

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Diseño de una trituradora de residuos textiles para la reducción del volumen en
las fábricas.

INGE-2767

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Erick Marcelo Poaquiza Alava

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2024

Dedicatoria

A mi familia, por estar siempre a mi lado,
por ser mi apoyo y darme fuerza para
continuar por este largo, duro pero bonito
camino.

Gracias por darme todo su apoyo y sobre
todo animarme a seguir adelante a pesar de
los momentos difíciles que se han
presentado.

A todas las personas que de una u otra
manera me dieron su apoyo, alentándome
a seguir adelante.

Agradecimientos

A Dios, por darme fortaleza, sabiduría y perseverancia para poder llegar hasta esta instancia.

A mi familia por haber tenido su apoyo incondicional.

Al Ing. Ernesto Martínez por haber sido mi tutor durante este proceso y sobre todo por haberme guiado para finalizar este gran proyecto.

Al Ing. Gustavo Aveiga, una excelente persona quien me compartió información importante.

Declaración Expresa

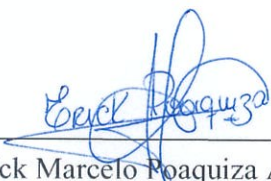
Yo Erick Marcelo Poaquiza Alava acuerdo y reconozco que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por mí durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que me corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de mi innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique al autor que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 18 de octubre del 2024.



Erick Marcelo Poaquiza Alava

Evaluadores

Miguel Angel Quilambaqui Jara, Ph.D.

Profesor de Materia

Ernesto Rolando Martínez Lozano, M.Sc.

Tutor de proyecto

Resumen

En el Ecuador, la industria textil genera grandes cantidades de residuos, los mismos que debido a la falta de tecnologías adecuadas, contribuyen al deterioro ambiental y a la acumulación de desechos en vertederos. Por ello este proyecto tiene como objetivo diseñar una máquina trituradora de textiles para la reutilización de los remanentes generados. Por lo cual se busca apostar una solución tecnológica que promueva la sostenibilidad y economía circular en el sector textil. Para ello, se determinaron parámetros de diseño, seleccionando componentes mecánicos y eléctricos, con la ayuda de un análisis de elementos finitos. Los materiales implementados incluyen al acero 4150 para un eje que soporta cargas significativas, un acero con norma ASTM A500 Gr.B para la estructura, para las tolvas y la caja un acero A36, mientras la cuchilla acero 4140 con recubrimiento de carburo de tungsteno en el filo, la máquina es impulsada por un motor de 2HP controlada por un variador de frecuencia para regular las rpm. Por lo tanto, el proyecto fomenta el uso de los residuos textiles, además de fortalecer a la industria manufacturera del país, ofreciendo una solución sostenible y rentable para la gestión de los residuos textiles en el Ecuador.

Palabras Clave: Reciclaje textil, economía circular, diseño de maquinaria, sostenibilidad.

Abstract

In Ecuador, the textile industry generates large amounts of waste, which, due to the lack of appropriate technologies, contributes to environmental deterioration and waste accumulation in landfills. Therefore, this project aims to design a textile shredding machine for the reuse of the generated remnants. The goal is to provide a technological solution that promotes sustainability and the circular economy in the textile sector. To achieve this, design parameters were determined, and mechanical and electrical components were selected with the assistance of a finite element analysis. The materials used include 4150 steel for a shaft that supports significant loads, ASTM A500 Gr.B steel for the structure, A36 steel for the hoppers and casing, and 4140 steel with a tungsten carbide coating on the blade edge. The machine is powered by a 2HP motor controlled by a frequency inverter to regulate the RPM. Therefore, the project promotes the use of textile waste, while also strengthening the country's manufacturing industry by offering a sustainable and cost-effective solution for textile waste management in Ecuador.

Keywords: Textile recycling, circular economy, machinery design, sustainability.

Índice general

Evaluadores.....	1
Resumen.....	I
<i>Abstract</i>	II
Índice general.....	III
Abreviaturas.....	VI
Simbología.....	VII
Índice de figuras.....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
ÍNDICE DE PLANOS.....	XII
Capítulo 1.....	1
1. Introducción.....	2
1.1 Definición del Problema.....	2
1.2 Justificación del proyecto.....	3
1.3 Objetivos.....	4
1.3.1 Objetivo General.....	4
1.3.2 Objetivos Específicos.....	4
1.4 Marco teórico.....	4
1.4.1 La industria textil en el Ecuador.....	4
1.4.2 Residuos textiles: tipos y características.....	5
1.4.3 Tipos de trituradoras de textiles.....	7

1.4.4	Procesos para la reducción de volumen remanente	8
Capítulo 2.....		10
2.	Metodología	11
2.1	Requerimientos funcionales	13
2.2	Diseño de forma	14
2.2.1	Alternativa 1 – Trituradora de 4 ejes	15
2.2.2	Alternativa 2 – Trituradora de 2 ejes	16
2.2.3	Alternativa 3 – Trituradora de 3 ejes	17
2.3	Selección de mejor alternativa	18
2.4	Selección de materiales	20
2.4.1	Estructura de soporte.....	20
2.4.2	Placa Delantera y Trasera	20
2.4.3	Tolva Superior e Inferior	21
2.4.4	Eje	21
2.4.5	Motor.....	21
2.4.6	Cuchillas	21
2.5	Diseño mecánico	22
2.5.1	Componentes principales.....	22
Capítulo 3.....		32
3.	Resultados Y Análisis.....	33
3.1	Eje.....	33

3.2	Estructura	37
3.3	Sistema de transmisión.....	41
3.3.1	Motor.....	41
3.3.2	Soporte de pared	41
3.3.3	Engranes.....	42
3.3.4	Banda y Polea	44
3.4	Tolva superior y tolva inferior	45
3.5	Cuchillas.....	45
3.6	Análisis de costos	48
Capítulo 4.....		51
4.	Conclusiones Y Recomendaciones	52
Referencias.....		54
Apéndices.....		57

Abreviaturas

AITE Asociación de Industrias textiles del Ecuador

ASOBANCA Asociación de Bancos del Ecuador

ASTM American Society for Testing and Materials

CAD Computer Aided Design

ESPOL Escuela Superior Politécnica del Litoral

FEA Finite Elements Analysis

OIT Organización Internacional del Trabajo

PECC Programa Ecuador Carbono Cero

PIB Producto Interno Bruto

Simbología

A	Área de sección estructural
E	Módulo de elasticidad
FS	Factor de Seguridad
I	Inercia del material
K	Factor de longitud efectiva
KPa	Kilopascal
L	Longitud
M	Momento flector
MPa	Megapascal
N	Newton
Psi	Libras por pulgada cuadrada
S	Módulo de resistencia de la sección
V	Fuerza cortante
c	Distancia entre centros
cm	Centímetro
cm^2	Centímetro cuadrado
cm^3	Centímetro cúbico
cm^4	Centímetro a la cuarta
in	Pulgada
m	Metro
mm	Milímetro
n	eficiencia
rpm	Revoluciones por minuto
r	Radio de giro

t	Longitud de agarre
w	Carga distribuida

Índice de figuras

Figura 2.1	<i>Proceso de diseño de trituradora de textiles</i>	13
Figura 2.2	<i>Alternativa de solución #1 – Trituradora de 4 ejes</i>	16
Figura 2.3	<i>Alternativa de solución #2 – Trituradora de 2 ejes</i>	17
Figura 2.4	<i>Alternativa de solución #3 – Trituradora de 3 ejes</i>	18
Figura 2.5	<i>Eje de transmisión</i>	22
Figura 2.6	<i>Cuchillas</i>	24
Figura 2.7	<i>Engrane</i>	25
Figura 2.8	<i>Estructura de soporte</i>	29
Figura 2.9	<i>Tolva de alimentación</i>	30
Figura 2.10	<i>Tolva inferior</i>	31
Figura 3.1	<i>Esfuerzo del eje de transmisión</i>	35
Figura 3.2	<i>Deformación del eje de transmisión</i>	36
Figura 3.3	<i>Mallado del eje de transmisión</i>	36
Figura 3.4	<i>Parámetros del mallado del eje de transmisión</i>	37
Figura 3.5	<i>Esfuerzo de la estructura</i>	38
Figura 3.6	<i>Deformación de la estructura</i>	39
Figura 3.7	<i>Mallado de la estructura</i>	40
Figura 3.8	<i>Parámetros del mallado de la estructura</i>	40
Figura 3.9	<i>Esfuerzo del engrane</i>	42
Figura 3.10	<i>Deformación del engrane</i>	43
Figura 3.11	<i>Mallado del engrane</i>	43
Figura 3.12	<i>Parámetros del mallado del engrane</i>	44
Figura 3.13	<i>Esfuerzo de la cuchilla</i>	46
Figura 3.14	<i>Deformación de la cuchilla</i>	46

Figura 3.15 <i>Mallado de la cuchilla</i>	47
Figura 3.16 <i>Parámetros del mallado de la cuchilla</i>	48

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 <i>Requerimientos funcionales</i>	14
Tabla 2.2 <i>Matriz de selección para elegir la mejor alternativa</i>	19
Tabla 3.1 <i>Costos de Materiales</i>	49
Tabla 3.2 <i>Costo de operación</i>	50

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1 Eje 1

PLANO 2 Eje 2

PLANO 3 Tolva Superior

PLANO 4 Caja

PLANO 5 Cuchilla

PLANO 6 Separador

PLANO 7 Engrane

PLANO 8 Tolva inferior

PLANO 9 Estructura

PLANO 10 Máquina explosionada

Capítulo 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Definición del Problema

En el Ecuador, la industria textil con el pasar de los años ha aumentado su producción provocando un impacto significativo en el medio ambiente, durante el proceso de fabricación de prendas, se generan grandes volúmenes de residuos, principalmente en forma de sobrantes de tela. La acumulación de estos desechos representa un desafío ambiental, ya que contienen productos químicos que pueden dañar el ecosistema si no se gestionan adecuadamente. Implementar un control efectivo de estos residuos y una gestión apropiada de los desechos podría reducir significativamente su impacto ambiental (Reyes A & Valarezo A, 2024).

El Ministerio del Ambiente de Ecuador (2019) destacó la urgente necesidad de adoptar prácticas de economía circular en las industrias del país, enfatizándola importancia del reciclaje y la disminución de residuos mediante innovaciones tecnológicas (Ministerio del Ambiente, 2019), posteriormente en el 2023, se firmó un convenio entre el Ministerio y la Cámara de Industrias y Producción con el objetivo de fortalecer el Programa Ecuador Carbono Cero (PECC), que busca promover un desarrollo sostenible y un crecimiento productivo en el sector industrial (Ministerio del Ambiente, 2023). No obstante, muchas fábricas textiles en Ecuador todavía carecen de un equipo especializado, como trituradoras de textiles, limitando la capacidad de gestionar los desechos, lo cual presenta grandes riesgos ambientales, laborales y sociales (Asobanca, 2022).

Diana García & Thalía Timbiano (2024) en su informe titulado “Análisis de los residuos textiles en la industria ecuatoriana” destaca que la ineficiencia en la gestión de residuos textiles no solo perjudica al medio ambiente, sino que también limita al desarrollo de prácticas sostenibles dentro del sector. Este estudio revela que menos del 10% de los residuos textiles son reciclados en el país, lo que pone de manifiesto la falta de infraestructura y tecnología

adecuadas para su manejo. El informe también señala que esta situación no solo representa un desafío ambiental, sino que también impide la generación de empleo en sectores relacionados con el reciclaje y la economía circular.

De acuerdo con Greenpeace, (2021) indica que la falta de iniciativas y políticas públicas eficaces en la gestión de residuos limita las opciones de reciclaje y reutilización de materiales textiles, impidiendo así la transición hacia un modelo de economía circular. También, La Organización Internacional del Trabajo (OIT) ha subrayado que la industria textil en países en desarrollo enfrenta retos significativos en términos de sostenibilidad, lo que resalta la necesidad de políticas públicas que fomenten prácticas responsables en el manejo de residuos (OIT, 2019).

1.2 Justificación del proyecto

El diseño de una trituradora de textiles para la reducción del volumen de residuos generados en la industria es una respuesta clave a los desafíos ambientales y económicos que enfrenta el sector textil en Ecuador. En los últimos años, el crecimiento de este sector industrial ha conllevado a una mayor producción de sobrantes de tela, que, sin un manejo adecuado, terminan acumulándose en vertederos, aumentando la presión sobre el medio ambiente. Al descomponerse, estos residuos liberan sustancias químicas que contribuyen a la contaminación del suelo y el agua, lo que evidencia una necesidad urgente de implementar soluciones tecnológicas que faciliten su gestión y mitiguen su impacto en los ecosistemas.

La falta de infraestructura y tecnologías específicas para el manejo de desechos textiles no solo representa un riesgo para el medio ambiente, sino que también impide el desarrollo de oportunidades en áreas económicas relacionadas con el reciclaje y la reutilización de materiales. Gestionar estos residuos eficientemente, mediante tecnologías como la trituración, permitiría la recuperación y aprovechamiento de materiales, generando empleos y promoviendo la transición hacia un modelo de economía circular.

Así, el diseño de una trituradora de textiles contribuirá a construir un sector más eficiente, responsable y sostenible, alineado con las necesidades ambientales y las posibilidades de crecimiento económico del país.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar una máquina trituradora de textiles para la reutilización de residuos producidos en la industria ecuatoriana.

1.3.2 Objetivos Específicos

1. Determinar los parámetros necesarios para el diseño de la máquina trituradora.
2. Seleccionar todos los componentes mecánicos y eléctricos para el diseño de la máquina.
3. Efectuar un análisis de elementos finitos del diseño.
4. Realizar planos de diseño y construcción.

1.4 Marco teórico

1.4.1 La industria textil en el Ecuador

La industria textilera ecuatoriana ha sido un pilar fundamental en la economía del país, durante la época de la Real Audiencia de Quito (1563-1822) fue un sector importante para el desarrollo económico, cumpliendo un rol importante en la fabricación de textiles para las colonias españolas. Con el pasar del tiempo en la primera mitad del siglo XX la industria textil ecuatoriana revolucionó experimentando un notable crecimiento por medio de empresas nacionales e internacionales, las mismas que importaron maquinarias eléctricas para mejorar la producción, permitiendo que este sector se convierta en aquella época como el sector más industrializado del país. En el siglo XXI el Ecuador se convierte en un país dolarizado y a pesar

del ingreso de países asiáticos en el sector textil, la industria ecuatoriana se ha posicionado como la segunda industria manufacturera del país (Amaluisa S, 2019).

La productividad laboral en el sector textil se enfoca en la eficiencia con la que los trabajadores generan productos, este indicador ha tenido un crecimiento positivo, gracias a la incorporación de tecnologías avanzadas y a la capacitación del personal. Sin embargo, el crecimiento de la productividad del capital no se ha reflejado de manera equivalente en la productividad laboral, lo cual implica la necesidad de implementar estrategias que permitan la formación y modernización en los procesos productivos (Mejía. S & Zhimnay V, 2022).

La industria textil en Ecuador cumple un rol importante en la economía del país, analizada a través del Producto Interno Bruto (PIB) y la capacidad de generar empleo. Según el Banco Central del Ecuador, estas industrias entre los años 2000 y 2015 ocuparon el cuarto lugar en aportación al PIB, teniendo en cuenta una reducción notable del 9% en el año 2000 al 5,59% en el 2015. De igual manera fue una de las fuentes principales de empleo en el sector manufacturero, a pesar de mostrar una tendencia decreciente, pasando del 12,97% en el 2000 al 7,11% en el 2015. Por lo cual estas estadísticas resaltan la importancia de la industria textil en el desarrollo económico del país (Amaluisa S, 2019).

La industria de textil es uno de los pilares de economía nacional, con un aporte en el Producto Interno Bruto (PIB): al 2022, representó el 5,5% del PIB manufacturero, de la misma manera en el año 2022 las plazas de empleo bordeaban las 172mil (AITE, s.f).

1.4.2 Residuos textiles: tipos y características

Los residuos textiles son sobrantes de materiales remanentes que se originan a partir del proceso de fabricación de vestimenta. El aumento de la demanda por el crecimiento de las modas ha provocado una alta cantidad de residuos alcanzando niveles impresionantes, implicando que estos desechos sean un desafío ambiental, debido que dichos residuos textiles

al ocupar lugar en vertederos con el tiempo liberan sustancias químicas dañinas durante su proceso de descomposición, afectando al suelo y el agua (Sandín & Peters, 2018).

Para Guamán Egas (2021) los residuos textiles son generados en las fases de producción y de consumo, lo cual representa grandes desafíos significativos en la sostenibilidad y la economía circular dentro de la industria de la moda. Ella indica que los residuos textiles se pueden dividir en dos grandes grupos, los residuos pre-consumo los que son generados durante el proceso de la producción y los residuos post-consumo aquellos que son descartados luego de su vida útil en los productos textiles.

Los residuos pre-consumo se enfocan en los restos del material tales como: recortes de tela, hilos y productos rechazados. Estos materiales sobrantes presentan un potencial de reutilización los cuales pueden reutilizarse en la producción de nuevos textiles mediante diferentes métodos de reciclaje mecánicos o químico. Dichas metodologías se implementan con el fin de tratar los residuos que no han sido utilizados o contaminados (Dissanayake K.& Weerasinghe D. 2021).

También es importante la implementación de técnicas como el “ZeroWastle” y el “Subtraction Cutting”, los cuales buscan diseñar patrones sin dejar restos de tela. Dicho enfoque permite reducir el impacto ambiental y mejorar la eficiencia en el uso de los materiales (Silvana Alejandra Guamán Egas et al., 2021).

Para el caso de los residuos textiles post-consumo, tales como: prendas y otros productos textiles desechados al concluir su vida útil. Este tipo de residuos presentan una gran dificultad en la gestión debido a la variedad de materiales con que son elaborados, presentando una alta complejidad de reciclaje, debido que pueden contener fibras mixtas y contaminantes, lo cual complica su reutilización y su reciclaje directo en comparación al pre-consumo. Por ello la implementación de prácticas sostenibles como la economía circular y el reciclaje de

fibras textiles es clave para reducir estos residuos (Silvana Alejandra Guamán Egas et al., 2021).

1.4.3 Tipos de trituradoras de textiles

La transformación del tamaño de los residuos textiles para un proceso de reciclaje es realizada mediante máquinas especializadas denominadas como trituradoras. Estas máquinas cumplen un papel fundamental en la industria del reciclaje, debido que facilita la preparación del textil para su posterior reutilización, por ello las trituradoras de textiles pueden clasificarse según el principio de funcionamiento, el número de ejes y sus aplicaciones específicas (Rodgers M. Hill, 1986).

1.4.3.1 Trituradoras de Cuchillas

Las trituradoras de cuchillas o cizallas rotativas, son las máquinas más utilizadas para la reducción del tamaño del textil, debido a su funcionamiento el cual consta de uno o más ejes que giran con cuchillas afiladas, provocando un efecto de corte o cizallamiento sobre el textil (C.J. Geankoplis, 1998).

1.4.3.2 Trituradoras de desgarradores

Las trituradoras de desgarradores son máquinas que trabajan a baja velocidad, pero con un torque máximo lo cual permitirá desgarrar al material, mediante tracción y torsión, por lo cual el corte final no será homogéneo en comparación a la trituradora de cuchilla (C.J. Geankoplis, 1998).

1.4.3.3 Trituradora de un eje

Este tipo de trituradora son máquinas compactas que funcionan únicamente con un eje giratorio conformado por cuchillas, este tipo de trituradora es utilizado para textiles sumamente ligeros y para poca capacidad (C.J. Geankoplis, 1998).

1.4.3.4 Trituradora de doble eje

Las trituradoras de dos ejes, permite que las cuchillas giren en sentido opuestos permitiendo un mejor corte y un mejor desgarrar del textil, este tipo de máquina trabaja a baja velocidad, permitiendo tener un corte más uniforme en comparación a las otras trituradoras (C.J. Geankoplis, 1998).

1.4.4 Procesos para la reducción de volumen remanente

El proceso de reducción de volumen sobrante de textiles estable un proceso sistemático desde su planificación, control y el aprovechamiento de materiales.

1.4.4.1 Optimización de diseño y patronaje.

1.4.4.1.1 Patronaje Zero Waste (Cero Residuos)

Este método se enfoca en maximizar el uso de la tela para obtener menor cantidad de sobrante mediante patrones que aprovechan al máximo el espacio disponible del material. Las técnicas como “Zero Waste” o “Subtraction Cutting” acoplan a los diseños para obtener la menor cantidad de residuos textiles. Este enfoque únicamente no solo contribuye con la sostenibilidad, sino que también disminuye los costos de los materiales al reducir la cantidad de tela no utilizada (Yara Lizzeth Blanco Cruz, 2024).

1.4.4.1.2 Planificación de corte

Ejecutar un plan acorde a cada corte proporcionará el que el uso de tela esté alineado con el patrón del diseño. Un modelo organizado de forma estratégica permite minimizar los retazos de tela, obteniendo una producción más eficiente y sostenible.

1.4.4.2 Control de inventario y abastecimiento eficiente

Un registro y un control es fundamental para la gestión de residuos, porque prevé la cantidad exacta de materiales necesarios para cada producción y ajustar la compra de tela en función de

la demanda y el stock. De esa forma se reduce el exceso del inventario por ende la consecuente generación de residuos sobrantes que no pueden ser reutilizados (Yara Lizzeth Blanco Cruz, 2024).

1.4.4.3 Reutilización y Reciclaje de Materiales sobrantes

Los residuos de textiles pueden ser destinados a diferentes procesos de reutilización y reciclaje dentro del taller textil. Estos remanentes pueden ser transformados en productos complementarios, lo cual permite que tengan un segundo uso evitando su desecho (Yara Lizzeth Blanco Cruz, 2024).

1.4.4.4 Modelo de Gestión de Desperdicios

Un modelo eficiente de gestión de sobrantes permite la reducción de desperdicios, porque permite identificar las fases del proceso productivo donde se originan más residuos para aplicar una estrategia y reducir la cantidad excesiva de remanente (Yara Lizzeth Blanco Cruz, 2024).

Capítulo 2

2. METODOLOGÍA

Debido al incremento significativo en la producción de textiles en el Ecuador, ha surgido la necesidad de gestionar de la forma más ecológica y sostenible los sobrantes generados. Por ello el diseño de una trituradora de textiles se planteó como una solución óptima y eficiente para la reducción del volumen de los desechos, con la finalidad de aprovechar estos residuos para un nuevo proceso productivo.

Para el diseño de la trituradora se inició con la identificación y el análisis de los requerimientos técnicos que se requieren para su óptimo funcionamiento, por lo cual se definieron los parámetros críticos, como su capacidad de procesamiento, el tamaño deseado del textil sobrante, la eficiencia energética, la dimensión del equipo. Al conocer los datos principales se procedió a recopilar información sobre los diferentes tipos de trituradoras y sus respectivas configuraciones, con la finalidad de mejorar e innovar este equipo.

Posterior a los requerimientos técnicos, se establecieron los parámetros de diseño estos basados en las propiedades del textil a procesar, como su densidad, su resistencia, el tamaño deseado post-triturado, con estas especificaciones se puede determinar la potencia necesaria que requiere la máquina para realizar la trituración deseada, permitiendo seleccionar el tipo de cuchilla (material, forma), además de otros elementos estructurales que garanticen un funcionamiento óptimo, permitiendo evaluar la durabilidad de los componentes y facilidad de mantenimiento para certificar que el equipo será eficiente y confiable.

