
Laboratorio de reciclaje: sistema de trituración de plásticos

Angel Gabriel Quiñonez Aspuac



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



Laboratorio de reciclaje: sistema de trituración de plásticos

Trabajo de graduación presentado por Angel Gabriel Quiñonez Aspuac
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecatrónica

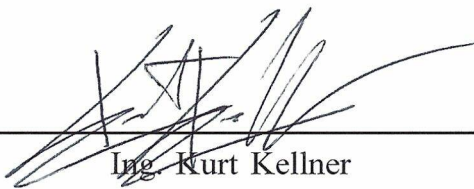
Guatemala,

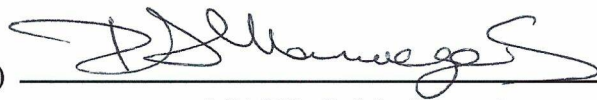
2026

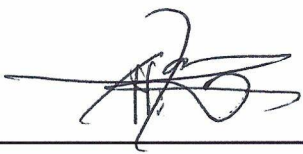
Vo.Bo.:

(f) 
Ing. Kurt Kellner

Tribunal Examinador:

(f) 
Ing. Kurt Kellner

(f) 
MAEB. Pablo Mazariegos

(f) 
M. Sc. Carlos Esquit

Fecha de aprobación: Guatemala, 6 de enero de 2026.

El presente trabajo de graduación representa el esfuerzo y la dedicación a lo largo de varias etapas, y no habría sido posible sin el apoyo de diversas personas e instituciones.

Agradezco especialmente al profesor Jovani Castellanos, del curso de Soldadura Industrial en Intecap, por su colaboración en los procesos de soldadura de las piezas de la máquina. Asimismo, a los catedráticos de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle de Guatemala, quienes brindaron asesoría en cuanto a los cálculos y consideraciones de diseño mecánico, además de brindar apoyo en la maquinación de diversas piezas.

Agradezco también a Grupo Industrial Milpas Altas, donde realicé mis prácticas profesionales. En esta institución adquirí experiencia en soldadura y conocimientos sobre la conexión de sistemas industriales, los cuales fueron de gran utilidad para el desarrollo del prototipo.

De igual manera, expreso mi agradecimiento a Héctor Aspuac y Edwar Aspuac, por su ayuda constante a lo largo de todo el proyecto, especialmente en las pruebas de corte y en el ensamblaje de la máquina, aportando siempre su experiencia, compromiso y disposición en el desarrollo del proyecto.

Doy gracias a mis padres por su apoyo incondicional y motivación constante durante todo el proceso; y, finalmente, al Ing. Kurt Kellner, mi asesor de proyecto, por su valiosa orientación, disposición y compromiso en cada etapa de este trabajo.

Prefacio	I
Índice de figuras	V
Índice de cuadros	VI
Resumen	VII
Abstract	VIII
1. Introducción	1
2. Antecedentes	2
2.1. Shredder Pro	2
2.2. Diseño e implementación de un sistema de extrusión de filamento para impresión 3D a partir de botellas recicladas	3
2.3. Diseño de elementos mecánicos de una extrusora de polímeros destinada a la producción de filamento para impresión 3D	3
2.4. Implementación de una Recicladora Recreator 3D	4
2.5. Diseño de prototipo de una máquina trituradora de plásticos PET	4
3. Justificación	5
4. Objetivos	6
4.1. Objetivo general	6
4.2. Objetivos específicos	6
5. Alcance	7
6. Marco teórico	8
6.1. Ejes, flechas y sus componentes	8
6.2. Tornillos, sujetadores y diseño de uniones no permanentes	12
6.3. Vida de los rodamientos	16

7. Componentes clave de la trituradora: motorreductor y caja de trituración	18
7.1. Selección de material, caja de trituración	18
7.2. Selección de motor	18
8. Eje de trituración	20
8.1. Selección de material y geometría preliminar	20
8.2. Cálculo de diámetro	21
8.3. Velocidad crítica del eje	23
8.4. Cuña	23
8.5. Rodamientos	23
8.6. Diseño final	24
8.7. Transmision de potencia	25
9. Tornillos	26
10. Estructura de soporte	29
10.1. Análisis de esfuerzos	29
10.2. Diseño final	30
11. Circuito eléctrico	32
12. Montaje y ajustes finales del sistema	35
13. Resultados de trituración	40
14. Costos	43
15. Conclusiones	46
16. Recomendaciones	47
17. Referencias	49
18. Anexos	51
18.1. Propiedades de los materiales	51
18.2. Factores de diseño, resistencia de ejes y sus componentes	52
18.3. Tornillos y análisis de uniones no permanentes	55
18.4. Procesos de mecanizado	64
18.5. Catálogos	66
18.6. Selección de componentes	68

Índice de figuras

Figura 1. Shredder Pro	2
Figura 2. Configuración de fuerzas sobre ejes	12
Figura 3. Tipos de uniones con tornillos	13
Figura 4. Compresión de un elemento con las propiedades elásticas equivalentes representadas por un tronco de un cono hueco	15
Figura 5. Propiedades mecánicas de pernos, tornillos y birlos de acero	16
Figura 6. Diseño preliminar de la cuchilla	19
Figura 7. Diseño preliminar de la geometría del eje	20
Figura 8. Diagramas de corte y momento del eje	21
Figura 9. Diseño final del eje	24
Figura 10. Acoples mecanizados para la transmisión por cadena	25
Figura 11. Diseño preliminar de la estructura de soporte	29
Figura 12. Distribución de fuerzas	30
Figura 13. Diseño final de la estructura de soporte	31
Figura 14. Diagrama eléctrico	32
Figura 15. Conexión en el tablero eléctrico del sistema	33
Figura 16. Ensamblaje final de la trituradora de plásticos	35
Figura 17. Eje de trituración ensamblado	36
Figura 18. Caja de trituración	36
Figura 19. Caja de trituración ensamblada	37
Figura 20. Presentación del motorreductor y la caja de trituración	38
Figura 21. Acople de cadena 5016	38
Figura 22. Trituradora ensamblada y pintada	39
Figura 23. Piezas de prueba (PLA)	40
Figura 24. Primera prueba de triturado (PLA)	41
Figura 25. Resultado de trituración (PLA)	41
Figura 26. Resultado de trituración (PET)	42

Figura 27. Propiedades mecánicas AISI 1018	52
Figura 28. Parámetros de la condición superficial	53
Figura 29. Parámetros de temperatura	54
Figura 30. Parámetros de confiabilidad	54
Figura 31. Dimensiones estándar de cuñas	55
Figura 32. Terminología de roscas de tornillo	56
Figura 33. Diámetros de roscas métricas	57
Figura 34. Tuercas hexagonales	58
Figura 35. Arandelas métricas simples	59
Figura 36. Corte CNC de la cuchilla	64
Figura 37. Mecanizado del eje en torno CNC	64
Figura 38. Mecanizado de la cuña del eje en fresadora	65
Figura 39. Soldadura de la estructura base	65
Figura 40. Mecanizado de acoples en torno CNC	66
Figura 41. Catálogo NTN de rodamientos rígidos de bolas	67
Figura 42. Catálogo de acoples de cadena	68
Figura 43. Motorreductor seleccionado (2 Hp, 30 RPM)	69
Figura 44. Perfil hexagonal de acero AISI 1018	70
Figura 45. Chumacera seleccionada FC206	70

Índice de cuadros

Cuadro 1. Correlación entre la vida nominal básica del rodamiento, el factor de vida y el factor de velocidad	17
Cuadro 2. Datos para interpolación según catálogo NTN	17
Cuadro 3. Diámetros de la primera iteración	22
Cuadro 4. Diámetros finales	22
Cuadro 5. Cálculos para la rigidez del sujetador k_b	27
Cuadro 6. Factor de seguridad	28
Cuadro 7. Costos de materiales y servicios para la fabricación (componentes mecánicos)	44
Cuadro 8. Componentes eléctricos y de control de la trituradora	45
Cuadro 9. Costos de servicios de fabricación y ensamblaje de la trituradora	45
Cuadro 10. Datos de resistencia de la tracción y esfuerzo cortante de plásticos	51

A continuación, se presenta el diseño de una trituradora de plásticos. El propósito de la misma es generar materia prima para un laboratorio de reciclaje dentro de la Universidad del Valle de Guatemala. Este servirá para alimentar equipos como la extrusora de filamento para impresión 3D, la fabricación de planchas de plástico y la obtención de perfiles y piezas mediante moldes.

El documento sigue el método de diseño propuesto en Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, desde la selección de materiales para el eje, la geometría del sistema, los componentes de transmisión de potencia, la elección de rodamientos y el cálculo de la velocidad crítica y la vida útil de los elementos. Asimismo, se analizan las fuerzas, los momentos flectores y los esfuerzos que actúan sobre las piezas de la caja de trituración.

La trituradora mostró un desempeño satisfactorio al reducir el tamaño de piezas impresas y botellas convencionales. El sistema de transmisión mediante cadena y el sistema eléctrico permitieron un control adecuado del motor y una operación estable, eficiente y fácil de interpretar a través del tablero. Finalmente, el manual de uso y mantenimiento describe los procedimientos de operación, las normas de seguridad y los cuidados necesarios para prolongar la vida útil del equipo.

Palabras clave: trituradora de plásticos, reciclaje, laboratorio de reciclaje, diseño mecánico.

The following document presents the design of a plastic shredding machine. Its main purpose is to generate raw material for a recycling laboratory at Universidad del Valle de Guatemala. This material will be used to supply equipment such as a 3D-printing filament extruder, plastic sheet forming systems, and devices for producing profiles and molded components.

The document follows the design methodology proposed in Shigley's Mechanical Engineering Design, covering the selection of materials for the shaft, the geometry of the system, the components of the power transmission mechanism, the selection of bearings, and the calculations of critical speed and service life. It also includes an analysis of the forces, bending moments, and stresses acting on the components of the shredding box.

The shredder demonstrated satisfactory performance, successfully reducing printed pieces and plastic bottles into smaller components. The chain-driven transmission system and the electrical system provided proper motor control and stable, efficient operation, easily monitored through the control panel. Finally, the user and maintenance manual outlines the operating procedures, safety guidelines, and care instructions necessary to extend the equipment's service life.

Keywords: plastic shredder, recycling, recycling laboratory, mechanical design.

El presente proyecto tiene como finalidad el diseño, la construcción y la implementación de una máquina trituradora de plásticos destinada a generar materia prima para su aprovechamiento dentro de la Universidad del Valle de Guatemala. Este trabajo surge de la necesidad de contar con un equipo capaz de procesar residuos plásticos de manera eficiente, transformándolos en material reutilizable para diversas aplicaciones académicas y experimentales.

El desarrollo de la máquina se basa en la aplicación de principios de diseño mecánico, considerando aspectos estructurales, transmisión de potencia y selección de materiales, con el propósito de garantizar un funcionamiento confiable y seguro. Se siguió una metodología de diseño sistemática, que incluyó el análisis de requerimientos, diseño conceptual, selección de componentes, modelado en software CAD y evaluación de esfuerzos mediante herramientas de simulación. Luego, se procedió a la fabricación, el ensamblaje y la puesta en marcha del prototipo, con el fin de verificar su desempeño a través de pruebas experimentales.

El proyecto también contempló la implementación de un sistema de control y protección eléctrica que permitiera operar la máquina de forma segura, así como el diseño de una estructura de soporte que asegurara la estabilidad del conjunto y facilitara el mantenimiento. De esta manera, el prototipo desarrollado constituye una herramienta práctica que puede incorporarse en un futuro laboratorio de reciclaje, promoviendo el aprovechamiento de recursos plásticos dentro del entorno universitario.

El documento se encuentra estructurado en capítulos que abordan desde los antecedentes del proyecto y la justificación del diseño hasta el desarrollo mecánico, la selección de componentes, la etapa de ensamblaje, las pruebas, y, finalmente, las conclusiones y recomendaciones. Para mejorar la redacción del documento, se empleó la herramienta de inteligencia artificial ChatGPT [1] únicamente con fines de corrección ortográfica y ajustes de estilo. El análisis, las decisiones de diseño y los resultados fueron desarrollados por el autor.

2.1. Shredder Pro

Este sistema de trituración lo realiza Dave Hakkens con el programa Precious Plastic en el año 2013, en Holanda. Con el apoyo de una comunidad cuya filosofía se basa en el Open Source, se crea una serie de cuatro dispositivos (trituradora, extrusora, inyectora y compresora de plásticos) con la finalidad de promover el reciclaje de materiales plásticos y transformarlos en elementos cotidianos y ornamentales. El modelo con un costo relativamente bajo, estructura compacta y capacidad aproximada de 10 kg/h, utiliza un motor de 2.2 kW reducido a 70 rpm para accionar un conjunto de cuchillas de 5–6 mm que fragmentan plásticos como HDPE, PP, PS y LDPE de hasta 4 mm de espesor. La máquina requiere habilidades intermedias de soldadura, mecanizado y ensamblaje para su construcción, y demanda limpieza frecuente para evitar contaminación entre tipos de plástico. [2].

Figura 1. Shredder Pro



Nota. La imagen muestra el prototipo creado por Precious Plastics [2].

2.2. Diseño e implementación de un sistema de extrusión de filamento para impresión 3D a partir de botellas recicladas

Este trabajo presenta el diseño e implementación de un sistema capaz de transformar el reciclaje de botellas y recipientes de plástico en filamento para completar el proceso de impresión 3D, tomando como base el sistema presentado por la empresa Precious Plastic. Consta del desarrollo de dos etapas: el triturado de los recipientes, que busca reducir el material plástico en trozos pequeños utilizando un sistema de cuchillas; y un sistema de extrusión, que utiliza el material triturado para convertirlo en filamento para las impresoras 3D.

Los plásticos encontrados comúnmente en envases de detergente, tapas de botellas y contenedores de alimentos presentan un buen comportamiento en el proceso de obtención de filamento. A partir de esto, se elabora un listado de los materiales que pueden reciclarse, entre los cuales se encuentran el Tereftalato de Polietileno (PET), Polietileno de Alta Densidad (HDPE), Polipropileno (PP) y Poliestireno (PS). Se presenta una tabla con los valores de resistencia a la tracción y esfuerzo cortante para los polímeros con los que se desea trabajar, seleccionando así el valor mayor para calcular la fuerza máxima necesaria, obteniendo 7500 N y un momento de 450 Nm. Se define como velocidad nominal 30 rpm. Con estos datos, se concluye que la potencia eléctrica necesaria para el motor debe ser de 3.2 hp o 2.23 kW. Después de realizar pruebas, se definen los tiempos de triturado y extrusión de diferentes polímeros. [3]

2.3. Diseño de elementos mecánicos de una extrusora de polímeros destinada a la producción de filamento para impresión 3D

El objetivo principal de este proyecto es determinar las dimensiones y componentes de la máquina extrusora de filamento reciclado, además de definir los requisitos que debe cumplir la trituración, así como el proceso de operación y el costo de fabricación, basándose principalmente en investigaciones de diferentes fuentes.

