$

Tomando en cuenta el momento de inercia de masa de la paleta de la ecuación 71, $v_p = v_{eq}$ y $\omega_p = \frac{v_p}{r}$ encontramos m_{eq} a partir de la ecuación 74.

$$m_{eq} = m_p \left(1 + \frac{l^2}{3r^2} + \frac{d^2}{r^2} \right) \quad (74.)$$

$$m_{eq} = 0,8723 \text{ [kg]}$$

Para determinar la fuerza de impacto de la barra contra la placa base F_{imp} se utilizan las ecuaciones 50 y 72, tomando en cuenta que $k x = F_{imp}$, y que $x = \frac{F_{imp}}{k_{eq}}$ se encuentra que:

$$F_{imp} = v_{eq} \sqrt{m_{eq} k_{eq}}$$

$$F_{imp} = 281,96 \text{ [N]}$$

Donde:

v_{eq} Velocidad equivalente.

m_{eq} Masa equivalente del sistema.

k_{eq} Constante de rigidez equivalente del sistema.

Con dicha fuerza calculamos el esfuerzo cortante máximo sobre la barra τ_{eq} que ejerce la placa, se utiliza la ecuación 75.

$$\tau_{eq} = \frac{F_{imp}}{\frac{\pi d_b^2}{4}} \quad (75.)$$

$$\tau_{eq} = 89,75 \text{ [MPa]}$$

Debido a que este esfuerzo es mucho menor al S_{sy} de un acero A36 y considerando un análisis cuasi estático, la barra no sufre deformación en su geometría debido al impacto con la placa.

2.4.4. Cálculo de la junta soldada del mecanismo enfundador con la cadena

El análisis de la junta soldada mostrada en la Figura 2.19 representa un punto importante en el diseño del mecanismo enfundador debido que es la cual soporta el peso del mecanismo de cierre y enfundado.

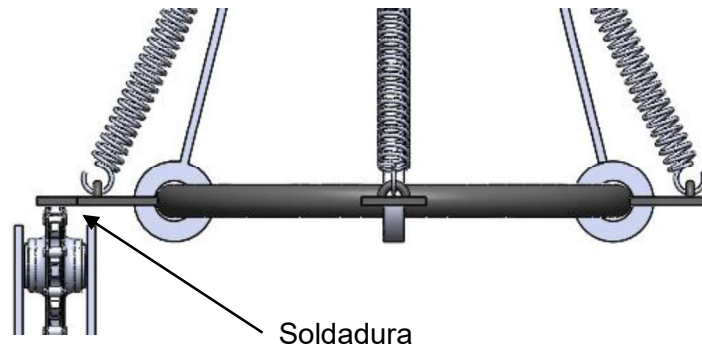


Figura 2.19. Fijación del mecanismo enfundador a la cadena.

Fuente: (Propia)

Para determinar el esfuerzo soportado por el cordón de soldadura es necesario determinar la distribución de las cargas soportadas por el mecanismo como se muestra en la Figura 2.20.

El peso del mecanismo puede calcularse a través de las ecuaciones 76 y 77.

$$m_m = m_a + 4m_p \quad (76.)$$

$$m_a = \delta * V_a$$

Donde:

- m_m Masa del mecanismo.
- m_a Masa del anillo.
- m_p Masa de las paletas.
- δ Densidad del acero (7850 [kg/m³]).
- V_a Volumen del anillo.
- W_m Peso del mecanismo.
- g Gravedad (9,81[m/s²]).

$$V_a = \left[\frac{\pi (D_t^2 - d_t^2)}{4} * (\pi * D_a) \right] + \left\{ \left[(l_p + 10) * b_p * h_p \right] - (l_a^2 * 2) \right\} * 4$$

$$V_a = 36,782 [cm^3]$$

$$m_a = 0,28873 [kg]$$

$$m_m = 0,33393 \text{ [kg]}$$

$$W_m = m_m * g \tag{77.}$$

$$W_m = 3,275 \text{ [N]}$$

También se considera una carga puntual $P_a=2\text{[N]}$ la cual es una carga que representa el impacto accidental contra las ramas de los árboles.

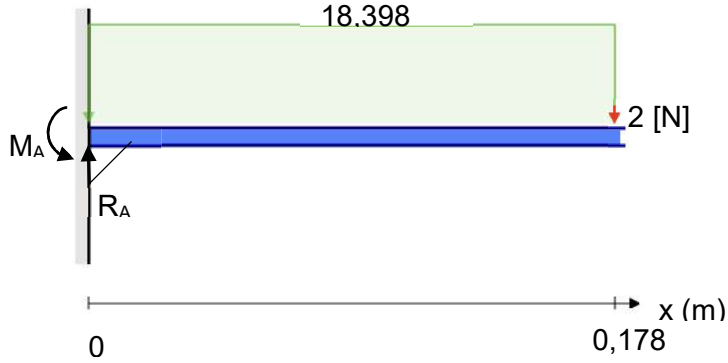


Figura 2.20. Diagrama de fuerzas en el mecanismo enfundador considerando una viga en voladizo.

Fuente: (Propia)

La Figura 2.21, muestra los diagramas de cortante y momento flector que generan las cargas.