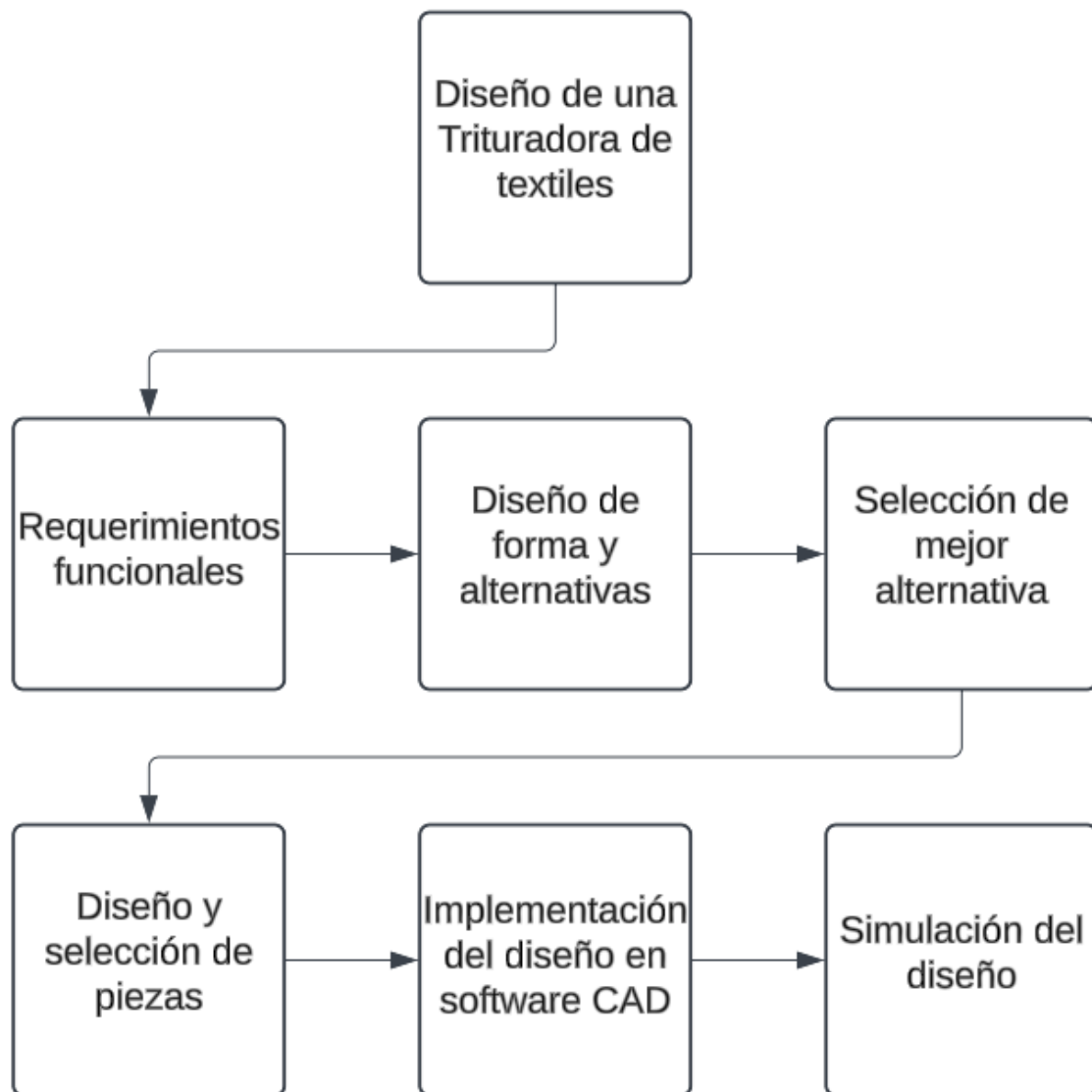
Para seleccionar los materiales, se realizaron varios diseños de forma, permitiendo tener diferentes modelos, los cuales varían de acuerdo con el tipo de cuchilla, la forma estructural, el mecanismo de alimentación, la transmisión de potencia, todos estos diseños planteados son analizados técnicamente permitiendo mediante un análisis costo-beneficio y rendimiento.

Seleccionar el modelo que satisfaga los requerimientos planteados. El diseño que mejor se acople a los parámetros establecidos, es modelado en un software CAD, permitiendo tener una simulación 3D del equipo, permitiendo visualizar y analizar el ensamblaje completo del equipo y de sus componentes.

Una vez realizado el CAD, se procedió a realizar un análisis de elementos finitos, con la finalidad de visualizar la resistencia de las cuchillas y la estructura los cuales estarán sometidos a los esfuerzos de trabajo.

Figura 2.1

Proceso de diseño de trituradora de textiles



2.1 Requerimientos funcionales

En este apartado se enumera todas las especificaciones que el contratista requiere para la fabricación de la trituradora, con la finalidad de elegir los componentes esenciales para el diseño final.

Tabla 2.1*Requerimientos funcionales*

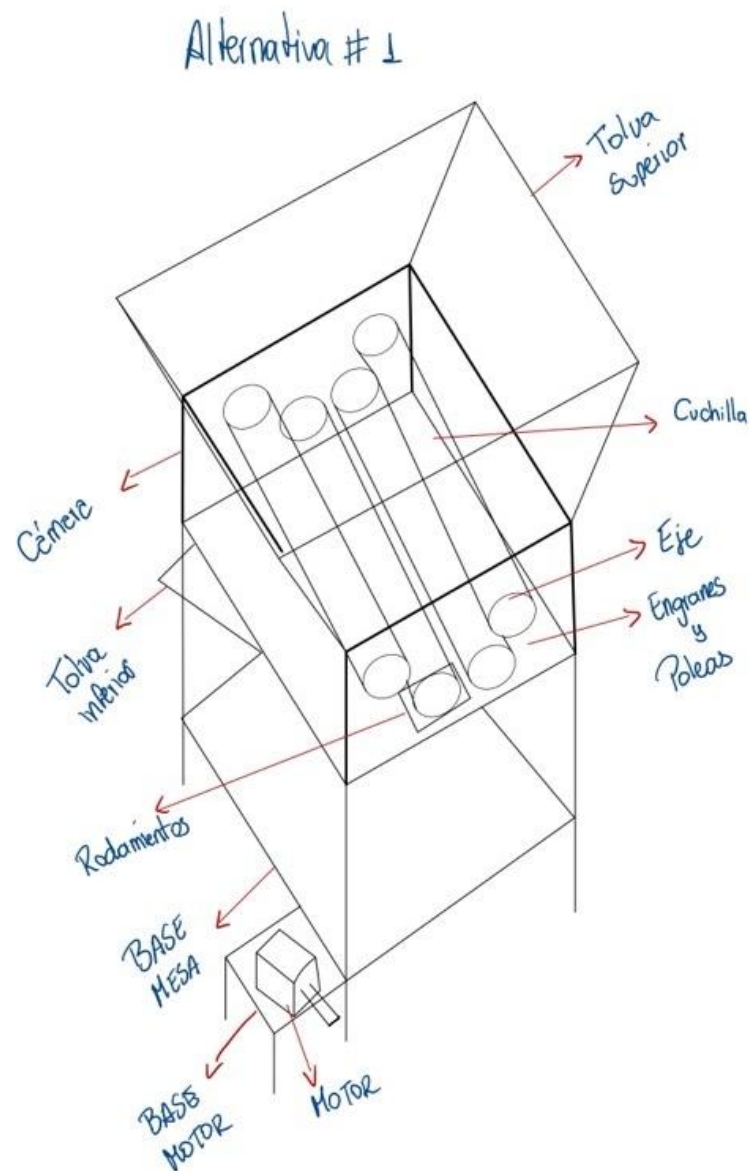
Empresa:	AIDITEX S.A
Fabricante:	Erick Poaquiza
DISEÑO DE TRITURADORA PARA RESIDUOS TEXTILES	
REQUERIMIENTOS TÉCNICOS	
Detalle	Descripción
Funcionamiento	Triturar textiles 50lb/h
	Almacenamiento post triturado en parte inferior
Características	Fácil de transportar
	Fácil de manipulación
	Vida de operación (8 años)
	Mantenimiento accesible
	Dimensión del residuo
	$10 < x < 40 \text{ mm}$
	Control de encendido/apagado
	Tipos de cuchillas
	Bajo costo de fabricación y mantenimiento
Costos	

2.2 Diseño de forma

Planteado los requerimientos técnicos que se requieren para la implementación de la trituradora de textiles, fueron planteadas tres alternativas, de las cuales la segunda alternativa cumplía con la mayoría de los requisitos que requería la empresa.

2.2.1 Alternativa 1 – Trituradora de 4 ejes

Esta primera alternativa de solución cuenta con 4 ejes, lo que permite un procesamiento eficiente y robusto. Este tipo de máquina cuenta con un sistema de corte distribuido en cuatro ejes paralelos, organizados en pares que giran en direcciones opuestas para optimizar el triturado. Cada eje está compuesto de cuchillas que actúan en conjunto, accionando un corte progresivo y eficiente, convirtiéndolo ideal para triturar fibras de textiles de alta resistencia, tejidos densos.

Figura 2.2*Alternativa de solución #1 – Trituradora de 4 ejes*

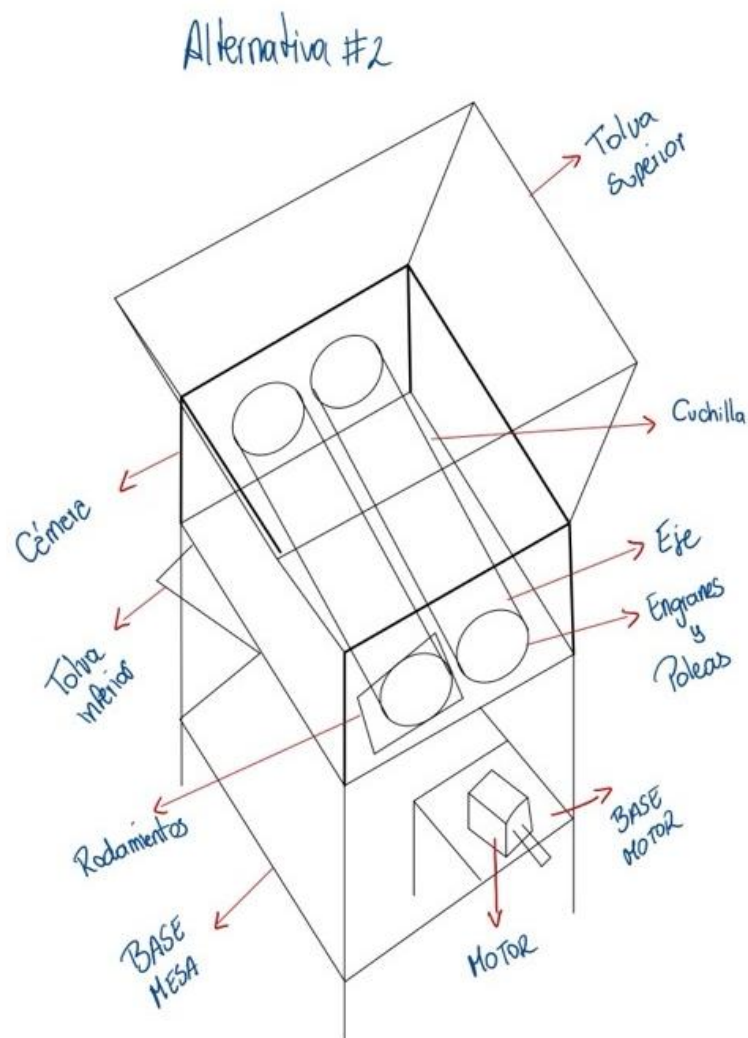
2.2.2 Alternativa 2 – Trituradora de 2 ejes

Esta alternativa cuenta con dos ejes permitiendo realizar un corte eficiente y consistente, este procesamiento es utilizado en diversas industrias. Al contener dos ejes paralelos con cuchillas que giran en direcciones opuestas, genera un corte y trituración robusto y confiable, esta configuración de los ejes permite una alimentación constante y uniforme de

materiales, lo que asegura que el flujo del material se mantenga estable, evitando una acumulación de volumen que podría provocar un atasco en las cuchillas. Por ello este tipo de trituradora es muy eficaz de reducir el tamaño de textiles de alta densidad y resistencia, logrando un triturado rápido y uniforme.

Figura 2.3

Alternativa de solución #2 – Trituradora de 2 ejes



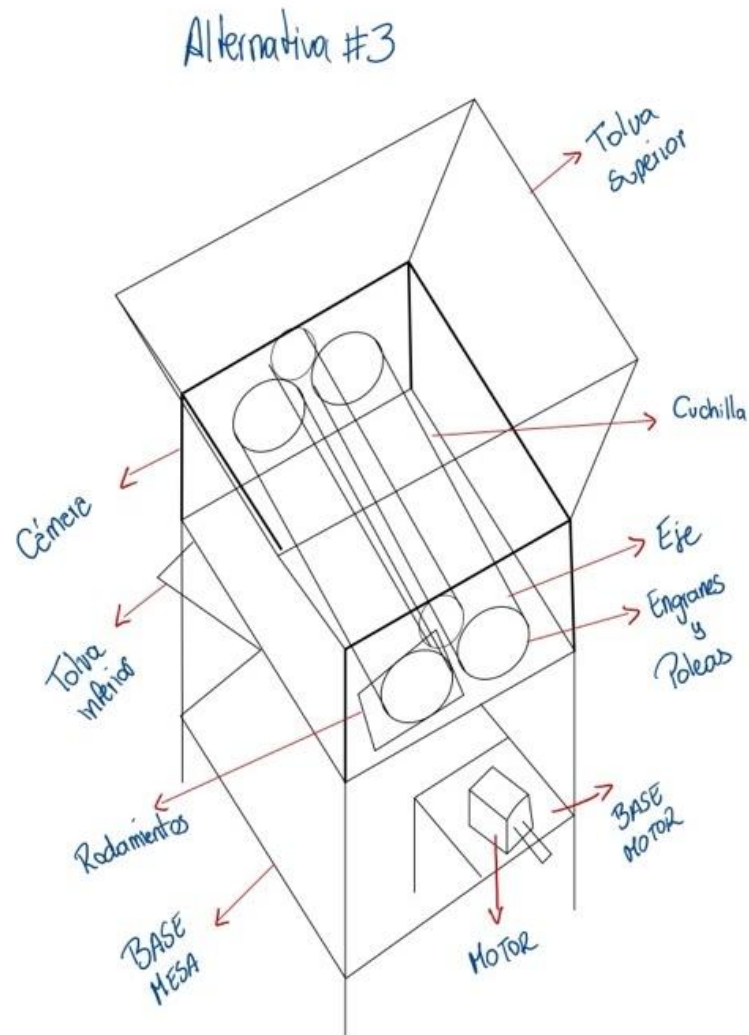
2.2.3 Alternativa 3 – Trituradora de 3 ejes

Esta alternativa cuenta con 3 ejes, al igual que las dos anteriores nos permite triturar textiles de alta resistencia, lo cual permite optimizar el proceso de trituración, la diferencia con

la alternativa 2 es su complejidad mecánica y al costo de mantenimiento, debido que requiere de más piezas y ajuste, incrementando el riesgo de fallas y costos operativos.

Figura 2.4

Alternativa de solución #3 – Trituradora de 3 ejes



2.3 Selección de mejor alternativa

Para la selección de la mejor alternativa de solución, se planteó una matriz de selección, la misma que de acuerdo con ciertos parámetros se comprobó que la segunda alternativa es la más idónea, debido que cumple con la mayoría de los requerimientos por el cliente. Por lo cual

para la matriz de selección la calificación menor tiene un valor de 1, mientras la mayor calificación tendrá un valor de 3, de igual forma los parámetros a evaluar fueron los siguientes:

A: Tamaño.

B: Almacenamiento.

C: Peso.

D: Seguridad.

E: Mantenimiento.

F: Innovación.

G: Facilidad de construcción.

Tabla 2.2

Matriz de selección para elegir la mejor alternativa

Alternativas	A	B	C	D	E	F	G	TOTAL
Trituradora de 4 ejes	3	2	2	2	3	2	3	17
Trituradora de 2 ejes	3	3	3	3	2	2	3	19
Trituradora de 3 ejes	2	3	1	2	1	2	1	12

La segunda alternativa la cual está compuesta por dos ejes es la mejor opción debido a su simplicidad mecánica, mantenimiento más simple. Su diseño es más compacto y fácil de operar, al estar compuesto con dos ejes, reduce el consumo energético y el costo de operación, manteniendo una operación de calidad. De igual forma al estar compuesto de dos ejes, el mantenimiento del equipo es más accesible, reduciendo el tiempo de inactividad aumentando

su productividad. Por ello esta alternativa representa una solución equilibrada la cual combina una alta eficiencia operativa y un costo accesible.

2.4 Selección de materiales

Para la construcción de la trituradora de textiles, se seleccionaron los siguientes componentes, estos componentes fueron elegidos debido a sus propiedades los cuales soportan grandes cantidades de esfuerzo, a su vez que son de fácil acceso en el mercado y su costo no son tal elevados, por ello:

2.4.1 Estructura de soporte

Para la estructura de soporte el material empleado para la fabricación fue el acero A36, este material fue seleccionado debido a sus propiedades mecánicas, debido que presenta una resistencia a la tracción de aproximadamente 400MPa de igual forma presenta una alta resistencia a la torsión y al pandeo, siendo un material que permitirá mitigar las vibraciones de la trituradora, otra característica de este acero es su peso, debido que es más ligero en comparación a otros tipos de acero que presentan iguales propiedades, de la misma forma este tipo de acero no presenta mucha dificultad para ser soldado.

2.4.2 Placa Delantera y Trasera

Para las placas que servirán como recubrimiento para el eje y las cuchillas, el material empleado será el acero A36, dado que ofrece una buena resistencia a la tracción, lo que permite que soporte el impacto y las cargas comunes de las trituradoras, cabe mencionar que este acero debe tener un tratamiento superficial para mejorar la resistencia al desgaste y la durabilidad.

2.4.3 Tolva Superior e Inferior

Para las tolvas tanto superior como inferior el material empleado será de igual forma el acero A36 debido a sus propiedades, teniendo en cuenta que debe presentar un tratamiento superficial.

2.4.4 Eje

Para la fabricación del eje se empleó un acero aleado AISI 4140 por presentar propiedades mecánicas acorde para el uso al cual será sometido, resaltando que presenta valores de resistencia a la tracción acorde a los requerimientos técnicos los cuales fluctúan entre 655 – 950 MPa, otro aspecto importante para la selección de este material es por su uso frecuente en la fabricación de ejes, tornillos de alta resistencia, piezas automotrices los mismos que requieren una alta resistencia a la fatiga y al desgaste.

2.4.5 Motor

El motor seleccionado dado todos los requerimientos es un motor monofásico dado a su fiabilidad, durabilidad y su eficiencia energética, además que este tipo de motores son utilizados en aplicaciones industriales por su potencia.

2.4.6 Cuchillas

Para la fabricación de las cuchillas el material empleado será el carburo de tungsteno debido que es un material duro y resistente al desgaste, lo cual lo hace ideal para el uso que se quiere emplear, a pesar de que su costo es un poco elevado en comparación al acero aleado 4140, el carburo de tungsteno presenta una inversión a futuro, dado que no deberá ser cambiado a corto tiempo por el desgaste del filo de las cuchillas.

2.5 Diseño mecánico

Para obtener un diseño de una trituradora para textiles óptimo es fundamental realizar un análisis estático con la finalidad de poder evaluar y conocer el comportamiento a la cual estará sometido la estructura. Este análisis permite determinar de una forma más precisa las cargas y los esfuerzos al cual estará sometido la base, garantizando que todos los componentes estén seleccionados y diseñados de la forma más precisa y segura, con la finalidad de optimizar el diseño y garantizar la resistencia, estabilidad y durabilidad requerida.

2.5.1 Componentes principales

Para el cálculo de los parámetros de estos tipos de diseño se usaron fórmulas e información que se encuentran en el libro de Diseño de elementos de máquina de Robert Mott, cuarta edición (2006), en las cuales las tablas y figuras pueden ser encontradas en la sección de anexos.

Una vez seleccionada la mejor alternativa propuesta, podemos observar y distinguir todos sus componentes principales, de esta forma podemos describir cada uno de ellos.

2.5.1.1 Eje

El eje de la trituradora es el eje principal, diseñados para girar en direcciones opuestas, permitiendo realizar un corte eficiente de los materiales de textiles. Cada eje está equipado con cuchillas de alta resistencia, ubicadas a cierta distancia para asegurar un triturado uniforme.

Figura 2.5

Eje de transmisión



Para el diseño del eje se aplicará la siguiente fórmula:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (2.1)$$

Donde:

D: Diámetro [in]

N: Factor de seguridad

K_t: Factor de concentrador de esfuerzo

M: Momento flector máximo [lb in]

S'_n: Resistencia a la tensión corregida [psi]

T: Torque máximo [lb in]

S_y: Resistencia a la fluencia [psi]

Para obtener el valor de la resistencia a la tensión corregida, se tendrá en cuenta únicamente dos variables, como lo es el factor de tamaño y la confiabilidad deseada, estos valores se los puede obtener del libro de diseño de elementos de máquinas de Mott, por lo cual:

$$S'_n = S_n C_s C_R \quad (2.2)$$

Donde:

S_n: Resistencia a la fatiga [psi]

C_s: Factor de tamaño

C_R: Factor de confiabilidad

2.5.1.2 Cuchillas

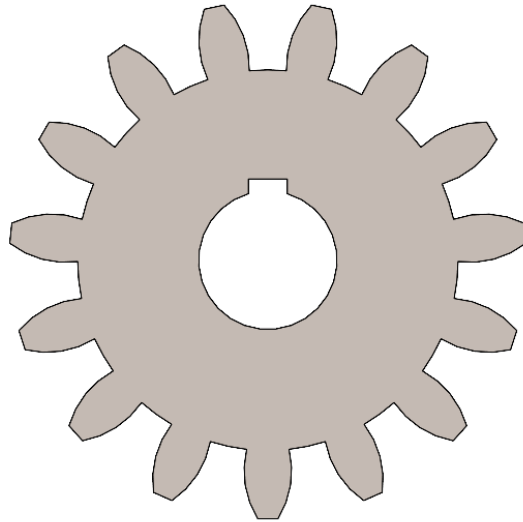
Las cuchillas fabricadas de carburo de tungsteno para resistir al desgaste y al impacto al cortar textiles de alta densidad. Estas cuchillas están distribuidas a una distancia óptima mediante un separador, para maximizar la eficiencia de corte y minimizar el riesgo de atascos. Esta separación precisa permite que el textil se triture uniformemente.

Figura 2.6*Cuchillas*

2.5.1.3 Sistema de transmisión y potencia

2.5.1.3.1 Motor

El motor proporciona la potencia necesaria para el funcionamiento correcto de los ejes. Conectado mediante un sistema de transmisión de engranes, permitiendo ajustar la velocidad y el torque, para optimizar el rendimiento asegurando un funcionamiento estable y seguro.

Figura 2.7*Engrane*

Para la selección del motor, se debe obtener el torque máximo que se aplicará al sistema, de igual forma la velocidad que se requiere para girar el eje y las cuchillas de forma correcta, por ello:

$$P = T\omega \quad (2.3)$$

Donde:

P: Potencia del motor [hp]

T: Torque máximo [lb in]

ω: Velocidad [rpm]

Para obtener la velocidad que se requiere en aplicar en el sistema, es importante saber la cantidad que se requiere triturar, el cual nos representa el flujo másico, por ello, sabiendo las propiedades del material como su densidad, además de conocer el área de corte, podemos obtener la velocidad tangencial mediante el flujo volumétrico, la misma que nos permitirá obtener la velocidad angular requerida.

$$\dot{m} = \rho Q \quad (2.4)$$

$$Q = VA \quad (2.5)$$

$$\omega = \frac{V}{R} \quad (2.6)$$

Donde:

$\dot{m}$: Flujo másico $\left[\frac{lb}{h}\right]$ o $\left[\frac{Kg}{h}\right]$

ρ : Densidad $\left[\frac{lb}{in^3}\right]$ o $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$

Q : Flujo Volumétrico $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

V : Velocidad tangencial $\left[\frac{m}{s}\right]$ o $\left[\frac{in}{s}\right]$

A : Área transversal de corte [mm] o [in]

R : Radio de cuchilla [mm] o [in]

2.5.1.3.2 Bandas y poleas

Para la selección de las bandas y poleas se utilizará el catálogo INTERMEC S.A, el mismo que nos proporciona datos importantes para seleccionar de la mejor forma la banda y polea, de igual forma el libro de Mott, proporcionan información adicional para los cálculos respectivos.

$$Potencia_{Diseño} = Potencia_{Motor} FS \quad (2.7)$$

Donde:

$Potencia_{Diseño}$: Potencia que se requiere [hp]

$Potencia_{Motor}$: Potencia del motor [hp]

FS : Factor de servicio

Al obtener la potencia de diseño real que se requiere para el diseño de la trituradora, se procede a calcular la relación que tendrá las poleas para reducir la velocidad del motor a la velocidad deseada.

$$\text{Relación} = \frac{\text{Velocidad}_{\text{motor}}}{\text{Velocidad}_{\text{deseada}}} \quad (2.8)$$

Donde:

Relación: Relación de velocidades nominales

Velocidad_{motor}: Velocidad que proporciona el motor [rpm]

Velocidad_{deseada}: Velocidad que requiere la trituradora [rpm]

Se procede a calcular el diámetro necesario de la polea impulsora, la cual tendrá una velocidad de banda que se encuentra en el libro de Norton, por ello:

$$\text{Velocidad}_{\text{Banda}} = V_b = \frac{\pi D_1 n_1}{12} \quad (2.9)$$

Donde:

V_b: Velocidad de la banda $\left[\frac{ft}{min} \right]$

D₁: Diámetro de polea impulsora [in]

n₁: Velocidad del motor [rpm]

Para la distancia entre centro, la misma puede ser estimada a través de:

$$D_1 < C < 3(D_2 + D_1) \quad (2.10)$$

Donde:

C: Distancia entre centro de poleas [in]

D₂: Diámetro de polea impulsada [in]

Con la distancia entre centro de poleas, se calcula la longitud de la banda necesaria, mediante:

$$L = 2C + 1,57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (2.11)$$

Donde:

L: Longitud de la banda [in]

De igual manera, el ángulo de contacto de la banda para cada polea es obtenida mediante:

$$\theta_1 = 180^\circ + 2 \text{sen}^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \quad (2.12)$$

Donde:

θ_1 : Ángulo de contacto para cada polea [°]

Al obtener el valor del ángulo de contacto, se procede a obtener los factores de corrección, mediante la figura 7,14 y 7,15 del libro de Norton.