Aunque este proyecto se enfoca más en el diseño de una extrusora de plástico, lo importante a destacar es el requerimiento que debe cumplirse en la trituración de los distintos polímeros para realizar la extrusión. Se llegó a la conclusión de que una dimensión de trituración de 7 mm es ideal para la extrusión de polímeros, ya que pellets muy pequeños, material fino o polvo son los causantes de partículas de material degradado o carbonizado, mientras que pellets muy grandes pueden presentar variación en viscosidad y modificación en la velocidad de cristalización. Esta conclusión ayuda a establecer un objetivo base a la hora de diseñar y probar una trituradora para botellas de plástico, ya que permite delimitar las dimensiones finales de los polímeros triturados. [4]

2.4. Implementación de una Recicladora Recreator 3D

La concepción de esta tesis está enfocada en la implementación de una recicladora de plástico PET, la cual tiene como finalidad convertir el material reciclado en filamento para impresión 3D. Mediante el proceso de termoformado y extrusión de plásticos, la máquina calienta a su punto crítico el plástico y lo pasa por un extrusor que le da un diámetro adecuado para poder ser considerado filamento reciclado.

Consta de dos partes: la primera, donde se encuentra todo el sistema eléctrico, que conforma el sistema de control, alimentación y procesamiento de datos; y la segunda, donde se tiene el corte de botellas, extrusión y guía del filamento. Como componentes principales tiene una placa Arduino Uno, un controlador para el motor *Stepper* y un *Mini-Rambo*, el cual es una placa base para cualquier impresora 3D. Algunas de las piezas mecánicas no sufrieron mayores cambios en su diseño; sin embargo, los cambios significativos ayudaron a aumentar la capacidad de plástico que pasa por la extrusión. Cabe destacar el uso de material impreso en 3D y corte láser para la mayor parte de las piezas, lo cual facilita su construcción y ensamblaje. [5]

2.5. Diseño de prototipo de una máquina trituradora de plásticos PET

Para este proyecto se realizó una revisión de literatura basada en el diseño y selección de componentes, la elección del tipo de material para fabricar cuchillas, la dimensión del mejor agarre entre cuchilla y botella, y se determinó la capacidad de trituración en función del tiempo. Adicionalmente, se realiza una comparación de tres tipos de máquinas trituradoras, donde se listan ventajas y desventajas.

Tomando en cuenta la resistencia a la tracción del plástico (90 MPa), se fabrica una cuchilla en acero ASTM A36, con un espesor de 8 mm y un diámetro de 100 mm. De acuerdo con el análisis por elementos finitos, esta cuchilla tiene un esfuerzo cortante de 126.6 MPa, suficiente para triturar el plástico, y un factor de seguridad de 2. También se utilizaron dos ejes de AISI 1018. Se realizaron diferentes pruebas de funcionamiento, obteniendo como resultado un tiempo de trituración de 15.20 segundos por 200 gramos de material triturado. Esta cantidad se ajusta al dimensionamiento máximo de la tolva, con un tamaño de partícula mínimo de 8 x 12 mm y máximo de 8 x 66 mm. [6]

Dentro de la Universidad del Valle de Guatemala existen trece impresoras 3D, las cuales están a disposición de estudiantes y docentes para realizar proyectos a nivel académico y personal. Se utilizan, en promedio, 20 rollos, solo de filamento PLA, en un lapso de 5 meses [5]. Con todas las piezas a realizar durante este periodo, los desperdicios son inevitables; estos pueden ser causados por una mala configuración en la impresión, errores de la impresora 3D, errores de diseño e iteraciones necesarias para obtener un resultado satisfactorio. Todas estas circunstancias resultan en material que no se puede reutilizar y que termina desechándose.

Los procesos de reciclaje de plásticos presentados por Dave Hakkens con el programa Precious Plastic muestran una manera efectiva de reutilizar desechos para proyectos en diferentes áreas, desde impresiones 3D hasta ejes y vigas para estructuras pequeñas. Estos procesos permiten tener una alternativa a implementar dentro de las instalaciones de la universidad; el poder reciclar diferentes tipos de plásticos y transformarlos en componentes para trabajos y proyectos representa una gran ventaja económica y de aprovechamiento de los recursos [2].

Para poder realizar los dispositivos presentados por el grupo de Precious Plastic, es necesario procesar previamente los polímeros hasta llevarlos a partículas de cierto tamaño según cada aplicación. Por tal motivo, se requiere contar con una máquina que se encargue de triturar los desechos de forma automatizada, optimizando tiempo y material. Tener una trituradora representa el primer paso para crear un espacio donde el reciclaje y la reutilización de plásticos sean posibles, ya que esta máquina genera la materia prima para el resto de los aditamentos.

4.1. Objetivo general

Construir e implementar una máquina trituradora de plásticos para su reciclaje dentro de la Universidad del Valle de Guatemala.

4.2. Objetivos específicos

- Diseñar e implementar un sistema de cuchillas de un solo eje.
- Establecer e implementar un sistema de control y transmisión de potencia.
- Diseñar una estructura de montaje para la trituradora.
- Generar un manual de uso y mantenimiento.

El presente trabajo de graduación tiene como alcance el diseño y desarrollo de una máquina trituradora de plásticos destinada a la generación de materia prima para un laboratorio de reciclaje. Este proyecto busca apoyar las actividades académicas y experimentales de los estudiantes de la Universidad del Valle de Guatemala, ofreciendo una herramienta que permita transformar residuos plásticos en material reutilizable para la elaboración de filamento de impresión 3D, planchas, perfiles y piezas moldeadas.

El alcance del proyecto abarca la etapa de diseño mecánico completo del sistema de trituración, siguiendo la metodología planteada en el libro Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley. Se incluyen las etapas de selección de materiales para los ejes y componentes estructurales, diseño del sistema de transmisión de potencia, análisis de esfuerzos, momentos flectores y fuerzas actuantes, así como la selección de rodamientos y verificación de vida útil de elementos sometidos a carga.

El trabajo comprende también la fabricación y ensamblaje del prototipo funcional, junto con la puesta en marcha y pruebas preliminares destinadas a verificar el funcionamiento del sistema de trituración y la resistencia de los componentes bajo condiciones normales de operación.

Quedan fuera del alcance del proyecto los procesos de lavado, secado, clasificación y peletizado del material triturado, así como los estudios de impacto ambiental y los análisis económicos a nivel industrial. Del mismo modo, no se incluye el desarrollo de accesorios o mecanismos complementarios como transportadores, sistemas de alimentación automática o almacenamiento del material.

Este alcance se limita a los recursos disponibles y al período asignado para el trabajo de graduación, orientándose principalmente a la validación técnica del diseño mecánico y a la demostración funcional del prototipo.

6.1. Ejes, flechas y sus componentes

6.1.1. Esfuerzos en ejes

Los ejes pueden estar sometidos a diversos tipos de esfuerzos. Para su análisis, estos se combinan en esfuerzos de Von Mises. No es necesario evaluar todos los puntos, solo unas pocas zonas críticas, generalmente en la superficie exterior, donde hay mayores momentos, torsión o concentraciones de esfuerzo. Los esfuerzos fluctuantes debidos a flexión y torsión se determinan mediante las siguientes ecuaciones.

$$\begin{aligned}\sigma_a &= K_f \frac{M_a c}{I} & \tau_a &= K_{fs} \frac{T_a c}{J} \\ \sigma_m &= K_f \frac{M_m c}{I} & \tau_m &= K_{fs} \frac{T_m c}{J}\end{aligned}\tag{1}$$

M_m y M_a son los momentos flexionantes medio y alternante; T_m y T_a , son los pares de torsión medio y alternante; y K_f y K_{fs} , son los factores de concentración de esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente.

Introduciendo los términos geométricos apropiados para c , I y J para una sección transversal redonda, para un eje sólido, y combinando estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2)$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3)$$

Considerando lo anterior y combinándolo con las ecuaciones de esfuerzos descritas previamente, para efectos de diseño se puede resumir de la siguiente manera:

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

Este irá cambiando según el criterio de falla, como por ejemplo ED-Gerber, ED-ASME elíptica y ED-Soderberg; sin embargo, los criterios de Gerber y Goodman modificado no protegen contra la fluencia, por lo que requieren una verificación adicional de este aspecto. Para tal propósito, se calcula el esfuerzo máximo de Von Mises.

$$\begin{aligned} \sigma'_{\text{máx}} &= \left[(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2 \right]^{1/2} \\ &= \left[\left(\frac{32K_f (M_m + M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} (T_m + T_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \end{aligned} \quad (5)$$

Para verificar la fluencia, este esfuerzo máximo de Von Mises se compara, como siempre, con la resistencia a la fluencia. Se pueden obtener expresiones similares para cualquiera de los criterios de falla comunes mediante la sustitución de los esfuerzos de Von Mises en las ecuaciones, obteniendo así:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{\text{máx}}} \quad (6)$$

ED-Goodman

$$\begin{aligned} \frac{1}{n} &= \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \\ d &= \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \end{aligned} \quad (7)$$

ED-Gerber

$$\frac{1}{n} = \frac{8A}{\pi d^3 S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (8)$$

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2}$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \quad (9)$$

ED-ASME elíptica

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

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (10)$$

ED-Soderberg

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

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{yt}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (11)$$

6.1.2. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Marin identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros aspectos, dando como resultado la siguiente ecuación. [7]

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (12)$$

- k_a = factor de modificación de la condición superficial
 - k_b = factor de modificación del tamaño
 - k_c = factor de modificación de la carga
 - k_d = factor de modificación de la temperatura
 - k_e = factor de confiabilidad
 - k_f = factor de modificación de efectos varios
 - S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
 - S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.
- (13)

6.1.3. Velocidades críticas de ejes

Para ejes sencillos de diámetro uniforme con apoyos simples, la velocidad crítica se calcula de la siguiente manera [8]:

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{gEI}{A\gamma}} \quad (14)$$

m es la masa por unidad de longitud; A , el área de la sección transversal, y γ , el peso específico. Para ejes con secciones distintas se emplean métodos aproximados: el de Rayleigh (sobrestimado):

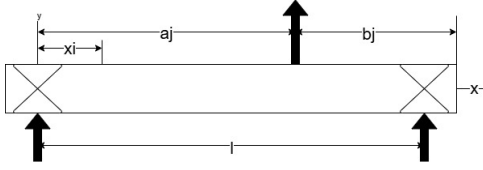
$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g \sum w_i y_i}{\sum w_i y_i^2}} \quad (15)$$

Dunkerley (conservador):

$$\frac{1}{\omega_1^2} \approx \sum_{i=1}^n \frac{1}{\omega_{ii}^2}, \quad \omega_{ii}^2 = \frac{g}{w_i \delta_{ii}} \quad (16)$$

w_i es el peso aplicado; y_i , la deflexión en Rayleigh, y δ_{ii} , el coeficiente de influencia en Dunkerley.

Figura 2. Configuración de fuerzas sobre ejes



Nota. Elaboracion propia

Cuando el eje tiene componentes como engranajes, poleas u otros elementos, la velocidad crítica provocada por cada componente puede calcularse usando la ecuación de Dunkerley y sumando finalmente el efecto del eje:

$$\frac{1}{\omega_1^2} \approx \frac{1}{\omega_s^2} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{\omega_{ii}^2} \quad (17)$$

donde ω_s es la velocidad crítica del eje sin componentes Ecuación 14. Para simplificar, se emplean coeficientes de influencia, que representan las deflexiones transversales en la posición i causadas por una carga unitaria aplicada en la posición j :

$$\delta_{ij} = \begin{cases} \frac{b_j x_i}{6EI} (l^2 - b_j^2 - x_i^2) & x_i \leq a_i \\ \frac{a_j (l - x_i)}{6EI} (2lx_i - a_j^2 - x_i^2) & x_i > a_i \end{cases} \quad (18)$$

Estos coeficientes permiten calcular la deflexión en cada punto del eje, necesaria para algunos métodos:

$$\begin{aligned} y_1 &= F_1 \delta_{11} + F_2 \delta_{12} + F_3 \delta_{13} \\ y_2 &= F_1 \delta_{21} + F_2 \delta_{22} + F_3 \delta_{23} \\ y_3 &= F_1 \delta_{31} + F_2 \delta_{32} + F_3 \delta_{33} \end{aligned} \quad (19)$$

6.2. Tornillos, sujetadores y diseño de uniones no permanentes

6.2.1. Largo de rosca

Para definir la longitud de la rosca en tornillos métricos, donde d es el diámetro nominal, se expresa de la siguiente forma:

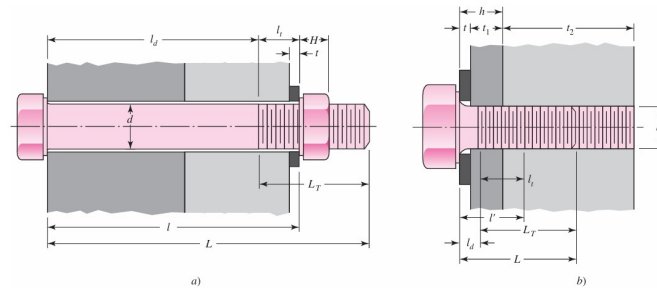
$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 & \text{si } L \leq 125 \text{ y } d \leq 48 \\ 2d + 12 & \text{si } 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & \text{si } L > 200 \end{cases} \quad (20)$$

6.2.2. Uniones: rigidez del sujetador

Para conexiones que se puedan desensamblar sin métodos destructivos y que resistan cargas de tensión, momentos, cortantes o combinaciones de estas, una opción adecuada es una unión atornillada simple con arandelas de acero endurecido. Es fundamental un diseño y ensamblaje correctos.

Como se mencionó anteriormente, el perno tiene como función unir dos o más piezas mediante la fuerza de sujeción generada al apretar la tuerca, conocida como precarga o pretensión. La Figura 3 muestra diferentes uniones atornilladas sometidas a tensión: una con pernos y tuerca que deja holgura en los agujeros, y otra con tornillos roscados directamente en una de las piezas o con birlos como alternativa. El procedimiento para determinar la rigidez del sujetador es el siguiente:

Figura 3. Tipos de uniones con tornillos



Nota. Se muestran diferentes uniones atornilladas sometidas a tensión [9].

Para el caso *a*) de la Figura 3, con la Ecuación (20) se calcula la longitud roscada del tornillo, teniendo en cuenta que la longitud total del sujetador debe ser:

$$L > I + H \quad (21)$$

Utilizando el largo comercial más cercano, se puede determinar la longitud de la parte útil de la rosca l_d , así como la sección donde no existe rosca l_t . De esta forma:

$$l_d = L - L_T, \quad l_t = L - l_d \quad (22)$$

Y obteniendo las áreas de la parte roscada de la Figura 33 (Anexos) y de la parte sin rosca con la ecuación:

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4} \quad (23)$$

Para el caso *b*) de la Figura 3, se puede calcular el agarre efectivo de la siguiente manera:

$$l' = \begin{cases} h + \frac{t_2}{2}, & t_2 < d \\ h + \frac{d}{2}, & t_2 \geq d \end{cases} \quad (24)$$

Además, se debe tomar en cuenta que la longitud del sujetador debe ser:

$$L > h + 1.5d \quad (25)$$

Utilizando las Ecuaciones (22) se obtienen las incógnitas necesarias para calcular la rigidez del sujetador de tal forma que:

$$k_b = \frac{A_d A_f E}{A_d l_t + A_f l_d} \quad (26)$$

O bien, para tornillos con rosca corrida se utiliza:

$$k_b = \frac{A_d E}{L} \quad (27)$$

6.2.3. Uniones: rigidez del elemento

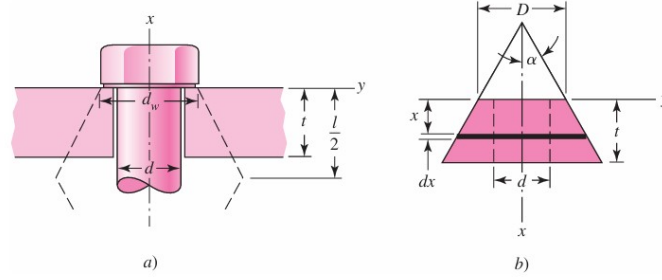
En el agarre del sujetador pueden existir más de dos elementos incluidos. En conjunto, actúan como resortes de compresión en serie y se puede expresar esta relación como:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad (28)$$

Si uno de los elementos es un empaque suave, su rigidez relativa respecto de los otros elementos generalmente resulta tan pequeña que para todos los propósitos prácticos estos se desprecian y solo se considera la rigidez del empaque.