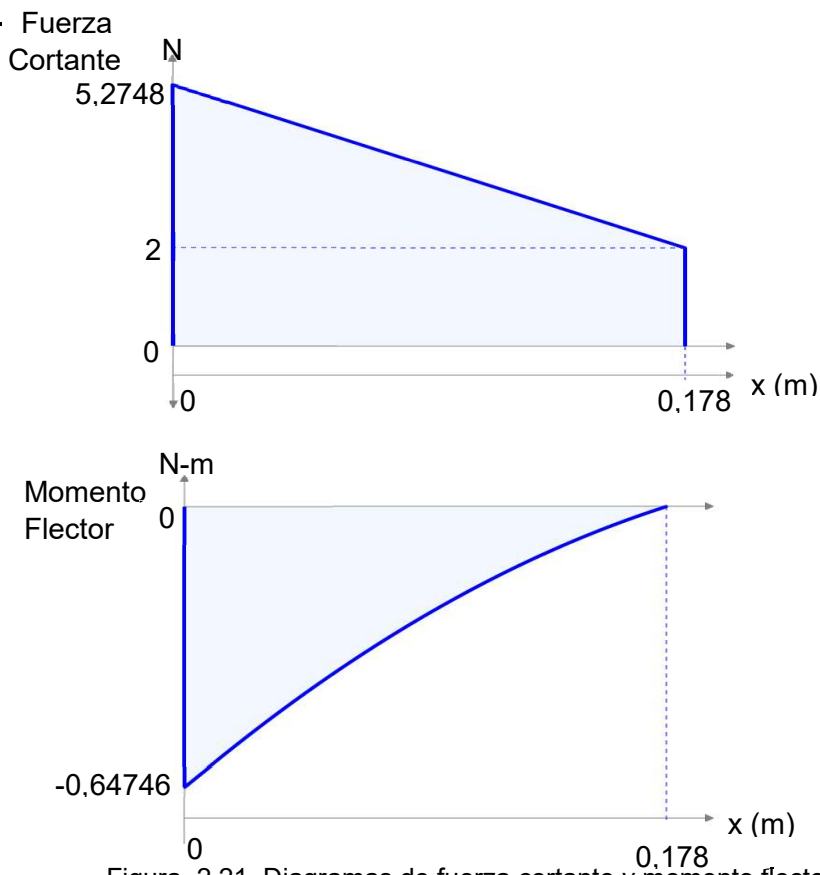


Figura 2.21. Diagramas de fuerza cortante y momento flector.

Fuente: (Propia)

Para determinar el cortante máximo y el momento flector máximo se usa la Figura 2.22.

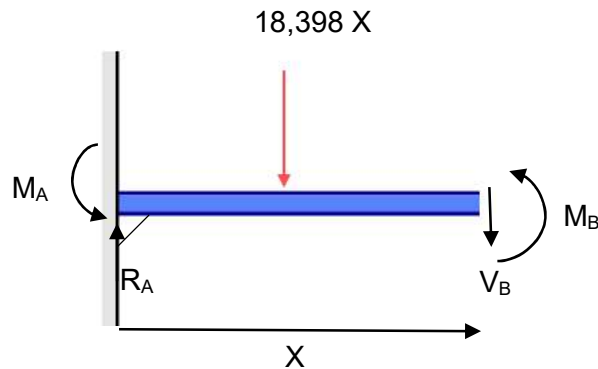


Figura 2.22. Diagrama de fuerzas para determinar cortante y momento máximo.

Fuente: (Propia)

$$V_B = 5,275 [N]$$

$$M_B = -0,647 [N.m]$$

Donde:

V_B = Fuerza cortante máxima.

M_B = Momento flector máximo.

Una vez encontrado el momento flector máximo, es necesario analizar la soldadura como tal, utilizando las medidas de la soldadura mostradas en la Figura 2.23, la garganta de la soldadura viene dada por la ecuación 78.

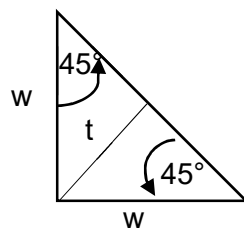


Figura 2.23. Dimensiones de la soldadura de filete en el mecanismo enfundador.

(Fuente: Propia)

$$t = w \cos 45^\circ$$

$$t = 3,54 [mm]$$

(78.)

Donde:

t Garganta de la soldadura [mm].

w Pierna de la soldadura [mm].

Tomando en cuenta que la soldadura de filete es a un solo lado y longitudinal, se escoge la primera ecuación de la Tabla 1.5. para encontrar el segundo momento unitario de área de la soldadura I_u .

$$I_u = \frac{d^3}{12}$$

$$I_u = 341,33 [mm^3]$$

Mediante la ecuación 53 se calcula el momento de inercia de área de la soldadura I_s .

$$I_s = t * I_u$$

$$I_s = 1208,31 [mm^4]$$

Con la ecuación 52 se encuentra el esfuerzo a flexión en la soldadura σ_{fs} .

$$\sigma_{fs} = \frac{M c}{I_s}$$

$$\sigma_{fs} = 0,53 [MPa]$$

Tomando como referencia la Tabla 1.6. se selecciona la ecuación para calcular el esfuerzo permisible

$$\sigma_{admissible} = 0,6 S_{y_{electrodo}}$$

$$\sigma_{admissible} = 289 [MPa]$$

$$\sigma_{admissible} > \sigma_{fs}$$

Donde:

d Distancia de soldadura.

c Distancia desde el borde externo del elemento hasta la fibra central.

$\sigma_{admissible}$ Esfuerzo permisible del electrodo.

$S_{y_{electrodo}}$ Resistencia a la fluencia del electrodo ER70S-4 (70 [Ksi]).

2.4.5. Dimensionamiento del eje

El eje viene a formar parte del sistema de transmisión de movimiento para llevar el mecanismo enfundador a la parte superior.

La Figura 2.24 muestra las dimensiones del eje, las cuales son necesarias para encontrar el peso mediante las ecuaciones 79, 80 y 81.

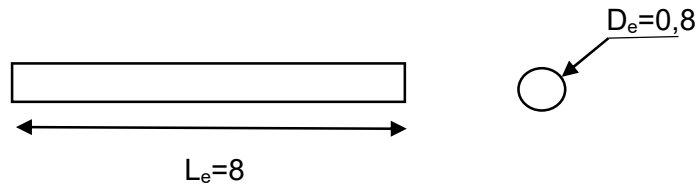


Figura 2.24. Dimensiones del eje.

Fuente: (Propia)

$$V_e = \frac{\pi D_e^2}{4} * L_e \quad (79.)$$

$$V_e = 4,021 \times 10^{-6} [m^3]$$

$$m_e = \delta * V_e \quad (80.)$$

$$m_e = 0,0316 [kg]$$

$$W_e = m_e * g \quad (81.)$$

$$W_e = 0,31 [N]$$

La Figura 2.25 muestra el diagrama de fuerzas ejercidas sobre el eje para determinar las reacciones mediante las ecuaciones 82 y 83.

La tensión de 200 [N] se estima debido a que la cadena es tensada de manera manual, y tomando en cuenta que la aplicación máxima de fuerza en un brazo es de 45 kgf.

