

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO HIDRÁULICO DE
UNA PODADORA HIDRÁULICA MANUAL PARA ARBOLES
FRUTALES**

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

ANDRÉS SEBASTIÁN ALARCÓN CHÁVEZ

DIRECTOR: WILSON IVÁN GUACHAMÍN ACERO

DMQ, marzo 2023

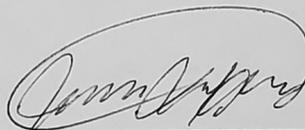
CERTIFICACIONES

Yo, Andrés Sebastián Alarcón Chávez 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.



ANDRÉS SEBASTIÁN ALARCÓN CHÁVEZ

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por Andrés Sebastián Alarcón Chávez, bajo mi supervisión.



WILSON IVÁN GUACHAMÍN ACERO

Certificamos que revisamos el presente trabajo de integración curricular.

ING. EDGAR SARMIENTO
REVISOR1 DEL TRABAJO DE
INTEGRACIÓN CURRICULAR

DR. CARLOS SUNTAXI
REVISOR2 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.

ANDRÉS SEBASTIÁN ALARCÓN CHÁVEZ

WILSON IVÁN GUACHAMÍN ACERO

DEDICATORIA

A mis padres por acompañarme durante esta historia de 5 años, no soltarme y no dejar que suelte mi sueño.

A mis hermanas por estar conmigo, por disfrutar de mi historia y ayudarme a ser alguien que pueda servir de ejemplo.

A mí, por tanta paciencia.

Finalmente, a todos los que forman parte de lo que soy hasta ahora.

Andrés

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi padre, por recordarme siempre que esta aventura ha sido una carrera de resistencia, por confiar en mí, y recordarme que aún cuando tenga errores, no tengo fracaso. Esa confianza ha hecho que esto sea posible.

A mi madre, por consolarme en las noches más frías de mi carrera, y no dejar que suelte esto aún en los momentos más duros. Ese amor cálido me ha acompañado hasta aquí, y ha hecho esto posible.

Agradezco a mis hermanas, porque ha sido divertido ver como cada uno de nosotros ha estado dando tumbos en distintos puntos de nuestra vida, y no soltarme a pesar de tener sus propios asuntos irresueltos. Esa alegría me ha hecho continuar feliz, y ha hecho esto posible.

A mis amigos del Colegio, por enseñarme lo que es la convicción, y haberme acompañado mi carrera universitaria. Gracias a mis amigos, Los Crucetas, por haber puesto mis problemas en pausa para agarrar fuerza.

A mis amigos de la Universidad: Los mecaniamigos, el tridente, y los malcriaditos, por haber hecho de estos 5 años una aventura, y por haberme dado alegrías y risas, especialmente a ti cafesito; los llevo conmigo, pese a tanto. A mi eterno amor, gracias por haberme acompañado durante tantos semestres, reunido conmigo tantas historias, y no haber soltado mi mano aún en mis más grandes desaires. Te amo muchísimo, y estoy agradecido contigo y con la vida que me han permitido cumplir esta promesa.

A mis compañeros de TIC, Sebastián y Paúl, por toda esta aventura. A ustedes les debo uno de mis más grandes logros, y es un orgullo para mi poder decir que al final de esta aventura, hemos estado los 3 parados frente al cañón, airosos, por el apoyo del otro.

Finalmente, quiero agradecer a la suerte, que me ha rodeado de tantas buenas historias, con gente que ha valido cada instante y sacrificio que haya tenido que hacer.

ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN	X
ABSTRACT	XI
1. DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DESARROLLADO	1
1.1 Objetivo general	2
1.2 Objetivos específicos	2
1.3 Alcance	3
1.4 Marco teórico	3
3.1.1 Benchmarking.....	3
Podadora hidráulica unitec cs:	3
Podadora hidráulica kobbeco	4
Tijera de poda stanley pr41	5
Tijera de poda hidráulica juansa	5
3.1.2 Viscosidad.....	6
3.1.3 Transmisión de la fuerza.....	8
3.1.4 Sistemas hidráulicos	10
Elementos de circuitos hidráulicos	11
SELECCIÓN DE FLUIDO HIDRÁULICO.....	12
2. Metodología.....	14
2.1. Casa de la calidad.....	14
2.1.1. Voz del usuario	14
2.1.2. Voz del ingeniero	15
2.2. Especificaciones técnicas	15
2.3. Análisis funcional	16
2.4. Definición de módulos	17
2.5. Soluciones de los módulos.....	17
Módulo 1: Accionamiento	17
Módulo 2: Ganancia de fuerza	19
Módulo 3: Restitución	23
2.5.1. Resultados	24
2.6. Solución virtual.....	24
2.7. Diseño de los componentes	25
2.7.1. Módulo 1: Accionamiento	26

FACTOR DE SEGURIDAD DE PALANCA	26
Diseño de junta palanca – pértiga	32
2.7.2. Módulo 2: Ganancia de fuerza.....	33
Diámetros de cilindros hidráulicos	33
Carreras de cilindros hidráulicos	34
Espesor de paredes	35
Selección de elementos normalizados	35
Elemento de arrastre.....	36
2.7.3. Módulo 3: Reposicionamiento.....	39
2.8. Costos de fabricación.....	41
3. PRUEBAS, RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	43
3.1. Pruebas	43
3.1.1. Verificación del dimensionamiento	43
3.1.2. Acople de los módulos.....	43
3.1.3. Protocolo de Pruebas	46
Mecanismo hidráulico previo a ensamble general	46
Mecanismo hidráulico ensamblado con los otros dos módulos.....	46
Mecanismo hidráulico durante accionamiento	46
3.2. Resultados	47
3.2.1. Mecanismo hidráulico previo a ensamble general	47
3.2.2. Mecanismo hidráulico ensamblado con los otros dos módulos	48
3.2.3. Mecanismo hidráulico durante accionamiento	48
3.3. Conclusiones	50
3.4. Recomendaciones	51
4. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	53
5. ANEXOS	55
ANEXO I. CASA DE LA CALIDAD	55
ANEXO II. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS PONDERADAS PARA EL MÓDULO DE ACCIONAMIENTO	56
ANEXO III. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS PONDERADAS PARA EL MÓDULO DE GANANCIA DE FUERZA.....	57
ANEXO IV. EVIDENCIA DE COSTOS.....	59
ANEXO V. PROTOCOLO DE PRUEBAS	60
ANEXO VI. PLANOS DE TALLER Y SUBCONJUNTO	62

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Pértiga de poda hidráulica UNITEC CS Fuente: [1].....	4
Figura 2. TIJERA DE PODA KOBBEKO FUENTE: [2]	4
Figura 3. TIJERA DE PODA STANLEY PR41 Fuente: [3]	5
Figura 4. Tijera de poda hidráulica JUANSA FUENTE: [4].....	6
Figura 5. Fluido en flujo laminar entre dos placas. Fuente: [5]	7
Figura 6. Configuración sistema hidráulico cerrado tipo U Fuente: [5].....	9
Figura 7. Circuito abierto simplificado Fuente: [7].....	10
Figura 8. Válvula de control (panel izquierdo) y válvula check (panel derecho) Fuente: [8]	11
Figura 9. Cilindro actuador de simple (panel superior) y doble efecto (panel inferior) Fuente: [8]	12
Figura 10. Gráfica TOW Fuente: [9].....	13
Figura 11. Análisis funcional: Nivel 0. Fuente: Propia	16
Figura 12. Análisis funcional: Nivel 1.....	16
Figura 13. Módulos del mecanismo hidráulico.....	17
Figura 14. Mecanismo de palanca con brazo anclado.....	18
Figura 15. Mecanismo de manubrio	18
Figura 16. Mecanismo de bombeo tipo corredera.....	18
Figura 17. Cilindro hidráulico de simple efecto	20
Figura 18. Cilindro hidráulico de doble efecto	20
Figura 19. Manguera hidráulica con adaptación de conexión roscada	21
Figura 20. Tubería de cobre	21
Figura 21. Válvula de control check unidireccional	22
Figura 22. Solución virtual de alternativas seleccionadas. Fuente: Propia.....	25
Figura 23. Diagrama de cuerpo libre de la palanca. Fuente: Propia.....	27
Figura 24. Diagrama de cortante [N] de la palanca. Fuente: Propia.....	27
Figura 25. Diagrama de momentos en X de la palanca. Fuente: Propia.....	28
Figura 26. Propiedades de la sección circular. Fuente: Propia	29
Figura 27. Diagrama de fuerzas axiales [N] en el eje Y Fuente: Propia.....	30
Figura 28. Diagrama de esfuerzo a lo largo del ciclo hidráulico Fuente: Propia.....	32
Figura 29. Elemento de arrastre de cadena Fuente: Propia.....	36
Figura 30. Elemento de arrastre Fuente: Propia	37
Figura 31. Diagrama de cortante y Flecto en el elemento. Fuente: Propia.....	38
Figura 32. Análisis de la sección crítica a tracción Fuente: Propia	38
Figura 33. Circuito hidráulico unido Fuente: Propia.....	44
Figura 34. Circuito hidráulico unido a palanca de accionamiento Fuente: Propia	44
Figura 35. Palanca de accionamiento unido al módulo de extensión Fuente: Propia.....	45
Figura 36. Unión del cilindro actuador a la caja de transmisión y base de la pértiga Fuente: Propia	45
Figura 37. Unión del mecanismo de arrastre al mecanismo de transmisión y fijación del resorte de restitución Fuente: Propia.....	45
Figura 38. Unión de los tres módulos Fuente: Propia	46
Figura 39. Módulo hidráulico total pesado Fuente: Propia.....	47
Figura 40. Rama de 1 [cm] de diámetro con corte limpio Fuente: Propia.....	49

Figura 41. Rama de 2 [cm] de diámetro con corte limpio Fuente: Propia.....	49
Figura 42. Rama de 4 [cm] con desgarre Fuente: Propia	50

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Características técnicas promedio	6
Tabla 2. Especificaciones Técnicas	15
Tabla 3. Caracterización de alternativas de accionamiento	18
Tabla 4. Alternativas del módulo de accionamiento	19
Tabla 5. Selección de alternativa del módulo de accionamiento	19
Tabla 6. Caracterización de alternativas de mecanismos de empuje	20
Tabla 7. Caracterización de alternativas de mecanismos de transporte	21
Tabla 8. Caracterización de alternativas de mecanismos de control	22
Tabla 9. Alternativas del módulo de ganancia de fuerza	22
Tabla 10. Selección de alternativa del módulo de ganancia de fuerza	23
Tabla 11. Alternativas seleccionadas para la solución virtual	25
Tabla 12. Modificadores de Marin escogidos.....	31
Tabla 13. Requerimientos iniciales del diseño del circuito hidráulico	33
Tabla 14. Parámetros de cilindros hidráulicos estandarizados	35
Tabla 15. Especificaciones geométricas del resorte del módulo de restitución	40
Tabla 16. Costos de materia prima	41
Tabla 17. Costos de fabricación	41
Tabla 18. Costos totales del módulo hidráulico	42
Tabla 19. Comparación de dimensionamiento de elementos críticos	43
Tabla 20. Carreras máximas de cilindros hidráulicos	47
Tabla 21. Evaluación de ciclos por minuto del módulo hidráulico	48

RESUMEN

El presente Trabajo de Integración Curricular corresponde al módulo hidráulico, uno de tres módulos pertinentes al “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PÉRTIGA DE PODA HIDRÁULICA MANUAL PARA ARBOLES FRUTALES”. El escrito parte de una investigación bibliográfica sobre los modelos de pértigas de poda hidráulicas existentes en el mercado nacional e internacional, para obtener una base que permita definir los requerimientos técnicos necesarios para el posterior diseño del módulo hidráulico. Los requerimientos determinan un peso máximo del módulo hidráulico de 2.5 [kgf], capaz de producir una fuerza de salida de 340 [kgf] partiendo de una fuerza de entrada de 27.5 [kgf]; además, debe tener un mínimo de 50 ciclos hidráulicos completos por minuto. El módulo hidráulico está compuesto por una palanca de accionamiento, un cilindro hidráulico de bombeo y un cilindro actuador, sellos, acoples, una manguera hidráulica y un resorte de restitución. En base a los requerimientos se dimensionan los componentes y en base a estas dimensiones mínimas se buscan proveedores nacionales para elementos normalizados y se realizan los planos de taller para los elementos que deban ser manufacturados; se realizan de igual manera planos de subconjunto y conjunto del ensamble general de los tres módulos ensamblados. Con el módulo hidráulico construido se procede al ensamblaje general de los tres módulos (módulo de corte y módulo de extensión y transmisión) para la evaluación acorde con el protocolo de pruebas establecido, y comprobar los requisitos técnicos de peso, ganancia de fuerza y cantidad de ciclos.

PALABRAS CLAVE: módulo, hidráulico, ganancia, ciclo, extensión, transmisión, corte.

ABSTRACT

This Work develops a hydraulic module, one of the three modules of the project “DESIGN AND CONSTRUCTION OF A MANUAL HYDRAULIC PRUNING MACHINE FOR FRUIT TREES”. This work initiates with a bibliographical investigation about the models of hydraulics pruning branches from the national and international market. This is necessary to obtain a starting point to define technical requirements which is important to the design of the hydraulic module. The technical requirements are a maximum weight of 2.5 [kgf], capability to give an output strength of 340 [kgf] starting from an input strength of 27.5 [kgf] and it should provide a minimum of 50 complete hydraulic cycles per minute. The hydraulic module is composed of a drive crowbar, a hydraulic pumping cylinder, a hydraulic actuator cylinder, seals, couplings, a hydraulic pipe, and a restitution spring. Taking these requirements into account, the components are sized, and with these minimum dimensions the normalized elements are selected, and workshop plans are made to those elements which need to be manufactured; Next, detail drawings of the module and a general assembly drawing using the three modules are provided. For the hydraulic module already built, we proceed to assemble the three modules (the shear module and the extension and transmission module) to conduct a test protocol established and tune the mechanism.

KEYWORDS: module, hydraulic, gain, cycle, telescopic, transmission, shear, pruning machine.

1. DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DESARROLLADO

El Ecuador basa, por su geografía y desarrollo, a la agricultura como uno de los pilares más sólidos en la economía del territorio. Dicho sector económico, pese al alto desarrollo industrial existente en el tema, mantiene una participación humana considerable en el campo práctico concerniente al cuidado, mantenimiento, control de calidad y procesos productivos. Adicionalmente, Ecuador es un país con poco presupuesto destinado a la industrialización de los campos agrícolas, por lo que varios procesos se siguen haciendo de manera convencional, en grandes cantidades.

