

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PODADORA HIDRÁULICA MANUAL PARA ÁRBOLES FRUTALES

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DE CORTE DE UNA PODADORA HIDRÁULICA MANUAL PARA ÁRBOLES FRUTALES

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO
REQUISITO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

SEBASTIÁN ALEJANDRO CASCO MORENO

sebastian.casco@epn.edu.ec

DIRECTOR: WILSON IVÁN GUACHAMIN ACERO

wilson.guachamin@epn.edu.ec

DMQ, marzo 2023

CERTIFICACIONES

Yo, Sebastián Alejandro Casco Moreno declaro que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.



Sebastián Alejandro Casco Moreno

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por Sebastián Alejandro Casco Moreno, bajo mi supervisión.



Wilson Iván Guachamin Acero
DIRECTOR

Certificamos que revisamos el presente trabajo de integración curricular.

**REVISOR 1 DEL TRABAJO DE
INTEGRACIÓN CURRICULAR**

**REVISOR 2 DEL TRABAJO DE
INTEGRACIÓN CURRICULAR**

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como el (los) producto(s) resultante(s) del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.

SEBASTIÁN ALEJANDRO CASCO MORENO

WILSON IVÁN GUACHAMIN ACERO

DEDICATORIA

A Dios por darme sabiduría y fortaleza para poder superar cada obstáculo que he tenido en mi vida personal y estudiantil.

A mis padres, Ángel y Teresita, por ser mi motor durante toda vida, sin su esfuerzo, apoyo y sacrificio nada de esto sería posible.

A mi hermana Grace por ser un modelo a seguir, mi símbolo de esfuerzo, perseverancia y superación.

Sebastián

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por darme la vida y ser un refugio en los momentos más difíciles que atravésé personal y académicamente.

A mi padre Ángel, quien me enseñó la importancia de la fe, la perseverancia y confianza, con esto me manifestó que el ser humano debe rendirse solo cuando ya esté inconsciente, hasta mientras debe dar todo para salir adelante, esta enseñanza la llevo siempre presente y me ayuda a no rendirme jamás. A mi madre Teresita, por ser mi motivación día a día para levantarme, gracias por estar siempre pendiente de mí, por acompañarme durante esas noches de desvelo y nunca dejarme solo; junto con papá forman una cruz de la que me he agarrado en mis momentos más difíciles, gracias por mantener unida esa cruz y no tumbarla nunca. A mis hermanos: Amparito, Marco, Pato, Anita y Grace por ser compañeros de risas y escapadas de la realidad, gracias por siempre estar para mí, por cuidarme, escucharme, impulsarme y aconsejarme.

A la Escuela Politécnica Nacional, en especial a la Facultad de Ingeniería Mecánica por abrirme las puertas para convertirme en un gran profesional. A todos los profesores que me impartieron sus conocimientos y a la vez dieron su confianza para que pueda colaborar con ellos.

Al Ing. Wilson Guachamin, director de este proyecto, por compartir su conocimiento, brindar su paciencia y recomendaciones para la elaboración de este trabajo. Al Ing. Gabriel Velastegui y el técnico docente Jorge Guzmán quienes colaboraron en la construcción de esta máquina.

A mis compañeros de TIC, Andrés y Paul, con quienes hemos compartido tantas aventuras, experiencias, alegrías y tristezas durante este proceso, gracias por dar todo para que este trabajo salga adelante, tengo la certeza que elegí a las mejores personas para esta última aventura, la cual ha sido emocionante y llena de retos.

A todas las personas que conocí en la universidad desde el Preuniversitario: Joel, Kevin, Nicole, Liz, Lucho, Jaiber, Sofy y Mesi, gracias por hacer especiales estos 5 años, por su amistad sincera y por generar tantos recuerdos y anécdotas juntos, los llevo siempre en el corazón. Por último, a esa persona que me acompañó y apoyó en todo momento durante el último semestre de mi carrera, gracias Nancy por todo el cariño y consideración, por siempre recordarme que dentro de mi hay un niño orgulloso de lo que he logrado, que tengo que dar todo por verlo feliz y nunca defraudarlo.

ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN	VII
ABSTRACT	VIII
1. DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DESARROLLADO	1
1.1 OBJETIVO GENERAL.....	2
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	2
1.3 ALCANCE.....	2
1.4 MARCO TEÓRICO.....	3
1.4.1 <i>Poda de árboles</i>	3
1.4.2 <i>Cómo cortar ramas de árboles</i>	4
1.4.3 <i>Resistencia al cizallamiento o corte</i>	5
1.4.4 <i>Tecnología de las hojas de corte</i>	6
Bypass.....	6
Tipo Yunque.....	8
1.4.5 <i>Análisis de fuerzas en mecanismos</i>	8
Análisis Estático.....	9
Análisis Dinámico.....	10
1.4.6 <i>Benchmarking</i>	12
2. METODOLOGÍA	16
2.1 CASA DE LA CALIDAD.....	16
Voz del Usuario.....	16
Voz del Ingeniero.....	17
Resultados.....	17
2.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	18
2.3 ANÁLISIS FUNCIONAL.....	19
2.4 DEFINICIÓN DE MÓDULOS.....	19
2.5 SOLUCIONES PARA CADA MÓDULO.....	20
2.5.1 <i>Módulo 1: Corte</i>	20
Cuchillas.....	20
Actuador.....	21
Alternativas de Módulo.....	22
Selección de Alternativas.....	23
2.5.2 <i>Módulo 2: Reposicionamiento</i>	23
Reposicionamiento.....	23
Alternativas de módulo.....	24
Selección de Alternativas.....	24
2.6 SOLUCIÓN VIRTUAL.....	25
2.7 DISEÑO DE LOS COMPONENTES.....	26
2.7.1 <i>Módulo 1: Corte</i>	26
Cuchillas.....	26
Análisis del mecanismo.....	26
Espesor portaherramientas.....	29
2.7.2 <i>Módulo 2: Reposicionamiento</i>	30
Sujeción a la pértiga.....	34
Espesor de material base de la junta.....	35

2.8	COSTOS DE FABRICACIÓN	36
3.	PRUEBAS, RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	38
3.1	PRUEBAS.....	38
3.1.1	<i>Verificación del dimensionamiento</i>	38
3.1.2	<i>Unión de los componentes</i>	38
3.1.3	<i>Protocolo de pruebas</i>	41
	Mecanismo de corte sin ensamblar a los demás componentes	41
	Mecanismo Acoplado a la Podadora Hidráulica Manual	41
	Mecanismo Trabajando.....	41
3.2	RESULTADOS.....	41
	Mecanismo de corte sin ensamblar a los demás componentes	42
	Mecanismo Acoplado a la Podadora Hidráulica Manual	43
	Mecanismo Trabajando.....	44
3.3	CONCLUSIONES	46
3.4	RECOMENDACIONES	46
4.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	48
5.	ANEXOS	50
	ANEXO I. CASA DE LA CALIDAD	50
	ANEXO II. ENSAYOS DE CORTE PARA RAMAS DE ÁRBOLES FRUTALES.....	51
	ANEXO III. PONDERACIÓN Y EVALUACIÓN DE CRITERIOS PARA EL PRIMER MÓDULO DEL MECANISMO.....	54
	ANEXO IV. PONDERACIÓN Y EVALUACIÓN DE CRITERIOS PARA EL SEGUNDO MÓDULO DEL MECANISMO.....	55
	ANEXO V. PLANOS.....	56
	ANEXO VI. EVIDENCIAS DE COSTOS	62
	ANEXO VII. PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	63

RESUMEN

El presente Trabajo de Integración Curricular desarrolla una de las tres partes del “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PODADORA HIDRÁULICA MANUAL PARA ÁRBOLES FRUTALES” se enfoca especialmente en el diseño y construcción del mecanismo de corte de la máquina para lo cual se parte de una revisión bibliografía de tópicos referentes al mecanismo de corte y maquinas existentes en el mercado comúnmente denominadas “pértigas de poda”, con esto y las exigencias del usuario se determina que se requiere de un mecanismo de corte capaz de transmitir una fuerza de 1068 [kgf] de tal forma que se pueda cortar ramas de hasta 4 [cm] de diámetro, tomando en cuenta que el mecanismo debe ser lo más liviano posible (peso menor que 2,5 [kgf]). Este mecanismo está conformado por una hoja de corte tipo Bypass, un portaherramientas para la hoja de corte, un resorte de reposicionamiento de la hoja y la unión correspondiente para la incorporación del mecanismo de corte al resto de partes de la máquina. Con los elementos del mecanismo establecidos, se obtienen el dimensionamiento de cada uno de estos y con ello los planos para la construcción. Una vez construido el componente se une a las demás partes mecanismo hidráulico y mecanismo de extensión y transmisión, esto para obtener una máquina funcional y con ello ejecutar las pruebas correspondientes que ayudan a comprobar que el mecanismo cumple con los requerimientos de corte, trasmisión de fuerza y peso establecidos.

PALABRAS CLAVE: mecanismo, pértiga, Bypass, reposicionamiento, hidráulico, extensión, trasmisión.

ABSTRACT

This Work develops one of the three parts of the project named "DESIGN AND CONSTRUCTION OF A MANUAL HYDRAULIC PRUNING MACHINE FOR FRUIT TREES", focusing especially on the design and construction of the cutting mechanism of the machine. We started with a literature review of topics related to the machine and existing machines on the market commonly known as "pruning poles". With this and the user's requirements, it was determined that the cutting mechanism should be capable of transmitting a force of 1068 [kgf] for branches up to 4 [cm] in diameter. The mechanism should be as light as possible (less than 2.5 [kgf]). This mechanism is made up of a Bypass type cutting blade, a tool holder for the cutting blade, a repositioning spring for the blade and the corresponding pins for the incorporation of the cutting mechanism to the rest of the parts of the machine. After the elements of the mechanism are established, the dimensioning of each one of these is conducted, and the construction drawings, the component is built and joined to the other parts (hydraulic mechanism and, extension and transmission mechanism). The corresponding field tests help verifying that the mechanism fulfills the requirements of cutting, transmitting forces and weight.

KEYWORDS: mechanism, pruning poles, Bypass, repositioning, hydraulic, extension, transmission.

1. DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DESARROLLADO

El diseño y construcción de una podadora hidráulica manual para árboles frutales nace de la necesidad de buscar una alternativa al proceso manual de poda, esto con el fin de que el esfuerzo y la energía empleada por el operario se reduzca significativamente, generando mayor confort para este y a la vez un proceso eficiente de poda, debido a que con este instrumento se optimizarán trabajos necesarios dentro de la producción de frutas. Para el desarrollo de esta podadora hidráulica manual, se contempla como parte esencial el Diseño y Construcción de un Mecanismo de Corte, debido a que este es el que transmitirá la fuerza necesaria para remover las ramas de los árboles. Por estas razones, este proyecto desarrolla una breve revisión bibliográfica de:

- Principios de poda en árboles, una breve descripción del proceso de poda de árboles y cómo hacerlo de una forma eficiente.
- Resistencia de corte en ramas para establecer la fuerza necesaria requerida para cortar ramas de mayor diámetro con el mecanismo a diseñar.
- Tipos de cuchillas existentes.
- Análisis de fuerzas en mecanismos con lo que se estudia la transmisión de las mismas a través de todo el mecanismo, esto con el fin de diseñar las partes que lo componen.
- Benchmarking de los mecanismos de corte disponibles en el mercado, con lo cual se establecen las especificaciones técnicas preliminares del mecanismo a diseñar.

Lo citado anteriormente es necesario para elaborar propuestas de alternativas para el mecanismo y la selección de una de ellas a través de una matriz que contemplará aspectos como el costo, mantenimiento y eficiencia de transmisión de fuerza. La siguiente tarea corresponde al dimensionamiento de las partes del mecanismo (ingeniería de detalle) y la selección de los componentes normalizados que se encuentren disponibles en el mercado nacional. Una vez culminado el dimensionamiento se elaboran los planos: un plano de subconjunto que ofrece una vista general del mecanismo diseñado y planos de taller de los componentes que se modificaron o confeccionaron porque que no existen en el mercado. Las actividades anteriores son necesarias para realizar un estudio de costos del mecanismo y conocer si se puede ejecutar su construcción. La elaboración de cada elemento que compone el mecanismo se dará dentro del laboratorio de soldadura de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional o serán obtenidos de catálogos del mercado nacional.

Este trabajo finalizará con la unión del mecanismo de corte a las demás partes de la podadora hidráulica manual para posteriormente ejecutar pruebas que verifiquen el correcto funcionamiento del mecanismo.

1.1 Objetivo general

Diseñar y construir el mecanismo de corte de una podadora hidráulica manual para árboles frutales.

1.2 Objetivos específicos

1. Describir el proceso de poda de árboles frutales, sus principios, la resistencia al corte de ramas y el análisis de fuerzas en mecanismos.
2. Establecer las especificaciones técnicas del mecanismo de corte.
3. Realizar un análisis del funcionamiento del mecanismo de corte.
4. Proponer alternativas y seleccionar una de ellas para el posterior dimensionamiento o selección de componentes del mecanismo.
5. Elaborar el plano de subconjunto del mecanismo y los planos de taller de los elementos a manufacturar o modificar.
6. Realizar el estudio de costos de materia prima y de manufactura para la construcción del mecanismo.
7. Construir el mecanismo de corte diseñado.

1.3 Alcance

El “Diseño y construcción de una podadora hidráulica manual para árboles frutales” abarca tres componentes esenciales que son:

- Mecanismo de corte
- Mecanismo hidráulico
- Mecanismo de extensión y transmisión

Los dos últimos componentes desarrollados por A. Alarcón (2023) [1] y L. Espín (2023) [2], respectivamente, se unirán al componente desarrollado en este documento para la obtención de una máquina funcional.

El presente componente abarca el diseño del mecanismo de corte de una podadora hidráulica manual para árboles frutales con las especificaciones técnicas detalladas en este documento. Este trabajo también contempla el desarrollo de planos de subconjunto y de taller de elementos del mecanismo a manufacturar y un estudio de costos preliminar para la construcción de dicho mecanismo. Además, se incluye la construcción del mecanismo y la ejecución de pruebas para verificar su correcto funcionamiento.

1.4 Marco teórico

1.4.1 Poda de árboles

A través de los años, los árboles han desarrollado distintos mecanismos de defensa ante plagas, sequías, humedad ambiental, erosión del suelo y otras afecciones. Esto les ha proporcionado la capacidad de mantenerse en un mismo sitio por varios años. Entre estos mecanismos se tiene la poda natural, la cual es una forma en la que árboles balancean su sistema fisiológico corrigiendo los daños físicos y mecánicos que han sufrido en el entorno donde permanecen. Sin embargo, esta poda no es desarrollada al mismo nivel en todos los árboles, por ello, es necesario la intervención del ser humano en una actividad denominada poda artificial, que en árboles frutales se lo hace para el beneficio del hombre. Esta consta de un conjunto de operaciones realizadas a las ramas que salen directamente del tronco o las que sobresalen de la copa del árbol. La poda artificial tiene como objetivos modificar y controlar el tamaño de los árboles, dar forma a los mismos facilitando la entrada de luz y regular la cantidad de flores y frutos de tal forma que se faciliten las labores de cultivo, se acorte el periodo improductivo y por tanto aumente la fructificación anual generando a la vez frutos de calidad. Con base a estos objetivos es que se tiene tres diferentes tipos de poda que son fundamentales a lo largo del crecimiento de árboles frutales ya que como se muestra en la Figura 1.4.1. la poda de formación es esencial para guiar el brote de ramas que contienen frutos, la poda de fructificación regula el periodo productivo y la poda de rejuvenecimiento incita una actividad productiva.

