

DISEÑO DE MÁQUINA PORTATIL PARA CORTE DE BANDA DE RODADURA DE
LLANTAS USADAS

MANUELA MOLINA MUÑOZ

OFID FERNEY MURCIA ZAPATA

Proyecto integral de grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO

Orientador:

LEONEL ALVEYRO TERAN LLORENTE

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA

FACULTAD DE INGENIERÍAS

PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

BOGOTÁ D.C

2023

NOTA DE ACEPTACIÓN

Firma del director

Firma del presidente jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Bogotá D.C. agosto de 2023

DIRECTIVOS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Mario Posada García-Peña

Consejero Institucional

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de investigaciones

Dra. Alexandra Mejía Guzmán

Vicerrector Administrativo y Financiero

Dr. Ricardo Alfonso Peñaranda Castro

Secretario General

Dr. José Luis Macías Rodríguez

Decana facultad de ingenierías

Ing. Naliny Patricia Guerra Prieto

Director del Programa de Ingeniería Mecánica

PhD. María Angélica Acosta Pérez

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo de docentes no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente al autor.

TABLA DE CONTENIDO

	Pàg.
RESUMEN	10
INTRODUCCION	11
1. OBJETIVOS	15
1.1 Objetivo general	15
1.2 Objetivos específicos	15
2. ANTECEDENTES	16
3. MARCO TEÒRICO	18
3.1 Componentes de la llanta	18
3.2 Componentes de llantas en Colombia	19
3.2.1 <i>Caucho natural</i>	19
3.2.2 <i>Caucho sintético</i>	20
3.2.3 <i>Negro de humo</i>	20
3.2.4 <i>Acero</i>	20
3.3 Tipos de llantas en el mercado	21
3.3.1 <i>Clasificación por dibujo de banda de rodadura</i>	22
3.4 Tipos de cortadoras	25
3.4.1 <i>Cortadora de tiras de neumáticos</i>	25
3.4.2 <i>Máquina destalonadora</i>	27
4. DESARROLLO Y CÀLCULOS DE DISEÑO	29
4.1 Determinación experimental de fuerzas de corte de llantas usadas	29
4.1.1 <i>Llanta utilizada para determinar fuerza de corte</i>	29
4.1.2 <i>Esfuerzo de corte</i>	35
4.1.3 <i>Cuchilla de corte</i>	35
4.1.4 <i>Determinación de las fuerzas sobre la cuchilla</i>	36
4.1.5 <i>Torque de diseño</i>	38

4.1.6	<i>Diseño conceptual de la transmisión</i>	39
4.1.7	<i>Selección de motorreductor</i>	40
4.1.8	<i>Selección de cadenas</i>	41
4.1.9	<i>Selección de engranajes</i>	45
4.1.10	<i>Longitud de los ejes</i>	48
4.2	Diseño de ejes	51
4.2.1	<i>Diseño eje 1</i>	51
4.2.2	<i>Diseño de eje 2</i>	65
4.2.3	<i>Diseño eje 3</i>	72
4.2.4	<i>Diseño eje 4</i>	77
4.3	Diseño de la estructura	84
4.3.1	<i>Análisis estructural</i>	85
4.3.2	<i>Selección de viga estructural y esqueleto de la máquina</i>	87
4.4	Simulación estática de la estructura	89
4.5	Carro de arrastre	93
4.5.1	<i>Características del carro de arrastre</i>	95
4.6	Proceso de fabricación	96
4.6.1	<i>Mecanizado de un eje</i>	96
4.6.2	<i>Soldadura</i>	96
5.	MANUALES	98
5.1	Manual de operación	98
5.2	Manual de mantenimiento	99
6.	COSTOS	102
7.	CONCLUSIONES	104
	BIBLIOGRAFÍA	105

LISTA DE FIGURAS

	Pàg.
Figura 1 <i>Generación de llantas por categoría de vehículos</i>	12
Figura 2 <i>Producción e importación por eslabón de Autopartes (2009). Fuente: DNP (2011), Cálculos GEE – SIC</i>	13
Figura 3 <i>Componentes de una llanta</i>	18
Figura 4 <i>Foto rodadura asimétrica</i>	23
Figura 5 <i>Banda de rodadura direccional</i>	24
Figura 6 <i>Banda de rodadura simétrica</i>	25
Figura 7 <i>Cortadora de banda de rodadura T3C5-1</i>	26
Figura 8 <i>Cortadora de banda de rodadura TC2-1</i>	27
Figura 9 <i>Destalonadora</i>	28
Figura 10 <i>Medidas de una llanta</i>	29
Figura 11 <i>Dimensiones de la llanta</i>	30
Figura 12 <i>Maquina universal de ensayos</i>	31
Figura 13 <i>Muestras de neumáticos</i>	32
Figura 14 <i>Montaje de llanta usada</i>	32
Figura 15 <i>Montaje de las muestras de llantas</i>	33
Figura 16 <i>Desmontaje de la muestra ensayo de corte con cuchilla de 30 grados</i>	33
Figura 17 <i>Cuchilla recta de 90 grados</i>	34
Figura 18 <i>Grafica ensayo de corte</i>	34
Figura 19 <i>Condiciones de frontera</i>	36
Figura 20 <i>Simulación de la cuchilla de corte y una llanta usada en el Software ANSYS</i>	37
Figura 21 <i>Simulación componente horizontal</i>	37
Figura 22 <i>Simulación componente vertical</i>	38
Figura 23 <i>Transmisión de la maquina</i>	39
Figura 24 <i>Esquema de cadena cinemática</i>	40
Figura 25 <i>Motorreductor más optimo</i>	41
Figura 26 <i>Transmisión por cadena en 3 pasos</i>	42
Figura 27 <i>Factores de servicio</i>	44
Figura 28 <i>Módulos de engranajes</i>	46
Figura 29 <i>Catálogo de Martin</i>	47
Figura 30 <i>Engranajes</i>	48

Figura 31 <i>Eje 1</i>	49
Figura 32 <i>Eje 2</i>	50
Figura 33 <i>Eje 3</i>	50
Figura 34 <i>Eje 4</i>	51
Figura 35 <i>Diagrama de cuerpo libre del eje 1</i>	52
Figura 36 <i>Diagramas de momento flector</i>	53
Figura 37 <i>Ejes redondos</i>	59
Figura 38 <i>Sensibilidad a la muesca</i>	59
Figura 39 <i>Sensibilidad a la muesca o torsión inversa</i>	63
Figura 40 <i>Diagrama de cuerpo libre del eje 2</i>	65
Figura 41 <i>Diagramas de fuerza constante</i>	66
Figura 42 <i>Sensibilidad a la muesca a flexión y torsión</i>	68
Figura 43 <i>Determinaciones de K</i>	70
Figura 44 <i>Sensibilidad a la muesca a flexión y torsión</i>	70
Figura 45 <i>Diagrama de cuerpo libre</i>	72
Figura 46 <i>Diagrama de momentos</i>	74
Figura 47 <i>Diagrama de cuerpo libre eje 4</i>	77
Figura 48 <i>Diagramas de fuerza cortante</i>	79
Figura 49 <i>Determinación de sensibilidad</i>	81
Figura 50 <i>Clases métricas</i>	84
Figura 51 <i>Vigas estructurales de perfil cuadrado</i>	85
Figura 52 <i>SHS</i>	87
Figura 53 <i>Estructura trazada para máquina cortadora de banda de rodadura de llantas usadas</i>	89
Figura 54 <i>Soporte del motor</i>	90
Figura 55 <i>Base total de la máquina</i>	90
Figura 56 <i>Simulación de la estructura del soporte del eje 2</i>	91
Figura 57 <i>Soporte eje 1</i>	92
Figura 58 <i>Simulación de estructura con los puntos totales de soldadura</i>	92
Figura 59 <i>Modelo y ensamble final de la máquina cortadora de labanda de rodadura de llantas usadas</i>	93
Figura 60 <i>Carro de arrastre que cumple la normativa de tránsito nacional</i>	95
Figura 61 <i>Soldadura</i>	97

LISTA DE TABLAS

	Pàg.
Tabla 1 <i>Composición de las llantas en Colombia</i>	19
Tabla 2 <i>Parámetros de diseño</i>	28
Tabla 3 <i>Dimensiones de las probetas</i>	35
Tabla 4 <i>Catálogo de motorreductores de engranajes de corriente alterna</i>	41
Tabla 5 <i>Valores de numero de dientes – Dodge</i>	43
Tabla 6 <i>SFK selección de cadenas</i>	45
Tabla 7 <i>Características de engranaje</i>	48
Tabla 8 <i>Propiedades mecánicas del acero AISI 4140 normalizado a 870°C</i>	55
Tabla 9 <i>Estimaciones de primera iteración de los factores de concentrador de esfuerzos</i> <i>Kt y Kts</i>	55
Tabla 10 <i>Parámetros en el factor de la condición superficial Marin</i>	56
Tabla 11 <i>Efecto de la temperatura de operación</i>	57
Tabla 12 <i>Factor de modificación por confiabilidad</i>	57
Tabla 13 <i>Referencias de diámetros</i>	61
Tabla 14 <i>Estimaciones primeras iteraciones</i>	62
Tabla 15 <i>Ficha técnica de material de acero inoxidable</i>	80
Tabla 16 <i>Cálculo de tornillos</i>	83
Tabla 17 <i>SHS</i>	88
Tabla 18 <i>Propiedades básicas del material</i>	96
Tabla 19 <i>Tabla de procedimiento</i>	99
Tabla 20 <i>Tabla de costos</i>	102

RESUMEN

La producción de llantas usadas es un grave problema medioambiental a nivel mundial, puesto que cada año se producen miles de millones de llantas, que eventualmente se vuelven inutilizables y tienen que desecharse causando graves daños al medio ambiente y a la salud pública al ser eliminados inadecuadamente. Este proyecto tiene como objetivo diseñar una máquina para corte de llanta, el cual hace parte del proyecto Valorización de Residuo de Llantas con un enfoque de economía circular-SENA-FUA, además de mejorar las condiciones medioambientales de la ciudad y el país mediante el tratamiento adecuado de las llantas desechadas. El proceso de diseño de la máquina inició gracias a la investigación bibliográfica de máquinas cortadoras de banda rodadura diseñadas para obtener los parámetros necesarios de aplicación. Se realizaron laboratorios con un dispositivo de corte creado para una máquina universal de ensayos.

A partir de la información recopilada, se identificó el parámetro principal para el diseño de la máquina, se seleccionaron los componentes necesarios para que la máquina cumpla su función de forma eficiente y se diseñaron los elementos no comerciales. Fue realizado un manual de operación y mantenimiento el cual es parte fundamental para el buen funcionamiento e incremento de la vida útil de la máquina. Finalmente, se definen los costos de los componentes y fabricación de la máquina. De esta forma, se entrega una máquina capaz de cortar la banda de rodadura de llantas usadas portátil para reducir el volumen de transporte hacia las plantas de reciclaje de caucho y neumáticos fuera de uso.

Palabras clave: Reciclaje de llantas, máquina de corte de llantas, diseño de máquinas, manuales.

INTRODUCCION

En Colombia la producción de neumáticos, destacada por su significativa escala (cuantificada en toneladas), representa una problemática medioambiental preocupante en la actualidad y para el futuro. Anualmente en Colombia se desechan 61 mil toneladas de neumáticos, de los cuales gran parte tiene como destino final vías, lugares deshabitados y ríos. El ingreso de llantas en el mercado conlleva al desecho de estas en una cantidad casi igual sin terminar su vida útil. De acuerdo con los datos proporcionados por la DIAN, en Colombia durante el año 2020 se importaron 1.350.000 llantas, pero únicamente el 29% de ellas fueron reencauchadas. El porcentaje restante de llantas usadas terminó abandonado en calles y vertederos [1], lo que se traduce en resultados poco favorables para los recicladores de estos materiales, siendo así una causa de contaminación importante.

A pesar de que el sistema de manejo de residuos como llantas usadas en ciudades como Bogotá ha mejorado a través de los años, la reactivación de la movilidad y las mayores ventas de carros nuevos y usados, incrementó la demanda por llantas y uno de los beneficiados con esa tendencia es la multinacional francesa Michelin [2]. Estos residuos contribuyen a uno de los mayores problemas en el medio ambiente del país pues son difíciles de reciclar, no solo afectando a Colombia sino al mundo entero.

La Asociación Nacional de Empresarios de Colombia (ANDI), tomó el liderazgo de la recolección de llantas usadas a partir de recursos de sus afiliados, dando buenos resultados; el obstáculo ha sido su comercialización, ya que, tomando en cuenta que el país está dando grandes pasos que determinan un amplio mercado en el reciclaje de este elemento, se podrán desarrollar herramientas que contribuyan al trabajo del reciclaje [3].

En un inicio no se contaba con la infraestructura suficiente, pero con el tiempo se consiguió la maquinaria necesaria, a pesar de la suficiente capacidad de las industrias para procesar neumáticos y convertirlos en subproductos, solo se alcanzaba a comercializar un 50% de la producción [3]. Entidades como la Corporación Rueda Verde que es una de las más grandes de Colombia en este proceso, ha adelantado desde años atrás campañas de recolección de llantas usadas para solucionar el problema de la falta de cultura del uso de materiales reciclados especialmente el caucho [3].

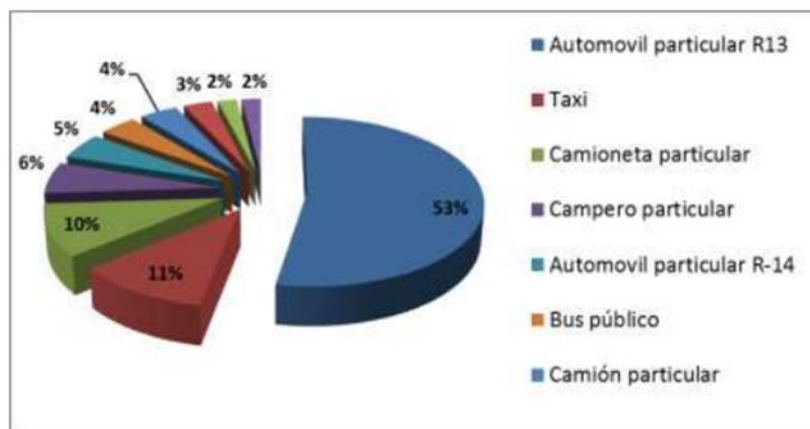
Beston eco Grupo señala que una máquina trituradora puede triturar los neumáticos en piezas pequeñas, lo que amplía los usos de las llantas desechadas. Por ejemplo, en una planta de pirolisis de anaeróbico o hipoxia, el neumático fuera de uso se convertirá en nuevos recursos, tales como

gas, negro de carbón, aceite de combustible. Además, también se reúsan los alambres de acero [4]. Por otra parte, la empresa Lakin Tire destaca que el reciclaje de neumáticos usados es una práctica que permite minimizar el uso del desperdicio de llantas y maximizar su valor. Lakin Tire emplea tecnologías avanzadas y procesos coordinados para aumentar el valor del desperdicio de llantas usadas [5].

Cada año se desechan 61.000 toneladas de llantas en Colombia, y la mayoría termina en las carreteras, en áreas remotas y ríos [3]. La disposición final de las llantas usadas ha llegado a representar un problema técnico, económico, ambiental y de salud pública. Las llantas son difíciles de compactar en un relleno sanitario, haciendo este proceso costoso y presentando además el inconveniente de que ocupan mucho espacio [6].

Figura 1

Generación de llantas por categoría de vehículos

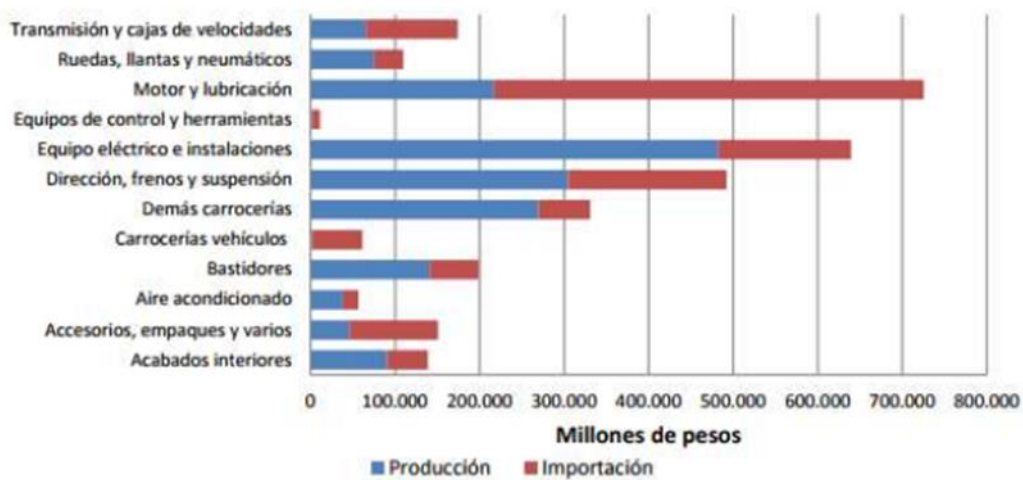


Nota. El gráfico representa la participación del consumo de llantas con respecto a los diferentes vehículos que pueden transitar en la ciudad. "Análisis De Un Proceso De Reciclaje Que Permita Utilizar Llantas Desechadas Como Materia Prima " [1]. [En línea]. Disponible en: <http://polux.unipiloto.edu.co:8080/00000199.pdf>

El gráfico de la Fig. 2 muestra la fabricación de llantas frente a su importación, las cuales reflejan una mayor producción local. Teniendo en cuenta lo anterior visibilizamos un estimado de mayor desecho de llantas usadas, las cuales están destinadas a reciclaje.

Figura 2

Producción e importación por eslabón de Autopartes (2009). Fuente: DNP (2011), Cálculos GEE – SIC



Nota. Desarrollo de la producción de llantas frente a su importación. "viabilidad financiera del proyecto de inversión para el reciclaje de llantas usadas en la ciudad de bogotá. " [2]. [en línea]. <https://repository.ucatolica.edu.co/bitstream/10983/15438/1/proyecto%20reciclaje%20de%20llantas.pdf>.

La infografía muestra los materiales que se pueden aprovechar de los residuos de las llantas usadas. Según el artículo "Viabilidad financiera del proyecto de inversión para el reciclaje de llantas usadas en la ciudad de Bogotá" [7], se puede llevar a cabo un proyecto de inversión para el reciclaje de llantas usadas en la ciudad de Bogotá. Este proyecto se basa en la recolección selectiva y gestión ambiental de llantas usadas para prevenir y controlar la degradación del ambiente. Además, se menciona la Resolución 1457 de 2010, que establece la obligación de los productores de llantas que se comercializan en el país, de formular, presentar e implementar sistemas de recolección selectiva y gestión ambiental de llantas usadas. Los autores también realizaron un estudio de viabilidad financiera, en el cual se determinaron los indicadores financieros del proyecto, como la TIR y el VPN, para determinar la viabilidad del proyecto. Además, se realizó un estudio de mercado para conocer y analizar los consumidores y las estrategias para llegar a ellos.

Teniendo en cuenta lo anterior, se puede observar que el reciclaje en Colombia actualmente está tomando un papel importante. Por lo tanto, según la facilidad de producción, lo más probable es que podría ser beneficioso para el medioambiente y, por lo viable económicamente,

este sería ideal para futuras inversiones. Por lo tanto, este trabajo tiene como propósito presentar la propuesta de diseño de una máquina cortadora de banda de rodadura de llantas usadas, con la característica especial de portabilidad. Realizar este proyecto es de interés y relevancia debido a que en el mercado existe una disponibilidad minoritaria de dispositivos económicos y de fácil transporte que realicen dicha tarea. Dicho dispositivo permitirá contribuir con el cuidado del medio ambiente mediante el reciclaje de llantas usadas, brindando la posibilidad de facilitar el acceso a los consumidores del común, para realizar labores de recolección y venta de productos de segunda mano.

Se tienen en cuenta los siguientes aspectos:

1. Renovación: El 12,61% de los Neumáticos Fuera de Uso (NFU), se somete a procesos de renovación, lo que resulta en un notable ahorro de petróleo y reducción de emisiones de CO₂. Mientras que un neumático nuevo requiere aproximadamente 35 litros de petróleo, su renovación solo consume alrededor de 5,5 litros. Además, estos neumáticos renovados son sometidos a un riguroso control de calidad y ofrecen garantías de seguridad. [8]
2. Transformación en Energía: Un 46,22% de los Neumáticos Fuera de Uso (NFU) se convierten en energía, ya que no son aptos para reciclaje ni recauchutado. Estos neumáticos son aprovechados como combustible en hornos de cemento, lo que resulta en un importante ahorro energético y una significativa disminución en la cantidad de neumáticos desechados. [8]
3. Valorización del Material: El 41,17% de los Neumáticos Fuera de Uso (NFU) se somete a un proceso de valorización, donde se recupera cada uno de sus materiales a través de la granulación o trituración. (Tratamiento Neumáticos Usados, 2017). [8]

La creación de una máquina cortadora de banda de rodadura de llantas usadas portátil es una solución innovadora que permite una mejor logística a la hora de transportar este material a las plantas de reciclaje de neumáticos fuera de uso. Esta máquina permite reducir el volumen de los neumáticos usados, lo que facilita su transporte y almacenamiento. Según Eco Green Equipment, el reciclaje de neumáticos fuera de uso es una práctica sostenible que permite reducir el impacto ambiental y generar beneficios económicos y sociales. Además, el reciclaje de neumáticos contribuye a la reducción de emisiones de gases tóxicos y de efecto invernadero, lo que ayuda a proteger el medio ambiente. [9]

1. OBJETIVOS

1.1 Objetivo general

Diseñar una máquina portátil para corte de la banda de rodadura de llantas usadas que favorezca al proceso de reciclado de neumáticos fuera de uso.

1.2 Objetivos específicos

- Identificar los parámetros, características y/o requerimientos del diseño de la máquina.
- Analizar y determinar las fuerzas de corte por medio de experimentos de laboratorio para evaluar y comparar potenciales diseños.
- Evaluar la información recolectada para definir un diseño final de la máquina que incluya planos de detalle, instrucciones de ensamble, manual de operación y mantenimiento.
- Identificar los procesos de fabricación y su costo, con el fin de determinar los costos de fabricación de la máquina

2. ANTECEDENTES

La creciente acumulación de llantas usadas se ha convertido en una preocupante problemática ambiental en todo el mundo. Estos desechos representan un desafío debido a su lenta degradación y a los riesgos de contaminación y posibles incendios. A lo largo de los años, se han desarrollado diversas soluciones para abordar esta situación, entre ellas, la implementación de máquinas y plantas industriales especializadas para el corte, trituración y reciclaje de neumáticos. Liu, S., Lin, M., [10] muestran una la solución a una problemática común en la industria del procesamiento del caucho, un componente importante en la fabricación de llantas, y es la baja eficiencia del procesamiento y la alta intensidad de mano de obra. Se busca entonces el diseño para cortar de manera más factible los bloques de caucho obtenidos. Los autores realizan un diseño de máquina cortadora rotativa de caucho con mecanismo deslizante de manivela con la ayuda de una computadora para el análisis modal de elementos finitos y análisis estático. Comenzando con los dos pasos principales de procesamiento de empujar y cortar el bloque de caucho, se usó un mecanismo deslizante de manivela desplazada para empujar el bloque de caucho con el fin de mejorar la eficiencia de procesamiento del bloque. El motor impulsa la correa en V para hacer girar la hoja de sierra circular, y el husillo de bolas impulsa la mesa de corte de goma para hacer que el bloque de caucho realizara un movimiento de vaivén. La síntesis de los dos movimientos anteriores podría lograr un corte eficiente del bloque de caucho. Por otro lado, Hu, et al. [11], presentan una investigación experimental de corte de caucho por medio de un chorro de agua a ultra alta presión, como lo especifica, puede ser utilizado como herramienta de corte en frío. Se puede utilizar para reciclar materiales de caucho sin dañar la estructura interna de los materiales. Los resultados del experimento muestran: (1) una correlación lineal significativa entre la profundidad de corte y la presión de la bomba; (2) 2,0 mm/s es la velocidad transversal óptima en las condiciones del experimento actual; (3) la profundidad de corte tiene una tendencia decreciente con respecto a la distancia, es decir, mientras esta aumenta, el corte disminuye. Se concluye del análisis ortogonal que la presión de la bomba tiene un efecto significativo en la profundidad de corte, la velocidad transversal de la boquilla no es notable y el efecto de la distancia de separación no es evidente.

La incorporación de una máquina trituradora como propone Tetsman et al. [49], en su trabajo, permite reducir el excedente de llantas en los rellenos sanitarios. El investiga la dependencia de la producción de la máquina trituradora de bandas de rodadura del uso de sierras con diferentes características técnicas, así como la dependencia a la velocidad de alimentación, ángulo de corte y el triturado. Además, se analizó la producción máxima de la máquina y el

resultado del corte y triturado para que el producto final tenga el tamaño adecuado para su uso como absorbente para productos derivados del petróleo. Esto quiere decir, que se evalúa que trituración de la máquina cumpla con los estándares que indica la norma para utilizar el gránulo obtenido del proceso de triturado para la absorción de derrames de petróleo.

Una de las características principales en todo el procesamiento de reciclaje de las llantas, es reducir de manera significativa y exponencialmente su volumen, como lo menciona Paredes et al., [13], en donde una parte de este reciclaje de neumáticos, al culminar con el proceso de corte, y mediante los otros procesos se busca obtener productos como granulado de caucho y polvo de caucho que a su vez tienen otras aplicaciones importantes, por ejemplo, servir como compuesto añadido al asfalto, o de manera recreativa para el uso y cuidado de canchas sintéticas de fútbol, entre muchas otras más. También el autor indica que 22.17 rpm es una velocidad angular adecuada en sus parámetros de diseño.

Es importante mencionar que este trabajo hace parte de uno de los procesos que requiere la logística para el reciclaje de una llanta. Su función busca brindar una reducción de volumen en el transporte hacia las plantas de reciclaje para finalmente ser trituradas y transformadas en otro producto como se mencionó anteriormente. Para ello, se debe realizar un procedimiento previo al corte de la banda de rodadura del neumático y es la remoción de la parte lateral que contiene normalmente un aro de acero o latón. Dicha actividad es abordada por Castillo [14], con un diseño de máquina destalonadora de llantas usadas como primer tratamiento de estos residuos antes de ser introducidos en la máquina que se diseña en este trabajo.