C_θ : Factor de corrección por ángulo de contacto

C_L : Factor de corrección por longitud

Con los factores de corrección se procede a obtener la potencia nominal corregida por banda, así como el número de bandas necesarias, teniendo en cuenta el factor de servicio que se requiere emplear (tabla 7,1) del libro de Norton que sirve para conocer la potencia nominal real.

$$P_{Corregida} = C_\theta C_L P = C_\theta C_L (Potencia_{nominal\ por\ banda} * Factor\ de\ servicio) \quad (2.13)$$

Donde:

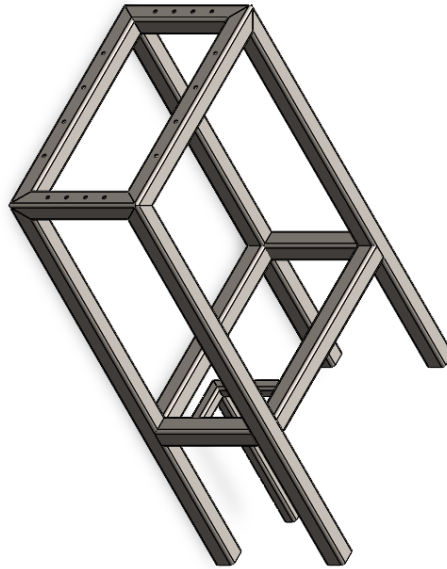
$P_{nominal\ por\ banda}$: Potencia nominal por banda obtenida de Figura 7,11 libro Norton

Con la potencia corregida se procede a calcular el número de bandas que se requiere en el sistema.

$$Número\ de\ bandas = \frac{Potencia\ Diseño}{Potencia\ Corregida} \quad (2.14)$$

2.5.1.4 Estructura de soporte

La estructura metálica es la encargada de soportar todo el sistema de trituración. Fabricada con tubos cuadrados huecos que aportan rigidez y resistencia a las vibraciones, proporcionando estabilidad durante su funcionamiento, extendiendo la vida útil del equipo.

Figura 2.8*Estructura de soporte*

Es importante obtener el factor de seguridad de la estructura, la cual nos permitirá comprobar un diseño acorde a lo que se requiere, por ello se analiza los puntos más críticos como la flexión, por lo cual es importante conocer las reacciones que soportará la estructura y su dimensión.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} \quad (2.15)$$

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad (2.16)$$

Donde:

η : Factor de seguridad

S_y : Resistencia a la fluencia del material [psi]

S : Módulo de resistencia de la sección [in^3]

M : Momento máximo [lb in]

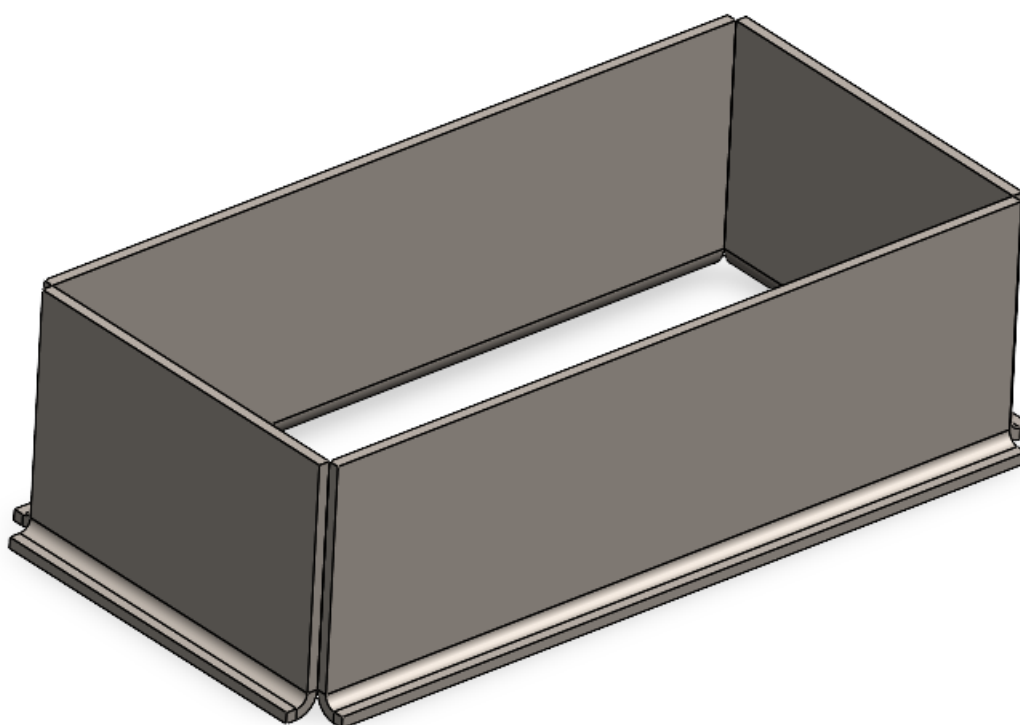
σ : Esfuerzo Flexionante [psi]

2.5.1.5 Tolva de alimentación

La tolva de alimentación es por donde ingresa el textil, la cual está diseñada con una forma y ángulo específico para guiar los textiles hacia los ejes de corte, evitando la acumulación en su ingreso.

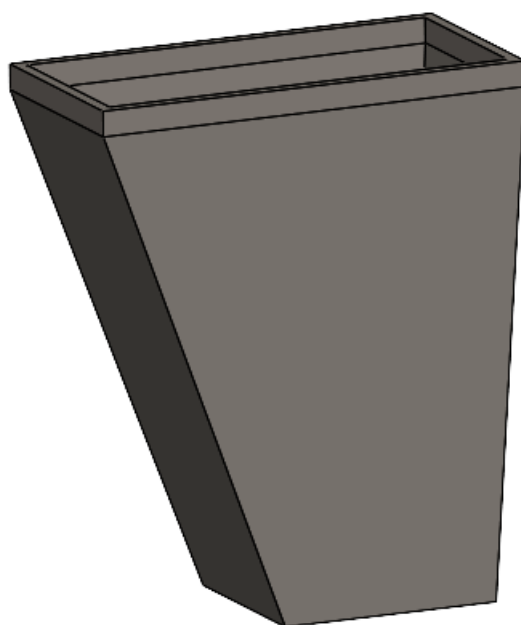
Figura 2.9

Tolva de alimentación



2.5.1.6 Tolva inferior

La tolva inferior ubicada estratégicamente en la parte inferior permite la recolección del textil triturado de una forma simple y segura.

Figura 2.10*Tolva inferior*

Capítulo 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Se realizaron análisis detallados de los componentes claves de la trituradora de textiles, específicamente de la estructura, el eje y la selección del motor. Para la estructura y el eje se generó diagramas de momentos flectores respectivamente, para observar el comportamiento bajo las cargas esperadas durante su funcionamiento.

Mediante el software SolidWorks, se diseñaron los modelos 3D de las piezas que deben ser diseñadas mediante sus respectivos cálculos, con la finalidad de poder visualizar el comportamiento que tendrán dichas piezas dentro del ensamblaje total, con la finalidad de verificar que las piezas encajarán correctamente y poder corregir si existiera interferencias.

Posterior al ensamblaje final, se realizó un análisis por elementos finitos de las piezas diseñadas, permitiendo confirmar que estos componentes fueron diseñados correctamente para poder soportar las cargas dinámicas y de impacto bajo las condiciones planteadas. Estos resultados sirvieron para poder ajustar el diseño y garantizar que tanto la estructura, el eje, las cuchillas cumplan con el criterio de seguridad y durabilidad establecidos.

Por ello, los resultados obtenidos por elementos finitos para la estructura y el eje proporcionan la información necesaria para concluir que el diseño de estos dos componentes es adecuado para soportar las cargas aplicadas durante su funcionamiento. Con estos resultados, se puede afirmar que el ensamblaje de todos los componentes de la trituradora garantizará un correcto funcionamiento sin comprometer la integridad estructural, debido a la correcta distribución de los esfuerzos en la estructura y el eje, asegurando que la máquina operará de manera eficiente y segura sin presentar daño bajo las condiciones de uso diario.

3.1 Eje

Para el diseño del eje de transmisión, el mismo que contará con un cambio de sección pasando de 2.5 in a 2 in, se pudo determinar que:

En la primera sección del eje el mismo que corresponde al diámetro de 2in, en esta sección se ubicarán los soportes, los engranes, y la polea para poder transmitir el torque necesario y la velocidad al otro eje. El factor de seguridad obtenido en este caso fue de 86, esto nos indica que esta sobredimensionado, sin embargo, reducir el diámetro de forma drástica no es algo factible debido que se puede comprometer la capacidad de transmisión de torque y velocidad entre los ejes.

La reducción del diámetro podría generar tensiones adicionales en la zona de acoplamiento, lo que provocaría una mala transmisión entre el acoplamiento de los engranes, provocando una falla de transmisión, de igual forma una reducción diametral excesiva podría aumentar el riesgo de deformaciones, el aumento excesivo de fricción o en el peor de los casos fatiga al material, comprometiendo la integridad del sistema y la capacidad para operar de forma óptima. Por lo tanto, mantener este valor en el diámetro garantiza una adecuada transmisión de energía sin riesgo en el rendimiento y de la durabilidad del sistema de transmisión.

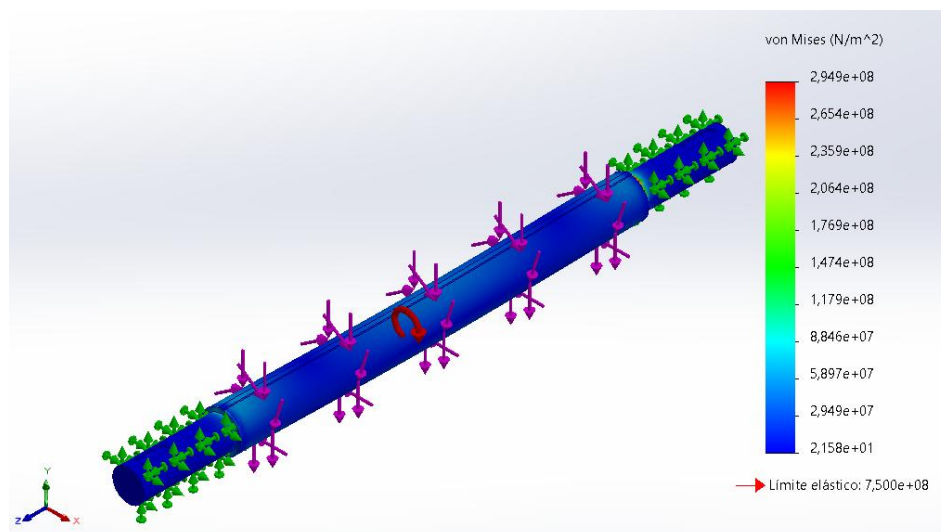
En lo que concierne a la segunda sección correspondiente con un valor de 2,5 in, en esta sección del eje se ubicarán las cuchillas con los separados, por lo cual el aumento de su valor es necesario para poder soportar las cargas. En esta parte del eje con un valor de 2,5 in se obtuve un factor de seguridad de 2,45. Este valor nos indica que se encuentra en el rango permitido para cargas dinámicas y de impacto, como lo es una trituradora. Un valor como el de 2,45 indica que el eje tiene una resistencia suficiente para soportar las fuerzas generadas durante su funcionamiento sin riesgo de falla, por lo cual este resultado nos indica que se obtiene un equilibrio óptimo entre seguridad y eficiencia, indicando que el diseño es un poco robusto, pero no sobredimensionado.

Posterior a estos resultados obtenidos, se procedió a realizar un análisis por elementos finitos para poder evaluar el comportamiento estructural de todo el eje, indicándonos que el

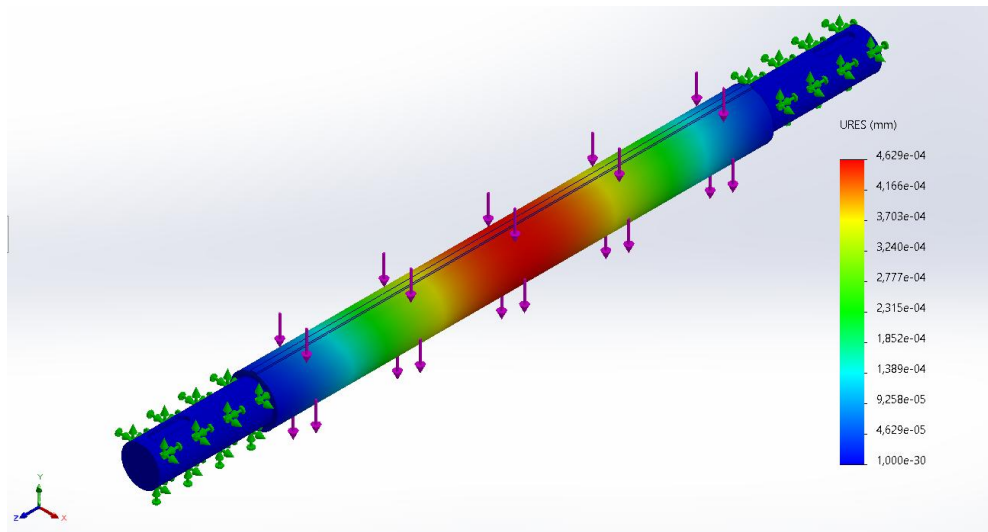
diámetro de 2in a pesar de su sobredimensionamiento, este valor diametral puede soportar las tensiones generadas por el torque y la velocidad sin comprometer su transmisión. Mientras el diámetro de 2,5 in se observó que puede soportar las cargas dinámicas y de impacto durante su tiempo operativo, por lo cual el análisis de elementos finitos para el eje de transmisión nos indicó que se tiene una suficiente resistencia estructural, permitiendo que opere sin presentar fallos. En el apéndice B se encuentran los respectivos cálculos para una comprender de mejor forma.

Figura 3.1

Esfuerzo del eje de transmisión



La figura 3.1 nos indica que el máximo esfuerzo que alcanzará el eje de transmisión es de 295MPa valor por debajo del límite elástico del acero 4150 el cual tiene un valor de 750MPa, por lo cual el eje no presenta fallas durante su operación.

Figura 3.2*Deformación del eje de transmisión*

En la figura 3.2 observamos que la parte más crítica es en su centro con un valor de $4,63 \times 10^{-4} \text{ mm}$, el cual es un valor muy bajo, pero hay que mencionar que en esta sección se deforma debido a las cargas y al peso del eje lo cual provoca una deflexión.

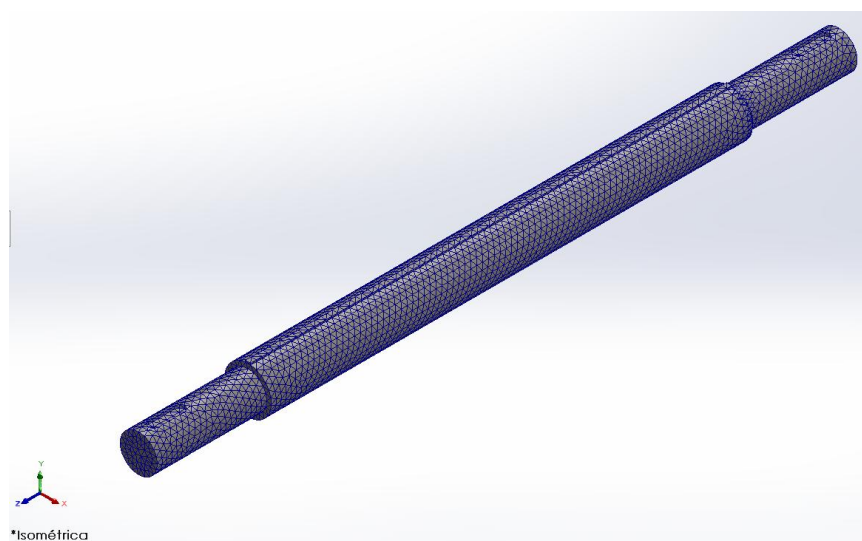
Figura 3.3*Mallado del eje de transmisión*

Figura 3.4

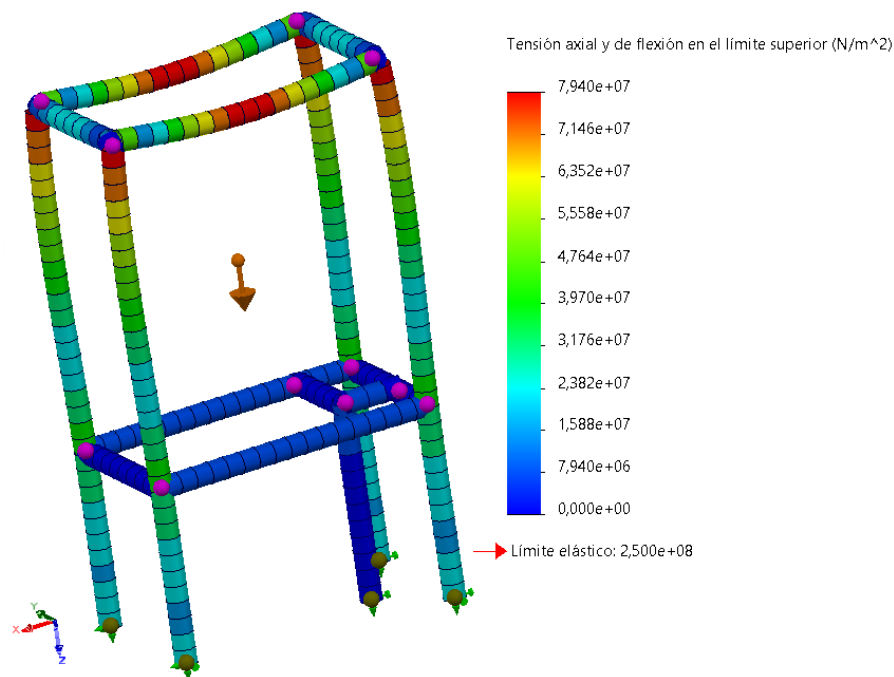
Parámetros del mallado del eje de transmisión

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 1* (-Predeterminado-)
DetallesTipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Tamaño máx. de elemento	8 mm
Tamaño mín. de elemento	2,66664 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	72325
Número total de elementos	48358
Cociente máximo de aspecto	104,75
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	96,9
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0,943
Porcentaje de elementos distorsionados	0
Número de elementos distorsionados	0
Reutilizar la malla para sólidos idénticos	Desactivar
Número de sólidos que han reutilizado la malla	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:02
Nombre de computadora	

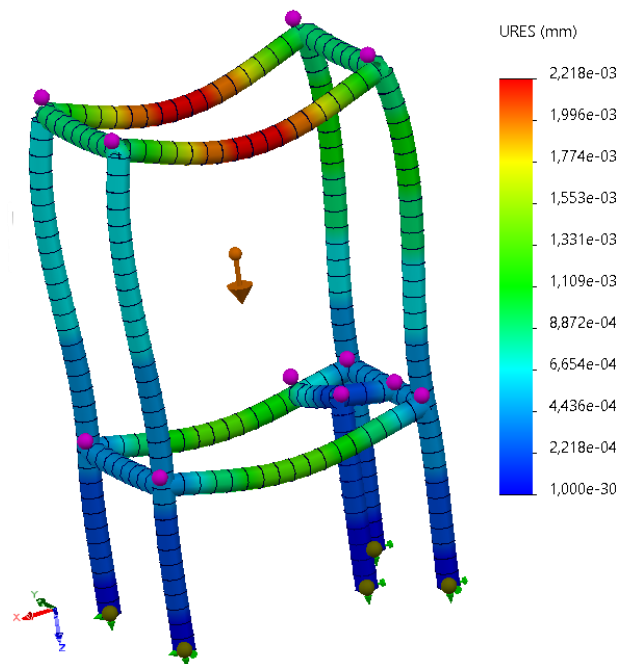
La figura 3.4 que corresponde a los parámetros de la figura 3.3 se obtuvo valores que nos permiten validar los resultados obtenidos, dado que los puntos jacobianos de alta calidad tienen un valor de 16 con elementos cuadráticos los que nos garantiza una precisión del cálculo, el porcentaje de aspecto menor a 3, tiene un valor alto lo que nos indica que la mayoría de los elementos tienen formas casi cúbicas o equilibradas lo que confirma la precisión del análisis.

3.2 Estructura

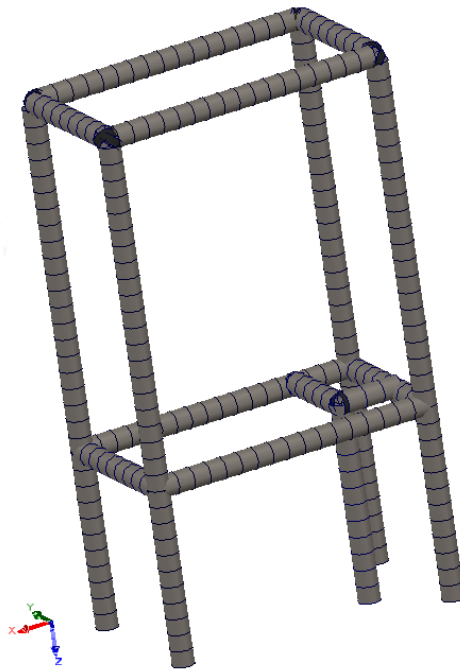
Para la estructura de la trituradora de textiles, se seleccionó un tubo cuadrado de acero ASTM A500 Gr. Con dimensiones de (60x60x4 mm), debido a su resistencia mecánica y rigidez adecuadas. A partir del diagrama de momento flector, se obtuvo el esfuerzo normal máximo en la sección crítica. Luego de obtener ese valor y de compararlo con el límite de fluencia del acero, se obtuvo un factor de seguridad de 1,55. Este valor indica que la estructura es capaz de soportar las cargas previstas sin alcanzar el límite de fluencia del material, asegurando un diseño seguro en condiciones normales de operación.

Figura 3.5*Esfuerzo de la estructura*

Al observar la figura 3.5 podemos comprobar que las zonas críticas serán los extremos, esto debido a que en los extremos existirá una unión de los 3 tubos lo que nos representa un concentrador de esfuerzo, de la misma forma a lo largo de la viga más larga un esfuerzo máximo, esto es provocado por el momento flector máximo, pero este valor máximo tiene un valor de 79 MPa el mismo que se encuentra por debajo del límite elástico, lo que nos confirma que la estructura no sufrirá daños con las cargas aplicadas.

Figura 3.6*Deformación de la estructura*

La figura 3.6 nos indica la deformación que tendrá la estructura, la cual tiende a una deformación de compresión debido a las cargas, el valor máximo que tendrá la estructura es de $2,218 \times 10^{-3} \text{ mm}$ lo cual es un valor muy bajo, por lo cual la estructura no tendrá una alta deformación con las cargas aplicadas durante su funcionamiento.

Figura 3.7*Mallado de la estructura***Figura 3.8***Parámetros del mallado de la estructura*

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 2* (-Predeterminado<Como mecanizada>-)
DetallesTipo de malla	Malla de viga
Número total de nodos	275
Número total de elementos	265
Reutilizar la malla para sólidos idénticos	Desactivar
Número de sólidos que han reutilizado la malla	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:02
Nombre de computadora	

La figura3.8 que corresponde a los parámetros de la figura3.7, nos permite tener un primer análisis, en lo cual los esfuerzos máximos y las deformaciones reflejan el comportamiento global de la estructura.

3.3 Sistema de transmisión

3.3.1 Motor

Para que el sistema de transmisión opere en óptimas condiciones es necesario implementar un motor trifásico de 2HP, esta potencia del motor garantiza confiabilidad, eficiencia y un desempeño robusto para la trituradora de textiles. Este motor tiene una velocidad nominal de 1800 rpm, esta velocidad es exagerada en comparación con la velocidad requerida en el eje de trituración. Para la solución de esta gran diferencia y mejorar la versatilidad del equipo se implementará un variador de frecuencia, permitiendo un control preciso de la velocidad del motor según la necesidad operativa.

Esta solución no solamente evita el acoplamiento de un motorreductor, la cual opera a una velocidad constante, sino que también brinda la capacidad de ajustar los rpm de forma dinámica, optimizando el rendimiento del sistema para diferentes tipos de textiles y condiciones de trabajo.