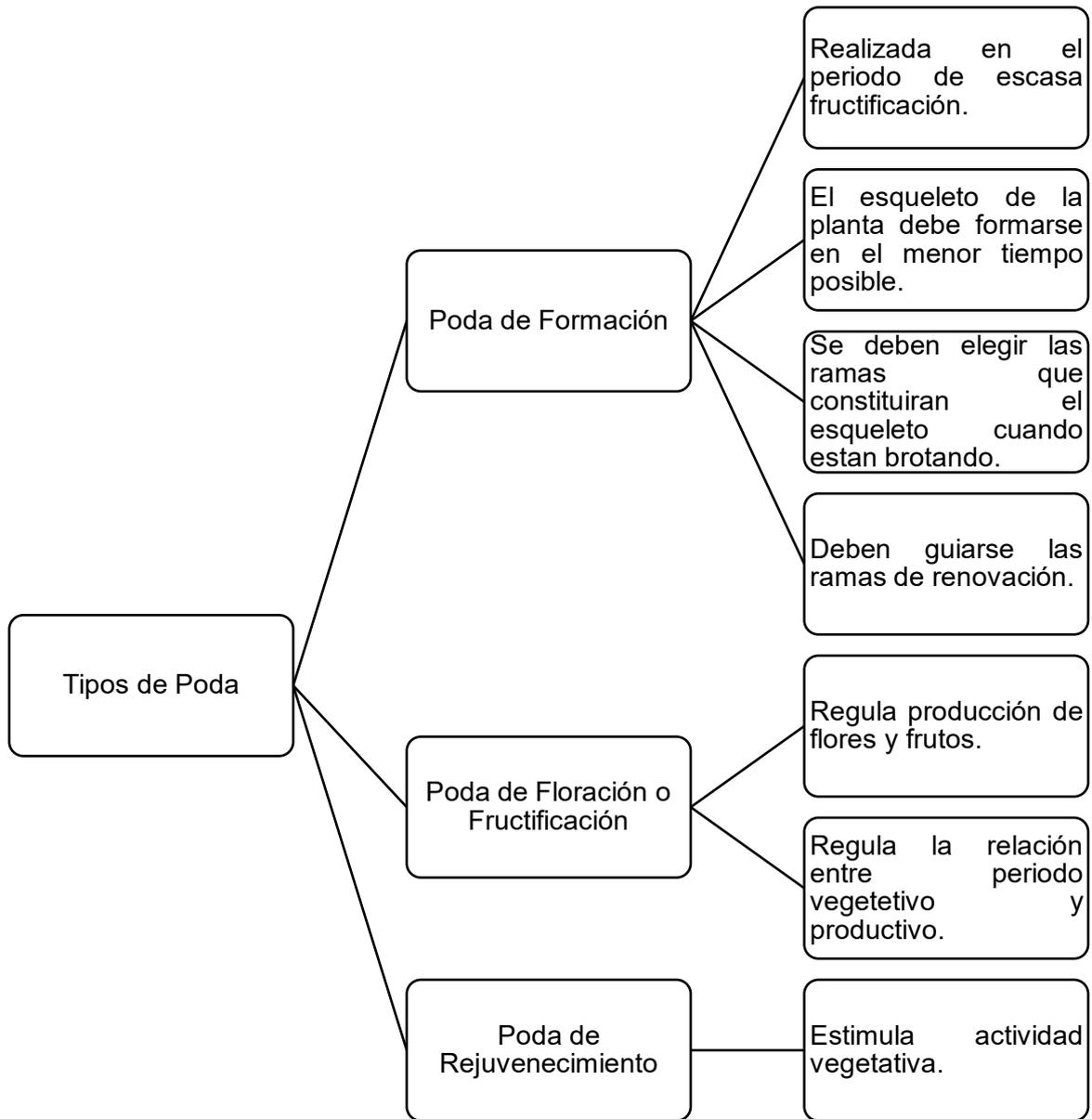


Figura 1.4.1. Tipos de Poda de árboles

Fuente: [3]

1.4.2 Cómo cortar ramas de árboles.

La poda de un árbol involucra 3 cortes para remover ramas gruesas (diámetro mayor a 2 [cm]), debido a que si se ejecuta un solo corte al ras del tronco el peso de la rama podría ocasionar un desgarre en el tronco principal, por ello como se puede apreciar en la Figura 1.4.2. el primer corte se lo ejecuta a 20 o 30 cm del tronco principal. Este corte se realiza solo hasta la mitad del diámetro de la rama, el segundo corte, el cual es total, se lo realiza

2 o 3 cm más arriba y por último se elimina el resto de la rama. En el caso de ramas de hasta 2 cm se realiza un corte limpio a bisel, es decir solo se ejecuta el tercer corte.

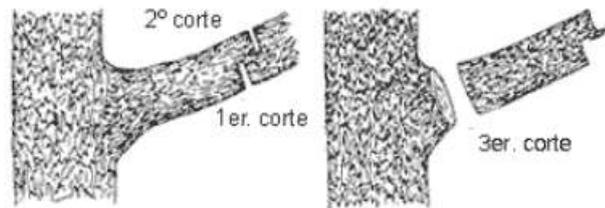


Figura 1.4.2. Tipos de poda de árboles

Fuente: [4]

También se debe tomar en cuenta dos recomendaciones importantes: la primera, en el caso que se quiera favorecer a una yema que está brotando se debe cortar a un centímetro por encima de esta, y la segunda se basa en no permitir que los cortes se realicen a ángulos menores a 40° pues lo ideal es que se realicen cortes de 45° , estas recomendaciones se pueden apreciar en la Figura 1.4.3.



Figura 1.4.3. Recomendaciones para poda de árboles

Fuente: [4]

1.4.3 Resistencia al cizallamiento o corte

La resistencia al cizallamiento o corte es una propiedad física-mecánica que representa la carga requerida para que se produzca una fractura en la interfaz de unión de dos materiales. Esta resistencia se produce cuando se aplican fuerzas de sentido contrario paralelas al plano de la interfaz.

En la madera existen diversas propiedades físicas y mecánicas de las ramas que afectan al corte, entre estas están el peso específico, la desviación y dirección de las fibras y el contenido de humedad; esta última, es la que se toma más en consideración, pues a medida que la madera va perdiendo agua sus células se van compactando, generando una mayor rigidez y resistencia de las fibras. De igual manera, la dirección de las fibras es tomada en cuenta dado que cuando se tienen cargas perpendiculares a las fibras existe una menor capacidad de corte. Por otro lado, también existen defectos en las ramas que modifican la resistencia al corte, entre estos se tienen ramas podridas, perforadas, con presencia de grietas, rajaduras y fibras desviadas.

Por este motivo no se tienen valores fijos de resistencia al corte dadas las irregularidades y diferentes características que presenta los árboles. Sin embargo, se conoce que la madera posee una capacidad baja en lo que respecta a la resistencia al corte [5], por lo que de acuerdo con la clasificación de la resistencia al cizalle de un tarugo de madera de la norma ASTM D: 2555-76 este valor de resistencia varía entre 41 – 85 [Kgf/cm²] [6].

1.4.4 Tecnología de las hojas de corte

Para seleccionar las hojas de corte adecuadas se debe identificar el tipo de rama que se va a cortar. Existen dos tipos de hojas: Bypass para el corte de ramas verdes y tipo Yunque para el corte de ramas secas.

Bypass

Este tipo de hojas de corte es muy recomendado dado que se desea obtener un mínimo daño por compresión en la rama. La Figura 1.4.4. muestra una hoja que se deslizará por la contrahoja en un movimiento de “tijera”, cuya ejecución requerirá menor fuerza si se siguen las recomendaciones nombradas en la sección 1.4.2. esto a la vez contribuirá a un menor desgaste y por tanto un aumento de vida útil de la hoja de corte.



Figura 1.4.4. Hojas Bypass

Fuente: [7]

En la Tabla 1.4.1 se puede apreciar que tanto la hoja como la contrahoja pueden adoptar diferentes formas de manera que aumenta el diámetro máximo de rama que se puede cortar. Además, se tiene las aplicaciones para las que son destinadas cada forma.

Tabla 1.4.1. Variación geométrica de las hojas de corte.

Fuente: [7]

GRÁFICAS			
CARACTERÍSTICAS	<p>Cabeza de corte estrecha ideal para espacios reducidos.</p>	<p>Hoja curvada con contrahoja en forma de gancho. Para podar a alturas por debajo de la cintura.</p>	<p>Hoja estrecha combinada con contrahoja fina en forma de gancho pronunciado. Para alturas por encima de los hombros.</p>

APLICACIONES	Viticultura Fruticultura	Viticultura Fruticultura Paisajismo	Fruticultura Paisajismo
---------------------	-----------------------------	---	----------------------------

Tipo Yunque

También llamadas tipo “León”, son usadas cuando no se requiere un corte de alta calidad. El objetivo primario de estas es la remoción de ramas secas. La Figura 1.4.5. muestra una hoja más estrecha y afilada con respecto a la de la Figura 1.4.4. y una hoja tipo yunque que ayuda a sostener la rama y distribuir uniformemente la presión ejercida en la rama de tal modo que se reduzcan los daños de corte. Además, este tipo de hojas de corte facilita la poda a través de un accionamiento por palanca. Las aplicaciones que se tiene para este tipo de hojas son para la fruticultura y el paisajismo.



Figura 1.4.5. Hojas Tipo Yunque

Fuente: [7]

1.4.5 Análisis de fuerzas en mecanismos

El análisis de mecanismos involucra a la parte cinemática para determinar el tipo de movimiento que se tiene y las condiciones de carga que determinan la fuerza necesaria que mueve el sistema. Por ello, es necesario un actuador definido por la potencia requerida

(lineal o angular) para que el mecanismo pueda moverse. La expresión para el cálculo de esta potencia se puede apreciar en la Ecuación 1.4.1. y 1.4.2.

$$P = \frac{F \Delta x}{\Delta t}$$

Ecuación 1.4.1. Potencia Lineal

$$P = \frac{M \Delta \theta}{\Delta t}$$

Ecuación 1.4.2. Potencia angular

Fuente: [8]

Donde:

F = Fuerza necesaria para activar el mecanismo.

M = Momento necesario para activar el mecanismo.

Δx = Desplazamiento lineal por la fuerza F.

$\Delta \theta$ = Desplazamiento angular por el momento M.

Δt = Tiempo de acción de la fuerza o momento.

Análisis Estático

Se ejecuta cuando el mecanismo está en equilibrio. Como se aprecia en la Figura 1.4.6. la junta tiene la función de transmitir fuerzas de acción-reacción entre los eslabones 1 y 2 a través del pasador, estas fuerzas son generadas en el punto de contacto del pasador con los eslabones, por lo que es importante realizar el diagrama de cuerpo libre (DCL) adecuado para cada eslabón. Esto ayudará a determinar tanto el módulo como la dirección de estas fuerzas, las cuales estarán en función de las fuerzas actuantes en cada eslabón, esto a través de las ecuaciones de equilibrio, 1.4.3. y 1.4.4. para un cuerpo rígido.

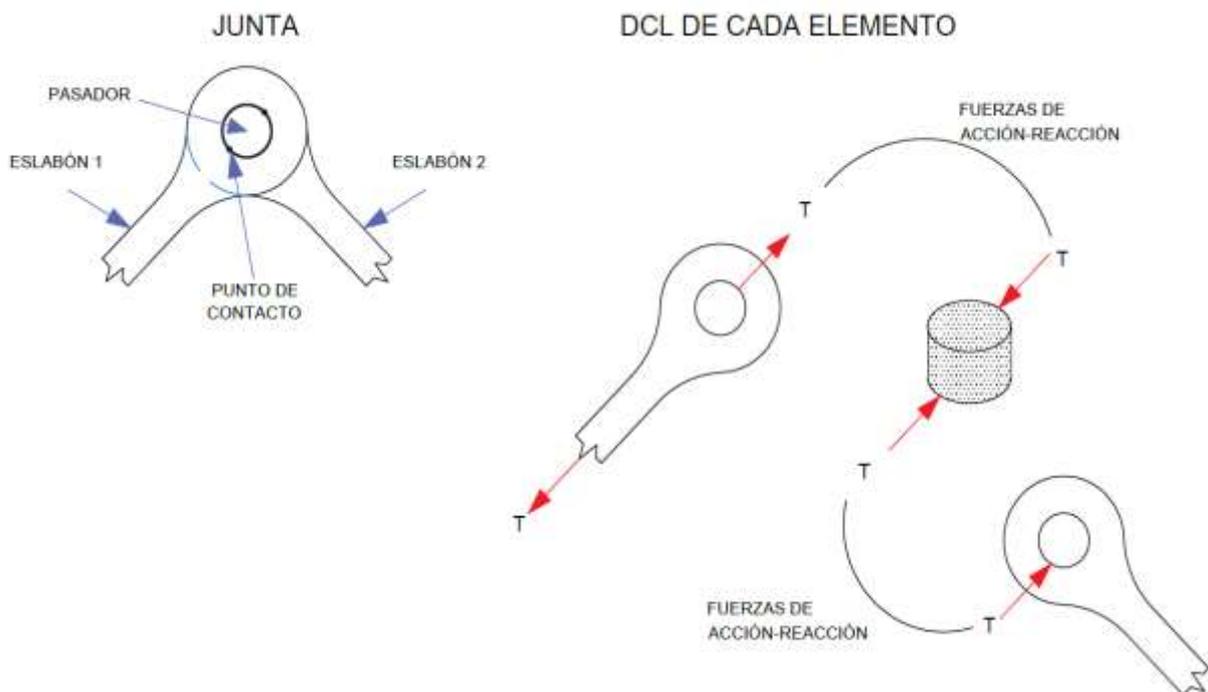


Figura 1.4.6. Fuerzas acción-reacción en juntas de eslabones

Fuente: [8]

$$\sum_i^n \vec{F}_i = 0$$

Ecuación 1.4.3. Equilibrio de fuerzas

$$\sum_i^n \vec{M}_i = 0$$

Ecuación 1.4.4. Equilibrio de momentos

Análisis Dinámico

Se ejecuta un análisis de fuerzas externas, momento y fuerzas inerciales (movimiento) para lo cual se emplea la Segunda Ley de Newton. En la Figura 1.4.6. se observa el ejemplo de que cada eslabón posee una fuerza y momento inercial ($\vec{F}_{inercial}$ y $\vec{M}_{inercial}$) que impiden su movimiento, esta fuerza es opuesta a la dirección de la aceleración lineal del centro de masa (\vec{a}_G) y el momento inercial tiene un sentido opuesto a la aceleración angular del eslabón ($\vec{\alpha}$), con esto se tienen las ecuaciones 1.4.5. y 1.4.6.

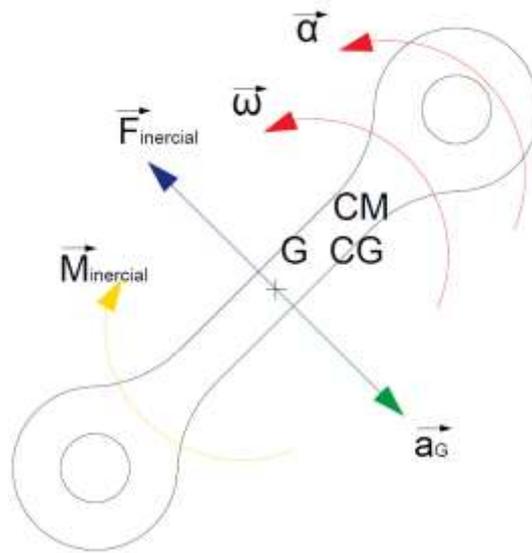


Figura 1.4.5. Análisis de Fuerzas en un eslabón.

Fuente: [8]

$$\vec{F}_{inercial} = -m \vec{a}_G$$

Ecuación 1.4.5. Fuerza inercial

$$\vec{M}_{inercial} = -I_G \vec{\alpha}$$

Ecuación 1.4.6. Momento inercial

Fuente: [8]

Donde:

m = Masa del eslabón.

I_G = Momento de inercia de masa respecto al centro de gravedad.

Dado esto, es evidente que los efectos inerciales pueden cambiar a medida que varían las aceleraciones, por ello el análisis a realizar se lo ejecuta tomando en cuenta la máxima aceleración angular que puede experimentar el eslabón.

Si la ecuación 1.4.5. se reemplaza en la Segunda Ley de Newton se obtienen las ecuaciones de Alembert, ecuación 1.4.7.

$$\sum_i^n \vec{F}_i + \vec{F}_{inercial} = \mathbf{0}$$

$$\sum_i^n \vec{F}_i - m \vec{a}_G = \mathbf{0}$$

Ecuación 1.4.7. Ecuación de Alembert

Fuente: [8]

1.4.6 Benchmarking

En esta sección, las Tablas 1.4.2, 1.4.3. y 1.4.4. presentan el análisis de 3 mecanismos de cortes correspondientes a pértigas o cortarramas disponibles en el mercado internacional, para cada una se presenta sus especificaciones técnicas, costo y el respectivo análisis de los componentes (cuchilla, reposicionador, accionamiento y actuador) que forman parte del mecanismo de corte.

Tabla 1.4.2. Cortarramas Gardena Slim Cut 12010-2

Fuente: [9] [10]

GARDENA Slim Cut 12010-2	
	
Diámetro máximo de corte	28 [mm]
Tipo de hoja de corte	Bypass
Longitud total	1170 [mm]
Peso	1200 [g]
Transmisión	Doble engrane 1:12 para ramas gruesas 1:6 para ramas finas
Costo	\$80

Mecanismo de Corte	
	
Descripción	
<p>Hojas de corte con recubrimiento antideslizante, cabeza de corte estrecha que facilita el corte en setos y arbustos más densos.</p> <p>Posee un resorte que ayuda a la reposición de las cuchillas y un doble engrane que da la capacidad de cortar ramas de un mayor diámetro a través del accionamiento de un actuador sólido conectado a la hoja de corte.</p>	

Tabla 1.4.3. Especificaciones técnicas de la pértiga Fiskars 1023624

Fuente: [11]

Fiskars 1023624	
	
Diámetro máximo de corte	32 [mm]
Tipo de hoja de corte	Bypass
Longitud total	Ajustable (2.4 [m] a 4 [m])
Peso	1900 [g]
Material	Acero/Aluminio
Costo	\$60
Mecanismo de Corte	



Descripción

Hojas tipo Bypass para madera verde y blanda, hoja con capa antiadherente y contrahoja reforzada con una guía de corte naranja.

El mecanismo es activado por una cadena.