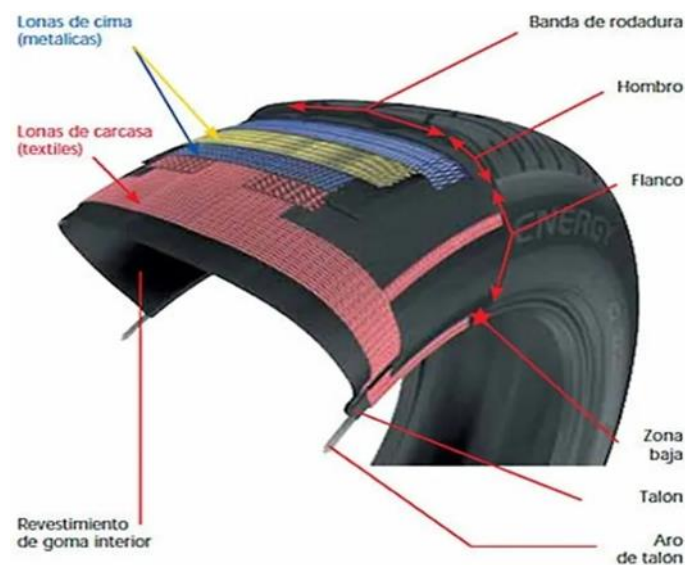
3. MARCO TEÒRICO

3.1 Componentes de la llanta

Las llantas, también conocidas como neumáticos, son uno de los elementos más esenciales de cualquier vehículo, ya que son el único punto de contacto entre el automóvil y la carretera. Su diseño y fabricación han evolucionado a lo largo de los años para brindar un rendimiento óptimo y garantizar la seguridad del conductor y los pasajeros.

Figura 3

Componentes de una llanta



Nota. Componentes de una llanta. Motor.es. Tomado de:
<https://www.motor.es/que-es/tipos-neumaticos>

- Revestimiento de goma interior: Es una capa de caucho sintético hermético. Esta capa se encuentra dentro del neumático, y funciona como una cámara de aire [15].
- Lonas de carcasa: El marco es una estructura flexible que consta de hilos (tela o acero) incrustado en caucho para formar un arco recto, junto al cordón que rodea el neumático.
- Talón: Tiene una función de transferencia de par motor (potencia del motor, vehículo), acelerando y frenando en el arco hacia el área de contacto con tierra.
- Aro de talón: Es la parte del neumático que va unida y adaptada a la llanta. Su función es mantener el neumático en la llanta.
- Flanco: Corresponde a la pared lateral es el área entre los escalones y el talón del neumático. Los lados reflejan la altura de la tapa.

- Lonas de cima (metálicas): Se componen de cables metálicos revestidos de goma. Se colocan sobre el canal y forman una banda, proporcionando resistencia mecánica y fuerza centrífuga. La tela que forma la cruz de la cintura se coloca uno encima del otro en diagonal, de manera que sus hilos se cruzan y forman triángulos indeformables que garantizan una rigidez superior.
- Hombro y banda de rodadura: La banda de rodadura es la parte que está en contacto con el suelo y consta de una sola capa de caucho, en el que se forman una serie de ranuras, creando el patrón que hace contacto con el suelo.

3.2 Componentes de llantas en Colombia

Los componentes de una llanta típica incluyen la banda de rodamiento, los cinturones de acero, la carcasa, los flancos, los talones y la válvula. Cada uno de estos elementos cumple una función específica para asegurar el funcionamiento adecuado de la llanta, sin embargo, es importante tener en cuenta las regulaciones que tiene Colombia con respecto a los componentes de una llanta, como se muestra a continuación en la Tabla 1.

Tabla 1

Composición de las llantas en Colombia

Material	Composición (%)	
	Automóviles	Camiones
Caucho Natural	14	27
Caucho Sintético	27	14
Negro de Humo	28	28
Acero	14	15
Antioxidantes y Rellenos	17	16

Nota. La tabla muestra el porcentaje de composición de material en llantas en Colombia. Tomado de: A. Erazo, Diseño de una trituradora de llantas [6]. [En línea]. Disponible en: <https://repository.unilibre.edu.co/bitstream/handle/10901/22571/DISE%c3%91O%20TRITURADORA%20LLANTAS%20%20DOC.%20FINAL.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

3.2.1 *Caucho natural*

El caucho natural es un material ampliamente utilizado en Colombia y en todo el mundo para la producción de neumáticos. Se extrae de ciertos tipos de árboles, como el *Hevea brasiliensis*, originario del Amazonas y conocido popularmente como el "árbol que llora". Cuando se realiza

una incisión en su corteza, este árbol libera una sustancia lechosa llamada látex. Después, el látex se coagula con ácido, se purifica con agua y se comprime en fardos para su posterior utilización en la fabricación de llantas [16].

Además, algunos datos del caucho natural en la industria llantera indican que en los neumáticos de camiones y vehículos de obra civil se utiliza mucho más caucho natural, sobre todo en los flancos y la banda de rodadura, debido a su gran resistencia [17].

3.2.2 *Caucho sintético*

A diferencia del caucho natural, el caucho sintético se fabrica a partir de hidrocarburos, principalmente petróleo crudo, y se somete a un proceso de polimerización para crear polímeros de caucho sintético. En la industria de la fabricación de llantas, el caucho sintético se utiliza junto con el caucho natural y otros materiales para crear una mezcla de materiales que se adapte a las necesidades específicas de cada tipo de llanta [18].

3.2.3 *Negro de humo*

El negro de humo es un componente utilizado en la composición de llantas en Colombia. A continuación, se presentan algunos aspectos relevantes sobre el uso del negro de humo en la fabricación de llantas:

- **Reforzante:** El negro de humo se utiliza como un reforzante en la mezcla de caucho para mejorar las propiedades mecánicas de las llantas, como la resistencia a la abrasión y a la tensión [19]. Ayuda a aumentar la durabilidad y la vida útil de las llantas.
- **Disipación de calor:** El negro de humo también tiene capacidades de disipación de calor, lo que es importante en las llantas, especialmente en los revestimientos interiores, las paredes laterales y las carcasas [20]. Esto contribuye a mantener una temperatura adecuada en las llantas durante su uso.
- **Proveedores en Colombia:** En Colombia, existen proveedores de negro de humo que suministran este componente a la industria llantera. Algunos de estos proveedores se encuentran en Medellín y Bogotá.

3.2.4 *Acero*

El acero es un material utilizado en la fabricación de llantas en Colombia y el mundo. A continuación, se presentan algunos aspectos relevantes sobre el uso del acero en la fabricación de llantas:

- **Correas de acero:** El acero se utiliza en las correas de las llantas para proporcionar resistencia y estabilidad al área de la banda de rodadura sin añadir mucho peso al neumático. Por lo general, dos capas de cable de acero colocadas en ángulos opuestos conforman el sistema de cinturón. La configuración de correa más común es dos capas apiladas de cable de acero.
- **Discos de rueda:** Las llantas de acero generalmente consisten de dos partes, la llanta en sí misma y el disco de rueda. Ambas partes se sueldan de modo que el neumático quede establecido en el disco de rueda.

Antioxidantes y rellenos: Los antioxidantes y rellenos son componentes comunes utilizados en la composición de llantas. A continuación, se presentan algunos aspectos relevantes sobre su uso:

- **Antioxidantes:** Los antioxidantes son utilizados para prevenir la degradación del caucho debido a la exposición a la temperatura y al oxígeno. Estos componentes ayudan a prolongar la vida útil de las llantas.
- **Rellenos:** Los rellenos, como el negro de humo y la sílice, se utilizan para reforzar el caucho y mejorar propiedades como el desgarrar, la resistencia a la tracción y la abrasión. La sílice también mejora la resistencia a la rodadura.

Es importante destacar que los antioxidantes y rellenos se utilizan en combinación con otros componentes, como el caucho natural y sintético, para crear la mezcla de caucho utilizada en la fabricación de llantas. La dosificación precisa de estos componentes en la mezcla es esencial para garantizar la calidad de las llantas [21].

3.3 Tipos de llantas en el mercado

Las llantas, también conocidas como neumáticos, son componentes esenciales de los vehículos que permiten el contacto con la carretera, proporcionando tracción, estabilidad y confort durante la conducción. A lo largo de los años, han evolucionado y diversificado para adaptarse a diferentes necesidades y condiciones de manejo. A continuación, algunos de los tipos de llantas que comúnmente se encuentran en el mercado según su clasificación:

Clasificación por uso:

- **Llantas de turismo:** Son las más comunes y económicas, diseñadas para un uso cotidiano en carreteras pavimentadas. Tienen un compuesto entre blando y duro y una banda de rodamiento con mayor presencia de líneas en su superficie [22].

- Llantas todo terreno: Son más robustas y se utilizan en terrenos irregulares y extremos, ofreciendo un mejor agarre y tracción. Están diseñadas para rendir bien tanto en carretera como fuera de ella, y tienen un diseño de la banda de rodamiento con tacos más estrechos que las llantas para terrenos de barro [23].
- Llantas de invierno: Tienen una banda de rodadura especial para un mejor agarre en superficies nevadas o heladas. Las llantas para nieve se deben colocar al principio de la temporada de invierno y se recomienda cambiarlas por llantas de verano cuando las temperaturas suben [24].
- Llantas de verano: Tienen una banda de rodadura especial para un mejor agarre en superficies secas y calientes. Son ideales para climas cálidos y secos, y ofrecen un buen rendimiento en carreteras pavimentadas [20].
- Llantas de alta velocidad: Están diseñadas para vehículos de alta velocidad y ofrecen un mejor agarre y estabilidad en altas velocidades. Tienen un compuesto más duro y una banda de rodadura con menos ranuras para mejorar la estabilidad [20].

3.3.1 Clasificación por dibujo de banda de rodadura

- Rodadura asimétrica: Tiene un diseño asimétrico en su banda de rodadura, lo que permite un mejor agarre en curvas y una mayor estabilidad en altas velocidades. Es el tipo de banda de rodadura que se encuentra con mayor frecuencia en las llantas de los vehículos de pasajeros regulares [25]. La figura 4. muestra una representación de una llanta con banda de rodadura asimétrica.

Figura 4

Foto rodadura asimétrica



Nota. Foto de llanta con rodadura asimétrica.

Tomado de: <https://www.avontyres.com/es-es/cuidado-de-neumaticos/cuidado-de-neumaticos-para-coche/tipos-de-banda-de-rodadura/>

- Rodadura direccional: Tiene un diseño en forma de flecha en su banda de rodadura, lo que permite una mejor evacuación del agua en superficies mojadas y una mayor estabilidad en línea recta. Es ideal para condiciones de lluvia y superficies mojadas [25]. La figura 5 muestra una representación de una llanta con banda de rodadura direccional.

Figura 5

Banda de rodadura direccional



Nota. Avontyres. Foto de llanta con rodadura direccional. Tomado de: <https://www.avontyres.com/es-es/cuidado-de-neumaticos/cuidado-de-neumaticos-para-coche/tipos-de-banda-de-rodadura/>

- Rodadura de bloques o simétrico: Tiene un diseño en bloques en su banda de rodadura, lo que permite un mejor agarre en superficies irregulares y una mayor durabilidad. Es ideal para terrenos irregulares y extremos [27]. La figura 6 muestra una representación de una llanta con banda de rodadura simétrica.

Figura 6

Banda de rodadura simétrica



Nota. Epimetest. Foto de banda de rodadura simétrica. Tomado de: <https://www.epermittest.com/educacion-de-manejo/conocer-llantas>

3.4 Tipos de cortadoras

Estas máquinas desempeñan un papel fundamental en la industria del reciclaje y la gestión de residuos, ya que permiten descomponer neumáticos usados en componentes más manejables y útiles. Existen varios tipos de cortadoras de neumáticos, cada una con sus propias características y aplicaciones específicas. A continuación, se presentan algunas máquinas para corte de llantas usadas

3.4.1 Cortadora de tiras de neumáticos

Una máquina cortadora de banda de rodadura de neumáticos para camiones es una herramienta especializada utilizada en la industria de la reparación y el reciclaje de neumáticos de gran tamaño, típicamente diseñada para neumáticos de vehículos comerciales, como carros, camiones y autobuses. Su principal función es cortar la banda de rodadura de un neumático en secciones para permitir su transporte y reciclaje.

Según el proveedor EAECO, esta máquina tiene la capacidad de cortar bandas de rodadura de camiones y autobuses de hasta 1.5 pulgadas de espesor. La capacidad del motor es de 5 HP y trabaja a 220 V, su tasa de producción es de 80 cortes de banda de rodadura por hora. Puede cortar llantas con una cuchilla de acero endurecido de 8 pulgadas y el tiempo de corte oscila entre 3 a 4 segundos, puede cortar hasta 100.000 bandas de rodadura [26]. Se puede observar esta máquina en la figura 7

Figura 7

Cortadora de banda de rodadura T3C5-1



Nota. EAECO Cortadora de banda de rodadura T3C5 – 1. Tomado de: <https://www.eaeco.com/collections/stage-2/products/t3c>

Este mismo proveedor contiene en su catálogo otra máquina de banda de rodadura un poco mas pequeña que la mostrada anteriormente. Con tiene una cuchilla de 6 pulgadas, la duración del corte es de 2 a 3 segundos y la capacidad de su motor es de 2 HP a 110 V y su taza de producción es de 180 cortes de banda de rodadura por hora [27]. Se puede observar esta máquina en la figura 8.

Figura 8

*Cortadora de banda de rodadura
TC2-1*



Nota. EAECO Cortadora de banda de rodadura T3C5 – 1. Tomado de: <https://www.eaeco.com/products/tc>

3.4.2 Máquina destalonadora

Las máquinas destalonadoras de llantas usadas son equipos diseñados para facilitar el proceso de extracción del talón de las llantas, es decir, la parte que se encuentra en contacto con la llanta y la rueda del vehículo. Estas máquinas son utilizadas en el proceso de reciclaje de llantas, ya que permiten separar el talón de la llanta para su posterior procesamiento. Algunas características y beneficios de las máquinas destalonadoras de llantas usadas son:

- **Facilidad de uso:** Estas máquinas están diseñadas para ser fáciles de operar, lo que permite un proceso eficiente y rápido de destalonado de llantas.
- **Versatilidad:** Las máquinas destalonadoras pueden adaptarse a diferentes tamaños y tipos de llantas, lo que las hace adecuadas para una variedad de aplicaciones.
- **Eficiencia:** Estas máquinas permiten un destalonado preciso y rápido de las llantas, lo que ayuda a agilizar el proceso de reciclaje y reduce el tiempo de producción.
- **Seguridad:** Las máquinas destalonadoras están diseñadas con medidas de seguridad para proteger al operador durante su uso.

Es importante destacar que existen diferentes tipos y modelos de máquinas destalonadoras de llantas usadas en el mercado, cada una con características específicas y capacidades de producción diferentes como se muestran a continuación en la figura 9.

Figura 9

Destalonadora



Nota. Destalonadora de llantas usadas. Tomado de: Launch Iberica. [En línea]. <https://www.launchiberica.com/productos/desmontadoras-de-neumaticos/desmontadora-automatica-neumaticos-m830-ii/>

Teniendo en cuenta lo anterior, en la tabla 2 se muestran los parámetros de diseño para diseñar la máquina portátil cortadora de banda de rodadura de llantas usadas.

Tabla 2

Parámetros de diseño

Parametro	Valor	Unidad
Velocidad	22	rpm
Tipo de llanta	13 - 16	rin

Nota. Parámetros de diseño de máquina portátil cortadora de banda de rodadura de llantas usadas.

4. DESARROLLO Y CÁLCULOS DE DISEÑO

4.1 Determinación experimental de fuerzas de corte de llantas usadas

Para la determinación de fuerzas de corte de llantas usadas se debe caracterizar la llanta utilizada en los ensayos.

4.1.1 Llanta utilizada para determinar fuerza de corte

Las dimensiones de una llanta pueden diferir según el tipo de vehículo y el fabricante. Por lo general, estas dimensiones se encuentran especificadas en el costado de la llanta e incluyen información como el ancho, el diámetro y el índice de carga. En la figura 10 se puede observar las características de este neumático.

Figura 10

Medidas de una llanta



Nota. La figura que se puede analizar las diferentes medidas que tiene una llanta y características de esta. Tomado de: ¿Cómo Leer La Medidas De Una Llanta? [23]. [En línea].

Disponible en:
<https://www.llantamania.com/2020/11/25/como-leer-la-medida-de-una-llanta/>

Para determinar las medidas de las llantas a procesar en los laboratorios, se toma en cuenta las muestras usadas en los ensayos experimentales e interpolan a llantas de menores dimensiones. Para esto se tiene en cuenta que la medida de una llanta para un rin 16 que fue una muestra encontrada en un centro de acopio que puede variar dependiendo del tipo de vehículo y las especificaciones del fabricante. Por lo general, la medida de una llanta para un rin 16 puede ser 205/55R16, 215/60R16, 225/55R16, entre otras. La figura 11 muestra las dimensiones de las llantas 205/55 R16 y 225/55 R16.

Figura 11

Dimensiones de la llanta



Nota: Dimensiones de la llanta 205/55R16 utilizada en los laboratorios. Neumarket.

Tomado de: <https://www.neumarket.com/blog/como-cambiar-el-tamano-de-las-llantas-de-forma-segura/>

Para el estudio de las fuerzas de corte en una llanta usada se diseñó un dispositivo de corte (ver planos en el anexo 1) para ser acoplado a una máquina universal de ensayos modelo STL100 marca United disponible en el Tecnoparque SENA ubicado en la localidad de Chapinero - Bogotá D.C., bajo un ensayo de compresión. En la figura 12 se observa el modelo de la máquina.

Figura 12

Maquina universal de ensayos



Nota: Maquina Universal de ensayos Modelo STL100.
Tomado de: United DTM 100KN Table Top UTM [44]. [En línea]. Disponible en: <https://www.cmcmetrology.com/wpcontent/uploads/2020/11/united-deluxe-100kn-table-top-utm.png>

La muestra se obtuvo en un centro de acopio en Bogotá la cual pertenecía a una llanta rin 16, en este centro se cortaron fragmentos de llantas con ayuda de una sierra sinfín para obtener una dimensión de llanta que pueda ser colocada con facilidad en el dispositivo de corte como se muestra en la figura 13.

Figura 13

Muestras de neumáticos



Nota. Foto de las 5 muestras de neumáticos fuera de uso de aproximadamente 90 mm de alto.

Se realiza el montaje de la muestra en el dispositivo como se muestra en la figura 14 y se proceden a ingresar en el programa que controla la máquina los parámetros del ensayo. En todos los ensayos y probetas se utilizó una velocidad de la celda de carga de (Rate) de 2 mm/min, una sensibilidad a la rotura (Brake Sense) de 0, que es un parámetro para detectar la rotura en la muestra y detener el ensayo para evitar daños adicionales a la máquina o la muestra. El valor de cero nunca detendrá el ensayo por lo que en este caso como se requería un corte total, sin embargo, la protección se hace con el parámetro de posición final (End Position) que corresponde al desplazamiento hasta alcanzar el espesor de la muestra.

Figura 14

Montaje de llanta usada

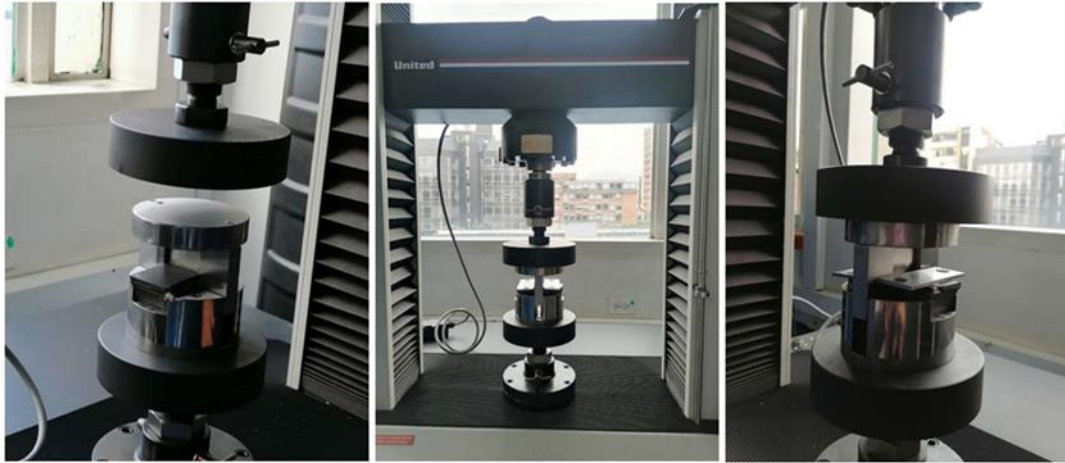


Nota. Montaje de la muestra de llanta usada en el dispositivo con el ladotextil de la llanta hacia arriba.

En la figura 15 se observa el montaje del dispositivo junto con la muestra de neumático usado en la máquina universal de ensayos.

Figura 15

Montaje de las muestras de llantas



Nota. Montaje de la muestra de llanta usada en el dispositivo de corte en lamáquina universal de ensayos STL100 United en las instalaciones del Tecnoparque SENA.

Posterior a la finalización del ensayo de compresión realizado a las muestras de llanta usada, se realiza el desmontaje de la primera muestra del ensayo con la cuchilla de 30°, como se muestra en la figura 16 y se procede a realizar este ensayo con 2 muestras más, para un total de 3 ensayos con esta cuchilla. Luego, se realizaron 2 ensayos con la cuchilla de 90° y los resultados de este ensayo se pueden observar en la figura 17. Finalmente, el compilado de los datos que arrojaron los ensayos de corte se pueden observar en la tabla.

Figura 16

Desmontaje de la muestra ensayo de corte con cuchilla de 30 grados



Nota. Desmontaje de la muestra después del ensayo de corte con cuchilla de 30°.

Figura 17

Cuchilla recta de 90 grados

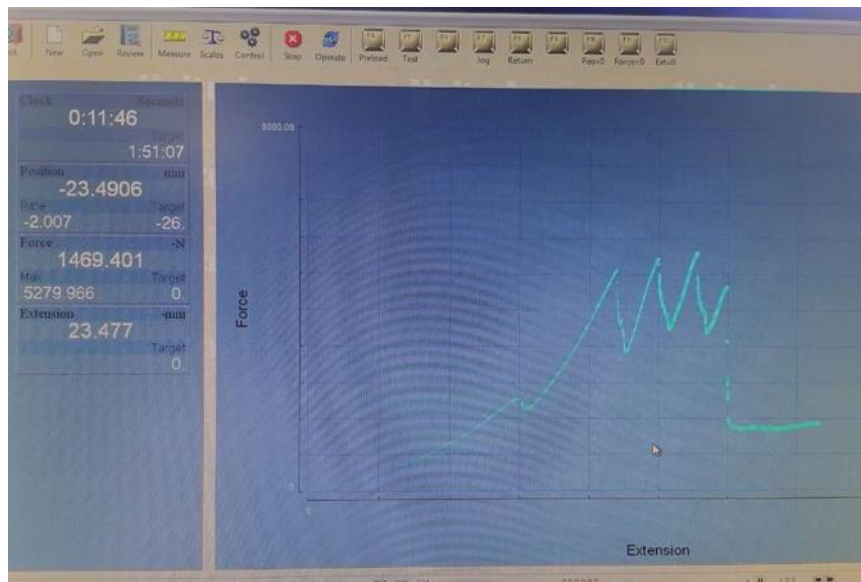


Nota. Resultado obtenido con cuchilla recta(90°).

Los picos mostrados en la figura 18 representan la fuerza máxima para cortar las capas textiles encontradas dentro de la llanta y la caída de fuerza representa el corte realizado. En el eje X (Extension) se muestra la distancia en mm en la que descendía la celda de carga de la máquina y en el eje Y (Force) la fuerza en N que estaba ejerciendo la cuchilla sobre el elemento. El informe de los resultados de cada una de las muestras se encuentra en el anexo 2.

Figura 18

Grafica ensayo de corte



Nota. Gráfica desarrollada durante el ensayo de corte

La tabla 2 muestra los resultados obtenidos en las pruebas realizadas según la probeta y la cuchilla utilizada.

Tabla 3*Dimensiones de las probetas*

Prueba	Cuchilla	Alto (mm)	Ancho (mm)	Espesor (mm)	Fuerza Máxima (N)	Media	Desviación Estándar
1	90°	89	38	25.6	14402.55	15549.24	1621.66
2	90°	93.39	37.5	26.13	16695.93		
3	30°	90.1	39	25.4	5330.69		
4	30°	86.75	40.6	26.6	6730.63	6121.77	717.54
5	30°	94.28	39	25.88	6303.99		

Nota. Tabla de dimensiones y resultados de las probetas

Después de realizados los ensayos, se toma el promedio de la fuerza máxima en las muestras en las que fue utilizada la cuchilla de 30°. Por lo que $\overline{F_{\max_{30}}} = 6121.77$ N, esta fuerza es la utilizada para realizar el diseño. También se determina el promedio de la fuerza máxima en las muestras en las que fue utilizada la cuchilla recta de 90°, por lo que, $\overline{F_{\max_{90}}} = 15549.24$ N, esta fuerza es utilizada para determinar el esfuerzo de corte en la llanta usada.

4.1.2 Esfuerzo de corte

Se calcula el esfuerzo de corte según el resultado de las pruebas con la cuchilla recta, para esto, se determina el área de sección transversal de la probeta y con la fuerza máxima se determina el esfuerzo máximo.

$$A = w \cdot t = 40\text{mm} \cdot 26\text{mm} = 1040 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{\overline{F_{\max_{90}}}}{2 \cdot A} = \frac{15549.24 \text{ N}}{2 \cdot 1040 \text{ mm}^2} = 7.48 \text{ MPa}$$

4.1.3 Cuchilla de corte

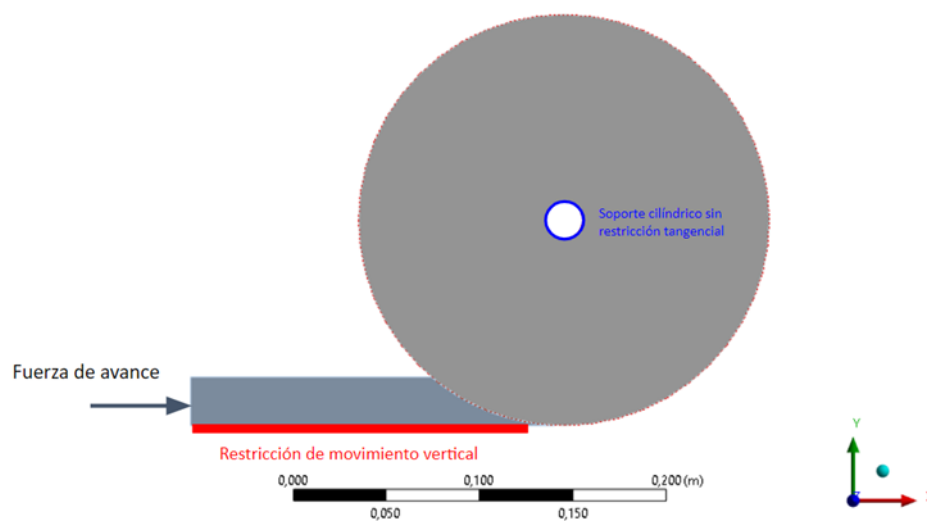
Es común encontrar en la industria diferentes tipos de cuchillas para corte de neumáticos usados. Revisando la página del proveedor Baucor en la sección de “cuchillas para cortar neumáticos” es común utilizar aceros herramienta para la fabricación de estas. Por lo que las características de la cuchilla de este diseño son: cuchilla circular de 30° de ángulo de corte, D = 220 mm y espesor de 5mm. El material utilizado para la cuchilla es el acero herramienta D2.