Para simplificar el cálculo de la rigidez, se sugiere emplear el método del cono de presión de Rotscher con un ángulo variable del cono. Sin embargo, este método puede ser complicado en su implementación práctica. Por lo tanto, a continuación se presenta un método más simple que utiliza un ángulo fijo del cono, lo que reduce la complejidad del cálculo y facilita su aplicación.[9]

Figura 4. Compresión de un elemento con las propiedades elásticas equivalentes representadas por un tronco de un cono hueco



Nota. Se ilustra la forma de representar la unión mediante el método de cono de presión [9].

Las expresiones se describen a continuación:

- t = espesor del elemento sujetado
- l = longitud de agarre
- d_w = diámetro de la arandela (1.5 veces el diámetro del perno o tornillo) (29)
- D = diámetro de la sección menor del cono
- d = diámetro exterior de la rosca

En la Figura 4 se muestra la geometría general del cono con un ángulo de la mitad del apéndice α . En el libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley se presenta un método para simplificar los cálculos relacionados con la rigidez y el comportamiento de los sujetadores bajo condiciones de carga [9]. Se empleará un $\alpha = 30^\circ$. La elongación de un elemento del cono con espesor dx , sometido a una fuerza de tensión P es:

$$d\delta = \frac{P dx}{EA} \quad (30)$$

Tomando el supuesto de que los elementos son resortes, se puede obtener la relación de los mismos de la siguiente forma:

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\ln \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}} \quad (31)$$

Tomando en cuenta $\alpha = 30^\circ$ y un diámetro de arandela de $1.5d$ del eje, se obtiene la siguiente ecuación:








$$k_m = \frac{0.5774\pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774l + 0.5d}{0.5774l + 2.5d} \right)} \quad (32)$$

6.2.4. Resistencia del perno

En las normas para pernos, la resistencia se especifica mediante cantidades ASTM mínimas, la resistencia mínima de prueba o la carga mínima de prueba y la resistencia mínima de tensión.

La carga de prueba es la fuerza máxima que un perno puede resistir sin experimentar deformaciones permanentes. La resistencia de prueba se calcula dividiendo la carga de prueba entre el área sometida a esfuerzo de tracción. Así, la resistencia de prueba se aproxima al límite proporcional, con una deformación permanente de 0.0001 pulgadas en el sujetador (la primera desviación que puede medirse fuera del comportamiento elástico). Los valores de la resistencia de prueba media, la resistencia a tracción media y las desviaciones estándar correspondientes no están especificados en los códigos normativos, por lo que es responsabilidad del diseñador determinar estos valores, posiblemente a través de ensayos de laboratorio, antes de establecer una especificación confiable. A continuación se presentan las especificaciones para sujetadores métricos.

Figura 5. Propiedades mecánicas de pernos, tornillos y birlos de acero

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, ¹ MPa	Resistencia mínima a la tensión, ¹ MPa	Resistencia mínima a la fluencia, ¹ MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Nota. Se muestran las propiedades mecánicas para la clase métrica [9].

6.3. Vida de los rodamientos

La vida nominal básica, con 90 % de confiabilidad, indica las revoluciones que soportará la mayoría de los rodamientos antes de fatiga, expresable también en horas a velocidad constante. La capacidad básica de carga dinámica es la carga que un rodamiento soporta durante 1 millón de revoluciones: carga radial (C_r) para rodamientos radiales y axial (C_a) para axiales [10].

La relación entre vida nominal, capacidad de carga y carga aplicada se expresa en las ecuaciones siguientes para rodamientos de bolas y rodillos.

Cuadro 1. Correlación entre la vida nominal básica del rodamiento, el factor de vida y el factor de velocidad

Clasificación	Rodamiento de bolas	Rodamiento de rodillos
Vida nominal básica L_{10h}	$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 500f_n^3$	$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = 500f_n^{3.33}$
Factor de vida f_h	$f_n \frac{C}{P}$	$f_n \frac{C}{P}$
Factor de velocidad f_n	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/3}$	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{3/10}$

Nota. Los cálculos se basan en la norma de rodamientos NTN, considerando velocidad nominal y carga aplicada [10].

Para encontrar la carga dinámica equivalente se utiliza la ecuación:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (33)$$

Donde, según el catálogo, para la selección correcta de un rodamiento, es necesaria la siguiente tabla para realizar interpolaciones:

Cuadro 2. Datos para interpolación según catálogo NTN

$f_o \cdot F_a / C_{or}$	e	$F_a / F_r < e$		$F_a / F_r > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.3
0.345	0.22	-	-	-	1.99
0.689	0.26	-	-	-	1.71
1.03	0.28	-	-	-	1.55
1.38	0.30	-	-	-	1.45
2.07	0.34	-	-	-	1.31
3.45	0.38	-	-	-	1.15
5.17	0.42	-	-	-	1.04
9.89	0.44	-	-	-	1.00

Nota. Valores obtenidos directamente del catálogo de rodamientos NTN [10].

Componentes clave de la trituradora: motorreductor y caja de trituración

7.1. Selección de material, caja de trituración

Para la selección del material de la estructura de la trituradora, se optó por utilizar acero conforme a la norma ASTM A36, debido a sus buenas propiedades mecánicas, como la soldabilidad, la resistencia y la facilidad de maquinado. El acero ASTM A36 posee un límite elástico de aproximadamente 250 MPa, lo que garantizó un buen comportamiento ante esfuerzos de flexión y compresión, además de superar el límite del plástico [11]. También presentó una buena tenacidad, lo cual fue importante para soportar cargas dinámicas o impactos durante el funcionamiento de la trituradora.

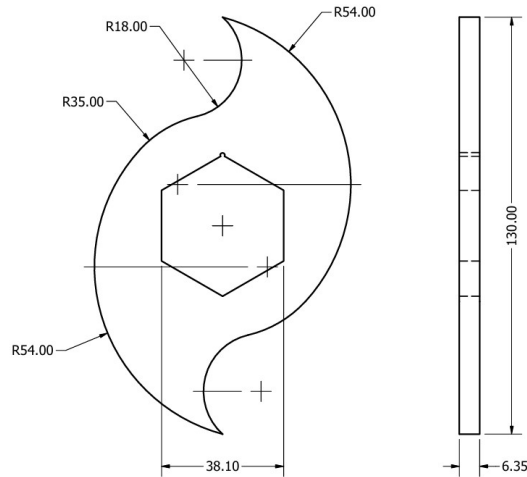
Se utilizaron piezas de 1/4 y 1/8 de pulgada, las cuales fueron cortadas mediante plasma CNC con el fin de obtener mejores acabados y garantizar el cumplimiento de las dimensiones establecidas, ya que estas afectan directamente el ensamblaje y el ajuste de los componentes. En la Figura 36 se pudo observar el mecanizado. El mismo material y procedimiento se emplearon para la fabricación de las cuchillas y los separadores de cuchillas del eje.

7.2. Selección de motor

Para seleccionar un motor eléctrico, fue necesario conocer la potencia, la velocidad y el par requeridos para cumplir con la función deseada.

Se realizó un diseño preliminar de la cuchilla de trituración, mostrado en la Figura 6, además de tomar en cuenta las propiedades mecánicas de los materiales a triturar, propuestas en la Tabla 10, utilizando la mayor resistencia a la tracción, correspondiente al material PET, con 70 MPa.

Figura 6. Diseño preliminar de la cuchilla



Nota. El diseño se basa en una cuchilla convencional de dos dientes.
Elaboración propia.

- Diámetro de cuchilla: 130 mm
- Espesor de cuchilla: 6.35 mm
- Agarre de cuchilla: 15 mm

Obteniéndose así un área transversal de 95.25 mm^2 , utilizando la siguiente ecuación para calcular la fuerza y el torque cortante.

$$F_c = \tau * A \quad (34)$$

Se obtuvo como resultado una fuerza cortante de 6667.5 N y un torque cortante, en el extremo más alejado, de 433.39 Nm. Para obtener la potencia del motor eléctrico, se utilizó la siguiente ecuación:

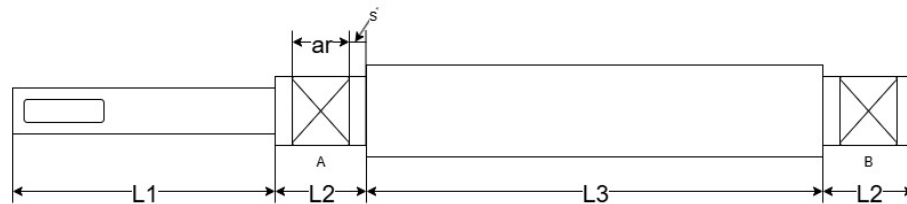
$$P(\text{hp}) = \frac{T * n}{7024} \quad (35)$$

Asumiendo una velocidad de salida (n) de aproximadamente 30 rpm, se obtuvo una potencia de 1.77 Hp. Sin embargo, considerando una eficiencia del 90 %, la potencia necesaria aumentó a 1.97 Hp. Por lo tanto, se seleccionó un motor de 2 Hp con una velocidad de salida final de 28.7 rpm, lo que resultó en un torque de salida de 488.53 Nm. El motor seleccionado se puede observar en la Figura 43.

8.1. Selección de material y geometría preliminar

Como primera iteración, comúnmente se utilizó la aleación de acero AISI 1018, ya que es uno de los aceros de bajo costo más resistentes. Por lo general, el acero estirado en frío se emplea para diámetros menores a 3 pulgadas. El diámetro nominal de la barra puede dejarse sin maquinar en las áreas que no requieren ajuste de componentes [8]. Por lo tanto, se utilizó esta aleación con el tratamiento indicado para los cálculos iniciales. Las propiedades del mismo se encuentran en la Figura 27.

Figura 7. Diseño preliminar de la geometría del eje



Nota. Representación preliminar de la geometría general del eje utilizada para los cálculos iniciales. Elaboración propia.

La interpretación de cada parámetro es la siguiente:

- $a_r \approx 32.2$ mm es el espacio designado para el cojinete o rodamiento.
- $S \approx 6.35$ mm representa la separación entre el cojinete y las cuchillas, donde se colocará un separador o ajustador.

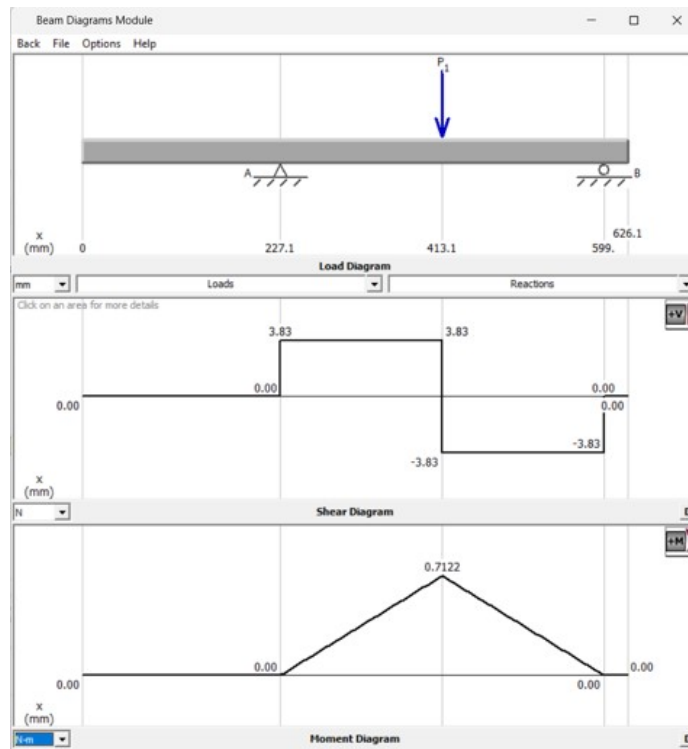
- $L_1 \approx 70$ mm corresponde a la parte cilíndrica más larga del eje, en la cual se colocó la cuña para la transmisión de potencia con el motor seleccionado (Figura 43).
- $L_2 \approx 49.550$ mm es el espacio destinado al cojinete, que permite su movimiento libre e incluye la chumacera.
- $L_3 \approx 327.025$ mm es el espacio destinado a sostener las cuchillas; debe tener forma hexagonal, según el diseño 6.

Como resultado de esta selección, el largo aproximado del eje fue de 496.13 mm o 0.496 m. Con la geometría general definida, se procedió a realizar los cálculos para determinar el diámetro que debía tener la sección crítica del eje.

8.2. Cálculo de diámetro

Para analizar los esfuerzos que se generan en el eje, es necesario obtener el momento flector. Para ello, se asume que el peso de los elementos sujetos al eje (cuchillas) está concentrado en el centro de la longitud L_3 , tal como se muestra en la Figura 7. Con el programa MD Solids, se obtuvieron los siguientes diagramas de cuerpo libre (DCL), corte y momento:

Figura 8. Diagramas de corte y momento del eje



Nota. Desarrollado en el software MD Solids.

Teniendo la geometría del eje, las cargas y momentos que lo afectaban, así como las propiedades del material mostradas en la Figura 27, fue necesario calcular el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica utilizando la Ecuación (12). Para ello, se consideraron los factores que influyen en la resistencia a la fatiga, según lo explicado en el marco teórico.

- Factor de superficie: $k_a = 0.899$, determinado según la Ecuación (37) y la Figura 28.
- Factor de tamaño: $k_b = 1$, como primera aproximación, ya que depende del diámetro del eje.
- Factor de carga: $k_c = 1$, debido a que las cargas son principalmente de flexión, según la Ecuación (39).
- Factor de temperatura: $k_d = 1$, considerando temperatura ambiente, de acuerdo con la Figura 29.
- Factor de confiabilidad: $k_e = 0.814$, asumiendo un nivel de confiabilidad del 99 % según la Figura 30.
- Factor de efectos varios: $k_f = 1$.

Aplicando la Ecuación (12) con estos factores, se obtuvo una resistencia a la fatiga crítica de 160.96 MPa.