Bypass anclado a un cabezal rotatorio de 230° de tal forma que se facilita el corte en toda dirección.

Posee un resorte que ayuda a la reposición de las cuchillas.

Tabla 1.4.4. Especificaciones técnicas de la podadora Draper 33855

Fuente: [12]

Draper 33855



Diámetro máximo de corte	32 [mm] y 140 [mm]
Tipo de hoja de corte	Bypass y serrucho
Longitud total	Ajustable (1.3 [m] a 2.5 [m])
Peso	1900 [g]
Material	Acero/Aluminio
Costo	\$60
Mecanismo de Corte	



Descripción

Hojas tipo Bypass con mecanismo de giro y bloqueo para el uso del serrucho desmontable de 355 [mm] de largo.

Activación manual del mecanismo de corte al momento de halar la cuerda, la fuerza es transmitida por el sistema de poleas, una polea está anclada a la base de la hoja y otra está anclada a la barra telescópica.

Posee un resorte para el reposicionamiento de la cuchilla.

2. METODOLOGÍA

Con toda la información recopilada en el capítulo anterior correspondiente a la poda de árboles, tecnología de las hojas de corte, resistencia de corte de ramas, análisis de mecanismos y benchmarking, en este capítulo se desarrolla el diseño conceptual para el posterior diseño de detalle del mecanismo de corte por lo que se abarca lo siguiente:

- Casa de la calidad, con el fin obtener los parámetros ingenieriles requeridos para el mecanismo de corte, esto se lo realiza basándose en la voz del usuario, requerimientos del cliente y la voz del ingeniero, traducción técnica de la voz del usuario, dadas a partir de la recopilación bibliográfica expuesta en el marco teórico.
- Especificaciones técnicas del mecanismo basándose en la casa de la calidad.
- Análisis funcional del mecanismo de corte.
- Definición de los módulos que posee el mecanismo de corte.
- Las soluciones presentadas para cada módulo que concluyen con una solución virtual.
- Cálculos para el dimensionamiento y selección de todos los componentes del mecanismo de corte.
- Costos de fabricación.
- Elaboración de planos de conjunto, subconjunto y de taller con las dimensiones reales del mecanismo.

2.1 Casa de la Calidad

Este es un método para obtener las especificaciones técnicas del mecanismo, para ello en primera instancia se plasma los requerimientos que tiene el cliente (voz del usuario) para el producto. Luego estos requerimientos son transformados a un criterio ingenieril (voz del ingeniero) para finalmente ser evaluados de tal forma que se determine los de mayor importancia.

Voz del Usuario

El usuario manifiesta que el mecanismo debe tener las siguientes características:

- Que corte ramas de hasta 4 [cm].
- Que no pese más de 2.5 [kgf].
- Que tenga cuchillas intercambiables.
- Que transmita la fuerza suficiente para el corte.

Voz del Ingeniero

Se transforman los requerimientos del usuario manifestados en el punto anterior a especificaciones o características técnicas:

- Capacidad de Corte
- Peso del Mecanismo
- Tipo de Cuchilla
- Fuerza de Corte

Resultados

Luego de realizar la casa de la calidad ,ver ANEXO I, se determinó la forma en la que se puede realizar un correcto diseño de acuerdo con las necesidades del usuario. Por esta razón, se estudiaron varios parámetros considerados dentro del diseño del mecanismo que son presentados a continuación:

- Fuerza de corte

El mecanismo debe ser capaz de transmitir una fuerza de 1064 [kgf] para que se ejecute el corte de ramas de hasta 4 [cm], esto con base al máximo valor de la resistencia al corte de la madera visto en la sección 1.4.3. Esta fuerza también se puede corroborar con los resultados de los ensayos de corte realizados para probetas de ramas de árboles frutales (manzana (MA), guaba (GA), chirimoya (CH), guayaba (GY) y limón (LM)) del ANEXO II. Se observa que una rama de manzana (probeta MA01= rama más resistente al corte de 4 [cm] de diámetro promedio) necesita una fuerza de corte de 2991 [lbf] (1356,7 [kgf]) que es un valor cercano al encontrado a través de la literatura.

- Capacidad de corte:

El mecanismo debe ser capaz de cortar ramas de hasta 4 [cm] de diámetro.

- Tipo de Cuchilla

Dadas las diferentes ramas (verdes o secas) que se tienen en los árboles, el mecanismo debe tener la capacidad de montar y desmontar cuchillas (bypass o yunque) para optimizar el proceso de corte.

- Peso del mecanismo:

El mecanismo debe ser lo más liviano posible (2.5 [kgf] máximo) de forma que un operario sea suficiente para poder utilizarlo.

2.2 Especificaciones técnicas

Con los resultados obtenidos de la sección 2.1, en la Tabla 2.1. se muestran las especificaciones técnicas del mecanismo a ser diseñado.

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas del mecanismo de corte de una podadora hidráulica manual para árboles frutales.

Empresa Cliente: N/A		Producto: Mecanismo de corte de una podadora hidráulica manual para árboles frutales		Fecha Inicial: 03/10/2022
DISEÑADOR: Sebastián Casco				Última revisión: 17/12/2022
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Capacidad		M	R	Mecanismo que corte ramas de hasta 4 [cm] de diámetro Aplicación de hasta 1064 [kgf]
		D	R	
Función		M	D	Cuchilla desmontable
Peso		D	D	Peso de hasta 2.5 [kgf]

DONDE: C = Cliente, M = Marketing, D = diseño, F = Fabricación, R = Requerimiento, MR = Modificación de requerimiento, NR = Nuevo requerimiento, D = Deseo, MD = Modificación de deseo, ND = Nuevo deseo.

2.3 Análisis funcional

A continuación, se presenta a manera de diagrama de flujo el funcionamiento del mecanismo de corte para lo cual se considera que 2 niveles son suficientes para describir el funcionamiento de este componente.

El nivel 0 presentado en la Figura 2.1. describe de manera global la función del mecanismo que sería cortar ramas de árboles frutales, como variables de entrada se tiene: materiales (rama) y energía mecánica y como variable de salida se tiene la rama cortada.



Figura 2.1. Nivel 0: Funcionamiento global del mecanismo.

Fuente: Propia.

En el Nivel 1, presentado en la Figura 2.2., se describe con mayor a detalle la función del mecanismo, desde el posicionamiento de la rama entre las cuchillas hasta el corte.



Figura 2.2. Nivel 1: Funciones ejecutadas por el mecanismo.

Fuente: Propia.

2.4 Definición de módulos

Gracias al diagrama funcional de la Figura 2.2. se puede apreciar que el mecanismo tiene tres partes fundamentales que son: las cuchillas de corte, el actuador y el elemento de

reposicionamiento. Sin embargo, dado que la hoja de la cuchilla y el actuador pueden ser uno solo se han considerado dos módulos presentados en la Figura 2.3. que son:

- Módulo de corte
- Módulo de reposicionamiento

El primero de estos módulos se encarga netamente del corte y el segundo, devolver a las cuchillas a su posición inicial.

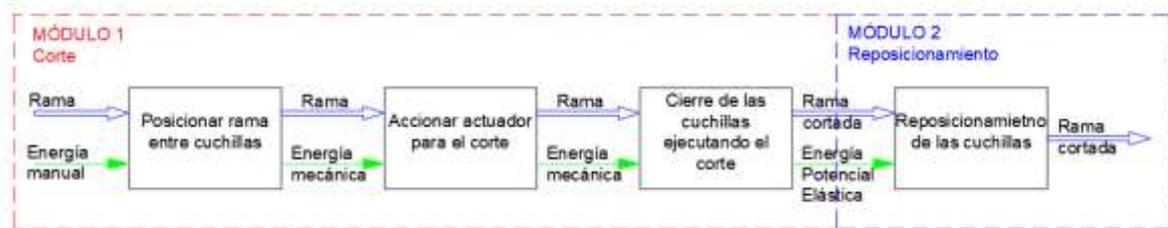


Figura 2.3. Módulos del mecanismo de corte.

Fuente: Propia.

2.5 Soluciones para cada módulo

Del análisis funcional realizado en la sección 2.3 se definieron 2 módulos en la sección 2.4, estos son el módulo de corte y el módulo de reposicionamiento. Para estos se plantean posibles alternativas cada una con sus ventajas y desventajas, mismas que ayudaran a la selección de una sola de estas basándose en los criterios tomados en cuenta para cada caso. Se concluye exponiendo la solución virtual encontrada.

2.5.1 Módulo 1: Corte

Cuchillas

Las cuchillas son las que permitirán un corte limpio en la rama, estas pueden ser tipo yunque o bypass de acuerdo con el tipo de rama que se tenga. En la Tabla 2.2 se presentan las características de cada opción para las cuchillas:

Tabla 2.2. Características de las alternativas para las cuchillas.

Opc.	Descripción	Ventajas	Desventajas	Imagen
1	Bypass	Corte limpio de ramas "verdes" Corte de alta calidad Forma de hoja y contrahoja de acuerdo con el diámetro máximo a cortar	No apta para corte de ramas secas	
2	Yunque	Corte limpio de ramas "secas" Yunque distribuye la fuerza de corte para causar el menor daño posible	Corte de baja calidad. No apta para corte de ramas "verdes"	

Actuador

El módulo de corte debe cumplir con la ejecución del movimiento que permitirá remover la rama del árbol a través del accionamiento de un actuador, que puede ser uno solo con la hoja de la cuchilla o dos elementos distintos, permitiendo así un cambio rápido de hoja, un elemento similar a un "portaherramientas". Las opciones propuestas para este módulo de corte se presentan en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3. Características de las alternativas para el actuador

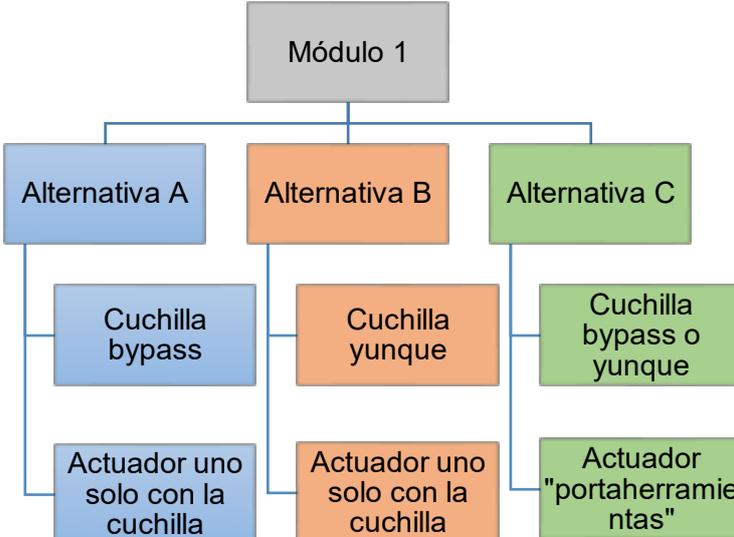
Opc.	Descripción	Ventajas	Desventajas	Imagen
1	Actuador uno solo con la cuchilla	No requiere de calibración antes de usar para asegurar una buena calidad de corte	Cuchilla fija. Permite el corte de un único tipo de ramas	

2	Actuador como "portaherramientas"	Cuchilla intercambiable para el corte de diferente tipo de ramas	Requiere de calibración	
---	-----------------------------------	--	-------------------------	---

Alternativas de Módulo

Para determinar las alternativas para el módulo se realizó permutaciones entre las opciones que se tiene, estas opciones deben ser compatibles entre sí para que se dé la combinación. En la Tabla 2.4. se muestra la matriz morfológica de las alternativas del módulo.

Tabla 2.4. Alternativas del módulo 1.

Función	Componente
Módulo 1	<div style="text-align: center;">  </div>
Alternativa	
Corte	
Actuador	

Selección de Alternativas

A continuación, se enlistan los criterios determinantes para la selección de alternativas de este módulo:

- Costo
- Capacidad de corte
- Multifuncionalidad

En el ANEXO III se determina el orden de importancia de estos criterios y se comparan las alternativas entre sí de acuerdo con cada criterio. Así, finalmente se elige la mejor alternativa de diseño que como se muestra en la Tabla 2.5. es la Alternativa C.

Tabla 2.5. Selección de la alternativa

Conclusión	Multifuncionalidad	Costo	Capacidad de corte	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A	0,104	0,139	0,063	1,31	0,33
Alternativa B	0,104	0,139	0,063	1,31	0,33
Alternativa C	0,208	0,056	0,125	1,39	0,35
			Suma	4	1

2.5.2 Módulo 2: Reposicionamiento

Reposicionamiento

Después de la ejecución del corte la hoja debe regresar a su posición inicial para poder realizar un nuevo corte. Las opciones para el reposicionamiento se detallan en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6. Características de las alternativas para el reposicionamiento.

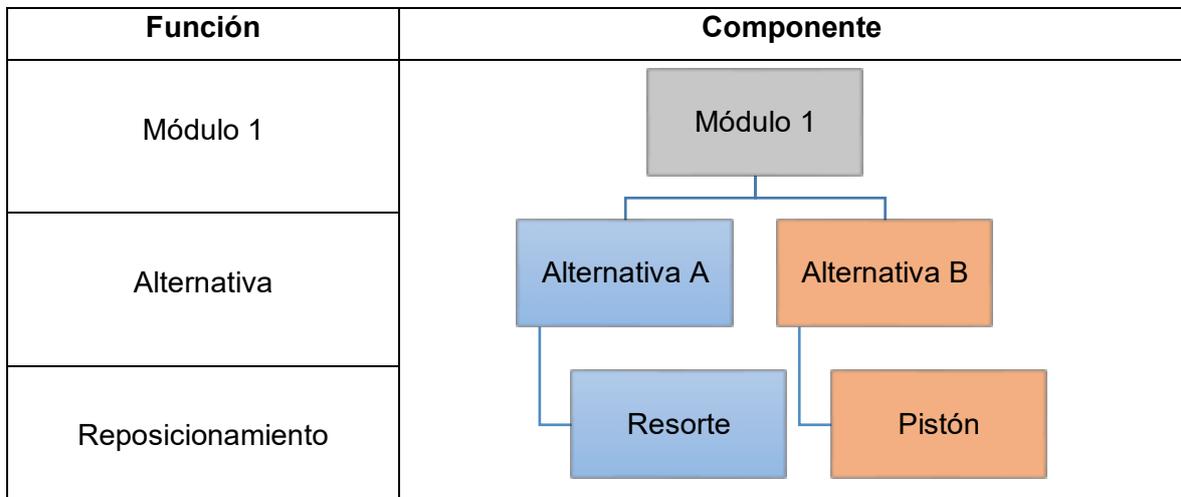
Opc.	Descripción	Ventajas	Desventajas	Imagen
1	Resorte	Fácil obtención Costo bajo Reposicionamiento automático	Necesita cambio en el tiempo	

2	Pistón	Reposicionamiento automático	Alto costo Mantenimiento periódico	
---	--------	------------------------------	---------------------------------------	---

Alternativas de módulo

Dado que para este módulo solo se tiene que elegir un elemento de reposicionamiento se tienen las alternativas indicadas en la Tabla 2.7.

Tabla 2.7. Alternativas del módulo 2.



Selección de Alternativas

A continuación, se enlistan los criterios determinantes para la selección de alternativas de este módulo:

- Costo
- Eficiencia de reposicionamiento
- Mantenimiento

En el ANEXO IV se determina el orden de importancia de estos criterios y se comparan las alternativas entre sí de acuerdo con cada criterio. Finalmente se elige la mejor alternativa de diseño que como se muestra en la Tabla 2.8. es la Alternativa A.

Tabla 2.8. Selección de la alternativa

Alternativa A > Alternativa B					
Conclusión	Costo	Eficiencia de reposicionamiento	Mantenimiento	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A	0,222	0,208	0,167	1,60	0,53
Alternativa B	0,111	0,208	0,083	1,40	0,47
			Suma	3,00	1

2.6 Solución virtual

En la Figura 2.4. se muestra la solución virtual encontrada para el mecanismo de corte la cual contempla las alternativas descritas en la Tabla 2.9.

Tabla 2.9. Alternativas seleccionadas para la solución virtual.

Módulo	Alternativa escogida
1	Cuchilla (hoja - contrahoja) con actuador portaherramientas.
2	Resorte de reposición

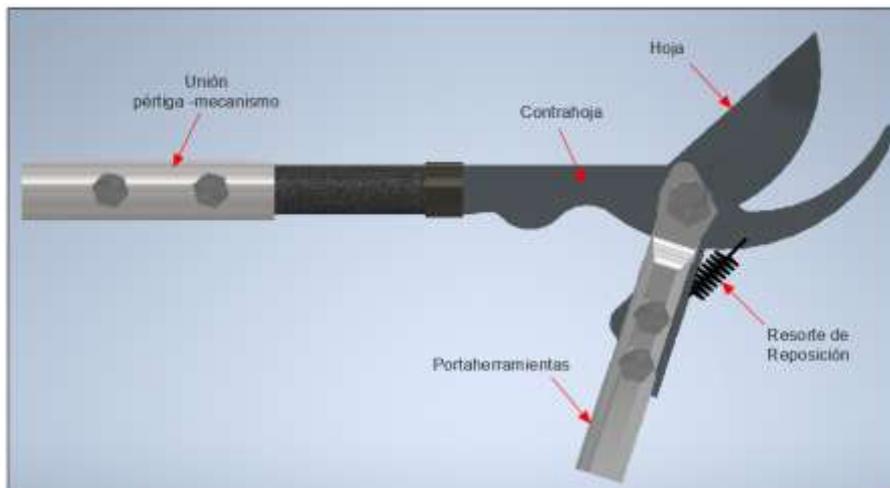


Figura 2.4. Solución virtual del mecanismo de corte.