Debido a que el torque es de aproximadamente de 0.03 N.m es un valor demasiado pequeño comparado con el valor de las tensiones que generan esfuerzos mayores.

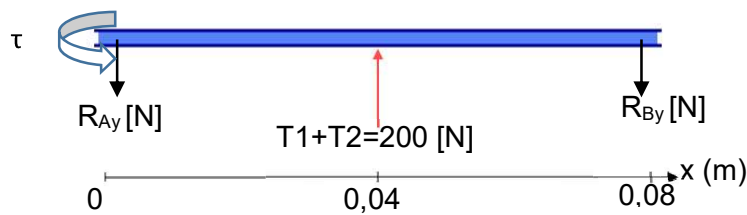


Figura 2.25. Diagrama de fuerzas en el eje.

Fuente: (Propia)

$$\sum M_z = 0$$

$$R_{By} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (82.)$$

$$R_{By} = 100 [N]$$

$$\sum F_y = 0 \quad (83.)$$

$$R_{By} = R_{Ay} = 100 [N]$$

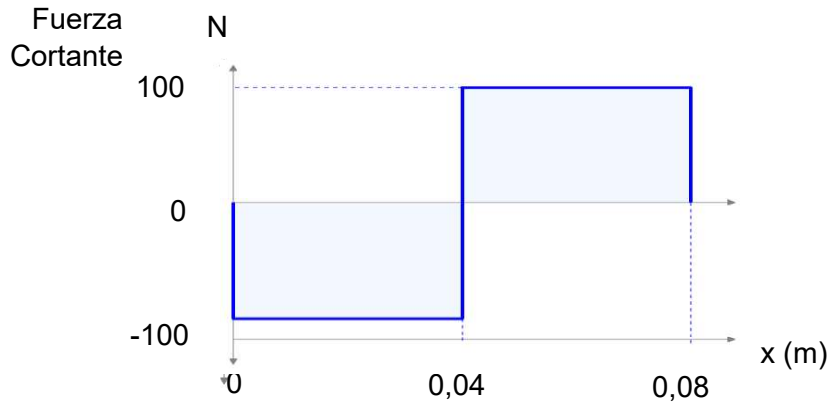


Figura 2.26. Diagrama de fuerza cortante del eje.

Fuente: (Propia)

Mediante el método de áreas de la Figura 2.26, encontramos el momento flector máximo el cual se encuentra en la posición $x=0,04$ [m], este momento lo calculamos con la ecuación 84.

$$M_{max} = 100 * 0,04 \quad (84.)$$

$$M_{max} = 4 \text{ [N.m]}$$

Una vez determinado el momento máximo se procede a calcular el esfuerzo máximo con la ecuación 85.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot c}{I} \quad (85.)$$

Los valores de c y de I se determina mediante el diámetro asumido del eje de $0,8$ [cm].

$$c = 0,4 \text{ [cm]}$$

$$I = 201 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$\sigma_{max} = 79,6 \text{ [MPa]}$$

En este caso el esfuerzo mínimo es igual a:

$$\sigma_{min} = -79,6 \text{ [MPa]}$$

Mediante el uso de la ecuación 1 se encuentra los esfuerzos medios y amplitud.

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

$$\sigma_a = 79,6 \text{ [MPa]}$$

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

$$\sigma_m = 0 \text{ [MPa]}$$

Donde:

σ_a Esfuerzo amplitud.

σ_m Esfuerzo medio.

Los esfuerzos de Von Mises vienen dados por la ecuación 2. Debido a que las cargas principales son a flexión se consideran nulos los momentos torsores τ_a y τ_m .

$$\begin{aligned}\sigma'_a &= (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} \\ \sigma'_a &= 79,6 \text{ [MPa]} \\ \sigma'_m &= (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} \\ \sigma'_m &= 0 \text{ [MPa]}\end{aligned}$$

Para determinar el límite de resistencia a fatiga se consideran los factores de Marín que afectan al límite de resistencia.

En el factor de superficie se considera el eje laminado en caliente. Budynas & Nisbett, (2008, p280).

$$\begin{aligned}k_a &= a \cdot S_{ut}^b \\ k_a &= 0,72\end{aligned}$$

Para el factor de tamaño consideramos el diámetro del eje de 0,8 [cm].

$$\begin{aligned}k_b &= \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} \\ k_b &= 0,99\end{aligned}$$

En el factor que afecta en mayor proporción a la fatiga, se considera el valor de flexión.

$$k_c = 1$$

Tomando en cuenta una confiabilidad del 90%.

$$\begin{aligned}k_e &= 1 - 0,08 \cdot z_a \\ k_e &= 0,89\end{aligned}$$

Teniendo en cuenta los valores de efectos varios.

$$k_f = 1$$

El límite de resistencia a la fatiga viene dado por la ecuación 86.

$$\begin{aligned}S_e &= k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_e \cdot k_f \cdot (0,5S_{ut}) \\ S_e &= 139,56 \text{ [MPa]}\end{aligned} \tag{86.}$$

Por lo tanto, para determinar el factor de seguridad n, se utiliza la ecuación 3.

$$\begin{aligned}\frac{1}{n} &= \frac{79,6}{139,56} + \frac{0}{440} \\ n &= 1,75\end{aligned}$$

Por lo tanto, el diámetro del eje asumido es el adecuado para soportar las cargas.