Considerando también los factores de concentración de esfuerzos, y conociendo el momento flexionante, se procedió a calcular el diámetro ideal en la sección crítica, correspondiente a la zona de las cuchillas, utilizando las Ecuaciones (7), (11), (8) y (10), correspondientes a las teorías de fallo de Goodman, Soderberg, Gerber y ASME Elíptica, respectivamente. Se obtuvieron los siguientes diámetros:

Cuadro 3. Diámetros de la primera iteración

Método	Goodman M.	Soderberg	Gerber	ASME Elíptica
Resultado (mm)	35.126	37.203	35.093	37.144

Nota. Todos los valores fueron calculados mediante una hoja de calculo para agilizar el proceso.

Posteriormente, al recalculer el factor de tamaño, según la Ecuación (38), y considerando los factores de resistencia a la fluencia según el criterio de Lagrange, dado que algunas de las ecuaciones utilizadas no contemplaban esta verificación, se obtuvieron los diámetros finales recomendados para la sección crítica. Estos diámetros se expresaron en pulgadas, debido a que es la unidad comercial estándar para la adquisición de ejes.

Cuadro 4. Diámetros finales

Método	Goodman M.	Soderberg	Gerber	ASME Elíptica
Resultado (in)	1 6/16	1 7/16	1 6/16	1 7/16

Nota. Todos los resultados fueron calculados en una hoja de Excel para agilizar los cálculos.

Con esto se llegó a la selección del perfil a utilizar. Sabiendo que debía ser hexagonal debido a la forma de las cuchillas mostradas en la Figura 6 y, según la Tabla 4, se seleccionó un perfil hexagonal de 1 1/2", con una longitud aproximada de 496.13 mm, mostrado en la Figura 44.

8.3. Velocidad crítica del eje

La velocidad crítica del eje es un parámetro fundamental para garantizar la vida útil y el funcionamiento seguro de la máquina, ya que establece una restricción operativa importante. Utilizando las propiedades del material mostradas en la Figura 27 y considerando la configuración geométrica del eje, se aplicaron los métodos de Rayleigh (15) y Dunkerley (16).

Los resultados obtenidos indicaron una velocidad crítica aproximada de 1641 rpm mediante el método de Rayleigh y de 1638.55 rpm con el método de Dunkerley, valores muy cercanos que validaron la estimación. Con esto se concluyó que el eje estaba protegido ante la velocidad crítica, ya que la velocidad máxima que podía alcanzar era de 30 rpm, debido a la reducción de velocidad y al aumento de torque que proporcionó la caja reductora, mostrada en la Figura 43.

8.4. Cuña

Para la transmisión de potencia del eje, se seleccionó una cuña cuadrada de 1/4", conforme a la configuración mostrada en la Figura 31. Con esta selección, y los datos del motor previamente determinados, fue posible calcular el par torsional transmitido y la fuerza ejercida en la superficie del eje, utilizando las siguientes ecuaciones:

$$T = \frac{63025 * H}{n} \tag{36}$$
$$F = \frac{T}{r}$$

Se obtuvo un torque de 4346.552 lbf · pulgada y una fuerza de 7360.16 lbf, además de contar con una resistencia al cortante de 20.772 kpsi.

8.5. Rodamientos

Para estimar la vida útil aproximada de los rodamientos, fue necesario conocer las fuerzas radial y axial a las que estaban sometidos. La fuerza radial se calculó como el peso del eje y sus componentes, resultando en un valor de 0.0105 kN. Para la fuerza axial, se asumió que el eje actuaba como un tornillo o barra roscada; por lo tanto, el torque aplicado pudo tomarse como fuerza de avance o empuje, resultando en una fuerza axial de 6.41 kN.

Utilizando la Ecuación (33) para calcular la carga dinámica equivalente, y considerando como primera iteración los valores $X = 0.56$ y $Y = 1.5$, se obtuvo una carga dinámica equivalente de 9.62 kN. Suponiendo una velocidad de rotación $n = 30$ rpm, se determinó el valor de la capacidad básica de carga dinámica C_r , empleando la ecuación de vida nominal básica para rodamientos de bolas, presentada en el Cuadro 1, obteniéndose un valor de 20.02 kN.

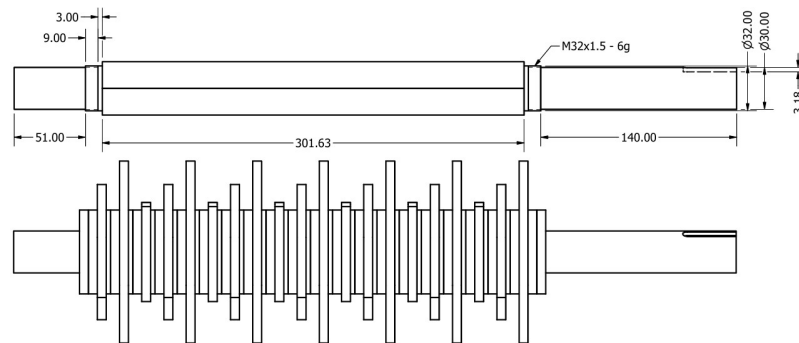
Este valor calculado permitió seleccionar un rodamiento compatible, según el Catálogo General NTN [10]. La mejor opción, considerando las dimensiones del eje, correspondió al rodamiento modelo 6206, mostrado en la Figura 41.

Utilizando el Cuadro 2 se pudo realizar una interpolación para obtener el valor del parámetro e y la relación F_a/F_r . Con estos datos, se determinaron los nuevos valores de los coeficientes X y Y , que resultaron ser 0.56 y 1.017, respectivamente. Con estos valores actualizados, se recalculó la carga dinámica equivalente, obteniendo un valor de 6.53 kN. De igual forma, se calculó la capacidad básica de carga dinámica C_r , resultando en 13.58 kN. Por lo tanto, el primer rodamiento seleccionado fue satisfactorio para las condiciones planteadas.

Teniendo el rodamiento, se escogió la chumacera que ayudaría a la fijación del cojinete. Se seleccionó una de cuatro puntos de sujeción, como se muestra en la Figura 45.

8.6. Diseño final

Figura 9. Diseño final del eje



Nota. Diseño elaborado considerando las dimensiones y requerimientos del proyecto. Elaboración propia.

Como se muestra en la Figura 9, se decidió utilizar roldanas roscadas y lisas para ajustar y mantener en su lugar las cuchillas y los separadores, además de considerar el diseño de la cuña. El eje y las cuchillas debían ensamblarse primero, ya que esto facilitó el armado general de la máquina. El proceso de maquinado se llevó a cabo dentro de la Universidad del Valle de Guatemala, utilizando un torno CNC para los diámetros y la rosca, y una fresadora con una fresa de 1/4" para el alojamiento de la cuña, como se muestra en las Figuras 37 y 38, respectivamente.

8.7. Transmision de potencia

Teniendo las dimensiones del eje mostradas en la Figura 9 y las del eje del motorreductor en la Figura 43, fue necesario seleccionar un acople para la transmisión de potencia entre ambos ejes. Para ello, se evaluaron dos tipos de acople: el tipo Lovejoy y el acople de cadena.

El acople Lovejoy resultó la opción más adecuada debido a su elemento elástico, el cual permite absorber impactos y reducir las vibraciones. Sin embargo, debido a la falta de disponibilidad de este componente, se decidió emplear un acople de cadena. Aunque cumplió con la función de transmitir el par, presentó ciertas desventajas, como una menor capacidad de amortiguamiento ante vibraciones y un mayor desgaste por fricción.

Como se mencionó anteriormente, el torque transmitido por el motor después de pasar por la caja reductora fue de 433.39 Nm. Por lo tanto, el acople que, según el Catálogo 42, soportaba un torque cercano a este valor fue el modelo 5014. Sin embargo, debido a la falta de disponibilidad inmediata de dicho acople, se decidió utilizar el modelo 5016, el cual soporta un torque máximo de 735 Nm. Este valor fue superior al requerido, lo que permitió adoptar un diseño más conservador y prolongar la vida útil del acople.

Estos componentes fueron maquinados en la Universidad del Valle de Guatemala, donde se realizaron los diámetros interiores, como se observa en la Figura 40. En el caso del cuñero y los pasadores, el mecanizado se llevó a cabo en una empresa externa. El resultado final se muestra en la Figura 40.

Figura 10. Acoples mecanizados para la transmisión por cadena



Nota. La imagen muestra los acoples mecanizados utilizados para la transmisión de movimiento entre el eje del motor y el eje de la caja de trituración. Fotografía propia.

Para el análisis de los tornillos se decidió utilizar el mismo tipo en todas las uniones de la máquina, con el fin de estandarizar el diseño y facilitar el mantenimiento. Además, se analizó un único punto, seleccionando el más crítico. En este caso, se estudiaron los tornillos de sujeción de las chumaceras, ubicados cerca del eje, ya que estarían sometidos a vibraciones y a una fuerza cortante en caso de que el rodamiento llegara a fallar.

Se seleccionaron tornillos hexagonales M10-1.5, grado 8.8, con ajuste mediante roscado sobre el material o mediante tuercas, dependiendo de la ubicación. Con esta selección, se obtuvo un diámetro nominal de 10 mm y un área efectiva sujeta a tensión de 58 mm^2 , según la Figura 33. Además, se determinaron las dimensiones de grosor o espesor de la arandela y la tuerca, tomando como referencia las Figuras 35 (Anexos) y 34, obteniéndose valores de 2.3 mm y 8.4 mm, respectivamente.

La carga aplicada se calculó utilizando el torque generado en el motor y trasladando este momento hacia los tornillos de la chumacera. Utilizando las ecuaciones desde (20) hasta (25), y aplicando la Ecuación (27) para roscas corridas, se determinó la rigidez del sujetador k_b , obteniendo los resultados mostrados a continuación:

Cuadro 5. Cálculos para la rigidez del sujetador k_b

Variable	Resultado
t Arandela o arandelas (mm)	2.3
t_1 (mm)	23
t_2 (mm)	6.35
H (mm)	0
h (mm)	25.3
l (mm)	28.475
Largo total L (mm)	31.65
LT (Largo de la rosca) (mm)	31.65
l_d (mm)	0
l_t (mm)	28.475
A_d (mm ²)	78.54
A_t (mm ²)	58
Módulo de elasticidad E (MPa)	210000
Rigidez del sujetador k_b (N/m)	427743.63

Nota. Los valores fueron determinados considerando la geometría del tornillo, las arandelas y las propiedades mecánicas del acero utilizado.

En los pasos a seguir fue necesario obtener la carga de prueba mediante la Ecuación (41), para posteriormente determinar la fuerza de precarga según la Ecuación (40), la cual sirvió como base para los siguientes cálculos. De este modo, se obtuvieron los valores de $F_p = 34800$ N y $F_i = 31320$ N. Con estos resultados se procedió a calcular la constante de rigidez C , descrita en la Ecuación (44), utilizando las incógnitas y variables definidas en las Ecuaciones (42) a (48). El resultado obtenido fue $C = 0.0977$, lo cual indicó que solo el 9.77% de la carga externa aplicada sobre la unión recaía en el tornillo.

Con esto calculado, se pudieron obtener los siguientes factores para garantizar la calidad de la unión ante una tensión estática: el factor de seguridad contra la fluencia estática $n_p = 1.099$ según la Ecuación (49), el factor de sobrecarga $n_L = 10.31$ según la Ecuación (50), y el factor de seguridad de separación $n_o = 10.0471$ conforme a la Ecuación (51). Estos resultados evidenciaron que la unión atornillada cumplió con los requisitos de seguridad y desempeño bajo carga estática. El valor de n_p mostró que el tornillo trabajó dentro de su límite elástico, mientras que los altos valores de n_L y n_o confirmaron que la unión poseía una capacidad suficiente para resistir sobrecargas y evitar la separación de las superficies de contacto, garantizando así la calidad del ensamble.

Para poder analizar la tensión de forma dinámica hasta llegar a la fatiga, fue necesario obtener la carga máxima a la que podían someterse los tornillos; en este caso, se asumió que el torque del motor generaba una fuerza de empuje en la chumacera, como en el caso de los rodamientos, obteniendo una fuerza máxima de 17,447.55 N. Posteriormente, se calcularon los esfuerzos alternante y medio siguiendo las Ecuaciones (53), obteniendo así el factor de seguridad a la fatiga según diferentes teorías de falla.

Cuadro 6. Factor de seguridad

Teoría	Resultado
Goodman	8.739
Gerber	11.768
ASME Elíptica	3.926

Nota. Los valores se obtuvieron mediante el análisis de esfuerzos alternantes y medios, aplicando las teorías de fatiga correspondientes.

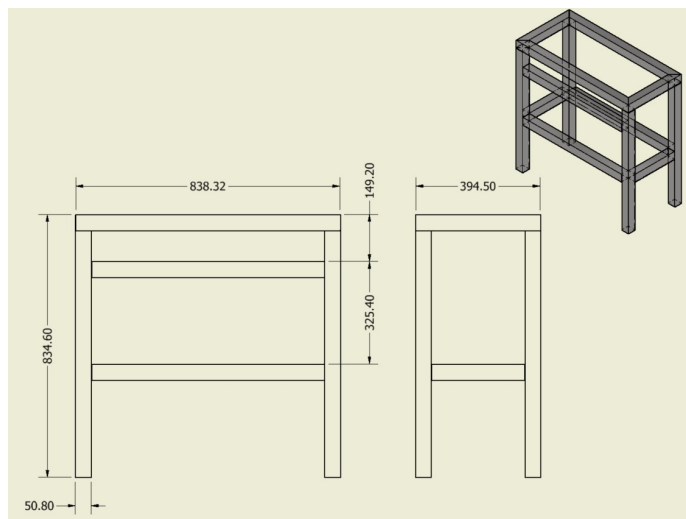
Los resultados obtenidos mostraron que la unión atornillada presentó un comportamiento confiable frente a la fatiga. El menor factor de seguridad correspondió a la teoría ASME elíptica, con un valor de $n_f = 3.926$, lo que indicó un diseño conservador pero seguro. Las teorías de Goodman y Gerber arrojaron márgenes mayores, reafirmando que la unión podía soportar las condiciones dinámicas de trabajo sin riesgo de falla por fatiga bajo la carga máxima considerada.

Sin embargo, fue necesario verificar la falla contra la fluencia estática según la Ecuación (54), obteniendo como resultado un valor de 1.054. Lo cual indicó que la unión se encontraba muy cercana a su límite elástico bajo las condiciones de carga analizadas. Aunque el factor de seguridad fue ligeramente superior a la unidad, lo que significó que no se presentó fluencia, el margen de seguridad fue reducido.

10.1. Análisis de esfuerzos

Para el análisis de esfuerzos en el soporte de la máquina, se utilizó la herramienta Inventor Frame Analysis, teniendo ya una estructura inicial diseñada como se presenta a continuación:

Figura 11. Diseño preliminar de la estructura de soporte

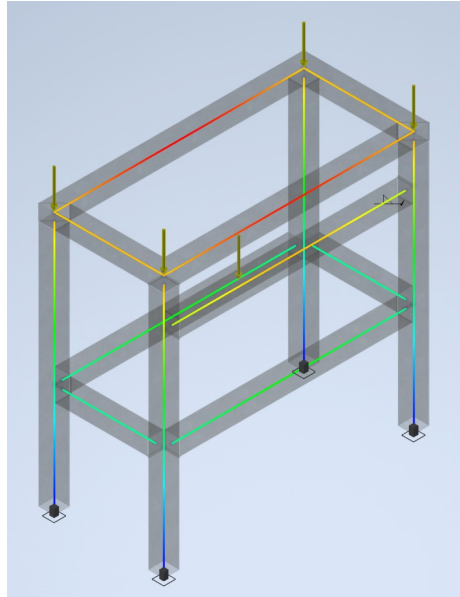


Nota. Diseño preliminar de la estructura principal que sostiene la trituradora.
Elaboración propia.