Fuente: Propia

2.7 Diseño de los componentes

2.7.1 Módulo 1: Corte

Cuchillas

Dado que este módulo es el encargado de ejecutar un corte limpio a la rama es fundamental encontrar cuchillas que garanticen este trabajo. Dentro de las especificaciones técnicas del mecanismo se detalla que este debe tener la capacidad de cortar ramas de hasta 4 [cm] de diámetro. Buscando dentro del mercado nacional se encontró cuchillas tipo Bypass de una tijera tubular para ramas altas marca Truper, ver Tabla 2.10, capaz de cortar ramas de hasta 38 [mm]. Se puede apreciar que posee una hoja estrecha combinada con contrahoja fina en forma de gancho lo que la hace ideal para trabajos de fruticultura y paisajismo tal como se revisó en la Tabla 1.4.1.

Tabla 2.10. Especificaciones técnicas de la Tijera Tubular para ramas altas Truper.

Fuente: [13]

Gráfico	Especificaciones técnicas
	Capacidad de corte = 38 [mm] Longitud de mangos = 533,4 [mm] Espesor de hoja = 4,6 [mm] Peso = 1,35 [kgf]

Análisis del mecanismo

Una vez seleccionada la cuchilla se utilizó las dimensiones de esta para realizar el análisis de fuerzas en el mecanismo. Se tomó el estado más crítico al que va a estar sometido el mecanismo para ejecutar un análisis estático, este estado es en el que se corta una rama de 4 [cm] de diámetro, para la cual el mecanismo tiene la posición mostrada en la Figura 2.5. Con esto, haciendo un despiece del mecanismo, en la Figura 2.6 se aprecia el DCL del conjunto cuchilla-portaherramientas, en la cual se deprecia la fuerza que puede proporcionar el resorte dado que este no está ni a tensión ni en compresión en esta posición. **No se considera un análisis dinámico puesto que no existe una aceleración considerable en el mecanismo en el momento que se ejecuta el corte.**

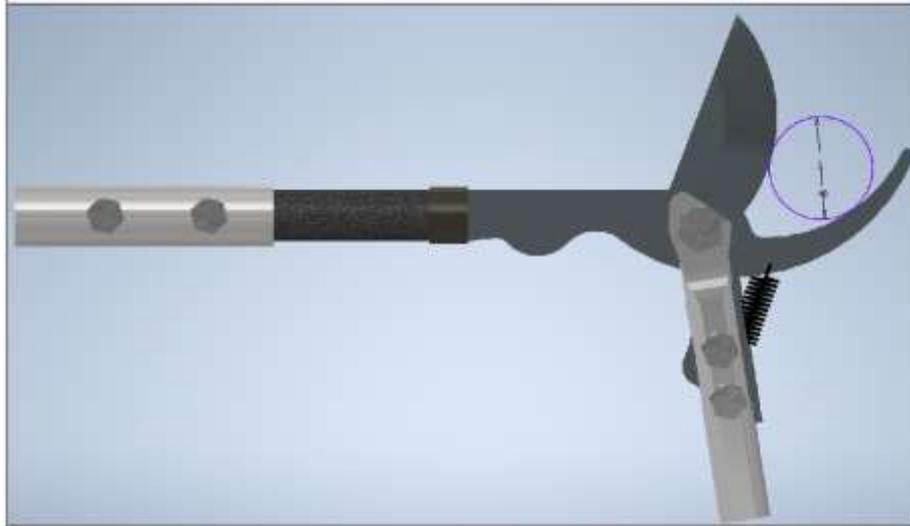


Figura. 2.5. Posición crítica del mecanismo de corte.

Fuente: Propia

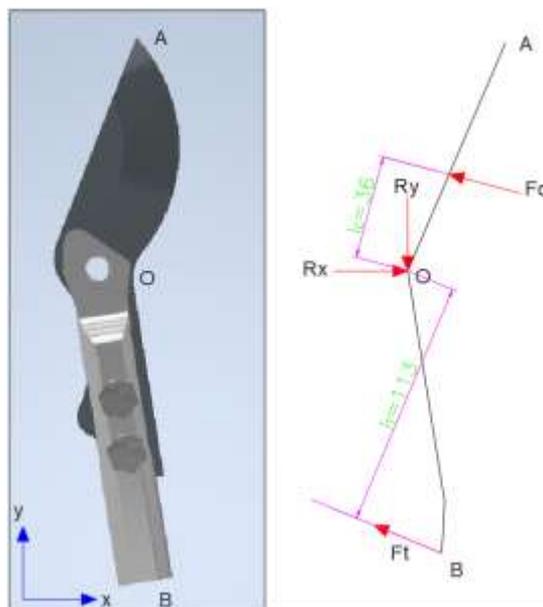


Figura. 2.6. DCL conjunto hoja-portaherramientas.

Fuente: Propia

Con el diagrama de la Figura 2.6. realizando una sumatoria de momentos respecto al punto O se tiene:

$$F_c * l_c - F_T * l_T = 0$$

Donde:

$F_c =$ Fuerza de corte.

$l_C =$ distancia perpendicular de O a la línea de acción de F_C .

$F_T =$ Fuerza de tensión requerida en el actuador.

$l_T =$ distancia perpendicular de O a la línea de acción de F_T .

De la sección 1.4.3 se sabe que la resistencia al corte de la madera es de 83 [kgf/cm²], así para una rama de 4 [cm] se requiere de una fuerza de corte $F_C = 1068,14$ [Kgf] = 1,068 [Tonf]

Así,

$$F_T = 3337,83 \text{ [N]} = 0.340 \text{ [Tonf]}$$

Luego con sumatoria de fuerzas se tiene:

$$R_x = 13256,62 \text{ [N]} \quad y \quad R_y = 3853,27 \text{ [N]}$$

A continuación, la Figura 2.7. muestra el DCL de la hoja de corte:

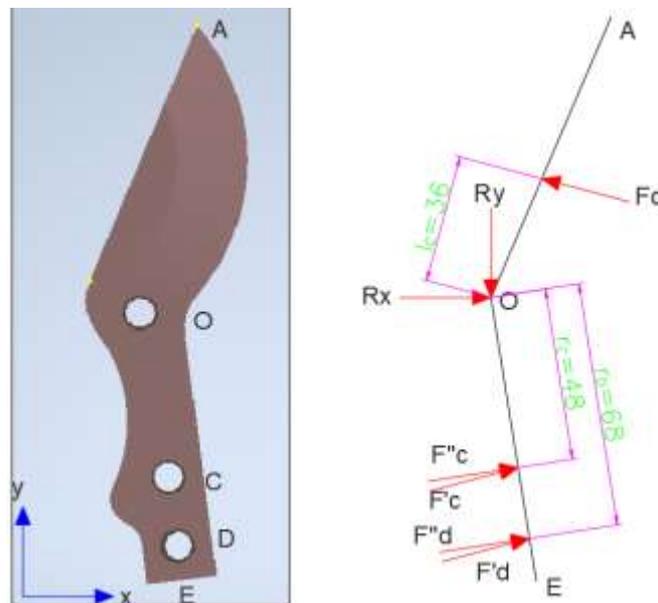


Figura. 2.7. DCL de la Hoja de corte.

Fuente: Propia

Con esto se encuentran las fuerzas cortante primaria y secundaria de la junta de pernos C y D siendo la fuerza cortante primaria $F'_C = F'_D = \frac{F_C}{2}$ y la secundaria $F''_C = \frac{M * r_C}{r_C^2 + r_D^2}$ y $F''_D = \frac{M * r_D}{r_C^2 + r_D^2}$, donde $M = F_C * l_C$. Teniendo a D como el perno crítico por su lejanía del centro de rotación O, se tiene una fuerza cortante total de $F_{RD} = 6414,64$ [N].

Ahora, si se toma en cuenta el estado de menos crítico del mecanismo en el que no se aplica ninguna fuerza, no se van a tener reacciones en la junta O. Por este motivo, el perno va a estar sometido a fatiga dado el cambio de posición que va a tener el mecanismo en el tiempo, esto se puede apreciar en la Figura 2.8. donde se muestra la variación del esfuerzo cortante del perno en el tiempo.

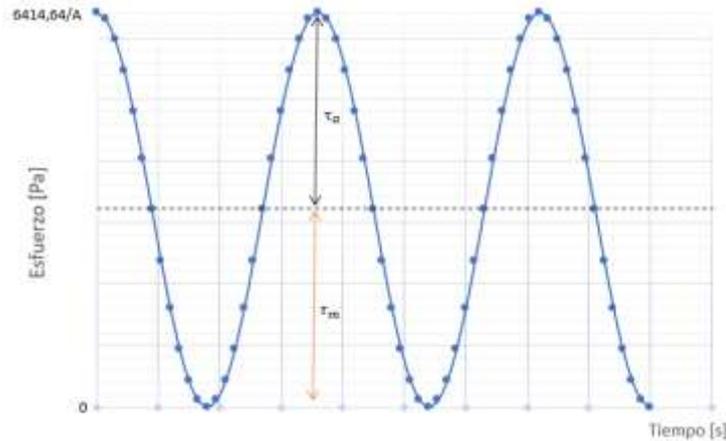


Figura 2.8. Variación del esfuerzo cortante en el tiempo.

Fuente: Propia

Para el diseño de esto es necesario obtener el esfuerzo medio y alternante que quedan expresados de la siguiente forma:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{2\sqrt{3} * F_{RD}}{\pi * d^2}$$

Con esto, usando el criterio de Goodman Modificado, las propiedades mecánicas de un perno grado 5.8 y un factor de seguridad de 1,677 se tiene que el diámetro del perno es de $d = 0,0079 [m] \approx 8 [mm]$ por lo que se consideran pernos M8 para las juntas C y D.

Espesor portaherramientas

Para determinar el espesor del portaherramientas, se comprueba aplastamiento del elemento en la sección de la junta y fluencia del elemento, para ello se considera que el portaherramientas va a ser elaborado a partir de la carcasa de un playo de presión el cual es de acero al cromo-vanadio y que tiene una resistencia a la fluencia $S_y = 420 [MPa]$ [14] como se muestra a continuación:

- Aplastamiento del elemento

Para comprobar que no haya aplastamiento del elemento se tiene la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F_{RD}}{td} = \frac{(S_y)_{elem}}{n_d}$$

Donde:

t = Espesor total de la placa base = 4 [mm] (placa del portaherramientas de lado y lado).

d = diámetro del agujero = 8 [mm].

n_d = factor de seguridad.

Despejando el factor de seguridad, se tiene que este es de 2,07 por lo cual se aprueba el material para este caso.

- Fluencia del elemento.

Para comprobar que no haya fluencia del elemento se tiene la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{wt} = \frac{(S_y)_{elem}}{n_d}$$

Donde:

w = longitud de la junta = 15 [mm]

Despejando el factor de seguridad, se tiene que este es de 4,69 por lo que el material se aprueba.

Dado que para los dos casos se obtuvo un factor de seguridad mayor a 1 se considera que el material y las dimensiones tomadas para el portaherramientas son las óptimas.

2.7.2 Módulo 2: Reposicionamiento

Para seleccionar el resorte de reposicionamiento se analiza la posición final del mecanismo mostrada en la Figura 2.9., luego en la Figura 2.10. se muestra el DCL del conjunto portaherramientas-cuchilla considerando una fuerza de tensión (F_t) de 24 [N] correspondiente a la fuerza necesaria para mantener cerrada la tijera, se tiene una fuerza

en el resorte (F_r) de 135 [N], con esto y el estado crítico mostrado en la Figura 2.5, en el que la fuerza en el resorte es un poco mayor a cero dada la pretensión con la que se instala el resorte, se sabe que la fuerza en este variará como se aprecia en la Figura 2.11.



Figura 2.9. Posición final del mecanismo

Fuente: Propia

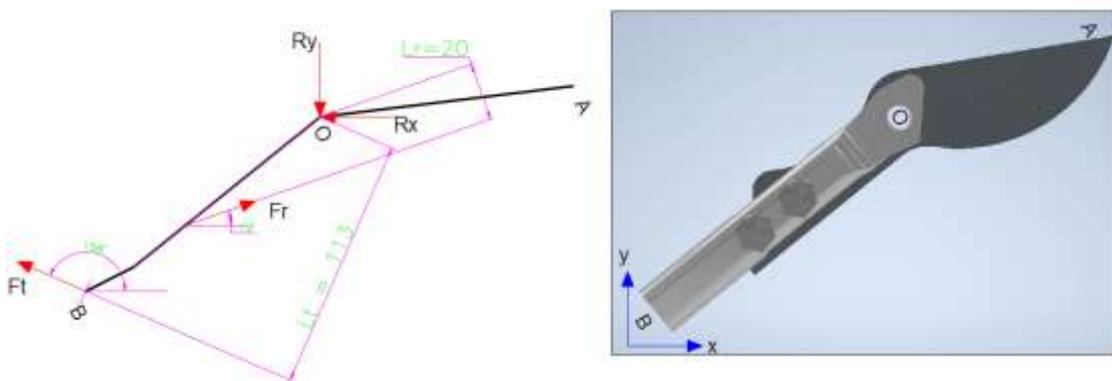


Figura 2.10. DCL conjunto herramienta-cuchilla en su posición final.

Fuente: Propia

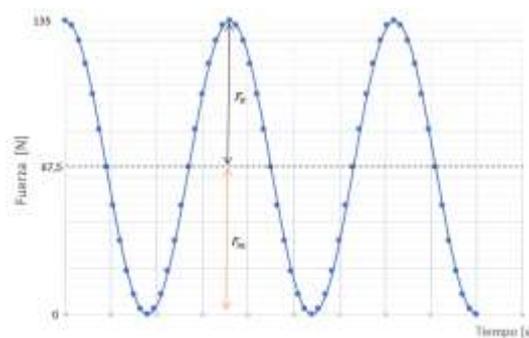


Figura 2.11. Variación de la fuerza en el resorte.

Fuente: Propia

Con esto se tiene una fuerza alternante $F_a = 67,5 [N]$ y una fuerza media $F_m = 67,5[N]$. A continuación, en la Tabla 2.11. se muestran los parámetros físicos y geométricos del resorte, tomando en cuenta las propiedades mecánicas del alambre inoxidable A313.

Tabla 2.11. Características geométricas del resorte.

Diámetro del alambre	$d [m]$	0,002
Radio de la cabeza del resorte	$r_1 [m]$	0,004
Diámetro de las espiras	$D [m]$	0,0075
Radio del cambio cabeza-cuerpo	$r_2 [m]$	0,003
Número de espiras	N_b	20
Relación diámetro de espiras-alambre	$C=D/d$	3,75
Número de vueltas de alambres activos, N_a	$N_a = N_b + (G/E)$	20,4
Factor de Bergsträsser, K_B	$K_B = (4C + 2) / (4C - 3)$	1,4
Longitud libre, L_0	$L_0 = 2 (D - d) + (N_b + 1)d$	0,05 [m]
Paso, ρ	$(L_0 - 2d) / N_a$	0,002 [m]
Factor de corrección del esfuerzo flector de la curvatura	$(K)_A = \frac{4C_1^2 - C_1 - 1}{4C_1(C_1 - 1)} \quad C_1 = \frac{2r_1}{d}$	1,2
factor de concentración del esfuerzo de la curvatura	$(K)_B = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4} \quad C_2 = \frac{2r_2}{d}$	1,4

Con esto se comprueba el factor de seguridad en fatiga de los tres principales esfuerzos presentes en un resorte:

- Esfuerzos normales en el Gancho

Se tiene un esfuerzo medio $(\sigma_m)_A$ y alternante $(\sigma_a)_A$ expresado por las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a = F_a \left[(K)_A \frac{16D}{\pi d^3} + \frac{4}{\pi d^2} \right] = 414,54 \text{ [MPa]}$$

y

$$\sigma_m = \frac{F_m}{F_a} \sigma_a = 414,54 \text{ [MPa]}$$

Con este, aplicando el criterio de Goodman modificado para el cual el valor de la resistencia a la fatiga usando $S_{su} = 0,67 * S_{ut} = 1400 \text{ [GPa]}$ y los datos de Zimmerli [15] donde $S_e = \frac{S_{sa}}{1 - \left(\frac{S_{sm}}{S_{su}}\right)} = 417,68 \text{ [MPa]}$, se tiene un factor de seguridad $n_f = 1,1$

- Esfuerzos cortantes en la base del gancho

Se tiene un esfuerzo medio $(\tau_m)_B$ y alternante $(\tau_a)_B$ expresado por las siguientes ecuaciones:

$$(\tau_a)_B = (K)_B \frac{8F_a D}{\pi d^3} = 219,93 \text{ [MPa]}$$

y

$$(\tau_m)_B = \frac{F_m}{F_a} (\tau_a)_B = 219,93 \text{ [MPa]}$$

Con este, aplicando el criterio de Goodman modificado se tiene un factor de seguridad $n_{f_B} = 1,89$

- Esfuerzos cortantes en el cuerpo de la Espira

Se tiene un esfuerzo cortante medio τ_m y alternante τ_a expresado por las siguientes ecuaciones:

$$\tau_a = K_B \frac{8F_a D}{\pi d^3} = 226,59 \text{ [MPa]}$$

y

$$\tau_m = \frac{F_m}{F_a} (\tau_a)_B = 226,59 \text{ [MPa]}$$

Con este, aplicando el criterio de Goodman modificado se tiene un factor de seguridad $n_{f_{cuerpo}} = 1,84$

Una vez comprobados los factores de seguridad para cada esfuerzo se considera un resorte con las dimensiones de la Tabla 2.11. para el mecanismo.