La participación humana dentro de los procesos productivos de la agricultura contempla varios aspectos importantes y necesarios para la obtención de productos finales. Para consideraciones del presente proyecto se analiza el proceso de mantenimiento de árboles frutales, particularmente el proceso de poda necesario para mantener los límites del árbol y manejar sus productos.

El proceso de poda, para árboles de altura considerable (2 metros) es llevada a cabo de manera manual, mediante el uso de pértigas de poda con distintos accionamientos. Para abastecer la producción necesaria, se tiene que llevar a cabo un proceso de poda diario y en grandes cantidades. Este proceso, al ser repetitivo y por largos períodos de tiempo, llegan a causar complicaciones a los operarios, tales como: ampollas, sangrado, daño muscular, lesiones temporales y permanentes.

Frente a esta problemática de salud, se han propuesto distintas soluciones en el mercado, para facilitar, mejorar y complementar el trabajo del operario durante el proceso de poda. Estas soluciones abarcan desde pértigas de poda con extensores, hasta una automatización electrónica del corte para evitar el uso de fuerza manual. Sin embargo, estas soluciones presentan costos elevados, de modo que no pueden ser consideradas como una alternativa por los campesinos y agricultores nacionales.

El presente proyecto se justifica en la intención de brindar una alternativa económica al proceso de poda basado en pértigas que permita un proceso más rápido y eficiente, de manera que se reduzcan lesiones y complicaciones de salud de los operarios.

Para el diseño de una pértiga de poda hidráulica manual se consideran 3 módulos generales que definen el comportamiento de la máquina: Sistema hidráulico, Sistema de extensión y transmisión, y sistema mecánico de corte. Dentro del sistema hidráulico se estipula una disminución de esfuerzo y una transmisión de potencia lo más eficaz posible,

además de una reducción del peso que debe soportar el operario durante la realización de actividades de poda.

Para el desarrollo del diseño del mecanismo hidráulico de la pértiga de poda se consideran módulos pertinentes con la transmisión de potencia, involucrando posibles soluciones como pistones, émbolos o actuadores tanto rotativos como lineales; este módulo se encarga del movimiento del fluido hidráulico. Otro módulo considera la vía por la que el fluido hará su recorrido, considerando tuberías pvc, de gas, etc. Otro módulo corresponde al elemento de restitución del fluido hidráulico, definiéndose entre soluciones como resortes internos o externos.

El diseño hidráulico de la pértiga de poda basa el dimensionamiento de los elementos obtenidos de la solución virtual en base a manuales de selección de materiales y esfuerzos soportados causados por el fluido y las uniones que puedan darse, considerando los parámetros hidráulicos en la teoría desarrollada de la mecánica de fluidos.

Los planos de conjunto y subconjunto obtenidos a partir del dimensionamiento de los elementos críticos de la pértiga de poda se construyen en base a manuales de dibujo mecánico estandarizados para el Ecuador, y con las especificaciones mecánicas deseadas (Acabados superficiales, tolerancias geométricas) además de las dimensiones y sus tolerancias.

El desarrollo y diseño del mecanismo hidráulico define el fluido necesario, sus especificaciones técnicas y los términos necesarios para un correcto funcionamiento. Así, se definen directrices para el mantenimiento del fluido y del apartado hidráulico en general en base al fluido utilizado, involucrando al operario en la conservación de la herramienta.

1.1 Objetivo general

DISEÑAR Y CONSTRUIR EL MECANISMO HIDRÁULICO DE UNA PÉRTIGA DE PODA HIDRÁULICA MANUAL PARA ARBOLES FRUTALES QUE PERMITAN LA TRANSMISIÓN DE FUERZA EFICAZMENTE.

1.2 Objetivos específicos

1. Definir los módulos de acción del mecanismo hidráulico de la pértiga de poda.
2. Definir la solución virtual para cada módulo de acción del mecanismo hidráulico de la pértiga de poda.
3. Definir la solución virtual general para el mecanismo hidráulico.
4. Dimensionar los elementos del mecanismo hidráulico.

5. Verificar la competencia a nivel nacional de los costos de fabricación para el mecanismo hidráulico.
6. Realizar los planos de conjunto y subconjunto del mecanismo hidráulico de la pértiga de poda.

1.3 Alcance

El presente componente aborda la definición de los distintos módulos que se involucran en el accionamiento del mecanismo hidráulico para la pértiga de poda. Definidos estos mecanismos, se estipula para cada uno de ellos las alternativas posibles basadas en el benchmarking de pértigas de poda existentes en el mercado agrícola.

Se propondrán las soluciones virtuales para cada módulo definido y la solución virtual general en base a las mejores condiciones de operación, dando importancia a la comodidad de uso, precio y el aumento en la potencia.

Se dimensionará los elementos necesarios dentro del mecanismo hidráulico de manera que se soporten los esfuerzos producidos durante el incremento de la potencia, intentando disminuir los costos en mayor medida posible. El dimensionamiento está ligado a la disponibilidad de elementos normalizados en el mercado ecuatoriano y a la disponibilidad de manufactura nacional.

Se realizarán los planos de conjunto y subconjunto del mecanismo hidráulico con el listado de piezas.

1.4 Marco teórico

1.1.1 Benchmarking

Para conocer las especificaciones técnicas deseables en un contexto agrícola, se definen cuatro diferentes modelos de podadoras hidráulicas, denotando el peso que tiene cada una, largo total, el caudal del fluido hidráulico en litros por minuto (LPM), su capacidad de corte, el tipo de conexión hidráulica, el diámetro de manguera hidráulica, y el costo aproximado en el mercado ecuatoriano.

Podadora hidráulica unitec cs:

En la figura 1 se presenta la podadora hidráulica UNITEC CS. Es una herramienta industrial para la poda de árboles frutales con un largo total de 1.9 o 2.2 metros en sus dos presentaciones, con empuñadura de pistola, un peso de 2.5 kgf que debería soportar el operario debido al material de aluminio.



Figura 1. Pértiga de poda hidráulica UNITEC CS
Fuente: [1]

El sistema hidráulico del mecanismo se presenta de manera que se puedan cortar ramas de hasta 2 pulgadas, con un flujo de aceite que varía de 4 a 8 LPM, a una presión de 2000 psi en un circuito abierto o cerrado para comodidad del uso del operario y de fácil cambio. La conexión de la manguera es de 3/8 de pulgada. El costo del mecanismo hidráulico se avalúa en \$120 aproximadamente.

Podadora hidráulica kobbeco

En la figura 2 se presenta la podadora hidráulica KOBBEKO, es una herramienta industrial utilizada en el proceso de poda de árboles, que alcanza una longitud máxima de 2.15 m, alcanzando un peso de 5.4 kgf que deben ser soportados por el operario por el material de fibra de vidrio.



Figura 2. TIJERA DE PODA KOBBEKO
FUENTE: [2]

El mecanismo permite cortar ramas de hasta 50 milímetros de diámetro dado su sistema hidráulico, con un caudal de 4 a 6 LPM. El mecanismo hidráulico también puede ser de circuito abierto o cerrado para conveniencia del operario. El mecanismo hidráulico se avalúa en \$40 aproximadamente.

Tijera de poda stanley pr41

En la figura 3 se presenta el modelo de poda STANLEY PR41, que sirve para el proceso de poda de árboles frutales con una longitud total de 2.13 m, que permite alcanzar ramas altas. Con sus dimensiones, llega a tener un peso total de 5.2 kgf que deben ser soportados por el operario durante el proceso. El material es fibra de vidrio.



Figura 3. TIJERA DE PODA STANLEY PR41
Fuente: [3]

El sistema hidráulico del mecanismo es un circuito cerrado o abierto dependiendo del modelo exacto que se prefiera, ambos pudiendo cortar ramas hasta 2.25 pulgadas de diámetro, por su caudal de 3 a 9 LPM. El mecanismo hidráulico se avalúa en \$45 aproximadamente.

Tijera de poda hidráulica juansa

En la figura 4 se presenta la tijera de poda hidráulica JUANSA. Maneja una longitud adaptable, aunque es corta frente a otras tijeras al no tener ningún mecanismo de extensión que permita a las tijeras llegar a mayores alturas. Permite cortar ramas de hasta 100 mm de diámetro. El peso del mecanismo es de 8 kgf, por una varilla que se fija al suelo y de esta manera evita al usuario soportar algún peso.



Figura 4. Tijera de poda hidráulica JUANSA
FUENTE: [4]

El sistema hidráulico del mecanismo funciona bajo el accionamiento de un cilindro con retorno al tractor, guiado por electroválvulas. Pese a esto, no se especifica un caudal de fluido. El costo del mecanismo hidráulico se avalúa en \$70 aproximadamente.

En base a los modelos definidos, se presenta la Tabla 1, resumiendo las características técnicas en promedio y deseables para una pértiga de poda, que sirve de base para definir los parámetros del mecanismo hidráulico.

Tabla 1. Características técnicas promedio

Parámetro	Valor en promedio
Peso [kgf]	4,37
Tipo de circuito	Cerrado o Abierto
Diámetro de rama [plg]	2,5
Costo [\$]	Menor a 70
Caudal [LPM]	3,5 a 7

1.1.2 Viscosidad

Se define a la viscosidad de un fluido como la propiedad encargada de la “fluidez” durante el movimiento. Comprende la facilidad del movimiento relativo un fluido específico respecto a un sólido en contacto.

Según Cengel (2006): “Parece que existe una propiedad que representa la resistencia interna de un fluido al movimiento, y esa propiedad es la viscosidad.”. Esta propiedad referente a la resistencia entonces es en medida contribuyente de la fuerza de arrastre, empujando a un cuerpo sólido en la dirección de su flujo. [5]

La viscosidad se define después de un análisis de flujo laminar entre dos placas infinitas, donde una de ellas se encuentra empotrada, y la otra se mueve a causa de una fuerza F; este movimiento relativo, origina un esfuerzo cortante τ , que es directamente relacionado con el gradiente de velocidad adquirido por el fluido en estado laminar.

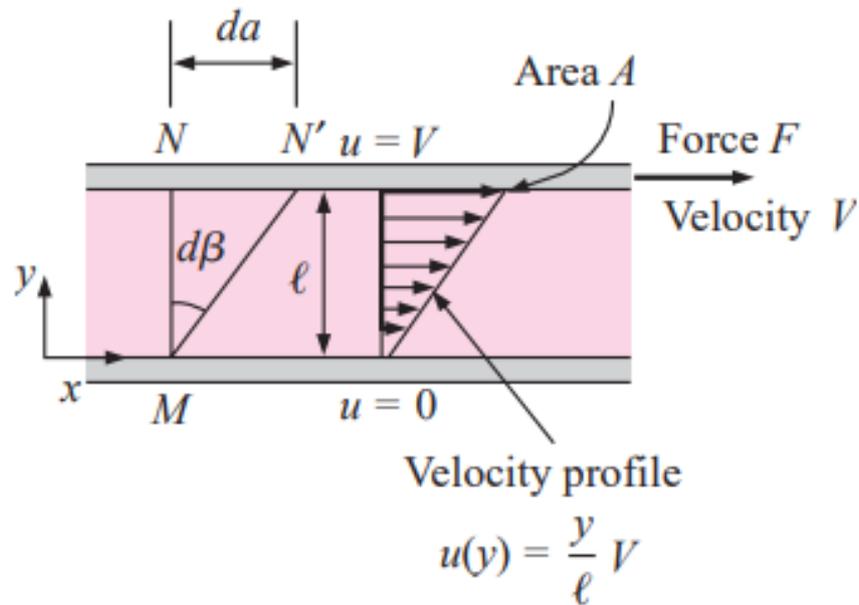


Figura 5. Fluido en flujo laminar entre dos placas.
Fuente: [5]

La figura 5 ilustra el comportamiento del fluido en flujo laminar entre dos placas. Al aplicar una fuerza F, se origina una velocidad V, que como consecuencia genera una gradiente de velocidad $u(y)$ dependiente de la altura en el eje “y”. En la placa inferior, el gradiente de velocidad es 0, y en la placa superior donde se aplica la fuerza, el gradiente de velocidad es máximo; de este análisis, se permite calcular el esfuerzo cortante τ en la ecuación 1:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

Ecuación 1. Esfuerzo cortante en función del gradiente de velocidad
Fuente: [5]

Donde μ es la viscosidad cinemática.

1.1.3 Transmisión de la fuerza

Para la consideración de la transmisión de la fuerza utilizando fluidos, se analiza la condición hidrostática del mismo dentro de un sistema cerrado. La hidrostática comprende a las fuerzas presentes en un circuito hidráulico que no se encuentra en accionamiento, donde dos conceptos claros salen a relucir: la presión y la fuerza.

La **fuerza**, por un lado, puede ser comprendida como un jalón o empuje total sobre un área total de un objeto específico. En contraparte, la **presión** corresponde a una fuerza aplicada en una unidad de área. Estos dos conceptos se encuentran profundamente relacionados, tal como se plantea en la ecuación (2):

$$P = \frac{F}{A} \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

Ecuación 2. Presión

Fuente: [5]

Para efectos de estudio de transmisión de fuerza, se define a la presión absoluta como la presión ambiental (fuerza por unidad de área que ejerce el ambiente sobre el objeto) que, para la ciudad de Quito, es de 72 kPa.

Entendiendo a la presión como una fuerza aplicada en cada unidad de área, se puede entender que, si en una columna con un pistón en la parte superior y cerrada del lado inferior (sistema cerrado), se aplica una fuerza sobre el área del pistón, el fluido se vuelve un transmisor de la fuerza y empuja las paredes de la columna en cada dirección en cada unidad de área.

La ley de Pascal comprueba que la presión es independiente de la forma y del volumen del recipiente, sin embargo, dependerá de la altura a la que se encuentre de manera directa.

En un sistema cerrado, donde se tiene una columna en forma de U, y en ambos extremos se tienen pistones como se presenta la configuración en la figura 6, si se aplica una fuerza **F1** en el extremo del pistón 1 que tiene un área **A1**, entonces se ejercerá una presión **P1** tal que:

$$P_1 = \frac{F_1}{A_1}$$

Teniendo en consideración la ley de pascal, la presión en los pistones 1 y 2 son las mismas; Luego, es notorio que el área **A1** es mucho menor al área **A2**. Con esto, tenemos que:

$$P_1 = \frac{F_1}{A_1} == P_2 = \frac{F_2}{A_2}$$

Dado que A_1 es mucho menor que A_2 , para que las presiones se igualen entonces la fuerza **F2** debe ser mayor a la fuerza F_1 .