4.1.4 Determinación de las fuerzas sobre la cuchilla

Utilizando el Software de Simulación ANSYS, se modela una versión simplificada de la cuchilla y un tramo de banda de la llanta y estas a su vez se simulan para determinar las componentes de la fuerza de corte hallada anteriormente de los ensayos. En la figura 19 se muestra las condiciones de frontera utilizadas en la simulación. Se incluye una fuerza horizontal al extremo del componente que representa la probeta de caucho que simula la fuerza de avance requerida para empujar el tramo de neumático hacia la cuchilla. En la parte inferior del componente que representa el neumático, se restringió el movimiento vertical en la dirección Y y en la dirección Z, además, se permitió que haya un movimiento horizontal en la dirección X positiva. En el centro del componente que representa la cuchilla se ubicó un soporte cilíndrico que permite el giro mas no el desplazamiento del componente circular. Como la simulación está definida para determinar las fuerzas de reacción en la cuchilla, se utilizó acero estructural como material para los dos componentes.

Figura 19

Condiciones de frontera

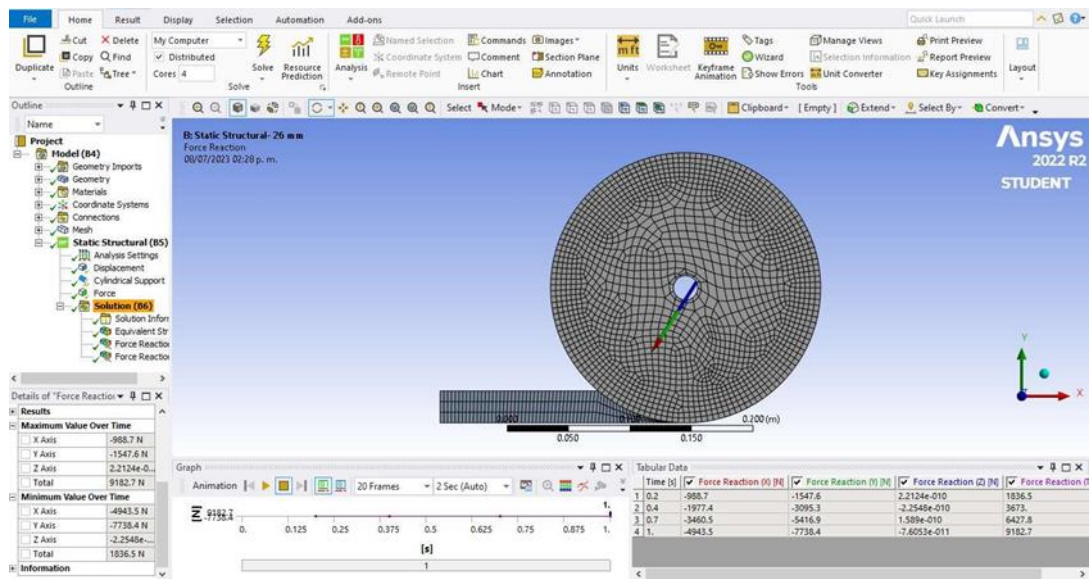


Nota. Condiciones de frontera

En la figura 20, se observan los resultados de la simulación en donde el valor de la fuerza de corte, que corresponde al vector mostrado allí, debe ser igual a la obtenida de los ensayos experimentales (6127.7 N). Con respecto a este valor, en el programa se pueden determinar las componentes en X (figura 21) y Y (figura 22), siendo la componente en X la fuerza de avance con la cual se realizan los cálculos.

Figura 20

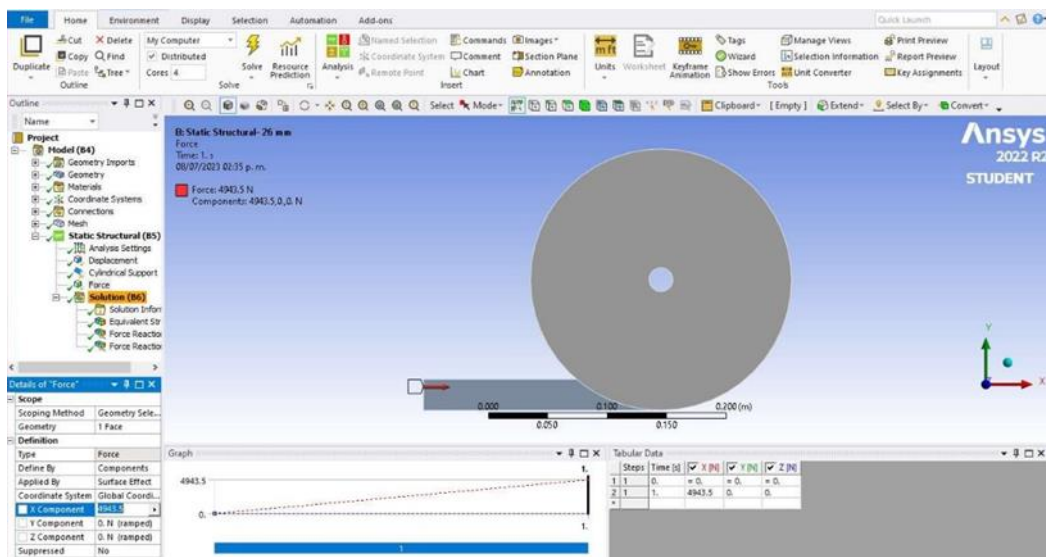
Simulación de la cuchilla de corte y una llanta usada en el Software ANSYS



Nota. Simulación de la cuchilla de corte y una llanta usada en el Software ANSYS

Figura 21

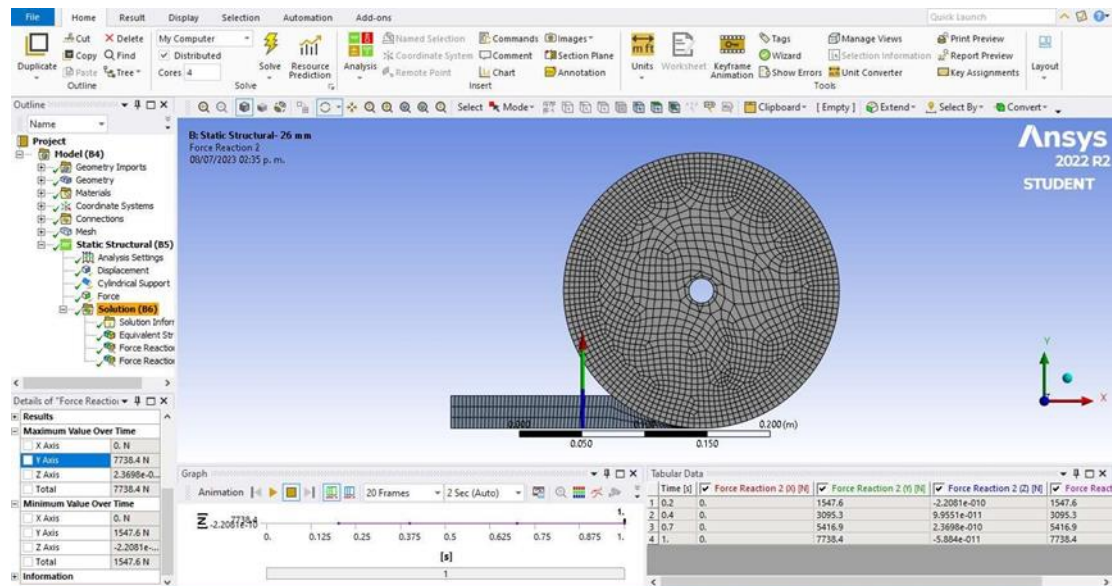
Simulación componente horizontal



Nota. Componente horizontal (en X) de la fuerza de corte simulada anteriormente.

Figura 22

Simulación componente vertical



Nota. Componente vertical (en Y) de la fuerza de corte simulada anteriormente.

4.1.5 Torque de diseño

Una vez determinada la fuerza requerida por la cuchilla en V de 30° para esta aplicación, se procede a determinar el torque requerido y posteriormente el torque de diseño. Puesto que la fuerza de corte es $\overline{F}_{\max} = 9182.7 \text{ N}$, este valor fue elevado 1.5 como factor de seguridad puesto que la cuchilla estará sometida a “impactos fuertes” como se muestra en la figura 26. El diámetro de la cuchilla de corte es $D = 0.220 \text{ m}$, se utiliza la componente en X de esta fuerza, obtenida en la simulación correspondiente a una magnitud de $F_{\text{corte}_X} = 4943.5 \text{ N}$, por lo tanto:

$$T_{\text{requerido}} = F_{\text{corte}_X} \times r$$

$$T_{\text{requerido}} = 4943.5 \text{ N} \times 0.110 \text{ m}$$

$$T_{\text{requerido}} = 543.8 \text{ Nm}$$

Debido a que las pruebas experimentales se realizaron con llantas cuyas lonas eran de solo textil, y considerando que algunas llantas se fabrican también con lonas de metal, se considera un factor de sobrecarga de 2 veces el torque requerido, entonces:

$$T_{\text{diseño}} = 1087.57 \text{ Nm}$$

Finalmente, la potencia requerida para el sistema que debe entregar un motor/motorreductor es:

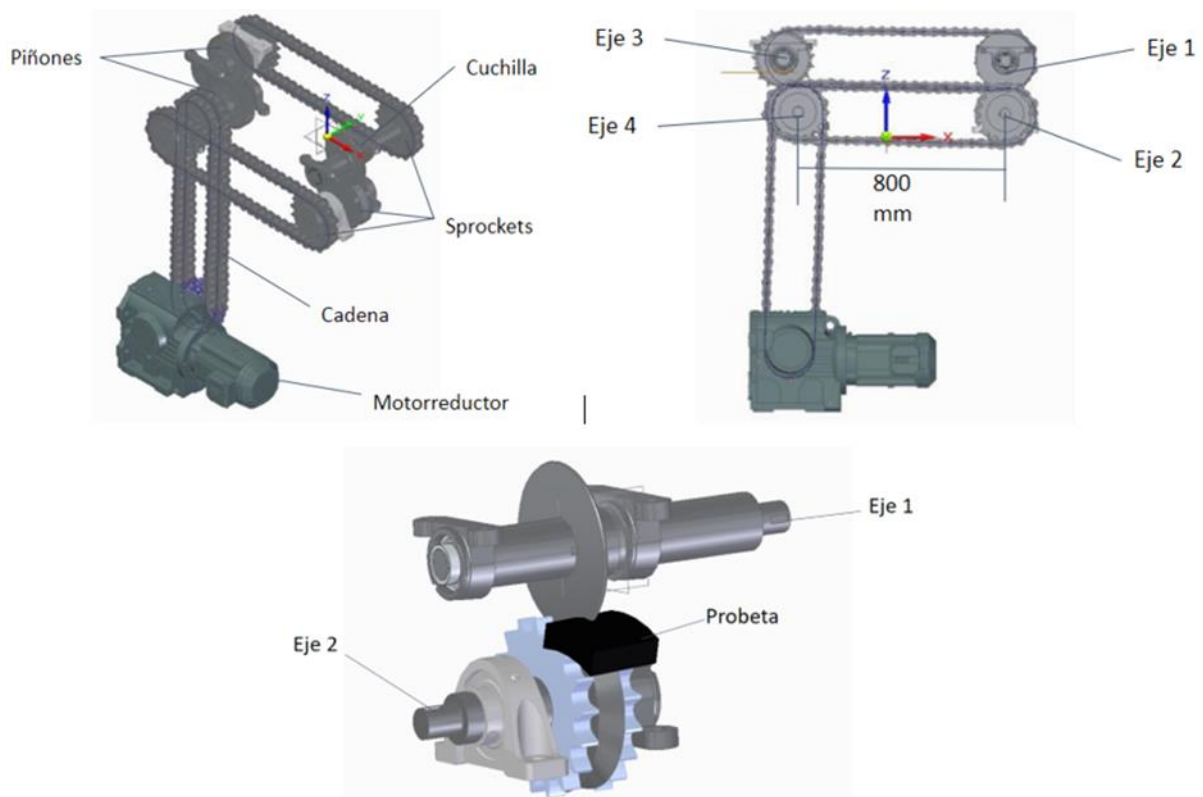
$$kW = \frac{0.105 \cdot T_{\text{diseño}} \cdot \text{rpm}}{1000} = \frac{0.105 \cdot 1087.6 \cdot 22 \text{ rpm}}{1000} = 2.51 \text{ kW}$$

4.1.6 Diseño conceptual de la transmisión

La transmisión propuesta para el diseño de esta máquina consta de 4 ejes que permiten la entrada fácil hacia el corte de la banda de rodadura de la llanta. En la figura 23 se muestra la transmisión de cadenas por medio de catarinas y piñones. Es importante mencionar que, en este mismo diseño, la relación de transmisión es 1:1 tanto para catarinas como piñones. Se utiliza transmisión por cadena puesto que se caracterizan por transmitir grandes cargas a largas o cortas distancias, tienen una eficiencia muy alta y no presentan deslizamiento. Así mismo, se hace uso de engranajes para invertir el sentido de giro ente los ejes 1 y 3. En la figura 24 se observa un esquema de cadena cinemática.

Figura 23 Transmisión de la maquina

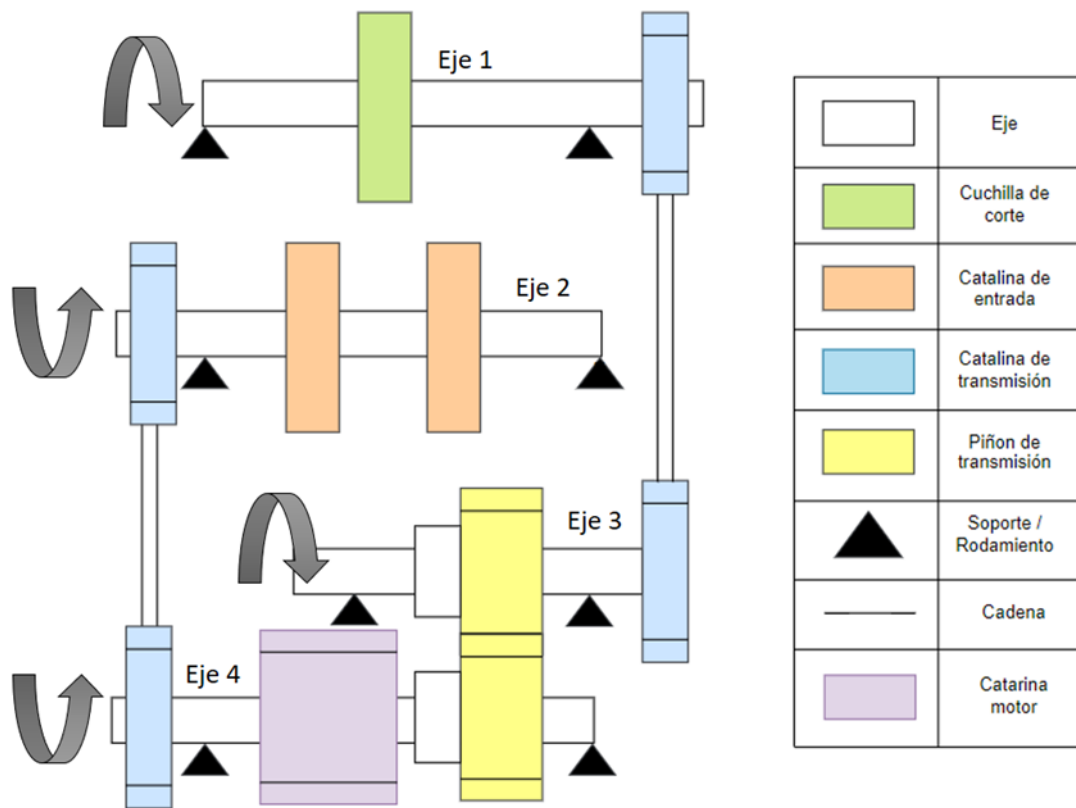
Transmisión de la maquina



Nota. Transmisión de la máquina cortadora de banda de rodadura.

Figura 24

Esquema de cadena cinemática



Nota. Esquema de cadena cinemática

4.1.7 Selección de motorreductor

Para este diseño se seleccionó un motorreductor sinfín corona puesto que estos motorreductores se caracterizan por presentar rigidez elevada a la torsión y capacidad par, ofrece relaciones de reducción exactas, poco espacio, etc. Para esta aplicación, es necesario una reducción final de velocidad de 22 rpm, el cual el modelo S87DRN100L4 de la marca SEW EURODRIVE proporciona, brindando un torque de 1170 Nm a 3 kW y un factor de servicio de 1.35. Los valores de entrada para seleccionar el motor son:

Torque de diseño, $T_d = 1087.6 \text{ N} \cdot \text{m}$

Velocidad, $n = 22 \text{ rpm}$

Potencia requerida, 2.51 kW

De esta manera, utilizando la herramienta de selección de SEW EURODRIVE [28], se posicionan los parámetros para el motorreductor más óptimo para la aplicación (ver figura 25). También en la Tabla 4 se observan las diferentes opciones que arroja la página de SEW para el

motorreductor solicitado.

Figura 25

Motorreductor más óptimo

Nota. Tomado de: *Catálogo de motorreductores de engranajes de corriente alterna.* [28]. [Enlínea]. Disponible en: https://www.sew-eurodrive.com.co/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=es_ES&country=CO

Tabla 4

Catálogo de motorreductores de engranajes de corriente alterna

Resultados de la búsqueda

Denominación	Clase eficiente	P [kW]	na [1/min]	Ma [Nm]	i	fB	na2 [1/min]	Factor con duración cíclica	PLCM
S77DRN100L4	IE3	3	21	1040	85.22	1	1763	S1-100%	
S77cDRN100L4	IE3	3	21	1160	85.22	1.15	1763	S1-100%	
S77cDRN100L4	IE3	3	23	1030	75.2	1.25	1763	S1-100%	
S87DRN100L4	IE3	3	22	1170	81.76	1.35	1763	S1-100%	
S77DRN100L4	IE3	3	23	920	75.2	1.1	1763	S1-100%	
S77DRN100L4	IE3	3	18	1170	97.14	0.95	1763	S1-100%	
S87DRN100L4	IE3	3	20	1090	86.15	1.6	1763	S1-100%	
S77cDRN100L4	IE3	3	18	1320	97.14	1.05	1763	S1-100%	
S77DRN100L4	IE3	3.7	23	1140	75.2	0.9	1758	S1-100%	
S77cDRN100L4	IE3	3.7	23	1270	75.2	1	1758	S1-100%	

Nº de líneas: 10 |< < 1 2 3 4 5 ... 9 > >|

Nota. Tomado de: *Catálogo de motorreductores de engranajes de corriente alterna.* [28]. [Enlínea]. Disponible en: https://www.sew-eurodrive.com.co/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=es_ES&country=CO

4.1.8 Selección de cadenas

Ya definida la transmisión por cadenas se procede a seleccionar los elementos adecuados de tal forma que cumplan con las necesidades del sistema. Por lo tanto, con ayuda de la herramienta de selección de cadenas y sus componentes de SKF, se introducen los parámetros necesarios para esta aplicación para obtener las diferentes opciones que se encuentran en el

mercado y que satisfagan los requerimientos del diseño. Por lo tanto, se procede a introducir los parámetros en la herramienta de selección [29] mostrados en la figura 26.

Figura 26

Transmisión por cadena en 3 pasos

The screenshot shows the SKF chain drive design tool interface. It is divided into three steps: 1 Información, 2 Resultados, and 3 Detalles. The main area is titled "Herramienta de diseño de una transmisión por cadena en 3 pasos". It features a selection of chain types (BS and ANSI) and input fields for motor power, service factor, and velocities. A red box highlights the motor power and service factor fields. A blue box highlights the pinion tooth range and temperature fields. The interface includes buttons for "Abrir", "Guardar", "Reiniciar", and "Siguiente paso".

Nota. Herramienta SKF para el cálculo de los diseños de transmisión por cadenas. [29]. [En línea]. Disponible en: <https://www.skf.com/cl/support/engineering-tools/chain-drive-design-calculations>.

Los valores resaltados son los valores mínimos de entrada para la selección de la cadena. De esta forma:

- Recuadro verde: Corresponde al tipo de cadena que se desea emplear, para este caso específico se seleccionaron cadenas estándar, es decir, BS chain (standard) y ANSI chain (standard)
- El recuadro de rojo: Corresponde a la potencia que transmite el motor seleccionado, el factor de servicio y las velocidades de la catarina conductora y la catarina conducida.


El recuadro azul: Corresponde a un rango mínimo y máximo para el número de dientes de las catalinas y la condición de temperatura en la que estará sometida la cadena.

La potencia del motor seleccionado es de 3 kW (4.02 HP) a 22 rpm y puesto que la relación es 1:1, los rpm del piñón y el engranaje son las mismas al igual que la velocidad de las catarinas.

Para la selección de catarinas se requiere un número de dientes, como se puede observar en el siguiente catálogo de Dodge, el número de dientes mínimo es de 13 y se considera un máximo de 60 dientes como se muestra en la tabla 5.

Tabla 5

Valores de numero de dientes - Dodge



SELECTION

DODGE®

Easy Selection Table
RECOMMENDED SMALL SPROCKET

RPM of small Sprocket	Chain Size and No. of Teeth for Design HP											
	1/4	1/3	1/2	3/4	1	1 -1/2	2	3	4	5	6	7 -1/2
951-1000	35 17	35 17	35 17	35 17	35 17	35 17	35 17	35 23	40 17	40 17	40 20	40 24
17-22	50 13	50 14	60 13	60 19	80 13	80 17	100 13	100 17	120 13	120 16	140 13	140 16
12-16	50 15	60 13	60 18	80 13	80 16	100 13	100 16	120 14	120 18	140 15	140 17	160 15
8-11	60 14	60 18	80 13	80 18	100 13	100 17	120 14	140 13	140 17	160 15	160 18	180 18
5-7	80 13	80 13	100 13	100 13	100 18	120 17	140 14	180 15	180 14	200 13	200 15	240 13

Nota. Valores de número de dientes que se utilizan en las catarinas de transmisión según Dodge.

El factor de servicio se toma como 1.5 (ver figura 27) puesto que es probable que el material llegue contaminado a la máquina y puede generar vibraciones o impactos fuertes, por lo tanto, de acuerdo a SKF [29] el factor de servicio seleccionado corresponde a un motor eléctrico como fuente de potencia y clasificación de la carga como “impactos fuertes”.

Figura 27

Factores de servicio

Factores de servicio

Clasificación de la carga	Equipo conducido	Tipo de accionamiento principal		
		Motor eléctrico o Turbina	Motor de combustión interna > 6 cilindros, con volante motor o acoplamiento hidráulico	Motor de combustión interna < 6 cilindros, SIN volante motor o acoplamiento hidráulico
Carga uniforme	Agitadores; soplantes centrifugos; generadores; bombas centrifugas; cinta transportadora por correa con carga uniforme; cinta trasportadora por cadena con poca carga	<input type="radio"/> 1.0	<input type="radio"/> 1.0	<input type="radio"/> 1.2
Impactos moderados	Compresores centrifugos; hornos y secadores; cintas transportadoras y elevadores con fluctuaciones de carga medias e intermitentes; Secadores; Pulverizadores; equipos con cargas de impulso moderadas (máquinas herramienta para la industria papelera, textil)	<input type="radio"/> 1.3	<input type="radio"/> 1.2	<input type="radio"/> 1.4
Impactos fuertes	Equipos de prensado, construcción y minería; maquinaria alternativa (compresores, alimentadores alternativos, plataformas petrolíferas)	<input checked="" type="radio"/> 1.5	<input type="radio"/> 1.6	<input type="radio"/> 1.7
	Mezcladoras de caucho, líneas de rodillos, maquinaria con pares tanto de impacto elevado como reversibles	<input type="radio"/> 1.6	<input type="radio"/> 1.7	<input type="radio"/> 1.9

Nota. Determinación de Factor de Servicio de las cadenas según Tipo de accionamiento principal, Clasificación de carga y Equipo conducido [29].

Para la distancia entre centros mínima del diseño, según Koala se puede observar que el ancho más grande de llantas en el mercado industrial corresponde a 14.74 pulgadas [30], lo que son aproximadamente 375 mm. Con respecto a este valor, tomamos la referencia de la distancia entre centros un poco más de 2 veces del máximo de ancho de llanta, es decir, aproximadamente 800 mm (figura 24) o más. Se introducen los cálculos en el programa de selección de cadenas de SKF, de esta manera, se muestran diferentes opciones de cadenas. Se escoge una cadena simple ya que cumple con los requerimientos del sistema. Las características de la cadena seleccionada se encuentran en el anexo 4. Puesto que el diseño propuesto contiene 2 pares de catarinas a la misma distancia y la relación es 1:1, la opción seleccionada aplica para todos estos componentes en la transmisión.

La selección de la cadena que transmite desde el motor hasta el sistema de corte es similar, pero ajustando los valores correctos para la aplicación: La distancia desde el eje del motor reductor hasta el sistema de transmisión es de 90 cm, por todo lo demás, los valores se mantienen. En la tabla 6 se observan las diferentes opciones que arroja el software de selección de SKF que cumplen con los parámetros introducidos con anterioridad.