Sujeción a la pértiga

La sujeción de la tijera a la pértiga se la realizará a través de una junta empernada, por lo que para este análisis se tomará en cuenta la parte de la contrahoja del mecanismo en la misma posición crítica detallada en la Figura 2.5. El DCL de la contrahoja se puede apreciar en la Figura 2.12. en este se muestra una fuerza F_{CR} correspondiente a una fuerza de reacción transmitida por la rama a ser cortada y que es producto de la aplicación de la fuerza de corte F_C proporcionada por la hoja.

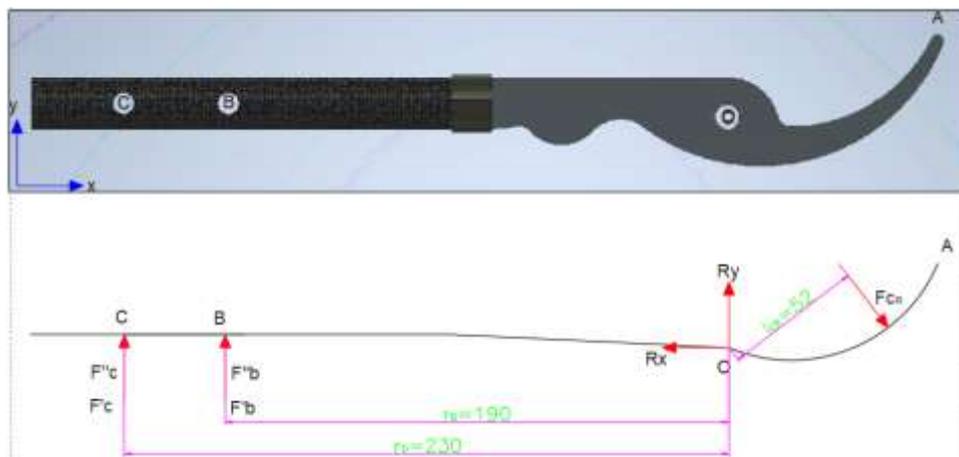


Figura 2.12. DCL de la contrahoja.

Fuente: Propia

Con esto se encuentran las fuerzas cortante primaria y secundaria de la junta de pernos C y B siendo la fuerza cortante primaria $F'_C = F'_B = \frac{F_{CR}}{2}$ y la secundaria $F''_B = \frac{M * r_B}{r_B^2 + r_C^2}$ y $F''_C = \frac{M * r_C}{r_B^2 + r_C^2}$, donde $M = F_{CR} * l_{CR}$. Teniendo a C como el perno crítico por su lejanía del centro de rotación O, se tiene una fuerza cortante total de $F_{RC} = 5424,442 [N]$.

Ahora, si se toma en cuenta el estado de menos crítico del mecanismo, no se van a tener una fuerza de corte y por tanto la fuerza F_{CR} va a ser igual a cero. Por este motivo, el perno va a estar sometido a fatiga dado el cambio de fuerzas que va a tener el mecanismo en el tiempo, esto se puede apreciar en la Figura 2.13. donde se muestra la variación del esfuerzo cortante del perno en el tiempo.

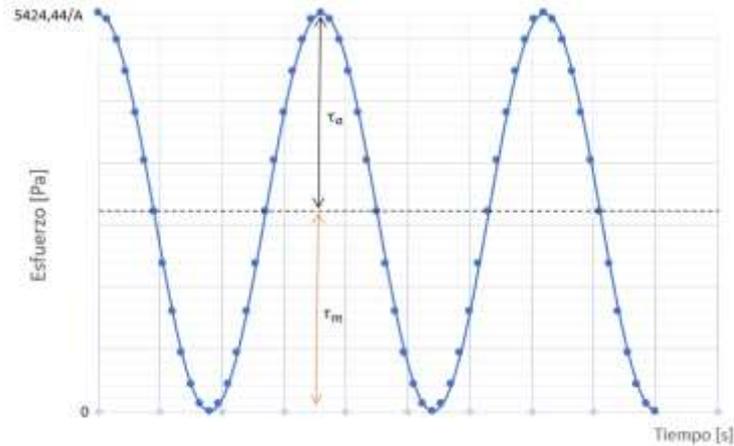


Figura 2.13. Variación del esfuerzo cortante en el tiempo.

Fuente: Propia

Para el diseño de esto es necesario obtener el esfuerzo medio y alternante que quedan expresados de la siguiente forma:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{2\sqrt{3} * F_{RC}}{\pi * d^2}$$

Con esto, usando el criterio de Goodman Modificado, las propiedades mecánicas de un perno grado 5.8 y un factor de seguridad de 1,677 se tiene que el diámetro del perno es de $d = 0,00744 [m] \approx 8 [mm]$ por lo que se consideran pernos M8 para las juntas C y B.

Espesor de material base de la junta

Para determinar el espesor de material de la junta se comprueba aplastamiento del elemento en la sección de la junta y fluencia del elemento, para ello se considera que el material base de la junta va a ser elaborado con acero inoxidable que tiene una resistencia a la fluencia $S_y = 234,7 [MPa]$ [16], un espesor del material base de 2 mm y la longitud de la junta de 25,4 [mm], con esto se realiza el cálculo del factor de seguridad para los casos mencionado anteriormente.

- Aplastamiento del elemento

Para comprobar que no haya aplastamiento del elemento se tiene la siguiente formula:

$$\sigma = \frac{F_{RD}}{td} = \frac{(S_y)_{elem}}{n_d}$$

Donde:

$t = \text{Espesor total de la placa base} = 6 \text{ [mm]} \text{ (placa base de lado y lado)}$.

$d = \text{diámetro del agujero} = 8 \text{ [mm]}$.

$n_d = \text{factor de seguridad}$.

Despejando el factor de seguridad, se tiene que este es de 1,88 por lo cual se aprueba el material para este caso.

- **Fluencia del elemento.**

Para comprobar que no haya fluencia del elemento se tiene la siguiente formula:

$$\sigma = \frac{F}{wt} = \frac{(S_y)_{elem}}{n_d}$$

Donde:

$w = \text{longitud de la junta} = 15 \text{ [mm]}$

Despejando el factor de seguridad, se tiene que este es de 3,55 por lo que el material se aprueba.

Dado que para ambos casos se tuvo un factor de seguridad mayor a 1 se considera que el material y las dimensiones tomadas para la junta son las óptimas.

Con este dimensionamiento se realizó los planos de subconjunto y de taller necesarios para la fabricación del componente, ver ANEXO V

2.8 Costos de fabricación

Los costos totales del mecanismo de corte son resultado del costo de materia prima más el costo de la mano de obra. Estos costos se pueden observar en la Tabla 2.12. y 2.13, cabe recalcar que en los costos de mano de obra se incluyen rubros indirectos de fabricación como energía y otros insumos que se ocupe durante el ensamble, también para ambos casos los costos unitarios incluyen IVA.

Tabla 2.12. Costos de materia prima.

Elemento	Descripción	Cant.	Mag.	Precio Unitario	Precio Total
Cuchillas	Tijera Tubular para ramas altas, capacidad de corte 38 [mm]	1	UND	\$14,35	\$14,35
Portaherramientas	Carcasa y resorte de un playo de presión Stanley 7".	1	UND	\$8,75	\$8,75
Resorte					
Pernos	Perno Hexagonal 1"x3/8"	4	UND	\$0,45	\$1,80
Tuercas	Hexagonal 3/8 Rosca Gruesa	4	UND	\$0,06	\$0,24
Unión	Tubo Acero Inoxidable (30 [cm])	1	UND	\$5,00	\$5,00
TOTAL					\$30,14

Tabla 2.13. Costo de mano de obra.

Elemento	Descripción	Cant.	Mag.	Precio Unitario	Precio Total
Soldador	Día de trabajo de soldador	1	DÍA	\$25,00	\$25,00
TOTAL					\$25,00

Así, en la Tabla 2.14 se muestra el costo total de fabricación del mecanismo de corte para la podadora hidráulica manual.

Tabla 2.14. Costo Total de fabricación.

Descripción	Precio Total
Costo de Materia Prima	\$30,14
Costo de Mano de Obra	\$25,00
TOTAL, COSTO DE FABRICACIÓN	\$55,14

Las evidencias de los costos de los componentes se pueden apreciar en el ANEXO VI.

3. PRUEBAS, RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

3.1 Pruebas

Para validar este componente se verificó las dimensiones totales del mecanismo, la unión del mecanismo a las demás partes de la Podadora Hidráulica Manual para la creación de una maquina funcional y el protocolo de pruebas del mecanismo de corte.

3.1.1 Verificación del dimensionamiento

Dados los cambios que pueden sufrir los elementos que forman el mecanismo de corte en la etapa de fabricación en la Tabla 3.1. se realizó una comparación de medidas generales del mecanismo tales como longitud máxima, alto máximo y ángulo de cierre de la tijera. Se puede apreciar que las medidas establecidas en el plano de subconjunto TIC-PH.002 del ANEXO V sufren una pequeña variación, estas variaciones no afectan de ninguna forma el ensamble de todas las partes que conforman la Podadora Hidráulica Manual ni el funcionamiento de esta, es decir, aún existe la transmisión de fuerza requerida para el corte de ramas de árboles frutales.

Tabla 3.1. Comparación de Medidas Reales vs Teóricas del Mecanismo de corte.

Elemento	Dim. Teórica	Dim. Real	Diferencia
Contrahoja	348 [mm]	350 [mm]	2 [mm]
Portaherramientas-Hoja	199 [mm]	205 [mm]	6 [mm]
Angulo de cierre	60°	64°	4°

3.1.2 Unión de los componentes

Para la obtención de una maquina funcional, los componentes se ensamblaron a través del uso de uniones no permanentes para garantizar que la maquina sea desmontable dada la longitud que esta puede alcanzar, además del mantenimiento que se le debe realizar. Así, de la Figura 3.1. a la 3.6. se pueden apreciar el proceso que se siguió para ejecutar el ensamble de la Podadora Hidráulica Manual a través de la unión de los tres componentes desarrollados.



Figura 3.1. Unión mecanismo de corte a la cadena.

Fuente: Propia



Figura 3.2. Unión mecanismo de corte al mecanismo de extensión.

Fuente: Propia



Figura 3.3. Unión del mecanismo hidráulico al mecanismo de extensión.

Fuente: Propia



Figura 3.4. Incorporación del cilindro actuador y mecanismo de extensión de extensión a la caja de transmisión.

Fuente: Propia

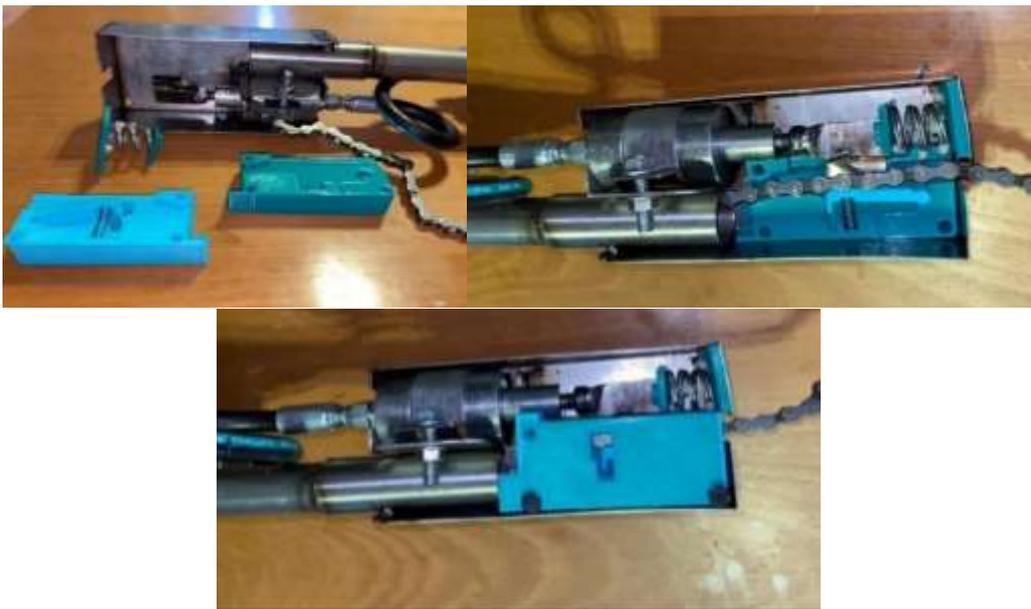


Figura 3.5. Incorporación de caja de transmisión.

Fuente: Propia



Figura 3.6. Podadora Hidráulica Manual Ensamblada.

Fuente: Propia

3.1.3 Protocolo de pruebas

Para el mecanismo de corte se siguió el siguiente proceso:

Mecanismo de corte sin ensamblar a los demás componentes

Se verifica que el mecanismo este totalmente armado y que cuente con todos los elementos que fue diseñado, además se comprueba que la cuchilla pueda ser intercambiable de una forma rápida y sin mucho esfuerzo y que el mecanismo pese menos de 2,5 [kgf].

Mecanismo Acoplado a la Podadora Hidráulica Manual

Una vez unido el mecanismo a la Podadora Hidráulica Manual se verifica que no existan interferencias del mecanismo tanto entre sus componentes como con el resto de la podadora hidráulica manual de tal forma que puede ejecutar un corte limpio y sin obstáculos al momento de accionar el portaherramientas que es el actuador del mecanismo de corte.

Mecanismo Trabajando

En esta etapa se pone a trabajar a la podadora, específicamente para el mecanismo de corte tiene que verificarse que se pueda ejecutar el corte de ramas de hasta 4 cm de diámetro, con esto también se verifica que el mecanismo sea capaz de transmitir la fuerza necesaria de 1,067 [Tonf] para ejecutar el corte.

En el ANEXO VII se puede apreciar el formato correspondiente al protocolo de pruebas, en este se detalla el cumplimiento de los procesos descritos en los tres puntos anteriores, además, de las verificaciones necesarias en la máquina y mecanismo de corte.

3.2 Resultados

Después de ejecutar el protocolo de pruebas, ver ANEXO VII, se tiene los siguientes resultados para cada etapa descrita en la sección anterior.

Mecanismo de corte sin ensamblar a los demás componentes

El mecanismo cuenta con todas las partes detalladas en la solución virtual de la Figura 2.4, esto se puede apreciar claramente en la Figura 3.7. en la que se indican las partes que posee el mecanismo construido. Por otra, parte se verifica que se pueda intercambiar la cuchilla del mecanismo, esto es gracias a que tanto el resorte de reposición y la cadena del componente de transmisión están unidas al portaherramientas, ver Figura 3.8, esto facilita el intercambio de la cuchilla además de que permite alcanzar una mayor transmisión de fuerza por el brazo de palanca que proporciona. Por último, en la Figura 3.9. se puede apreciar que el mecanismo de corte tiene un peso de 0,665 [kgf] que es menor a 2.5 [kgf], con esto se cumplen con las condiciones establecidas para este en la sección 2.2.



Figura 3.7. Partes del mecanismo de corte.

Fuente: Propia



Figura 3.8. Resorte y cadena anclados al portaherramientas.

Fuente: Propia



Figura 3.9. Peso del mecanismo de corte en gramos.

Fuente: Propia

Mecanismo Acoplado a la Podadora Hidráulica Manual

El mecanismo de corte es accionado a través del portaherramientas el cual tiene la función de actuador en el mecanismo cuando la cadena es tensionada en la caja de transmisión. Durante la prueba sin rama no se observaron interferencias en el mecanismo de corte por lo que se cerraba con normalidad. Por otro lado, en un principio la cadena tenía un obstáculo en la caja de transmisión de tal forma que la restitución del mecanismo de corte se dificultaba, esto se solucionó a través de la ampliación del espacio que tenía la cadena en la caja de transmisión, esto se puede ver en la Figura 3.10.



Figura 3.10. Cambios en la caja de transmisión.