De esto se obtiene una relación de fuerzas, donde en la ecuación (3) se presenta el aumento de fuerza en función de las áreas tal que:

$$F_2 = F_1 * \frac{A_2}{A_1}$$

Ecuación 3. Aumento de fuerza

Fuente: [6]

Donde la relación de áreas A_2/A_1 va a ser mayor a 1 para que se produzca un aumento de fuerza.

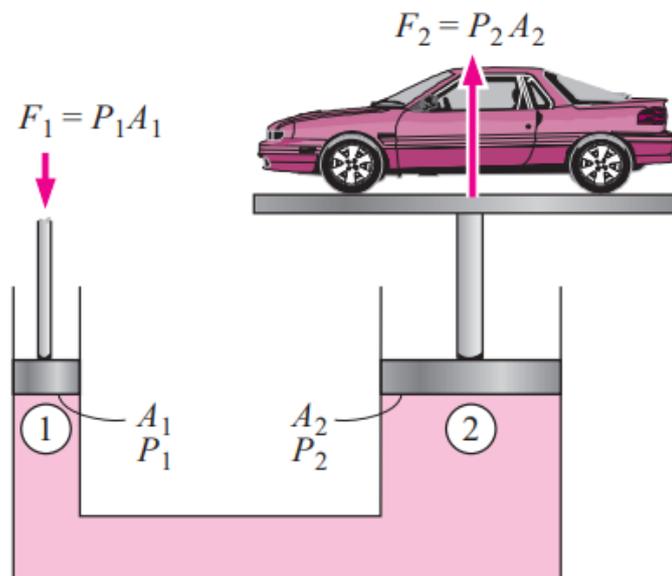


Figura 6. Configuración sistema hidráulico cerrado tipo U

Fuente: [5]

Por otro lado, debido a que las presiones se relacionan directamente con la altura a la que se encuentra el fluido dentro del sistema cerrado, los desplazamientos que sufrirán los pistones 1 y 2 son distintos, de manera que la ecuación (4) presenta una relación que esboza el movimiento:

$$Si A_1 \ll A_2 \text{ entonces } \Delta h_1 \gg \Delta h_2$$

Las relaciones entre las alturas y las fuerzas multiplicadas implican conceptos clave de diseño, que deben ser considerados dependiendo de las condiciones de trabajo y la utilidad que represente un “avance de carrera” o un “aumento de fuerza”.

1.1.4 Sistemas hidráulicos

Se puede definir a los sistemas hidráulicos como aquellos donde el fluido se encuentra presurizado dentro y se utiliza en el accionamiento de actuadores mediante válvulas que regulan el paso del fluido y con esto el movimiento. Sin embargo, se puede modificar el sistema para que el fluido no se encuentre necesariamente presurizado, y viaje a través de válvulas para el movimiento de actuadores desde un tanque de almacenamiento, y retorne al mismo una vez se haya cumplido el ciclo de movimiento accionado por una válvula de control.

Acorde con Beasley (1990), en los sistemas centralizados abiertos, las válvulas que controlan la dirección del fluido se conectan en serie entre ellas, para conservar la línea de presión del sistema en dirección de cada válvula de control. El fluido circula por las válvulas de control de manera libre, hasta que la posición de alguna de ellas cambie con el fin de accionar algún mecanismo, alterando la libertad del circuito. [6]

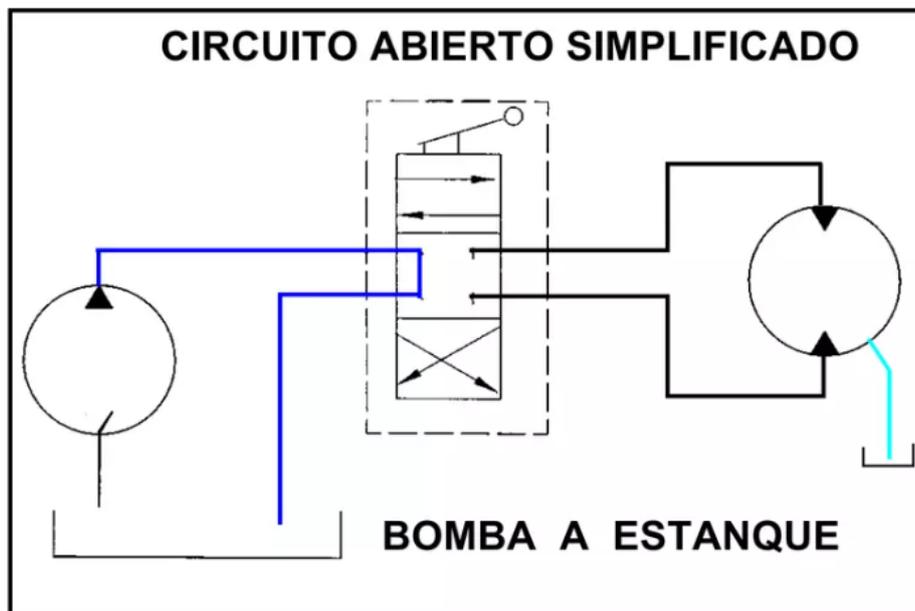


Figura 7. Circuito abierto simplificado
Fuente: [7]

En la figura 7 se muestra un circuito abierto simplificado, donde se denota una bomba de fluido, que se mantendrá recirculando en sí misma hasta que la válvula cambie de posición para que el fluido pase al estanque, o para que el fluido que se encuentra en el estanque retorne al almacenamiento de la bomba. En un circuito cerrado, por el contrario, el fluido de la bomba pasaría al estanque y retornaría a la bomba en un mismo ciclo sin necesidad de cambiar la posición de la válvula.

Los circuitos hidráulicos pueden ser utilizados dentro de un sistema hidráulico específico, como el sistema de control. Dentro del control, se especifica la relación entre el actuador y el mecanismo de movimiento del fluido que acciona dicho elemento. Este accionamiento puede ser de manera eléctrica mediante el uso de relés o de manera mecánica, mediante accionadores de pulso, palancas y demás elementos.

Elementos de circuitos hidráulicos

- Válvulas: Las válvulas son aquellas que controlan el flujo de fluido a través del circuito, siendo válvulas de pilotaje las que comunican el fluido con las válvulas distribuidoras, encargadas de accionar los actuadores. Además, existen válvulas que permiten una facilidad de opciones como temporizadores, controles de caudal, selectoras o de doble condición en operación. En la figura 8 se muestra en el panel izquierdo la representación de una válvula de control que, al cambiar de posición, provoca el flujo de fluido de una cámara a otra. Se muestra en el panel derecho una válvula check, que impide el flujo del fluido hacia la derecha, permitiendo que solo vaya en una dirección y se prohíba su retorno.

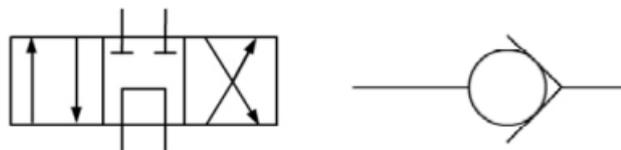


Figura 8. Válvula de control (panel izquierdo) y válvula check (panel derecho)

Fuente: [8]

- Acumuladores: Son depósitos que almacenan el fluido, y evitan las caídas de presión entre las comunicaciones de válvulas a válvulas y hacia los actuadores.
- Tuberías: Son los conductos por los que el fluido viaja a partir de un punto a otro mediante el accionamiento de válvulas.
- Bomba: Es la fuente de fluido que es utilizado dentro del circuito hidráulico. Tiene la función de presurizar el fluido a la presión necesaria, además de la unidad de preparación para el fluido que lo hace adecuado para su aplicación.
- Actuadores: Son los elementos mecánicos que utilizan la energía proporcionada por el fluido y la transforman en energía mecánica mediante el movimiento. En la figura 9 se muestra un cilindro actuador de simple y doble efecto, que son

accionados por la energía hidráulica que viene cargada con el fluido cuando ingresa por el acceso, y por el movimiento se transforma en energía mecánica.

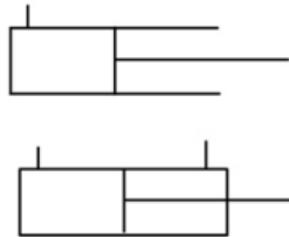


Figura 9. Cilindro actuador de simple (panel superior) y doble efecto (panel inferior)
Fuente: [8]

SELECCIÓN DE FLUIDO HIDRÁULICO

El fluido hidráulico es el encargado de transferir la energía mecánica proporcionada por los cilindros hidráulicos, a través de energía hidráulica. Estos fluidos pueden ser clasificados en base a la viscosidad que se necesite para su aplicación específica.

Acorde con la International Organization for Standardization (ISO), los fluidos hidráulicos disponibles se deben analizar a 40°C, y pueden ser clasificados en 3 categorías:

- Fluidos hidráulicos a base de aceites minerales: Tienen un costo reducido frente a su gran desenvolvimiento hidráulico. Entre estos se encuentran los aceites HH (sin aditivos), HL (oxidantes y agentes químicos protectores) y HM (aditivos que previenen el desgaste).
- Fluidos hidráulicos resistentes al fuego: Estos fluidos hidráulicos son propuestos generalmente en usos donde pueda provocarse un incendio a causa del mecanismo hidráulico; estos fluidos son recomendables porque provocan menos calor al incendiarse que aquellos fluidos a base de aceites minerales.
- Fluidos hidráulicos ambientalmente aceptables: Son fluidos hidráulicos biodegradables y que no dañan los ambientes acuáticos ni a la fauna; se proponen este tipo de fluidos para aplicaciones donde hay riesgo de fugas o derrames industriales.

Para la selección del fluido hidráulico, los criterios se basan en el tipo de aplicación que se tendrá para escoger el tipo de fluido de la clasificación que provee la ISO. Además, un método común es el de la Ventana de Temperatura de Operación (TOW). En la figura 10 se puede ver las temperaturas de operación para distintos grados de viscosidad:

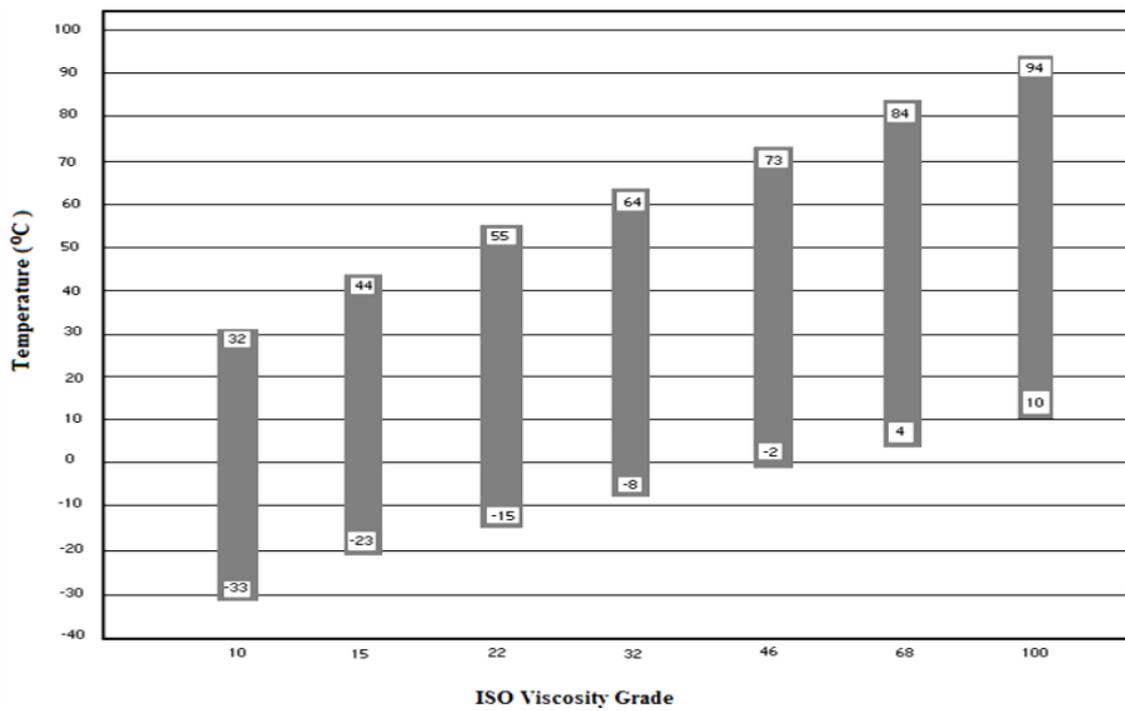


Figura 10. Gráfica TOW
Fuente: [9]

En el Ecuador, el fluido hidráulico más utilizado es el ISO 68, por el rango de temperaturas de las operaciones comunes y su viscosidad cinemática aceptable en un rango de 61.2 a 74.8 centistokes a 40°C. [9]

2. Metodología

En base a la información recopilada en el capítulo anterior correspondiente a los sistemas hidráulicos y sus componentes, la viscosidad y la transmisión de la fuerza en mecanismos hidráulicos y el benchmarking, en este capítulo se desarrolla la metodología pertinente al diseño conceptual y detalle de alternativas seleccionadas para el mecanismo hidráulico, en base al siguiente contenido:

- Casa de la calidad, para obtener las especificaciones técnicas en base al benchmarking analizado.
- Especificaciones técnicas representadas en base a las voces del usuario y del ingeniero.
- Análisis funcional del mecanismo hidráulico.
- Análisis modular del mecanismo hidráulico.
- Solución virtual del mecanismo hidráulico en base a las distintas alternativas posibles.
- Dimensionamiento de los elementos mecánicos a utilizarse.
- Selección de elementos estandarizados.
- Costos de fabricación.
- Planos de conjunto y taller del mecanismo hidráulico en base a las medidas estandarizadas y calculadas.

2.1. Casa de la calidad

Con la intención de obtener las especificaciones técnicas del sistema hidráulico se parte de los requerimientos por parte del usuario del mecanismo. En base a estos requerimientos, se estipulan los criterios ingenieriles para evaluar la importancia de los mismos y definir las especificaciones técnicas necesarias. [10]

2.1.1. Voz del usuario

Acorde con los requerimientos del usuario, se tiene que el mecanismo hidráulico:

- Debe pesar menos de 2.5 kgf
- Puede ser de circuito cerrado
- Debe proporcionar la fuerza para cortar una rama de 4 centímetros de diámetro

- Debe tener una cantidad de mínimo 50 ciclos por minuto

2.1.2. Voz del ingeniero

En base a los requerimientos del usuario, los criterios ingenieriles comprenden:

- Peso
- Disposición del circuito
- Fuerza transmitida
- Flujo de fluido

2.2. Especificaciones técnicas

En base a los resultados obtenidos en la casa de la calidad en la sección 2.1, en el anexo I se definen las especificaciones técnicas del módulo hidráulico presentadas en la Tabla 2, tal que:

Tabla 2. Especificaciones Técnicas.