2.4.6. Diseño de la Manivela

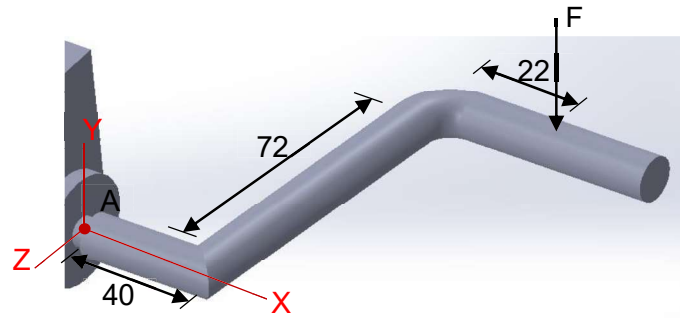


Figura 2.27. Manivela del mecanismo

Fuente: (Propia)

Para el diseño de la manivela se realiza un análisis estático en el punto A como lo muestra la Figura 2.27 utilizando la teoría de la energía de distorsión, calculando primeramente los momentos flector y de torsión a los que se encuentra sometido el elemento en dicho punto utilizando las ecuaciones 87 y 88. Se asume una fuerza F de 30 N ejercida por el operario.

$$M = 30 * 0,062 = 1,86 \text{ [Nm]} \quad (87.)$$

$$T = 30 * 0,072 = 2,16 \text{ [Nm]} \quad (88.)$$

Una vez obtenidos los momentos se procede a calcular los esfuerzos de flexión y torsión utilizando las ecuaciones 1 y 89

$$\tau = \frac{T * r}{J} \quad (89.)$$

$$c = r = 0,006 \text{ [m]}$$

$$I = 1,018 \times 10^{-9} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$J = 2 * I = 2,036 \times 10^{-9} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$\sigma_x = \frac{1,86 * 0,006}{1,018 \times 10^{-9}} = 10,96 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{zx} = \frac{2,16 * 0,006}{2,036 \times 10^{-9}} = 6,37 \text{ [MPa]}$$

Donde:

τ = esfuerzo cortante

T = torque máximo

r = radio del eje de la manivela

Posteriormente se calcula el esfuerzo de Von Mises para esfuerzos combinados utilizando la ecuación 90.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{zx}^2} \quad (90.)$$

$$\sigma' = 15,55 [MPa]$$

El último paso es calcular el factor de seguridad con la ecuación 91.

El material de la manivela es un acero AISI 1018 con un esfuerzo a fluencia $S_y = 370$ MPa.

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (91.)$$

$$n = 23,8$$

Debido a que el factor de seguridad resulta ser mayor que 1, entonces se concluye que el material de la manivela no va a fallar.

2.4.7. Cálculo y selección de cadena

Para el cálculo y selección de cadenas, se toma en cuenta el catálogo de la marca Joresa para cadenas de rodillos de la serie ISO 606, (Ver Anexo VI).

La cadena posee un paso P de $\frac{1}{2}$ pulg, y el piñón a la cual se encuentra acoplada posee un número de dientes N de 10, con dichos datos y mediante el uso de la ecuación 55, se procede a calcular el diámetro de paso d_p .

$$d_p = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N}\right)}$$

$$d_p = 1,618 [pulg]$$

Para determinar la longitud de la cadena L , se utiliza la ecuación 56, con una distancia entre centros C de 1200 mm y tomando en cuenta que los dos piñones tienen el mismo número de dientes $N_1 = N_2$.

$$L = \frac{2C}{P} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \left[\frac{P(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \right]$$

$$L = 198,98 \text{ pasos.}$$

Para determinar la longitud de la cadena en cm se debe multiplicar L por el paso de la cadena P .

$$L_{Total} = L * P$$

$$L_{Total} = 252,7 [cm]$$

Ya que la velocidad de giro del piñón conductor de la parte baja n es de 90 rpm, la velocidad de la cadena viene dada por la ecuación 57.

$$V = \frac{N \cdot P \cdot n}{12} * 0,3048$$

$$V = 11,43 \left[\frac{m}{min} \right]$$

La velocidad máxima de la cadena V_{max} se la determina mediante la ecuación 58.

$$V_{max} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{12} * 0,3048$$

$$V_{max} = 11,62 \left[\frac{m}{min} \right]$$

La velocidad mínima de la cadena V_{min} se la encuentra con la ecuación 59.

$$V_{min} = \frac{\pi \cdot n \cdot P \cdot \cos\left(\frac{180^\circ}{N}\right)}{12 \cdot \sin\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} * 0,3048$$

$$V_{min} = 11,05 \left[\frac{m}{min} \right]$$

Dado que la tensión de trabajo de la cadena es de 200 N y la carga de rotura que nos proporciona el catálogo es de 2000 daN, se concluye que la cadena seleccionada es adecuada para el mecanismo enfundador de chirimoyas.

2.4.8. Esbeltez del tubo soporte

Debido a la condición de apoyo del tubo soporte se considera un factor K de 3 como lo indica la Figura 1.9., la longitud del tubo L es de 1,7m, un diámetro externo D de 7/8 pulg, un espesor de 1.5 mm y soporta una carga P de 35 N.

Utilizando la ecuación 64, determinamos el radio de giro del tubo soporte.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64}}{\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}}}$$

$$r = 7,59 \times 10^{-3} [m]$$

Se determina la carga crítica la cual haría que el tubo pandee con las dimensiones que posee mediante la ecuación 63, tomando en cuenta el módulo de elasticidad E de 200 GPa.

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(K \cdot \frac{L}{r}\right)^2}$$

$$P_{crit} = 4380 [KN]$$

Considerando posibles golpes del mecanismo contra las ramas se considera un factor de diseño n_d de 4, con lo cual la carga de trabajo del mecanismo enfundador es.

$$P_{op} = n_d * P$$

$$P_{op} = 140 [N]$$

Como $P_{op} < P_{crit}$ entonces se concluye que el mecanismo enfundador de chirimoyas no falla por pandeo.

2.4.9. Selección de rodamiento

Para seleccionar el rodamiento adecuado, en primer lugar, determinamos el factor de carga radial en el rodamiento mediante la expresión $\frac{f_o * F_r}{C_o}$ para posteriormente determinar la carga estática en el rodamiento, de acuerdo con el eje motriz del manual SKF, ver Anexo V.

Utilizando la ecuación 61, encontramos la carga estática equivalente del rodamiento P_o .

$$x = 0,56$$

$$P_o = F_r * x_0$$

$$P_o = 56 [N]$$

Donde:

F_r Carga radial real del rodamiento.

x_0 Factor de carga radial del rodamiento.

Las características del rodamiento se enuncian en la Tabla 2.20. Ver Anexo V.

Tabla 2.20. Características del rodamiento rígido de bolas 608.

Rodamiento rígido de bolas 608	
Diámetro interior (d) [mm]	8
Diámetro exterior (D) [mm]	22
Ancho (B) [mm]	7
Capacidad de carga estática (Co) [KN]	1,37
Capacidad de carga dinámica (C) [KN]	--

(Fuente: (SKF,2006))

El factor de seguridad estático S_o viene dado por la ecuación 62.

$$S_o = \frac{C_o}{P_o}$$

$$S_o = 16,3$$

Donde:

C_o capacidad de carga estática básica [kN].