Fuente: Propia

Mecanismo Trabajando

De la Figura 3.11. a la 3.14. se puede apreciar las ramas que fueron cortadas con la máquina, las ramas de 1 y 2 [cm], Figura 3.11. y 3.12, presentan un corte limpio por lo que se puede apreciar una superficie clara sin imperfecciones, por otro lado, en el corte de ramas de 3 a 4 [cm], Figura 3.13, se puede apreciar un corte limpio hasta la mitad de la rama y un desgarre en la otra mitad, esto debido a que las ramas que poseen este diámetro promedio son ramas principales, es decir cargan con más peso y por tanto son propensas a sufrir un desgarre como se puede ver en la Figura 3.13. b, por lo que para estas ramas es recomendable seguir los consejos detallados en la sección 1.4.2, sin embargo la ejecución del corte es evidente por lo que se comprueba que el mecanismo transmite la fuerza necesaria para poder cortar ramas de hasta 4 [cm] de diámetro como se detallaba en la sección 2.2.



Figura 3.11. Corte de rama de 1[cm] de un árbol de aguacate.

Fuente: Propia



Figura 3.12. Corte de rama de 2[cm] de uña árbol de Guaba.

Fuente: Propia



Figura 3.13. Corte de ramas de 3 a 4 [cm] de un árbol de manzana.

Fuente: Propia

También se comprobó la ejecución del corte usando el mecanismo de extensión en su máxima longitud como se aprecia en la Figura 3.14. en esta prueba en un inicio el seguro del mecanismo de extensión no brindaba la estabilidad necesaria para el corte, lo cual se corrigió a través de un mejor ajuste entre los tubos deslizantes del mecanismo de extensión de tal forma que en la ejecución del corte no se tuvo problemas ni interferencias.



Figura 3.14. Uso del mecanismo de extensión.

Fuente: Propia

3.3 Conclusiones

Se diseñó y construyó el mecanismo de corte de una podadora hidráulica manual para árboles frutales el cual está conformado por hojas tipo bypass, un portaherramientas al que van incorporados un resorte de extensión y la cadena del mecanismo de transmisión que acciona la podadora, garantizando una mayor eficiencia en labores de mantenimiento de la hoja, así como el cambio de esta. El mecanismo tiene un peso de 0,665 [kgf] y unido al resto de componentes (mecanismo de extensión y transmisión, y mecanismo hidráulico) es capaz de realizar el corte de ramas de hasta 4 [cm] siguiendo las recomendaciones planteadas para el corte de ramas de hasta 2 [cm] y de ramas mayores a esta medida para evitar un desgarre en el árbol. Estas recomendaciones evitan que se altere el periodo de productividad y por tanto la fisiología de los árboles. Con lo dicho anteriormente se verifica el cumplimiento de las especificaciones técnicas desarrolladas para el mecanismo de corte.

El uso de elementos ya manufacturados (tijera tubular y playo de presión) hace que los costos de materia prima se reduzcan, puesto que de un mismo elemento se obtienen varias partes para el mecanismo. Este es el caso del playo de presión, pues a partir de él se obtuvo el portaherramientas y el resorte de restitución. Los elementos ya manufacturados fueron modificados para obtener la forma y medidas requeridas, de tal forma que se pueda acoplar al resto de partes que conforman la podadora hidráulica manual y se transmita la fuerza requerida para el corte. El costo total del mecanismo, suma costos materia prima y mano de obra, fue de \$55,14

El uso de uniones no permanentes para el ensamble de todas las partes del mecanismo de corte, así como el de este con el resto de los componentes de la podadora hidráulica manual, garantiza su despiece para la ejecución de labores de mantenimiento y el transporte de la máquina.

3.4 Recomendaciones

Realizar un estudio de la dinámica del corte de ramas de árboles para observar cómo realmente varían las fuerzas en los elementos que componen el mecanismo de corte de tal forma que se pueda optimizar el diseño.

Buscar alternativas y estudiar su factibilidad para que el accionamiento del mecanismo de corte no sea por cadena, una de estas podría ser la incorporación directa del cilindro actuador del mecanismo hidráulico al portaherramientas.

Comprobar la fuerza aplicada por el mecanismo de corte a través del uso de una célula de carga y comparar la fuerza máxima requerida para el corte usando la maquina y utilizando una tijera de poda normal.

Comprobar si con una hoja tipo yunque se puede ejecutar cortes de ramas de árboles que no sean frutales y por tanto posean una mayor resistencia al corte, con esta hoja se distribuye mejor la fuerza aplicada y podría darse un corte con la aplicación de menor fuerza.

Estudiar mejor el mercado nacional de hojas de corte puesto que hay escasos servicios de repuestos para la obtención de nuevas hojas y contrahojas ya sean de tipo bypass o yunque.

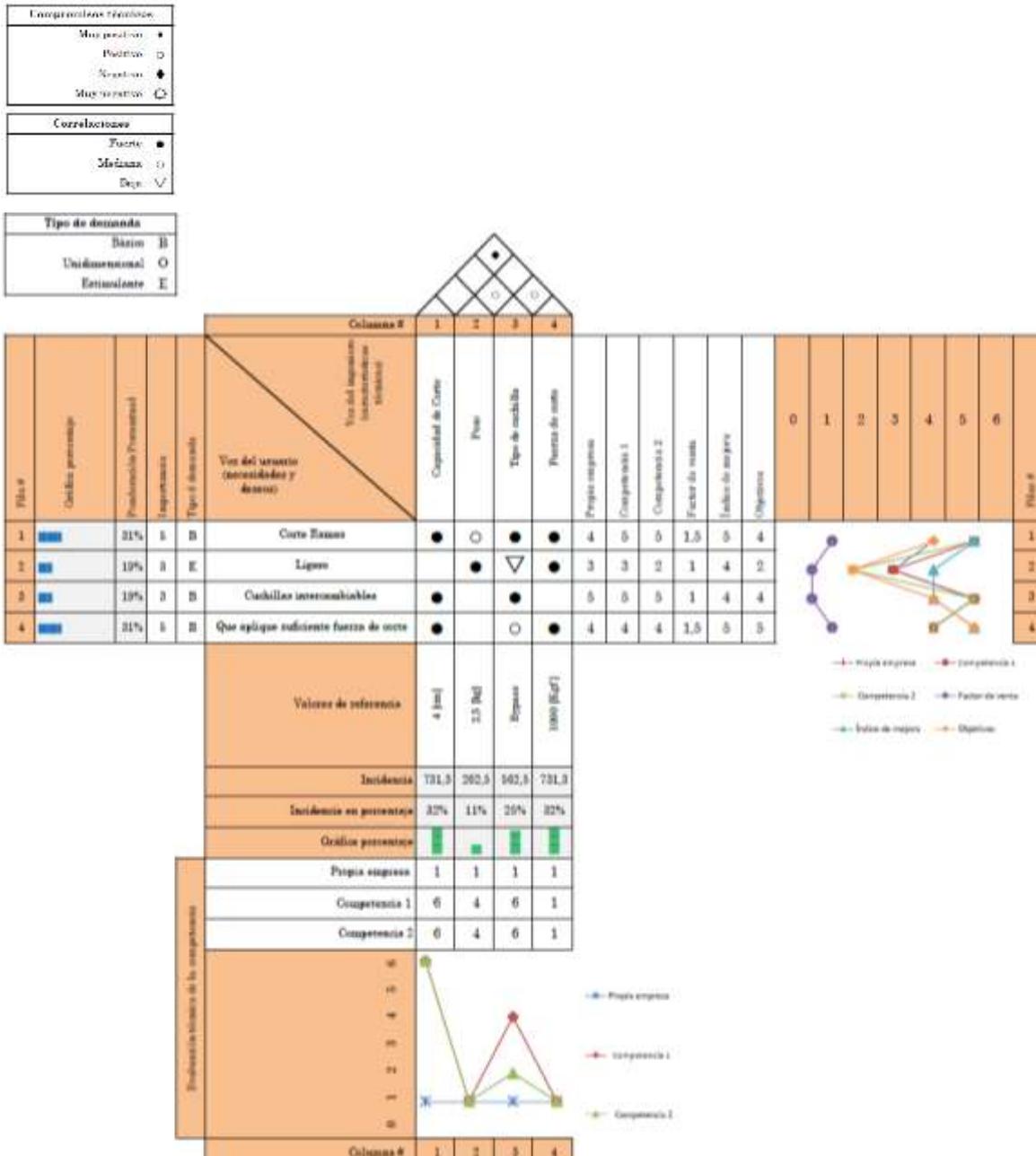
4. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] A. Alarcon, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO HIDRÁULICO DE UNA PODADORA HIDRÁULICA MANUAL PARA ARBOLES FRUTALES, Quito: Escuela Politécnica Nacional , 2023.
- [2] E. Leandro, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DE EXTENSIÓN Y TRANSMISIÓN DE UNA PODADORA HIDRÁULICA MANUAL PARA ARBOLES FRUTALES, Quito: Escuela Politécnica Nacional, 2023.
- [3] G. Valentitni y L. Arroyo, Boletín de Divulgación Técnica n.14: La poda en frutales y ornamentales, Primera ed., Buenos Aires: Comisión de Publicaciones de la EEA San Pedro, 2003.
- [4] J. Graziano, «Poda de Árbol Frutales,» Mayo 2013. [En línea]. Available: https://inta.gob.ar/sites/default/files/poda_en_frutales._resumen.pdf.
- [5] G. Guerra, DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES MECÁNICAS DE LA MADERA DE LA ESPECIE PINO OOCARPA PRODUCIDA EN LA REGIÓN SUROESTE DE CHIQUIMULA Y SU APLICACIÓN EN VIGAS ENSAMBLADAS TIPO I, Guatemala: Universidad de San Carlos de Guatemala, 2019.
- [6] J. Canales, Resistencia al cizallamiento de tarugos de madera de Calycophyllum spruceanum Benth (capirona) en el ensamble de piezas de madera, Pucallpa: Universidad Nacional de Ucayali , 2014.
- [7] RODAVIGO S.A., «Herramientas de Poda,» [En línea]. Available: <https://rodavigo.net/catalogos/BAHCO/Herramientas/BAHCO%20109%20Herramientas%20de%20poda.pdf>.
- [8] R. Rojas, *Mecanismos_GR1_2020B Notebook*, Quito, 2020.
- [9] GARDENA, «Cortarramas SlimCut,» [En línea]. Available: <https://www.gardena.com/es/productos/cuidado-de-arboles-y-setos/cortarramas/cortarramas-slimcut/967868801/>. [Último acceso: 2022 Julio 21].
- [10] TOOLNATION, «GARDENA 12010-20 SlimCut pruning Loppers,» [En línea]. Available: <https://www.toolnation.com/gardena-12010-20-slimcut-pruning-loppers.html>. [Último acceso: 2022 Julio 21].
- [11] AMAZON, «Fiskars Pértiga telescópica con cuchilla Bypass,» [En línea]. Available: <https://www.amazon.es/Fiskars-Telescópica-Pequeñas-Antiaderente-10-1x7-4x230-3/dp/B075CTSCT8?th=1>.
- [12] AMAZON, «Draper 33855 - Tijeras de podar telescópicas para árboles,» [En línea]. Available: <https://www.amazon.es/Draper-33855-Tijeras-telescópicas-capacidad/dp/B00023T8Y4>. [Último acceso: 2022 Julio 21].

- [13] INEKOR, «Tijera Para Ramas Altas Mangos Tubulares 68cm Truper,» INEKOR, [En línea]. Available: <https://inekor.com/producto/tijera-para-ramas-altas-mangos-tubulares-68cm-truper-negro/>. [Último acceso: 28 11 2022].
- [14] MakeltFrom, «SAE-AISI 6150 (G61500) Chromium-Vanadium Steel,» MakeltFrom.com, [En línea]. Available: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/SAE-AISI-6150-G61500-Chromium-Vanadium-Steel>. [Último acceso: 17 Enero 2023].
- [15] R. Budynas y K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, México: McGrawHill, 2012.
- [16] L. Suárez, I. Suárez y R. Contreras, «COMPORTAMIENTO DE 3 FAMILIAS DE ACEROS INOXIDABLES ANTE SOLICITUDES TRIBOLÓGICAS DE ABRASIÓN Y EROSIÓN,» Scielo, diciembre 2001. [En línea]. Available: https://ve.scielo.org/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0255-69522001000200014. [Último acceso: 10 Enero 2023].
- [17] Gobierno del Distrito Federal, Manual Técnico para la Poda, Derribo y Transplante de Árboles y Arbustos de la Ciudad de México, Ciudad de México: Deseret , 2000.
- [18] R. Norton, Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines, Quinta ed., McGraw-Hill, 2012.
- [19] C. Riba, Diseño Maquinas, Barcelona: DETSEIB-UPC, 2002.

5. ANEXOS

ANEXO I. Casa de la calidad



ANEXO II. Ensayos de corte para ramas de árboles frutales.



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
MECÁNICA



LABORATORIO DE ANÁLISIS
DE ESFUERZOS Y VIBRACIONES

F01-PE-LAEV-01 Rev.01

INFORME TÉCNICO

LAEV – M22.084

Quito, 7 de septiembre de 2022

Solicitado por: Ph.D. Wilson Guachamin
Persona de contacto: Andrés Alarcón, Sebastián Casco, Paúl Espín
Teléfono: 0987774961
Correo: andres.alarcon@epn.edu.ec
Fecha de recepción: 05/09/2022
Fecha de ejecución: 06/09/2022

ORDEN DE TRABAJO N°: DM-OTI0305-2022

1. **MUESTRAS:** Diez (10) muestras de ramas de árboles para ensayo de corte simple.

2. GENERALIDADES E IDENTIFICACIÓN:

La siguiente descripción fue proporcionada por el cliente:

Título de la tesis: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PODADORA HIDRÁULICA MANUAL

En la tabla 1 se muestra la identificación de las muestras a ser ensayadas:

Tabla 1. Identificación de las muestras

Id. cliente	Id. LAEV
M1-M10	M22.084.01 - M22.084.10

3. CONDICIONES AMBIENTALES:

Temperatura: $19,6 \pm 0,4$ °C

Humedad relativa: $30,2 \pm 0,5$ %

4. ENSAYO DE CORTE SIMPLE

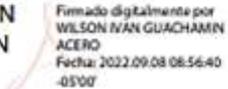
En la tabla 2 se presentan los resultados obtenidos en los ensayos de corte.

Tabla 2. Resultados del ensayo de carga a corte.

Id LAEV.	Id. Cliente	Carga máxima registrada	
		lbf	N
M22.084.01	GA01	2 784	12 382
M22.084.02	MA01	2 991	13 306
M22.084.03	CH01	916	4 072
M22.084.04	GA02	1 333	5 931
M22.084.05	GY01	1 604	7 135
M22.084.06	GY03	1 399	6 222
M22.084.07	MA02	1 395	6 205
M22.084.08	LM01	1 800	8 005
M22.084.09	GY02	807	3 591
M22.084.10	LM02	581	2 582

En el anexo se presentan fotografías de los ensayos.

Nota.- Los resultados contenidos en el presente informe corresponden únicamente a las muestras ensayadas por el Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones (LAEV). Además, los valores de fuerza que se emiten en el presente documento (y con los que se ha evaluado la conformidad) corresponden a valores corregidos en función del último certificado de calibración del equipo de fuerza y no se ha utilizado el valor de la incertidumbre

	REVISADO POR:	APROBADO POR:
Firma:	 FIRMADO DIGITALMENTE POR: JONATHAN FERNANDO CASTRO REVELO	WILSON IVAN GUACHAMIN ACERO  Firmado digitalmente por WILSON IVAN GUACHAMIN ACERO Fecha: 2022.09.08 08:56:40 -05'00'
Nombre:	Ing. Jonathan Castro, M.Sc.	Ph.D. Wilson Guachamín
Cargo:	ESPECIALISTA DE LABORATORIO	JEFE
LABORATORIO DE ANALISIS DE ESFUERZOS Y VIBRACIONES		

ANEXO



Fotografía 1. Muestras para ensayo de corte simple.



Fotografía 2. Montaje de la muestra para ensayo de corte.

ANEXO III. Ponderación y evaluación de criterios para el primer módulo del mecanismo.

Multifuncionalidad > Costo > Capacidad de Corte					
Criterio	Costo	Capacidad de Corte	Multifuncionalidad	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo		0,5	0,5	2	0,33
Capacidad de Corte	0,5		0	1,5	0,25
Multifuncionalidad	0,5	1		2,5	0,42
Suma				6	1

Evaluación del criterio de Multifuncionalidad.

Alternativa C > Alternativa A = Alternativa B					
Criterio	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0,5	0	1,5	0,25
Alternativa B	0,5		0	1,5	0,25
Alternativa C	1	1		3	0,50
Suma				6	1

Evaluación del criterio de Costo.

Alternativa A = Alternativa B > Alternativa C					
Criterio	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0,5	1	2,5	0,42
Alternativa B	0,5		1	2,5	0,42
Alternativa C	0	0		1	0,17
Suma				6	1

Evaluación del criterio de Capacidad de Corte.