Empresa Cliente: N/A		Producto: Mecanismo de potencia de una podadora hidráulica manual para árboles frutales		Fecha Inicial:
DISEÑADOR: Andrés Alarcón				Última revisión: Página 1 de 1
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Capacidad		M	D	Mínimo 50 ciclos hidráulicos por minuto
		D	R	Aumento de fuerza en razón de 1:12.4
Función		D	D	Aplicación de fuerza con flexión de codo Circuito Cerrado
Peso		C	R	Peso máximo de 2.5 [kg]

Propone: C = Cliente; M = Marketing; D = diseño; F = Fabricación

R/D: R = Requerimiento; MR = Modificación de requerimiento; NR = Nuevo requerimiento;
 D = Deseo; MD = Modificación de deseo; ND = Nuevo deseo

2.3. Análisis funcional

Se representa el funcionamiento del mecanismo hidráulico a manera de diagrama de flujo.



Figura 11. Análisis funcional: Nivel 0.
Fuente: Propia

El nivel 0 representado en la figura 11, que cumple con la función de ampliación de la fuerza y transmisión de movimiento. Siendo así, la entrada del sistema es la fuerza mecánica rotativa (aplicada sobre una palanca), y la salida es una fuerza lineal amplificada.

En el Nivel 1 presentado en la figura 12, se definen las principales acciones que se realizan en el mecanismo hidráulico para la transformación de la energía.



Figura 12. Análisis funcional: Nivel 1.
Fuente: Propia

2.4. Definición de módulos

En base a la figura 12, se establecen las partes funcionales del mecanismo, denotando los siguientes elementos necesarios: Mecanismo de accionamiento, émbolo de bombeo, canal de transporte de aceite, émbolo de actuación y mecanismo de restitución. En base a estos elementos, se definen los módulos siguientes:

- Módulo de accionamiento
- Módulo de ganancia de fuerza
- Módulo de restitución.

Se establece así la separación de estos módulos dada la independencia de su actuación y efecto dentro del mecanismo. De esta manera, se presenta el diagrama funcional en la figura 13:

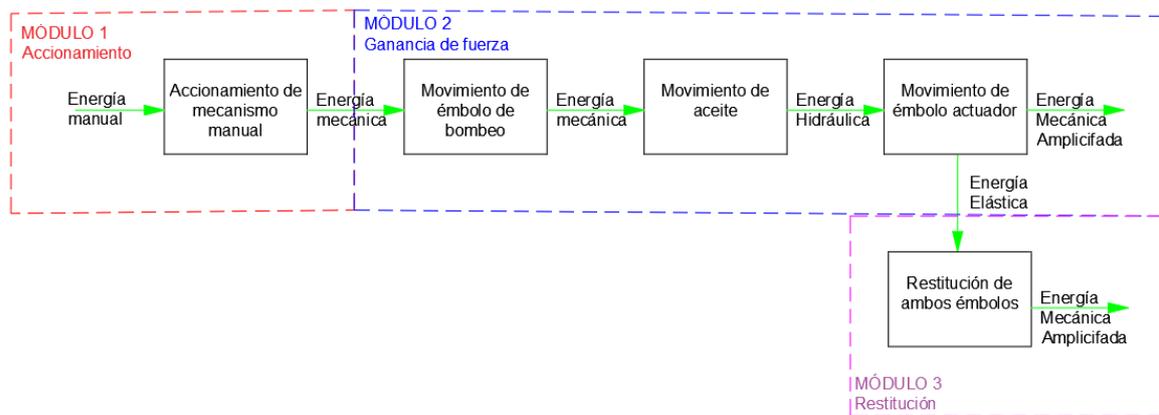


Figura 13. Módulos del mecanismo hidráulico.
Fuente: Propia

2.5. Soluciones de los módulos

En base al análisis modular presentado en la figura 13 en la sección 2.4, se presentan los módulos de accionamiento, ganancia de fuerza y restitución del circuito hidráulico. Se presenta a continuación un análisis de las posibles alternativas de elementos, definiendo ventajas y desventajas. Finalmente, se presenta una solución virtual con el circuito hidráulico necesario.

Módulo 1: Accionamiento

Se define al elemento de accionamiento como el encargado de comenzar el ciclo hidráulico y de transformar la energía manual en energía mecánica. El accionamiento puede darse por elementos tipo palanca aprovechando su brazo; por bombeo por la facilidad de

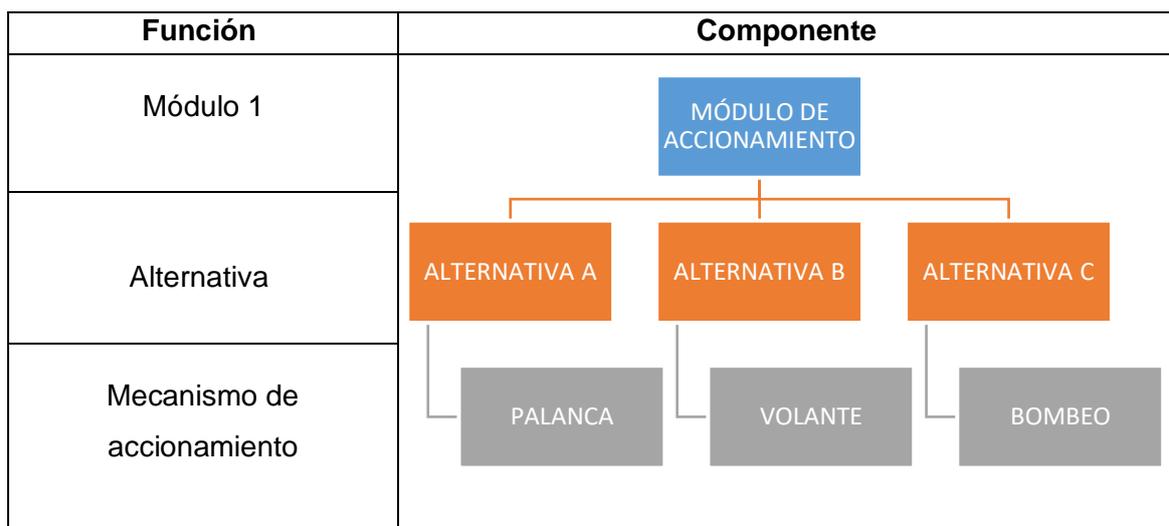
manipulación y de volante, para aprovechar la rapidez con la que pueden producirse los ciclos. En la Tabla 3 se presentan las distintas alternativas y su análisis de ventajas:

Tabla 3. Caracterización de alternativas de accionamiento.

Opción	Ventajas	Desventajas	Imagen
Palanca	Ganancia de fuerza por un brazo y un momento. Facilidad de adaptación a actuadores lineales. Carrera larga.	Poco estético visualmente. Desgaste físico mayor. Pesado.	 <p>Figura 14. Mecanismo de palanca con brazo anclado</p>
Volante	Poco desgaste físico. Velocidad de recorrido.	Difícil de adaptar a un actuador lineal. Mayor cantidad de carreras para completar ciclo hidráulico	 <p>Figura 15. Mecanismo de manubrio</p>
Bombeo	Poco peso. Visualmente estético. Versatilidad de movimiento.	Desgaste físico mayor. Mayor cantidad de carreras para completar el ciclo hidráulico. Desgaste físico mayor.	 <p>Figura 16. Mecanismo de bombeo tipo corredera</p>

En base a las alternativas presentadas en la Tabla 3, se define las alternativas posibles para el mecanismo de accionamiento. La Tabla 4 esboza una síntesis de las alternativas pertinentes analizadas para el módulo 1:

Tabla 4. Alternativas del módulo de accionamiento



Para la selección de la mejor alternativa se realiza un análisis ponderado en base a los criterios más importantes para la selección de una solución, siendo:

- Facilidad de adaptación
- Ganancia de fuerza
- Peso
- Cantidad de carreras necesarias por ciclo hidráulico.

La prioridad de los criterios definidos y su comparación con las distintas alternativas se presentan en el ANEXO II, resultando en la Tabla 5, que muestra a la alternativa A (mecanismo de accionamiento por palanca) como aquella que permite la mayor ganancia de fuerza y la menor cantidad de carreras para completar cada ciclo hidráulico:

Tabla 5. Selección de alternativa del módulo de accionamiento.

Conclusión	Ganancia	Cantidad de carreras	Adaptabilidad	Peso	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A	0.175	0.175	0.083	0.017	1.45	0.36
Alternativa B	0.117	0.117	0.033	0.033	1.30	0.33
Alternativa C	0.058	0.058	0.083	0.050	1.25	0.31
Suma					4	1

Módulo 2: Ganancia de fuerza

Se define al módulo de ganancia de fuerza como la configuración del circuito hidráulico encargado de transformar la energía mecánica en energía mecánica amplificada mediante

un arreglo de cilindros hidráulicos con diferentes diámetros y avances. Los elementos hidráulicos en este módulo son los cilindros hidráulicos, las válvulas unidireccionales y las conexiones hidráulicas.

En la Tabla 6 se presentan las diferentes alternativas posibles para los cilindros hidráulicos, que son los componentes encargados de aumentar la fuerza en su relación de áreas, y su análisis de ventajas y desventajas:

Tabla 6. Caracterización de alternativas de mecanismos de empuje.

Opción	Ventajas	Desventajas	Imagen
Cilindro simple efecto	No es necesaria la inversión de movimiento. Configuración permite evitar el uso de válvulas. Simplicidad en la configuración hidráulica	Poca versatilidad en la configuración. Su costo es elevado en comparación a la versatilidad de uso y adaptación en el circuito hidráulico.	 <p>Figura 17. Cilindro hidráulico de simple efecto</p>
Cilindro doble efecto	Permite usar fuerzas de empuje y arrastre. Permite control de restitución. Su costo es económico en comparación a la versatilidad de uso.	Complejidad del circuito hidráulico. Necesario uso de válvulas hidráulicas. Necesario uso de mangueras hidráulicas por las válvulas unidireccionales.	 <p>Figura 18. Cilindro hidráulico de doble efecto</p>

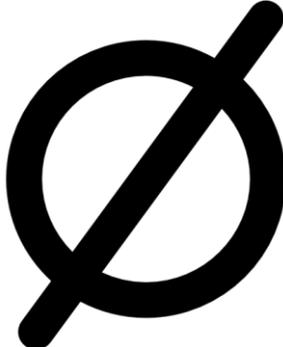
En la Tabla 7 se presentan las diferentes alternativas posibles para las conexiones hidráulicas, que son encargadas de transportar el fluido utilizado durante el trabajo hidráulico, y su análisis de ventajas y desventajas:

Tabla 7. Caracterización de alternativas de mecanismos de transporte

Opción	Ventajas	Desventajas	Imagen
Manguera hidráulica	<p>Facilidad de configuración hidráulica.</p> <p>Facilidad de disponibilidad en el mercado.</p> <p>Facilidad de mantenimiento.</p>	<p>Bajo factor de seguridad.</p> <p>Complejidad en el ensamble.</p>	 <p>Figura 19. Manguera hidráulica con adaptación de conexión roscada</p>
Tubería de cobre	<p>Facilidad de disponibilidad en el mercado.</p> <p>Bajo costo.</p> <p>Menos desgaste.</p>	<p>Complejidad de configuración hidráulica.</p> <p>Complejidad en el ensamble.</p>	 <p>Figura 20. Tubería de cobre</p>

En la Tabla 8 se presentan las diferentes alternativas posibles para las válvulas unidireccionales, que presentan la capacidad de controlar el flujo de fluido hidráulico al finalizar las carreras de los cilindros, y su análisis de ventajas y desventajas:

Tabla 8. Caracterización de alternativas de mecanismos de control.

Opción	Ventajas	Desventajas	Imagen
Válvula unidireccional	Facilidad de control de flujo de aceite hidráulico. Control de carreras y bloqueo de cilindros.	Alto costo. Complejidad en el circuito hidráulico. Restringe a gran cantidad de elementos. Necesario uso de mangueras hidráulicas.	 <p>Figura 21. Válvula de control check unidireccional</p>
Sin válvula	Facilidad en el circuito hidráulico. Facilidad en la dirección de flujo de aceite.	Imposibilidad de bloqueo de cilindros. Trabajo con una única carrera.	

En base a las alternativas presentadas en la Tabla 6, 7 y 8, se define las alternativas posibles para el mecanismo de accionamiento; se consideran únicamente las alternativas viables en base a los parámetros técnicos de los cilindros de efecto simple y doble. La Tabla 9 esboza una síntesis de las alternativas pertinentes analizadas para el módulo 2:

Tabla 9. Alternativas del módulo de ganancia de fuerza.

Función	Componente			
Módulo 2	<div style="border: 1px solid black; background-color: #4a86e8; color: white; padding: 5px; width: fit-content; margin: 0 auto;">MÓDULO DE GANANCIA DE FUERZA</div>			
Alternativa	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	ALTERNATIVA C	ALTERNATIVA D
Mecanismo de empuje	CILINDRO SIMPLE	CILINDRO SIMPLE	CILINDRO SIMPLE EFECTO	CILINDRO DOBLE
Mecanismo de transporte	MANGUERA HIDRÁULICA	TUBERÍA DE COBRE	MANGUERA HIDRÁULICA	MANGUERA HIDRÁULICA
Mecanismo de control	VÁLVULAS UNIDIRECCIONALES	VÁLVULAS UNIDIRECCIONALES	SIN VÁLVULAS	VÁLVULAS UNIDIRECCIONALES

Para la selección de la mejor alternativa se realiza un análisis ponderado en base a los criterios más importantes para la selección de una solución, siendo:

- Costo
- Facilidad de adaptación
- Peso
- Menor cantidad de movimientos manuales necesarios.

La prioridad de los criterios definidos y su comparación con las distintas alternativas se presentan en el ANEXO II, resultando en la Tabla 10, que muestra a la alternativa C (mecanismo de ganancia de fuerza de cilindro hidráulico simple sin válvulas) como aquella que permite una mayor facilidad de adaptación y un ciclo hidráulico en la menor cantidad de movimientos manuales necesarios, sin necesidad de un gran costo y peso:

Tabla 10. Selección de alternativa del módulo de ganancia de fuerza.