Como el factor de seguridad estático S_o es mayor que la carga estática equivalente P_o que soporta el rodamiento, entonces se determina que el rodamiento es el adecuado.

2.5. Elaboración de planos

A partir del diseño y selección de los elementos mecánicos mostrados en el subcapítulo 2.4, se procede a la elaboración de los planos de taller y de conjunto necesarios para la construcción del mecanismo, ver Anexo VII.



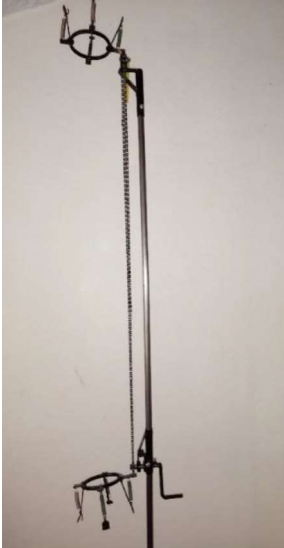
2.6. Construcción del mecanismo enfundador de chirimoyas

La construcción del mecanismo enfundador de chirimoyas se realizó en la empresa Metalmecánica GONTEC S.A, basándose en la solución de los módulos presentes en la Tabla 2.17. y se describen de manera detallada en la Tabla 2.21.

Tabla 2.21. Proceso de construcción y ensamblaje del mecanismo.

Elemento	Herramienta	Procedimiento	Imágenes
Anillo del mecanismo de cierre.	<ul style="list-style-type: none"> • Cortadora. • Soldadura GMAW. • Esmeril. 	<ul style="list-style-type: none"> • Corte de una abertura para colocar las bases de las paletas. • Soldadura para cerrar el anillo. • Limpiar las soldaduras. 	
Placas laterales del anillo.	<ul style="list-style-type: none"> • Fresadora. • Taladro. • Soldadura GMAW. • Esmeril. 	<ul style="list-style-type: none"> • Corte de las placas laterales mediante fresadora. • Elaboración de los agujeros para soporte de los resortes. • Fijación de elementos para 	

		<p>colocación de resortes.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Eliminar aristas vivas. 	
Paletas.	<ul style="list-style-type: none"> • Fresadora. • Taladro. • Soldadura GMAW. • Esmeril. 	<ul style="list-style-type: none"> • Corte y forma de las paletas mediante el uso de fresadora. • Realización de agujeros para soporte de los resortes. • Soldadura de las paletas a las bases del anillo. • Eliminación y limpieza de la soldadura. 	 
Placa soporte de sujeción mecanismo-cadena.	<ul style="list-style-type: none"> • Soldadura GMAW. • Esmeril. 	<ul style="list-style-type: none"> • Soldadura del mecanismo a la cadena a través de una placa. • Eliminar aristas vivas y limpiar la soldadura. 	
Tensor superior	<ul style="list-style-type: none"> • Cortadora. • Soldadura GMAW. • Taladro. • Esmeril. 	<ul style="list-style-type: none"> • Corte de placas y el tubo. • Soldadura de placas al tubo. • Agujeros para el piñón. • Eliminación de aristas vivas. 	

Tensor inferior	<ul style="list-style-type: none"> • Cortadora. • Soldadura GMAW. • Taladro. • Esmeril. 	<ul style="list-style-type: none"> • Corte de las placas y el tubo. • Soldadura de placas al tubo • Elaboración de agujeros para el piñón y los rodamientos. • Eliminación de aristas vivas. 	
Eje de giro del piñón.	<ul style="list-style-type: none"> • Torno. 	<ul style="list-style-type: none"> • Torneado de un eje de 3/8 in hasta la dimensión adecuada. 	
<p>Mecanismo de enfundado del fruto de chirimoya.</p> 			

Fuente: (Propia)

2.7. Costos de fabricación

Una vez descrito el proceso de fabricación del mecanismo y los componentes requeridos se procede, en esta sección, a describir los costos de los materiales y componentes normalizados, así como también de la mano de obra, necesarios para la fabricación del mecanismo.

2.7.1. Costos de los materiales

Los costos de los materiales fueron cotizados a la empresa Dipac Manta S.A. y los cuales se detallan en la Tabla 2.22.

Tabla 2.22. Costos de materiales.

Pieza	Especificación	Cantidad (u)	Cantidad (m)	Costo unitario (\$)	Total (\$)
Eje para rodamiento.	Acero AISI 1018 de 3/8 in de diámetro.	1	1	1,7	1,70
Anillo del mecanismo de cierre.	Acero A36 de diámetro 16mm y 2mm de espesor.	3	-	10	30,00
Plancha.	Acero A36 de 1m ² y 3mm de espesor.	1		1,40	33,01
Tubo soporte.	Tubo de acero estructural SAE 1008 7/8 in y 2mm espesor.	1	3	7,5	7,50
Tubo para tensores.	Tubo de acero estructural SAE 1008 de 1 in y 2mm espesor.	1	1	2,5	2,50
Eje para manivela.	Acero AISI 1018 de 1/2 in.	1	1	2	2,00
				Total	76,71

(Fuente: Propia)

2.7.2. Costos de elementos normalizados

En la Tabla 2.23., se detallan los costos de los materiales normalizados utilizados en el mecanismo.

Tabla 2.23. Costo de elementos normalizados.

Elemento	Especificación	Cantidad (u)	Cantidad (m)	Costo unitario (\$)	Total (\$)
Cadena	Cadena americana estándar para bicicleta	2		5	10,00
Rodamiento	Rodamiento de bolas radial SKF 108 TN9	2		2	4,00
Juego de brocas	Diámetros 3/16 in, 5/32 in, 1/8 in, 3/32 in, 3/64 in	1		10	10,00
Tornillos con tuerca	Tornillo M5	5		0,15	0,75
Arandela	Arandela plana SAE de 5mm	5		0,10	0,50
Piñón	Piñón SHIMANO de 10 dientes	2		1,25	2,50
				TOTAL	27,75

(Fuente: Propia)

2.7.3. Costos de mano de obra

Los costos de mano de obra fueron obtenidos de la Industria Metalmeccánica GONTEC S.A, donde se construyó el mecanismo y los cuales se detallan en la Tabla 2.24.