El material utilizado fue acero ASTM A36, y el peso estimado de la máquina fue de

1470 N, el cual se distribuyó en los cuatro puntos de unión de la parte superior de la estructura de la siguiente forma.

Figura 12. Distribución de fuerzas



Nota. Esquema elaborado para representar la distribución de fuerzas actuantes sobre el soporte. Elaboración propia.

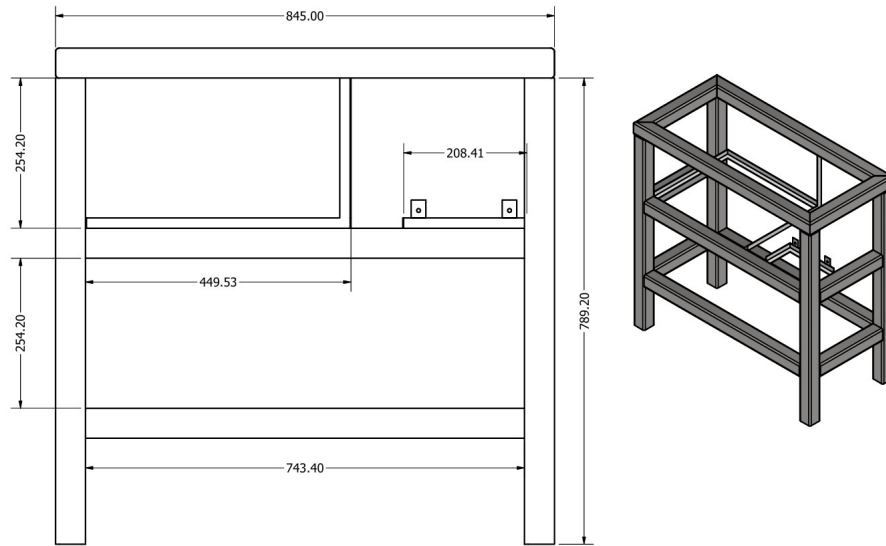
La deformación máxima que sufrió la estructura fue de 0.007802 mm, específicamente en la parte superior, donde se observaron líneas rojas según la Figura 12. Esto indicó una deformación casi despreciable. En la misma zona se presentó el mayor esfuerzo flector, que fue de 0.232 MPa, lo cual también resultó despreciable, ya que el material analizado tenía una resistencia de 250 MPa. Por lo tanto, la estructura con el material escogido soportó el peso de todos los componentes.

10.2. Diseño final

Para la unión de los perfiles cuadrados que conformaron la estructura de soporte se empleó el proceso de soldadura por arco con electrodo revestido (SMAW), debido a su versatilidad, facilidad de aplicación y bajo costo. Este método resultó adecuado para el tipo de material utilizado en la estructura. El proceso se muestra en la Figura 39.

Las uniones realizadas fueron principalmente en ángulo de 90° y en "T", sin requerir una preparación especial de los bordes, ya que el espesor del tubo estructural (calibre 18) no lo demandaba. Se utilizaron electrodos tipo E6013 de $3/32"$ (2.5 mm), con un rango de corriente entre 50 y 70 amperios, lo que permitió una correcta fusión del material, evitando la perforación del tubo y logrando un acabado uniforme.

Figura 13. Diseño final de la estructura de soporte

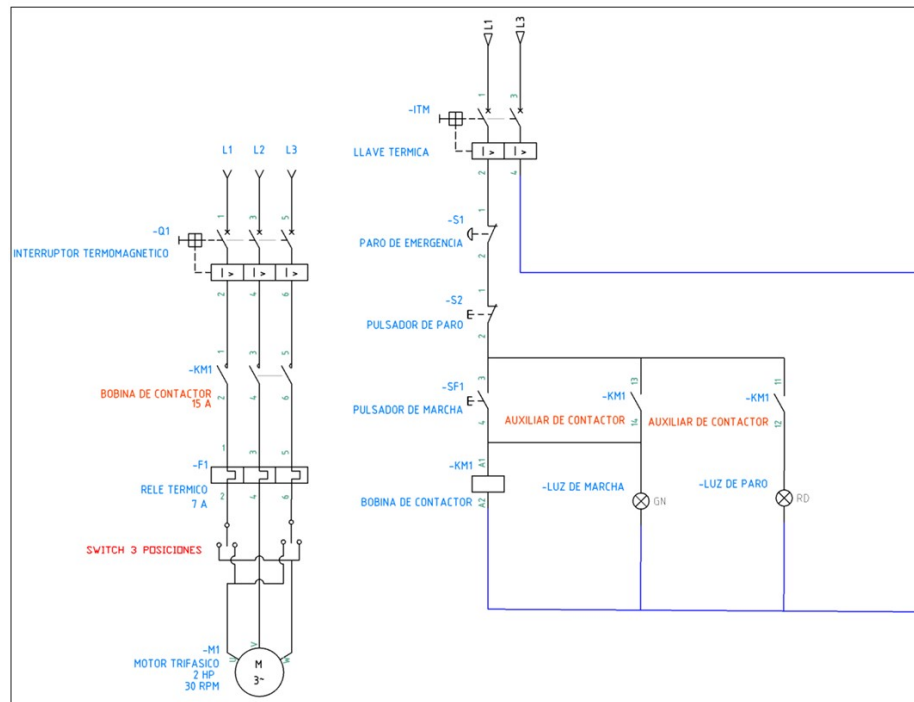


Nota. Diseño de la estructura principal que sostiene la trituradora, la cual fue elaborada en acero estructural para garantizar rigidez y estabilidad durante el funcionamiento. Elaboración propia.

Durante el proceso se realizaron puntos de fijación previos para mantener el alineamiento de los perfiles antes de completar las uniones, garantizando así la estabilidad de la estructura.

Además, se soldaron dos placas de acero de 1/4" de espesor que sirvieron como bases para el motorreductor y la caja de trituración, unidas directamente a los perfiles cuadrados. También se emplearon perfiles angulares de 3/4" para fabricar las bases de soporte destinadas a la caja eléctrica y a la caja de recolección del material triturado.

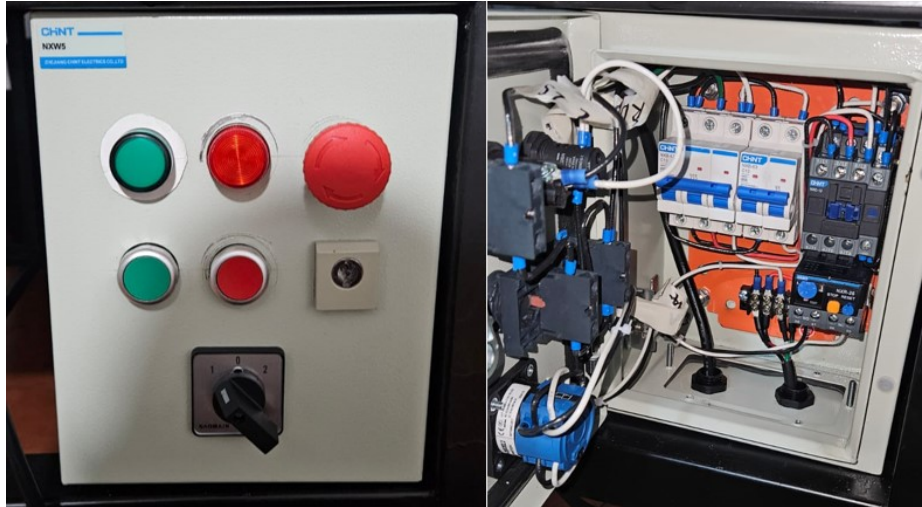
Figura 14. Diagrama eléctrico



Nota. El diagrama muestra las conexiones del motorreductor, las protecciones eléctricas y el sistema de mando de la trituradora, realizado en AutoCAD Electrical. Elaboración propia.

Se implementó un sistema de control eléctrico para un motor trifásico de 2 HP y 30 RPM, el cual se basa en el funcionamiento de arranque directo. El diagrama se compone de dos partes principales: el circuito de potencia y el circuito de control, ambos diseñados para garantizar una operación segura, confiable y eficiente del motor. En ambos circuitos se utilizará cable de calibre 12 AWG, siguiendo el código de colores establecido por la norma NEC (National Electrical Code), específicamente bajo la NFPA 70 (Negro, rojo y blanco). Como se muestra en la Figura 15

Figura 15. Conexión en el tablero eléctrico del sistema



Nota. La figura muestra la disposición y conexión de los componentes eléctricos dentro del tablero de control de la trituradora. Fotografía propia.

Como se observa en la Figura 15, se realizó la conexión de los componentes tomando como guía el diagrama eléctrico presentado en la Figura 14. En el lado derecho de la Figura 15 se mostró la interfaz a la que tuvo acceso el operador de la máquina, la cual contó con todos los botones e indicadores necesarios para su funcionamiento. En la parte izquierda se apreció el cableado y la conexión de todos los componentes, sección que fue accesible únicamente mediante una llave especial para tableros eléctricos.

A continuación, se describen las funciones integradas en el tablero eléctrico.

El circuito de potencia se encargó de suministrar energía al motor. Este inició con un interruptor termomagnético (Q1), el cual protegió al sistema frente a sobrecargas o cortocircuitos. Posteriormente, la corriente pasó a través del contactor (KM1), que actuó como un interruptor controlado eléctricamente. Cuando el contactor se activó, permitió el paso de corriente hacia el motor. Como medida adicional de protección, se incorporó un relé térmico (F1) configurable, que desconectó el motor si detectaba una corriente superior a la nominal, evitando daños por sobrecarga. Finalmente, el motor trifásico se conectó mediante un interruptor de tres posiciones, permitiendo configurar la dirección de giro.

El circuito de control, por otro lado, permitió encender o apagar el motor de manera segura. Este circuito comenzó con una llave térmica que energizó toda la sección de control. A continuación, se incluyeron dos dispositivos de seguridad: un botón de paro de emergencia

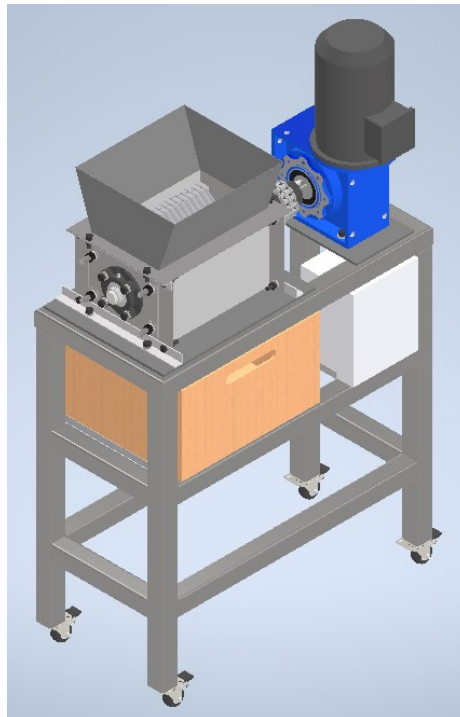
(S1) y un pulsador de paro normal (S2), ambos de contacto normalmente cerrado (NC), lo que significa que interrumpieron el sistema al ser presionados. Para iniciar el motor, se utilizó un pulsador de marcha (SF1) de contacto normalmente abierto (NO), que al ser activado energizó la bobina del contactor KM1, cerrando así los contactos de potencia y permitiendo el arranque del motor. Una vez energizada la bobina del contactor, se activó también un contacto auxiliar de retención (KM1), conectado en paralelo al pulsador de marcha. Este contacto mantuvo el sistema en funcionamiento aún después de soltar el botón de inicio, asegurando un funcionamiento continuo. Si en algún momento se presionaba el pulsador de paro o el botón de emergencia, el circuito se abría, desenergizando la bobina del contactor y deteniendo el motor.

Para brindar retroalimentación visual al usuario sobre el estado del sistema, se incorporaron dos indicadores. Una luz verde (GN) indicó que el motor estaba en funcionamiento, y una luz roja (RD) señaló que el motor se encontraba detenido. Estas luces se accionaron a través de los contactos auxiliares del contactor, lo que permitió una lectura inmediata y clara del estado del equipo.

Montaje y ajustes finales del sistema

Con todos los componentes ya diseñados, se obtuvo el siguiente modelo, el cual sirvió como referencia para el armado y los posibles ajustes que requirió la máquina.

Figura 16. Ensamblaje final de la trituradora de plásticos



Nota. Ensamble final del sistema de trituración, modelado en Autodesk Inventor. Elaboración propia.

Como se mencionó anteriormente, el primer componente en ensamblarse fue el eje de trituración junto con las cuchillas, tomando en cuenta las roldanas de ajuste y las roldanas roscadas, como se muestra en la Figura 9. Estas se apretaron lo más posible para evitar diferencias en la separación entre cuchillas. El resultado se muestra en la Figura 17.

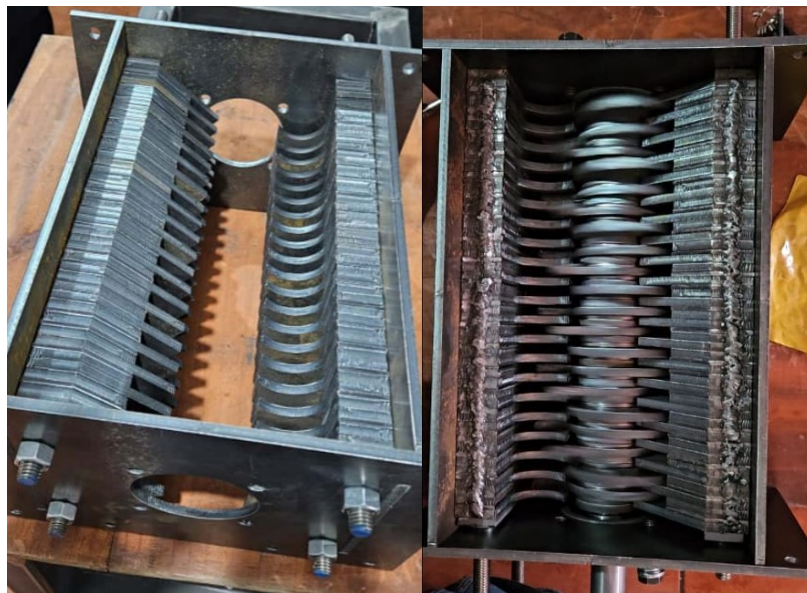
Figura 17. Eje de trituración ensamblado



Nota. Eje maquinado, ensamblado con las cuchillas, separadores y roldanas de ajuste. Fotografía propia.