Tabla 6

SKF selección de cadenas

Tipo de cadena	Tamaño	Número de dientes del lado conductor (DR)	Número de dientes del lado conducido (DN)	Velocidad del lado conducido (DN) (rpm)	Potencia transferida (kW)	Velocidad de la cadena (m/s)	Distancia entre centros (mm)	Factor de servicio real	Índice de precios (%)
Cadena BS (Estándar)	24B-2 (38.1)	19	19	22	8.78	0.27	895.35	2.93	109.844
Cadena BS (Estándar)	24B-2 (38.1)	17	17	22	7.79	0.24	895.35	2.6	109.844
Cadena BS (Estándar)	24B-2 (38.1)	15	15	22	6.8	0.21	895.35	2.27	109.844
Cadena BS (Estándar)	24B-3 (38.1)	13	13	22	8.57	0.18	895.35	2.86	Bajo pedido
Cadena BS (Estándar)	24B-1 (38.1)	31	31	22	8.77	0.43	895.35	2.92	129.499
Cadena BS (Estándar)	24B-1 (38.1)	29	29	22	8.16	0.41	895.35	2.72	116.554
Cadena ANSI (estándar)	120 - 2 (38.1)	23	23	22	8.2	0.32	895.35	2.73	101.094
Cadena ANSI (estándar)	120 - 3 (38.1)	17	17	22	8.85	0.24	895.35	2.95	Bajo pedido
Cadena ANSI (estándar)	120 - 3 (38.1)	15	15	22	7.79	0.21	895.35	2.6	Bajo pedido
Cadena ANSI (estándar)	120 - 2 (38.1)	21	21	22	7.47	0.29	895.35	2.49	101.094
Cadena ANSI (estándar)	120 - 2 (38.1)	25	25	22	8.92	0.35	895.35	2.97	101.094
Cadena BS (Estándar)	16B-3 (25.4)	47	47	22	9	0.44	901.7	3	Bajo pedido
Cadena BS (Estándar)	16B-3 (25.4)	37	37	22	6.95	0.35	901.7	2.32	Bajo pedido
Cadena BS (Estándar)	16B-3 (25.4)	43	43	22	8.17	0.4	901.7	2.72	Bajo pedido
Cadena BS (Estándar)	16B-3 (25.4)	41	41	22	7.76	0.38	901.7	2.59	Bajo pedido
Cadena BS (Estándar)	16B-3 (25.4)	39	39	22	7.35	0.36	901.7	2.45	Bajo pedido
Cadena ANSI (estándar)	80 - 3 (25.4)	49	49	22	8.06	0.46	901.7	2.69	Bajo pedido
Cadena ANSI (estándar)	80 - 3 (25.4)	53	53	22	8.73	0.49	901.7	2.91	Bajo pedido
Cadena ANSI (estándar)	80 - 3 (25.4)	51	51	22	8.4	0.48	901.7	2.8	Bajo pedido
Cadena ANSI (estándar)	80 - 3 (25.4)	41	41	22	6.72	0.38	901.7	2.24	Bajo pedido
Cadena ANSI (estándar)	80 - 3 (25.4)	43	43	22	7.05	0.4	901.7	2.35	Bajo pedido

Nota.: El programa de selección de cadenas de SKF muestra las diferentes opciones que cumplen con los requerimientos [29].

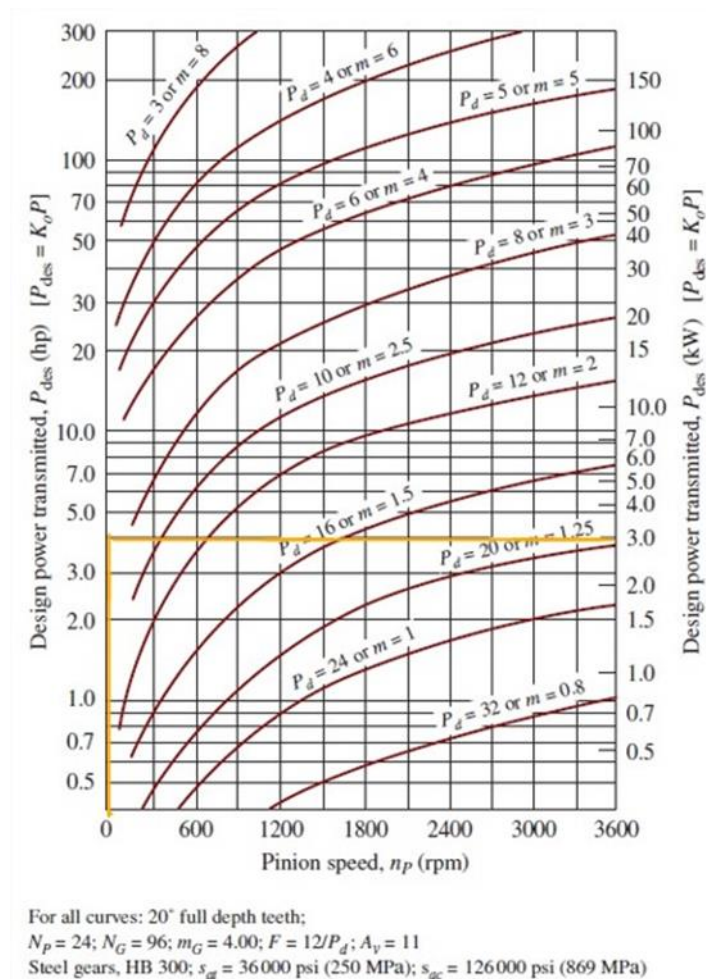
Se selecciona la cadena que mejor cumple con los requerimientos del sistema. Las características de la cadena para el motorreductor se encuentran en el anexo 4.

4.1.9 Selección de engranajes

Debido a que el sistema trabaja a 22 rpm y el motorreductor seleccionado es de 3 kW, con estos datos y de acuerdo a Mott [31] (figura 28) se puede estimar un módulo o paso diametral recomendado para el diseño de la transmisión por engranajes de la máquina, la cual se requiere para 4 HP. Se obtiene entonces valores recomendados de paso diametral $P_d=8$ o un módulo de $m=3$ o superior.

Figura 28

Módulos de engranajes



Nota. Gráfica que muestra los diferentes módulos de engranajes según la potencia y la velocidad a la que están sometidos [31].

Una vez definido una referencia de módulo o paso diametral, se opta por determinar el número de dientes y verificar la potencia que soporta y transmite el engranaje. También se define el ángulo de presión como $\phi=20^\circ$, que corresponde a uno de la lista de ángulos de presión estandarizados. Para la selección se usa el catálogo de Martin [32] el cual se encuentra en Sistema Inglés, por lo tanto, se determina un número de dientes con los siguientes valores de entrada: $P_d=6$, $\phi=20^\circ$ y $P \geq 4.02$ HP. Se selecciona un $P_d=6$, puesto que según el catálogo a $P_d=8$, no hay engranaje que soporte la carga adecuadamente. Se selecciona el engranaje de 48 dientes puesto que resiste más de 4 HP y además está disponible en el mercado como se muestra en la figura 30. También el proveedor especifica las dimensiones del engranaje seleccionado en la tabla 7.

Figura 29

Catálogo de Martin

<p style="text-align: center;">Capacidad de Potencia HP (Aprox.) de Engranajes Rectos</p> <p style="text-align: center;">Ángulo de Presión 20°</p>	
---	--

Para Servicio Clase I (Factor de Servicio = 1.0)

Paso Diametral 6

Ángulo de Presión 20°

Cara 2"

Número de Dientes	25 RPM		50 RPM		100 RPM		200 RPM		300 RPM		500 RPM		600 RPM		900 RPM		1200 RPM		1800 RPM		
	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	
11*	0.67		1.32		2.54		4.73		6.63		9.79		11.11		14.34		16.78		19.84		20.21
12*	0.79		1.56		3.00		5.59		7.84		11.58		13.14		16.96		19.80		23.16		23.91
13	0.93		1.82		3.50		6.52		9.15		13.51		15.34		19.80		23.16		27.91		27.91
14*	1.04		2.05		3.94		7.35		10.31		15.21		17.27		22.29		26.08		31.42		31.42
15*	1.17		2.30		4.43		8.24		11.56		17.07		19.37		25.01		29.26		35.25		35.25
16*	1.28		2.50		4.82		8.97		12.59		18.58		21.10		27.23		31.85		38.38		38.38
17	1.39		2.72		5.24		9.76		13.69		20.21		22.95		29.61		34.65				
18*	1.50		2.94		5.66		10.54		14.79		21.83		24.78		31.98		37.42				
19	1.61		3.16		6.09		11.34		15.91		23.49		26.66		34.41		40.26				
20	1.73		3.39		6.53		12.17		17.07		25.20		28.60		36.92		43.19				
21*	1.84		3.62		6.97		12.97		18.21		26.87		30.50		39.37		46.06				
22	1.96		3.85		7.41		13.80		19.37		28.59		32.45		41.88		49.00				
24*	2.19		4.29		8.26		15.38		21.57		31.85		36.15		46.65		54.59				
25	2.30		4.51		8.68		16.16		22.67		33.47		37.99		49.03						
26	2.42		4.74		9.13		17.00		23.86		35.22		39.97		51.59						
27*	2.54		4.98		9.59		17.86		25.06		37.00		41.99		54.20						
28	2.66		5.22		10.06		18.74		26.29		38.81		44.05		56.85						
30*	2.90		5.69		10.97		20.42		28.65		42.29		48.00		61.95						
32	3.15		6.17		11.89		22.14		31.07		45.86		52.06								
33*	3.27		6.42		12.36		23.02		32.31		47.69		54.13								
35	3.54		6.94		13.36		24.88		34.92		51.54		58.50								
36*	3.67		7.19		13.86		25.80		36.20		53.44		60.66								
40	4.21		8.25		15.89		29.58		41.51		61.27		69.54								
42*	4.46		8.75		16.85		31.38		44.03		64.99		73.77								
44	4.72		9.26		17.83		33.21		46.59		68.78		78.07								
45	4.85		9.52		18.33		34.13		47.89		70.70		80.25								
48*	5.27		10.33		19.90		37.05		51.98		76.73										
50	5.51		10.81		20.83		38.78		54.42		80.32										

Nota. Catálogo de Martin que muestra la potencia en HP que resisten los engranajes según su número de dientes, módulo, ángulo de presión estándar (20°), velocidad en rpm y un factor de servicio de 1 [32].

Tabla 7

Características de engranaje

Acero

Número de Dientes	Número de Parte	Ángulo de Presión	Diámetro		Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
			Paso	Exterior		Piloto	Máx.*	Diámetro	Proy.	
11	TS611†	20	2.000	2.333	B	1	1	1-1/2	7/8	1.6
12	TS612	20	2.000	2.333	B	1	1	1-1/2	7/8	1.6
14	TS614	20	2.333	2.666	B	1	1	1-13/16	7/8	2.4
15	TS615	20	2.500	2.833	B	1	1-1/4	2	7/8	2.9
16	TS616	20	2.666	3.000	B	1	1-5/16	2-1/8	7/8	3.4
18	TS618	20	3.000	3.333	B	1	1-1/2	2-1/2	7/8	4.6
21	TS621	20	3.500	3.833	B	1	1-7/8	3	7/8	6.6
24	TS624	20	4.000	4.333	B	1-1/8	1-7/8	3	7/8	8.1
27	TS627	20	4.500	4.833	B	1-1/8	2-1/8	3-1/2	7/8	10.6
30	TS630	20	5.000	5.333	B	1-1/8	2-1/2	4	7/8	13.4
33	TS633	20	5.500	5.833	B	1-1/8	2-1/2	4	1-1/2	17.8
36	TS636	20	6.000	6.333	B	1-1/8	2-1/2	4	1-1/2	20.4
42	TS642	20	7.000	7.333	B	1-1/8	2-1/2	4	1-1/2	26.2
48	TS648	20	8.000	8.333	B	1-1/8	2-1/2	4	1-1/2	32.8
54	TS654	20	9.000	9.333	B	1-1/8	2-1/2	4	1-1/2	40.4
60	TS660	20	10.000	10.333	B	1-1/4	2-11/16	4-5/8	1-1/2	50.0
64	TS664	20	10.666	11.000	B	1-1/4	2-11/16	4-5/8	1-1/2	56.5
66	TS666	20	11.000	11.333	B	1-1/4	2-11/16	4-5/8	1-1/2	59.8
72	TS672	20	12.000	12.333	B	1-1/4	2-11/16	4-5/8	1-1/2	70.0
84	TS684	20	14.000	14.333	B2	1-1/4	2-13/16	5	1-1/2	42.8
96	TS696	20	16.000	16.333	B2	1-1/4	2-13/16	5	1-1/2	46.0
108	TS6108	20	18.000	18.333	B2	1-1/4	2-13/16	5	1-1/2	48.8
120	TS6120	20	20.000	20.333	B2	1-1/4	2-13/16	5	1-1/2	51.3

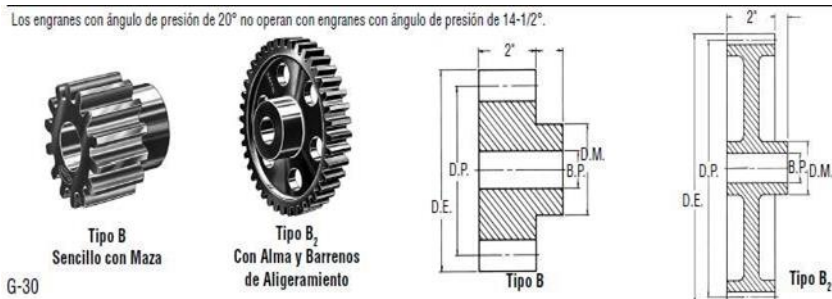
* Barreno máximo recomendado con cuñero y opressor.

† Diámetro de paso alargado con forma especial del diente.

Nota. El renglón sombreado corresponde a las características del engranaje seleccionado anteriormente [32].

Figura 30

Engranajes



Nota. Características físicas de los engranajes seleccionados con anterioridad, para este caso en específico el engranaje seleccionado es de tipo B con una manzana de 1½ in.

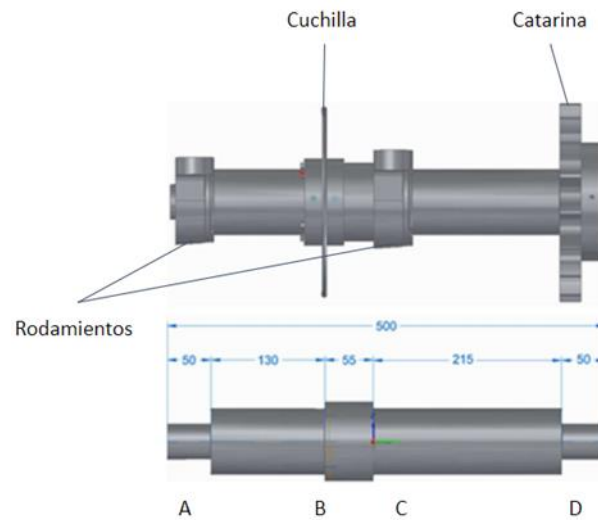
4.1.10 Longitud de los ejes

Una vez descrita la aplicación de la máquina y los componentes de la misma, se procede a determinar la longitud de los ejes. Se posicionan los elementos descritos anteriormente en los ejes dejando el espacio suficiente para cada elemento y las distancias adecuadas para coincidir con el resto de los ejes y la transmisión. Como se muestra a continuación:

- Eje 1: Los componentes que se posicionan en este primer eje son la catarina de transmisión, los dos cojinetes que soportan el eje y la cuchilla de corte. Como se muestra en la figura 31.

Figura 31

Eje 1

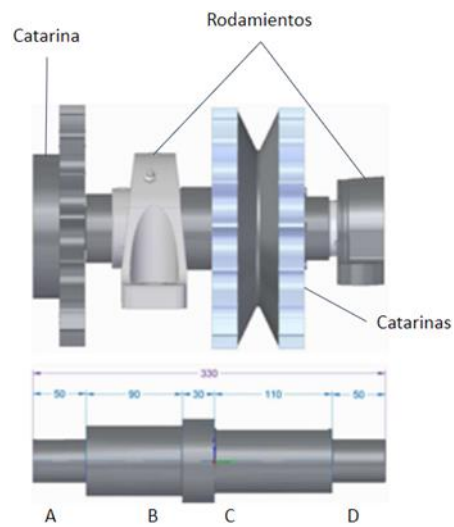


Nota. Longitud del eje 1

- Eje 2: Los componentes que se posicionan en segundo primer eje son la catarina de transmisión, los dos cojinetes que soportan el eje y las dos ruedas dentadas o catarinas que se encargan de empujar la llanta hacia la cuchilla. Como se muestra en la figura 32.

Figura 32

Eje 2

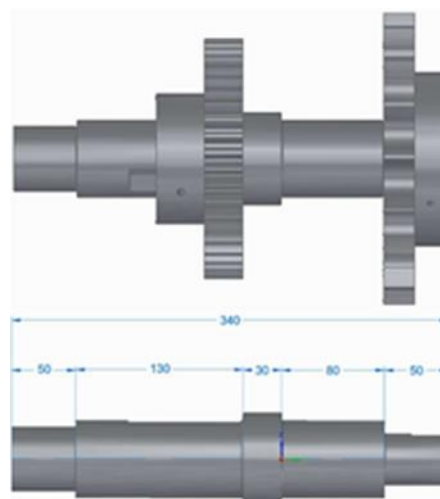


Nota. Longitud del eje 2

- Eje 3: Los componentes que se posicionan en este tercer eje son la catarina de transmisión al eje 1, los dos cojinetes que soportan el eje y el piñón. Como se muestra en la figura 33.

Figura 33

Eje 3

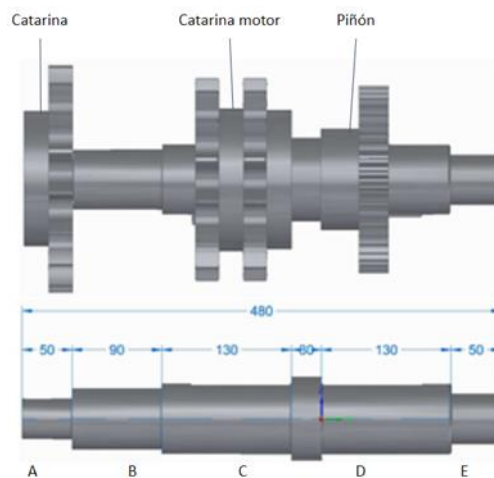


Nota. Longitud del eje 3

- Eje 4: Los componentes que se posicionan en este cuarto eje son la catarina de transmisión al eje 2, los dos cojinetes soportan el eje, el piñón y la catarina que está conectada al motor como se observa en la figura 34.

Figura 34

Eje 4



Nota. Longitud del eje 4

4.2 Diseño de ejes

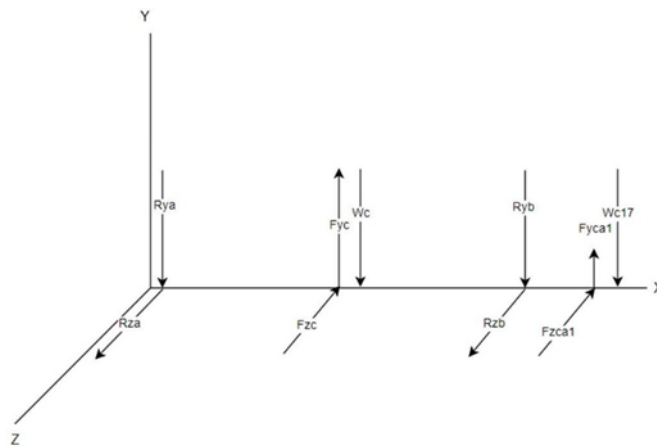
4.2.1 Diseño eje 1

Una vez determinada la longitud total de los ejes y las distancias de los componentes caracterizados con anterioridad, se procede a realizar el diseño de los ejes siguiendo la metodología de Shigley [33] y utilizando específicamente el criterio a fatiga de Goodman. De igual forma, se determinó el factor de diseño de los ejes como 2.4 puesto que se trabaja con un diseño de elemento de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño [31].

Se determinan las distancias a la mitad del elemento y se realiza el diagrama de cuerpo libre. La figura 35 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje analizado en los planos XY y XZ.

Figura 35

Diagrama de cuerpo libre del eje 1



Nota. Diagrama de cuerpo libre del eje 1, se tienen en cuenta los planos XY y XZ y las fuerzas aplicadas en estos planos. También se consideran los pesos de los elementos.

Los valores de las fuerzas que actúan sobre el eje corresponden a:

$$\begin{array}{ll} F_{yc} = 7738.4 \text{ N} & F_{zca_1} = 100.32 \text{ N} \\ F_{zc} = 2471.75 \text{ N} & W_{C_{17}} = 94.27 \text{ N} \\ F_{yca_1} = 9740.204 \text{ N} & W_C = 24.78 \text{ N} \end{array}$$

Donde:

F_{yc} = Es la fuerza de corte en la componente Y, determinada en la simulación de la figura 22

F_{zc} = Es la fuerza de corte en la componente Z, determinada en la simulación de la figura 21 dividida entre 2 ya que en este punto la mitad del torque es recibido por la cuchilla y la otra por las catarinas del eje 2

F_{yca_1} = Es la fuerza aplicada en la catarina en la componente Y

F_{zca_1} = Es la fuerza aplicada en la catarina en la componente Z

W_C = Es el peso de la cuchilla

$W_{C_{17}}$ = Es el peso de la catarina de 17 dientes

Se realiza la sumatoria de fuerzas en los planos XY y XZ y se determinan las reacciones en los cojinetes

$$R_{A_{xy}} = -3853.75 \text{ N}$$

$$R_{C_{xy}} = -3863.92 \text{ N}$$

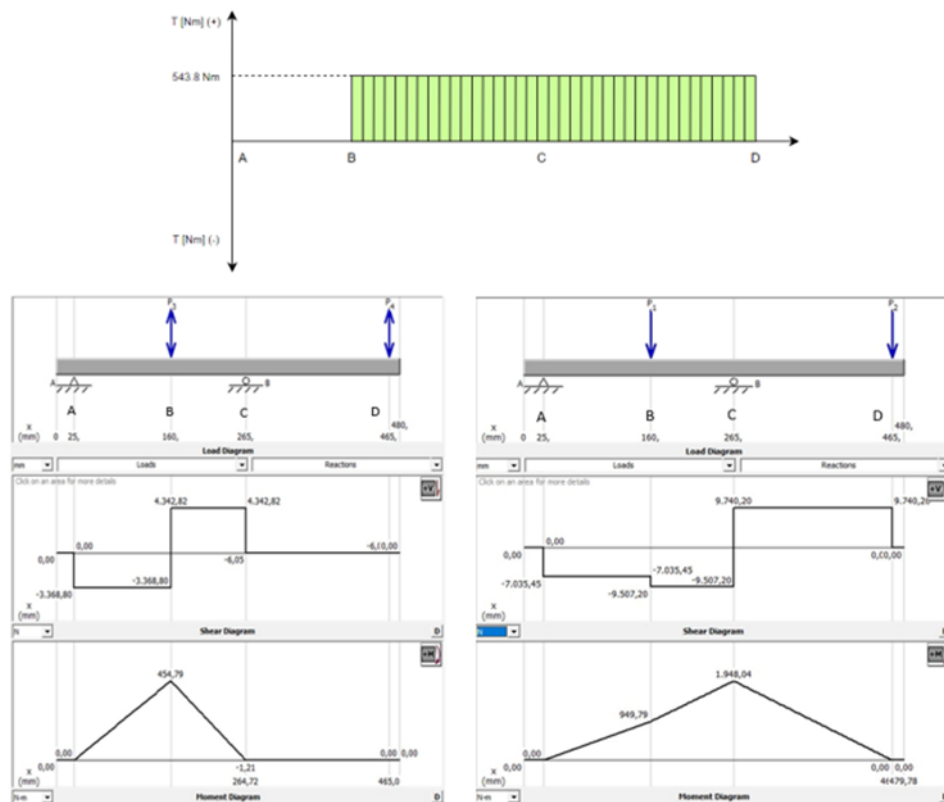
$$R_{A_{xz}} = -2073.3 \text{ N}$$

$$R_{C_{xz}} = 14285.25 \text{ N}$$

Después de obtener la dirección de las fuerzas en el diagrama de cuerpo libre, se procede a crear los diagramas de fuerza cortante y momento flector. Con respecto al diagrama de momento torsor, el torque total de 1087.57 Nm es repartido entre los ejes 1 y 2. Por lo que el torsor total en el eje 1 es de 543.8 Nm, como se muestra en la figura 36.

Figura 36

Diagramas de momento flector



Nota: Diagrama de momento torsor, cortante y momento flector del eje 1 en el plano XY a la izquierda y en el plano XZ a la derecha

Se determina el momento resultante en cada uno de los puntos críticos del eje:

$$M_A = 0$$

$$M_B = \sqrt{(M_{B_{xy}})^2 + (M_{B_{xz}})^2}$$

$$M_B = \sqrt{(454.79 \text{ Nm})^2 + (949.79 \text{ Nm})^2}$$

$$M_B = 1053.06 \text{ Nm}$$

$$M_C = \sqrt{(M_{C_{xy}})^2 + (M_{C_{xz}})^2}$$

$$M_C = \sqrt{(1.21 \text{ Nm})^2 + (1948.04 \text{ Nm})^2}$$

$$M_C = 1948.04 \text{ Nm}$$

$$M_D = 0$$

Ya calculados los momentos resultantes, se determina el diámetro de cada uno de los puntos del eje teniendo en consideración el criterio de Goodman de acuerdo con la siguiente ecuación [33]. Se inicia por calcular el diámetro en el punto más crítico.

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

Donde,

d = diámetro del eje

n = factor de diseño

S_e = límite de resistencia a la fatiga por en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso

K_f = factor de concentración del esfuerzo por fatiga

M_a = momento alternante

K_{f_s} = factor de concentración del esfuerzo por torsión

T_a = troque alternante

S_{ut} = esfuerzo último a la tensión del material

M_m = momento medio

T_m = torque medio

En los puntos B y C en la figura 36, $M_m = T_a = 0$, por lo tanto, la ecuación se reduce a:

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

De este modo, se inicia por determinar el diámetro en el punto donde ocurre el momento máximo, que en este eje es el punto B, donde se encuentra el cojinete. Se procede a seleccionar

un acero común para ejes: El acero 4140 es utilizado en aplicaciones donde los esfuerzos son altos por lo que es apropiado para este caso y en los próximos ejes también.

Tabla 8

Propiedades mecánicas del acero AISI 4140 normalizado a 870°C

Physical Properties		Metric
Density		7.85 g/cc
Mechanical Properties		Metric
Hardness, Brinell		235
Hardness, Knoop		259
Hardness, Rockwell B		97
Hardness, Rockwell C		21
Hardness, Vickers		247
Tensile Strength, Ultimate		807 MPa
Tensile Strength, Yield		689 MPa
Elongation at Break		23 %
Reduction of Area		65 %
Modulus of Elasticity		205 GPa
Bulk Modulus		160 GPa
Poissons Ratio		0.29
Machinability		65 %
Shear Modulus		80.0 GPa
Izod Impact		135 J

Nota. Propiedades mecánicas del acero AISI 4140 normalizado a 870°C.
Tomado de: Ficha técnica del material Acero inoxidable 304.[34]. [En línea].
 Disponible en:
<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=5d6e201518a3402b85f5229afc53bb04&ckck=1>

Se lleva a cabo la primera estimación del diámetro más pequeño en el punto B considerando un filete de hombro agudo (tabla 9), por lo tanto, según Shigley [33]:

Tabla 9

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentrador de esfuerzos K_t y K_{t_s}

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.14	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Nota. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentrador de esfuerzos K_t y K_{t_s} [33].