Tabla 2.24. Costo de mano de obra.

Maquinaria	Cantidad	Torno		Taladro		Cortadora		Fresadora		Enrolladora		Soldadora GMAW		Total
Costo por hora (\$/hora)		20		5		5		25		5		25		
Piezas		t (horas)	\$	t (horas)	\$	t (horas)	\$	t (horas)	\$	t (horas)	\$	t (horas)	\$	\$
Paletas	12	0	0	0,08	0,4	0	0	3	75	0	0	0,5	12,5	87,90
Resorte	12	0	0	0	0	0	0	0	0	1,5	7,5	0	0	7,50
Placas laterales del anillo	12	0	0	0,17	0,85	0	0	1	25	0	0	0,5	12,5	38,35
Tensor parte alta	1	0	0	0,17	0,85	0,25	1,25	0	0	0	0	0,42	10,5	12,60
Tensor parte baja	1	0	0	0,33	1,65	0,33	1,65	0	0	0	0	0,75	18,75	22,05
Eje para rodamientos	1	0,33	6,6	0	0	0,08	0,4	0	0	0	0	0	0	7,00
Manivela	1	0	0	0,08	0,4	0,17	0,85	0	0	0	0	0,75	18,75	20,00
Tubo soporte	1	0	0	0	0	0,08	0,4	0	0	0	0	0	0	0,40
TOTAL	41	0,33	6,6	0,83	4,15	0,91	4,55	4	100	1,5	7,5	2,92	73	195,80

(Fuente: Propia)

2.7.4. Costo total del mecanismo

Para calcular el costo total del mecanismo se debe considerar, además de los costos de materiales, elementos normalizados y la mano de obra, también el costo de diseño y la utilidad. El costo total del mecanismo se describe en la Tabla 2.25.

Tabla 2.25. Costo total del mecanismo.

Costo del material (\$)	76,71
Costo de elementos normalizados (\$)	27,75
Costo de mano de obra (\$)	195,80
Subtotal	300,26
Costo de diseño (10%)	30,03
Utilidad (15%)	45,04
Costo total del mecanismo (\$)	375,33

(Fuente: Propia)

2.8. Protocolo de pruebas

En esta sección se detalla el protocolo de uso y de pruebas del mecanismo una vez finalizada la construcción, la cual se detalla en el subcapítulo 2.6.

2.8.1. Protocolo de uso

Objetivo

Describir los pasos a seguir para el correcto funcionamiento del mecanismo.

Responsable

Operario 1.

Conjunto de actividades

1. Colocar los piñones en los tensores.
2. Colocar los tensores en el tubo soporte.
3. Colocar la cadena en los piñones.
4. Tensar la cadena y ajustar los pernos de los tensores.
5. Verificar que la tensión de la cadena sea la adecuada.
6. Colocar los resortes en los mecanismos de enfundado.
7. Colocar la manivela en el eje del tensor inferior.
8. Verificar que todos los pernos estén correctamente ajustados.

Entradas

1. Mecanismo de enfundado de chirimoya.
2. Llaves N° 9 y 11.
3. Cronómetro.

Salidas

Verificación del uso del mecanismo de enfundado de chirimoyas.

2.8.2. Protocolo de pruebas

Enfundado del fruto de chirimoya.

Objetivo

Realizar el proceso de enfundado del fruto de chirimoya.

Responsable

Operario 1.

Conjunto de Actividades

1. Colocar el hilo por los ganchos de las paletas y realizar el nudo correspondiente.
2. Colocar la funda en las paletas del mecanismo.
3. Escoger la chirimoya a ser enfundada.
4. Girar la manivela para transportar el mecanismo hacia el fruto de chirimoya.
5. Introducir el fruto en la funda.
6. Halar el hilo para sellar la funda y pasarlo por la cuchilla para realizar el corte.
7. Repetir los pasos 1 al 6.

Entrada

1. Mecanismo de enfundado de chirimoya.
2. Hilo de sellado.
3. Fruto de chirimoya.
4. Cronómetro.

Salida

Chirimoya enfundada.

El formato del protocolo de pruebas se muestra en el Anexo X.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo se detallan los resultados obtenidos después de haber realizado el proyecto de titulación del mecanismo de enfundado de chirimoyas. Se especifican también los tiempos de enfundado utilizando el mecanismo y finalmente se realiza una comparación con el tiempo de enfundado en el proceso manual o tradicional.

En el Ecuador el método de enfundado utilizado para proteger a los frutos en su etapa de crecimiento, se lo realiza manualmente, sin embargo, debido a que este tipo de frutos se producen en arboles altos y la distribución de estos no es homogénea en el árbol, por esta razón fue necesario realizar un diseño sistemático de un mecanismo que aporte una solución adecuada a esta problemática.

Durante la investigación realizada para la elaboración de este proyecto, no se encontró ningún aparato o máquina que realice el proceso de enfundado de frutos, lo cual hace que el mecanismo detallado en este proyecto de titulación sea algo innovador ya que permite el enfundado de varias chirimoyas en poco tiempo debido al sistema de transmisión que posee.

De acuerdo con las necesidades de los agricultores del sector de Puéllaro, el cual es un sector altamente productor de chirimoyas a nivel nacional, el mecanismo de enfundado de chirimoyas debía ser ligero, barato, fácil de usar, y que el proceso de enfundado sea rápido, por lo que de entre las alternativas mostradas en la Tabla 2.17, se escogió la alternativa que más se ajustaba a las necesidades de los agricultores, mediante el análisis de criterios ponderados, dando como resultado el diseño virtual del mecanismo mostrado en la Figura 2.12.