A continuación, se ensamblaron los limpiadores (cleaners) en ambos lados del eje. Estos fueron sujetos mediante una barra roscada de acero inoxidable de 1/2", junto con sus respectivas tuercas, roldanas lisas y roldanas de presión, asegurando una correcta sujeción de las piezas. En la Figura 18 se muestran ambos casos: a la derecha, la ilustración sin el eje de trituración, donde se decidió soldar los limpiadores y sus respectivos separadores para facilitar el ensamblaje; y a la izquierda, el ensamblaje completo con el eje, que representó el montaje correcto. Cuando todos los componentes quedaron debidamente colocados, el resultado fue el que se observa a la izquierda de la Figura 18.

Figura 18. Caja de trituración



Nota. Caja de trituración, únicamente con los limpiadores instalados y ya completa. Fotografía propia.

Teniendo este conjunto armado, se pueden instalar las chumaceras seleccionadas Figura 45, además de los elementos de sujeción para la base de la caja y la tolva de ingreso. Estos constan de perfiles tipo L de $1 \times 1 \times 1/8''$, atornillados con los mismos tornillos utilizados para las chumaceras, los cuales fueron seleccionados previamente. Es importante destacar que, para las uniones de la mayoría de los elementos, se decidió realizar roscas (machuelos) directamente sobre el material base, tanto en la placa de la caja de trituración como en la del motor. El resultado de este armado es el mismo para ambos lados de la caja y se presenta en la Figura 19.

Figura 19. Caja de trituración ensamblada



Nota. Caja de trituración con todos sus componentes instalados, incluyendo chumaceras, perfiles en L, tolva y elementos de sujeción. Fotografía propia.

Teniendo la caja de trituración completamente ensamblada y habiendo realizado el roscado en la base del motorreductor, se procedió a presentar los componentes para verificar la alineación de los ejes. En este caso, no fue necesario realizar ningún ajuste; sin embargo, este paso resultó de vital importancia en caso de ser requerido, ya que las consecuencias se reflejarían directamente en la vida útil del acople. Como se mencionó anteriormente, este tipo de acoples no son muy eficientes ante impactos y vibraciones. El resultado de esta verificación se observa en la Figura 20.

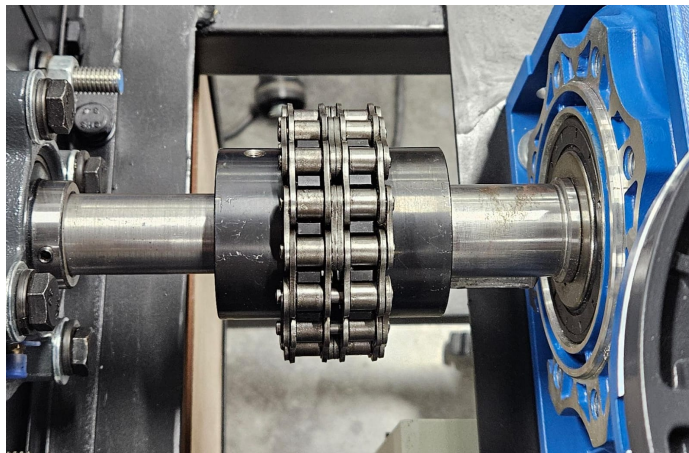
Figura 20. Presentación del motorreductor y la caja de trituración



Nota. Presentación del motorreductor junto con la caja de trituración para verificar la alineación entre los ejes antes del acople final. Fotografía propia.

Teniendo esto, se procedió con la instalación del acople por cadena. El resultado se muestra en la Figura 21.

Figura 21. Acople de cadena 5016



Nota. Acople de cadena 5016 ya instalado entre el motorreductor y la caja de trituración, asegurando la correcta transmisión de movimiento. Fotografía propia.

Por último, se procedió a soldar los elementos del soporte base, ya que fue necesario fabricar un soporte adicional para la base eléctrica y otro para la caja de recolección

del material triturado. Asimismo, se colocaron cuatro rodos metálicos, cada uno con una capacidad de carga de 100 kg, lo que permitió el desplazamiento seguro y estable de la máquina. Finalmente, se aplicaron dos capas de pintura anticorrosiva en todo el exterior de la trituradora. Finalmente, se aplicaron dos capas de pintura anticorrosiva en todo el exterior de la trituradora, con el objetivo de prevenir la oxidación, la cual podría afectar la alineación entre las cuchillas y los limpiadores. Además, se realizó la instalación del tablero eléctrico. El resultado final se muestra en la Figura 22.

Figura 22. Trituradora ensamblada y pintada



Nota. Trituradora de plásticos, ensamblada, pintada y con el tablero eléctrico instalado, lista para operación. Fotografía propia.

Resultados de trituración

Se realizaron pruebas con dos tipos de materiales: botellas plásticas de bebidas convencionales y piezas impresas en 3D de diferentes tamaños, formas y tipos de relleno. Esto se realizó con el fin de evaluar el desempeño de la trituradora, el tamaño del material obtenido y el número de pasadas necesarias para lograr un resultado satisfactorio.

Figura 23. Piezas de prueba (PLA)



Nota. Se muestran las piezas que se usaron como pruebas, las cuales corresponden a desechos de impresión. Fotografía propia.

Para las piezas mostradas en la Figura 23, se introdujeron una a una dentro de la caja de trituración. Es importante destacar que, para piezas con geometría esférica, estas tienden a rebotar y son difíciles de triturar por sí solas, por lo cual es necesario darles un empuje

con alguna herramienta. En cambio, para piezas con geometrías planas o más complejas, las cuchillas lograban un buen agarre y logran reducir el material a un tamaño adecuado. El resultado se muestra en la siguiente figura.

Figura 24. Primera prueba de triturado (PLA)



Nota. Se muestra el resultado de la primera pasada de las piezas impresas. Fotografía propia.

Luego de realizar algunas pruebas de triturado, se decidió juntar todo este material para pasarlo en conjunto. Fue importante destacar que la trituradora funcionó de mejor manera con una mayor cantidad de material por triturar, ya que la acumulación del mismo ayudó al agarre de las cuchillas y facilitó el corte. Además, se evidenció la necesidad de un sistema de criba o tamizado para poder separar las piezas más grandes de las más pequeñas. Los resultados finales y el peso neto del material de prueba se mostraron a continuación.

Figura 25. Resultado de trituración (PLA)



Nota. Resultado medido en kilogramos. Fotografía propia.

Para las botellas convencionales (PET), fue necesario aplastarlas para evitar el rebote dentro de la caja de trituración. En esta prueba se pudo observar que las cuchillas lograron sujetar y arrastrar con efectividad las botellas. Sin embargo, el material obtenido fue más grande que en las pruebas con piezas impresas. Esto se debió a que el material de las botellas era menos rígido y tendía más a doblarse o deformarse que a romperse, por lo que fue necesario realizar más pasadas dentro de la caja de trituración. El resultado después de 3 pasadas de 5 botellas de 650 ml fue el siguiente.

Figura 26. Resultado de trituración (PET)



Nota. Resultado de 3 pasadas de botellas convencionales. Fotografía propia.

CAPÍTULO 14

Costos

A continuación, se presentaron los cuadros de costos correspondientes a los materiales, componentes mecánicos y elementos eléctricos requeridos para la construcción del prototipo de la trituradora de plásticos. Estos cuadros permitieron visualizar de forma ordenada los insumos necesarios, así como sus costos unitarios, cantidades y costos totales, facilitando la evaluación económica del proyecto y la planificación de su fabricación. Cabe destacar que en estos costos no se consideraron los procesos de soldadura, maquinado de algunos componentes, ensamblaje ni la mano de obra en general. El costo total correspondiente únicamente a materiales y componentes ascendió a $Q\ 17,899.20$. Adicionalmente, se consideró un costo aproximado de mano de obra, asociado a las actividades de diseño, fabricación, ensamblaje y pruebas del equipo, el cual fue de $Q\ 15,762.00$. De esta manera, el costo total estimado del proyecto fue de $Q\ 33,661.20$.

Cuadro 7. Costos de materiales y servicios para la fabricación (componentes mecánicos)

Item	Proveedor	Costo	Cant.	Total
Tubo cuadrado 2cal. 18	El Arenal	119	2	238
Platina de lámina negra 1/4", 1x1 m	ProAceros	650	2	1300
Eje hexagonal AISI 1018, 1.5" x 1 m	Tecni Aceros	566	1	566
Angular 1" x 1/8"	Novex	75	1	75
Angular 3/4" x 1/8"	El Arenal	56.6	1	56.6
Rodo giratorio 35 mm, 100 kg	Lewonski	99	4	396
Corte y material en lámina 1/4", 1/8z 2 mm	SYS Proyectos y Servicios	3149	1	3149
Varilla roscada inoxidable 1/2" x 3 ft.	Novex	120	2	240
Chumacera UCFC206-20 para eje 1-1/4"	Corporación RST	190	2	380
Tuerca hexagonal 1/2"(bolsa 10 unidades)	El Arenal	22.5	2	45
Tornillo y tuerca hexagonal M10, paso 1.5	Cemaco	8	20	160
Arandela plana M10	EPA	4.5	28	126
Arandela de presión M10	EPA	4	28	112
Acople por cadena tipo 5016	Componentes Industriales	1300	1	1300

Nota. Los costos corresponden a materiales estructurales, elementos mecánicos y servicios de manufactura necesarios para la construcción del prototipo de la trituradora de plásticos. Total Q. 8143.60

Cuadro 8. Componentes eléctricos y de control de la trituradora

Item	Proveedor	Costo	Cant.	Total
Motorreductor 2 HP, 230/460 V, 29 rpm	Servica Industrial	8700	1	8700
Caja metálica 250×200×150 mm	KetPlus	244	1	244
Flipón automático 3P 10A CHINT	KetPlus	66	1	66
Flipón automático NXB-63 2P 10A	KetPlus	55.5	1	55.5
Switch rotativo 20A, 1-0-2, 3 posiciones	Guatemala Digital	139	1	139
Luz piloto verde 220 V	KetPlus	20	1	20
Luz piloto roja 220 V	KetPlus	20	1	20
Terminal tubular calibre 14 (100 piezas)	La Electrónica	25	1	25
Riel DIN 35 mm × 1 m	Novex	20	1	20
Espiga 3 polos 50 A, 125/250 V	Novex	35	1	35
Cable TSJ calibre 14 AWG negro	Cemaco	13.1	1	13.1
Cable calibre 14 AWG rojo	Cemaco	3	3	9
Cable calibre 14 AWG blanco	Cemaco	3	3	9
Cable calibre 14 AWG negro	Cemaco	3	3	9
Contactador NXC 12 A, 110 V, 60 Hz	KetPlus	88	1	88
Relé bimetálico NXR-25, 7-10 A	KetPlus	108	1	108
Pulsador rojo 110/220 V	KetPlus	65	1	65
Pulsador verde 110/220 V	KetPlus	65	1	65
Pulsador tipo hongo con enclavamiento	KetPlus	65	1	65

Nota. Los componentes eléctricos listados permiten la alimentación, protección y control del motorreductor. Total Q. 9755.60

Cuadro 9. Costos de servicios de fabricación y ensamblaje de la trituradora

Servicio	Costo (Q)
Maquinado de eje (diámetro y cuñero)	1 000
Maquinado de acoples 5016 (diámetro, cuñero y castigador)	750
Soldadura del conjunto estructural (electrodo E6013)	230
Ensamblaje general del equipo (diseño, correcciones y pruebas)	13 782

Nota. Los costos corresponden a los servicios de fabricación, ensamblaje, diseño, correcciones y pruebas necesarias para la correcta operación de la trituradora de plásticos.

- Se logró diseñar e implementar un sistema de cuchillas montado sobre un eje, capaz de triturar materiales plásticos de diferentes densidades. Durante las pruebas experimentales, se comprobó su eficacia al triturar no sólo plásticos PET, sino también materiales más duros como aluminio, sin daños en las cuchillas.
- Se estableció e implementó un sistema de transmisión basado en acoples de cadena tipo 5016 y un motorreductor de 2 HP, lo que garantizó la correcta transferencia de torque y velocidad hacia el eje de trituración. El sistema eléctrico fue diseñado y elaborado en AutoCAD Electrical, lo que permitió un control seguro y eficiente del funcionamiento.
- La estructura fue diseñada en acero estructural ASTM 36, con uniones soldadas mediante el proceso de electrodo revestido. Se aseguró la rigidez del conjunto mediante uniones en ángulo y en T, incorporando soportes adicionales para el tablero eléctrico y la caja de recolección, así como rodos con capacidad de carga de 100 kg cada uno, lo que facilita su movilidad.
- Se elaboró una guía técnica que detalla el procedimiento de operación, seguridad y mantenimiento preventivo, con el fin de garantizar la durabilidad del equipo y su uso correcto.
- La implementación de la trituradora desarrollada permite aprovechar los residuos plásticos generados dentro de la universidad, al posibilitar su procesamiento en partículas aptas para su reutilización. De esta manera, se sienta la base para futuras etapas de reciclaje y fabricación de nuevos componentes a partir del material recuperado.

Recomendaciones

- Considerar el diseño e implementación de un sistema de seguridad reforzado en la tolva que impida el acceso accidental a las cuchillas durante la operación. Este sistema puede incluir barreras físicas, interruptores de seguridad y mecanismos de bloqueo que aseguren que la tolva permanezca cerrada y protegida mientras se introduce o manipula el material, lo que garantizaría la seguridad del operador y reduciría riesgos de accidentes.
- Reforzar las medidas de seguridad durante las pruebas y operación del equipo, mediante el uso obligatorio del equipo de protección personal (EPP), como guantes, gafas, careta y protectores auditivos, así como contar con un espacio de trabajo seguro, ventilado y libre de obstrucciones.
- Considerar la aplicación de tratamientos térmicos y de protección superficial en piezas sometidas a desgaste y corrosión, como las cuchillas, limpiadores y separadores. Esto mediante procesos de temple y revenido, cementado, nitrurado o endurecimiento por inducción, así como cualquier recubrimiento anticorrosivo.
- Evaluar el uso de materiales con mayor resistencia a la corrosión, como aceros aleados o aceros inoxidable en componentes críticos, con el fin de aumentar la durabilidad y reducir el desgaste en piezas por oxidación y así prolongar la vida útil de la máquina.
- Ampliar el desarrollo del proyecto hacia las etapas posteriores del proceso de reciclaje, incluyendo lavado, secado y peletizado del material triturado, con el fin de completar el ciclo de reutilización dentro del laboratorio de reciclaje.
- Considerar la instalación de un motor con mayor potencia y una mayor cantidad de revoluciones por minuto, lo cual aumentaría la capacidad de trabajo del equipo, y realizar pruebas con materiales más resistentes. Además, integrar un variador de frecuencia facilitaría ajustar la velocidad del eje según el tipo, dureza y volumen del material a triturar, lo que mejoraría el rendimiento del sistema, evitaría atascos y prolongaría la vida útil de los componentes.

- Evaluar el desempeño del sistema bajo condiciones de operación prolongadas, con el propósito de analizar la resistencia a fatiga de los ejes, las cuchillas y los componentes de transmisión.
- Documentar un programa de mantenimiento preventivo y correctivo que asegure la durabilidad de los componentes críticos y facilite la operación segura y continua del equipo.
- Incorporar una herramienta de empuje para el material, además de un sistema de separación como una criba o tamizado.
- Evaluar el desarrollo de un nuevo sistema de trituración, tomando como referencia el modelo Shredder Pro propuesto por Precious Plastic, el cual utiliza una configuración de doble eje, un motor de mayor potencia y un sistema de transmisión de eje a eje mediante engranajes. Este tipo de configuración permitiría una mayor capacidad de trituración, un mejor agarre del material y una operación más estable frente a piezas de mayor tamaño, espesor o rigidez.