Para la primera iteración se asume $K_t = K_f$ y $K_{t_s} = K_{f_s}$. El límite de resistencia a la fatiga se determina como $S_e' = 0.5 S_{ut}$ puesto que el esfuerzo último a la tensión es menor a 1400 MPa, entonces $S_e' = 0.5(807 \text{ MPa})$. De este modo, se empiezan a determinar los factores que modifican el límite de la resistencia a la fatiga descritos en la ecuación de Marin [33]:

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

Donde

k_a = factor de modificación por la condición superficial

k_b = factor de modificación por el tamaño

k_c = factor de modificación por la carga

k_d = factor de modificación por la temperatura

k_e = factor de modificación por la confiabilidad

k_f = factor de modificación por efectos varios

S_e' = límite de resistencia a la fatiga en viga giratoria

S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso

Factor de modificación por la condición superficial

$$k_a = a S_{ut}^b$$

Tabla 10

Parámetros en el factor de la condición superficial Marin

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

Nota. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin [33].

De esta forma se calcula k_a

$$k_a = 4.51(807 \text{ MPa})^{-0.265} = 0.765$$

Factor de modificación por la carga

$$k_c = 1$$

El factor de modificación de carga es igual a uno (1) en condición de flexión según la consideración de Shigley [33], debido a que en este sistema no existen cargas axiales en los ejes, solo torsión y flexión.

Factor de modificación por la temperatura

Tabla 11

Efecto de la temperatura de operación

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

Nota. Efecto de la temperatura de operación [33].

$$k_d = 1$$

Factor de modificación por la confiabilidad

Tabla 12

Factor de modificación por confiabilidad

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

Nota. Factores de confiabilidad estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga [33].

La confiabilidad asignada para este diseño es de 95%. Por lo tanto, el $k_e = 0.868$, según la tabla. Los demás factores, como el factor de modificación por el tamaño se asumen como 1 para la primera iteración del diámetro del eje, según lineamientos propuestos por Shigley [33]. El factor de efectos varios también se asume como 1. Se calcula el límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = k_a k_e S'_e = 0.765 \cdot 0.868 \cdot 0.5(807 \text{ MPa}) = 268.05 \text{ MPa}$$

Se reemplazan los valores a la ecuación y se obtiene:

$$d_c = \left\{ \frac{16 \cdot 2.4}{\pi} \left(\frac{2 (2.7 \cdot 1948.04 \text{ Nm})}{268.05 \times 10^6 \text{ Pa}} + \frac{[3 (2.2 \cdot 543.75 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{807 \times 10^6 \text{ Pa}} \right) \right\}^{1/3} = 0.07538 \text{ m}$$

Se utiliza una relación típica de hombro de $D/d = 1.2$, y la relación $r/d = 0.02$. Por lo que, el radio de la muesca es $r = 0.02 \cdot d = 0.02 \cdot 0.07538 \text{ m} = 1.5 \text{ mm}$

Con la primera iteración del diámetro, se puede calcular el k_b real [33]:

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

La primera iteración del diámetro está entre 51 mm y 254 mm, por lo tanto:

$$k_b = 1.51 \cdot 0.07538 \text{ m}^{-0.157} = 0.766$$

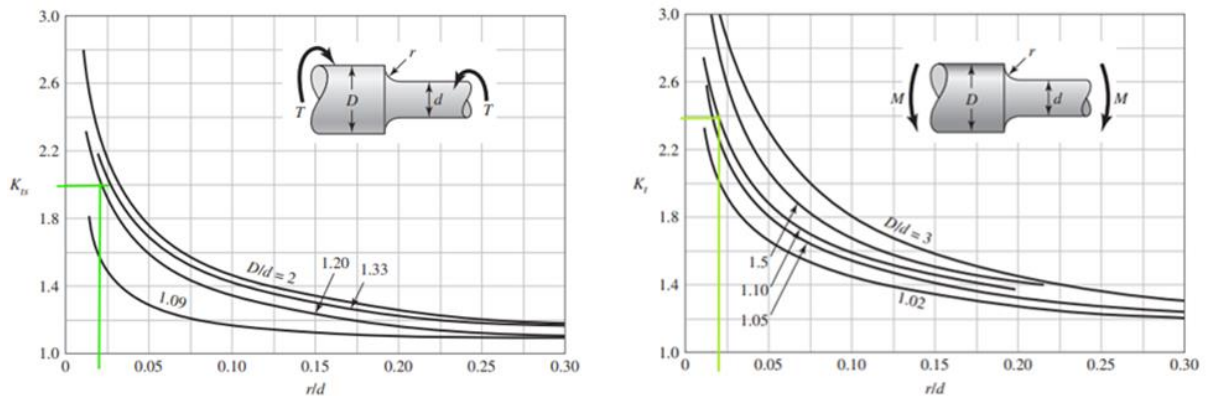
De esta manera, se recalcula el límite de la resistencia a la fatiga de nuevo:

$$S_e = 0.765 \cdot 0.766 \cdot 0.868 \cdot 0.5(807 \text{ MPa}) = 246.74 \text{ MPa}$$

Con la relación $D/d = 1.2$ y $r/d = 0.02$, se determinan los factores de concentración de esfuerzos K_t y K_{t_s} real.

Figura 37

Ejes redondos

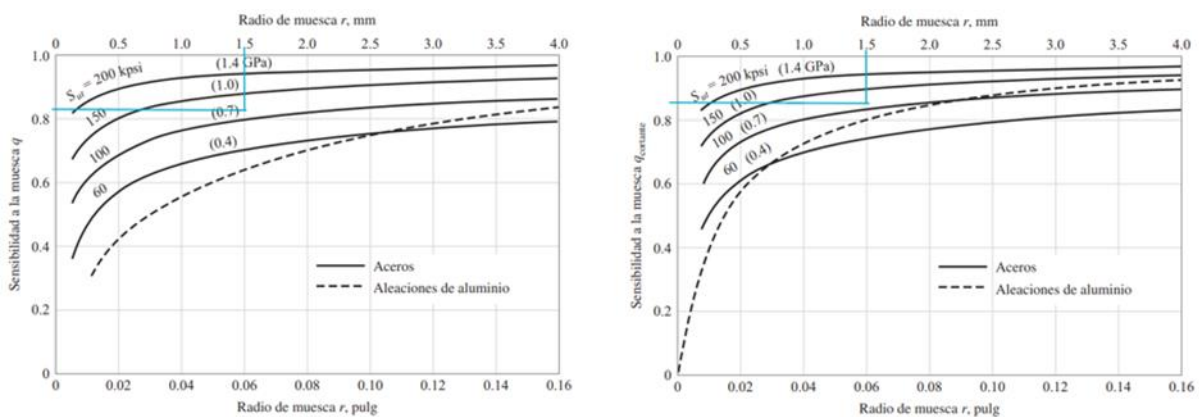


Nota. Eje redondo con filete de hombro en torsión y flexión, determinación del K_t y K_{t_s} real por método gráfico [33]

De manera que, $K_{t_s} = 1.79$ y $K_{t_s} = 2.05$. Con el valor del radio de la muesca $r = 1.5\text{mm}$, se determina la sensibilidad de la muesca a flexión y torsión inversa:

Figura 38

Sensibilidad a la muesca



Nota. Sensibilidad a la muesca a flexión y torsión, determinación de q y q_s por método gráfico [33].

De manera que, $q = 0.85$ y $q_s = 0.83$ y se calculan los K_f y K_{f_s} reales:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.85(1.79 - 1) \quad K_{f_s} = 1 + q_s(K_{t_s} - 1) = 1 + 0.83(2.05 - 1)$$

$$K_f = 1.892 \quad K_{f_s} = 1.655$$

Se recalcula el diámetro del eje:

$$d_c = \left\{ \frac{16 \cdot 2.4}{\pi} \left(\frac{2 (1.9 \cdot 516.23 \text{ Nm})}{246.74 \times 10^6 \text{ Pa}} + \frac{[3 (1.66 \cdot 543.75 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{807 \times 10^6 \text{ Pa}} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d_c = 0.0729 \text{ m}$$

Se lleva el valor del eje a un diámetro normalizado [33]. De esta forma $d_c = 0.075 \text{ m}$

Se verifica si esta estimación de diámetro es la adecuada cumpliendo con el factor de diseño que se estipuló anteriormente según la teoría de la falla por energía de distorsión, de esta manera, los esfuerzos combinados de Von Mises para ejes giratorios, redondos y solidos sin tener en cuenta las cargas axiales son:

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

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

Debido a que $M_m = T_a = 0$, las ecuaciones se reducen y se calculan:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 = \left(\frac{32 \cdot 1.9 \cdot 516.23 \text{ Nm}}{\pi (0.075 \text{ m})^3} \right)^2 = 89.01 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2} = \sqrt{3 \left(\frac{16 \cdot 1.66 \cdot 543.75 \text{ Nm}}{\pi (0.075 \text{ m})^3} \right)^2} = 17.5 \text{ MPa}$$

Se aplica el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{89.01 \text{ MPa}}{246.74 \text{ MPa}} + \frac{17.5 \text{ MPa}}{807 \text{ MPa}} = 0.3824$$

$$n = \frac{1}{0.3680} = 2.61$$

El diámetro cumple puesto que $n \geq 2.4$. Ahora, verificando la fluencia:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} = \frac{689 \text{ MPa}}{89.01 \text{ MPa} + 17.5 \text{ MPa}} = 6.47$$

El diámetro del hombro se determina con la relación $D/d = 1.2$, por lo que el hombro siguiente al diámetro de 75 mm del rodamiento 2 es 90 mm. De esta manera y cumpliendo con la relación

de D/d , entonces $d_B = 75 \text{ mm}$, por lo que, se calcula la cuña el punto B con un factor de seguridad $n = 2$. Se utiliza este factor de seguridad en la cuña ya que debe ser menor que el factor de seguridad del eje, de forma que, falle primero la cuña y no el eje. En la siguiente figura se muestran las diferentes cuñas estandarizadas dependiendo de un rango de diámetro de ejes, por lo tanto:

Tabla 13

Referencia de diámetros

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

Nota. Referencia de diámetros estándar de cuñas y cuñeros [33].

La fuerza en la superficie del eje es:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{543.75 \text{ Nm}}{0.075 \text{ m/2}} = 13466.66 \text{ N}$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante con una cuña de material AISI 1020 es:

$$S_{sy} = 0.577S_y = 0.577 \cdot 350 \times 10^6 \text{ Pa} = 201950000 \text{ Pa}$$

Por lo que la longitud de la cuña es:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{t l}$$

$$l = \frac{F n}{t S_y} = \frac{13466.66 \text{ N} \cdot 2}{\frac{3}{4} \cdot (25.4 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 201950000 \text{ Pa}} = 0.007 \text{ m} = 7 \text{ mm}$$

Ahora, se determinan los diámetros en los puntos donde $M_a = T_m = M_m = 0$, que corresponden a los puntos A y D en el diagrama de momento. De esta forma, la ecuación para determinar el diámetro en el punto A y D es:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{[3 (K_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3}$$

En el punto D se encuentra la catarina que va conectada a la cadena que transmite el torque, en este punto se opta como cuñero fresado para la primera iteración del diámetro.

Tabla 14

Estimaciones primeras iteraciones

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.14	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Nota. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentrador de esfuerzos K_{ts} [33].

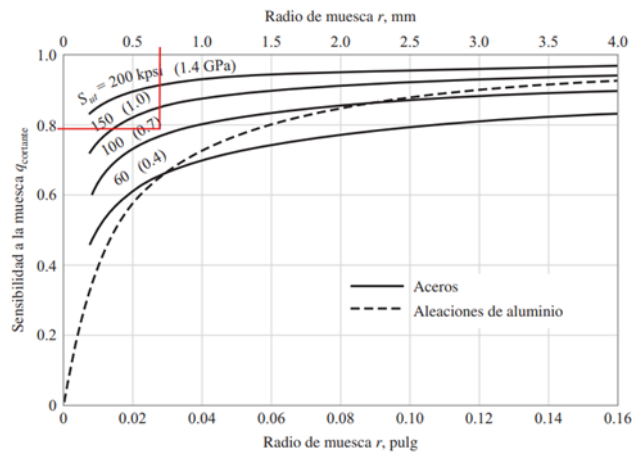
Para la primera iteración se asume $K_{ts} = K_{fs}$ y se calcula el diámetro:

$$d_D = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{[3 (3 \cdot 543.75 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{807 \text{ MPa}} \right) \right\}^{1/3} = 0.034 \text{ m}$$

Por lo que el radio de la muesca es $r = 0.68 \text{ mm}$, este valor la relación $r/d = 0.02$, se determinan la sensibilidad a la muesca a torsión inversa. Puesto que el concentrador de esfuerzos es cuñero fresado, el K_{fs} se mantiene.

Figura 39

Sensibilidad a la muesca o torsión inversa



Nota. Sensibilidad a la muesca a torsión inversa, determinación de K_{fs} por método gráfico [33].

De manera que, $q_s = 0.79$ y se calculan el factor K_{fs} real:

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) = 1 + 0.79(3 - 1) = 2.58$$

Con la primera iteración del diámetro, se puede calcular el k_b real. La primera iteración del diámetro está entre 2.79 mm y 51 mm, por lo tanto:

$$k_b = 1.24 \cdot 0.034m^{-0.107} = 0.85$$

Se recalcula el límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = 0.765 \cdot 0.85 \cdot 0.868 \cdot 0.5(807 MPa) = 227.82 MPa$$

De esta forma, se recalcula el diámetro real en el punto A.

$$d_A = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{[3(3 \cdot 543.75 Nm)^2]^{1/2}}{807 MPa} \right) \right\}^{1/3} = 0.0324mm$$

Según la tabla A-17 se aumenta el diámetro obtenido a un valor normalizado, por lo tanto, $d_A = 40mm$. Se verifica si esta estimación de diámetro es la adecuada cumpliendo con el factor de diseño 2.4. Debido a que $M_m = T_a = M_a = 0$, las ecuaciones se reducen y se calculan:

$$\sigma'_m = \sqrt{3 \left(\frac{16K_f T_m}{\pi d^3} \right)^2} = \sqrt{3 \left(\frac{16 \cdot 3 \cdot 543.75 \text{ Nm}}{\pi (0.04 \text{ m})^3} \right)^2} = 179.58 \text{ MPa}$$

Se aplica el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{179.58 \text{ MPa}}{807 \text{ MPa}} = 0.2225$$

$$n = \frac{1}{0.2225} = 4.5$$

El diámetro cumple puesto que $n \geq 2.4$. Ahora, verificando la fluencia:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} = \frac{689 \text{ MPa}}{179.58 \text{ MPa}} = 3.84$$

Se calcula la longitud cuña el punto D con un factor de seguridad $n = 2$ y considerando una cuña cuadrada de 3/8" de acuerdo a la tabla 12. La fuerza en la superficie del eje es:

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{543.75 \text{ Nm}}{0.04 \text{ m}/2} = 25250 \text{ N}$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante con una cuña de material AISI 1020 es:

$$S_{sy} = 0.577S_y = 0.577 \cdot 350 \times 10^6 \text{ Pa} = 201950000 \text{ Pa}$$

Por lo que la longitud de la cuña es:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{tl}$$

$$l = \frac{F n}{t S_y} = \frac{25250 \text{ N} \cdot 2}{\frac{3}{8} \cdot (25.4 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 201950000 \text{ Pa}} = 0.002625 \text{ m} = 26.25 \text{ mm}$$

Finalmente, los diámetros en el eje 1 son:

$$D_{A_1} = 40 \text{ mm}$$

$$D_{C_1} = 75 \text{ mm}$$

$$D_{B_1} = 75 \text{ mm}$$

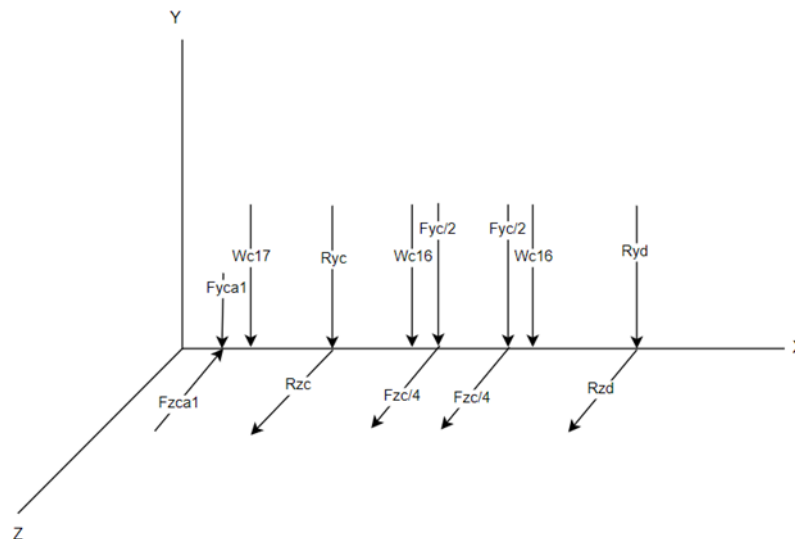
$$D_{D_1} = 60 \text{ mm}$$

4.2.2 Diseño de eje 2

Se determinan las distancias a la mitad del elemento y se realiza el diagrama de cuerpo libre como se muestra en la figura 40:

Figura 40

Diagrama de cuerpo libre del eje 2



Nota: Diagrama de cuerpo libre del eje 2, se tienen en cuenta los planos XY y XZ y las fuerzas aplicadas en esos planos. También se consideran los pesos de los elementos

De esta manera, la magnitud las fuerzas aplicadas en el eje 2 son:

$$\begin{array}{ll}
 F_{yc}/2 = 3869.2 \text{ N} & F_{zca_1} = 100.32 \text{ N} \\
 F_{zc}/4 = 1235.87 \text{ N} & W_{C_{17}} = 94.27 \text{ N} \\
 F_{yca_1} = 9740.204 \text{ N} & W_{C_{16}} = 87.6 \text{ N}
 \end{array}$$

Donde:

$F_{yc}/2$ = Es la fuerza de corte en la componente Y, determinada en la simulación dividida entre 2 ya que en este punto la fuerza vertical se reparte entre las 2 catarinas del eje 2 que se encargan de introducir el material hacia la cuchilla.

$F_{zc}/4$ = Es la fuerza de corte en la componente Z, determinada en la simulación dividida entre 4

F_{yca_1} = Es la fuerza aplicada en la catarina en la componente Y

F_{zca_1} = Es la fuerza aplicada en la catarina en la componente Z

$W_{C_{17}}$ = Es el peso de la catarina de 17 dientes

$W_{C_{16}}$ = Es el peso de la catarina de 16 dientes

Se realiza la sumatoria de fuerzas en los planos XY y XZ y se determinan las reacciones en los cojinetes:

$$R_{C_{xy}} = 4398.54 \text{ N}$$

$$R_{D_{xy}} = 3709.65 \text{ N}$$

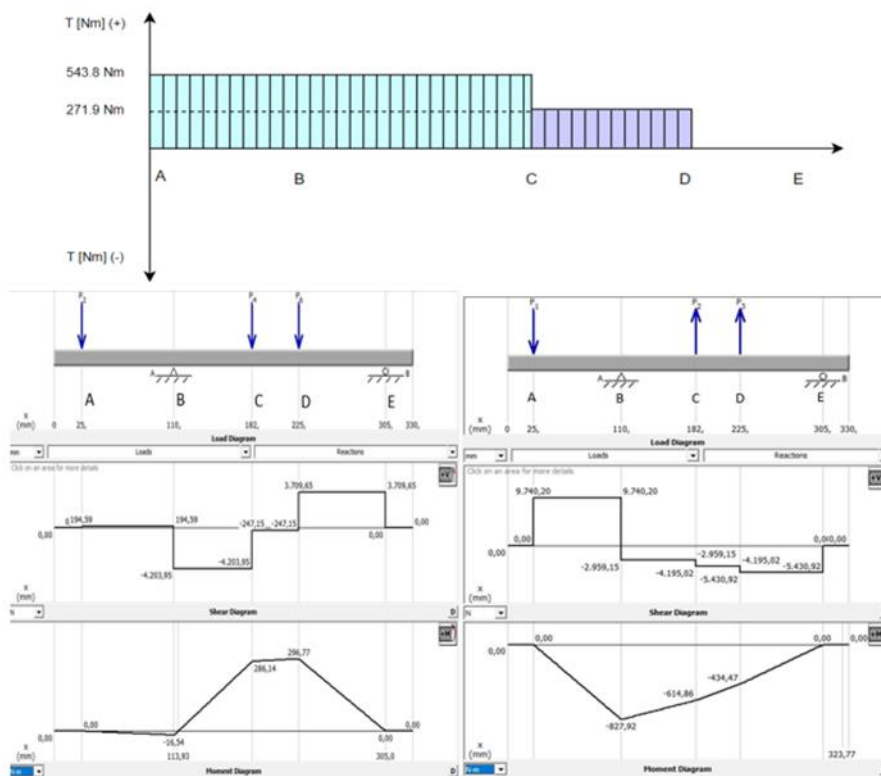
$$R_{C_{xz}} = 12699.35 \text{ N}$$

$$R_{D_{xz}} = 5430.92 \text{ N}$$

Después de obtener la dirección de las fuerzas en el diagrama de cuerpo libre, se procede a crear los diagramas de fuerza cortante y momento flector como se muestra en la figura 40.

Figura 41

Diagramas de fuerza constante



Nota: Diagrama de momento torsor, fuerza cortante y momento flector del eje 2 a la izquierda en el plano XY y a la derecha en el plano XZ

Se determina el momento resultante en cada uno de los puntos del eje:

$$\begin{array}{ll}
M_A = 0 & M_C = 678.18 \text{ Nm} \\
M_B = \sqrt{(-16.54 \text{ Nm})^2 + (-827.92 \text{ Nm})^2} & M_D = \sqrt{(296.77 \text{ Nm})^2 + (-464.47 \text{ Nm})^2} \\
M_B = 828.1 \text{ Nm} & M_D = 551.18 \text{ Nm} \\
M_C = \sqrt{(286.14 \text{ Nm})^2 + (-614.86 \text{ Nm})^2} & M_E = 0
\end{array}$$

En los puntos B, C y D en la figura 41, $M_m = T_a = 0$, por lo tanto la ecuación se reduce:

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

Se lleva a cabo la primera estimación del diámetro pequeño en el punto B considerando un filete de hombro agudo, por lo tanto, para la primera iteración se asume $K_t = K_f = 2.7$ y $K_{t_s} = K_{f_s} = 2.2$. El límite de resistencia a la fatiga se determina como $S_e = 0.5 S_{ut}$ puesto que el esfuerzo último a la tensión es menor a 1400 MPa , entonces $S_e = 0.5(807 \text{ MPa})$. Los factores tomados para calcular el eje 1 se aplican en el cálculo del eje 2. Se calcula el límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a k_e S'_e = 0.765 \cdot 0.868 \cdot 0.5(807 \text{ MPa}) = 268.05 \text{ MPa}$$

Se reemplazan los valores a la ecuación y se obtiene:

$$d_B = \left\{ \frac{16 \cdot 2.4}{\pi} \left(\frac{2 (2.7 \cdot 828.1 \text{ Nm})}{268.05 \times 10^6 \text{ Pa}} + \frac{[3 (2.2 \cdot 543.75 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{807 \times 10^6 \text{ Pa}} \right) \right\}^{1/3} = 0.05836 \text{ m}$$

Se utiliza una relación típica de hombro de $D/d = 1.2$, y la relación $r/d = 0.02$. Por lo que, el radio de la muesca es $r = 0.02 \cdot d = 0.02 \cdot 0.05836 \text{ m} = 1.4 \text{ mm}$. Con la primera iteración del diámetro que está entre 51 mm y 254 mm , se puede calcular el k_b real

$$k_b = 1.51 \cdot 0.05836 \text{ m}^{-0.157} = 0.7974$$

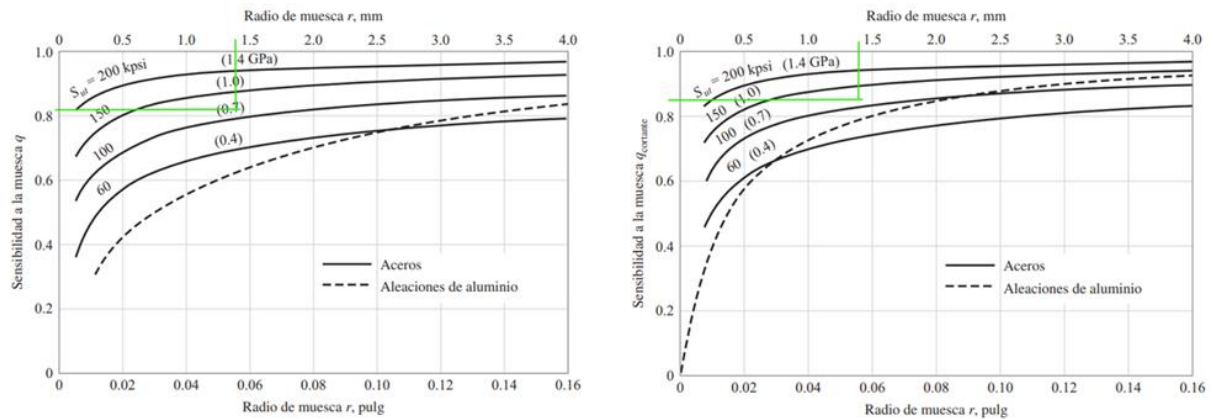
De esta manera, se recalcula el límite de la resistencia a la fatiga

$$S_e = 0.765 \cdot 0.7974 \cdot 0.868 \cdot 0.5(807 \text{ MPa}) = 205.035 \text{ MPa}$$

Con la relación $D/d = 1.2$ y $r/d = 0.02$, se determina el K_t y el K_{t_s} real como en la figura_, por lo tanto, $K_{t_s} = 2.4$ y $K_t = 2$. Con el valor del radio de la muesca $r = 1.4 \text{ mm}$, se determina la sensibilidad de la muesca a flexión y torsión inversa como se muestra en la figura 42.

Figura 42

Sensibilidad a la muesca a flexión y torsión



Nota: Sensibilidad a la muesca a flexión y torsión, determinación de q y q_s por método gráfico [33].