De igual forma, el variador de frecuencia mejora la eficiencia energética debido a operar únicamente en los puntos de carga necesarios, reduciendo el desgaste mecánico al tener arranque y paradas más suaves. Esto hace que el equipo sea más versátil y adaptable, incrementando su funcionalidad y reduciendo costos operativos a largo plazo. Para una mayor apreciación en el apéndice B se encuentran los cálculos respectivos.

3.3.2 Soporte de pared

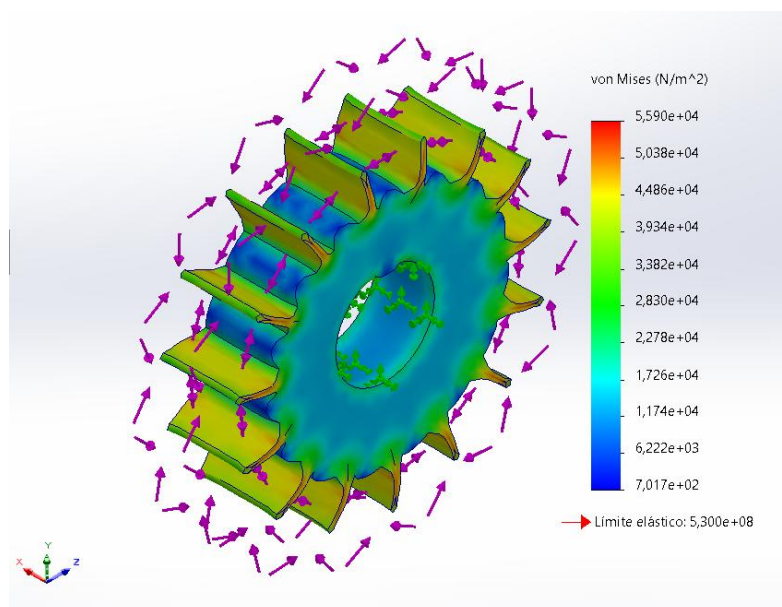
Para garantizar una correcta transmisión en los ejes de transmisión, considerando las cargas aplicadas, se determinó que el soporte de pared más adecuado bajo los parámetros establecidos, como una duración de 12000horas, debe soportar una carga dinámica de 10,75 KN. Por lo cual el soporte de pared que cumple con estos requisitos es el modelo UCF-210, los cálculos respectivos se encuentran en el apéndice B.

3.3.3 Engranés

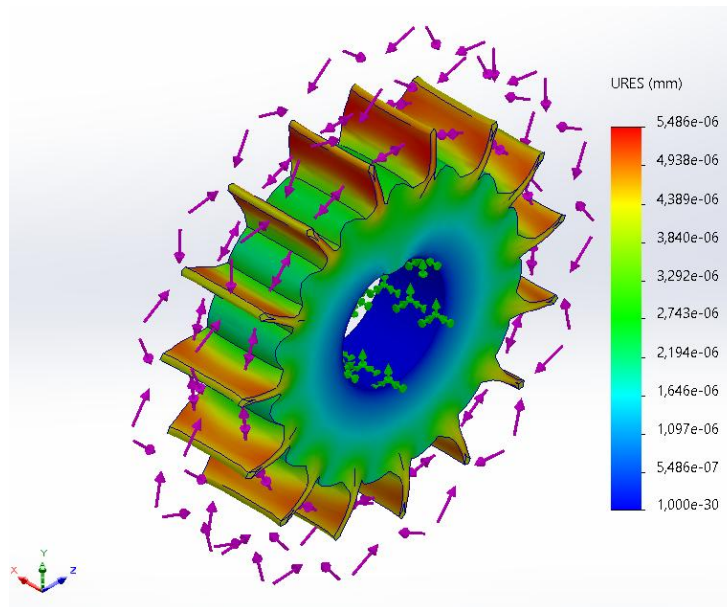
Para el diseño de los engranajes, fuero necesario cumplir ciertos requisitos importantes para su diseño, destacando la velocidad de giro de los ejes, por lo cual se seleccionó un módulo de 11, con la finalidad de equilibrar el número de dientes y la resistencia de las cargas, garantizando una transmisión eficiente, de igual forma el ángulo de presión con un valor de 20° nos optimiza la transmisión con un buen balance entre la capacidad de carga y suavidad operativa. Los 15 dientes con el que cuenta el engrane, garantiza una relación adecuada entre la velocidad y la capacidad de carga, previniendo un desgaste o un deslizamiento. Por último, el espesor de 30mm permite una rigidez a los dientes, asegurando la resistencia entre la fuerza de contacto lo que prolonga la vida útil del engrane, en el apéndice B se pueden observar los cálculos respectivos.

Figura 3.9

Esfuerzo del engrane



La figura 3.9 refleja el esfuerzo máximo que tendrá el engrane teniendo un valor sumamente por debajo del límite elástico del material de fabricación, lo que indica que no presentará fallas durante su operatividad.

Figura 3.10*Deformación del engrane*

La figura 3.10 refleja la deformación que tendrá el engrane, en este caso tendrá una deformación sumamente baja lo que comprueba que el diseño es el adecuado para la transmisión de los ejes.

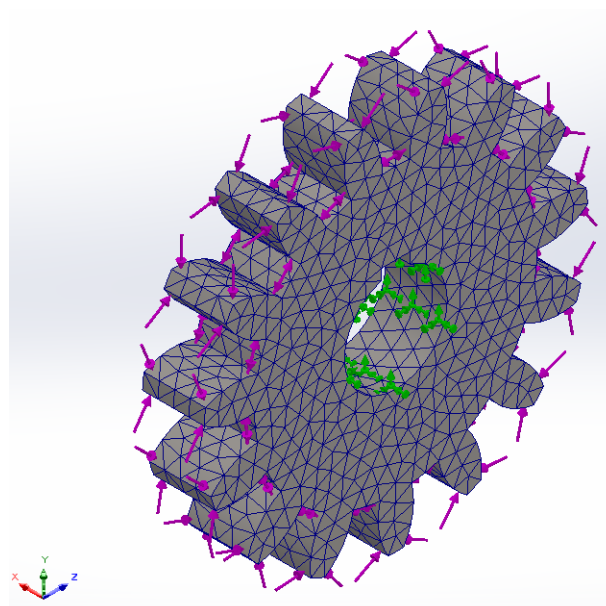
Figura 3.11*Mallado del engrane*

Figura 3.12*Parámetros del mallado del engrane*

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 1* (-Predeterminado-)
DetallesTipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Tamaño máx. de elemento	8,19661 mm
Tamaño mín. de elemento	8,19661 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	14999
Número total de elementos	9267
Cociente máximo de aspecto	3,3361
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	99,9
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0
Porcentaje de elementos distorsionados	0
Número de elementos distorsionados	0
Mallar de nuevo las piezas fallidas de forma independiente	Desactivar
Reutilizar la malla para sólidos idénticos	Desactivar
Número de sólidos que han reutilizado la malla	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:03
Nombre de computadora	

La figura3.12 que representa los parámetros de la figura3.11, se caracteriza por haber obtenido un cociente máximo de aspecto de 3,3361, este valor indica que los elementos de la malla tienen una buena forma y no presentan deformaciones excesivas. Es por ello, que la simulación tiene una alta precisión, resaltando el comportamiento estructural que es un factor importante. El cociente de aspecto inferior a 3 casi con un valor de 99,9% nos refleja que la malla tiene una distribución sumamente equilibrada, lo cual representa una malla de alta calidad, indicando que los elementos están bien alineados, por lo cual los resultados tienen una alta confiabilidad.

3.3.4 Banda y Polea

Para complementar el sistema de transmisión la banda y las poleas cumplen un rol sumamente importante. La selección de la banda tiene un impacto significativo en la transmisión; en este caso, al operar 6horas diarias la trituradora, la banda que se acopla a estos requerimientos es de tipo 3VX. Las dimensiones de las poleas influyentes en la transmisión de giro, por cual la polea impulsora requiere un diámetro de 8,5in mientras que la polea impulsada

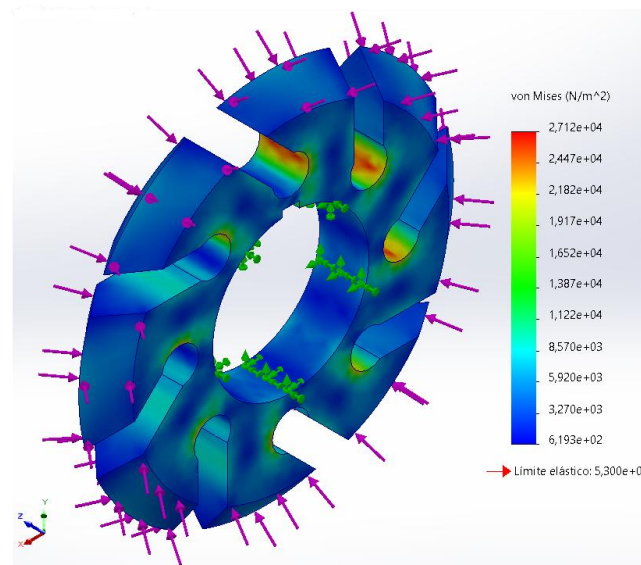
puede tener el mismo diámetro si el variador de frecuencia nos permite obtener la velocidad requerida caso contrario la polea deberá tener un diámetro de 11,3 in. Para mejor captación en el apéndice B se encuentran los cálculos respectivos.

3.4 Tolva superior y tolva inferior

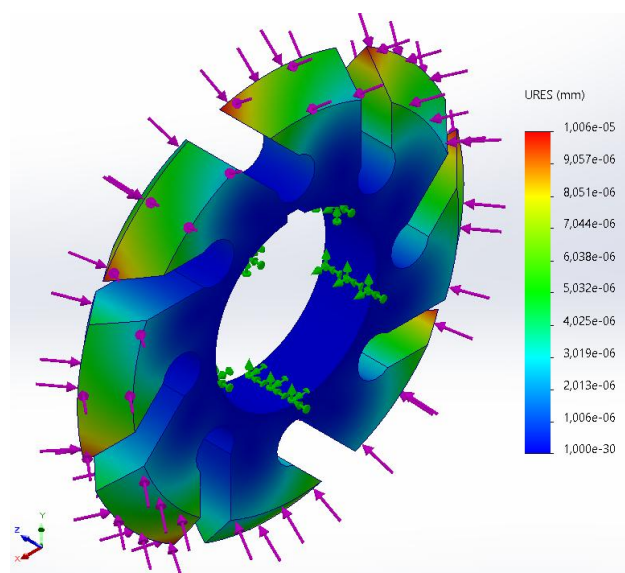
La tolva superior e inferior es diseñada mediante el acero A36 con un espesor de 5mm, este material fue seleccionado debido que tiene buena resistencia a la tracción y durabilidad, lo cual lo hace adecuado para aplicaciones donde no se esperan grandes cargas estructurales. El espesor de 5mm es un valor suficiente para la finalidad de las tolvas la cual consiste en proteger y guiar al textil. El diseño garantiza una integridad estructural sin necesidad de un aumento en su espesor, dado que las fuerzas involucradas como vibraciones e impactos no son significativas.

3.5 Cuchillas

Las cuchillas para una óptima trituración fueron diseñadas bajo los estándares establecidos para el corte del textil tipo nylon, el cual requiere una fuerza de corte de 40N, el ángulo de corte con un valor de 25°, el mismo que se encuentra en el rango óptimo de 20 a 30 grados. El ángulo de diseño ofrece un balance entre eficiencia de corte y durabilidad. Las cuchillas están fabricadas con el acero AISI 1045, por su alta resistencia a la tracción y tenaz, las mismas que fueron sometidas a un tratamiento térmico de estirado en frío esto con la finalidad de mejorar su dureza y resistencia. El filo de las cuchillas es recubierto de carburo de tungsteno, con el propósito de mejorar su dureza y reducir su desgaste, asegurando un corte más eficiente y prolongando la vida operativa de las cuchillas. Por ello, la combinación de estos materiales y el tratamiento aplicado garantizará un excelente rendimiento y una alta durabilidad en el proceso de corte de los textiles.

Figura 3.13*Esfuerzo de la cuchilla*

La figura 3.13 representa el esfuerzo máximo que está siendo sometida las cuchillas, el cual tiene un valor máximo de 27,12KPa el cual es un valor altamente bajo en comparación al límite elástico del material fabricado, lo que representa que las cuchillas pueden operar sin restricción alguna.

Figura 3.14*Deformación de la cuchilla*

La figura 3.14 representa la deformación que tendrá las cuchillas, en la simulación al no poderse mezclar ambos materiales, fue necesario simularlo con el material de menor propiedades en este caso con el acero AISI 1045, lo cual nos reflejó una deformación en el filo de las cuchillas de $1 \times 10^{-5} mm$, indicando un valor sumamente insignificante, por lo cual al implementarse el carburo de tungsteno esta pequeña deformación reducirá aún más, indicando que el filo de las cuchillas tendrá un desgaste insignificante con el pasar del tiempo.

Figura 3.15

Mallado de la cuchilla

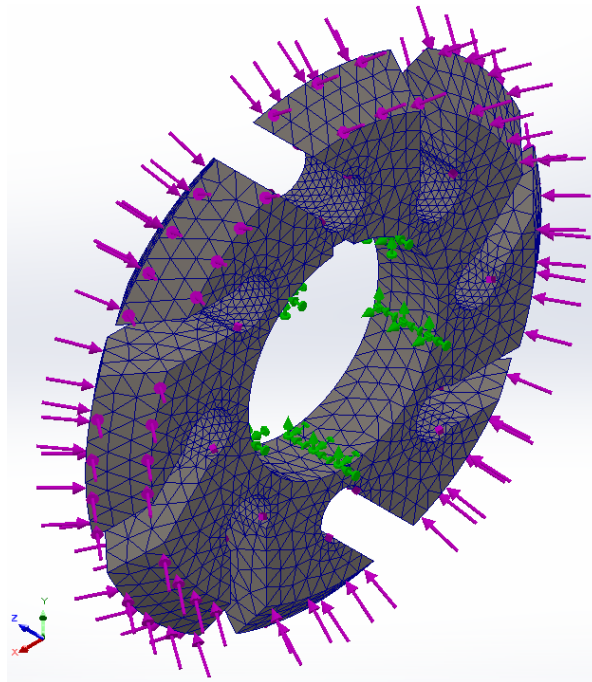


Figura 3.16*Parámetros del mallado de la cuchilla*

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 2* (-Predeterminado-)
DetallesTipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Control de malla	Definida
Tamaño máx. de elemento	5,5693 mm
Tamaño mín. de elemento	5,5693 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	37122
Número total de elementos	22890
Cociente máximo de aspecto	4,6033
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	99,8
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0
Porcentaje de elementos distorsionados	0
Número de elementos distorsionados	0
Reutilizar la malla para sólidos idénticos	Desactivar
Número de sólidos que han reutilizado la malla	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:04
Nombre de computadora	

La figura 3.16 que refleja los parámetros de la figura 3.15 nos refleja un mismo valor para el tamaño máximo y mínimo de elementos el cual es de 5,5693mm, este valor nos indica un mallado homogéneo y distribuido, esto fue por aplicar un mallado de restricción en las zonas críticas como lo son las perforaciones existentes entre los filos de las cuchillas. El valor 99,8 que representa al porcentaje de elemento con cociente de aspecto menor a 3 garantiza una excelente forma y precisión de los elementos. Los 16 puntos jacobianos, nos indican una distorsión mínima de elementos, por lo cual malla está compuesta por elementos cuadráticos de alto orden, lo que implica una alta precisión en la simulación, asegurando una alta calidad y confiabilidad en los resultados.

3.6 Análisis de costos

La determinación de la viabilidad para la fabricación de la trituradora para textiles es sumamente importante, por lo cual se buscó identificar, clasificar y evaluar todos los costos que se ven involucrados antes y durante la fabricación de la máquina, es decir la inversión inicial en la adquisición de los materiales y equipos, así como los costos operativos asociados

a su funcionamiento. Por lo cual, se consideró diversos aspectos como lo costos de los materiales, la mano de obra, transporte y otros aspectos durante el proceso de fabricación, por lo tanto, la siguiente tabla de costos resume los gastos asociados a la fabricación de la trituradora.

Tabla 3.1

Costos de Materiales

Materiales	Descripción	Cantidad	Precio	Total (IVA)
Plancha laminada en caliente (Acero A36)	Perfil 1220x2440x3mm	3	\$63.58	\$219.35
Plancha laminada en caliente (Acero A36)	Perfil 1220x2440x10mm	2	\$230.41	\$529.94
Tubo cuadrado ASTM A500 Gr.B	60x60x3mm	2	\$43.69	\$100.49
Eje de transmisión (AISI 4140)		1	\$298.75	\$343.56
Polea	10 in	1	25,5	\$28,83
Pernos	M12X85	16	\$0.22	\$4.05
Pernos	M16x45	16	\$0.30	\$5.52
Tuercas	M12	16	\$0.22	\$4.05
Tuercas	M16	16	\$0.3	\$5.52
Chumacera de Pared	UCF210	4	\$25.17	\$115.78
Motor Trifásico	2HP - 220V	1	\$247.61	\$284.75
Variador de frecuencia	CFW300	1	\$251.30	\$289
			Total	\$1930.84

Para la fabricación de la trituradora se requiere de profesionales para garantizar calidad y precisión al momento del ensamblaje de los componentes, por lo cual:

Tabla 3.2*Costo de operación*

Operador	Descripción	Total
Tornero eje	Encargado de reducir el diámetro del eje.	\$400
Tornero engrane	Encargado de fabricar los engranes a las medidas estipuladas.	\$200
Soldador	Encargado de unir los componentes y asegurarlos mediante soldadura.	\$160
Total		\$760

Al tener el costo total de las piezas y las personas implicadas, se obtuvo el total entre materiales y mano de obra de \$2690,84.

Este análisis de costos nos revela que la fabricación de la trituradora para textiles es factible y rentable por su valor, esto porque en el país este tipo de máquina no se comercializan, por lo cual al momento de adquirir una de estas máquinas debe ser importada lo que implica un aumento cerca del 50% a su valor original. Entonces este resultado indica que la fabricación local es una alternativa altamente rentable, ya que representa un ahorro económico significativo, a la par que el diseño está adaptado a las necesidades especificadas en el proyecto, a su vez que evita tiempo de esperas y dificultades al momento de la importación.

Capítulo 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- El diseño de la máquina trituradora de textiles cumple con el objetivo general de brindar una solución para el reciclaje de los residuos textiles generados por la industria textilera ecuatoriana.
- Por lo cual, el desarrollo de este proyecto aporta significativamente a la industria manufacturera del país, ya que reduce la dependencia de la importación de maquinaria, cuyo costo es elevado.
- Es por ello, que esta maquinaria fomenta la producción local y aprovecha el material reciclado, promoviendo la sostenibilidad y la economía circular en la industria textilera ecuatoriana.
- Por lo tanto, además de fortalecer a la industria manufacturera local, la trituradora optimiza el proceso de reciclaje textil, reduciendo el volumen de los sobrantes, mejorando la eficiencia de reutilización de materiales, contribuyendo a una gestión más sostenible de los recursos.

Recomendaciones

- Considerar la implementación de un sistema de alimentación automática con la finalidad de mejorar el proceso y minimizar la intervención manual.
- Implementar sensores de monitoreo de carga y temperatura, permitiendo un mejor rendimiento del motor, reduciendo el consumo energético, aumentando la producción y previniendo fallos en la máquina.
- Incorporar un sistema de apagado automático para ayudar a prevenir una emergencia en caso de presentar algún acontecimiento.

- Se recomienda implementar un plan de mantenimiento preventivo para los componentes claves como las cuchillas, ejes y rodamientos, con la finalidad de prolongar su vida útil, y reducir fallas inesperadas, asegurando un desempeño eficiente.

Referencias

- AITE I Industria. (n.d.). Retrieved October 22, 2024, from <https://aite.com.ec/industria.html>
- HUERTA HERRERA, A.P, & IRRAZABAL CARBAJAL, D.A. (2019). *Análisis de la economía circular aplicada a la industria textil para la fabricación de textiles a partir de residuos textiles pre y post consumo*. Universidad Católica San Pablo.
- De Monitoreo, D., & Gad, E. A. (2019). *Informe sobre mapeo de actores generadores de información a nivel territorial e identificación de fuentes de información de la competencia de desechos sólidos*.
- García Tumipamba, D. E., & Timbiano Feraud, T. E. (2024). Análisis de la gestión de residuos de la industria textil en el Ecuador. *IX Congreso Internacional de Ciencia, Tecnología e Innovación Para La Sociedad Memoria Académica*, 25–32. <https://doi.org/10.17163/ABYAUPS.49.370>
- Ibujés Villacís, J. M., & Benavides Pazmiño, M. A. (2018). Contribución de la tecnología a la productividad de las pymes de la industria textil en Ecuador. *Cuadernos de Economía*, 41(115), 140–150. <https://doi.org/10.1016/J.CESJEF.2017.05.002>
- Kanchana Dissanayake, & Dakshitha Weerasinghe. (2021). *Fabric Waste Recycling: a Systematic Review of Methods, Applications and Challenges*.
- Paola, C., Alencastro, E., Antonio, R., & Ortega, S. (n.d.). *Análisis del sector textil ecuatoriano*. 3(4), 2016.
- Sáez, A., & Urdaneta, J. A. (2014). Manejo de residuos sólidos en América Latina y el Caribe. *Omnia Año*, 20(3), 1315–8856.
- Sandin, G., & Peters, G. M. (2018). Environmental impact of textile reuse and recycling – A review. *Journal of Cleaner Production*, 184, 353–365. <https://doi.org/10.1016/J.JCLEPRO.2018.02.266>

Silvana Alejandra Guamán Egas, Edison Fernando Viera Alulema, Taña Elizabeth Escobar Guanoluisa, & Nancy Margarita López Barrionuevo. (2021). *Sistema de patronaje lineal cero residuos: patrones sostenibles sn mermas pre-consumo*. 8, 52–69.

Vista de Aproximación del modelo CAGE para la internacionalización de los productos textiles del Ecuador | Estudios de la Gestión: Revista Internacional de Administración. (n.d.). Recuperado el 22 de octubre de 2024, de <https://revistas.uasb.edu.ec/index.php/eg/article/view/1192/1118>

Vista de Función Cobb-Douglas y productividad de la industria textil en el Ecuador. (n.d.). Recuperado el 22 de octubre de 2024, de <https://periodico.uazuay.edu.ec/index.php/obsemp/article/view/584/897>

Xinxin Huang, Yuhan Tan, Jiwei Huang, Guangzhou Zhu, Rong Yin, Xiaoming Tao, & Xiao Tian. (2024). *Industrialization of open- and closed-loop waste textile recycling towards sustainability*. 436.

Yara Lizzeth Blanco Cruz. (2024). *Modelo conceptual para la reducción de mermas y desperdicios en los procesos de producción del taller textil artesanal de la comunidad de san gabriel chilac*. Benemérita Universidad Autónoma De Puebla.

REYES A., & VALAREZO A. (2024). *Gestión en el tratamiento de desechos generados por una empresa textil en la ciudad de guayaquil*. Universidad Politécnica Salesiana.

Asobanca. (2022). *GUÍA DE INDUSTRIA TEXTIL*.

Carlos Lalama Ochoa, & Andrea Navarrete Mosquera. (2016). *Diseño de una máquina trituradora de neumáticos*. Escuela Superior Politécnica Del Litoral.

C.J. Geankoplis. (1998). *Procesos de transporte y operaciones unitarias* (Tercera).

Jonathan Capelo Santos, & Jorge Velasco Quispe. (2021). *Diseño de una máquina trituradora de plástico para el sector rural Punta la Piedra*. Escuela Superior Politécnica Del Litoral.

Luis Abarca Carriel. (2009). *Diseño de una trituradora de Martillos para Reciclar Botellas.*

Escuela Superior Politécnica Del Litoral.