Luego de haber escogido la mejor alternativa se realizaron los cálculos para los elementos que conforman el mecanismo enfundador de chirimoyas, analizando en primer lugar la fuerza necesaria para lograr el enfundado del fruto, con esta fuerza determinada experimentalmente, se diseñó los resortes a tensión encargados de regresar las paletas a su posición original después del cierre, debido a que estos resortes están sometidos constantemente a cargas cíclicas se realiza un diseño a la fatiga de los resortes obteniéndose como factores de seguridad 2,65 y 2,94 en los puntos A y B respectivamente (Ver Figura 1.2), ya que en resortes de extensión los puntos críticos se encuentran en el gancho. Como estos valores son mayores a 1,5 entonces los parámetros físicos y mecánicos detallados en la Tabla 2.19, son adecuados para el funcionamiento del mecanismo.

Debido al regreso de las paletas provocado por el resorte después del cierre de la funda, el elemento que soporta mayores esfuerzos es la barra tope ubicado en la parte inferior de las paletas mostrada en la Figura 2.17, ya que este choca constantemente con la placa base, fue necesario realizar un análisis de la fuerza con la cual impacta la barra con la placa obteniéndose un valor de 281,96 N y un esfuerzo cortante máximo sobre la barra de 89,75 MPa, por lo que el diámetro de 2 mm de la barra es un valor aceptable para evitar que en la barra se genere deformaciones debido al impacto, conviniéndolo en el elemento crítico del mecanismo enfundador de chirimoyas.

Otro análisis realizado fue el de la soldadura de la placa base del mecanismo enfundador con la cadena de transmisión, el cual debido al peso del mecanismo de cierre genera un esfuerzo de 0,53 MPa, esfuerzo el cual está muy por debajo del esfuerzo admisible del material de aporte de la soldadura. Por lo cual la soldadura utilizada en la fabricación del mecanismo de enfundado es adecuada.

El último elemento del mecanismo analizado es el eje en el cual van sujetos los rodamientos y la rueda dentada de la parte inferior, el cual para su diseño a fatiga se toma en cuenta las tensiones de alta y baja generadas por la cadena, se obtienen esfuerzos de 79,6 MPa. Estos esfuerzos, proveen un factor de seguridad de 1.75 lo cual indica que el diámetro asumido para la fabricación del eje es adecuado para evitar deformaciones en elemento analizado.

Una vez diseñados los elementos principales del mecanismo, se procedió a la selección de los rodamientos para los sistemas de transmisión realizando solo un análisis estático debido a que las velocidades de trabajo no son altas. Las características del rodamiento seleccionado que se detallan en la Tabla 2.20, y dan como resultado un rodamiento rígido de bolas 608.

Con los planos de taller del mecanismo se fabricaron los distintos elementos, de los cuales hubo una gran dificultad en la instalación del gancho para la fabricación de las paletas mostradas en la Tabla 2.21 debido a su radio de curvatura.

Otra de las dificultades fue acoplar el anillo del mecanismo de cierre en la cadena de transmisión debido a que la sujeción del anillo en la cadena no debe interferir con el movimiento de los eslabones de la cadena.

Se realizaron las pruebas de funcionamiento en la parroquia de Puéllaro. Como se puede observar en la Figura 3.1a, la funda de protección es colocada entre las paletas del mecanismo de cierre, para luego mediante la manivela llevar el mecanismo a la parte

alta del árbol e ingresar el fruto totalmente a la funda como se puede observar en la Figura 3.1b.



Figura 3.1. a) Sujeción de la funda b) Mecanismo en la parte alta del árbol.

(Fuente: Propia)

Una vez introducida la chirimoya en la funda se procede a halar el hilo y cortarlo utilizando la cuchilla, el fruto queda enfundado en el árbol como lo muestra la figura 3.2.



Figura 3.2. Chirimoya enfundada.

(Fuente: Propia)

Durante las pruebas de funcionamiento del mecanismo enfundador de chirimoyas se obtuvo un tiempo de preparación de la funda de 1 minuto 30 segundos y un tiempo de 1 minuto para llevar la funda hacia el fruto de chirimoya y realizar el enfundado del fruto, dando un resultado total de 2 minutos 30 segundos, teniendo en cuenta que el enfundado tradicional realizado por los agricultores es de 4 minutos y medio, entonces se observa una reducción del 44% del tiempo de enfundado, por lo cual genera un beneficio al agricultor ya que puede lograr enfundar una mayor cantidad de frutos en un menor tiempo y aprovechar el tiempo ahorrado en otras actividades pertinentes a su trabajo.

Uno de los beneficios más importantes del uso del mecanismo es la preservación de la seguridad del agricultor o usuario del mecanismo al momento de enfundar los frutos de chirimoya debido a que evita el riesgo de caídas a grandes alturas.

Una de las mejoras propuestas es realizar el vaciado de las paletas para disminuir el peso del mecanismo, así como la utilización de materiales más livianos que el acero como puede ser el aluminio. Otra de las posibles mejoras en el diseño es la fabricación de un eslabón especial para la cadena y evitar la soldadura.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- Un mecanismo enfundador de frutos de chirimoya ha sido diseñado y construido.
- El mecanismo diseñado consiste en un sistema transportador del mecanismo sellador de frutos de chirimoya.
- El mecanismo enfundador de cuatro paletas es funcional y adecuado a los requerimientos del cliente ya que es un mecanismo accesible a cualquier sitio y de accionamiento netamente mecánico.
- La implementación del mecanismo enfundador de chirimoyas en el medio agrícola, reduce el riesgo de sufrir caídas de grandes alturas al tener que subir a los árboles para realizar el enfundado manual.
- El elemento crítico del mecanismo de enfundado resultó ser la barra tope de las paletas que choca contra la placa base del anillo soldado a la cadena.
- Con la implementación del mecanismo de enfundado de chirimoyas se logra una disminución del tiempo de enfundado comparado con el método de enfundado manual.
- El costo total aproximado del mecanismo de enfundado tomando en cuenta los costos de mano de obra, de materiales y el costo de diseño es de 375,33 dólares.

4.2. Recomendaciones

- Para optimizar el mecanismo se recomienda realizar un estudio acerca de otros materiales con los cuales se pueda fabricar la cadena de transmisión, ya que es el elemento que posee mayor peso en el mecanismo.
- Realizar una investigación acerca de materiales que sean más ligeros para fabricar el mecanismo sin que el costo aumente excesivamente.