De manera que, $q = 0.82$ y $q_s = 0.86$ y se calculan los K_f y K_{f_s} reales

$$\begin{aligned}
 K_f &= 1 + q(K_t - 1) & K_{f_s} &= 1 + q_s(K_{t_s} - 1) \\
 K_f &= 1 + 0.82(2.4 - 1) & K_{f_s} &= 1 + 0.86(2 - 1) \\
 K_f &= 2.162 & K_{f_s} &= 1.8
 \end{aligned}$$

Se recalcula el diámetro del eje:

$$d_B = \left\{ \frac{16 \cdot 2.4}{\pi} \left(\frac{2(1.9 \cdot 828.1 \text{ Nm})}{246.74 \times 10^6 \text{ Pa}} + \frac{[3(1.66 \cdot 543.75 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{807 \times 10^6 \text{ Pa}} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d_B = 0.0618 \text{ m}$$

Se lleva el valor del eje a un diámetro normalizado. De esta forma $d_c = 0.065 \text{ m}$. Se verifica si esta estimación de diámetro es la adecuada cumpliendo con el factor de diseño 2.4

$$\sigma'_a = \left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 = \left(\frac{32 \cdot 2.162 \cdot 828.1 \text{ Nm}}{\pi (0.065 \text{ m})^3} \right)^2 = 66 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3 \left(\frac{16K_{f_s} T_m}{\pi d^3} \right)^2} = \sqrt{3 \left(\frac{16 \cdot 1.85 \cdot 543.75 \text{ Nm}}{\pi (0.065 \text{ m})^3} \right)^2} = 30 \text{ MPa}$$

Se aplica el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{66.4 \text{ MPa}}{205.035 \text{ MPa}} + \frac{30 \text{ MPa}}{807 \text{ MPa}} = 0.36$$

$$n = \frac{1}{0.361} = 2.78$$

El diámetro cumple puesto que $n \geq 2.4$. Ahora, verificando la fluencia:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} = \frac{689 \text{ MPa}}{66.4 \text{ MPa} + 30 \text{ MPa}} = 7.16$$

El diámetro del hombro se determina con la relación $D/d = 1.2$, por lo que el hombro siguiente al diámetro de 65mm del rodamiento 1 ubicado en el punto B es 78mm. Puesto que en el punto C y D se encuentran las catarinas que sostienen la llanta para ingresar al proceso de corte, el diámetro es el mismo, por lo tanto, se escoge cuñero fresado de una relación de $r/d = 0.02$, $K_t = 2.14$ y $K_{t_s} = 3$. Se hace la primera estimación del diámetro determinando el límite de la resistencia a la fatiga según la ecuación de Marin.

$$S_e = k_a k_e S'_e = 0.765 \cdot 0.868 \cdot 0.5(807 \text{ MPa}) = 268.05 \text{ MPa}$$

Se reemplazan los valores a la ecuación y se obtiene:

$$d_c = d_D = \left\{ \frac{16 \cdot 2.4}{\pi} \left(\frac{2 (2.14 \cdot 678.18 \text{ Nm})}{268.05 \times 10^6 \text{ Pa}} + \frac{[3 (3 \cdot 543.75 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{807 \times 10^6 \text{ Pa}} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d_c = d_D = 0.0534 \text{ m}$$

Se utiliza una relación típica de hombro de $D/d = 1.2$, y la relación $r/d = 0.02$. Por lo que, el radio de la muesca es $r = 0.02 \cdot d = 0.02 \cdot 0.0534 \text{ m} = 1.28 \text{ mm}$

Con la primera iteración del diámetro que está entre 51mm y 254mm, se puede calcular el k_b real:

$$k_b = 1.51 \cdot 0.0534 \text{ m}^{-0.157} = 0.808$$

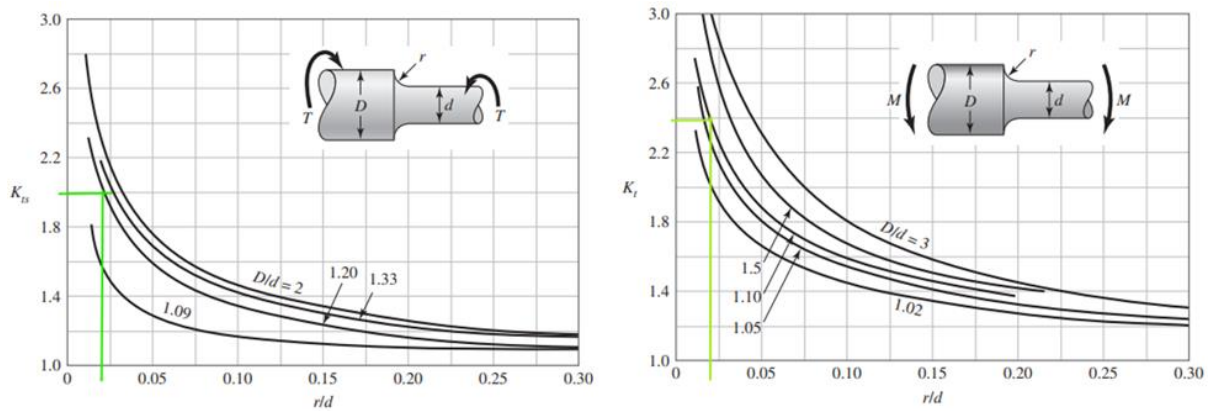
De esta manera, se recalcula el límite de la resistencia a la fatiga

$$S_e = 0.765 \cdot 0.808 \cdot 0.868 \cdot 0.5(807 \text{ MPa}) = 216.76 \text{ MPa}$$

Con la relación $D/d = 1.2$ y $r/d = 0.02$, se determina el K_t y el K_{t_s} real, como se muestra en la figura 43.

Figura 43

Determinaciones de K

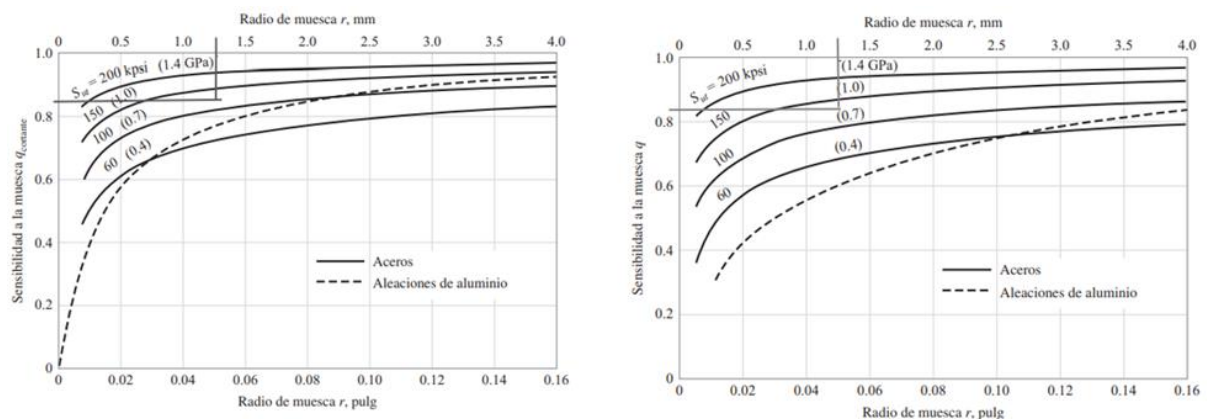


Nota: Determinación del K_t y K_{t_s} real por método gráfico [33].

De manera que, $K_{t_s} = 2.4$ y $K_t = 2$. Con el valor del radio de la muesca $r = 1.28\text{mm}$, se determina la sensibilidad de la muesca a flexión y torsión inversa:

Figura 44

Sensibilidad a la muesca a flexión y torsión



Nota: Sensibilidad a la muesca a flexión y torsión, determinación de q y q_s por método gráfico.

De manera que, $q = 0.85$ y $q_s = 0.83$ y se calculan los K_f y K_{f_s} reales

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.85(2.14 - 1)$$

$$K_f = 2$$

$$K_{f_s} = 1 + q_s(K_{t_s} - 1) = 1 + 0.83(3 - 1)$$

$$K_{f_s} = 2.7$$

Se recalcula el diámetro del eje:

$$d_c = d_D = \left\{ \frac{16 \cdot 2.4}{\pi} \left(\frac{2 (2 \cdot 678.18 \text{ Nm})}{246.74 \times 10^6 \text{ Pa}} + \frac{[3 (2.7 \cdot 252.5 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{807 \times 10^6 \text{ Pa}} \right) \right\}^{1/3} = 0.055 \text{ m}$$

Se lleva el valor del eje a un diámetro normalizado [33]. De esta forma $d_c = d_D = 0.060 \text{ m}$.

Se verifica si esta estimación de diámetro es la adecuada cumpliendo con el factor de diseño 2.4

$$\sigma'_a = \left(\frac{32 K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 = \left(\frac{32 \cdot 2.14 \cdot 828.1 \text{ Nm}}{\pi (0.06 \text{ m})^3} \right)^2 = 62.24 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3 \left(\frac{16 K_f T_m}{\pi d^3} \right)^2} = \sqrt{3 \left(\frac{16 \cdot 3 \cdot 252.5 \text{ Nm}}{\pi (0.06 \text{ m})^3} \right)^2} = 27.84 \text{ MPa}$$

Se aplica el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{62.24 \text{ MPa}}{216.76 \text{ MPa}} + \frac{27.84 \text{ MPa}}{807 \text{ MPa}} = 0.361$$

$$n = \frac{1}{0.321} = 3.1$$

El diámetro cumple puesto que $n \geq 2.4$. Ahora, verificando la fluencia:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} = \frac{689 \text{ MPa}}{62.24 \text{ MPa} + 27.84 \text{ MPa}} = 7.65$$

De esta manera, en este punto se realiza el cálculo de la cuña teniendo en cuenta la tabla 12:

La fuerza en la superficie del eje es:

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{252.5 \text{ Nm}}{0.06 \text{ m}/2} = 8416.66 \text{ N}$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante con una cuña de material AISI 1020 es:

$$S_{sy} = 0.577 S_y = 0.577 \cdot 350 \times 10^6 \text{ Pa} = 201950000 \text{ Pa}$$

Por lo que la longitud de la cuña es:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{tl}$$

$$l = \frac{F n}{t S_y} = \frac{8416.66 \text{ N} \cdot 2}{\frac{1}{2} \cdot (25.4 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 201950000 \text{ Pa}} = 0.01312 \text{ m} = 13.12 \text{ mm}$$

Puesto que la relación de transmisión es 1:1 el diámetro para la catarina de transmisión es el calculado en el eje 1, o sea, $d_A = 0.04 \text{ m}$ con una longitud de cuña de $l = 26.24 \text{ mm}$

Finalmente, los diámetros en el eje 1 son:

$$D_{A_2} = 40 \text{ mm}$$

$$D_{B_2} = 65 \text{ mm}$$

$$D_{C_2} = 60 \text{ mm}$$

$$D_{D_2} = 60 \text{ mm}$$

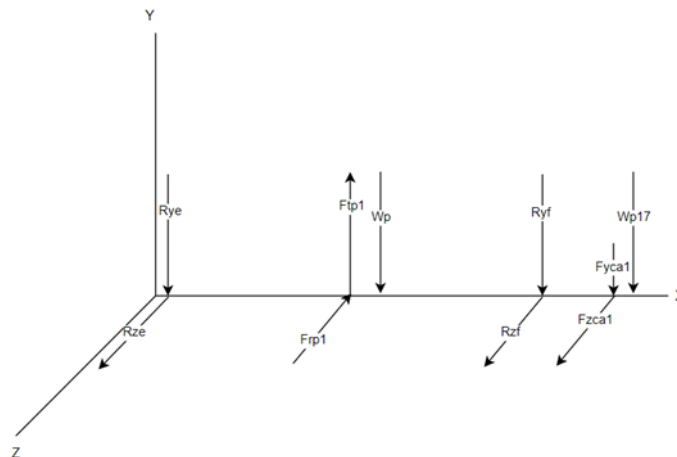
$$D_{E_2} = 50 \text{ mm}$$

4.2.3 Diseño eje 3

Se determinan las distancias a la mitad del elemento y se realiza el diagrama de cuerpo libre, como se muestra en la figura 45:

Figura 45

Diagrama de cuerpo libre



Nota: Diagrama de cuerpo libre del eje 3, se tienen en cuenta los planos XY y XZ y las fuerzas aplicadas en esos planos. También se consideran los pesos de los elementos

De esta manera, la magnitud las fuerzas aplicadas en el eje 1 son:

$$F_{tp_1} = 12816.7 \text{ N}$$

$$F_{rp_1} = 4664.89 \text{ N}$$

$$F_{yc_{a1}} = 9740.204 \text{ N}$$

$$F_{zca_1} = 100.32 \text{ N}$$

$$W_{C_{17}} = 94.27 \text{ N}$$

$$W_{p_1} = 160.88 \text{ N}$$

Donde:

F_{tp_1} = Es la fuerza tangencial del piñón

F_{rp_1} = Es la fuerza radial del piñón

$F_{yc_{a1}}$ = Es la fuerza aplicada en la catarina en la componente Y

F_{zca_1} = Es la fuerza aplicada en la catarina en la componente Z

$W_{C_{17}}$ = Es el peso de la catarina de 17 dientes

W_{p_1} = Es el peso de la cuchilla

Se realiza la sumatoria de fuerzas en los planos XY y XZ y se determinan las reacciones en los cojinetes:

$$R_{E_{xy}} = -5071.34 \text{ N}$$

$$R_{E_{xz}} = 5242 \text{ N}$$

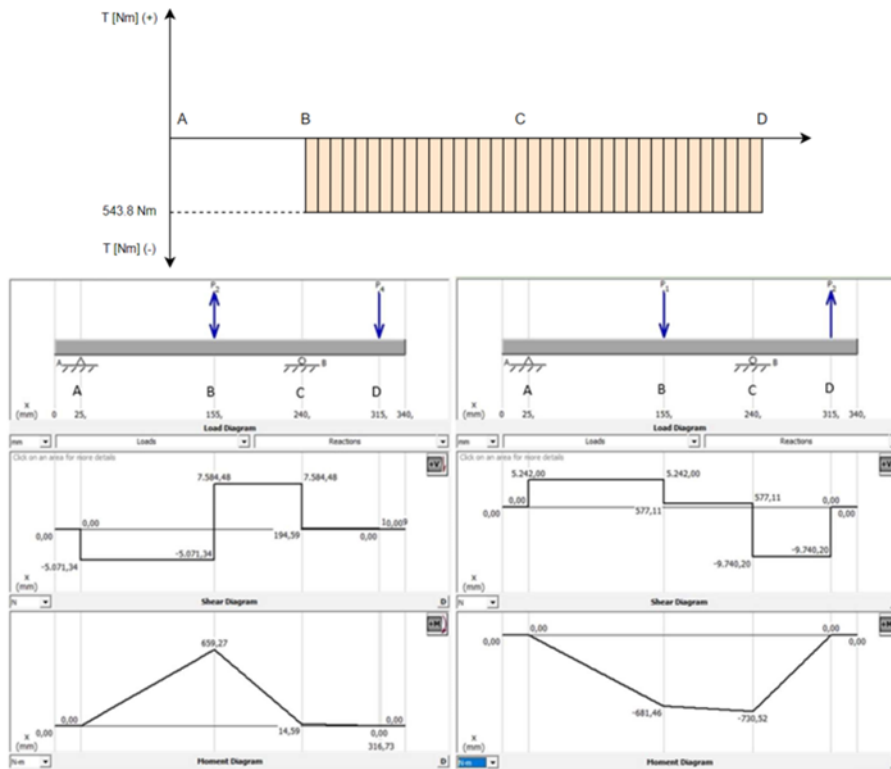
$$R_{F_{xy}} = -7389.89 \text{ N}$$

$$R_{F_{xz}} = -10317.32 \text{ N}$$

Después de obtener la dirección de las fuerzas en el diagrama de cuerpo libre, se procede a crear los diagramas de fuerza cortante y momento flector, según la figura 46.

Figura 46

Diagrama de momentos



Nota: Diagrama de momento torsor, fuerza cortante y momentoflector del eje 3 en el plano XZ a la derecha y en el plano XY a la izquierda

Se determina el momento resultante en cada uno de los puntos del eje:

$$M_A = 0$$

$$M_B = \sqrt{(659.27 \text{ Nm})^2 + (-681.46 \text{ Nm})^2}$$

$$M_B = 948.17 \text{ Nm}$$

$$M_C = \sqrt{(14.59 \text{ Nm})^2 + (730.52 \text{ Nm})^2}$$

$$M_C = 730.66 \text{ Nm}$$

$$M_D = 0$$

Ahora se determina el diámetro de cada uno de los puntos del eje con la ecuación reducida

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

De este modo, se inicia por determinar el diámetro en el punto donde ocurre el momento máximo, que en este eje es el punto B, donde se encuentra el piñón. Se lleva a cabo la primera estimación del diámetro en el punto B considerando un cuñero fresado, por lo que $r/d = 0.02$,

$K_t = K_f = 2.14$ y $K_{t_s} = K_{f_s} = 3$. El límite de resistencia a la fatiga se determina como $S_e = 0.5 S_{ut}$ puesto que el esfuerzo último a la tensión es menor a 1400 MPa, entonces $S_e = 0.5(807 \text{ MPa})$. De este modo, se calcula el límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a k_e S_e' = 0.765 \cdot 0.868 \cdot 0.5(807 \text{ MPa}) = 268.05 \text{ MPa}$$

Se reemplazan los valores a la ecuación y se obtiene:

$$d_B = \left\{ \frac{16 \cdot 2.4}{\pi} \left(\frac{2 (2.14 \cdot 948.17 \text{ Nm})}{268.05 \times 10^6 \text{ Pa}} + \frac{[3 (3 \cdot 543.75 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{807 \times 10^6 \text{ Pa}} \right) \right\}^{1/3} = 0.05786 \text{ m}$$

Se utiliza una relación típica de hombro de $D/d = 1.2$, y la relación $r/d = 0.02$. Por lo que, el radio de la muesca es $r = 0.02 \cdot d = 0.02 \cdot 0.05786 \text{ m} = 1.388 \cong 1.4 \text{ mm}$

Con la primera iteración del diámetro que está entre 51 mm y 254 mm, se puede calcular el k_b real, por lo tanto:

$$k_b = 1.51 \cdot 0.05786 \text{ m}^{-0.157} = 0.794$$

De esta manera, se recalcula el límite de la resistencia a la fatiga

$$S_e = 0.765 \cdot 0.794 \cdot 0.868 \cdot 0.5(807 \text{ MPa}) = 255.74 \text{ MPa}$$

Con el valor del radio de la muesca $r = 1.4 \text{ mm}$, se determina la sensibilidad de la muesca a flexión y torsión inversa como se muestra en la figura 41. De manera que, $q = 0.82$ y $q_s = 0.86$ y se calculan los K_f y K_{f_s} reales

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.82(2.14 - 1) = 1.94$$

$$K_{f_s} = 1 + q_s(K_{t_s} - 1) = 1 + 0.86(3 - 1) = 2.7$$

Se recalcula el diámetro del eje:

$$d_c = \left\{ \frac{16 \cdot 2.4}{\pi} \left(\frac{2 (1.94 \cdot 948.17 \text{ Nm})}{255.74 \times 10^6 \text{ Pa}} + \frac{[3 (2.7 \cdot 543.75 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{807 \times 10^6 \text{ Pa}} \right) \right\}^{1/3} = 0.05964 \text{ m}$$

Se lleva el valor del eje a un diámetro normalizado [33]. De esta forma $d_c = 0.06 \text{ m}$. Se verifica si esta estimación de diámetro es la adecuada cumpliendo con el factor de diseño.

$$\sigma'_a = \left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 = \left(\frac{32 \cdot 1.94 \cdot 516.23 \text{ Nm}}{\pi (0.05 \text{ m})^3} \right)^2 = 86.51 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2} = \sqrt{3 \left(\frac{16 \cdot 2.72 \cdot 543.75 \text{ Nm}}{\pi (0.05 \text{ m})^3} \right)^2} = 56.1 \text{ MPa}$$

Se aplica el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{86.51 \text{ MPa}}{255.74 \text{ MPa}} + \frac{56.1 \text{ MPa}}{807 \text{ MPa}} = 0.41$$

$$n = \frac{1}{0.407} = 2.45$$

El diámetro cumple puesto que $n \geq 2.4$. Ahora, verificando la fluencia:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} = \frac{689 \text{ MPa}}{86.51 \text{ MPa} + 56.1 \text{ MPa}} = 4.83$$

Se calcula la cuña para el punto B, donde se encuentra el piñón, con un factor de seguridad $n = 2$ y teniendo en cuenta la tabla 12, se obtiene:

La fuerza en la superficie del eje es:

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{543.75 \text{ Nm}}{0.06\text{m}/2} = 16833.33 \text{ N}$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante con una cuña de material AISI 1020 es:

$$S_{sy} = 0.577S_y = 0.577 \cdot 350 \times 10^6 \text{ Pa} = 201950000 \text{ Pa}$$

Por lo que la longitud de la cuña es:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{t l}$$

$$l = \frac{F n}{t S_y} = \frac{16833.33 \text{ N} \cdot 2}{\frac{5}{8} \cdot (25.4 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 201950000 \text{ Pa}} = 0.01050 \text{ m} = 10.5 \text{ mm}$$

El diámetro del hombro se determina con la relación $D/d = 1.2$, por lo que el hombro siguiente al diámetro de 60 mm del piñón es 72 mm. De esta manera y cumpliendo con la relación de

D/d , entonces $d_c = 60$ mm donde se encuentra el rodamiento 2. El diámetro de la catarina que transmite es $d_c = 40$ mm, con una longitud de cuña de $l = 26.25$ mm. Por lo que, los diámetros del eje 3 son:

$$D_{A_3} = 50 \text{ mm}$$

$$D_{B_3} = 60 \text{ mm}$$

$$D_{C_3} = 60 \text{ mm}$$

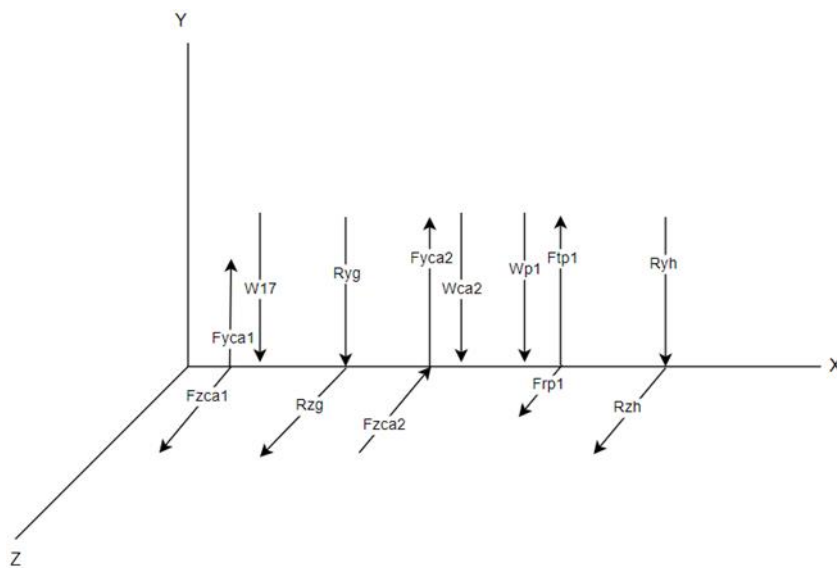
$$D_{D_3} = 40 \text{ mm}$$

4.2.4 Diseño eje 4

Se determinan las distancias a mitad del elemento y se realiza el diagrama de cuerpo libre como se muestra en la figura 47.

Figura 47

Diagrama de cuerpo libre eje 4



Nota: Diagrama de cuerpo libre del eje 4, se tienen en cuenta los planos XY y XZ y las fuerzas aplicadas en esos planos. También se consideran los pesos de los elementos

De esta manera, la magnitud las fuerzas aplicadas en el eje 4 son:

$$F_{tp_1} = 12816.7 \text{ N}$$

$$F_{rp_1} = 4664.89 \text{ N}$$

$$F_{yc_{a1}} = 9740.204 \text{ N}$$

$$F_{zca_1} = 100.32 \text{ N}$$

$$F_{yc_{a2}} = 11023.2 \text{ N}$$

$$F_{zca_2} = 4943.5 \text{ N}$$

$$W_{C_{17}} = 94.27 \text{ N}$$

$$W_{Ca_2} = 132.04 \text{ N}$$

$$W_{p_1} = 160.88 \text{ N}$$

Donde:

F_{tp_1} = Es la fuerza tangencial del piñón

F_{rp_1} = Es la fuerza radial del piñón

$F_{yc_{a1}}$ = Es la fuerza aplicada en la catarina en la componente Y

F_{zca_1} = Es la fuerza aplicada en la catarina en la componente Z

$F_{yc_{a2}}$ = Es la fuerza aplicada en la catarina doble en la componente Y

F_{zca_2} = Es la fuerza aplicada en la catarina doble en la componente Z

$W_{C_{17}}$ = Es el peso de la catarina de 17 dientes

W_{Ca_2} = Es el peso de la catarina doble

W_{p_1} = Es el peso de la cuchilla

Se realiza la sumatoria de fuerzas en los planos XY y XZ y se determinan las reacciones en los cojinetes:

$$R_{G_{xy}} = -9045 \text{ N}$$

$$R_{G_{xz}} = -10340 \text{ N}$$

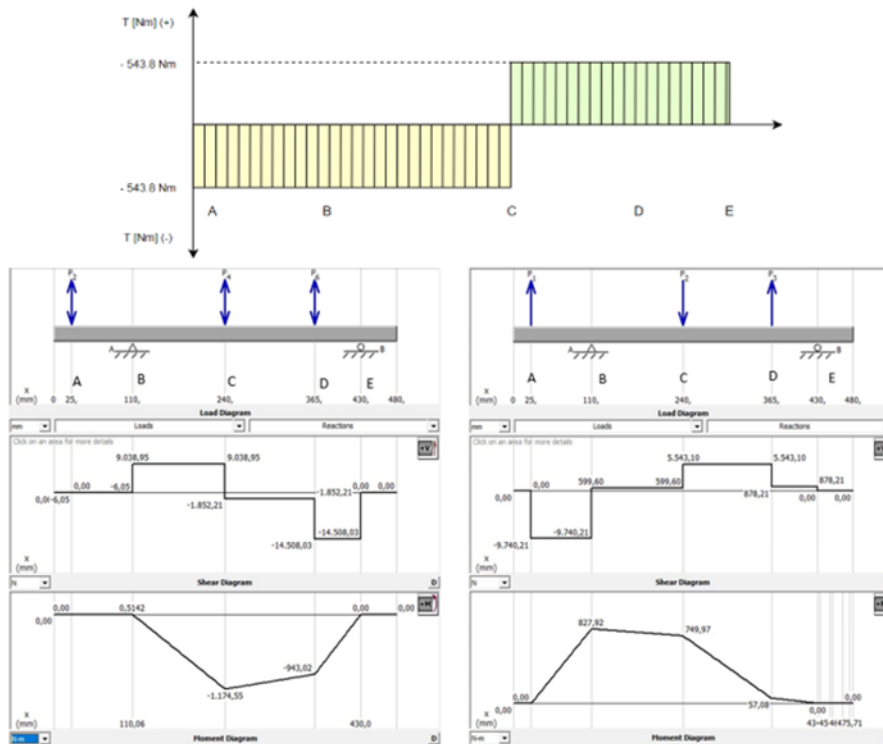
$$R_{H_{xy}} = -14508.03 \text{ N}$$

$$R_{H_{xz}} = 878.21 \text{ N}$$

Después de obtener la dirección de las fuerzas en el diagrama de cuerpo libre, se procede a crear los diagramas de fuerza cortante y momento flector como se muestra en la figura 48.