Alternativa D < Alternativa A < Alternativa B < Alternativa C						
Conclusión	Costo	Facilidad de adaptación	Peso	Cantidad de movimientos	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A	0.08	0.09	0.04	0.025	1.24	0.25
Alternativa B	0.12	0.03	0.06	0.025	1.24	0.25
Alternativa C	0.16	0.12	0.08	0.04	1.40	0.28
Alternativa D	0.04	0.06	0.02	0.01	1.13	0.23
Suma					5.00	1.00

Módulo 3: Restitución

Se define al módulo de restitución como el encargado de almacenar energía potencial elástica para reponer al circuito hidráulico a su posición inicial. Este módulo no tiene alternativas puesto que la disponibilidad en el mercado nacional únicamente permite cilindros hidráulicos de simple efecto con un resorte de restitución y una reposición por succión al mover manualmente el mecanismo de accionamiento a su posición inicial del circuito hidráulico. Se aprovecha esta energía en la deformación de un resorte de compresión para completar el ciclo hidráulico considerando que no se requerirá de fuerza

de acción, sino únicamente vencer las fuerzas viscosas despreciables en el cilindro hidráulico y el propio peso del componente.

2.5.1. Resultados

En base al análisis de la casa de la calidad, expuesta en el ANEXO I, se define un diseño en base a la voz del ingeniero de los parámetros técnicos necesarios para responder las necesidades del usuario. Así, los parámetros necesarios de analizar son:

- **Peso:** Se determina un peso máximo del módulo hidráulico de 2.5 kgf para el correcto acople a los otros módulos y una facilidad del usuario al momento de operar la máquina, siendo lo más liviano posible.
- **Aumento en transmisión de fuerza:** La fuerza necesaria a la salida del módulo hidráulico se define de 340 kgf, definido por el módulo de corte. En contraparte, la fuerza promedio humana de una persona adulta, acorde con Lázaro (2008), es de 27.5 kgf [11], por lo que la relación en el aumento durante la transmisión de la fuerza debe ser mínimo de 12.4 veces mayor. Este aumento en la transmisión de la fuerza debe hacerse con menos de 1.5 LPM para corresponder al parámetro del peso y la disposición del circuito.
- **Disposición del circuito:** Dado que el módulo hidráulico se requiere como un módulo que no sea manipulado internamente, ni modificado para distintos casos de corte, sino únicamente proporcione una amplificación de la fuerza, la disposición del circuito hidráulico debe ser cerrado.
- **Aplicación de la fuerza:** En base a estudios anatómicos y biológicos, una persona adulto promedio puede realizar una fuerza promedio de 27.5 kgf, con lo que se define que esta es la fuerza máxima a ser aplicable y aprovechable.

2.6. Solución virtual

Se propone la solución virtual basada en las alternativas escogidas del análisis modular, presentando su resumen en la Tabla 11, y estipulando sus componentes en la figura 22, necesarios para su posterior diseño.

Tabla 11. Alternativas seleccionadas para la solución virtual.

Módulo	Alternativa escogida
1	Mecanismo de accionamiento por palanca.
2	Cilindro hidráulico de simple efecto con mangueras hidráulicas y sin válvulas.
3	Resorte de compresión interno.

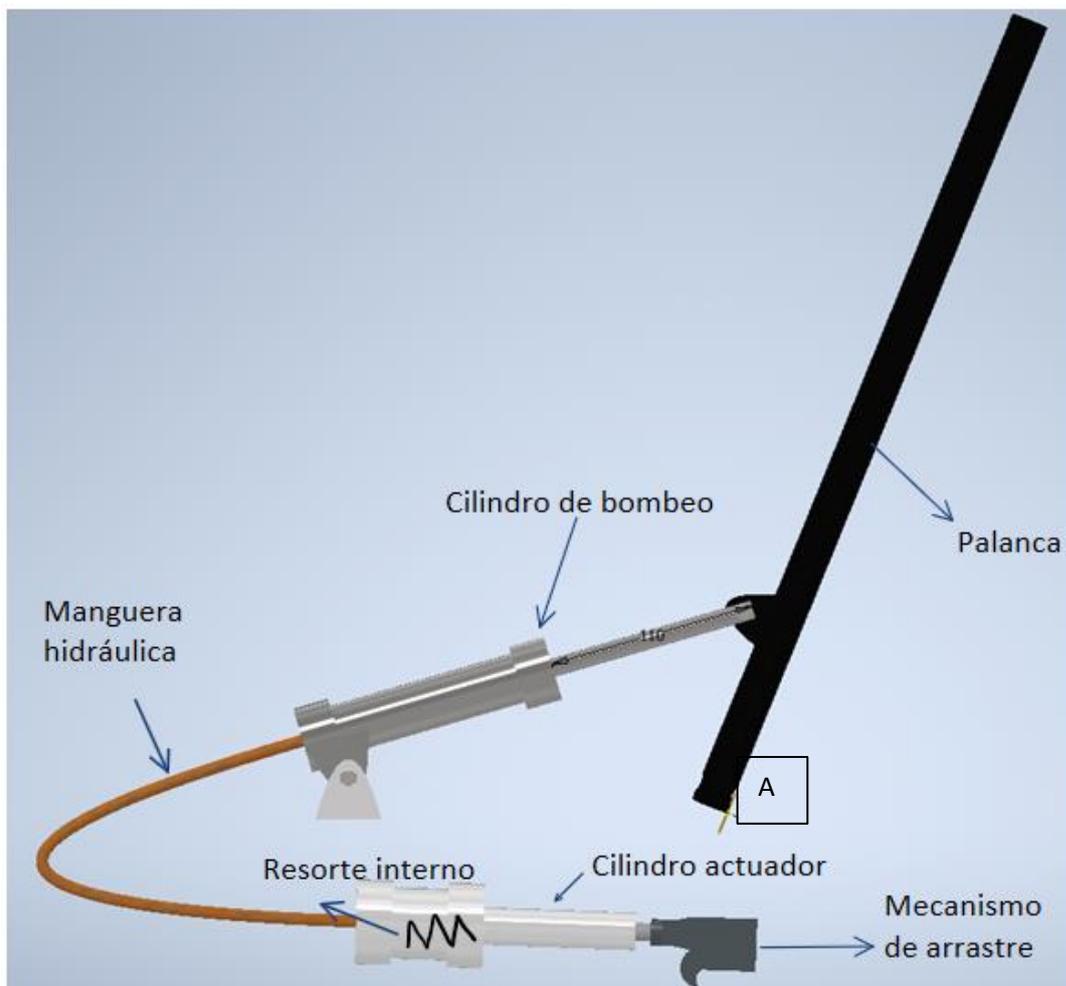


Figura 22. Solución virtual de alternativas seleccionadas.

Fuente: Propia

2.7. Diseño de los componentes

2.7.1. Módulo 1: Accionamiento

FACTOR DE SEGURIDAD DE PALANCA

Para el accionamiento por palanca, se verifica el diámetro mínimo de la palanca para evitar que fleje. Para esto, se define el DCL, denotando las fuerzas presentes en la palanca.

La fuerza para el cilindro de bombeo se define una fuerza máxima en base a Lázaro (2008): “La fuerza es mayor en la mano derecha que en la izquierda, en ambos sexos con una media de 27,5 kg (3-57) para hombres...” (pg. 1) [11]. Es resultado de aplicación de la fuerza manual, mientras que las reacciones en el punto A surgen de la junta emperrada con la pértiga de poda; La fuerza en el punto O parte del momento más crítico del posicionamiento del cilindro actuador, y corresponde a la fuerza que provoca el accionamiento del cilindro. En la figura 23 se esbozan las fuerzas, donde las reacciones en la junta se calculan a partir de la ecuación 4.

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{manual} = F_{piston} * \cos(30^\circ) + R_x$$

Ecuación 4. Sumatorio de fuerzas en eje

$$R_x = 27.5 - 102.19$$

$$R_x = -74.691 [kgf]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_y = -59 [kgf]$$

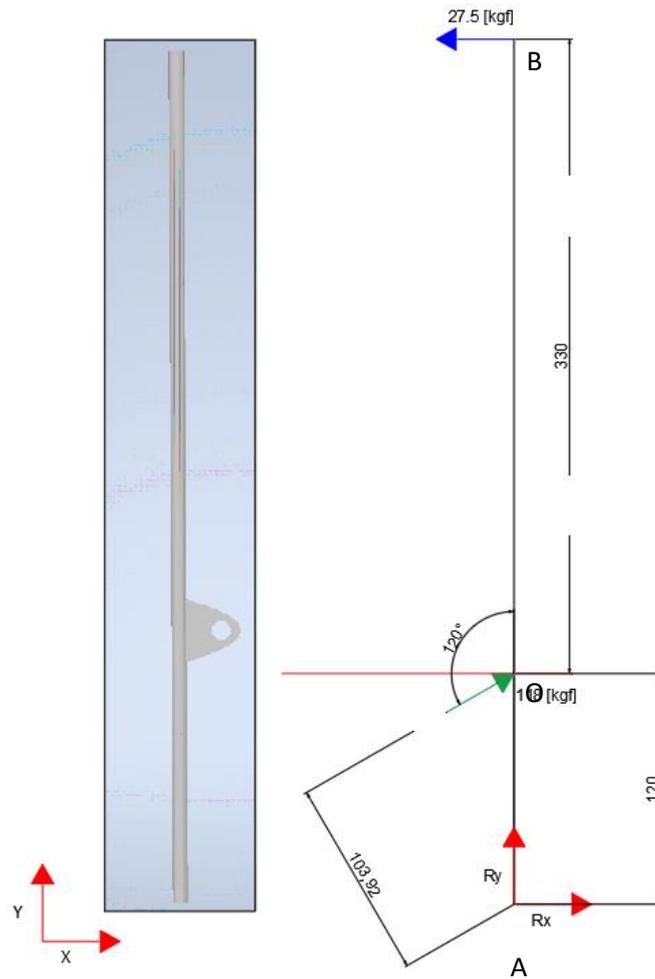


Figura 23. Diagrama de cuerpo libre de la palanca.
Fuente: Propia

De la figura 23 se analizan los tramos para los diagramas de fuerzas cortantes y momento en la palanca, de modo que se presenta en la figura 24, los cortantes en los siguientes tramos.

Diagrama de cortante en X:



Figura 24. Diagrama de cortante [N] de la palanca.
Fuente: Propia

Del diagrama de cortante, se obtiene el diagrama de momentos por el método de áreas, de manera que a lo largo de la extensión de la palanca se tiene un momento máximo de 8964 [kgf*mm] en el punto de conexión de la palanca con el émbolo del cilindro hidráulico de bombeo, como se muestra en la figura 25.

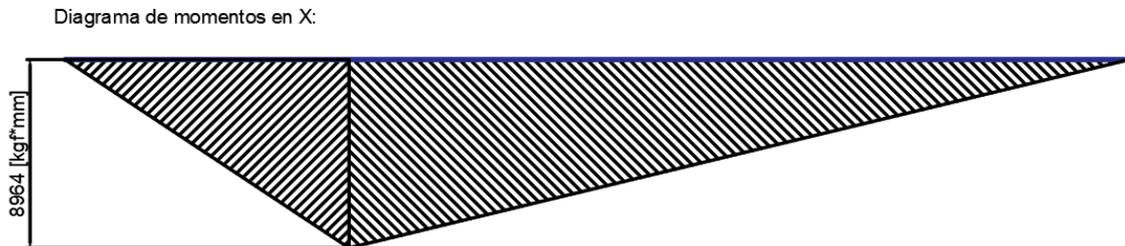


Figura 25. Diagrama de momentos en X de la palanca.
Fuente: Propia

En base a estos componentes en X, se verifica que la palanca que se recicla del mecanismo de corte calculado por Casco, S. (2023) en “DISEÑO DE MÓDULO DE CORTE DE LA PÉRTIDA DE PODA HIDRÁULICA” cumpla con las condiciones de trabajo, de modo que mediante la ecuación 5 se calcula el esfuerzo presente por flexión.

$$\sigma = \frac{M_r * c}{I}$$

Ecuación 5. Esfuerzo por flexión
Fuente: [12]

Donde:

- Mr: Momento máximo resultante
- C: Distancia del centro del eje a la fibra analizada
- I: Momento de inercia de cilindro hueco

Para el cálculo del factor de seguridad se parte de las propiedades de la sección obtenidas a partir del software AutoCAD, representadas en la Figura 26:

Area:	113.0973
Perimeter:	113.0973
Bounding box:	X: -10.0000 -- 10.0000 Y: -10.0000 -- 10.0000
Centroid:	X: 0.0000 Y: 0.0000
Moments of inertia:	X: 4636.9908 Y: 4636.9908
Product of inertia:	XY: 0.0000
Radii of gyration:	X: 6.4031 Y: 6.4031
Principal moments and X-Y directions about centroid:	I: 4636.9908 along [1.0000 0.0000] J: 4636.9908 along [0.0000 1.0000]

Figura 26. Propiedades de la sección circular.

Fuente: Propia

De modo que modificando la ecuación 5, y conociendo que la resistencia de fluencia del acero A36 es de 250 [MPa], se tiene que:

$$n = \frac{S_y}{8964 * \frac{10}{4636.99}}$$

$$n = 1.32$$

Con esto, se tiene que la palanca utilizada cumple con los parámetros de seguridad mínimos con un factor de seguridad de 1.32.

Se comprueba ahora la resistencia de la palanca adquirida bajo esfuerzos de fatiga. Se define en primera instancia un esfuerzo de flexión, donde el momento máximo se obtiene de la figura 25, resultando en un esfuerzo de flexión máximo tal que:

$$\sigma_{flexión} = 19.33 \text{ kgf/mm}^2$$

Dado que en un momento del ciclo hidráulico no se presenta ninguna fuerza y la palanca se encuentra sometida a esfuerzos nulos, se tiene que el esfuerzo de flexión alternante y medio son iguales, resultando en la mitad del esfuerzo de flexión (9.67 kgf/mm²).

Por otro lado, se presenta en la figura 27 el diagrama de fuerzas axiales presentes en la palanca, donde se tiene la máxima fuerza presente en el punto O y en el punto A, ilustrados en la figura 23.

Diagrama de fuerzas axiales en Y:



Figura 27. Diagrama de fuerzas axiales [N] en el eje Y

Fuente: Propia

Analizando el diagrama de fuerzas axiales, se denota un esfuerzo axial de manera que:

$$\sigma_{axial} = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)}$$

Ecuación 6. Esfuerzo axial para un cilindro hueco

Fuente: [13]

Donde F es la fuerza axial máxima, D es el diámetro mayor del cilindro y d el diámetro menor del cilindro.