- Para mejorar la estabilidad de la cadena se recomienda realizar un estudio más avanzado acerca de materiales más rígidos para la fabricación de cadenas y de esta manera evitar vibraciones no deseadas.
- Se recomienda realizar un vaciado de los elementos del mecanismo para hacerlo más ligero.
- En un futuro sería recomendable adaptar al mecanismo un sistema de cosechado para mejorar la versatilidad.
- Realizar simulaciones numéricas para determinar los esfuerzos y las deformaciones en los elementos del mecanismo de enfundado de chirimoyas.

BIBLIOGRAFÍA

- Aprendemos Tecnología. (s.f.). *Mecanismos de Transmisión del Movimiento*. Obtenido de <https://aprendemostecnologia.org/maquinas-y-mecanismos/mecanismos-de-transmision-del-movimiento/>
- Bedoya, I., & Dany, Q. (2007). *Diseño y construcción de una máquina semiautomática selladora de fundas plásticas con una capacidad de treinta sellos por minuto*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Bonilla, S. (2018). *Efecto del 1-Metilciclopropeno en la inhibición del etileno en la maduración de Chirimoya (Annona cherimola Mill)*. Quito: Universidad Central del Ecuador.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico: Mc Graw Hill.
- Cano, L. (2009). *Factores de seguridad y esfuerzo de diseño permisible (esfuerzo de trabajo)*. Academia.
- Chirimoya: origen, propiedades, características, usos y más*. (s.f.). Obtenido de <http://hablemosdealimentos.com/c-frutas/la-chirimoya/>
- Consumer, E. (s.f.). *Chirimoya*. Obtenido de <http://frutas.consumer.es/chirimoya/origen-y-variedades>
- Elizabeth, Y. P. (Abril de 2018). *Mejoramiento del amarre y obtención de frutos partenocárpicos en chirimoyo (Annona cherimola Mill.) mediante el uso de reguladores de crecimiento*. Obtenido de <http://www.dspace.uce.edu.ec/bitstream/25000/15168/1/T-UCE-0004-A79-2018.pdf>
- Engranajes*. (s.f.). Obtenido de https://www.edu.xunta.es/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/43_engranajes.html
- Gabriela, K. (1 de diciembre de 2010). *Chirimoya*. Obtenido de http://kathyagabrielasch.blogspot.com/2010/12/la-chirimoya_01.html
- Gardiazabal, F., & Rosenberg, G. (1993). *El cultivo del Chirimoyo*. Chile: Universidad Católica de Valparaíso.
- Grupo Sacsa. (4 de Julio de 2015). *Ventajas y Desventajas de Agroquímicos*. Obtenido de Grupo Sacsa: <http://www.gruposacsa.com.mx/ventajas-y-desventajas-de-usar-agroquimicos/>
- INIAP. (22 de Mayo de 2019). *Instituto Nacional de Investigaciones Agropecuarias*. Obtenido de INIAP: <http://tecnologia.iniap.gob.ec/index.php/explore-2/mfruti/rchirimoya>
- Mecanismos de Transmisión*. (s.f.). Obtenido de <http://www.juntadeandalucia.es/averroes/centros-tic/21700290/helvia/aula/archivos/repositorio/0/41/html/transmis.html>
- Medardo, C. (2014). *FUNDAS DE POLIETILENO CON ORIFICIOS DE DIFERENTES TAMAÑOS PARA REDUCIR EL DAÑO DEL TRIPS DE LA MANCHA ROJA EN BANANO ORGÁNICO*. Guayaquil: UNIVERSIDAD DE GUAYAQUIL FACULTAD DE CIENCIAS AGRARIAS.

- Miguel, M. (30 de 05 de 2019). *Pan de diseño mecánico*. Obtenido de Blogspot.com:
<http://plandisenomecanico.blogspot.com/>
- Nielsen. (3 de marzo de 2015). *Consumidores prefieren cada vez más lo natural* .
Obtenido de <https://www.nielsen.com/co/es/insights/news/20151/consumidores-prefieren-lo-natural.html>
- Ramírez, D. (2019). Recuperado el 22 de mayo de 2019, de Fruto Andino: Chirimoya:
<https://ecuador.gastronomia.com/noticia/8685/fruto-andino-chirimoya>
- Regmurcia. (s.f.). *Chirimoya*. Obtenido de
https://www.regmurcia.com/servlet/s.SI?sit=c,543,m,2715&r=ReP-23701-DETALLE_REPORTAJESPADRE
- Richard Budynas, K. N. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Mexico:
McGraw Hill.
- Ruiz, C. (s.f.). *Transmisión por Cadenas*. Obtenido de Elementos de Máquinas:
<http://files.cesarruiz.webnode.com.co/200000094-cec46d0fac/TransmisionPorCadenas.pdf>
- SKF. (2015). *Rodamientos* .
- Van Damme, P., & Scheldeman, X. (2009). *El fomento del cultivo de la chirimoya en América Latina*. Bélgica: Universidad de Gante.
- Vanegas, E. (2016). *Cianamida Hidrogenada y Nitrato de Potasio Para Manipular Épocas de Cosecha en Chirimoya (Annona Cherimola Mill)*.
- Vargas, F. (5 de febrero de 2016). *Transmisiones de Correa y Cadena*. Obtenido de
https://es.slideshare.net/ingmanttovargas/transmisiones-de-correa-y-de-cadena?from_action=save
- www.edu.xunta.es. (s.f.). *Sistemas de polea y correa*. Obtenido de
https://www.edu.xunta.es/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/42_sistemas_de_polea_y_correa.html

Anexos

ANEXO I. Casa de la calidad.

ANEXO II. Estructura funcional.

ANEXO III. Imágenes de las mediciones de campo en la parroquia de Puellaro, mediciones en el Laboratorio de Mecánica de Fluidos de la Escuela Politécnica Nacional.

ANEXO IV. Catálogo de cadena Joresa ISO 606.

ANEXO V. Tabla de parámetros para selección de rodamientos del manual SKF.

ANEXO VI. Catálogo del rodamiento SKF.

ANEXO VII. Planos de taller y montaje del mecanismo.

ANEXO VIII. Catálogo de plancha (DIPAC).

ANEXO IX. Catálogo de tubos (DIPAC)

ANEXO X. Protocolo de pruebas