Figura 48

Diagramas de fuerza cortante



Nota: Diagrama de momento torsor, fuerza cortante y momento flector del eje 3 a la izquierda en el plano XY y a la derecha el plano XZ

Se determina el momento resultante en cada uno de los puntos del eje:

$$\begin{aligned}
 M_A &= 0 & M_C &= 1393.56 \text{ Nm} \\
 M_B &= \sqrt{(0.5142 \text{ Nm})^2 + (827.92 \text{ Nm})^2} & M_D &= \sqrt{(-943.02 \text{ Nm})^2 + (57.08 \text{ Nm})^2} \\
 M_B &= 827.92 \text{ Nm} & M_D &= 944.75 \text{ Nm} \\
 M_C &= \sqrt{(-1174.55 \text{ Nm})^2 + (750 \text{ Nm})^2} & M_E &= 0
 \end{aligned}$$

Ahora se determina el diámetro de cada uno de los puntos del eje con la ecuación reducida

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

De este modo, se inicia por determinar el diámetro en el punto donde ocurre el momento máximo, que en este eje es el punto C, donde se encuentra la catarina doble. En este caso de eje

se cambia el tratamiento térmico del acero AISI 4140 normalizado a 870°C puesto que tiene mayor resistencia última a la tensión y mayor esfuerzo de fluencia como se muestra en la tabla 15:

Tabla 15

Ficha técnica de material de acero inoxidable

Physical Properties	Metric
Density	7.85 g/cc
Mechanical Properties	Metric
Hardness, Brinell	388
Hardness, Knoop	418
Hardness, Rockwell B	101
Hardness, Rockwell C	43
Hardness, Vickers	411
Tensile Strength, Ultimate	1295 MPa
Tensile Strength, Yield	1205 MPa
Elongation at Break	16 %
Reduction of Area	52 %
Modulus of Elasticity	205 GPa
Bulk Modulus	160 GPa
Poissons Ratio	0.29
Machinability	65 %
Shear Modulus	80.0 GPa
Izod Impact	46.0 J

Nota. Características mecánicas del acero AISI 4140, normalizado a 870 °C. **Tomado de:** Ficha técnica del material Acero AISI 4140 [39]. [En línea]. Disponible en: <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=b7826d8859cc421a9c0df6087d4f3ed4>

Se lleva a cabo la primera estimación del diámetro en el punto B considerando un cuñero fresado, por lo que $r/d = 0.02$, $K_t = K_f = 2.14$ y $K_{ts} = K_{fs} = 3$. El límite de resistencia a la fatiga se determina como $S_e = 0.5 S_{ut}$ puesto que el esfuerzo último a la tensión es menor a 1400 MPa, entonces $S_e = 0.5(807 \text{ MPa})$. De este modo, se calcula el límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = k_a k_e S_e' = 0.6752 \cdot 0.868 \cdot 0.5(1295 \text{ MPa}) = 379.47 \text{ MPa}$$

Se reemplazan los valores a la ecuación y se obtiene:

$$d_c = \left\{ \frac{16 \cdot 2.4}{\pi} \left(\frac{2 (2.14 \cdot 1393.56 \text{ Nm})}{379.47 \times 10^6 \text{ Pa}} + \frac{[3 (3 \cdot 543.75 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{1295 \times 10^6 \text{ Pa}} \right) \right\}^{1/3} = 0.0623 \text{ m}$$

Se utiliza una relación típica de hombro de $D/d = 1.2$, y la relación $r/d = 0.02$. Por lo que, el radio de la muesca es $r = 0.02 \cdot d = 0.02 \cdot 0.0623\text{m} = 1.245 \cong 1.25\text{mm}$. Con la primera iteración del diámetro que está entre 51 mm y 254 mm, se puede calcular el k_b real, por lo tanto:

$$k_b = 1.51 \cdot 0.0623\text{m}^{-0.157} = 0.7893$$

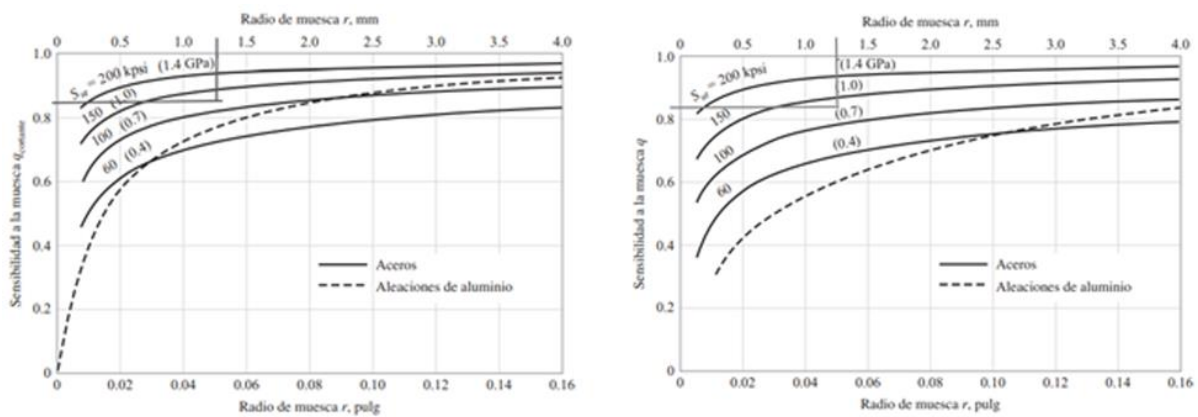
De esta manera, se recalcula el límite de la resistencia a la fatiga

$$S_e = 0.6752 \cdot 0.7893 \cdot 0.868 \cdot 0.5(1295 \text{ MPa}) = 299.53 \text{ MPa}$$

Los factores $K_t = K_f = 2.14$ y $K_{t_s} = K_{f_s} = 3$ se mantienen y se determina la sensibilidad de la muesca a flexión y torsión inversa cuando el radio de la muesca es $r = 1.25\text{mm}$ como se muestra en la figura 49.

Figura 49

Determinación de sensibilidad



Nota: Determinación de sensibilidad a la muesca a flexión inversa por método gráfico [33]

De manera que, $q = 0.85$ y $q_s = 0.82$ y se calculan los K_f y K_{f_s} reales

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.85(2.14 - 1)$$

$$K_f = 1.97$$

$$K_{f_s} = 1 + q_s(K_{t_s} - 1) = 1 + 0.82(3 - 1)$$

$$K_{f_s} = 2.64$$

Se recalcula el diámetro del eje:

$$d_c = \left\{ \frac{16 \cdot 2.4}{\pi} \left(\frac{2 (1.97 \cdot 1393.56 \text{ Nm})}{299.53 \times 10^6 \text{ Pa}} + \frac{[3 (2.7 \cdot 1087.57 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{1295 \times 10^6 \text{ Pa}} \right) \right\}^{1/3} = 0.0644 \text{ m}$$

Se lleva el valor del eje a un diámetro normalizado, de esta forma $d_c = 0.07\text{m}$. Se verifica si esta estimación de diámetro es la adecuada cumpliendo con el factor de diseño.

$$\sigma'_a = \left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 = \left(\frac{32 \cdot 1.97 \cdot 1393.56 \text{ Nm}}{\pi (0.07 \text{ m})^3} \right)^2 = 81.48 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2} = \sqrt{3 \left(\frac{16 \cdot 2.64 \cdot 1087.57 \text{ Nm}}{\pi (0.07 \text{ m})^3} \right)^2} = 51.15 \text{ MPa}$$

Se aplica el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{81.48 \text{ MPa}}{299.53 \text{ MPa}} + \frac{51.15 \text{ MPa}}{1295 \text{ MPa}} = 0.311$$

$$n = \frac{1}{0.311} = 3.21$$

El diámetro cumple puesto que $n \geq 2.4$. Ahora, verificando la fluencia:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} = \frac{1205 \text{ MPa}}{81.48 \text{ MPa} + 51.15 \text{ MPa}} = 9.08$$

Se calcula la cuña para el punto B, donde se encuentra el piñón, con un factor de seguridad $n = 2$ y teniendo en cuenta la tabla 12:

La fuerza en la superficie del eje es:

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{1087.57 \text{ Nm}}{0.07\text{m}/2} = 28857.14 \text{ N}$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante con una cuña de material AISI 1020 es:

$$S_{sy} = 0.577S_y = 0.577 \cdot 350 \times 10^6 \text{ Pa} = 201950000 \text{ Pa}$$

Por lo que la longitud de la cuña es:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{tl}$$

$$l = \frac{F n}{t S_y} = \frac{28857.14 \text{ N} \cdot 2}{\frac{3}{4} \cdot (25.4 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 201950000 \text{ Pa}} = 0.015\text{m} = 15\text{mm}$$

El diámetro del hombro se determina con la relación $D/d = 1.2$, por lo que el hombro siguiente al diámetro de 70 mm de la catarina doble es 84 mm. De esta manera y cumpliendo con la relación de D/d , entonces $d_D = 70$ mm donde se encuentra el piñón y la cuña es de 9 mm. El diámetro de la catarina simple que transmite al eje 2 es $d_A = 40$ mm, con una longitud de cuña de $l = 26.25$ mm. Por lo que, los diámetros del eje 4 son:

$$D_{A_4} = 40 \text{ mm}$$

$$D_{B_4} = 60 \text{ mm}$$

$$D_{C_4} = 70 \text{ mm}$$

$$D_{D_4} = 70 \text{ mm}$$

$$D_{E_4} = 60 \text{ mm}$$

Cálculo de tornillos

Puesto que la cuchilla de corte va fija con una manzana al eje longitudinalmente, se procede a realizar el cálculo de los tornillos que debe llevar. Se estimó una cantidad de 6 tornillos, rosca M6 después de realizar varias iteraciones de cálculo. En la tabla 16, se muestran los diámetros según la rosca seleccionada, se toma el valor más crítico, es decir, el menor.

Tabla 16

Cálculo de tornillos

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0

Nota: Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino [33].








Se calcula la fuerza tangencial y el esfuerzo cortante considerando que los tornillos se ubican en círculo de diámetro 66 mm, y considerando que solo trabajarán bajo esfuerzo cortante.

$$F = \frac{T}{r} = \frac{543.75 \text{ Nm}}{0.033 \text{ m}} = 16477.27 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{16477.27 \text{ N} \cdot 6}{17.9 \text{ mm}^2 \times 10^{-6}} = 92051802.95 \text{ Pa} = 92.05 \text{ MPa}$$

Figura 50

Clases métricas

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

Nota: Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero [33].

La clase que se escoge para la rosca de M6 es 9.8, por lo que se calcula S_{sy} :

$$S_{sy} = 0.577 \cdot 720 \text{ MPa} = 415.44 \text{ MPa}$$

Por lo que, el esfuerzo cortante calculado es mucho menor al S_{sy} , por lo tanto, los tornillos resisten. También, la selección de las chumaceras se hace por diámetro de eje, las especificaciones del proveedor están en el anexo 4 y estas se fijan con tornillos estandarizados.

4.3 Diseño de la estructura

Las vigas de perfil cuadrado son compuestas de acero macizo elaborado, por lo cual son ideales para ser elementos de soporte estructural. Por su característica principal de ser una barra cuadrada y de esquinas redondeadas, se usa principalmente en la industria de la construcción.

Podemos destacar en sus características el ligero peso de la pieza facilitando su transporte y manejo, así mismo sus dimensiones en grosor y anchura se mantiene en igualdad, su resistencia a la corrosión es derivada de su recubrimiento en zinc, por lo tanto, este material puede llegar a ser doblado, soldado, cortado y sigue siendo una pieza resistente.

Figura 51

Vigas estructurales de perfil cuadrado



Nota: Vigas estructurales perfil cuadrado. [En línea]. Tomado de: <https://acerostorices.com/perfil-cuadrado/>

4.3.1 Análisis estructural

Para el análisis estructural se debe tener en cuenta los pesos que conforma cada elemento según los elementos mecánicos escogidos, por lo tanto, se determinaron los pesos ya sea por el proveedor del elemento o con ayuda del software SolidEdge como se muestra a continuación:

4.3.1.a Conjunto eje 1:

- Eje 1: 15.62 kg
- Cuchilla de corte: 1.292 kg
- Cadena 1: 12.9 kg
- Catarina simple: 8.9 kg
- Chumacera 1: 2.5 kg
- Chumacera 2: 2.4 kg
- Cuña 1: 0.012 kg
- Cuña 2: 0.012 kg
- Tornillo prisionero 3/16: 0.004 kg
- Tornillos cuchilla: 0.016 kg

Total: 43.68 kg

Peso total: 428.46 N

4.3.1.b Conjunto eje 2

- Eje 2: 6.8 kg
- Roldana: 7.2 kg
- Cadena 1: 12.9 kg
- Catarina simple: 8.9 kg
- Catarina contacto llanta: 12.44 kg
- Chumacera 1: 2.5 kg
- Chumacera 2: 2.4 kg
- Cuña 1: 0.0145 kg
- Cuña 2: 0.012 kg
- Tornillo prisionero 3/16: 0.004 kg
- Tornillos cuchilla: 0.016 kg
- Tornillos roldana: 0.054 kg

Total: 50.86 kg

Peso total: 498.93 N

4.3.1.c Conjunto eje 3

- Eje 3: 6.8 kg
- Engranaje: 15 kg
- Cadena 1: 12.9 kg
- Catarina simple: 8.9 kg
- Chumacera 1: 2.5 kg
- Chumacera 2: 2.4 kg
- Cuña 1: 0.0145 kg
- Cuña 2: 0.012 kg
- Tornillo prisionero 3/16: 0.004 kg
- Tornillos cuchilla: 0.016 kg
- Tornillos roldana: 0.054 kg

Total: 48.6 kg

Peso total: 455.92 N

4.3.1.d Conjunto eje 4

- Eje 4: 12.2 kg
- Engranaje: 15 kg
- Catarina doble: 14.4 kg
- Catarina simple: 8.9 kg
- Cadena doble:
- Chumacera 1: 2.5 kg
- Chumacera 2: 2.4 kg
- Cuña 1: 0.121 kg
- Cuña 2: 0.012 kg
- Tornillo prisionero 3/16: 0.004 kg
- Tornillos cuchilla: 0.016 kg
- Tornillos roldana: 0.054 kg

Total: 60.45 kg

Peso total: 593.05 N

Estructura base: 66.78 kg – 656.87 N

Soporte motor: 2.414 kg – 23.7 N

Estructura 1: 83.45 kg – 818.68 N

Estructura 2: 86.27 kg – 846.34 N

Ensamble total superior: 670.46 kg – 6577.24 N

Teniendo en cuenta esta información se diseña la estructura que soporte los ejes y demás elementos de manera que resista la carga y no interfiera con la actividad de la máquina que es el corte de llantas

4.3.2 Selección de viga estructural y esqueleto de la máquina

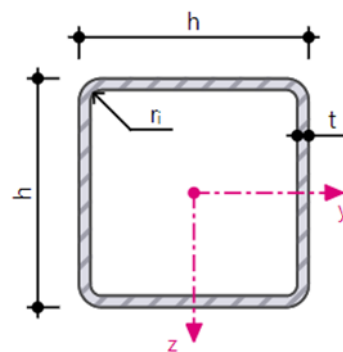
Según la aplicación de la máquina, se determina un perfil cuadrado para la estructura, la referencia es: SHS 38x38x3, puesto que resiste a las cargas sometidas a las que se encuentra la estructura y también es económica. En las siguientes figuras se pueden observar sus características:

Figura 52

SHS

SHS

- --
- Macsteel



Nota: dlubal.Cotas definidas del perfil cuadrado. Tomado de: <https://www.dlubal.com/es/propiedades-de-la-seccion-transversal/series-shs-macsteel>

Tabla 17

SHS

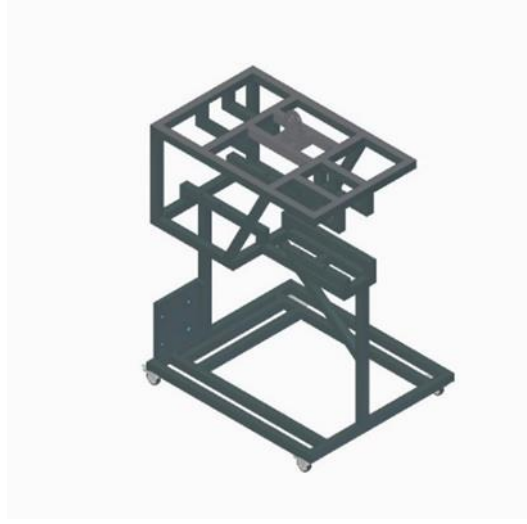
<input type="checkbox"/> Seleccionar todo		Geometría					Área de la sección	Flexión					Cortante	
Sección	↑	h [mm]	t [mm]	r _o [mm]	r _i [mm]	d [mm]	A [cm ²]	I _y [cm ⁴]	I _p [cm ⁴]	I _y [mm]	I _p [mm]	S _y máx. [cm ³]	W _y [cm ³]	A _y [cm ²]
<input type="checkbox"/>	SHS 38x38x2.5	38.0	2.5	5.0	2.5	28.0	3.39	6.94	13.88	14.3	20.2	1.09	3.65	1.53
<input type="checkbox"/>	SHS 38x38x3	38.0	3.0	6.0	3.0	26.0	3.97	7.85	15.70	14.1	19.9	1.24	4.13	1.83
<input type="checkbox"/>	SHS 38x38x3.5	38.0	3.5	7.0	3.5	24.0	4.51	8.62	17.24	13.8	19.5	1.38	4.54	2.12
<input type="checkbox"/>	SHS 50x50x2.5	50.0	2.5	5.0	2.5	40.0	4.59	16.90	33.80	19.2	27.2	1.99	6.78	2.03
<input type="checkbox"/>	SHS 50x50x3	50.0	3.0	6.0	3.0	38.0	5.41	19.50	39.00	19.0	26.9	2.31	7.79	2.44
<input type="checkbox"/>	SHS 50x50x3.5	50.0	3.5	7.0	3.5	36.0	6.19	21.70	43.40	18.7	26.4	2.60	8.69	2.81
<input checked="" type="checkbox"/>	SHS 50x50x4	50.0	4.0	8.0	4.0	34.0	6.95	23.70	47.40	18.5	26.2	2.86	9.49	3.20
<input type="checkbox"/>	SHS 50x50x4.5	50.0	4.5	9.0	4.5	32.0	7.67	25.50	51.00	18.2	25.7	3.10	10.20	3.59

Nota: Se muestra la selección del perfil cuadrado SHS 50x50x4, sus características, propiedades y dimensiones. Tomado de: <https://www.dlubal.com/es/propiedades-de-la-seccion-transversal/series-shs-macsteel>

Una vez, seleccionado el perfil, se procede a trazar la estructura con respecto al diseño de transmisión, uniones y soldadura. A continuación, se observa la estructura final que se desempeñó para cumplir con los requisitos otorgados por el mecanismo (dimensiones, longitud de ejes, ensambles, chumaceras, características de aplicación, etc).

Figura 53

Estructura trazada para máquina cortadora de banda de rodadura de llantas usadas



Nota: Estructura trazada para máquina cortadora de banda de rodadura de llantas usadas

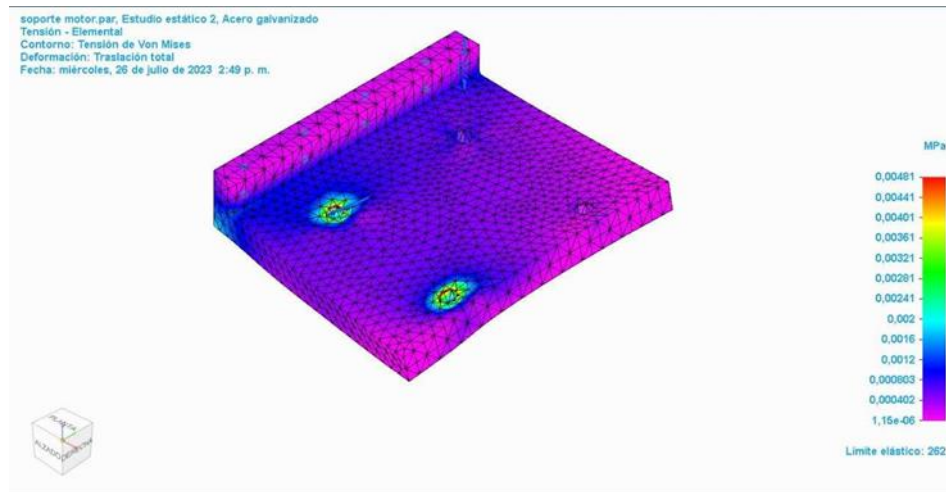
4.4 Simulación estática de la estructura

Con ayuda del Software SolidEdge se realiza una simulación estática de la estructura correspondiente a cada uno de los elementos de la máquina, separando algún conjunto de piezas para observar con detenimiento la simulación de los esfuerzos, reacciones y comportamiento de cada uno de los elementos.

- Base/Soporte del motorreductor: Se observa en la simulación el esfuerzo de flexión al que está sometido por el peso del motor. Según la colorimetría de la simulación, el soporte del motor tiene bajo coeficiente de deformidad en gran parte del elemento y existe una confiabilidad alta en que el elemento no va a fallar. Para esta simulación se utilizó un número de malla de 16 unidades, sometido a el peso del motor (127 kg) distribuido en cada uno de los agujeros al que está atornillado. Para cumplir con la simulación se determinan los puntos de borde en los lugares donde el elemento estará soldado a la estructura, como se muestra en la figura 54.

Figura 54

Soporte del motor

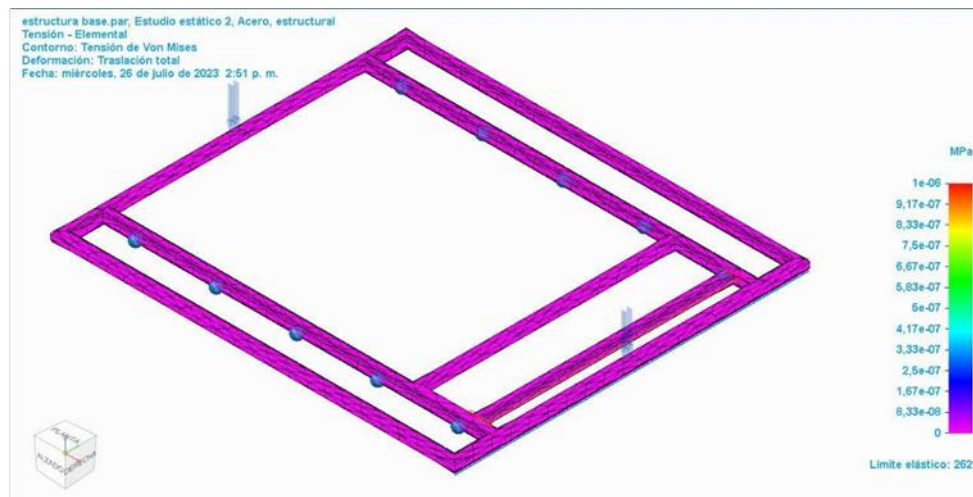


Nota: Soporte del motor hecho de acero ANSI 32

- Base total de la máquina: La simulación muestra de la flexión del peso de la máquina transmitida en los dos puntos, que son las flechas hacia abajo como se muestra en la figura. En la simulación se utilizó una de malla de 16.21 mm, sometido a las fuerzas de 7233.29 N en cada punto, con un borde de 16.25 mm.

Figura 55

Base total de la máquina



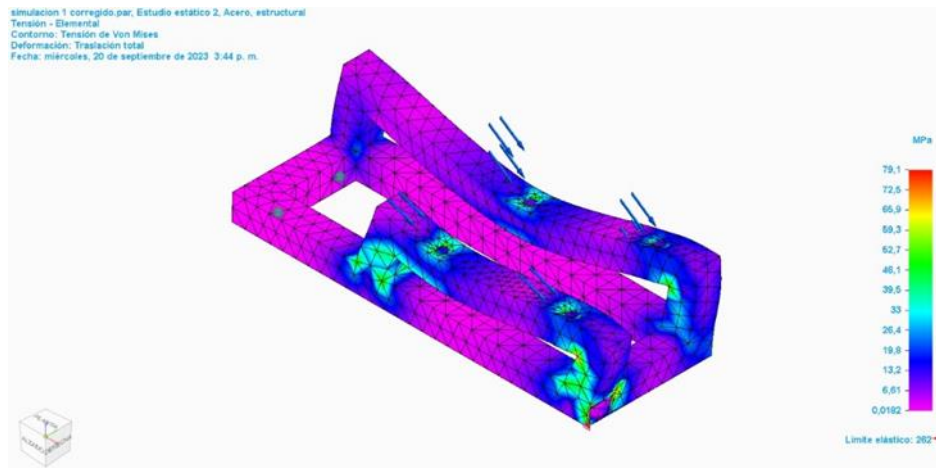
Nota: Base total la máquina

- Soportes eje 2: En la simulación se observa la concentración de esfuerzos de color azul que no afectan tanto en la flexión y compresión de los extremos del elemento. Todas las fuerzas

tienen dirección hacia abajo puesto que corresponden a la reacción del recibimiento de la llanta y el peso de los elementos allí montados.

Figura 56

Simulación de la estructura del soporte del eje 2

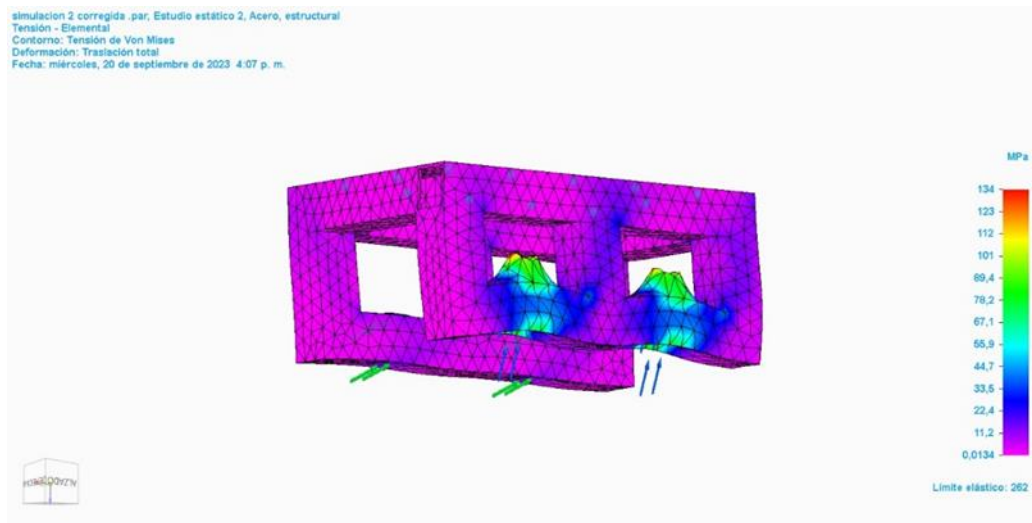


Nota: Simulación de la estructura del soporte del eje 2

- Soporte eje 1: Se observa en la simulación, la concentración de esfuerzos de la misma manera que el soporte del eje 2 con la diferencia que la reacción al corte de la llanta es hacia arriba y el resto de las fuerzas son hacia abajo, las cuales corresponden a los pesos de los elementos allí montados. En esta simulación la malla tiene un valor de 18.45 mm y un borde de 40.89 mm.