En base a la ecuación 6, y a la figura 27, se obtiene que el esfuerzo axial para la palanca escogida con diámetros de 20 mm y 16 mm respectivamente es de 0.52 kgf/mm².

Dado que en un momento del ciclo hidráulico no se presenta ninguna fuerza sobre la palanca, los esfuerzos axiales alternante y medio son iguales, resultando en la mitad del esfuerzo axial (0.26 kgf/mm).

Se establece que los mínimos esfuerzos axiales y flectores son 0. Bajo esta consideración, se puede definir a los esfuerzos alternante equivalente (σ'_a) y medio equivalente (σ'_m) bajo las ecuaciones 7 y 8.

$$\sigma'_a = \sqrt{\left[K_{f,flexión} * \sigma_{a,flexión} + K_{f,axial} * \frac{\sigma_{a,axial}}{0.85} \right]^2}$$

Ecuación 7. Esfuerzo alternante equivalente

Fuente: [12]

$$\sigma'_m = \sqrt{\left[K_{f,flexión} * \sigma_{m,flexión} + K_{f,axial} * \sigma_{m,axial} \right]^2}$$

Ecuación 8. Esfuerzo medio equivalente

Fuente: [12]

Donde Kf es el factor modificador por presencia de muesca que, debido a que no existe una muesca en la palanca, es igual a 1 [12]. De las ecuaciones 7 y 8, se encuentran los esfuerzos alternante y medio, tal que:

$$\sigma'_a = 9.97 \frac{kgf}{mm^2} ; \sigma'_m = 9.93 \frac{kgf}{mm^2}$$

Para la verificación del diseño, se utiliza el criterio de Goodman modificado, mostrado en la ecuación 9, donde Se es el esfuerzo a la fatiga.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Ecuación 9. Criterio de Goodman modificado

Fuente: [12]

Para definir el límite de esfuerzo a la fatiga real, se definen los factores de modificación de Marin, como se verifica en la ecuación 10.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

Donde los modificadores son de acabado superficial, tamaño, carga, temperatura, confiabilidad, efectos extra y el límite a la fatiga de un espécimen de prueba ($S_e=0.5S_{ut}$). En la Tabla 12 se presentan los valores obtenidos para los modificadores de Marin [12].

Tabla 12. Modificadores de Marin escogidos

Modificador de Marin	Valor
Ka (acabado superficial)	0.87
Kb (Tamaño)	0.9
Kc (Carga)	0.85
Kd (Temperatura)	1
Ke (Confiabilidad)	0.814
Kf (Efectos extra)	1

De este modo, se obtiene un Se de 15.2 [kgf/mm²]. Con esto, reemplazando en la ecuación 9, se tiene que:

$$\frac{1}{n} = 0.83$$

Con esto, resulta en un factor de seguridad de **1.2**. Con esto, se comprueba que la palanca funciona correctamente a fatiga y dada la poca variación de fuerzas durante los ciclos

hidráulicos y el poco tiempo de trabajo diario, se considera un factor de seguridad adecuado.

Diseño de junta palanca – pértiga

Se diseña la junta de la palanca con la pértiga en el punto A, indicado en la figura 22, que es la solución virtual.

En base a los cálculos de la sección anterior, se denota que la fuerza máxima para la junta pernada de la palanca con el cuerpo de la pértiga es de 74.69 [kgf]. Con esto, se presenta en la figura 28 la variación del esfuerzo cortante en el tiempo conforme se avanza con los ciclos hidráulicos, de manera que los esfuerzos van desde 0 (en la instancia donde no se aplica ninguna fuerza) hasta el máximo esfuerzo cuando se tiene la palanca perpendicular al eje de la pértiga y empieza el ciclo hidráulico:

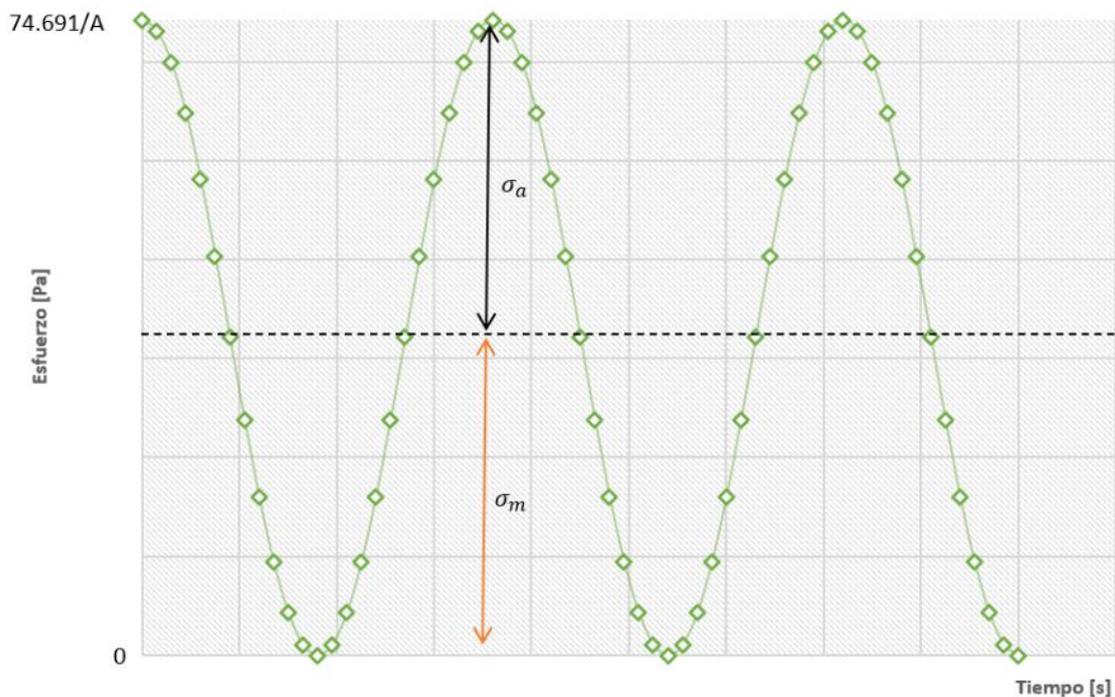


Figura 28. Diagrama de esfuerzo a lo largo del ciclo hidráulico
Fuente: Propia

A continuación, en la ecuación 10 se presenta el cálculo de los esfuerzos medios y alternantes, que permiten el diseño a fatiga, tal que:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{2\sqrt{3} * F_{maxima}}{\pi * d^2}$$

Ecuación 10. Esfuerzo alternante y medio
Fuente: [12]

Donde:

- F_{maxima} : Pico máximo de la gráfica de esfuerzos alternantes.
- D : diámetro del pasador de la junta

A partir de la ecuación 10, se aplica el criterio de Goodman Modificado, de modo que para un perno de grado 4.6 con resistencia a la fluencia de 240 MPa y una resistencia a la tracción de 400 MPa. Proponiendo un factor de seguridad funcional de 2, se tiene que el diámetro del perno mínimo debe ser de aproximadamente $d = 5$ [mm].

2.7.2. Módulo 2: Ganancia de fuerza

Diámetros de cilindros hidráulicos

Para la ganancia de fuerza se definen los diámetros necesarios de los cilindros hidráulicos. Para este análisis, se definen dos cilindros de simple efecto, donde el que será accionado directamente por la palanca se identifica como el cilindro de bombeo, y el encargado de acoplarse al mecanismo de corte se identifica como el cilindro actuador.

En la Tabla 13 se definen los requerimientos iniciales de los cilindros hidráulicos. En primera instancia, se define una fuerza necesaria en el cilindro actuador de 340 [kgf], adicionando un factor de seguridad de 1.25, incide en una fuerza necesaria de 425 [kgf], necesaria para los parámetros de corte.

En base al mercado nacional, se definen mangueras hidráulicas con una presión máxima de trabajo de 2500 psi, lo que restringe la presión de trabajo en el circuito hidráulico a 2.11 kgf/mm².

Tabla 13. Requerimientos iniciales del diseño del circuito hidráulico.

Parámetro	Valor [u]
Fuerza requerida de salida del cilindro actuador	500 [kgf]
Fuerza máxima de entrada al cilindro de bombeo	27.5 [kgf]
Presión máxima de trabajo del circuito hidráulico	2.11 [kgf/mm ²]
Relación de aumento de fuerza palanca – cilindro de bombeo	4 [u]

En base a los requerimientos expuestos en la Tabla 13, se propone entonces el diseño del diámetro del cilindro actuador, en base a la fuerza necesaria y la presión de trabajo, tal que modificando la ecuación 2 se obtiene que:

$$\begin{aligned}\phi_{actuador} &= \sqrt{\frac{4F_{actuador}}{P_{trabajo} * \pi}} = \sqrt{\frac{4 * 500}{2.11 * \pi}} \\ \phi_{actuador} &= 17.37 [mm]\end{aligned}$$

Así, se define un diámetro para el cilindro actuador de 20 [mm]. Con esto, se comprueba la presión de trabajo, siendo de 1.6 kgf/mm² y dando un factor de seguridad a la manguera hidráulica de 1.33.

En base al diámetro del cilindro actuador, se propone el cálculo del diámetro del cilindro de bombeo en base a la relación de fuerzas necesarias a transmitir, de manera que modificando la ecuación 3 se tiene:

$$\begin{aligned}\phi_{bombeo} &= \sqrt{\frac{F_{humana} * r_{fuerza} * \phi_{actuador}^2}{F_{actuador}}} = \sqrt{\frac{27.5 * 4 * 20^2}{500}} \\ \phi_{bombeo} &= 9.38 [mm]\end{aligned}$$

Así, se propone un diámetro del cilindro de bombeo de 10 [mm]. Con este diámetro se comprueba el aumento de fuerza, donde se obtiene una fuerza en el cilindro actuador de 440 [kgf] al usar la máxima fuerza humana.

Carreras de cilindros hidráulicos

Se define la carrera necesaria del cilindro hidráulico actuador en base a Espín (2023): “DISEÑO DE MÓDULO DE SOPORTE TELESCÓPICO DE LA PÉRTIGA DE PODA HIDRÁULICA”, donde se analiza una carrera mínima de 1 [in] para el avance de los eslabones que se acoplan al mecanismo de corte. De esta manera, se define el cilindro hidráulico actuador con una carrera definida de 2.7 [cm]. Con esto, se define en la ecuación 11 el volumen total necesario que debe ser desplazado por el cilindro hidráulico de bombeo:

$$V_{actuador} = A_{actuador} * Carrera_{actuador}$$

Ecuación 11. Volumen total desplazado

$$V_{actuador} = 8482.3 [mm^3]$$

En base a los resultados obtenidos, se plantea la carrea del cilindro hidráulico de bombeo modificando la ecuación 11, tal que:

$$\begin{aligned}Carrera_{bombeo} &= \frac{V_{bombeo}}{A_{bombeo}} = \frac{8482.3}{78.54} \\ Carrera_{bombeo} &= 108 [mm]\end{aligned}$$

Con esto, se plantea una carrera interna del cilindro hidráulico de bombeo de 120 [mm].

Espesor de paredes

Para definir las paredes de los cilindros hidráulicos, se parte de la ecuación 12 donde se analizan los esfuerzos a los que se somete el cilindro, considerándolo como un cilindro de pared delgada. Se define a la resistencia a la fluencia como 250 MPa, proponiendo un acero A36 de base, de modo que se define el espesor como:

$$t = \frac{P * \varnothing * FS}{2 * S_y}$$

Ecuación 12. Esfuerzo de cilindro de pared delgada
Fuente: [13]

Donde:

- P: Presión interna de trabajo
- \varnothing : Diámetro interno del cilindro hidráulico
- S_y : Resistencia del acero a la fluencia
- FS: Factor de seguridad (1.67 para cilindros hidráulicos)

De esta manera, se define para el cilindro hidráulico actuador:

$$t = \frac{2.11 * 20 * 1.67}{2 * 25.49}$$
$$t_{actuador} = 0.06 [in]$$

Y para el cilindro hidráulico de bombeo:

$$t = \frac{2.11 * 10 * 1.67}{2 * 25.49}$$
$$t_{actuador} = 0.03 [in]$$

Selección de elementos normalizados

En consideración con las carreras y los diámetros necesarios, se proponen dos cilindros hidráulicos normalizados en base a su relación de diámetros, de manera que los cilindros hidráulicos se consiguen de proveedores nacionales con las siguientes dimensiones esbozadas en la Tabla 14:

Tabla 14. Parámetros de cilindros hidráulicos estandarizados.

Parámetros	Cilindro hidráulico actuador	Cilindro hidráulico de bombeo
Diámetro	20 [mm]	10 [mm]
Carrera interna	27 [mm]	110 [mm]

Espesor	7 [mm]	7 [mm]
---------	--------	--------

Donde los parámetros necesarios cumplen con las condiciones de operación necesarias, y los Factores de Seguridad necesarias bajo la norma ISO 6022.

Elemento de arrastre

El elemento de arrastre que se acoplará al módulo de extensión y transmisión propuesto se esboza en la Figura 29, donde se define una geometría curva para permitir deslizar sobre el mecanismo de transmisión, y una curva interna tipo gancho que permite halar este mismo mecanismo en la dirección necesaria.



Figura 29. Elemento de arrastre de cadena
Fuente: Propia

Se define el DCL del elemento en la figura 30, denotando los puntos de localización de fuerzas como el acople como el punto A, y el punto B. Se definen en el diagrama de cuerpo libre una reacción axial, cortante y un momento resultante del empotramiento:

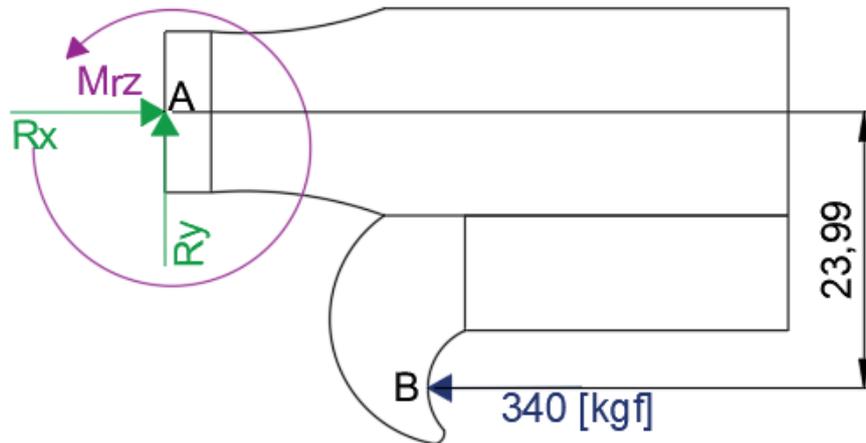


Figura 30. Elemento de arrastre
Fuente: Propia

Se calculan las reacciones en los ejes, así como el momento flector, de manera que:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_x = 340 \text{ [kgf]}$$

$$\sum M_z = 0$$

$$M_{rz} = 340 * 0.024 * 9.81 = \mathbf{80.05 \text{ [Nm]}}$$

De esta manera, se estructuran los diagramas de momento cortante y flector en los ejes correspondientes indicados en la figura 31, de manera que el punto más crítico del elemento es el punto A, comprendiendo un esfuerzo de compresión de 340 [kgf] (**3.3354 kN**) por la fuerza axial.