Ministerio del Ambiente, A. y T. E. (2019). *Ecuador impulsa la Economía Circular como una alternativa de desarrollo sostenible.*

Ministerio del Ambiente, A. y T. E. (2023, enero 13). *Ministerio del Ambiente, Agua y Transición Ecológica y Cámara de Industrias y Producción firman convenio para impulsar la sostenibilidad en el país.*

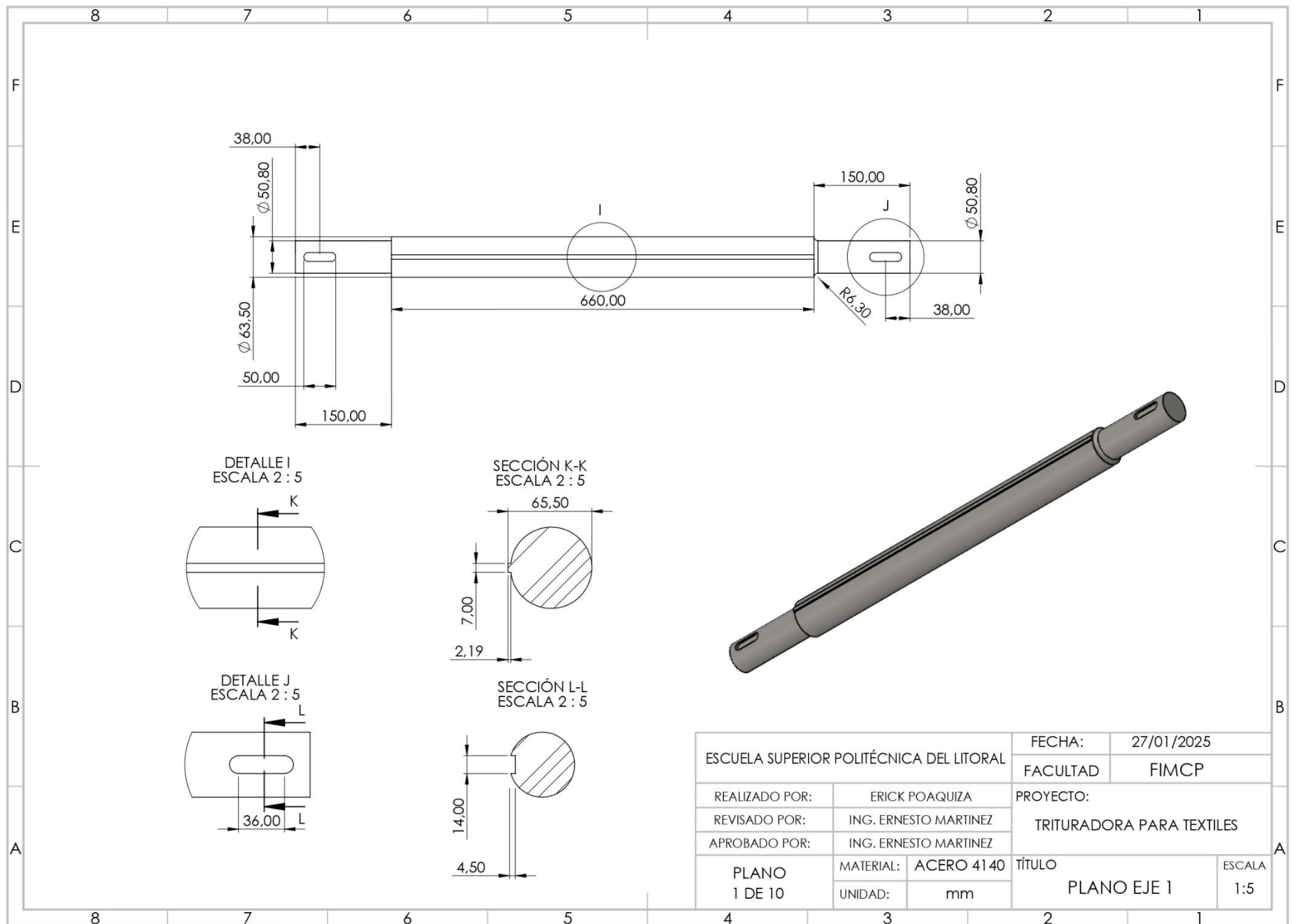
Rodgers M. Hill. (1986). *Three types of low speed shredder design.*

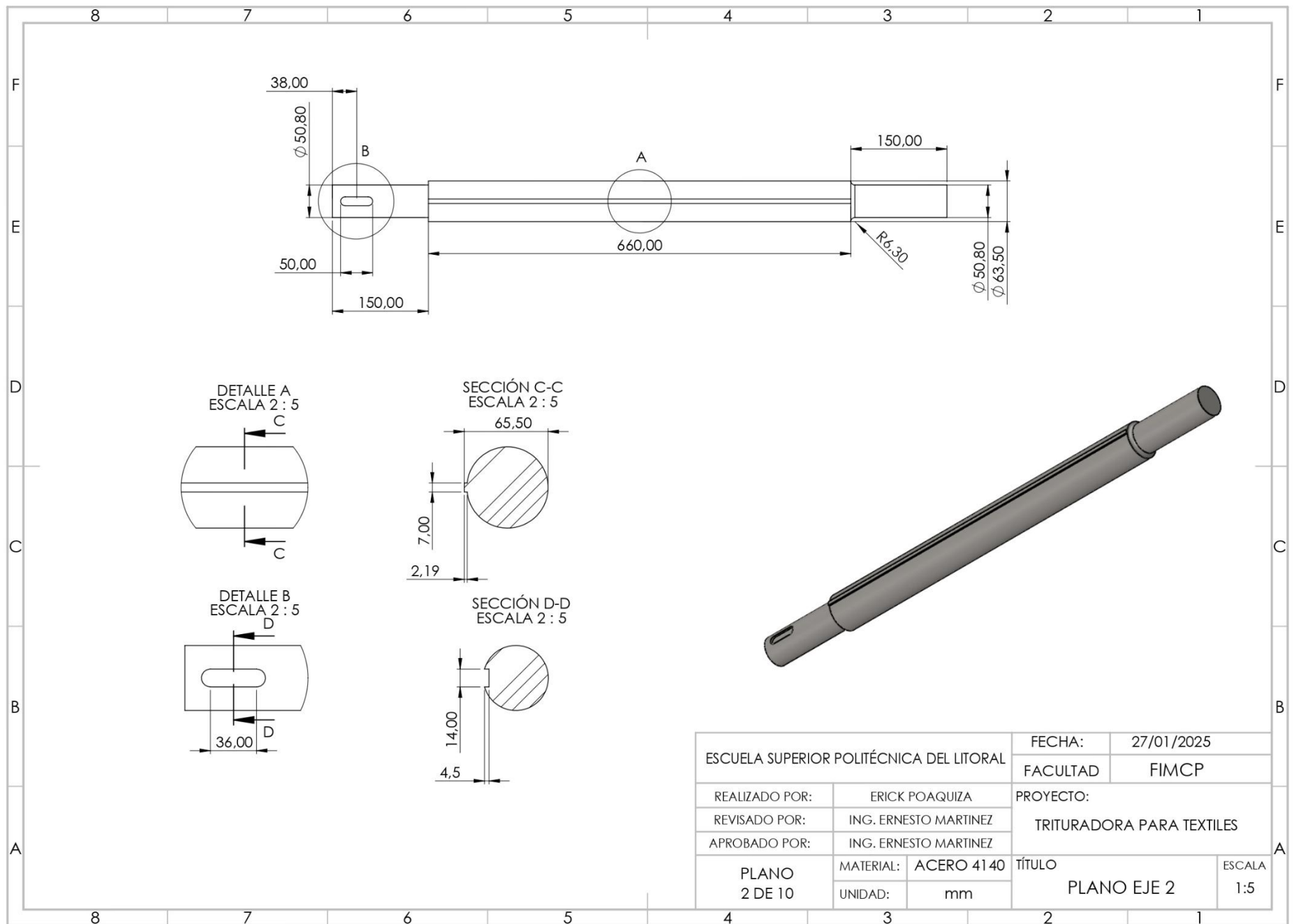
Sebastián Amaluisa Peñaranda. (2019). Bajo nivel de crecimiento de la industria textil ecuatoriana: ¿Elevada concentración industrial o problemas productivos estructurales? *Universidad Técnica De Ambato.*