Figura 57

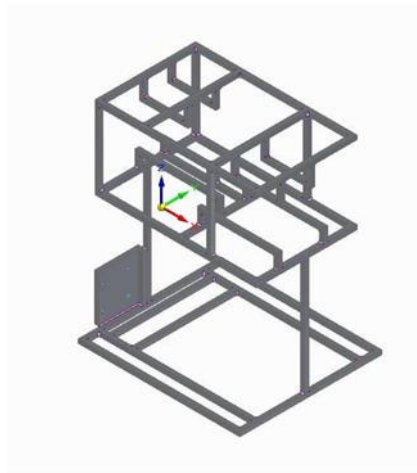
Soporte eje 1



Nota: Simulación soporte eje 1

Figura 58

Simulación de estructura con los puntos totales de soldadura

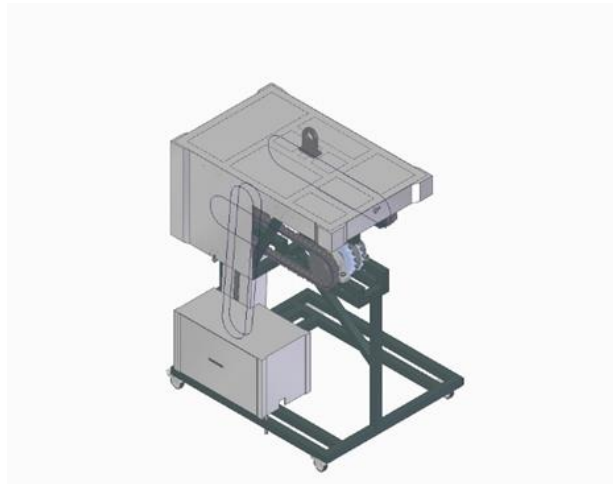


Nota: Simulación de estructura con los puntos totales de soldadura.

Finalmente, se muestra el modelo CAD de la máquina cortadora de banda de rodadura de llantas usadas:

Figura 59

Modelo y ensamble final de la máquina cortadora de labanda de rodadura de llantas usadas



Nota: Modelo y ensamble final de la máquina cortadora de la banda de rodadura de llantas usadas.

4.5 Carro de arrastre

Un remolque es un tipo de vehículo de carga no motorizado, diseñado para ser arrastrado por otro vehículo, generalmente un tractor. Este equipo está compuesto al menos por un bastidor, ruedas, una plataforma de carga y, en algunos casos, frenos propios, que varían dependiendo de su tamaño y peso. Su propósito principal es brindar una solución adicional para el transporte de cargas voluminosas y pesadas, permitiendo al vehículo remolcador transportar más carga de manera eficiente [35]. Para tener en cuenta las normativas de control en Colombia se tomará en cuenta las normas MMA (Materiales, Maquinarias y Accesorios). Profundizando en el peso que estas deben llevar para el posterior diseño de la cortadora.

Las normas colombianas para carro de arrastre se encuentran reguladas por varias normativas, entre ellas se encuentran las siguientes:

- Resolución 004100 de 2004: Esta resolución tiene por objeto reglamentar la tipología para vehículos automotores de carga para transporte terrestre en Colombia. En ella se establecen las características técnicas que deben cumplir los vehículos de carga, incluyendo los carros de arrastre [36].

- Decreto 1609 de 2002: Este decreto establece los requisitos técnicos y de seguridad para el manejo y transporte de mercancías peligrosas por carretera en Colombia. En él se establecen las normas técnicas colombianas que deben cumplir los embalajes y envases de las mercancías peligrosas, así como las pruebas de ensayo y marcado que deben realizarse [37].
- Normas de señalización: Todo remolque de tipo agrícola, deportivo o multipropósito requiere para su libre tránsito por las vías del territorio nacional cumplir con las siguientes condiciones: tener un dispositivo de enganche que ofrezca máxima seguridad y que esté acompañado por un sistema auxiliar que reduzca el riesgo de accidentes si el primer sistema llegara a fallar. Además, se debe usar la debida señalización [38].

Se escoge un carro de arrastre en el mercado teniendo en cuenta la normativa de movilidad colombiana las cuales indican que, el carro de arrastre no debe superar una longitud total de 12.6 m, ancho de 2.6 m y altura de 4.2 m, el carro debe poseer luces que permitan a los vehículos que le preceden ver con facilidad el curso o la acción que el vehículo va a tomar [39]. Las características de la máquina portátil de la banda de rodadura de llantas usadas, tiene unas dimensiones totales de largo: 1.25 m, ancho: 1.10 m y alto: 1.56 m, por lo cual, se busca un carro de arrastre que soporte la máquina correctamente. De esta forma el carro de arrastre se muestra en la figura 60.

Figura 60

Carro de arrastre que cumple la normativa de tránsito nacional



Nota: Carro de arrastre que cumple la normativa de tránsito nacional.

Tomado de: <http://carromet.cl/productos/producto/182/carro-de-arrastre-steel-15-para-750-kg>

4.5.1 Características del carro de arrastre

- Instalación eléctrica norma DIN, luces led.
- 2 Neumáticos aro 13.
- 1 Eje torsión alta velocidad 4 x100
- 2 Llantas aro 13 blancas o gris fierro
- Medidas útiles 2000 × 1500 × 250 mm. (largo - ancho - alto).
- Barandas perimetrales 250 mm alto aprox.
- Piso de acero liso 1.5 mm
- Tapabarros curvos de acero diamantado 2.5 mm
- Rueda de Maniobra pivoteable.
- Mano de acople galvanizada para bola 1 7/8"
- Cadenas reglamentarias
- Alta velocidad.
- Colores: Naranja, Negro, Gris máquina, Aluminio

4.6 Proceso de fabricación

4.6.1 Mecanizado de un eje

Los ejes o flechas son elementos mecánicos que corresponden a la forma de un cilindro donde recibe y/o trasmite movimiento, en donde contribuye a la torsión del mismo y al movimiento rotacional del mecanismo al cual va anclado; este puede estar segmentado en diferentes diámetros que corresponde a la necesidad del diseño. Para cumplir los esfuerzos que se han calculado, el material seleccionado es acero AISI/SAE 4140 que, según las características del mismo es ideal para los requerimientos del sistema, además cuenta con buenas prestaciones cuando es soportados a esfuerzos de torsión y fatiga, finalmente el material es maleable y el mecanizado no tiene que ser complejo.

Tabla 18

Propiedades básicas del material

Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia		Alarga/ en 2" (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)	Relación de maquinabilidad ¹²¹² EF =100%
	MPa	PSI	MPa	PSI				
Caliente y maquinado	614	89000	427	62000	28	57	187	70
Estirado en frío	703	102000	620	90000	18	50	223	
Templado y revenido*	1172	170000	1098	159000	16	50	341	-

Nota: en esta tabla se observan las propiedades básicas estimadas del material para cada proceso y acabado. Tomado de: Ferrocortes SAS. [En línea]. Disponible en: <https://www.ferrocortes.com.co/acero-4140/>

Por lo general, los procesos de mecanizado usados en la fabricación de ejes son el torneado el cual se identifica con los siguientes movimientos:

- Movimiento de corte
- Movimiento de avance
- Movimiento de penetración

Y el fresado, donde se mecaniza con un movimiento de desbaste para capas determinadas del material y así otorgar funciones mecánicas como los cuñeros.

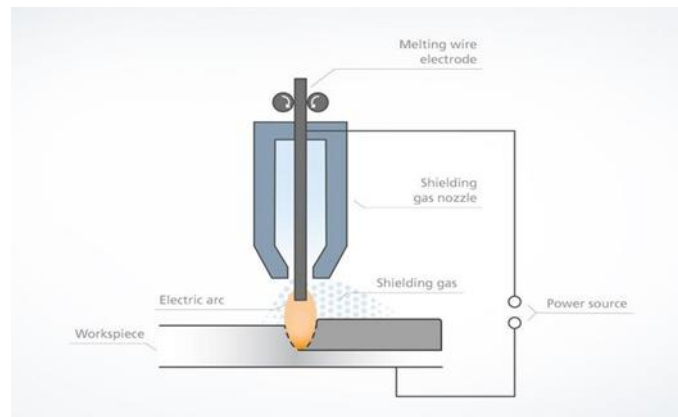
4.6.2 Soldadura

La soldadura por arco se requiere de altas temperaturas que son generadas por corrientes eléctricas, con lo cual aplicando tensión sobre la pieza y también al material de soldar creando el arco entre los dos polos formando así la unión en la pieza. La soldadura MIG/MAG se funde

constantemente y se retorna, teniendo en cuenta que también el uso de gas protector usado para evitar su oxidación.

Figura 61

Soldadura



Nota: se observa el modelamiento de una soldadura MAG. Tomado de: Trumpf. [En línea]. Disponible en: https://www.trumpf.com/es_INT/soluciones/aplicaciones/soldadura-por-laser/soldadura-por-arco/#:~:text=En%20la%20soldadura%20por%20arco,la%20unidad%20de%20la%20pieza

5. MANUALES

Con el diseño final se procede a realizar los manuales de la máquina que se deben seguir para llevar una correcta operación y un correcto mantenimiento de la misma. Por lo tanto, a continuación, se muestran los manuales de operación y mantenimiento de la máquina portátil cortadora de la banda de rodadura de llantas usadas:

5.1 Manual de operación

La máquina cortadora de banda de rodadura de llantas usadas posee una superficie de 125 cm x 1.10 cm y un peso de 730 kg, es capaz de cortar cualquier banda de rodadura de hasta 1,5 pulgadas de espesor, la tasa de producción del cortador de banda de rodadura cuenta con un tiempo por corte de 3 a 4 segundos, la hoja de corte de 8 pulgadas para los discos de corte de acero endurecido T3C5-1 para cortadora de bandas de rodadura de neumáticos de camiones cortará 100,000 bandas de rodadura.

A continuación, se proporciona recomendaciones y especificaciones importantes para el correcto funcionamiento y manejo de esta máquina, así como las precauciones fundamentales a la hora de operarla.

-Encendido de la máquina. Antes de iniciar el proceso de cortado el operador de la máquina tendrá que verificar que esta se encuentre conectada a la electricidad, posteriormente deberá realizar una inspección con el fin de evaluar el estado general de la máquina procurando que esta no presente daños o elementos que obstruyan el correcto funcionamiento de la misma como lo puede ser suciedad, restos de caucho, aceite y otros desechos. A continuación, el operario deberá oprimir el botón verde con el cual la maquina se encenderá.

Cabe resaltar la importancia de que el operario de esta máquina haya leído y conozca el manual de operación, con el objetivo de evitar daños a la máquina y/o a sí mismo.

-Operación manual.

Primer paso. El operario inicia eligiendo la dirección que desee con el interruptor de avance y retroceso que se encuentra en el control de mando

Segundo paso. El operador deberá presionar el botón verde con el cual la maquina se encenderá y empezará a girar todos los componentes encargados del corte

Tercer paso. El operario deberá tomar la llanta e introducirla por el medio de las ruedas de corte las cuales tirarán de la banda de rodadura a medida que cortan, de esta manera la llanta se dividirá y es este el momento de proceder con las siguientes partes o llantas a cortar.

-Precaución de operación. Si el operario desea invertir la dirección de la maquina es necesario que este la apague con el botón rojo que se encuentra en el control de mando y deje que se esta se detenga por completo antes de invertir la dirección girando el interruptor hacia la dirección que desee para luego presionar el botón verde nuevamente y de esta manera la maquina vuelva a encenderse.

5.2 Manual de mantenimiento

El manual de mantenimiento de la máquina cortadora de banda de rodadura de llantas usadas se basa en la prevención de posibles daños o fallas en la máquina y accidentes laborales, por tanto, debe ser usado para tal fin. Se recomienda hacer el mantenimiento cada 500 horas de funcionamiento de la máquina y en casos especiales de cada pieza se deberá hacer con más regularidad.

Tabla 19

Tabla de procedimiento

PIEZA	PROCEDIMIENTO			
	Lubricación	Limpieza	Ajustes	Inspección
Motorreductor	Cambio de aceite seis meses	Mantener libre de polvo, suciedad, aceite y otros desechos	Mantener ajustados los tornillos	Niveles de aceite Fugas, corrosión o daños de cables (cables oxidados) y conexiones del motor. Ruidos anormales Consumo eléctrico Arranque

				Vibraciones
Rodamientos	Aplicar grasa regularmente una vez por mes	Mantener libre de polvo, suciedad, aceite y material particulado (otros desechos)	Mantener ajustados correctamente y dentro de las tolerancias. En caso de daño, replazo oportuno	Desgaste, corrosion o daños. Giro optimo (funcionamiento regular)
Cadena	Rociar un poco de grasa regularmente después de la limpieza. - Cada 20 horas de uso	Agentes de limpieza especial para cadenas, regularmente	Tensión de la cadena	Desgaste, daños o alargamiento de los eslabones y correcta tension Revisión rodillos de la cadena
Estructura		Limpieza oportuna de la estructura de la máquina dos veces por semana	- Verificación de unions y soldaduras - Mantener ajustados los tornillos y elementos de sujeción	Nivelación y alineación
Cuchilla de corte		Eliminar los residuos de caucho o cualquier otro material	- Afilar cuchilla cada 500 cortes. - Mantener ajustados los tornillos	Verificación de ángulo de corte de la cuchilla

Engranajes	Aplicar grasa regularmente, cada 20 horas de uso para prevenir desgaste	Mantener libre de polvo, suciedad y residuos	- Mantener ajustados y alineados entre si	Desgaste, daños o corrosión
Ejes	Aplicar un poco de grasa o protector anticorrosión, cada 20 horas de uso para prevenir desgaste	Limpieza de los ejes y las áreas circundantes después de cada uso para eliminar polvo, suciedad y residuos	- Mantener correctamente ajustada y alineada con el resto de la máquina - Reemplazo de rodamientos es necesario	Desgaste, corrosión, grietas u otros daños. Correcto ajuste y alineamiento

Nota. Tabla de procedimiento

6. COSTOS

A continuación, se muestra una tabla con los respectivos materiales, piezas y elementos que se necesitan para la máquina:

Tabla 20

Tabla de costos

Lista de materiales y precios				
Descripción	Marca	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
Piñón para cadena ISO No. 24B-1 de paso 1-1/2" sin manzana tipo A y 17 dientes. Mecanizado estándar. Fabricado en acero SAE 1045.	INTERMEC	4	\$ 395,000	\$ 1,580,000
Caja de cadena de 3,05 Metros.	JAPONESA	2	\$ 1,225,000	\$ 2,450,000
Piñon para cadena doble ISO No. 24B-2 con manzana tipo B y 15 dientes. Mecanizado estándar. Fabricado en ACERO SAE 1045	INTERMEC	2	\$ 800,000	\$ 1,600,000
Caja de cadena de 3,05 Metros.	JAPONESA	1	\$ 2,405,000	\$ 2,405,000
Piñon para cadena ISO No. 24B-1 de paso 1-1/2" sin manzana tipo A y 16 dientes. Mecanizado estándar. Fabricado en acero SAE 1045.	INTERMEC	2	\$ 360,000	\$ 720,000
Motoreductor electrico de 4.0 hp 1800 B35 marca HERCULES BRASILEIRO totalmente cerrado con proteccion IP55 Clase F Factor de servicio 1.15 Norma I.E.C conexión 220/440 V 60 Hz con caja coaxial marca HYDROMECC ref: C853C-91.09 100/112 19 RPM salida	HYDROMECC	1	\$ 7,892,000	\$ 7,892,000

Chumacera de pedestal de diametro interno de 75mm y 60mm referencia SYJ 75 TF	SKF	8	\$ 651,600	\$ 5,212,800
Carro de arrastre Steel 15 - 750 kg	NACIONAL	1	\$ 1,280,000	\$ 10,240,000
Engranaje m = 4, 48 dientes	NACIONAL	2	\$ 174,750	\$ 1,398,000
Subtotal			\$ 31,917,800	
IVA = 19%			\$ 6,064,382	
Total			\$ 37,982,182	

Nota. Tabla de costos

7. CONCLUSIONES

Se diseñó una máquina portátil para el corte de la banda de rodadura de llantas usadas, con el propósito de mejorar y facilitar el proceso de reciclado de neumáticos fuera de uso. La implementación de esta máquina contribuirá al manejo sostenible de residuos de neumáticos, fomentando la economía circular y reduciendo el impacto ambiental.

Se identificó parámetros y características clave de diseño en la máquina que garantiza la eficiencia y funcionalidad en el proceso de corte. Con esta información, se desarrolló una máquina adecuada a las necesidades del reciclado de neumáticos, maximizando rendimiento y facilitando la operación.

Se realizó el análisis y se determinación fuerzas de corte mediante experimentos de laboratorio. A partir de esto se pudo evaluar y comparar diferentes diseños potenciales de máquinas. Este enfoque experimental asegura que el diseño seleccionado es seguro, eficiente y capaz de manejar las demandas de reciclaje requeridas para el tratamiento de neumáticos.

Se evaluó de manera completa la información recopilada durante el proceso de diseño que es esencial para la creación del diseño final de la máquina. Este diseño incluye planos de detalle en el anexo 3 y manual de operación y mantenimiento, lo que garantiza la reproducibilidad y correcto funcionamiento de la máquina en diferentes entornos.

Se identificaron procesos de fabricación necesarios para construcción de la máquina y el cálculo de los costos asociados los cuales son pasos cruciales para la viabilidad del proyecto. Con esta información, se podrá determinar el costo de fabricación de la máquina y evaluar su rentabilidad, para así definir si es una solución asequible y factible para el reciclado de neumáticos.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] En Colombia, cada año 950.000 llantas usadas van a parar a la basura(-04-16T23:15:04.855Z). Disponible en: <https://www.semana.com/economia/inversionistas/articulo/en-colombia-cada-ano-950000-llantas-usadas-van-a-parar-a-la-basura/202129/>.
- [2] Revista semana (21 de julio de 2022). ¿Cuánto dura una llanta? esto responde el presidente de Michelin en Colombia. [En línea]. Disponible: <https://www.semana.com/economia/empresas/articulo/cuanto-dura-una-llanta-esto-responde-el-presidente-de-michelin-en-colombia/202205/>
- [3] Final al frustrado proceso en la disposición de llantas usadas (Julio 1.). Disponible en: <https://www.revistaautocrash.com/final-al-frustrado-proceso-la-disposicion-llantas-usadas/>.
- [4] Beston Machinery. Máquina de Reciclaje de Llantas. [En línea]. Disponible: <https://www.bestoneco.com/maquina-de-reciclaje-de-llantas/amp/>
- [5] Lakin Tire. Reciclaje de Neumáticos | Lakin Tire. [En línea]. Disponible: <https://lakintire.com/es/reciclaje-de-neumaticos/>
- [6] Revista Autocrash. (27 de julio de 2016). Colombia se inunda en llantas usadas. [En línea]. Disponible: <https://www.revistaautocrash.com/colombia-se-inunda-llantas-usadas/>
- [7] Ruiz Daza, Y., Y. P. Ostos Mendivelso and G. Bernal, .2017."Viabilidad Financiera Del Proyecto De Inversión Para El Reciclaje De Llantas Usadas En La Ciudad De Bogotá." Universidad Católica de Colombia.
- [8] Anonymous "ELASTÓMEROS," 2018. Disponible en: <https://plasticicla.wordpress.com/elastomeros/>.
- [9] Eco Green Equipment. (04 de enero de 2017). Invertiendo en una Máquina de Reciclaje de Neumáticos. [En línea]. Disponible: <https://www.ecogreenequipment.com/es/invertiendo-en-una-maquina-de-reciclaje-de-neumaticos/>.
- [10] S. Liu and L. Mao, "Design and test of the crank slider mechanism feeding type rubber rotary cutting machine," Apr. 2020, doi: <https://doi.org/10.1007/s42452-020-2710-7>. Disponible en: <https://link.springer.com/article/10.1007/s42452-020-2710-7>. [Accessed: Aug. 01, 2023]

- [11] Yi,H. et al, 2014). "Mechanism and experimental investigation of ultra-high pressure water jet on rubber cutting | SpringerLink." International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. Disponible en: <https://link.springer.com/article/10.1007/s12541-014-0553-0>).
- [12] I. Tetsman, K. Bazienè, and Gintas Viselga, "Technologies for sustainable circular business: using crushing device for used tires," vol. 4, no. 4, pp. 432–440, Jun. 2017, doi: [https://doi.org/10.9770/jesi.2017.4.4\(3\)](https://doi.org/10.9770/jesi.2017.4.4(3)). Disponible en: <https://hal.science/hal-01861035/>. [Accessed: Aug. 01, 2023]
- [13] B. Alexis and F. Javier, "Diseño de un prototipo de máquina de corte lineal para caucho mediante el proceso de reciclaje de neumáticos en el cantón La Maná," Utc.edu.ec, 2021, doi: <https://doi.org/UTC-PIM-000380>. Disponible en: <http://repositorio.utc.edu.ec/handle/27000/7954>. [Accessed: Aug. 01, 2023]
- [14] S. A. Castillo Quintero, "Diseño de una Máquina Destalonadora de Llantas Usadas," Oct 24, 2022. Universidad de América.
- [15] Motor.es. ¿Qué tipos de neumáticos hay?. [En línea]. Disponible: <https://www.motor.es/que-es/tipos-neumaticos>
- [16] Mezcla de neumáticos ¿Qué hay en los neumáticos? (). Disponible en: <https://www.continental-neumaticos.es/b2c/tire-knowledge/tire-mixture.html>
- [17] ¿De dónde proviene el caucho? (-11-23T03:08:55-05:00). Disponible en: <https://www.autobild.es/reportajes/el-caucho-neumatico>
- [18] Estructura de la llanta - Guía de llantas (). Disponible en: <https://www.hankooktire.com/co/es/help-support/tire-guide/tire-structure.html>
- [19] Mercado de negro de carbón de América del Sur | 2022 - 27 | Participación, tamaño y crecimiento de la industria - Mordor Intelligence (). Disponible en: <https://www.mordorintelligence.com/industry-reports/south-america-carbon-black-market>
- [20] C. COLOMBIA, "¿Qué sabe usted de llantas para motocicleta?" 2017. Disponible en: <https://www.revistaautocrash.com/sabe-usted-llantas-motocicleta/>
- [21] ¿De qué están hechas las llantas? - Llanteracerca.com (). Disponible en: <https://llanteracerca.com/de-que-estan-hechas-las-llantas/>.

- [22] Estructura de la llanta - Guía de llantas (). Disponible en: <https://www.hankooktire.com/co/es/help-support/tire-guide/tire-structure.html>
- [23] Anonymous "La Diferencia Entre Diseños de Llantas Tipo A/T, R/T y M/T," 2022. Disponible en: <https://repsaautocentro.com/la-diferencia-entre-disenos-de-llantas-tipo-a-t-r-t-y-m-t/>
- [24] ¿Cuáles son las mejores llantas para manejar en invierno? (2021). Disponible en: <https://es.statefarm.com/simple-insights/automoviles-y-vehiculos/las-mejores-llantas-para-manejar-en-invierno>
- [25] Conocer las Llantas: Tipos de Neumáticos, Reemplazo y Mantenimiento (2020). Disponible en: <https://www.epermittest.com/educacion-de-manejo/conocer-llantas>
- [26] EAECO, "T3C5-1 Truck Tire Tread Cutter," EECO, Disponible en: <https://www.eaeco.com/collections/stage-2/products/t3c>
- [27] EAECO, "TC2-1 Tire Tread Cutter," EECO, 1 de septiembre de 2016. Disponible en: <https://www.eaeco.com/products/tc>
- [28] SEW-Eurodrive, "Catálogo de motorreductores de engranajes de corriente alterna" [En línea]. Disponible en: https://www.sew-eurodrive.com.co/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=es_ES&country=CO.
- [29] SKF, "SKF Chain Drive Design Calculations (Herramienta SKF para el cálculo de los diseños de transmisión por cadenas)" [En línea]. Disponible en: <https://www.skf.com/cl/support/engineering-tools/chain-drive-design-calculations>.
- [30] Koala, "Dimensiones de una llanta industrial" [En línea]. Disponible en: <https://koala.com.mx/blog/dimensiones-de-una-llanta-industrial/>.
- [31] R. L. Mott, Diseño De Elementos De Máquinas. (4th ed.) 2006.
- [32] Martin Sprocket & Gear, "Catálogo de transmisión de potencia - Sección G - Engranés rectos, cremalleras, engranes cónicos, entre otros" [En línea]. Disponible en: https://es.martinsprocket.com/docs/catalogs/power%20transmission/4_engranes/seccion%20g.pdf.

- [33] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley. (9th ed.) 2012.
- [34] MatWeb. "Ficha técnica del material Acero inoxidable 304" [En línea]. Disponible en: <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=5d6e201518a3402b85f5229afc53bb04&ckck=1>
- [35] Equipo de reciclaje de llantas (). Disponible en: <https://cmshredders.com/es/tire-equipment-2/>.
- [36] Gobierno de Colombia "Resolución No. 4100 de 2004," (Ministerio de Transporte), 2004. Disponible en: <https://www.mintransporte.gov.co/descargar.php?idFile=241>
- [37] Gobierno de Colombia, "Decreto 1609 de 2002 - Gestor Normativo - Función Pública," 2002. Disponible en: <https://www.funcionpublica.gov.co/eva/gestornormativo/norma.php?i=6101>
- [38] El Tiempo, "Este tipo de remolques no puede superar los 4,2 metros" [En línea]. Disponible en: <https://www.eltiempo.com/archivo/documento/CMS-3646980#:~:text=Este%20tipo%20de%20remolques%20no,a%204%2C2%20metros%22.>
- [39] Carromet, "Carro de arrastre steel 15 para 750 kg," [En línea]. Disponible en: <http://carromet.cl/productos/producto/182/carro-de-arrastre-steel-15-para-750-kg>