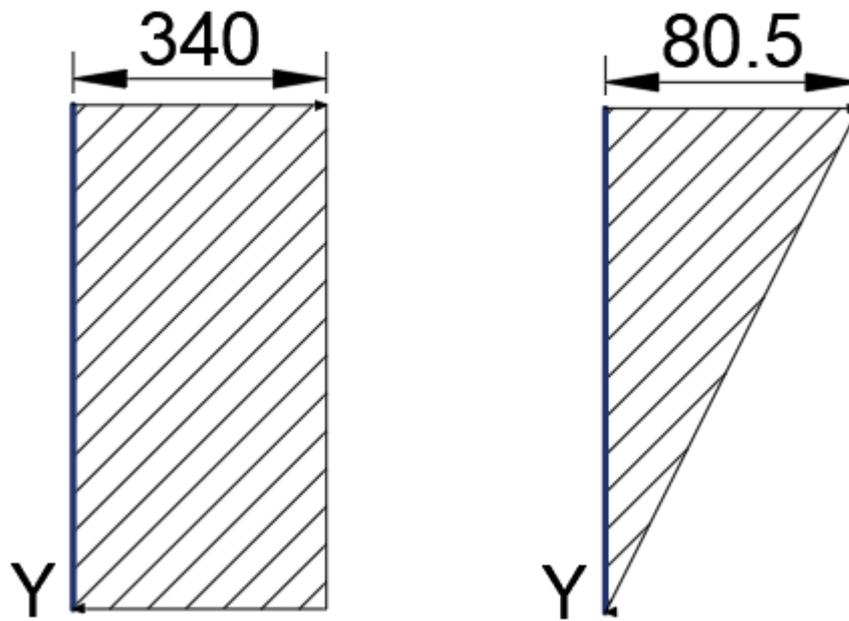


Figura 31. Diagrama de cortante y Flecto en el elemento.
Fuente: Propia

Luego, se propone en el punto A el análisis para el punto más crítico, de modo que se define en la figura 32 el punto crítico a tracción en base al momento resultante:

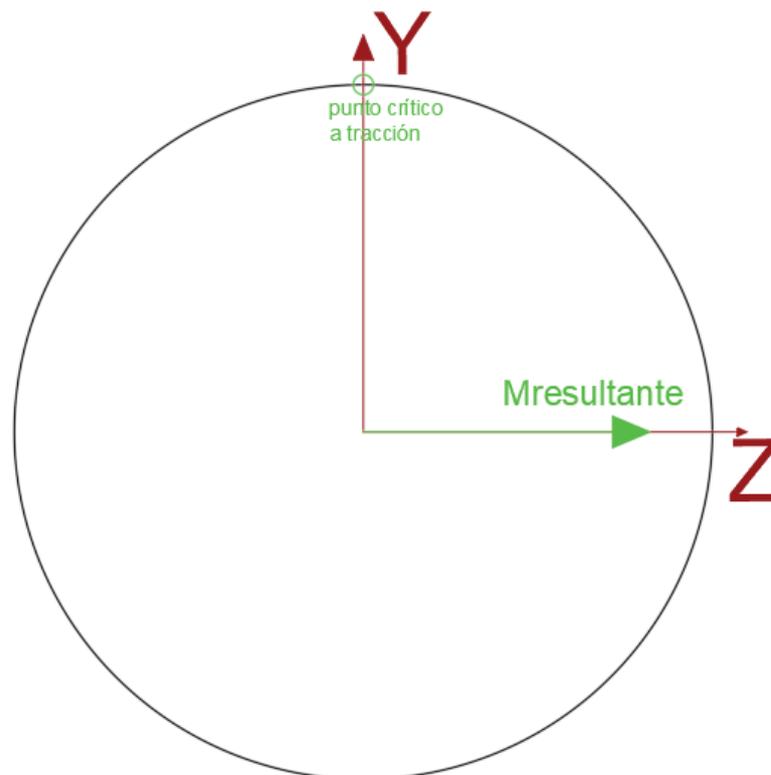


Figura 32. Análisis de la sección crítica a tracción
Fuente: Propia

Con esto, se calculan los esfuerzos flectores y axiales en el punto crítico de tracción, proponiendo un diámetro externo de 16 [mm], tal que:

$$\sigma_m = \frac{32 * M_{resultante}}{\pi * \left(\frac{D-d}{1000}\right)^3} = \mathbf{199.07 MPa}$$

Ecuación 13. Esfuerzo normal de flexión para un eje con agujero

$$\tau_p = \frac{4 * R_x}{\pi * \left(\frac{D-d}{1000}\right)^2} = \mathbf{16.58 MPa}$$

Ecuación 14. Esfuerzo cortante para un eje con agujero

Fuente: [12]

De donde el esfuerzo total soportado por el punto A es de:

$$\sigma_T = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_p^2} = \mathbf{201.13 MPa}$$

Con lo que se tiene que el esfuerzo equivalente es de 201.13 **MPa**, de modo que bajo la ecuación 5, se tiene que el factor de seguridad con el que se trabaja, en base a un perno de acero inoxidable AISI 304 (Según Suárez (2001): $S_y=234.7$ MPa (pg. 1), es de:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_T} = \mathbf{1.17}$$

El factor de seguridad se considera adecuado dada la variabilidad de la fuerza y que el estudio se realiza para la condición más crítica, que no es frecuente en la operación de la máquina.

2.7.3. Módulo 3: Reposicionamiento

Para el módulo de reposicionamiento, se estipula que las fuerzas de reposición van a ser principalmente efectuadas por succión al retroceder la palanca a su posición inicial por el cilindro hidráulico de bombeo.

Dado que en el momento de retroceso solo se deben vencer las fuerzas por viscosidades (despreciables) y el peso del émbolo del cilindro hidráulico actuador, se define el volumen de la pieza a mecanizar a partir del modelado 3D del software Autodesk Inventor, siendo de **25987.81 mm³**, donde a partir de la densidad del acero se tiene que su masa es de **$m = 0.204$ [kg]**.

En base a los parámetros de masa y volumen definidos, se tiene que la fuerza necesaria del resorte debe ser equivalente a la fuerza que ejercerá el cilindro actuador al llegar al final del ciclo hidráulico, de manera que acorde con los requerimientos técnicos esbozados

en la sección 2.5.1, de modo que es de $F_{resorte} = 340 [N]$. En base a esto, se propone un resorte estándar de diámetro interno de 20 [mm] que recubra el eje del cilindro hidráulico actuador. Las características geométricas del resorte se proponen de manera que se esbozan en la Tabla 15.

Tabla 15. Especificaciones geométricas del resorte del módulo de restitución

Diámetro del alambre	d [m]	0.004
Radio de la cabeza del resorte	r1 [m]	0.02
Diámetro de las espiras	D [m]	0.02
Número de espiras	N_b	5
Relación diámetro de espiras-alambre	$C=D/d$	5
Número de vueltas de alambres activos, N_a	$N_a = N_b+(G/E)$	5.0026
Factor de Bergsträsser, K_B	$K_B = (4C + 2) / (4C - 3)$	1.29
Longitud libre [m], L_0	$L_0 = 2 (D- d) + (N_b + 1)d$	0.056
Longitud del resorte	$L = L_0 + y$	0.056
Paso [m], ρ	$(L_0 - 2d) / N_a$	0.0096

Para definir el factor de seguridad se tienen las ecuaciones de esfuerzo alternante (σ_a) y medio (σ_m) presentes en el gancho del resorte, que trabajará a fatiga, de modo que:

$$\sigma_a = F_a \left[(K)_A \frac{16D}{\pi d^3} + \frac{4}{\pi d^2} \right] = 305.88 [MPa]$$

Y

$$\sigma_m = \frac{F_m}{F_a} \sigma_a = 305.88 [MPa]$$

Ahora, a partir de los esfuerzos alternante y medio, se presenta bajo el criterio de Goodman, una resistencia a la fatiga tal que: $S_{su} = 0.67 * S_{ut} = 1400 [GPa]$, y en base al diseño de Shigley [12]:

$$S_e = \frac{S_{sa}}{1 - \left(\frac{S_{sm}}{S_{su}} \right)} = 417,67 [MPa]$$

En base a esto, se tiene un factor de seguridad de $n_f = 1.36$

2.8. Costos de fabricación

Los costos del elemento hidráulico competen a la materia prima y también los costos de fabricación. En primera instancia, se esboza un resumen de los elementos normalizados necesarios en la Tabla 16, donde se define para el módulo hidráulico una manguera de 2500 psi, acoples hidráulicos, pernos hexagonales de 3/8", acero ST37, sello hidráulico de 1/4" y 3/4", sellos Oring de 20 cm y 10 cm.

Tabla 16. Costos de materia prima

COSTOS DE MATERIA PRIMA					
Elemento	Descripción	Cant.	Mag.	Precio Unitario	Precio Total
Acero ST37	Acero mecanizable de 50 [mm] de diámetro	8.67	Kg	\$1.73	\$15
Maguera hidráulica	Manguera hidráulica de 2500 [psi] y diámetro de 1/4"	30	cm	\$0.28	\$8.5
Pernos	Perno Hexagonal 3/8"	1	UND	\$0,45	\$0.45
Tuercas	Hexagonal 3/8 Rosca Gruesa	1	UND	\$0,06	\$0,06
Sello Hidráulico	Sellos hidráulicos de 1/4" y 3/4"	2	UND	\$1.14	\$2,28
Sello Oring	Sello Oring de seguridad de 20 cm y 10 cm	2	UND	\$0.55	\$1,1
Acople hidráulico	Acople hidráulico cónico doble de 1/4"	2	UND	\$1,00	\$2,00
TOTAL					\$21.74

Considerando los elementos normalizados y la materia prima, se esboza el día de torno CNC utilizado para la mecanización del elemento como único elemento de costo de fabricación, tal que en la Tabla 17 se tienen esbozados los costos de fabricación.

Tabla 17. Costos de fabricación

COSTO DE FABRICACIÓN					
Elemento	Descripción	Cant.	Mag.	Precio Unitario	Precio Total
Operador Mecanizado CNC	Día de trabajo de operador	3	DÍA	\$25,00	\$75,00
TOTAL					\$75,00

Finalmente, se esboza el presupuesto final para la fabricación del módulo hidráulico en la Tabla 18, denotando los costos de montaje (\$0 por ser realizado por los estudiantes), costos de diseño, costos imprevistos (10%) y costos indirectos (5%) para abarcar posibles elementos perdidos, o acontecimientos externos en el montaje.

Tabla 18. Costos totales del módulo hidráulico

Tipo de costo	Precio [\$]
Costo de Materia prima	\$21.74
Costo de Fabricación	\$75
Costos de montaje	\$0
Costos de diseño	\$0
Costos imprevistos	\$9.67
Costos indirectos	\$0.48
TOTAL	\$106.89

3. PRUEBAS, RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

3.1. Pruebas

La validación del componente hidráulico de la pértiga de poda se verifican las dimensiones de los elementos principales, el acople a los demás elementos de manera sólida y sin permitir desviaciones entre los mismos y la verificación correspondiente al mecanismo hidráulico del protocolo de pruebas.

3.1.1. Verificación del dimensionamiento

Se analizan los elementos cuyo dimensionamiento es más relevante para el correcto funcionamiento y que involucren un factor de seguridad importante dentro del mecanismo hidráulico. Para esto, se analizan los elementos expuestos en la tabla 19, donde se verifica principalmente la carrera del cilindro de bombeo para aseverar el recorrido mínimo del cilindro actuador, la carrera del cilindro actuador para garantizar el arrastre de la cadena, las dimensiones del resorte para garantizar la restitución del mecanismo hidráulico y el diámetro de la junta de la palanca con la pértiga para comprobar la integridad del mecanismo de la pértiga después de ser ensamblada:

Tabla 19. Comparación de dimensionamiento de elementos críticos

Componente	Dimensión teórica [mm]	Dimensión experimental [mm]
Carrera cilindro bombeo	108	110
Carrera cilindro actuador	27	27.5
Diámetro del resorte	4	4
Diámetro de la junta	5	8

Como se verifica en la Tabla 18, ciertos componentes cambian sus dimensiones teóricas, esto por la disponibilidad en el mercado nacional de elementos normalizados. Sin embargo, pese a la variación que se tienen en las dimensiones, no se ve afectado en el funcionamiento del mecanismo porque se alcanzan los niveles mínimos permitidos, tanto en las carreras necesarias en el circuito hidráulico como en los factores de seguridad analizados.

3.1.2. Acople de los módulos

El acople de los módulos desarrollados se considera de manera desmontable, para facilitar las tareas de mantenimiento y las dimensiones finales de la misma.

El proceso de montaje se verifica en las figuras 33 a 37 donde se visualiza la unión del circuito hidráulico para el funcionamiento del cilindro actuador a través del cilindro de

bombeo, la unión del circuito a la palanca de accionamiento del cilindro de bombeo para la entrada de fuerza, la unión de la palanca de accionamiento al cuerpo de la pértiga para definir el punto de apoyo (articulación) que permite el movimiento, la fijación del cilindro actuador a la caja de transmisión para el arrastre necesario del módulo de transmisión, la unión del mecanismo de arrastre al mecanismo de transmisión (cadena) dentro de la caja de transmisión y finalmente el acople del resorte de restitución al cilindro hidráulico actuador. Adicionalmente, se muestra en la figura 38 la pértiga de poda hidráulica ensamblada.