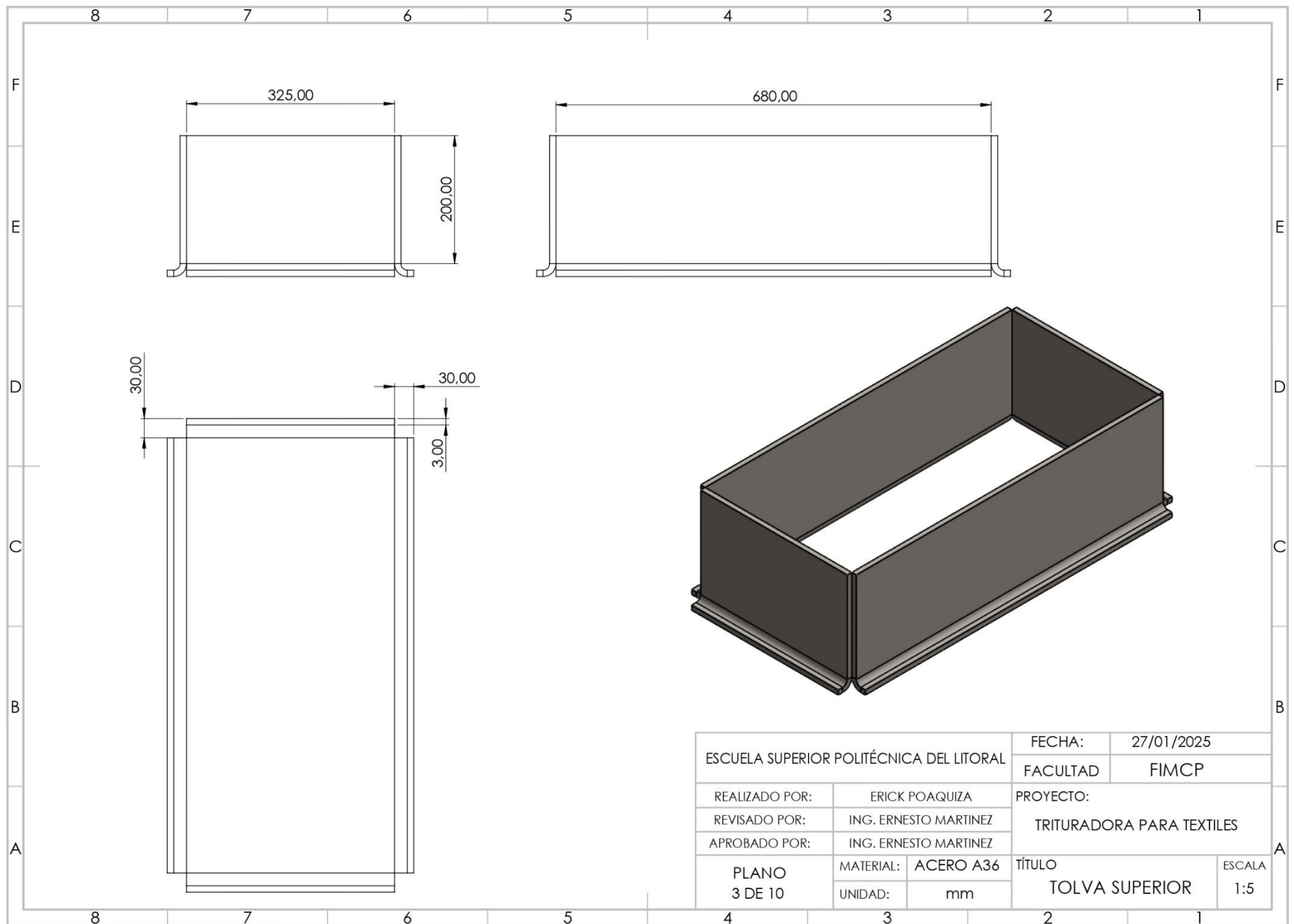
Apéndices

APÉNDICE A

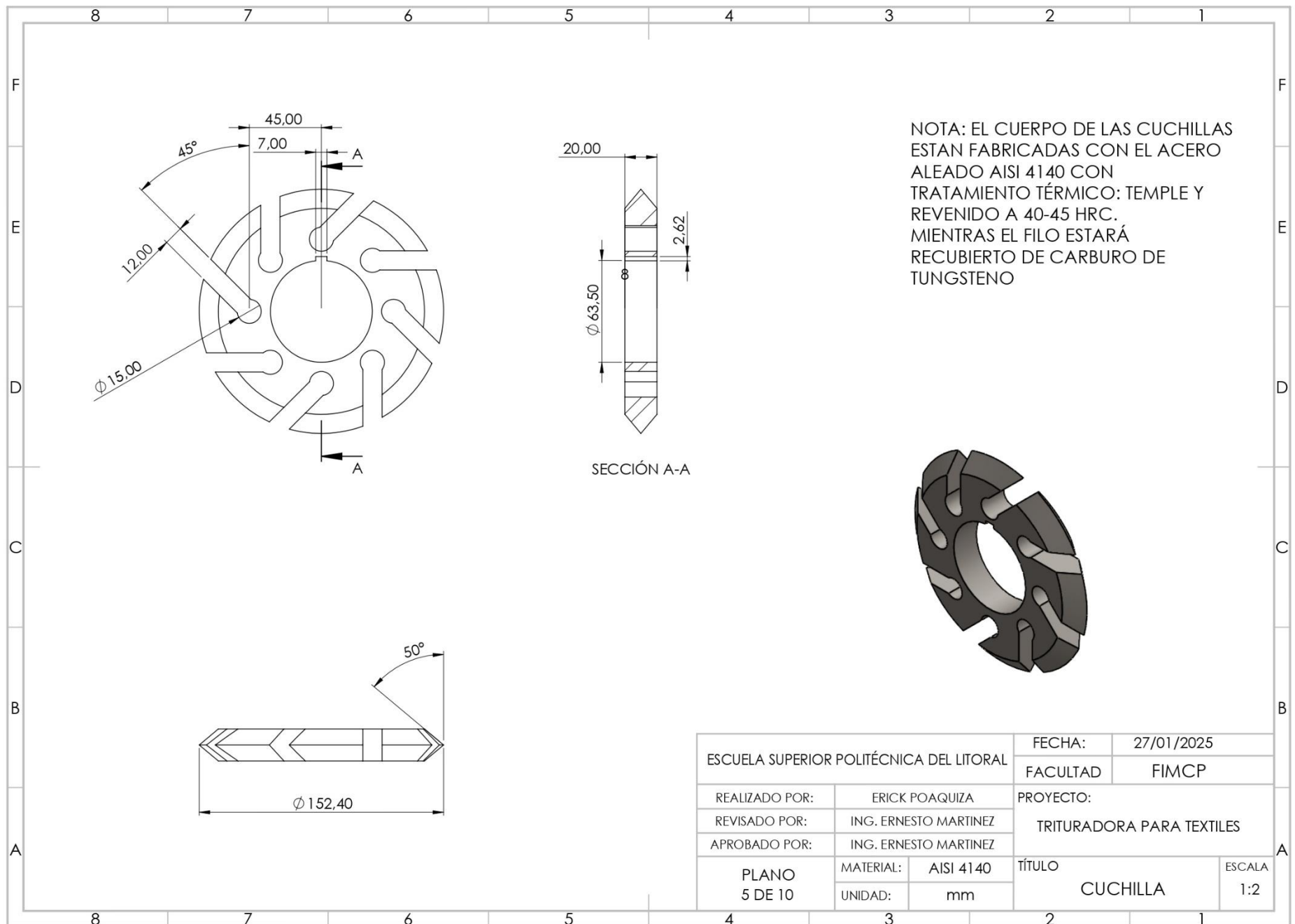
Planos esquemáticos

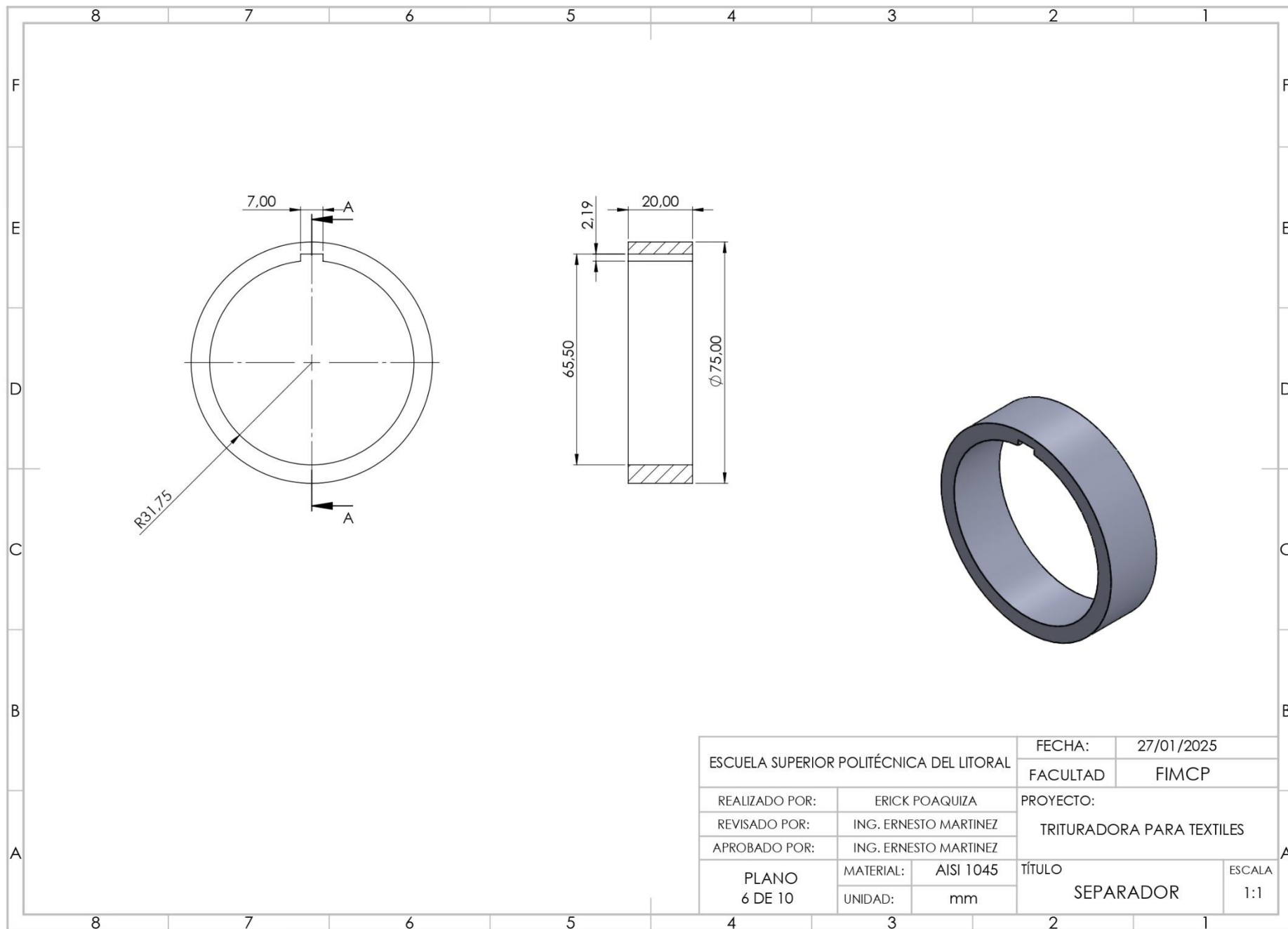


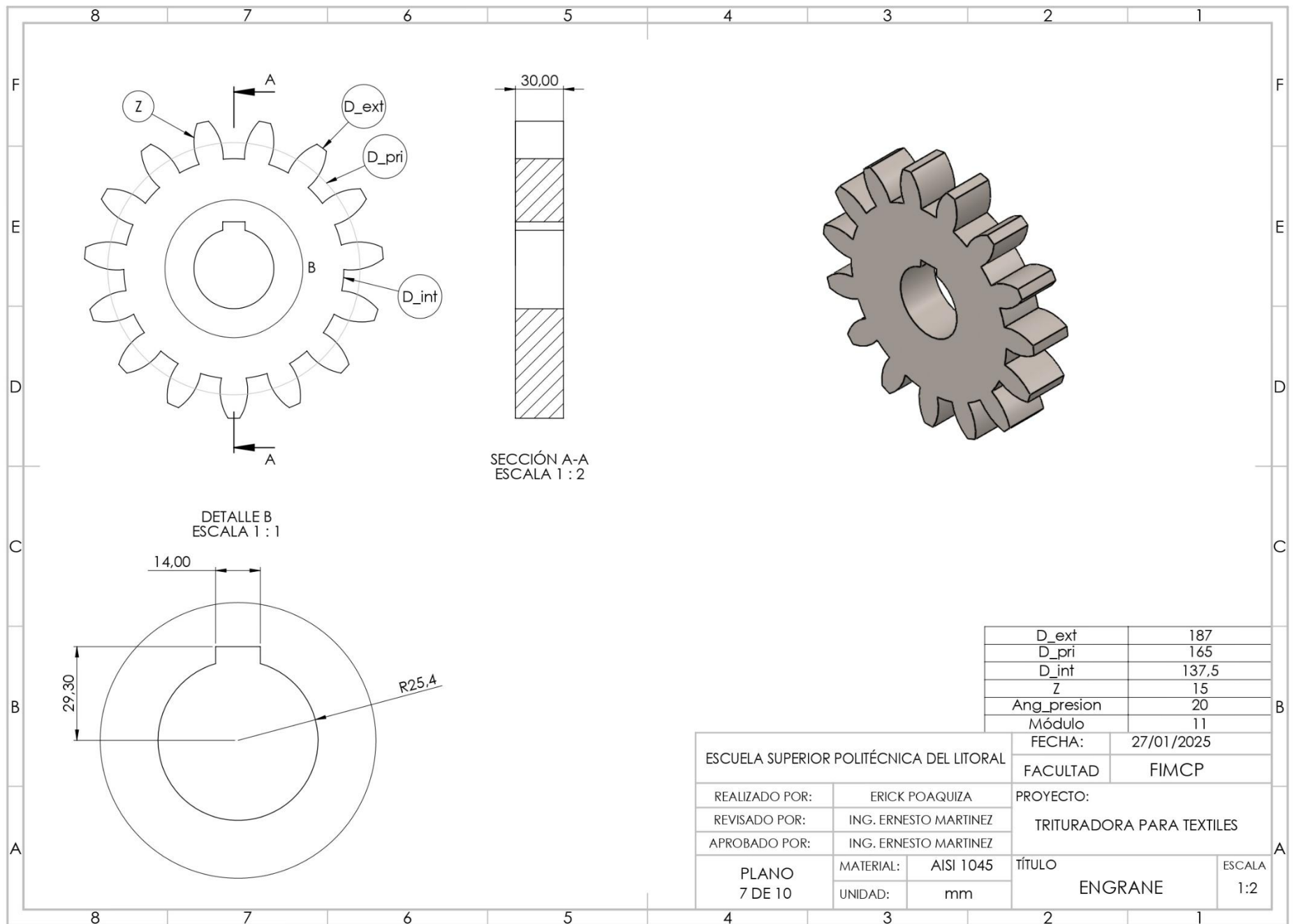


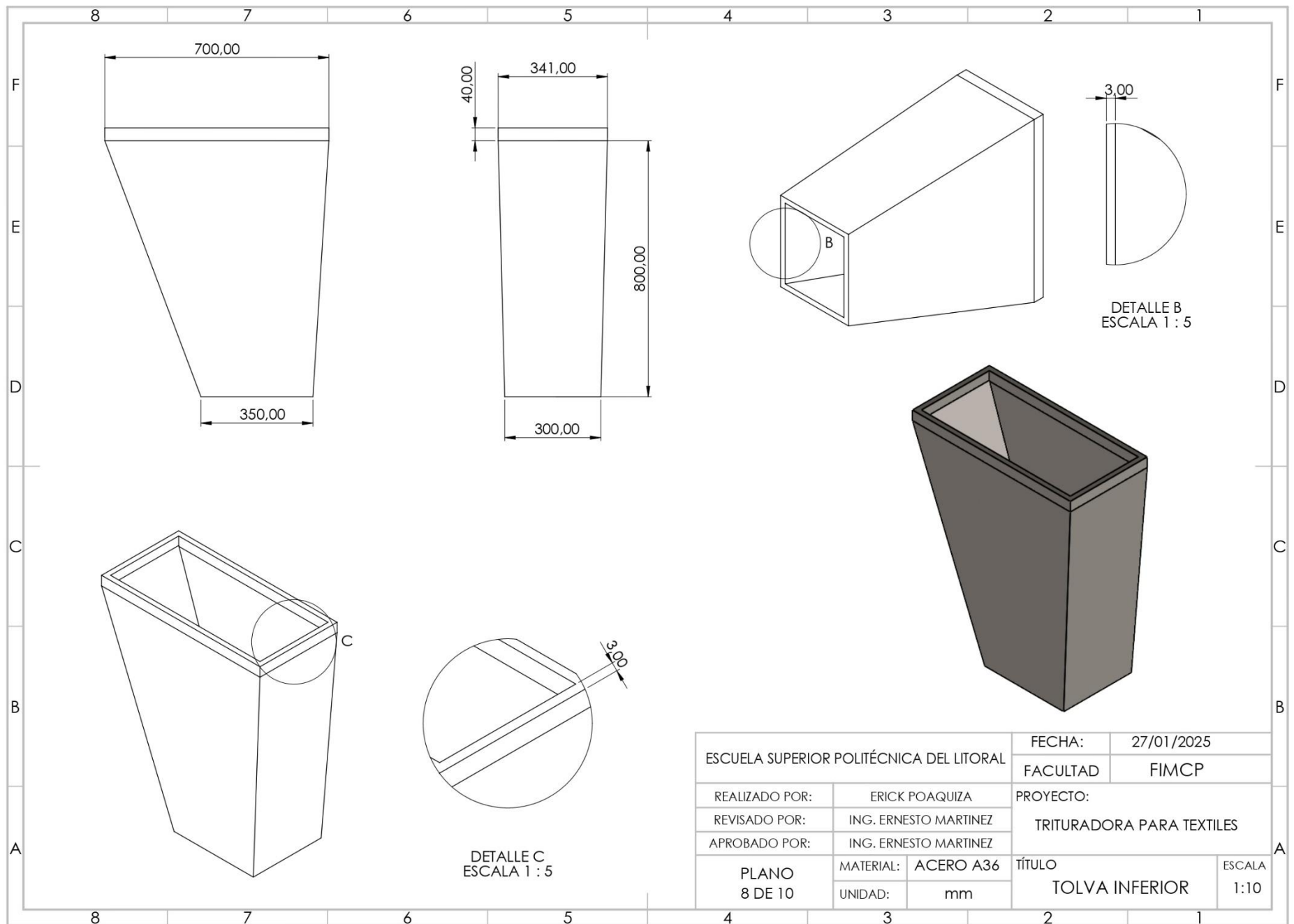


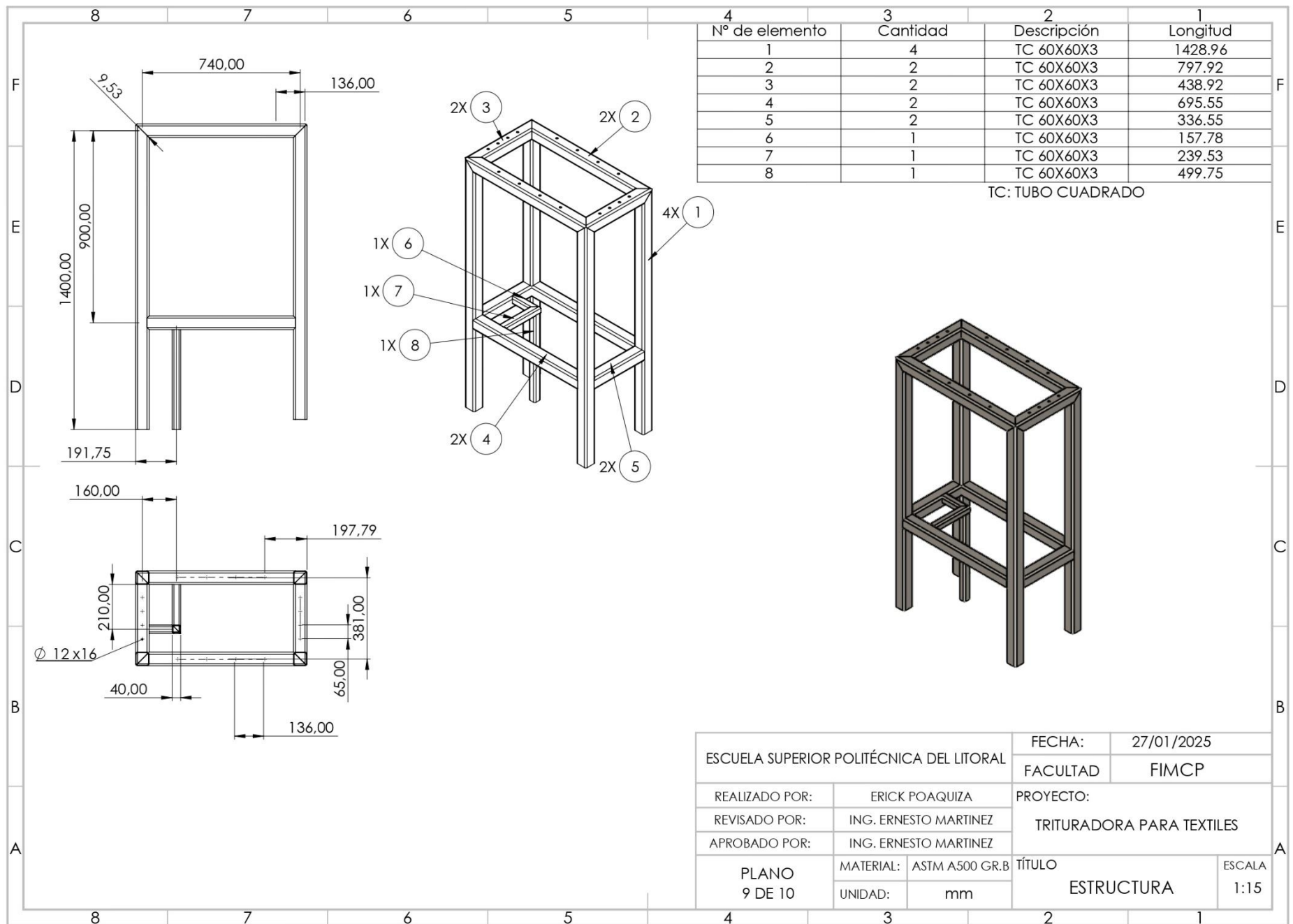
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		FECHA:	27/01/2025
		FACULTAD	FIMCP
REALIZADO POR:	ERICK POAQUIZA	PROYECTO: TRITURADORA PARA TEXTILES	
REVISADO POR:	ING. ERNESTO MARTINEZ		
APROBADO POR:	ING. ERNESTO MARTINEZ		
PLANO 3 DE 10	MATERIAL:	ACERO A36	TÍTULO TOLVA SUPERIOR
	UNIDAD:	mm	
		ESCALA	1:5

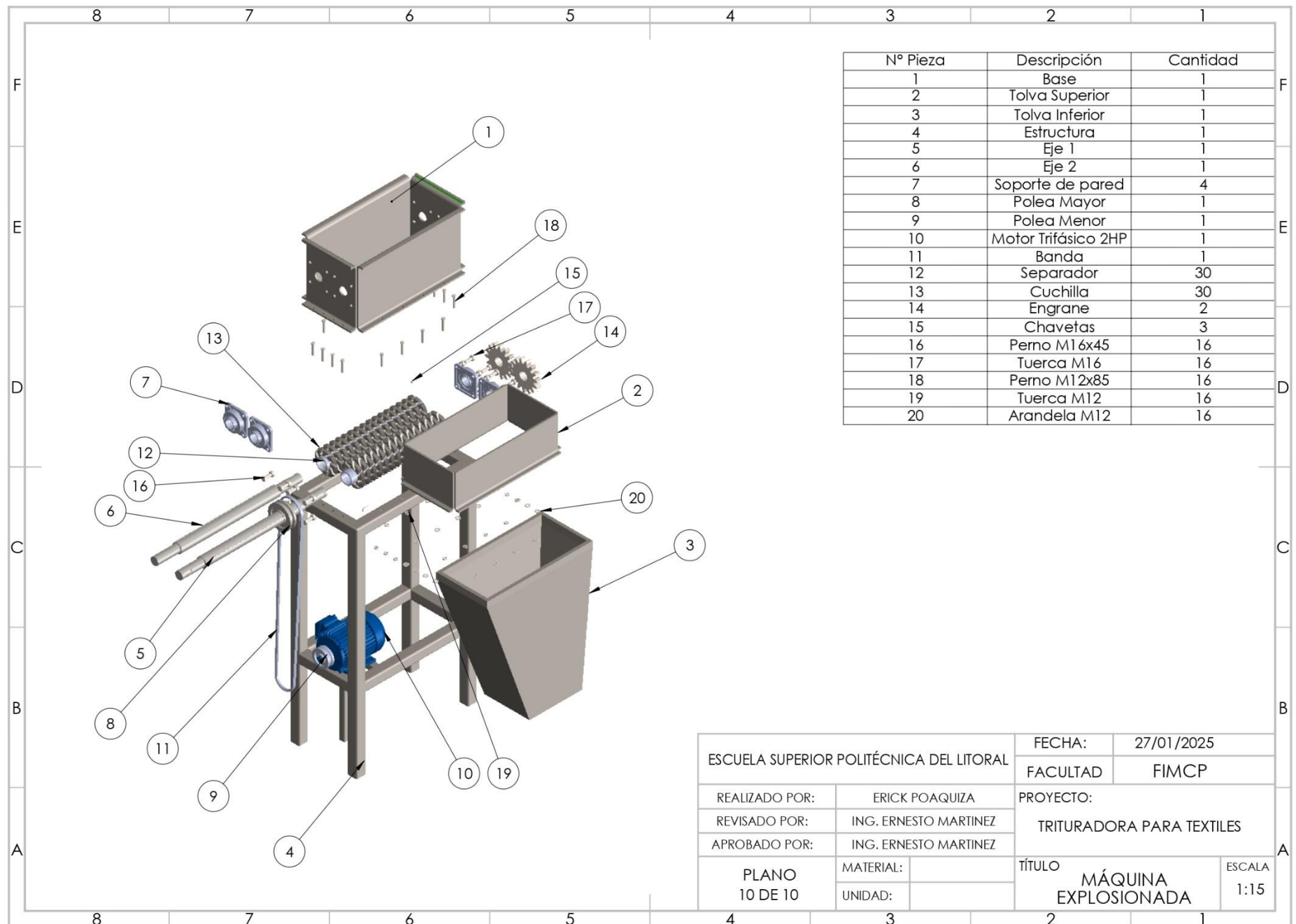












N° Pieza	Descripción	Cantidad
1	Base	1
2	Tolva Superior	1
3	Tolva Inferior	1
4	Estructura	1
5	Eje 1	1
6	Eje 2	1
7	Soporte de pared	4
8	Polea Mayor	1
9	Polea Menor	1
10	Motor Trifásico 2HP	1
11	Banda	1
12	Separador	30
13	Cuchilla	30
14	Engrane	2
15	Chavetas	3
16	Perno M16x45	16
17	Tuerca M16	16
18	Perno M12x85	16
19	Tuerca M12	16
20	Arandela M12	16

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		FECHA:	27/01/2025
		FACULTAD	FIMCP
REALIZADO POR:	ERICK POAQUIZA	PROYECTO:	
REVISADO POR:	ING. ERNESTO MARTINEZ		
APROBADO POR:	ING. ERNESTO MARTINEZ	TRITURADORA PARA TEXTILES	
PLANO 10 DE 10	MATERIAL:	TÍTULO MÁQUINA EXPLOSIONADA	ESCALA 1:15
	UNIDAD:		

APÉNDICE B

Cálculos del eje de trituración

Para el diseño del eje de trituración es indispensable saber el material de fabricación debido a sus propiedades, para este proyecto el material utilizado para la fabricación del eje de transmisión se implementa un acero 4140, por ser un acero resistente a cargas, lo que lo convierte en un acero muy elegido para la fabricación de estas piezas.

Otro aspecto importante es conocer la longitud que tendrá, así como el peso de las cuchillas, peso de los separadores, el peso del mismo eje, sobre todo la cantidad que se va a procesar, dato fundamental para empezar el cálculo.

Para el eje de transmisión el cual tendrá dos diámetros, donde el diámetro mayor soportará las cuchillas, mientras el diámetro menor, servirá como apoyo en los rodamientos.

Al utilizar la ecuación 2.1 despejaremos el Factor de seguridad para saber si el diámetro seleccionado es correcto o no, teniendo en cuenta que se debe calcular las reacciones las cuales estarán ubicadas donde estarán los rodamientos, estas reacciones nos servirá para obtener el diagrama de cortante y momento flector, de esa forma obtener sus valores máximos para poder calcular el factor de seguridad.

Por ello, al aplicar la primera ley de Newton, obtendremos:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M = 0$$

Sabiendo que el eje tendrá una longitud total de 960 mm, donde el primer soporte estará ubicado 100mm y el último soporte a una distancia de 860mm, donde las cuchillas junto a los separadores inician a una distancia de 150 mm hasta los 960mm.

Procedemos a realizar los cálculos respectivos, en los cuales, el peso de las cuchillas con los separadores es simulados como una carga distribuida, el peso del eje como una carga puntual, el torque aplicado en base a la fuerza de corte y el radio de las cuchillas.

Para el plano YZ

Para obtener la carga distribuida de las cuchillas y los separadores al estar en una distancia de 600mm y conociendo los pesos de estas y la cantidad de ellas.

$$q = \frac{W_{cuchilla} + W_{separador}}{Longitud}$$

$$q = \frac{(m_{cuchilla} * \#cuchillas + m_{separador} * \#separadores)(g)}{Longitud}$$

$$q = \frac{(29,45kg * 15 + 2.07kg * 15)(9,8 \text{ m/s}^2)}{600 \text{ mm}}$$

$$q = 7,730 \frac{N}{mm}$$

Al realizarla en una carga puntual.

$$F_{eq} = q * L$$

$$F_{eq} = 7,730 \frac{N}{mm} * 660mm$$

$$F_{eq} = 5101,8 \text{ N}$$

El peso que tendrá el eje es de 377,43 N con su centro masa ubicado a 450 mm

De igual forma como todas las cuchillas realizan un torque, el cual es debido a la fuerza ejercida por las cuchillas teniendo en cuenta el número de cuchillas, estas actúan como un torque distribuido, el mismo que estará aplicado en los 600mm de longitud del eje mayor, por lo cual estará ubicado a 300mm del origen del diámetro del eje mayor, y a una distancia total de 660mm

$$\tau = (Fxr)(\#cuchillas)$$

$$\tau = (40N)(120mm)(15)$$

$$\tau = 72000 \text{ Nmm}$$

Una vez obtenido la carga y el torque distribuidos, se puede realizar el cálculo de las reacciones, por lo cual en el plano YZ, mediante un análisis de equilibrio dinámico, podemos obtener los valores de las reacciones.

En este plano YZ no tendremos reacciones en el eje X por lo cual, solo se aplicará en fuerzas en el eje Y.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{yA} - F_{eq} - w_{eje} + R_{yB} = 0$$

$$R_{yA} = F_{eq} + w_{eje} - R_{yB}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{eq} * d1 + w_{eje} * d2 + \tau - R_{yB} * d3 = 0$$

$$R_{yB} = \frac{F_{eq} * d1 + w_{eje} * d2 + \tau}{d3}$$

$$R_{yB} = \frac{(5101,8N)(480mm) + (377,34N)(350mm) + (7200Nmm)}{760mm}$$

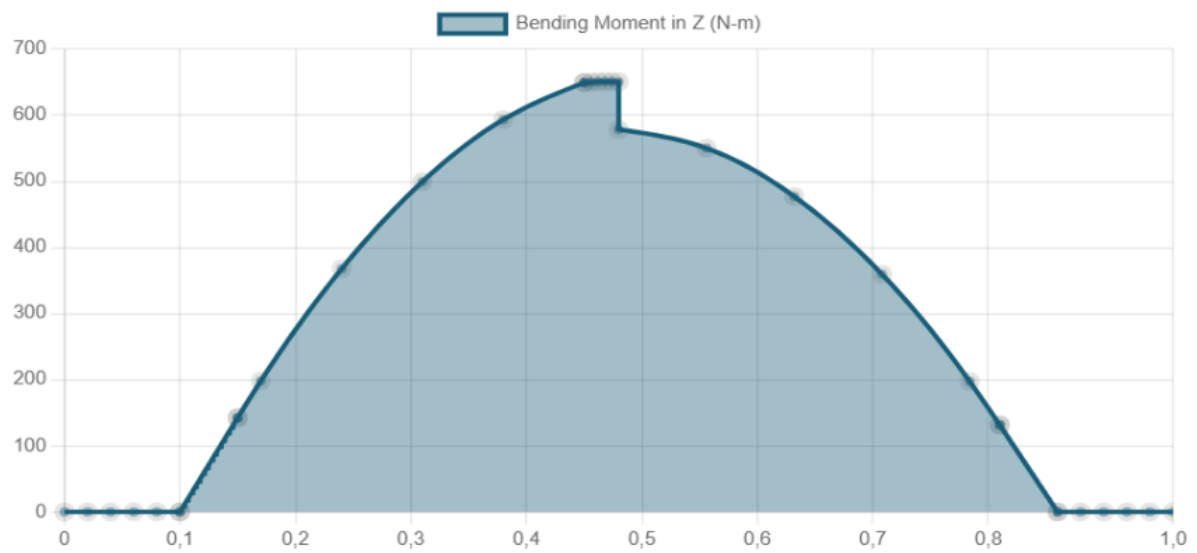
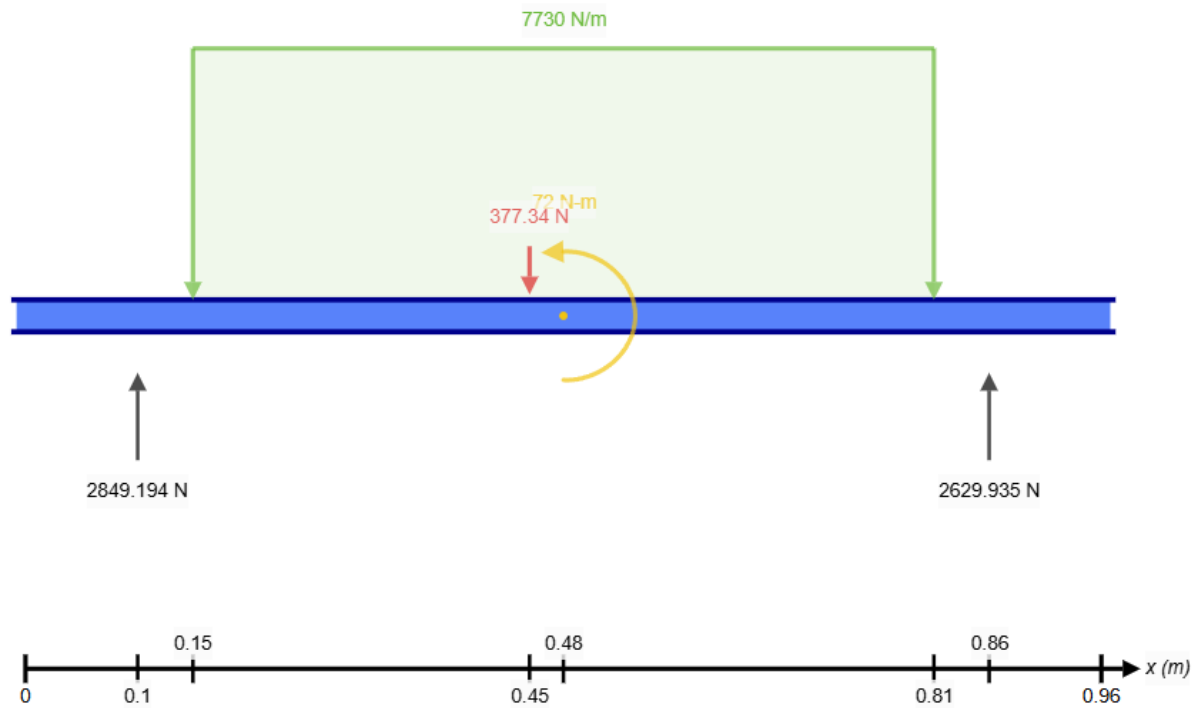
$$R_{yB} = 2629,94 \text{ N}$$

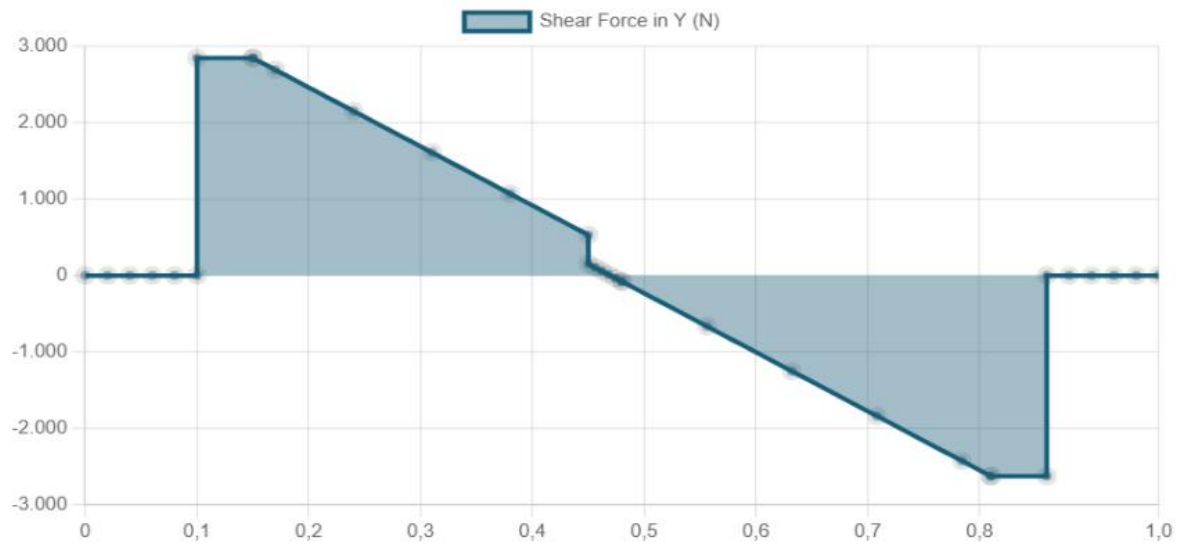
Volviendo a la ecuación de sumatoria de fuerza

$$R_{yA} = F_{eq} + w_{eje} - R_{yB}$$

$$R_{yA} = (5101,8 + 377,34 - 2629,94)N$$

$$R_{yA} = 2849,2 \text{ N}$$





Al observar las gráficas, se observa que se obtiene un valor de Momento flector máximo de $650,87Nm$ y un cortante máximo de $2849,2 N$

Para el plano XZ

Observamos que solo actúa la carga distribuida, por lo cual al realizar los cálculos respectivos se obtuvo:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{xA} - F_{eq} + R_{xB} = 0$$

$$R_{xA} = F_{eq} - R_{xB}$$

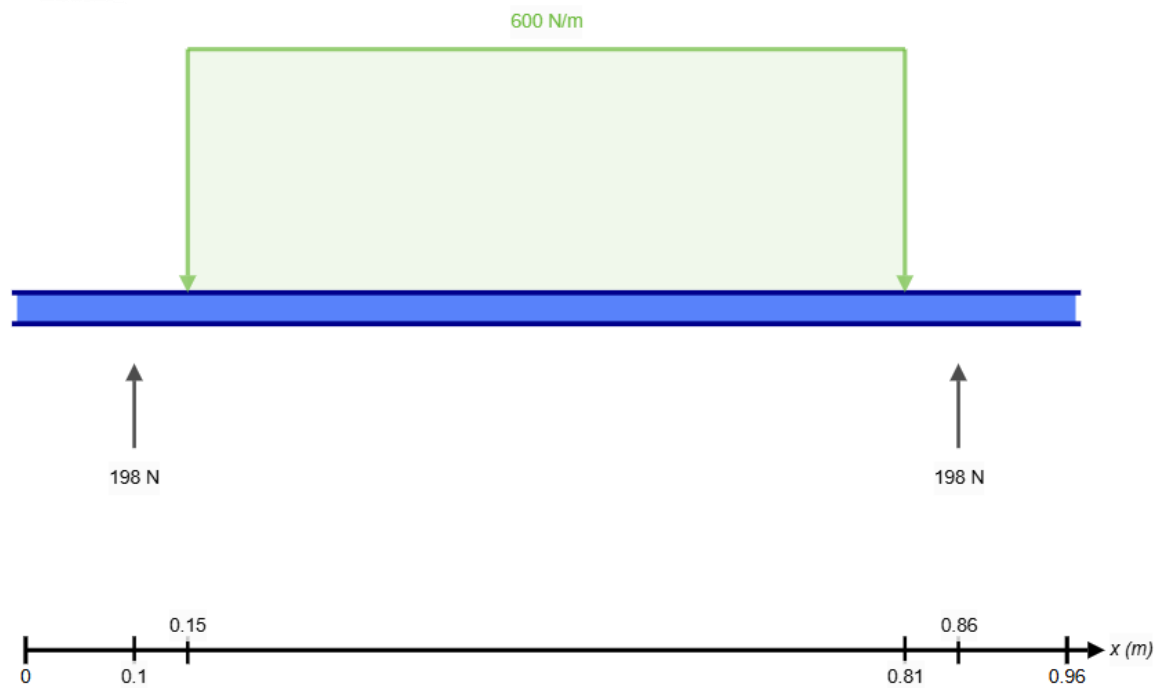
Pero como solamente actúa la fuerza equivalente, sabemos que las reacciones tendrán el mismo valor.