-
- [1] OpenAI, *ChatGPT (versión de noviembre)*, <https://chat.openai.com/>, Modelo de lenguaje de gran tamaño. Utilizado únicamente para corrección de redacción y ortografía en este documento, 2025.
 - [2] D. Hakken. «[https://www.preciousplastic.com.](https://www.preciousplastic.com/)»
 - [3] G. Espinosa y G. Lombana, «Diseño e implementación de un sistema de extrusión de filamento para impresión 3D a partir de botellas recicladas,» Tesis de ingeniería, Universidad Autónoma de Occidente, 2019.
 - [4] J. J. Martínez, «Diseño de elementos mecánicos para extrusora de polímeros para producción de filamento para impresión 3D,» Tesis de licenciatura, Universidad Del Valle de Guatemala, 2021.
 - [5] R. M. García, «Implementación de una Recicladora Recreator 3D,» Tesis de licenciatura, Universidad Del Valle de Guatemala, 2023.
 - [6] B. Saquinga y B. Simba, «Diseño de prototipo de una maquina trituradora de plásticos PET,» Tesis de ingeniería, Universidad Técnica de Cotopaxi, 2024.
 - [7] R. Budynas y N. Keith, «Fallas por fatiga resultantes de carga variable,» en *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Mc Graw Hill, 2010, págs. 257-336.
 - [8] R. Budynas y N. Keith, «Ejes, flechas y sus componentes,» en *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Mc Graw Hill, 2010, págs. 377-1092.
 - [9] R. Budynas y N. Keith, «Tornillos, sujetadores y diseño de uniones no permanentes,» en *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Mc Graw Hill, 2010, págs. 396-435.
 - [10] *Rodamientos de Bolas y de Rodillos*, Catálogo técnico, CAT. NO. 2202-VII/S, NTN Corporation, 2022.
 - [11] I. I. Consulting, *Materiales plásticos: Tipos, composición y usos*, <https://www.infinitiaresearch.com/noticias/materiales-plasticos-tipos-composicion-usos/>, Recuperado de INFINITIA Research, 2021.
 - [12] MatWeb, *MatWeb, Your Source for Materials Information*, <https://www.matweb.com/index.aspx>, Consultado el 5 de noviembre de 2025, 2024.

- [13] *Couplings and Universal Joints Catalog*, Catálogo técnico, disponible en versión PDF, MISUMI Corporation, 2019.

En estos anexos, se incluye información adicional que permite comprender el contexto general del trabajo. La primera parte presenta las propiedades de los materiales utilizados en la fabricación de la trituradora, incluyendo los plásticos más comunes y el acero AISI 1018 empleado en el eje de la caja de trituración. Luego, se muestran los ejes, las flechas y sus componentes, detallando los factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga, así como las dimensiones y las características de cuñas y pasadores.

Por otro lado, se incluye información sobre tornillos y el diseño de uniones no permanentes, con análisis de casos bajo cargas estáticas, dinámicas y de cortante. También se presentan fotografías del mecanizado de algunas piezas, tanto dentro como fuera de la universidad. Asimismo, se incorpora información del catálogo de rodamientos NTN utilizado durante el proceso de selección. Finalmente, se muestran los componentes seleccionados para la elaboración final de la máquina.

18.1. Propiedades de los materiales

Los datos presentados a continuación sirvieron para determinar la fuerza necesaria para triturar los diversos plásticos.

Cuadro 10. Datos de resistencia de la tracción y esfuerzo cortante de plásticos

Material	PET	PP	PS	HDPE
Tracción (MPa)	70	34.5	30	35
Corte (MPa)	50	18	20	14.3

Nota. Los valores corresponden a promedios referenciales de materiales plásticos comunes [11].

Los datos presentados a continuación corresponden a las propiedades mecánicas del acero al carbono AISI 1018, empleado en la fabricación del eje de la caja de trituración.

Figura 27. Propiedades mecánicas AISI 1018

Physical Properties	Metric	English
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³
Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	126	126
Hardness, Knoop	145	145
Hardness, Rockwell B	71	71
Hardness, Vickers	131	131
Tensile Strength, Ultimate	440 MPa	63800 psi
Tensile Strength, Yield	370 MPa	53700 psi
Elongation at Break	15 %	15 %
Reduction of Area	40 %	40 %
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi
Bulk Modulus	159 GPa	23100 ksi
Poissons Ratio	0.29	0.29
Machinability	70 %	70 %
Shear Modulus	78.0 GPa	11300 ksi

Nota. Los valores mostrados fueron obtenidos de la base de datos de materiales MatWeb [12].

18.2. Factores de diseño, resistencia de ejes y sus componentes

18.2.1. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

A continuación, se presenta una descripción de todos los factores para una mejor comprensión.

Factor de superficie k_a

Para determinar expresiones cuantitativas de acabados comunes en piezas mecanizadas (como esmerilado, mecanizado, estirado en frío, laminado en caliente y forjado), se recopilaron nuevamente las coordenadas de los puntos de datos de una gráfica que relaciona el límite de resistencia a la fatiga con la resistencia última a la tensión, utilizando datos obtenidos por Lipson y Noll, y reproducidos por Horger.

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (37)$$

S_{ut} es la resistencia última a la tensión y los valores a y b se encuentran en la Figura 28.

Figura 28. Parámetros de la condición superficial

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{UT} kpsi	S_{UT} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Nota. Se muestran los parámetros que influyen en el factor de la condición superficial [7].

Factor de tamaño k_b

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos. Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (38)$$

Factor de carga k_c

Cuando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren respecto a S_u . Con esto en mente, el factor para aproximar la carga de fatiga es:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases} \quad (39)$$

Factor de temperatura k_d

Cuando las temperaturas de operación son inferiores a la ambiente, existe un alto riesgo de fractura frágil, lo que requiere ser evaluado de manera prioritaria. En cambio, cuando las temperaturas de operación superan la temperatura ambiente, es necesario investigar primero la fluencia, ya que la resistencia a esta disminuye rápidamente con el aumento de la temperatura. Con esto en mente se debe tener en cuenta la siguiente tabla.

Figura 29. Parámetros de temperatura

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Nota. Se muestran los parámetros que influyen en el factor de temperatura [7].

Factor de confiabilidad k_e

Figura 30. Parámetros de confiabilidad

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_e	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Nota. Se muestran los parámetros que influyen en el factor de confiabilidad [7].

Factor de efectos varios k_f

Aunque el factor k_f tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debido a otros efectos, en realidad es un recordatorio de que estos efectos deben considerarse, ya que los valores reales de k_f no siempre están disponibles. Entre las condiciones a tomar en cuenta se encuentran:

- Recubrimiento electrolítico.
- Metalizado por aspersion.
- Frecuencia cíclica.
- Corrosión por frotamiento.

18.2.2. Cuñas y pasadores

Estos elementos se utilizan en ejes para fijar componentes rotatorios, como engranajes, poleas o ruedas. También se emplean para permitir la transmisión del par de torsión del eje a un elemento montado sobre él. A continuación, se presentan algunas dimensiones en pulgadas de aplicaciones estándar de cuñas cuadradas y rectangulares.

Figura 31. Dimensiones estándar de cuñas

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Nota. Se presentan los parámetros de las cuñas [8].

Como se muestra en la Figura 31, el diámetro del eje determina los tamaños estándar para el grosor, la altura y la profundidad de la cuña. La longitud, por lo tanto, queda a criterio del diseñador, teniendo en cuenta que no debe superar 1.5 veces el diámetro del eje para evitar una torsión excesiva debido a la deflexión angular del eje. El material común para fabricar las cuñas es el acero laminado en frío de bajo carbono, y se produce de manera que sus dimensiones nunca excedan la dimensión nominal.

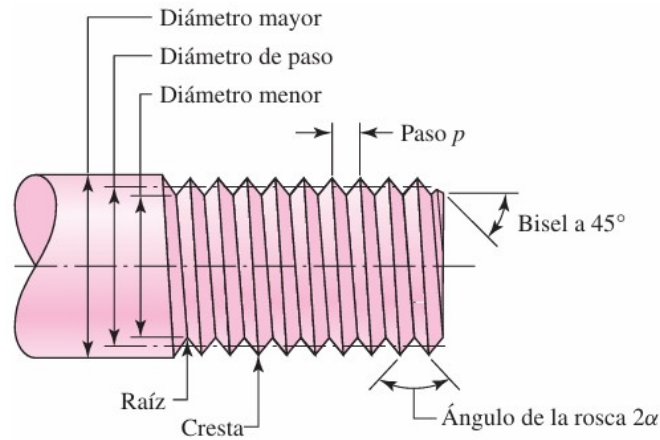
18.3. Tornillos y análisis de uniones no permanentes

18.3.1. Definiciones de roscas

La terminología de las roscas de tornillo se muestra en la Figura 32 y se puede definir de la siguiente forma:

- El paso es la distancia entre dos cuerdas adyacentes, medida en forma paralela al eje de la rosca. El paso en unidades inglesas es el recíproco del número de cuerdas por pulgada N .
- El diámetro mayor d es el diámetro más grande de una rosca de tornillo.
- El diámetro menor (o raíz) d_r es el diámetro más pequeño de una rosca de tornillo.
- El diámetro de paso d_p es un diámetro teórico entre los diámetros mayor y menor.
- El avance l , que no se muestra, es la distancia que se desplaza una tuerca en forma paralela al eje del tornillo cuando a ésta se le da una vuelta. En el caso de una rosca simple, como en la Figura 32, el avance es igual al paso.

Figura 32. Terminología de roscas de tornillo



Nota. Se muestran los elementos y terminología de las roscas de un tornillo [9].

Un gran número de pruebas a tensión en varillas roscadas demostró que una varilla sin rosca con diámetro igual a la medida del diámetro de paso o al diámetro menor mostrará la misma resistencia a la tensión que la varilla roscada. El área de la varilla sin rosca se llama área de esfuerzo de tensión A_t de la varilla roscada; los valores de A_t se presentan en la siguiente Figura.[9]

Figura 33. Diámetros de roscas métricas

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

Nota. Se muestran los diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino [9].

Las roscas métricas se especifican mediante el diámetro y el paso en milímetros, en ese orden. Por ejemplo, M12 × 1.75 mm es una rosca que tiene un diámetro mayor nominal de 12 mm y un paso de 1.75 mm

18.3.2. Accesorios

A continuación, se presentan las tuercas y arandelas disponibles para cada tornillo, según la selección realizada, incluyendo sus dimensiones estándar y características principales, con el fin de facilitar la correcta elección y ensamblaje en el diseño mecánico.

Figura 34. Tuercas hexagonales

Tamaño nominal, pulg	Altura H			
	Ancho W	Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contra-tuerca
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1\frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{11}{64}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{9}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$

Tamaño nominal, mm				
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0
M20	30	18.0	20.3	10.0
M24	36	21.5	23.9	12.0
M30	46	25.6	28.6	15.0
M36	55	31.0	34.7	18.0

Nota. Se muestran las dimensiones de las tuercas hexagonales correspondientes a cada tornillo [9].

Figura 35. Arandelas métricas simples

Tamaño de la arandela*	DI mínimo	DE máximo	Esesor máximo	Tamaño de la arandela*	DI mínimo	DE máximo	Esesor máximo
1.6 N	1.95	4.00	0.70	10 N	10.85	20.00	2.30
1.6 R	1.95	5.00	0.70	10 R	10.85	28.00	2.80
1.6 W	1.95	6.00	0.90	10 W	10.85	39.00	3.50
2 N	2.50	5.00	0.90	12 N	13.30	25.40	2.80
2 R	2.50	6.00	0.90	12 R	13.30	34.00	3.50
2 W	2.50	8.00	0.90	12 W	13.30	44.00	3.50
2.5 N	3.00	6.00	0.90	14 N	15.25	28.00	2.80
2.5 R	3.00	8.00	0.90	14 R	15.25	39.00	3.50
2.5 W	3.00	10.00	1.20	14 W	15.25	50.00	4.00
3 N	3.50	7.00	0.90	16 N	17.25	32.00	3.50
3 R	3.50	10.00	1.20	16 R	17.25	44.00	4.00
3 W	3.50	12.00	1.40	16 W	17.25	56.00	4.60
3.5 N	4.00	9.00	1.20	20 N	21.80	39.00	4.00
3.5 R	4.00	10.00	1.40	20 R	21.80	50.00	4.60
3.5 W	4.00	15.00	1.75	20 W	21.80	66.00	5.10
4 N	4.70	10.00	1.20	24 N	25.60	44.00	4.60
4 R	4.70	12.00	1.40	24 R	25.60	56.00	5.10
4 W	4.70	16.00	2.30	24 W	25.60	72.00	5.60
5 N	5.50	11.00	1.40	30 N	32.40	56.00	5.10
5 R	5.50	15.00	1.75	30 R	32.40	72.00	5.60
5 W	5.50	20.00	2.30	30 W	32.40	90.00	6.40
6 N	6.65	13.00	1.75	36 N	38.30	66.00	5.60
6 R	6.65	18.80	1.75	36 R	38.30	90.00	6.40
6 W	6.65	25.40	2.30	36 W	38.30	110.00	8.50
8 N	8.90	18.80	2.30				
8 R	8.90	25.40	2.30				
8 W	8.90	32.00	2.80				

N = angosto; R = regular; W = ancho.
*Igual que el tamaño del tornillo o perno.

Nota. Se muestran las dimensiones de las arandelas métricas simples correspondientes a cada tornillo [9].

18.3.3. Análisis de distintos casos de uniones no permanentes

Uniones de elementos sin carga externa

Para este caso, únicamente se limita a determinar el torque necesario para alcanzar la precarga mínima requerida, de manera que:

$$F_i = \begin{cases} 0.75F_p & \text{para conexiones no permanentes, sujetadores reutilizados} \\ 0.90F_p & \text{para conexiones permanentes} \end{cases} \quad (40)$$

Donde F_p es la carga de prueba, que se obtiene mediante la ecuación:

$$F_p = A_t S_p \quad (41)$$

En caso de no conocer S_p , se puede utilizar un aproximado de $S_p = 0.85S_y$.