Figura 33. Circuito hidráulico unido
Fuente: Propia



Figura 34. Circuito hidráulico unido a palanca de accionamiento
Fuente: Propia



Figura 35. Palanca de accionamiento unido al módulo de extensión
Fuente: Propia



Figura 36. Unión del cilindro actuador a la caja de transmisión y base de la pértiga
Fuente: Propia



Figura 37. Unión del mecanismo de arrastre al mecanismo de transmisión y fijación del resorte de restitución
Fuente: Propia



Figura 38. Unión de los tres módulos
Fuente: Propia

3.1.3. Protocolo de Pruebas

Para el módulo hidráulico se propone el protocolo de pruebas en el ANEXO V, donde se estipulan verificación de parámetros en tres momentos, desde el ensamble de todos los componentes del módulo hidráulico, hasta el ensamble de todos los módulos y el funcionamiento de la pértiga de poda.

Mecanismo hidráulico previo a ensamble general

Se verifica que el mecanismo se acople a todos los elementos del módulo hidráulico entre sí, verificando que no existan fugas y que las carreras de los cilindros sean las necesarias para el correcto funcionamiento. Se comprueba que el fluido utilizado (ISO 68) permita el movimiento de los ejes actuadores dentro de los cilindros hidráulicos. Se comprueba que el resorte realice la fuerza de restitución mínima para devolver al eje del cilindro actuador de vuelta a su posición inicial y permita inicial el ciclo nuevamente. Se verifica que el mecanismo pese menos de 2.5 kgf.

Mecanismo hidráulico ensamblado con los otros dos módulos

Se verifica que los elementos móviles del módulo hidráulico (palanca de accionamiento y ejes de cilindros hidráulicos) puedan moverse libremente sin colisionar con los elementos de los demás módulos. Se verifica también la restitución de los elementos para un nuevo ciclo de corte. Se comprueba además que se tenga un mínimo de 50 ciclos hidráulicos por minuto.

Mecanismo hidráulico durante accionamiento

Se comprueba que el mecanismo hidráulico es capaz de proporcionar una fuerza mínima de 340 [kgf] para que el módulo de corte realice el corte de la rama de hasta 4 [cm] de diámetro, y que esta fuerza sea conseguida mediante una fuerza humana manual de 27.5 [kgf], comprobando la ganancia de fuerza del módulo hidráulico.

3.2. Resultados

Para las situaciones descritas en la sección 3.1, y en base al protocolo de pruebas en el ANEXO V, se obtienen los resultados:

3.2.1. Mecanismo hidráulico previo a ensamble general

El circuito hidráulico no ha presentado fugas durante dos días de reposo del circuito boca abajo. Las carreras de los cilindros durante el accionamiento manual se muestran en la Tabla 20, comprobándose que cumplen los parámetros mínimos de funcionamiento.

Tabla 20. Carreras máximas de cilindros hidráulicos

Cilindro	Carrera máxima [mm]
Cilindro de bombeo	110
Cilindro actuador	27

El fluido ISO 68 utilizado para el circuito hidráulico permite transmitir la fuerza mecánica de manera efectiva, sin sentir rozamientos ni trabas en los cilindros hidráulicos. El resorte restituye el sistema para el inicio de un nuevo ciclo hidráulico, comprobando que ejerce la mínima fuerza necesaria. Finalmente, el módulo hidráulico ensamblado pesa 2.23 [kgf], como se puede ver en la figura 39.



Figura 39. Módulo hidráulico total pesado
Fuente: Propia

3.2.2. Mecanismo hidráulico ensamblado con los otros dos módulos

El módulo hidráulico presenta una interferencia en el resorte de restitución, este no regresa por completo al eje del cilindro actuador en todos los ciclos hidráulicos, debido a rozamientos presentes en el mecanismo de arrastre del módulo hidráulico con los elementos de sujeción del módulo de extensión y transmisión; este inconveniente se soluciona con el uso de grasa en los elementos que tienen desplazamientos uno respecto a otro, disminuyendo el coeficiente de fricción y facilitando la restitución. Posterior a esto, los elementos del mecanismo hidráulico funcionan libremente sin interferencias con los demás módulos.

Para comprobar finalmente los aspectos técnicos necesarios, se realiza la mayor cantidad de ciclos durante un minuto en 3 ocasiones, cuyos resultados se presentan en la Tabla 21, denotando un promedio de 62.75 ciclos/min:

Tabla 21. Evaluación de ciclos por minuto del módulo hidráulico

Número de prueba	Ciclos en un minuto [ciclos/min]
1	63
2	65
3	64
4	59
Prueba	62.75

3.2.3. Mecanismo hidráulico durante accionamiento

El módulo hidráulico es capaz de hacer cortes de ramas de 1 [cm], 2 [cm] y de 4 [cm], comprobando que la fuerza transmitida es de mínimo 340 [kgf] para poder realizar el corte acorde con lo estipulado,

En la figura 40 se ve el corte limpio en una rama de 1 [cm] de diámetro, la muestra fue obtenida de un árbol de aguacate.



Figura 40. Rama de 1 [cm] de diámetro con corte limpio
Fuente: Propia

En la figura 41 se ve el corte limpio de una rama de 2 [cm] de diámetro, donde la muestra obtenida fue de un árbol de guaba.



Figura 41. Rama de 2 [cm] de diámetro con corte limpio
Fuente: Propia

En la figura 42 se tiene una rama de 4 [cm] con un corte con desgarre desde la mitad a causa del peso soportado, dado que, por su diámetro, es una rama principal que carga con

ramas secundarias y frutos. Este desgarre facilita el corte y disminuye la fuerza necesaria que debe ser impuesta, de modo que la mitad de la rama tiene una fuerza real.



Figura 42. Rama de 4 [cm] con desgarre
Fuente: Propia

3.3. Conclusiones

En el presente trabajo se ha diseñado y construido un mecanismo hidráulico para una pértiga de poda hidráulica manual para árboles frutales, que permite la transmisión de fuerza de manera eficaz y garantiza una ganancia de fuerza en una relación de 1:12.4 con respecto a la fuerza manual de entrada realizada por el operario.

El módulo hidráulico compone su mecanismo de acción bajo dos efectos: Una palanca de accionamiento unida con el émbolo del cilindro de bombeo, con una relación de ganancia de fuerza de 4.3 debido a la relación de distancias desde el punto de junta de la palanca con el cuerpo de la pértiga correspondiente al módulo de extensión con respecto al punto de aplicación de la fuerza por el operario, y al punto de salida de fuerza correspondiente al punto de junta de la palanca con el cilindro de bombeo; el segundo efecto corresponde a la ganancia hidráulica debido a la diferencia de diámetros entre los émbolos del cilindro actuador y el cilindro de bombeo, teniendo una relación de ganancia de 2.9.

La solución virtual que comprende todos los elementos del módulo hidráulico se define con: Una palanca de accionamiento, un cilindro de bombeo con un diámetro de émbolo de 10

[cm], una manguera hidráulica de 1/4", un cilindro actuador con un diámetro de émbolo de 20 [cm] roscado al final, un mecanismo de arrastre tipo gancho, un resorte de restitución y juntas articuladas para permitir el movimiento rotativo entre las piezas necesarias.

La fabricación del módulo hidráulico está compuesta por elementos mecanizados bajo planos de taller y por elementos normalizados disponibles en el mercado ecuatoriano. Los elementos manufacturados corresponden al mecanismo de arrastre, la palanca de accionamiento y las articulaciones. Los elementos normalizados competen a los cilindros, los sellos, los acoples y la manguera hidráulicos de 1/4". Considerando que los elementos son normalizados en su mayoría, los gastos que implican la mano de obra y el diseño disminuyen, resultando en un total de \$106.89.

El fluido hidráulico utilizado para el módulo de ganancia de fuerza comprende los requerimientos necesarios impuestos por la norma ISO 68, teniendo una viscosidad cinemática que comprende un rango de 61.2 a 74.8 centistokes a 40°C. Este fluido permite la transmisión de energía hidráulica, haciendo posible la ganancia de fuerza. Este fluido es el más común en aplicaciones hidráulicas con circuitos cerrados, y de uso general en el mercado nacional.

El módulo hidráulico tiene un peso total de 2.23 [kgf], siendo menor a 2.5 [kgf]; la ganancia de fuerza desde la entrada por accionamiento de la palanca hasta la salida del cilindro actuador es de más de 12.36, considerando un factor de 1.25 en el circuito hidráulico definido por los fabricantes de los cilindros hidráulicos normalizados. El módulo hidráulico puede alcanzar, en su máximo trabajo, hasta 62 ciclos hidráulicos completos por minuto.

3.4. Recomendaciones

Analizar las fuerzas de fricción presentes entre los componentes de acople del módulo hidráulico y el módulo de transmisión, para reducir el esfuerzo físico que debe ser realizado por el operario.

Analizar el mercado nacional para comparar los cilindros hidráulicos y conseguir especificaciones técnicas más cercanas a las obtenidas mediante los cálculos teóricos y evitar de esta manera el sobredimensionamiento. Analizar la viabilidad de la manufactura de propios cilindros hidráulicos para una mejor personalización.

Comprobar con el uso de dinamómetros la fuerza efectiva ejercida a la salida del cilindro actuador para comprobar la máxima relación de ganancia y definir una fuerza de entrada por el operario de manera experimental.

Buscar alternativas al fluido ISO 68 utilizado, de modo que se pueda aprovechar las propiedades en el accionamiento del circuito hidráulico y eliminar posibles pérdidas dentro de los circuitos hidráulicos.

Analizar el desgaste del mecanismo hidráulico con la cantidad de ciclos para definir un mantenimiento de los elementos y del fluido utilizado.

Las válvulas hidráulicas no fueron utilizadas para reducir costo y peso, por lo que se recomienda estudiar el mercado en busca de materiales ligeros para incorporar las válvulas hidráulicas, y comprobar la utilidad de las mismas en el mercado hidráulico.

4. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] CS Unitec, «Podadora Hidráulica,» CS Unitec, Inc., 2023. [En línea]. Available: <https://www.csunitec.com/es/sierras/motosierras/motosierras-hidraulicas/podadora-hidraulica>. [Último acceso: Noviembre 2022].
- [2] Kobbeco, «HERRAMIENTAS HIDRÁULICAS,» kobbeco, 2023. [En línea]. Available: https://kobbeco.com/tet/herramientas_hidraulicas.html. [Último acceso: Noviembre 2022].
- [3] STANLEY, «Herramientas de poda de árboles,» STANLEY Infraestructure, 2023. [En línea]. Available: <https://www.stanleyinfrastructure.com/es/products/tree-trimming-tools>. [Último acceso: Noviembre 2022].
- [4] Interempresas, «La nueva tijera hidráulica de Juansa facilita el trabajo en el corte de los cultivos,» Estructuras Metalicas JUANSA, 2012. [En línea]. Available: <https://www.interempresas.net/Agricola/Articulos/60890-La-nueva-tijera-hidraulica-de-Juansa-facilita-el-trabajo-en-el-corte-de-los-cultivos.html>. [Último acceso: Noviembre 2023].
- [5] C. Yunus y J. Cimbala, FLUID MECHANICS FUNDAMENTALS AND APPLICATIONS 1st ed., New York: McGraw-Hill, 2006.
- [6] A. Beasley, FLUID POWER 1st ed., Washington D.C.: Naval Education and Training Program Management Support Activity, 1990.
- [7] C. Ñanco, Circuito abierto y cerrado sistema hidráulico, USA: Driltech Mission LLC, 2017.
- [8] Toro University, Hydraulics: Circuits, Components, Schematics, Hydrostatic Drives and Test Equipment, New York: The Toro Company, 2023.
- [9] S. Javalagi y R. Swaroop, Hydraulic fluid properties and its influence on system performance., Linköping: Linköpings Universitet, 2012.
- [10] R. Riba, Diseño Concurrente, Cataluña: Universidad Politécnica de Cataluña, 2022.
- [11] M. Lázaro, F. Losantos y A. Plaza, Nuevas tablas de fuerza de la mano para población adulta de Teruel, Madrid: Sección de Neumología. Hospital O. Polanco. Teruel., 2008.
- [12] R. Budynas, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Distrito Federal: McGrawHill, 2011.
- [13] F. Beer, E. Jhonston, J. DeWolf y D. Mazurek, Mecánica de Materiales, Distrito Federal: McGraw-Hill International, 2010.
- S. Casco, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MÓDULO DE CORTE DE UNA PÉRTIGA DE PODA HIDRÁULICA MANUAL PARA ÁRBOLES FRUTALES, QUITO: ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL, 2023.

L. Espín, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE EXTENSIÓN TELESCÓPICA Y TRANSMISIÓN DE UNA PÉRTIGA DE PODA HIDRÁULICA MANUAL PARA ÁRBOLES FRUTALES, Quito: ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL, 2023.

ANEXO II. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS PONDERADAS PARA EL MÓDULO DE ACCIONAMIENTO

Ponderación de criterios

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

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

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

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 III. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS PONDERADAS PARA EL MÓDULO DE GANANCIA DE FUERZA

Ponderación de criterios

Costo < Facilidad de adaptación < Peso < Cantidad de movimientos manuales						
Criterio	Costo	Facilidad de adaptación	Peso	Cantidad de movimientos	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo		1	1	1	4.00	0.40
Facilidad de adaptación	0		1	1	3.00	0.30
Peso	0	0		1	2.00	0.20
Cantidad de movimientos	0	0	0		1.00	0.10
Suma					10.00	1.00

Criterio de Costo

Alternativa D < Alternativa A < Alternativa B < Alternativa C						
Criterio	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0	0	1	2.00	0.20
Alternativa B	1		0	1	3.00	0.30
Alternativa C	1	1		1	4.00	0.40
Alternativa D	0	0	0		1.00	0.10
Suma					10.00	1.00

Criterio de Facilidad de adaptación

Alternativa B < Alternativa D < Alternativa A < Alternativa C						
Criterio	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		1	0	1	3.00	0.30
Alternativa B	0		0	0	1.00	0.10
Alternativa C	1	1		1	4.00	0.40
Alternativa D	0	1	0		2.00	0.20
Suma					10.00	1.00

Criterio de Peso

Alternativa D < Alternativa A < Alternativa B < Alternativa C						
Criterio	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0	0	1	2.00	0.20
Alternativa B	1		0	1	3.00	0.30

Alternativa C	1	1		1	4.00	0.40
Alternativa D	0	0	0		1.00	0.10
				Suma	10.00	1.00

Criterio de Menor cantidad de movimientos

Alterativa D < Alternativa B = Alternativa A < Alternativa C						
Criterio	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0.5	0	1	2.50	0.25
Alternativa B	0.5		0	1	2.50	0.25
Alternativa C	1	1		1	4.00	0.40
Alternativa D	0	0	0		1.00	0.10
				Suma	10.00	1.00

ANEXO V. 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		

ANEXO VI. PLANOS DE TALLER Y SUBCONJUNTO