$$2R_{xA} = F_{eq}$$

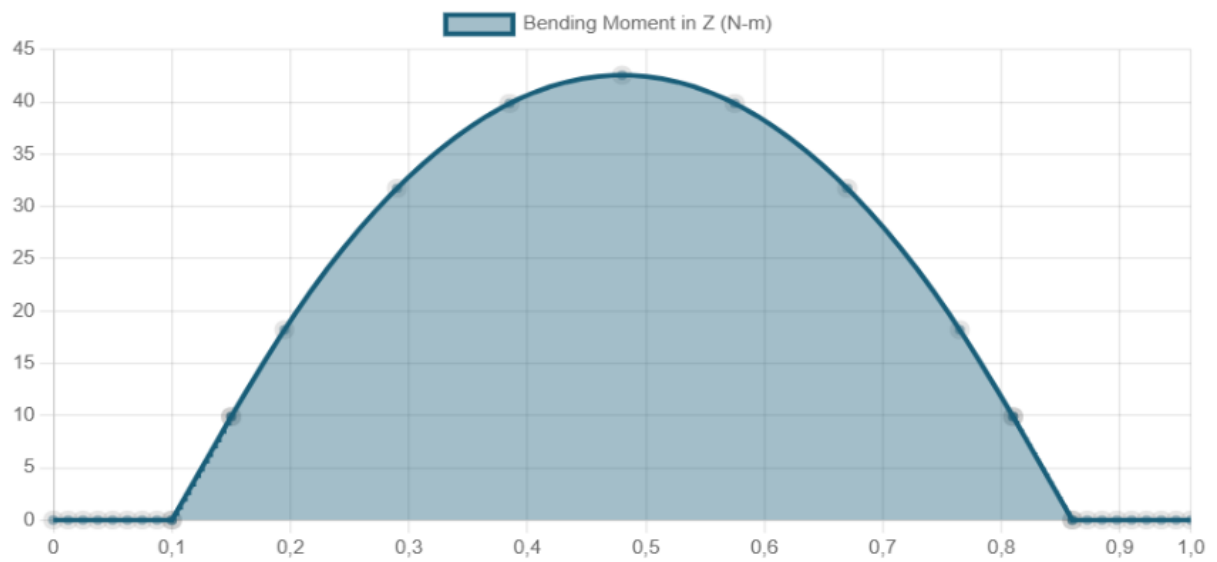
$$R_{xA} = \frac{(600N/m)(0,66)}{2}$$

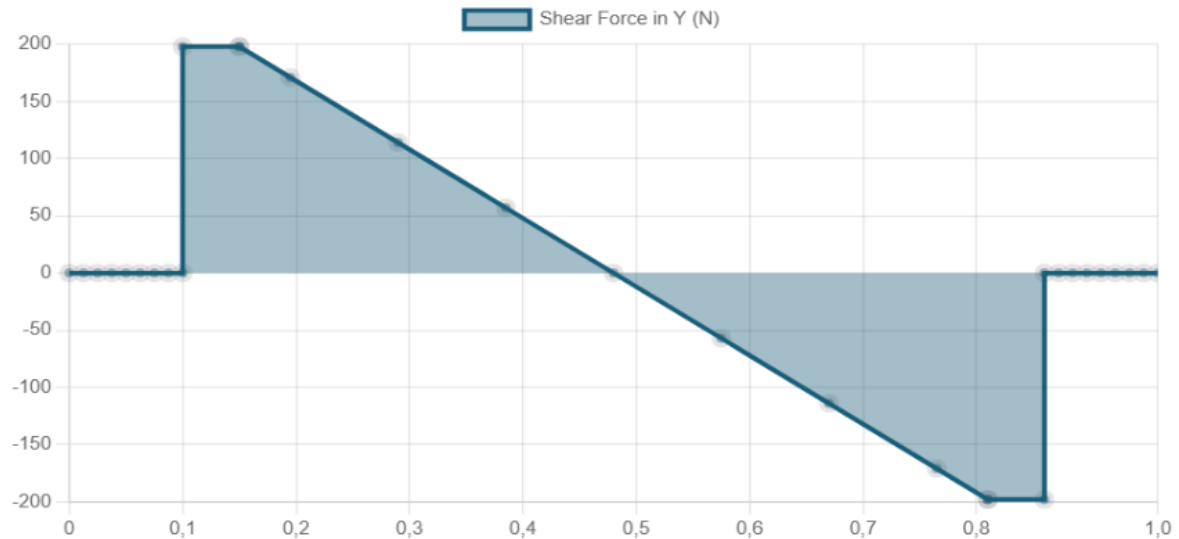
$$R_{xA} = R_{xB} = 198N$$

Por lo cual,



Se obtienen los gráficos de momento flector y de cortante, para obtener los valores máximos.





Por lo cual nos da un valor de cortante máximo de 198N.

Mientras un momento flector máximo de 42,57 Nm.

Conociendo los valores de momentos máximos y cortante máximo en ambos planos procedemos a realizar el cálculo de los diámetros.

Aplicando la ecuación 2.1

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

Para la fabricación del eje de transmisión se seleccionó el acero AISI 4140, debido que es un material utilizado para la fabricación de este tipo de piezas mecánicas por tener buenas propiedades, por ello para el diámetro 1 el mismo que corresponde al diámetro menor donde se ubicarán soportes, se implementó un diámetro de 2in.

Su(Resistencia a la tensión): 95000 Psi

Sy(Resistencia a la fluencia): 61000 Psi

Sn(Resistencia básica a la fatiga): 35000 Psi

Se debe considerar el cambio de secciones el cual solo tiene 2 cambios de secciones de lado izquierdo con un chaflán, mientras de lado derecho es un cambio de sección recto, por lo cual:

K_t : 2,5

Para obtener el valor de la resistencia básica a la fatiga corregida, debemos aplicar la ecuación

2.2

$$S'_n = S_n C_s C_R$$

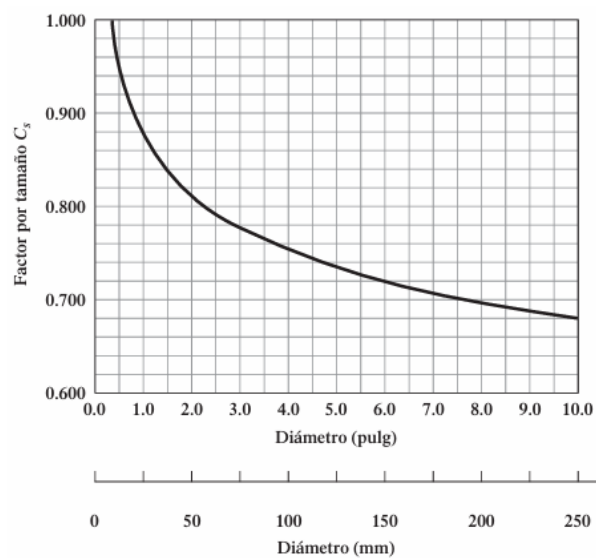


FIGURA 5-9 Factor por tamaño

Para el factor de tamaño (C_s) la cual se la obtuvo mediante la figura 5.9 del libro de diseño de elementos de máquinas, por ello con un valor de diámetro de 2in:

$$C_s = 0,81$$

TABLA 5-1

Factores de confiabilidad
aproximados C_R

Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Para el valor del factor de confiabilidad (C_R) mediante la tabla 5.1 del mismo libro mencionado se asumirá una confiabilidad de 0,99 lo cual nos representa:

$$C_R = 0,81$$

Por ello, obtendremos el valor de la resistencia básica corregida

$$S'_n = S_n C_s C_R$$

$$S'_n = (35000)(0,81)(0,81)$$

$$S'_n = 23010,34 \text{ Psi}$$

Se debe tener en cuenta el momento máximo en este caso como se analiza los extremos “origen” el valor de sus momentos es de 0, como se trabajó en sistema inglés para esta parte del cálculo, los momentos, el cortante y el torque fue transformado al sistema inglés, donde:

$$1Nm = 8,85 \text{ lb in}$$

Por ello el torque aplicado será de $72Nm = 637,25 \text{ lbin}$

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$N = \frac{\pi D^3}{32} \left(\frac{1}{\sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2}} \right)$$

$$N = \frac{\pi (2in)^3}{32} \left(\frac{1}{\sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{637,25 \text{ lb in}}{61000 \text{ Psi}} \right]^2}} \right)$$

$$N = 86,81$$

Para el diámetro mayor, se asumió un valor de 2,5 in, para aplicar la fórmula 2,1 se debe obtener el momento flector total, como se obtuvo dos momentos máximos en los planos ZY y ZX, se obtendrá un momento flector total de:

$$M = \sqrt{[M_{zy}]^2 + [M_{zx}]^2}$$

$$M = \sqrt{[652,87 Nm]^2 + [42,57 Nm]^2}$$

$$M = 652,26 Nm = 5772,96 lb in$$

al aplicar la fórmula 2,1 despejada, se obtuvo un factor de seguridad de:

$$N = \frac{\pi D^3}{32} \left(\frac{1}{\sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2}} \right)$$

$$N = \frac{\pi (2,5 in)^3}{32} \left(\frac{1}{\sqrt{\left[\frac{(2,5)(6203,1 lb in)}{23010,34 psi} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{637,23 lb in}{61000 psi} \right]^2}} \right)$$

$$N = 2,45$$

Luego de conocer el valor de los factores de seguridad para las dimensiones que tendrá el eje, se procede calcular la potencia que requerirá el motor, teniendo en cuenta que esta potencia inicial cambiará debido a los factores de diseño que implica al diseñar este tipo de maquinaria. Para llegar a la potencia que se requiere debemos calcular los rpm que requiere nuestro sistema, teniendo en cuenta la cantidad que se requiere procesar, las características del material a procesar, por ello al aplicar la ecuación 2.4 se obtiene el flujo másico, que se relacionará con el flujo volumétrico (ecuación 2,5) y al relacionar ambas ecuaciones podemos aplicar la ecuación 2.6 para obtener los rpm necesarios.

$$\dot{m} = \rho Q$$

$$\dot{m} = 25 kg/h = 0,00694 kg/s$$

$$\rho_{\text{algodón}} = 25 kg/m^3$$

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$Q = \frac{0,00694 \text{ kg/s}}{25 \text{ kg/m}^3}$$

$$Q = 2,776 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Al conocer el flujo volumétrico y el área transversal de corte, se aplicará la ecuación 2.5 para obtener la velocidad tangencial.

$$Q = VA$$

$$A = 0,0012 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$V = \frac{2,776 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,0012 \text{ m}^2}$$

$$V = 0,231 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Obtenida la velocidad tangencial se aplicará la ecuación 2.6 para obtener los rpm necesarios en nuestra máquina.

$$\omega = \frac{V}{R}$$

$$\omega = \frac{0,231 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,0254 \text{ m}}$$

$$\omega = 9,10 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 86,97 \text{ rpm}$$

al obtener las revoluciones requerirá en nuestro sistema, se aplica la ecuación 2.3, de esa forma se obtendrá la potencia que nuestro equipo requiere.

$$P = T\omega$$

$$P = (72 \text{ Nm})(9,10 \frac{\text{rad}}{\text{s}})$$

$$P = 655,2 \text{ W}$$

Conociendo la conversión entre watts y caballo de fuerza la potencia en HP que se requiere será de:

$$P = 0,87 \text{ HP} \approx 1 \text{ HP}$$

Como no existe motores con esa capacidad, se buscará un motor mayor a la capacidad requerida en este caso el motor seleccionado será de 1HP.

Al conocer el requerimiento inicial del motor, se procederá a recalcular para verificar si el motor seleccionado es acorde o requiere aumentar su capacidad y de esa forma obtener también el diámetro de las poleas y seleccionar el tipo de banda.

Por lo tanto, se requiere información necesaria para el cálculo final del motor, los datos proporcionados son fundamentales para el análisis final del motor, como los rpm del motor seleccionado, el tiempo de trabajo que tendrá la máquina el factor de servicio el cual se selecciona mediante la tabla 7.1 del libro de Mott, dado que la máquina trabajará aproximadamente 4horas diarias.

1200
1300

TABLA 7-1 Factores de servicio para bandas V

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: par torsional normal ^a Motores de CD: bobinado en derivación Motores de combustión: múltiples cilindros			Motores de CA: Alto par torsional ^b Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores de combustión: 4 cilindros o menos		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladores, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

^aSíncronos, fase dividida, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.
^bMonofásicos, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

Potencia del motor: 1Hp

Rpm del motor: 1800

RPM requerida: 90

Tiempo de trabajo diario : 1,5 h

Factor de servicio: 1,3

Se requiere la potencia de diseño, por lo tanto, mediante la ecuación 2.7

$$Potencia_{Diseño} = Potencia_{Motor} FS$$

$$Potencia_{Diseño} = (1HP)(1,3)$$

$$Potencia_{Diseño} = 1,3 HP$$

Al obtener la potencia de diseño mediante la figura 7.9 procedemos a obtener el tipo de banda que se requiere implementar, por lo cual:

FIGURA 7-9 Gráfica para la selección de bandas en V industriales de sección angosta (Dayco Corp., Dayton, OH)

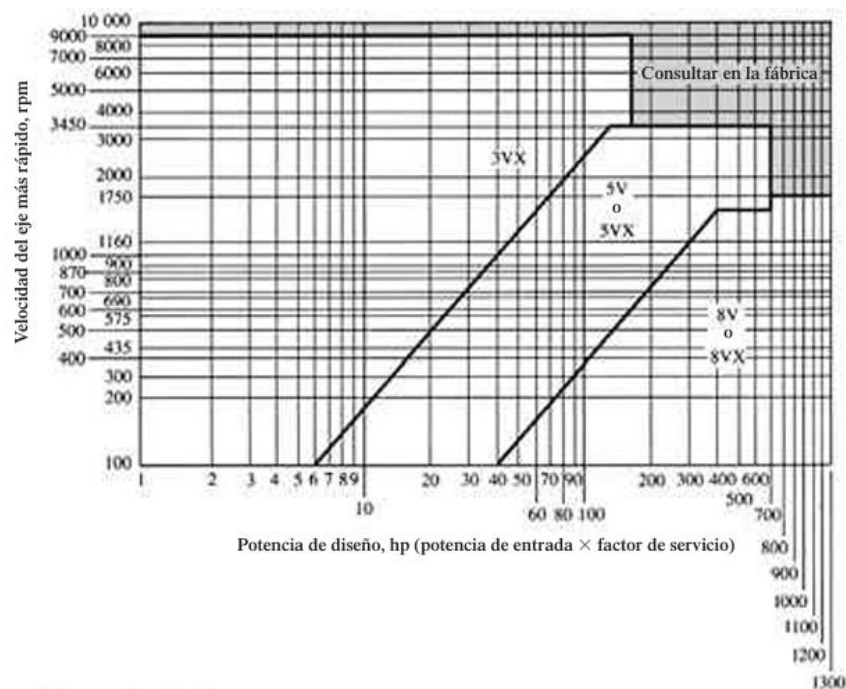


FIGURA 7-1 Potencia de diseño para bandas V

Con una potencia de 1,3 HP se requiere un tipo de banda 3VX.

Podemos observar que a una potencia de 1,3 HP la banda seleccionada es del tipo 3VX.

Con el tipo seleccionado de banda, se procede a realizar la relación de velocidad que se obtendrá mediante la ecuación 2.8.

$$Relación = \frac{Velocidad_{motor}}{Velocidad_{deseada}}$$

$$Relación = \frac{1800}{90}$$

$$Relación = 20$$

Con la relación de velocidades, se procede a calcular el diámetro que tendrá la polea impulsora, este diámetro se lo obtiene mediante el despeje de la ecuación 2.9, en la cual la velocidad de la banda está dada por un valor constante para ciertos casos como el diseño de trituradores el cual tendrá un valor de 400ft/min

$$V_b = \frac{\pi D_1 n_1}{12}$$

$$D_1 = \frac{12V_b}{\pi n_1}$$

$$D_1 = \frac{12V_b}{\pi n_1}$$

$$D_1 = \frac{12(4000 \frac{ft}{min})}{\pi(1800rpm)}$$

$$D_1 = 8,5 \text{ in}$$

Obtenido el diámetro de la polea impulsora, se debe obtener el diámetro de la polea impulsada, este valor es la relación entre la velocidad.

$$D_2 = Relacion * D_1$$

Al observar el valor de la relación se observa que es un valor sumamente alto, por lo tanto, es necesario implementar un motorreductor, en este caso se eligió uno cuya relación es 1:15, por lo cual se procede a obtener el nuevo valor de la relación.

$$Relación \text{ poleas} = \frac{Relación \text{ real}}{Relación \text{ reductora}}$$

$$Relación \text{ 2} = \frac{20}{15}$$

$$Relación \text{ 2} = 1,33$$

Con este nuevo valor se procede a obtener el diámetro que tendrá la polea impulsada, por lo tanto:

$$D_2 = Relacion2 * D_1$$

$$D_2 = 1,33 * 8,5in$$

$$D_2 = 11,3 in$$

Con el valor de los diámetros obtenidos:

$$Potencia_{Nominal} = 1,5 HP$$

Definida la potencia nominal, procedemos a calcular la distancia entre centros tentativa, mediante la ecuación 2.10

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1)$$

$$10,95 < C < 3(13,95 + 10,95)$$

$$10,95 < C < 74,7$$

Se utilizará un C con valor de 20 in, para aplicar la ecuación 2.11 y obtener la longitud de la banda.

$$L = 2C + 1,57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$$

$$L = 2(20in) + 1,57(13,95 in + 10,95 in) + \frac{(13,95 in - 10,95 in)^2}{4(20 in)}$$

$$L = 79,28 in$$

Teniendo el valor de la longitud y al observar la tabla 7.2 del libro de Mott.

TABLA 7-2 Longitudes de bandas estándar 3V, 5V y 8V (pulgadas)

Sólo 3V	3V y 5V	3V, 5V y 8V	5V y 8V	Sólo 8V
25	50	100	150	375
26.5	53	106	160	400
28	56	112	170	425
30	60	118	180	450
31.5	63	125	190	475
33.5	67	132	200	500
35.5	71	140	212	
37.5	75		224	
40	80		236	
42.5	85		250	
45	90		265	
47.5	95		280	
			300	
165			315	
			335	

Podemos seleccionar una longitud de 80 in

Con el valor de la longitud estándar se procede a calcular la distancia entre centro real.

$$B = 4L - 6,28(D_2 + D_1)$$

$$B = 4(80 \text{ in}) - 6,28(13,95 \text{ in} + 10,95 \text{ in})$$

$$B = 166,14 \text{ in}$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16}$$

$$C = \frac{166,14 \text{ in} + \sqrt{(166,14 \text{ in})^2 - 32(13,95 \text{ in} - 10,95 \text{ in})^2}}{16}$$

$$C = 20,70 \text{ in}$$

Conociendo la distancia entre centro real, se obtuvo el ángulo de contacto que requiere la banda, mediante la ecuación 2.12

$$\theta_1 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right]$$

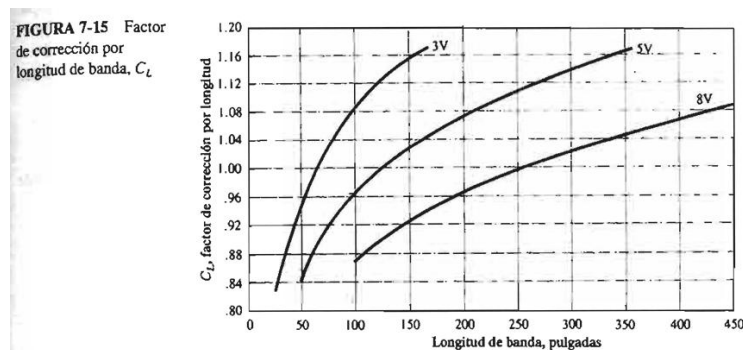
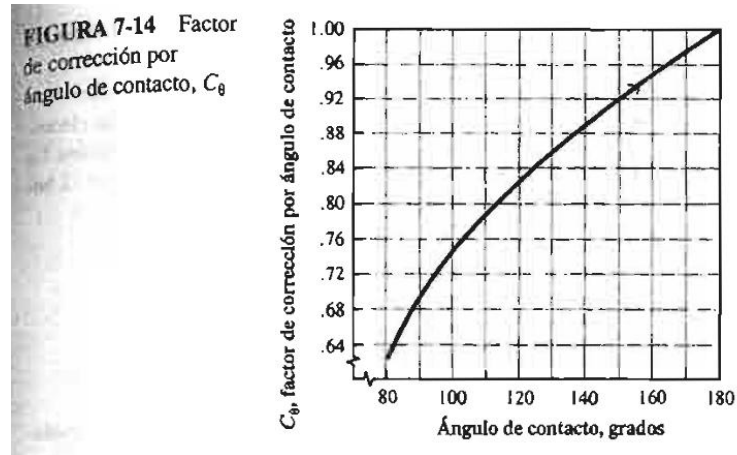
$$\theta_1 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{13,95 \text{ in} - 10,95 \text{ in}}{2(20,70 \text{ in})} \right]$$

$$\theta_1 = 170,57^\circ$$

Con los valores de teta y longitud real, y con la ayuda de la figura 7.14 para el factor de corrección teta y la figura 7,15 para el factor de corrección de longitud, se obtuvieron los siguientes valores:

$$C_{\theta} = 0,97$$

$$C_L = 1,06$$



Estos valores de corrección permiten obtener la potencia corregida, aplicando la ecuación 2.13.

$$P_{Corregida} = C_{\theta} C_L P_{Nominal}$$

$$P_{Corregida} = (1,5HP)(0,97)(1,96)$$

$$P_{Corregida} = 1,54 \text{ HP}$$

Con el valor de la potencia corregida y la potencia de diseño, al relacionar ambas potencias se obtendrá el valor del número de bandas requeridas, utilizando la ecuación 2.14.

$$\text{Número de bandas} = \frac{1,5 \text{ HP}}{1,54 \text{ HP}}$$

$$\text{Número de bandas} = 0,97 \approx 1$$

El número de bandas requeridas es de 1.

Selección de cojinetes

Para la implementación de los cojinetes en la trituradora de textiles, se utilizarán cojinetes de bolas, debido que tienden una alta capacidad de soporte en carga radial, por ello teniendo en consideración ciertos parámetros, se procederá a seleccionar el cojinete de pared que se ajuste a los requerimientos.

$$K = 3$$

$$L_{10} = 12000 \text{ horas}$$

$$n = 100 \text{ rpm}$$

$$P_d = 2585,811 \text{ N}$$

$$L_d = (h)(rpm)(60min/h)$$

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/K}$$

$$C = (2585,811N) \left(\frac{(12000h)(100rpm)(60 \text{ mi/h})}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 10757,407 \text{ N} \approx 10,75 \text{ KN}$$

Al observar el catálogo con las especificaciones el rodamiento montado cuadrado seleccionado es el UCF 210.

ENGRANES

Para el diseño de los engranes, se planteó un módulo cuyo valor será de 11 y un número de dientes de 15 y un ángulo de presión de 30° esto con la finalidad de que no exista interferencia al momento de entrar en funcionamiento la máquina. Por ello:

M: Módulo

Z: Número de dientes

Áng. de presión: Ángulo de presión

Conociendo los primeros parámetros, se procede a obtener el diámetro primitivo, mediante:

$$d_p = M * Z$$

$$d_p = (11mm * 15)$$

$$d_p = 165 \text{ mm}$$

El diámetro exterior se lo obtiene, mediante:

$$D_{ext} = d_p + 2M$$

$$D_{ext} = 165mm + 2(11mm)$$

$$D_{ext} = 187 \text{ mm}$$

El diámetro interior, se lo define como:

$$D_{ext} = d_p - 2,5M$$

$$D_{ext} = 165mm - 2,5(11mm)$$

$$D_{ext} = 137,5 \text{ mm}$$

Otro aspecto importante al momento del diseño de los engranes, es el paso circular que tendrá los engranes, el mismo que define la distancia entre el centro de los dientes:

$$p_c = M * \pi$$

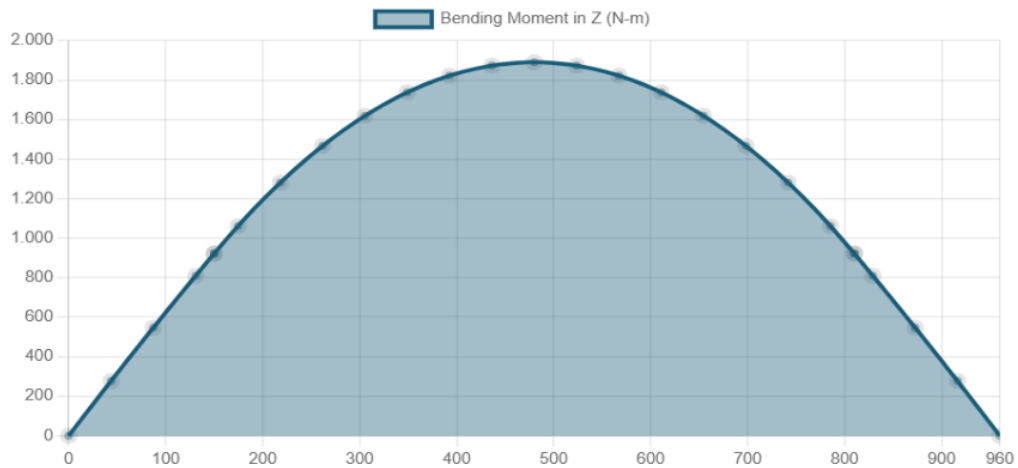
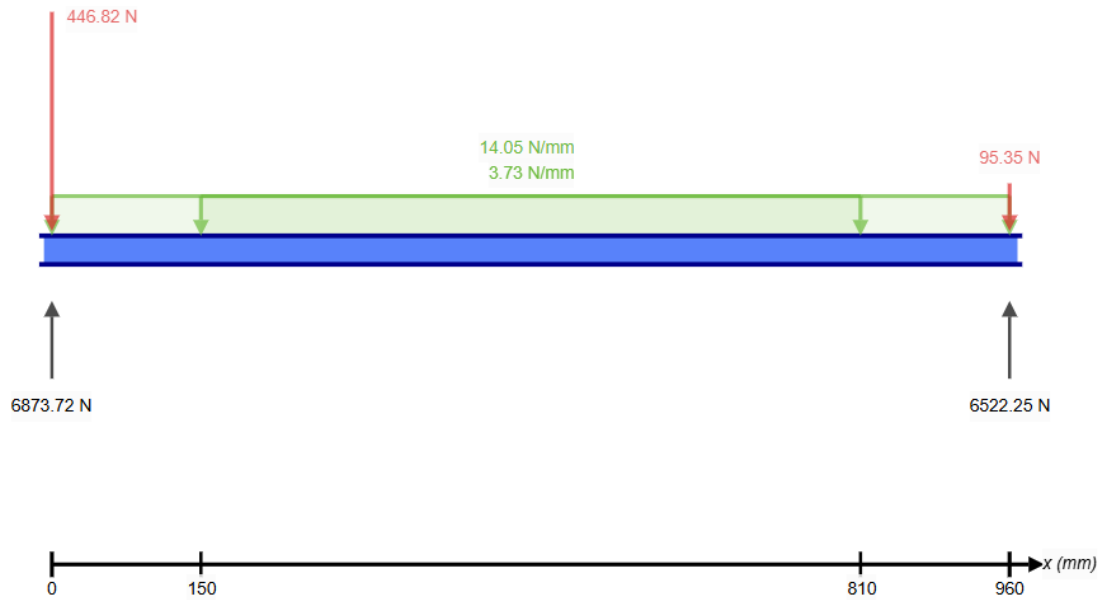
$$p_c = 11mm * \pi$$

$$p_c = 34,55mm$$

ESTRUCTURA

Se utilizará el acero ASTM A500 Gr.B debido que es un material ampliamente utilizado para el montaje estructural. Por lo cual se analiza todos los componentes que influyen un peso a la estructura, lo mismo que nos permitirá obtener el momento flector máximo que estará sometido la estructura.