También es importante definir las siguientes variables:

$$\begin{aligned}
F_i &= \text{precarga} \\
P_{\text{total}} &= \text{carga externa de tensión total aplicada a la unión} \\
P &= \text{carga externa de tensión} \\
P_b &= \text{parte de } P \text{ tomada por el perno} \\
P_m &= \text{parte de } P \text{ tomada por los elementos} \\
F_b &= P_b + F_i = \text{carga resultante en el perno} \\
F_m &= P_m - F_i = \text{carga resultante en los elementos} \\
C &= \text{fracción de la carga externa } P \text{ soportada por el perno} \\
1 - C &= \text{fracción de la carga externa } P \text{ soportada por los elementos} \\
N &= \text{número de pernos en la unión}
\end{aligned} \tag{42}$$

Uniones a tensión: carga externa

Se debe considerar qué sucede cuando se aplica una carga externa de tensión P a una unión con pernos, donde durante la pre-carga el perno llega a estirarse y los elementos sujetos se comprimen. Cuando la carga externa P se aplica, el perno se estira en un monto δ y los elementos en compresión se descomprimen de la misma forma δ . Dando así las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned}
\delta &= \frac{P_b}{k_b} \\
\delta &= \frac{P_m}{k_m} \\
P_m &= P_b \frac{k_m}{k_b}
\end{aligned} \tag{43}$$

Tomando en cuenta que la carga aplicada se distribuye entre el perno y los elementos sujetos, se puede obtener la siguiente igualdad: $P = P_b + P_m$ y combinando esto con el cálculo de la constante de la unión:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \tag{44}$$

Se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned}
P_b &= \frac{k_b P}{k_b + k_m} = CP \\
P_m &= P - P_b = (1 - C)P
\end{aligned} \tag{45}$$

Además, se definió la carga resultante en el perno:

$$F_b = P_b + F_i = CP + F_i \quad F_m < 0 \tag{46}$$

La carga resultante en los elementos sujetos se obtuvo mediante la siguiente ecuación:

$$F_m = P_m - F_i = (1 - C)P - F_i \quad F_m < 0 \quad (47)$$

F_i es la precarga; k_b , la constante de rigidez del perno; y k_m la constante de rigidez de los elementos sujetos. El esfuerzo axial en el perno puede encontrarse de la siguiente manera:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{CP}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad (48)$$

Con este dato, se pueden obtener los factores de seguridad para este tipo de carga:

Factor de seguridad contra la fluencia estática:

$$n_p = \frac{S_p}{\sigma_b} = \frac{S_p A_t}{CP + F_i} \quad (49)$$

Factor de sobrecarga:

$$n_L = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} \quad (50)$$

Factor de seguridad de separación:

$$n_0 = \frac{F_i}{P(1 - C)} \quad (51)$$

Uniones a tensión dinámica - fatiga

Las cargas cíclicas o fluctuantes a las que están sometidos los tornillos pueden provocar la fatiga del material. Este fenómeno de daño progresivo ocurre cuando el material experimenta ciclos repetidos de carga y descarga, lo que puede dar lugar a la formación de grietas y, eventualmente, a una fractura, incluso cuando las tensiones aplicadas son menores que la resistencia máxima del material. Por ello, es necesario considerar las teorías de falla.

Para una carga externa fluctuante entre $P_{\text{mín}}$ y $P_{\text{máx}}$, se pueden obtener las siguientes fuerzas:

$$\begin{aligned} F_{b\text{mín}} &= CP_{\text{mín}} + F_i \\ F_{b\text{máx}} &= CP_{\text{máx}} + F_i \end{aligned} \quad (52)$$

De esta forma, los esfuerzos alternante y medio se formulan de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
\sigma_a &= \frac{(F_{b\text{máx}} - F_{b\text{mín}})/2}{A_t} = \frac{(CP_{\text{máx}} + F_i) - (CP_{\text{mín}} + F_i)}{2A_t} \\
\sigma_a &= \frac{C(P_{\text{máx}} - P_{\text{mín}})}{2A_t} \\
\sigma_m &= \frac{(F_{b\text{máx}} + F_{b\text{mín}})/2}{A_t} = \frac{(CP_{\text{máx}} + F_i) + (CP_{\text{mín}} + F_i)}{2A_t} \\
\sigma_m &= \frac{C(P_{\text{máx}} + P_{\text{mín}})}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t}
\end{aligned} \tag{53}$$

Además, aplicando las teorías de falla descritas para esfuerzos en ejes, se obtienen los siguientes factores de seguridad para los tornillos, considerando que la carga fluctúa entre cero y un máximo:

Goodman:

$$\begin{aligned}
n_f &= \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{\sigma_a(S_{ut} + S_e)} \\
n_f &= \frac{2S_e(S_{ut}A_t - F_i)}{CP(S_{ut} + S_e)}
\end{aligned} \tag{54}$$

Gerber:

$$n_f = \frac{1}{2\sigma_a S_e} \left[S_{ut} \sqrt{S_{ut}^2 + 4S_e(S_e + \sigma_i)} - S_{ut}^2 - 2\sigma_i S_e \right] \tag{55}$$

ASME Elíptica:

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a(S_p^2 + S_e^2)} \left(S_p \sqrt{S_p^2 + S_e^2 - \sigma_i^2} - \sigma_i S_e \right) \tag{56}$$

Sin embargo, siempre es importante verificar la falla contra fluencia estática:

$$n_p = \frac{S_p}{\sigma_m + \sigma_a} \tag{57}$$

Uniones cargadas en cortante

Cuando un tornillo está expuesto a cargas que generan fuerzas de corte, estas tienden a deslizar las partes unidas a lo largo de un plano. El tornillo resiste este esfuerzo cortante a través de la resistencia del material y la geometría de la rosca. Este tipo de carga es común en aplicaciones como estructuras metálicas y maquinaria, donde se requiere una fijación robusta. La capacidad del tornillo para resistir el corte depende de factores como el material del tornillo, su diámetro y el diseño de la rosca.

En este caso, el análisis usual implica calcular los siguientes factores de seguridad:

Aplastamiento del perno (todos los pernos participan):

$$\sigma = \frac{F}{2td} = \frac{S_p}{n_d} \quad (58)$$

Aplastamiento de los elementos (todos los agujeros participan):

$$\sigma = \frac{F}{2td} = \frac{(S_y)_{\text{elem}}}{n_d} \quad (59)$$

Cortante de un perno (a la larga, participan todos los pernos):

$$\tau = \frac{F}{4\pi d^2/4} = 0.577 \frac{S_p}{n_d} \quad (60)$$

Distinguir entre cortante de la rosca y del cuerpo:

$$\tau = \frac{F}{4A_r} = 0.577 \frac{S_p}{n_d} \quad (61)$$

Cortante del borde (participan los pernos del borde):

$$\tau = \frac{F}{4at} = \frac{0.577(S_y)_{\text{elem}}}{n_d} \quad (62)$$

Fluencia por tensión de los elementos a lo largo de los agujeros de los pernos:

$$\sigma = \frac{F}{\left[4 - 2\left(\frac{3}{4}\right)\right]t} = \frac{(S_y)_{\text{elem}}}{n_d} \quad (63)$$

Verificación de la capacidad de los elementos:

$$F = \frac{wt(S_y)_{\text{elem}}}{n_d} \quad (64)$$

Donde:

w = ancho del elemento

t = grosor del elemento

d = diámetro del elemento

A_r = área del diámetro menor del perno

(65)

18.4. Procesos de mecanizado

A continuación, se presentan algunos de los procesos de mecanizado utilizados en este proyecto, los cuales son de vital importancia en caso de que se decida replicarlo.

Figura 36. Corte CNC de la cuchilla



Nota. Proceso de corte CNC realizado en la empresa donde se fabricaron las piezas del diseño preliminar de la cuchilla. Fotografía propia.

Figura 37. Mecanizado del eje en torno CNC



Nota. Proceso de mecanizado realizado en torno CNC dentro de la univesidad. Fotografía propia.

Figura 38. Mecanizado de la cuña del eje en fresadora



Nota. Proceso de mecanizado realizado en fresadora dentro de la universidad. Fotografía propia.

Figura 39. Soldadura de la estructura base



Nota. Proceso de soldadura con electrodo revestido. Fotografía propia.

Figura 40. Mecanizado de acoples en torno CNC

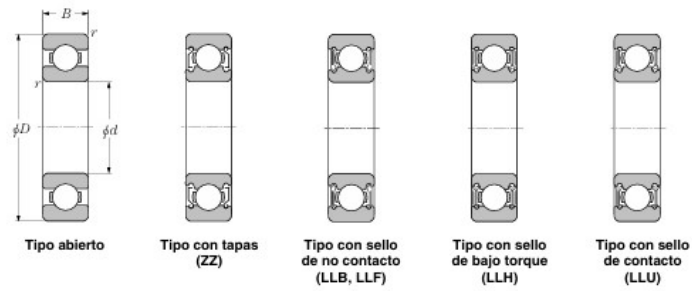


Nota. Proceso de mecanizado realizado en torno CNC dentro de la universidad.
Fotografía propia.

18.5. Catálogos

Para la selección de los rodamientos a utilizar, es importante revisar los catálogos del fabricante. A continuación, se presenta la información correspondiente.

Figura 41. Catálogo NTN de rodamientos rígidos de bolas



d) 20 ~ 35mm


d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_0	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm				kN		kgf			r.p.m.				tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
	D	B	$r_{s, min}^{(1)}$	r_{rs} min	C_d	C_{st}	C_d	C_{st}		grasa tipo abierto ZZ	aceite tipo abierto LLB	Z	LB					
20	72	19	1.1	—	28.5	13.9	2 900	1 420	11.4	12 000	14 000	—	—	6404	—	—	—	—
22	44	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	17 000	20 000	13 000	10 000	60/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	50	14	1	0.5	12.9	6.80	1 320	690	13.5	14 000	17 000	12 000	9 700	62/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	56	16	1.1	0.5	18.4	9.25	1 880	945	12.4	13 000	15 000	11 000	9 200	63/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
25	32	4	0.2	—	1.10	0.840	112	86	15.8	4 000	4 600	—	—	6705	—	LLF	—	—
	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	435	300	16.1	18 000	21 000	—	10 000	6805	ZZ	LLB	—	LLU
	42	9	0.3	0.3	7.05	4.55	715	460	15.4	16 000	19 000	—	9 800	6905	ZZ	LLB	—	LLU
	47	8	0.3	—	8.35	5.10	855	520	15.1	15 000	18 000	—	—	16005	—	—	—	—
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	1 030	595	14.5	15 000	18 000	11 000	9 400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	1 430	800	13.9	13 000	15 000	11 000	8 900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	2 160	1 110	12.6	12 000	14 000	9 700	8 100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU
80	21	1.5	—	34.5	17.5	3 550	1 780	11.6	10 000	12 000	—	—	6405	—	—	—	—	
28	52	12	0.6	0.5	12.5	7.40	1 270	755	14.5	14 000	16 000	10 000	8 400	60/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
	58	16	1	0.5	17.9	9.75	1 830	995	13.4	12 000	14 000	9 700	8 100	62/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
	68	18	1.1	0.5	26.7	14.0	2 730	1 430	12.4	11 000	13 000	8 900	7 400	63/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
30	37	4	0.2	—	1.14	0.950	117	97	15.7	3 300	3 800	—	—	6706	—	LLF	—	—
	42	7	0.3	0.3	4.70	3.65	480	370	16.5	15 000	18 000	—	8 800	6806	ZZ	LLB	—	LLU
	47	9	0.3	0.3	7.25	5.00	740	510	15.8	14 000	17 000	—	8 400	6906	ZZ	LLB	—	LLU
	55	9	0.3	—	11.2	7.35	1 150	750	15.2	13 000	15 000	—	—	16006	—	—	—	—
	55	13	1	0.5	13.2	8.3	1 350	845	14.8	13 000	15 000	9 200	7 700	6006	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	16	1	0.5	19.5	11.3	1 980	1 150	13.8	11 000	13 000	8 800	7 300	6206	ZZ	LLB	LLH	LLU
	72	19	1.1	0.5	26.7	15.0	2 720	1 530	13.3	10 000	12 000	7 900	6 600	6306	ZZ	LLB	LLH	LLU
90	23	1.5	—	43.5	23.9	4 400	2 440	12.3	8 800	10 000	—	—	6406	—	—	—	—	

Nota. Imagen tomada del catálogo de rodamientos NTN [10].


Figura 42. Catálogo de acoples de cadena

Features: Dual row roller chains and sprockets construction has excellent torque transmission efficiency.

Chain Couplings



(1) Chain + (3) Main Body

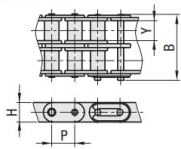


(2) Case

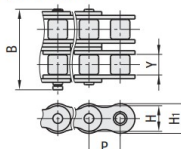
Operating Temperature -10~60°C

Name	Type	Material			Accessories
		(1) Chain	(2) Case	(3) Main Body	
Set (1+2+3)	CPC	Steel	Aluminum Diecast	1045 Carbon Steel or Equivalent (Spurs are Induction Hardened)	Set Screw
Chain (1)	CHE	Steel	—	—	—
Case (2)	BHE	—	Aluminum Diecast	—	Set Screw

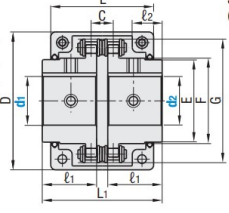
Chain (1)
(No. = 3512)



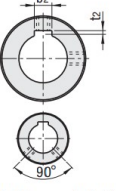
Chain (1)
(No. 4012-6022)



Set (1+2+3)



Shaft Bore Specifications
(New JIS Key + Tap)



For shaft bores marked with *, the set screw locations are as shown.

Part Number		d ₁ , d ₂ (d ₁ ≠d ₂)	Mass (Kg)	D	E	F	G	L ₁	l ₁	l ₂	C	Maximum Rotational Speed (r/min)	Allowable Torque (N · m) at less than 50 rpm
Type	No.												
CPC (1+2+3)	3012	14* 16*	0.6	69	25	26.5	45	64.8	29.8	16	10.2	250	100
	4012	14 15 16 17 18 19 20 22*	0.9	77	33	36	62	79.4	36	17	14.4	250	218
	4014	17 18 19 20 22 24 25 28* 30*	1.2	84	43	45	69	79.4	36	17	14.4	200	296
	4016	19 20 22 24 25 28 30 32	1.7	92	48	51	77	87.4	40	23	14.4	200	386
	5014	20 22 24 25 28 30 32 35	2.3	101	53	56	86	99.7	45	24	18.1	150	563
	5016	22 24 25 28 30 32 35 38 40	3.1	111	60	63	96	99.7	45	24	18.1	150	735
	5018	30 32 35 38 40 42 45	3.8	122	70	73	106	99.7	45	24	18.1	150	931
	6018	40 42 45 48 50 55	7.0	142	85	88	127	123.5	56	28	22.8	100	1,754
	6022	48 50 55	11.7	168	110	115	152	123.5	56	28	22.8	100	2,372

Nota. Imagen tomada del catálogo de acoples de Misumi [13].

18.6. Selección de componentes

A continuación, se presentan los componentes seleccionados tras realizar los respectivos cálculos, análisis y evaluaciones técnicas. Estos elementos fueron escogidos considerando los requerimientos de diseño, las condiciones de operación y la disponibilidad comercial, con el objetivo de garantizar el correcto funcionamiento y la fiabilidad del sistema.

Figura 43. Motorreductor seleccionado (2 Hp, 30 RPM)



Nota. Motor seleccionado según los requerimientos de torque y caja reductora según velocidad y torque del diseño. Fotografía propia.

Figura 44. Perfil hexagonal de acero AISI 1018



Nota. Barra hexagonal de acero AISI 1018 empleado en la fabricación del eje.
Fotografía propia.

Figura 45. Chumacera seleccionada FC206



Nota. Chumacera utilizada en el proyecto. Fotografía propia.