Alternativa C > Alternativa A = Alternativa B					
Criterio	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0,5	0	1,5	0,25
Alternativa B	0,5		0	1,5	0,25
Alternativa C	1	1		3	0,50
Suma				6	1

ANEXO IV. Ponderación y evaluación de criterios para el segundo módulo del mecanismo

Ponderación de criterios.

Eficiencia de reposicionamiento > Costo > Mantenimiento					
Criterio	Costo	Eficiencia de reposicionamiento	Mantenimiento	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo		0,5	0,5	2	0,33
Eficiencia de reposicionamiento	0,5		1	2,5	0,42
Mantenimiento	0,5	0		1,5	0,25
Suma				6	1

Evaluación del criterio de Eficiencia de reposicionamiento.

Alternativa A = Alternativa B				
Criterio	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0,5	1,5	0,50
Alternativa B	0,5		1,5	0,50
Suma			3	1

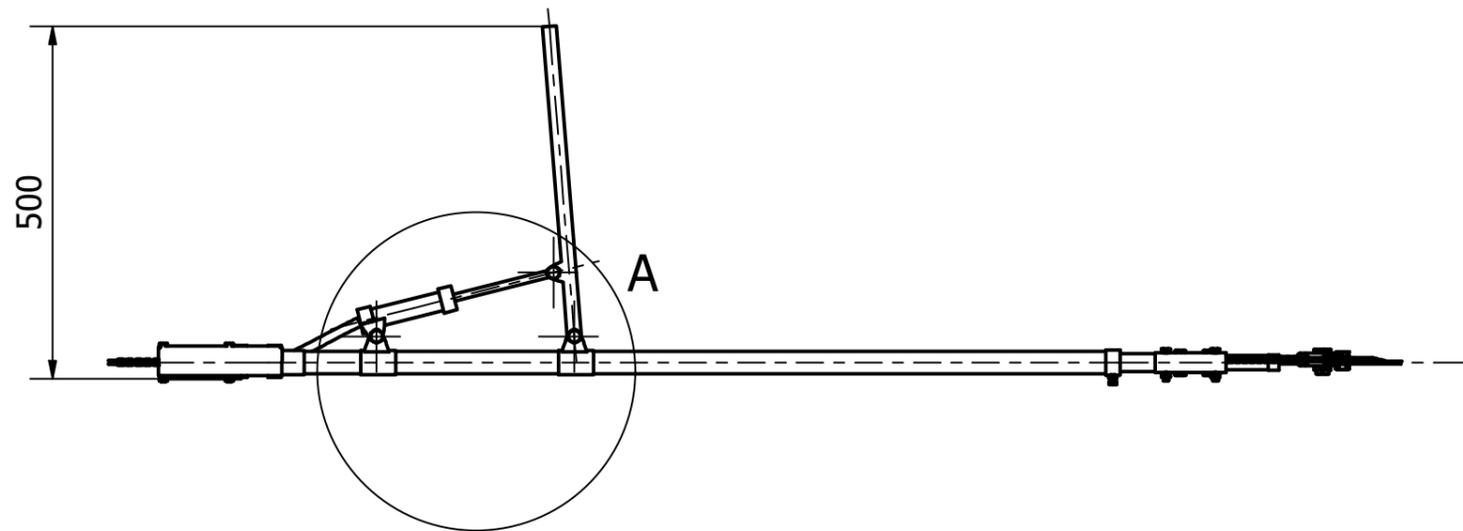
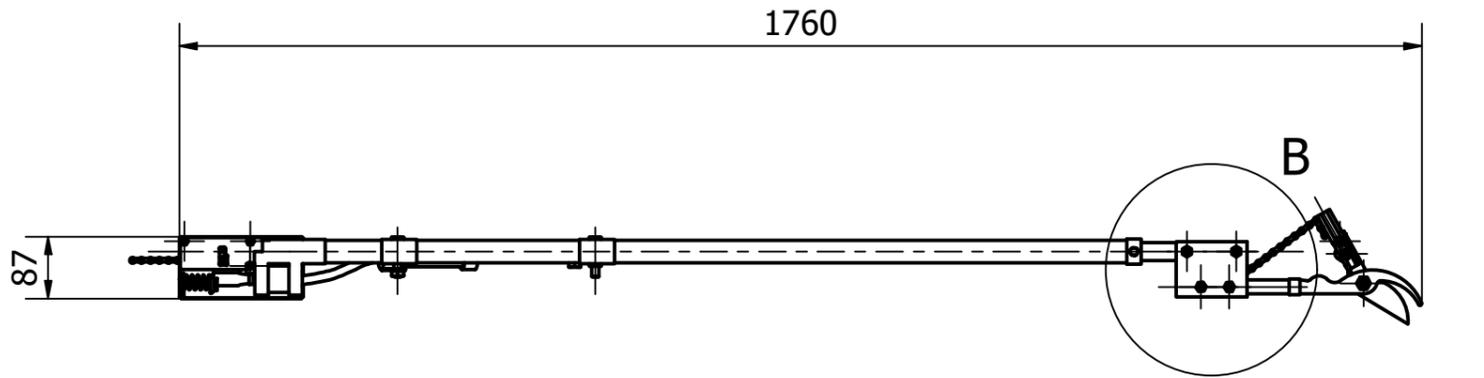
Evaluación del criterio de Costo.

Alternativa A > Alternativa B				
Criterio	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		1	2	0,67
Alternativa B	0		1	0,33
Suma			3	1

Evaluación del criterio de Mantenimiento.

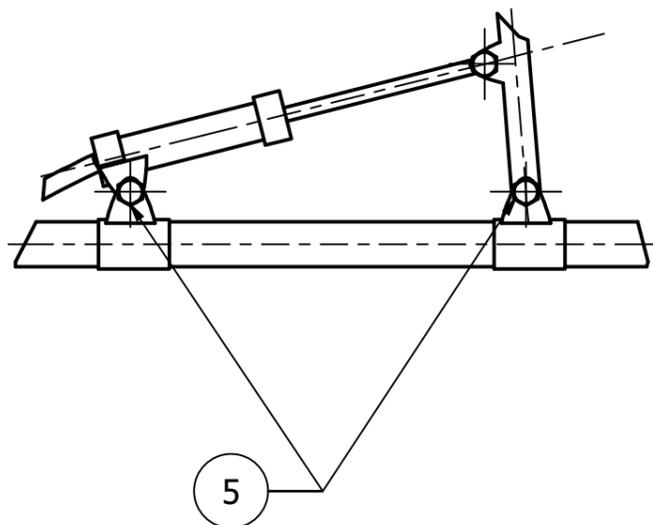
Alternativa C > Alternativa A				
Criterio	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		1	2	0,67
Alternativa B	0		1	0,33
Suma			3	1

ANEXO V. Planos

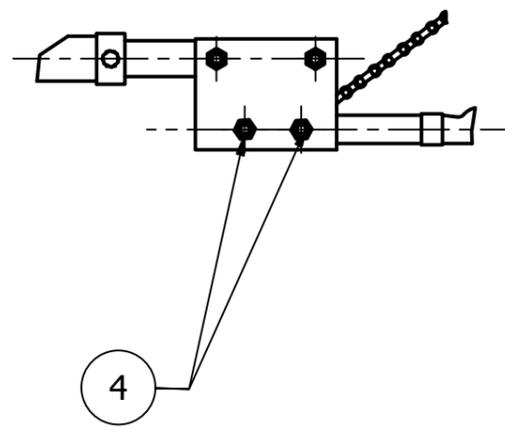


A (1:5)

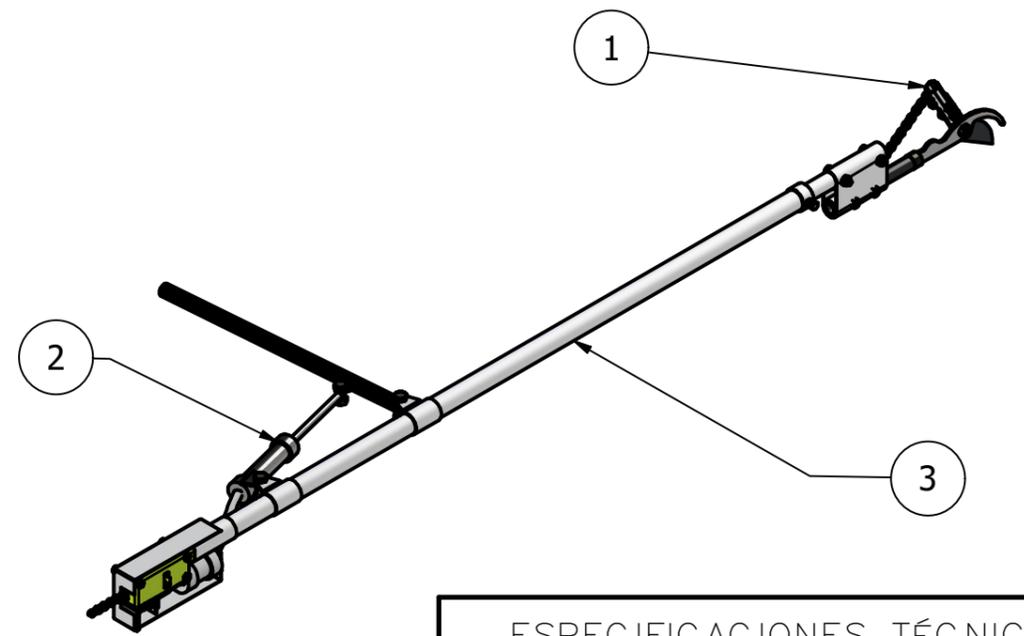
B (1:5)



5



4



ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

PESO TOTAL: 5.13 KGF
 RELACIÓN DE GANANCIA DE FUERZA: 39.6
 EXTENSIÓN MÍNIMA: 1.70 M
 EXTENSIÓN MÁXIMA: 2.5 M
 CAPACIDAD DE DIÁMETRO DE CORTE: 38 MM
 TIPO DE CUCHILLA: BYPASS
 TIPO DE CIRCUITO HIDRÁULICO: CERRADO
 TIPO DE EXTENSIÓN: MANUAL
 TIPO DE TRANSMISIÓN: POR CADENA
 CANTIDAD DE CICLOS HIDRÁULICOS POR MINUTO: 62 MÁXIMO
 CANTIDAD DE CICLOS POR CORTE: 8 MÁXIMO

ELEMENTOS NORMALIZADOS

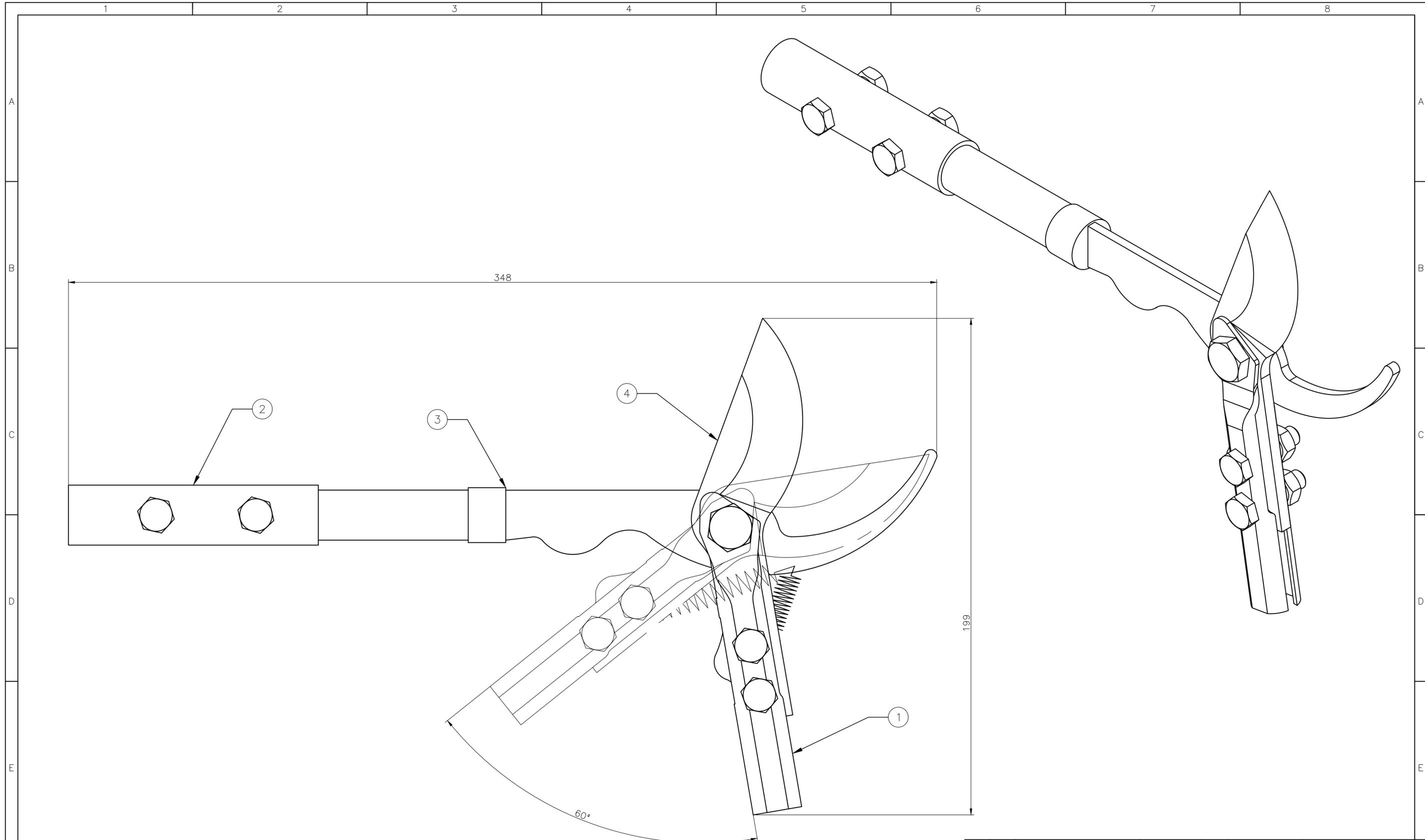
5	F-1	PERNO-TUERCA Ø10MM	INEN 1 677	2	ACERO G8.8	GRADO 8
4	F-3	PERNO-TUERCA Ø8MM	INEN 1 677	2	ACERO G8.8	GRADO 8

PLANOS DE SUBCONJUNTO

3	B-8	EXTENSIÓN Y TRANSMISIÓN	.004	1	ACERO AISI 304	Acero Inox, Pla(3D)
2	B-5	MÓDULO HIDRÁULICO	.003	1	ACERO ST37	SOLDADURA. ELEMENTOS NORMALIZADOS
1	A-7	MÓDULO DE CORTE	.002	1	ACERO	VARIOS ACEROS. SOLDADURA

N°	ZONA	DENOMINACIÓN	PLANO/NORMA	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIÓN
EPN		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA			DIB.: Alarcón, Casco, Espín DIS.: Alarcón, Casco, Espín REV.: Prof. Wilson Guachamín	
						ESCALA: 1 : 10

PERTIGA DE PODA HIDRAULICA				TIC_PH.001		FECHA: 02/24/23
----------------------------	--	--	--	------------	--	-----------------



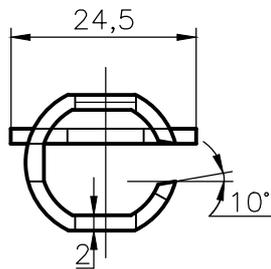
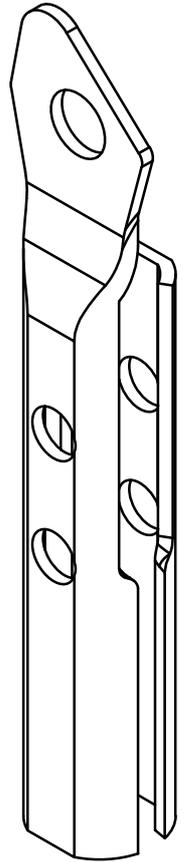
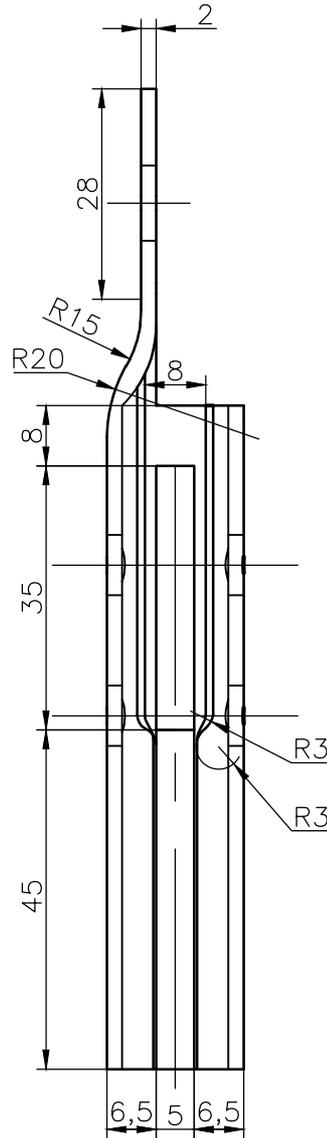
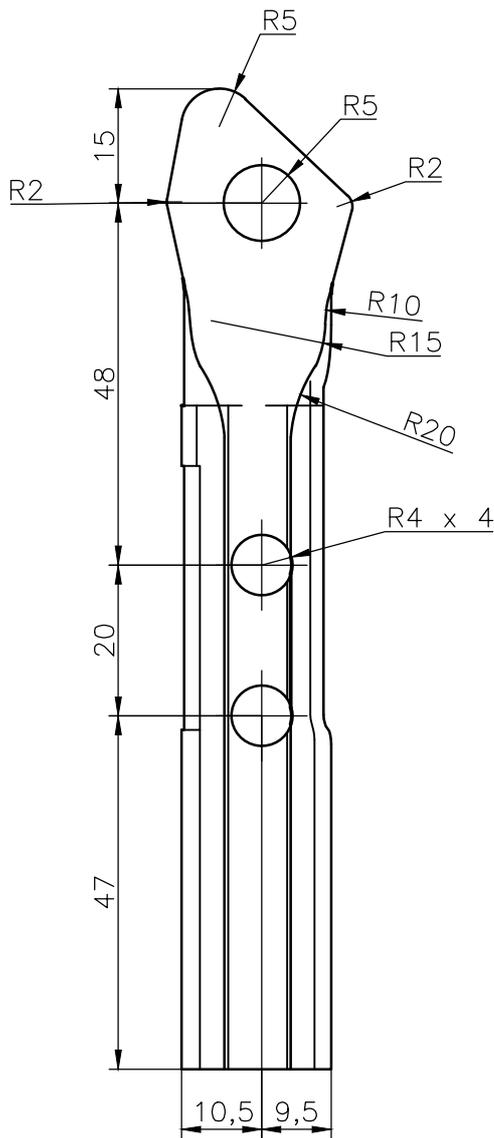
ESPECIFICACIONES:

Tijera de poda para ramas de hasta 40 [mm]
 Cuchillas tipo Bypass
 Peso total: 1500 [g]

7		Tuerca	DIN934	5	Acero Inoxidable	1 Tuerca M10 & 4 Tuercas M8
6		Perno	DIN933	5	Acero Inoxidable	1 Perno M10 & 4 Pernos M8
5		Resorte	DIN2097	1	Acero Inoxidable	
4	B5	Hoja		1	Acero	
3	C3	Contrahoja	203	1	Acero	
2	C1	Acople	202	1	Acero Inoxidable	
1	D5	Portaherramientas	201	1	Acero Cr-V	
N°	ZONA	DENOMINACIÓN	PLANO Y/O NORMA	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIÓN

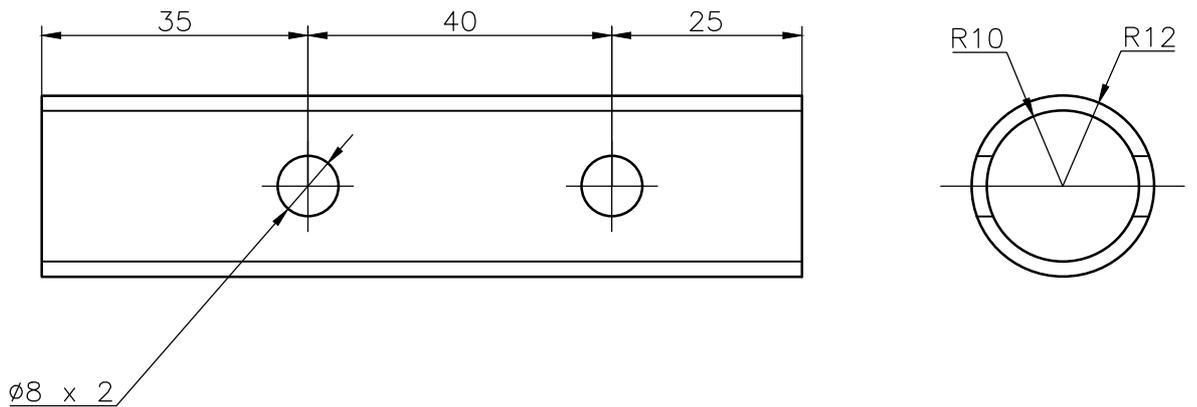
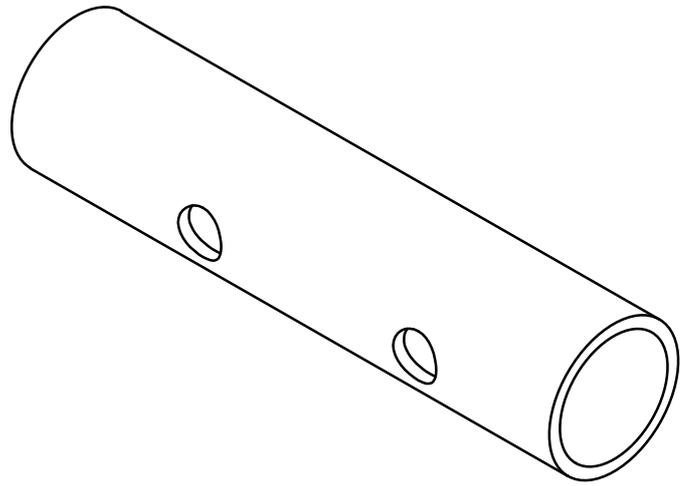
EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	DIB.:	Casco Sebastián	ESCALA:	1:1
		DIS.:	Casco Sebastián		
		REV.:	Ing. Wilson Guachamin		

MECANISMO DE CORTE	TIC-PH.002	FECHA:	12/15/22
--------------------	------------	--------	----------



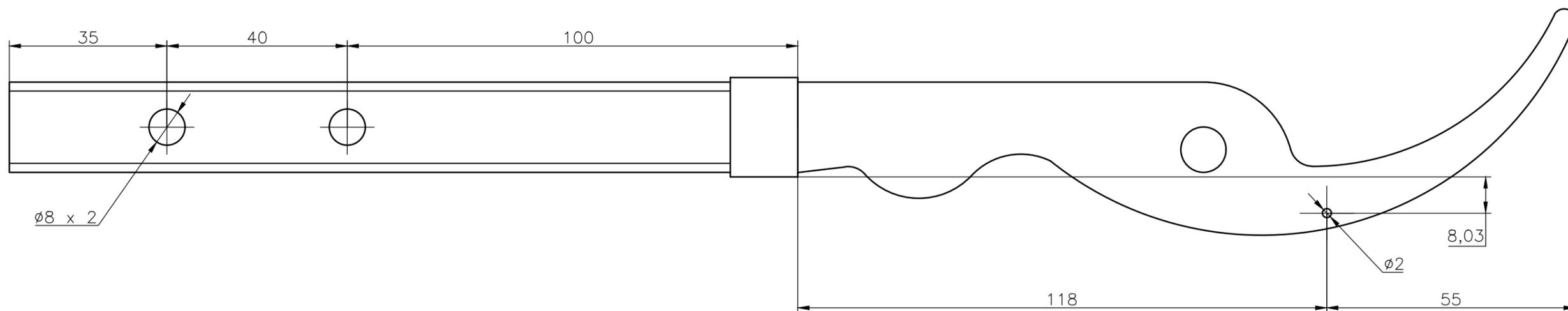
NOTAS:
Eliminar aristas vivas

TRAT. TÉRMICO:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
RECUBRIMIENTO:	Ninguno		DIB. :	Sebastián Casco	
MATERIAL:	Acero Cr-V	TOL. GRAL.: N.A.	ESCALA:	DIS. :	Sebastián Casco
			1:1	REV. :	Ing. Wilson Guachamin
PORTAHERRAMIENTAS		TIC-PH.201		FECHA: 12-15-22	



NOTAS:
 Eliminar aristas vivas

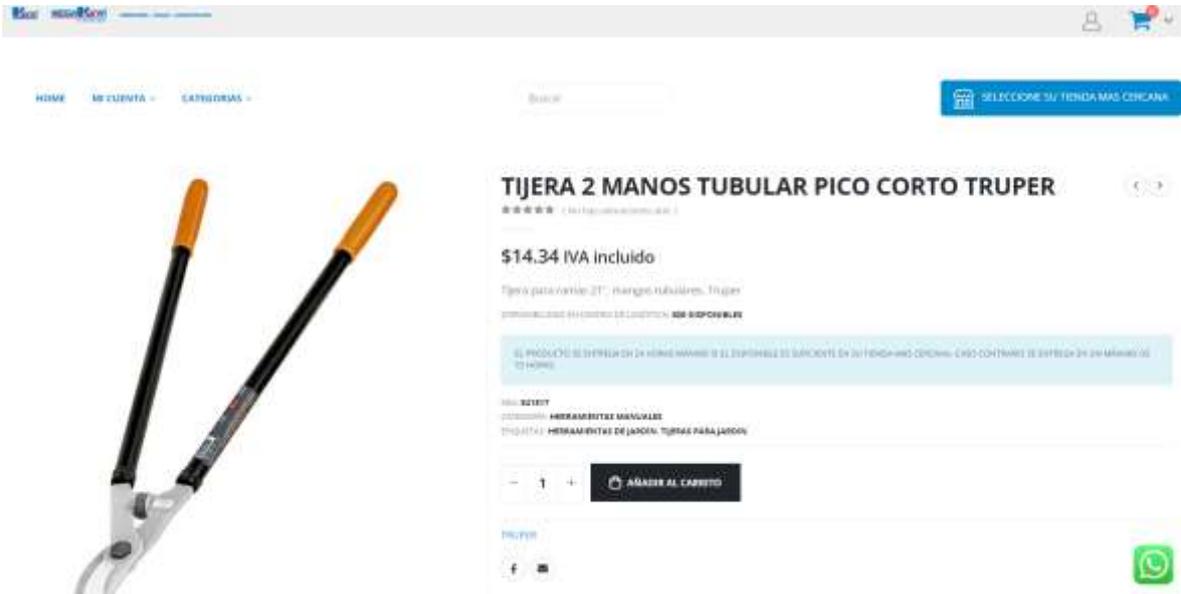
TRAT. TÉRMICO:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
RECUBRIMIENTO:	Ninguno		DIB. :	Sebastián Casco
MATERIAL: Acero inoxidable	TOL. GRAL.: N.A.	ESCALA: 1:1	DIS. :	Sebastián Casco
			REV. :	Ing. Wilson Guachamin
ACOPLE		TIC-PH.202		FECHA: 12-15-22



NOTAS:
Eliminar aristas vivas

TRAT. TÉRMICO:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
RECUBRIMIENTO:	Ninguno		DIB. :	Sebastián Casco	
MATERIAL:	Ninguno	TOL. GRAL.: N.A.	ESCALA:	DIS. :	Sebastián Casco
			1:1	REV. :	Ing. Wilson Guachamin
			MOD. CONTRAHOJA		TIC-PH.203

ANEXO VI. Evidencias de costos



TIJERA 2 MANOS TUBULAR PICO CORTO TRUPER

★★★★★ (1) Opinión de comprador

\$14.34 IVA incluido

Tijera para cortar 27" mangos tubulares. Tijera

Disponibilidad en centros de logística: **NO DISPONIBLE**

EL PRODUCTO SE ENTREGA EN 24 HORAS MÁS O MENOS O SI NO ESTÁ EN SU TIENDA MÁS CERCANA, CADA CENTRO DE ENTREGA EN 24 HORAS O MÁS.

MARCA: TRUPER

CATEGORÍA: HERRAMIENTAS MANUALES

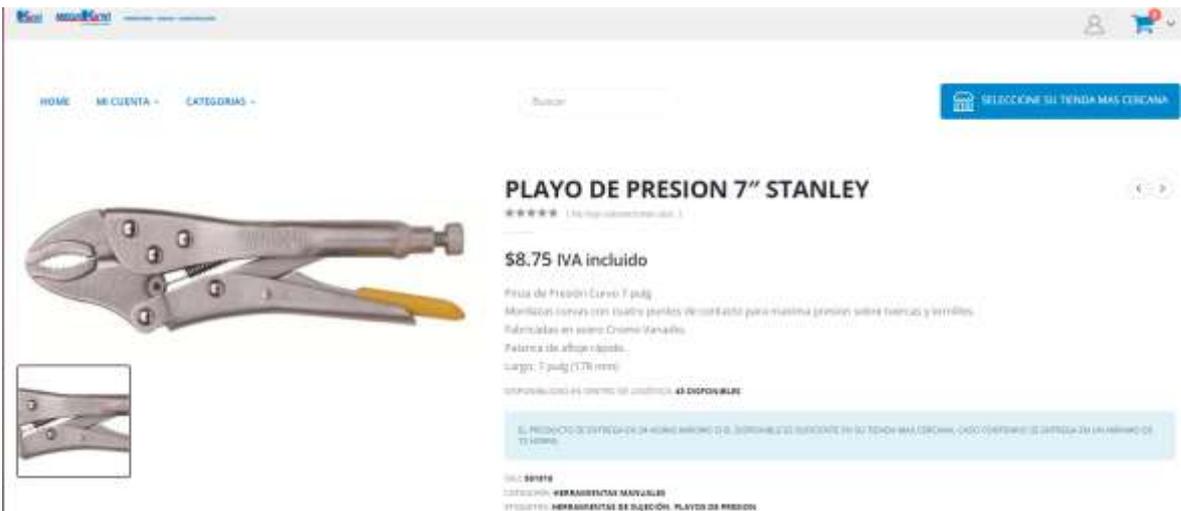
PRODUCTOS: HERRAMIENTAS DE JARDIN, TIJERAS PARA JARDIN

- 1 + **AÑADIR AL CARRITO**

TIJERAS

f

WhatsApp icon



PLAYO DE PRESION 7" STANLEY

★★★★★ (1) Opinión de comprador

\$8.75 IVA incluido

Pinza de Presión Extra 7 pulg

Mandiblas curvas con cuatro puntos de contacto para máxima presión sobre tuercas y tornillos.

Reforzadas en acero Cromo Vanadio.

Patente de diseño rápido.

Largo: 7 pulg (178 mm)

Disponibilidad en centros de logística: **NO DISPONIBLE**

EL PRODUCTO SE ENTREGA EN 24 HORAS MÁS O MENOS O SI NO ESTÁ EN SU TIENDA MÁS CERCANA, CADA CENTRO DE ENTREGA EN 24 HORAS O MÁS.

MARCA: STANLEY

CATEGORÍA: HERRAMIENTAS MANUALES

PRODUCTOS: HERRAMIENTAS DE SUJECIÓN, PLAYOS DE PRESION

ANEXO VII. Protocolo de pruebas

PROTOCOLO DE PRUEBAS

MAQUINA:	PODADORA HIDRÁULICA MANUAL	FECHA:	18/02/2023
ESTUDIANTE:	Alarcón Andrés	PROFESOR:	Ing. Wilson Guachamin
	Casco Sebastián	HORA INICIAL	8H 00MIN
	Espín Leandro	HORA FINAL	9H 00MIN

LISTA DE VERIFICACIÓN DE ESTADO DE LA MÁQUINA ANTES DEL INICIO DE PRUEBAS		
ASPECTO DE INSPECCIÓN	CHEQUEO	OBSERVACIÓN
Verificación de las cuchillas	✓	N/A
Verificación del resorte de restitución de las cuchillas	✓	N/A
Verificación del portaherramientas-actuador	✓	N/A
Verificación de la posición de la cadena	✓	N/A
Verificación del peso del mecanismo de corte	✓	0,665 [kgf]
Verificación del mecanismo de extensión	✓	N/A
Verificación del peso del mecanismo de extensión	✓	2,223[kgf]
Verificación de aceite del mecanismo hidráulico	✓	N/A
Verificación de la palanca de accionamiento del hidráulico	✓	N/A
Verificación del peso del mecanismo hidráulico	✓	3,017[kgf]
Verificación de la caja de transmisión	✓	N/A
Verificación del resorte de restitución del pistón actuador	✓	N/A
Verificación de la carrera de los pistones	✓	

PRE-FUNCIONAMIENTO		
ASPECTO DE INSPECCIÓN	PARÁMETRO	OBSERVACIÓN
Verificar del movimiento de las partes de la máquina previo al corte	✓	Cierre de las cuchillas en su máxima apertura en 8 carreras.
Verificación de la restitución de las partes para un nuevo corte	✓	N/A

FUNCIONAMIENTO (MÁQUINA EN OPERACIÓN) PARA EL CORTE DE RAMAS		
ASPECTO DE INSPECCIÓN	PARÁMETRO	OBSERVACIÓN
Corte de Rama 1	D = 1 [cm]	Ejecución del corte en 2 carreras
Corte de Rama 2	D = 2 [cm]	Ejecución del corte en 4 carreras
Corte de Rama 3	D = 3-4 [cm]	Ejecución del corte en 6 carreras, desgarre de la rama por su propio peso.
Corte de Rama 4 con la pértiga extendida al máximo	D = 2 [cm]	Ejecución del corte en 4 carreras
Fotografías de resultado de los cortes	✓	Para verificación de la calidad de corte de la maquina
D = diámetro promedio de la rama		