Aplicando un factor 1,5 en el origen debido que en ese punto el motor aplicará una vibración.



Obteniendo un valor de flector máximo de 1890,194 NM, con este valor y conociendo las características del material en este caso el acero ASTM A 500 Gr. B con dimensiones de 60x60x3 mm que tiene una similitud al acero A36, por lo tanto, usaremos las siguientes ecuaciones para obtener el factor de seguridad, donde el material seleccionado tiene las siguientes características

S_y : Resistencia a la fluencia del material [250 MPa]

S : Módulo de resistencia de la sección [11,72 cm³]

M : Momento máximo [1890,194 Nm]

Por lo tanto, al aplicar las fórmulas respectivas, realizando una respectiva conversión según sea necesario, obtendremos el factor de seguridad de la estructura.

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad (2.15)$$

$$\sigma = \frac{1890,194 \text{ Nm}}{11,72 \text{ cm}^3}$$

$$\sigma = 161,28 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma} \quad (2.16)$$

$$\eta = \frac{250 \text{ MPa}}{161,28 \text{ MPa}}$$

$$\eta = 1,55$$

Análisis de miembros en compresión

Como es una máquina trituradora, la misma estará sometida a vibraciones, por lo cual podemos aplicar el análisis mediante el círculo de Mohr, pero para simplificar un poco el análisis se aplicó la norma AISC 360.

$$\frac{KL}{r} < 200$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

K: Factor de longitud efectiva

L: Longitud lateral del miembro

r: Radio de giro

I: Inercia del material

A: Área de la sección estructural

El valor de K bajo la norma mencionada tiene un valor de 1, mientras la longitud más larga tiene una medida de 960mm

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r = \sqrt{\frac{35,17 \text{ cm}^4}{6,61 \text{ cm}^2}}$$

$$r = 5,32 \text{ cm}$$

Para verificar se cumpla relación, se procede a realizar el cálculo respectivo.

$$\frac{KL}{r} < 200$$

$$\frac{(1)(96 \text{ cm})}{5,32 \text{ cm}} < 200$$

$$18,04 < 200$$

Observamos que el valor entra en el rango permitido, lo que significa que la estructura cumple con los requerimientos de esbeltez.

Otro requisito que se debe cumplir es la resistencia de diseño por compresión, mediante la fórmula:

$$P_c = \phi_c P_n$$

$$P_n = F_{cr} A$$

P_c : Resistencia de diseño en compresión

ϕ_c : Factor de compresión (norma: 0,9)

P_n : Resistencia a la compresión nominal

F_{cr} : Tensión de pandeo por flexión

A : Área de sección

Para obtener el valor de la tensión de pandeo por flexión, se debe tener en consideración dos reglas, muy importante:

Sí la relación:

$$\frac{KL}{r} \leq 4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Se aplica:

$$F_{cr} = \left[0,685 \frac{F_y}{F_e} \right] F_y$$

Caso contrario, se aplica:

$$F_{cr} = 0,877 F_e$$

Teniendo en cuenta que:

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r} \right)^2}$$

Donde:

F_y : Esfuerzo de fluencia de la viga (250MPa)

F_e : Tensión de pandeo elástico

E : Módulo de elasticidad del material (210 GPa)

Realizando los cálculos respectivos

$$\frac{KL}{r} \leq 4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$18,04 \leq 4,71 \sqrt{\frac{210000 \text{MPa}}{250 \text{MPa}}}$$

$$18,04 \leq 136,5$$

Al tener la relación observamos que se aplicará

$$F_{cr} = \left[0,685 \frac{F_y}{F_e} \right] F_y$$

Por lo cual, se debe obtener la tensión de pandeo elástico, por ende:

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r} \right)^2}$$

$$F_e = \frac{\pi^2(210GPa)}{(18,04)^2}$$

$$F_e = 6,36 GPa$$

Reemplazando los valores correspondientes:

$$F_{cr} = \left[0,685 \frac{F_y}{F_e} \right] F_y$$

$$F_{cr} = \left[0,685 \frac{250MPa}{6368,63 MPa} \right] 250 MPa$$

$$F_{cr} = 246,31 MPa$$

Por lo tanto, la resistencia de compresión nominal es:

$$P_n = F_{cr}A$$

$$P_n = (246,31 MPa)(6,61 \times 10^{-4} m^2)$$

$$P_n = 162,81 KN$$

Por lo cual, la resistencia de diseño en compresión es:

$$P_c = \phi_c P_n$$

$$P_c = (0,9)(162,81KN)$$

$$P_c = 146,53 KN$$

La resistencia de diseño por compresión es menor a la resistencia de compresión nominal, lo que nos indica que la estructura es resistente a la compresión.

Cálculo de vibración

El análisis de vibración en una máquina trituradora es de suma importancia, debido que nos proporciona información relevante para saber si la estructura es afectada o no al momento de su funcionamiento, por lo cual al seguir la norma ASME, la frecuencia natural debe ser por lo menos 20 veces mayor a la frecuencia de operación. Por eso el sistema es modelado como un sistema de masa resorte y aplicando la primera ley de Newton se obtiene:

$$\sum F = m\ddot{x}$$

$$F = mg - k(\delta + x)$$

Donde:

$\ddot{x}$: Aceleración del resorte

m : Masa del sistema

k : Coeficiente del resorte

δ : Elongación del resorte

x : Desplazamiento del resorte desde su posición de equilibrio

La deflexión estática desde su posición de equilibrio del resorte viene relacionada con el peso ejercido sobre la estructura, por lo cual:

$$mg = k\delta$$

al obtener esta relación, el análisis queda simplificado de la forma:

$$m\ddot{x} + kx = 0$$

Por lo cual, llevando la fórmula a una ecuación diferencial:

$$x + \ddot{w}_n^2 x = 0$$

La frecuencia natural al despejar sus variables:

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{g}{\delta}}$$

Al conocer la relación de la frecuencia natural, el análisis más crítico sucederá en la mayor longitud que tendrá la estructura (960mm), por ello al analizar la estructura a lo largo de su mayor longitud, se obtuvo para el momento flector:

$$0 \leq x \leq L$$

$$M = \frac{wl}{2}x - \frac{w}{2}x^2$$

Si relacionamos el momento flector con la inercia y el módulo de elasticidad para obtener la deflexión total:

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2}$$

$$EIy = \iint M dx$$

Al reemplazar los valores correspondientes como lo es el Momento, y realizando la integral doble, se obtiene la deflexión máxima:

$$EIy = \frac{wl}{8}x^3 - \frac{w}{14}x^4 + C_1x + C_2$$

Considerando las constantes C_1 y C_2 como constantes obtenidas al realizar la integral respectivamente, por lo tanto, se procede a encontrar estos valores, evaluando en las fronteras respectivamente $x = 0$ y $x = L$

$$C_2 = 0$$

$$C_1 = \frac{6wL^3}{112}$$

Sustituyendo el valor de las constantes respectivamente en la ecuación de deflexión:

$$EIy = \frac{wl}{8}x^3 - \frac{w}{14}x^4 - \frac{6wL^3}{112}x$$

Despejando la deflexión:

$$y = \frac{w}{EI} \left[\frac{L}{8}x^3 - \frac{x^4}{14} - \frac{L^3}{12}x \right]$$

Sabiendo que la deflexión máxima ocurre cuando $x = \frac{L}{2}$

$$y_{max} = \delta = \frac{w}{EI} \left[\frac{59L^4}{4032} \right]$$

Mientras realizando otro despeje en la variable de la gravedad:

$$g = \frac{w}{m}$$

Al reemplazar los valores correspondientes en la frecuencia natural:

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{g}{\delta}}$$

$$w_n = \sqrt{\frac{4032EI}{59mL^4}}$$

Conociendo las propiedades del material previamente y la masa de la viga se procede a obtener el valor de la frecuencia natural.

m: masa de la viga (83,35Kg)

L: Longitud de la viga (960mm)

I: Inercia de la viga (35,17cm⁴)

$$w_n = \sqrt{\frac{4032 * (210 \text{ GPa}) * (35,17 \times 10^{-8} \text{ m}^4)}{59 * (83,35 \text{ Kg}) * (0,96 \text{ m})^4}}$$

$$w_n = 267 \text{ rad/s}$$

La frecuencia de operación viene dada por la velocidad que tendrá los ejes durante su operación.

$$n = 100 \text{ rpm}$$

Convirtiendo esa velocidad en frecuencia de operación obtenemos

$$w_{op} = 10,47 \text{ rad/s}$$

Ahora se debe obtener la relación entre ellas, en la cual el valor de la relación debe ser mayor a 20 para evitar que la estructura sufra algún daño causado por las vibraciones.

$$\frac{w_n}{w_{op}} > 20$$

$$\frac{267}{10,47} > 20$$

$$25,5 > 20$$

Como se observa el valor obtenido es mayor por lo cual la estructura no sufrirá ningún daño por vibraciones.

Cálculo de selección de Perno.

Los pernos no estarán sometidos a grandes esfuerzos, por lo cual se seleccionaron pernos de cabeza hexagonal de acero galvanizado SAE de grado 4, al cual se le aplicó un factor de seguridad cuyo valor es de 2, los valores y la selección del perno fue mediante el libro “Diseño en ingeniería mecánica” de Shigley.

$$\sigma_d = \frac{\sigma_b}{n_d}$$

σ_b : Resistencia del material

σ_d : Resistencia aplicada

n_d : Factor de seguridad

$$\sigma_d = \frac{115 \text{ kpsi}}{2}$$

$$\sigma_d = 57,5 \text{ kpsi}$$

Tabla 8-9

Especificaciones SAE para pernos de acero

Grado de SAE número	Intervalo de tamaños, de prueba inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55 33	74 60	57 36	Acero de bajo o medio carbono	
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R	
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

*Las resistencias mínimas son resistencias que excede 99% de los sujetadores.

Cálculo de sujeción

Para obtener la longitud del perno, se debe tener en consideración la longitud del tubo, así como las arandelas y las tuercas, esto con la finalidad de comprobar que la longitud debe ser mucho mayor a la suma de las longitudes de las piezas antes mencionadas, de igual forma al no conocer las precargas a las cuales están sometidos los pernos, se aplica la teoría del cono de presión de Rostcher, el mismo que se encuentra en el libro de Shigley.

La longitud que tendrá los pernos está dada por la suma entre el espesor de la arandela y de la tuerca, por lo cual:

$$h = (5 + 2,5)mm$$

$$h = 7,5mm$$

con este primer valor, se debe determinar la longitud mínima que tendrá el sujetador, lo cual como se menciona debe ser un valor cercano a la suma entre los componentes que interactúan con ellos.

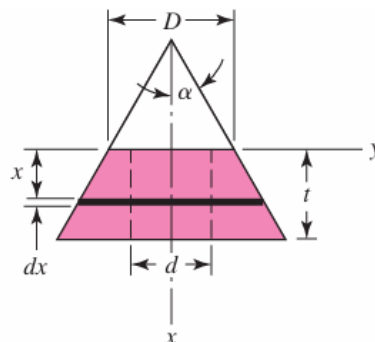
$$L > h + 1,5 * d$$

$$L > 7,5 mm + 1,5 * 12mm$$

$$L > 25,5 mm$$

Por lo cual la longitud total es muy baja, por lo tanto, se seleccionó una longitud de 70mm, valor que supera a la medida del tubo de la estructura.

Para conocer cuánto es el agarré que tendrá el perno con esa longitud seleccionada, se implementó el triángulo de Rotscher. El valor de alfa es recomendado utilizar 30°.



$d: 12mm$

$D: 18mm$

$\alpha: 30^\circ$

Al aplicar la relación de seno, podemos obtener el valor de t , el mismo que tendrá un valor de:

$$t = \frac{\text{sen } \beta}{\text{sen } \alpha} * \frac{D}{2}$$

$$t = \frac{\text{sen } 60}{\text{sen } 30} * \frac{18}{2}$$

$$t = 15,6 \text{ mm}$$

Al tener el valor de “ t ” que representa la longitud de agarre, podremos obtener la longitud total que requiere el perno. Por lo cual:

$$L_{total} = L + t$$

$$L_{total} = 70 \text{ mm} + 15,6 \text{ mm}$$

$$L_{total} = 85,6 \text{ mm}$$

Con este valor vemos que la longitud es una medida muy acorde a la requerida por las medidas utilizadas del tubo.

APÉNDICE C

Proformas



DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO

DIPAC MANTA S.A.
R.U.C. 1390060757001

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
RESOLUCIÓN 5368 DEL 2 DE JUNIO 1996

- La mercancía viaja por cuenta y riesgo del comprador
- Salida la mercadería de nuestros almacenes no se aceptan reclamos

AMBAATO: (03) 50 00 550
BAHIAHOYO: (05) 50 01 880
CUENCA: (07) 50 06 060
DURAN: (04) 50 10 600
EL COCA: (06) 50 05 030
ESMERALDAS: (06) 50 04 545
GUAYAQUIL NORTE: (04) 50 10 300
GUAYAQUIL SUR: (04) 50 10 400

IBARRA: (06) 50 05 020
LAGO AGRO: (06) 50 05 040
LATACUNGA: (03) 50 00 580
LOJA: (07) 50 06 080
MACHALA: (07) 50 06 070
MANTA: (05) 50 00 100
MILAGRO: (04) 50 10 800
PORTOVIEJO: (05) 50 00 400

Puyo: (03) 50 00 570
QUEVEDO: (05) 50 00 800
QUITO NORTE: (02) 50 05 010
QUITO SUR 1: (02) 50 05 055
QUITO SUR 2: (02) 50 05 070
RIOBAMBA: (03) 50 00 560
STO. DOMINGO: (02) 50 05 500

ESTA COTIZACIÓN ES VÁLIDA SOLO POR 1 DÍA

RAZON SOCIAL / NOMBRE: AIRPROYECT S.A. **NUM. PEDIDO:** 131336734203717
RUC / CEDULA: 1391754213001 **FECHA:** 18/01/2025
FORMA DE PAGO: EFECTIVO **TIPO DE ORDEN:** 01 CONTADO

COD. DIRECCION: CALLE 14 AVE 24 PORTOVIEJO MANABI Ecuador
52629086

Ord.	Articulo	Descripción	Und.	Cantidad	Precio	Total USD.
1	E434050	EJE 4340 L/C50MM (15,4135 KG/M	kg	47.80	6.25	298.75
2	PLC480030	PLANCHAS 4x8 3mm (1/8)"	u	1.00	63.58	63.58
3	ECU403	T.EST.NEG.CU.40mmx3mm(1 1/2)"	u	2.00	21.41	42.82

Comentario: -

ESTE DOCUMENTO NO CONSTITUYE VENTA Y LOS PRECIOS PUEDEN CAMBIAR SIN PREVIO AVISO

Estos precios no aplican para pago con Tarjeta de Crédito	Subtotal	405.15
VENDEDOR: JONATHAN DAVID BRAVO ORTEGA	IVA 15%	60.77
	IVA 5%	0.00
Celular:	Total USD.	465.92



www.dipacmanta.com



info@dipacmanta.com



098 805 2329

COTIZACIÓN No. 19124			
Cliente:	855 CONSUMIDOR FINAL		
R.U.C./C.I.:	9999999999999		
Teléfono:	0000000000		
Dirección:	9999999999999		
Fecha:	lunes, 27 de enero de 2025	Validez:	0 DIAS
Atención:			
Email:	jsalazar@serintu.com		



Item	Código	Descripción	Cantidad	Precio Uni.	% Dcto.	Precio Final	Total
1	033002006	MOTOR TRIF 2HP 1800 RPM 4P CERRADO WEG IE2	1.00	291.3043	15.00	247.61	247.61
2	017022002	VARIADOR CFW300 2HP /220-3AC (WEG)	1.00	295.6500	15.00	251.30	251.30

Observación:

Email:

Productos Tarifa 15%		586.95
Productos Tarifa 0%		
Sub Total		586.95
Descuento Total		88.05
Sub Total(Antes de Impto)		498.90
Base 0%		
Base 15%	498.91	
IVA 15%		74.84
Valor Total		573.74

PROFORMA DIPAC MANTA S.A.

NÚMERO DE OFERTA: CT-000211479 FECHA: 27/01/2025

NOMBRE/RAZÓN SOCIAL: ERICK MARCELO POAQUIZA ALAVA

RUC o CI: 1311466039 TELÉFONO: 996966632

DIRECCIÓN: MANTA MANTA MANABI Ecuador

Pos	Artículo	Descripción	Cantidad	Und	Precio	Total USD
1	PLC480100	PLANCHA 4x8 10mm	2.00	u	230.4100	460.82
2	PLC480050	PLANCHA 4x8 5mm	3.00	u	115.2000	345.60

ESTE DOCUMENTO NO CONSTITUYE VENTA Y LOS PRECIOS PUEDEN CAMBIAR SIN PREVIO AVISO

		SUBTOTAL:	15.00 %	806.42
		SUBTOTAL:	0.00 %	0.00
		IVA:	15.00 %	120.96
		IVA:	0.00 %	0.00
FORMA DE PAGO:	EFFECTIVO	TOTAL USD:		927.38

VENDEDOR _____ CLIENTE _____ JEFE DE SUCURSAL _____

APENDICE C

Catálogo SKF



Image may differ from product. See technical specification for details.

UCF 210

Unidad de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada con fijación con tornillos, soporte de fundición, JIS

Estas unidades de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada cumplen con las normas industriales japonesas (JIS). Están formadas por un rodamiento de inserción, con un aro interior prolongado y fijación con tornillo, y son adecuadas para aplicaciones en las que el sentido de giro es constante o alternado. El rodamiento está montado en un soporte de fundición, que puede atornillarse a la pared o al marco de la máquina. Las unidades de rodamientos de bolas pueden admitir una desalineación inicial moderada, pero normalmente no permiten el desplazamiento axial.

- Resisten altos niveles de contaminación

Descripción general

Dimensiones

Diámetro de los tornillos de fijación	14 mm
Diámetro del eje	50 mm
Ancho total del soporte	39.5 mm
Ancho total	54.6 mm
Distancia del centro entre los orificios para tornillos	111 mm
Ancho del rodamiento, total	51.6 mm

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	35.1 kN
Capacidad de carga estática básica	23.2 kN
Velocidad límite	3 300 r/min
Nota	Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Propiedades

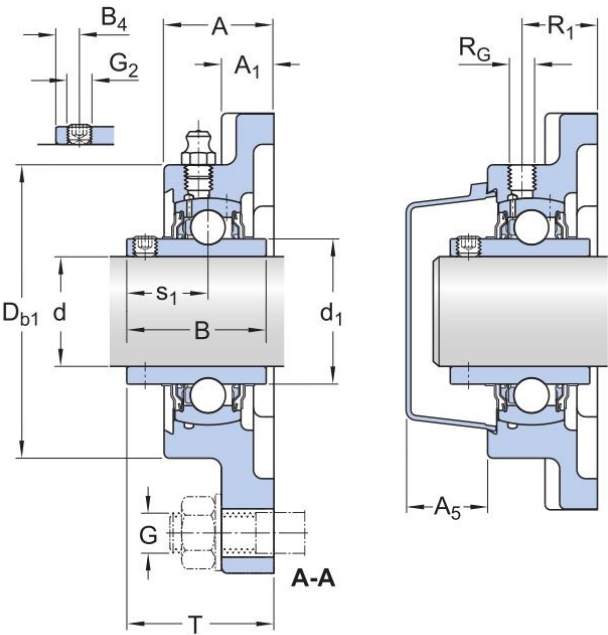
Tipo de soporte	Con pestaña
Tipo de soporte con pestaña	Cuadrada
Cantidad de agujeros para tornillos de fijación	4
Tipo de orificio para tornillos de fijación	Plano
Elemento de retención, aro interior	Tornillos de fijación
Tipo de agujero	Cilíndrico
Aro de asiento de caucho	Sin
Material, soporte	Fundición
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado, rodamiento	Sello y aro deflector en ambos lados
Tipo de sellado	Contacto estándar
Sellado, unidad	Tapa lateral opcional
Lubricante	Grasa
Orificio de relubricación	Con
Boquilla de relubricación	Con

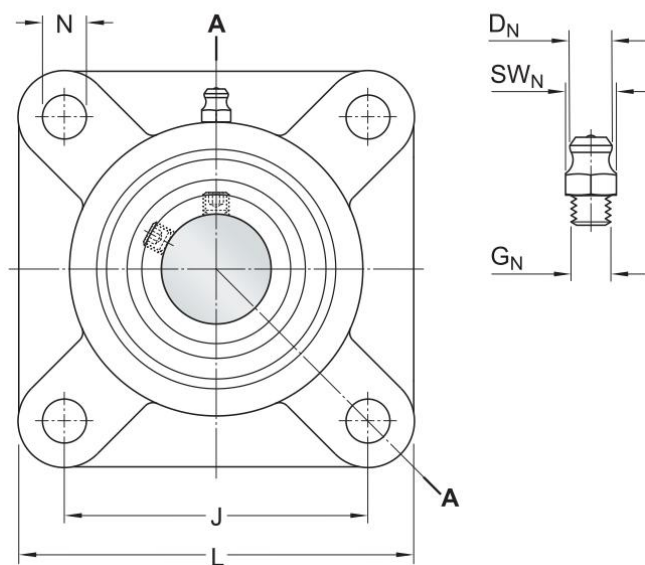
Logística

Peso neto del producto	2.36 kg
Código eClass	23-05-16-02

Especificación técnica

Cumplimiento con el estándar	JIS
Para un propósito específico	Para aplicaciones de manipulación de materiales
Material, soporte	Fundición
Sellado, rodamiento	Sello y aro deflector en ambos lados
Tipo de sellado, rodamiento	Contacto estándar
Sellado, unidad	Tapa lateral opcional
Recubrimiento	Sin





Dimensiones

d	50 mm	Diámetro del agujero
d ₁	≈ 62.1 mm	Diámetro exterior del aro interior
A	39.5 mm	Ancho del soporte
A ₁	16 mm	Ancho de la pestaña
A ₅	33 mm	Parte que sobresale de la tapa lateral
B	51.6 mm	Ancho del aro interior
B ₄	9.5 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
D _{bl}	115 mm	Diámetro superior externo
J	111 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	143 mm	Longitud total
N	16 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
s ₁	32.6 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura
T	54.6 mm	Ancho total

ORIFICIO ROSCADO

R _G	1/8-27 NPT	Rosca del soporte para boquilla engrasadora
----------------	------------	---