

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

REDISEÑO DEL PROCESO DE CORRUGADO EN LA FABRICACIÓN DE CAJAS DE CARTÓN DE LA EMPRESA DISPAPELES GUAYABAL.

Bryan Stewar Ramírez García

Miguel Ángel Monsalve Agudelo

Programa Académico:
Ingeniería electromecánica

Director(es) del trabajo de grado:
I.M Luis Alfonso Loaiza Upegui

INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO

28 de febrero 2022

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

RESUMEN

La empresa Dispapeles Guayabal, ubicada en la ciudad de Medellín departamento de Antioquia, cuenta con una máquina productora de cartón corrugado, adquirida y puesta en funcionamiento hace 20 años, la cual, actualmente presenta constantemente fallas que ocasionan paradas imprevistas de la producción, las cuales generalmente ocurren en su sistema de transmisión de potencia, ocasionando retraso en las entregas de sus pedidos y por ende pérdidas económicas.

En el siguiente trabajo se encuentra, el rediseño del proceso de producción de cajas de cartón corrugado de la empresa Dispapeles Guayabal, con el cual se dio solución a la problemática actual presentada después de su implementación, garantizando y aumentando la producción de cartón corrugado como los ingresos de la empresa. Durante estos rediseños es de suma importancia contar con el conocimiento del personal de la empresa u operario, en relación con el funcionamiento de la máquina, lo cual, permite identificar rápidamente los parámetros principales del rediseño como las cargas que estos deben soportar durante el funcionamiento de la máquina.

Palabras claves: Rediseño, proceso de fabricación de cartón corrugado, parámetros de funcionamiento, sistema de transmisión de potencia.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

RECONOCIMIENTOS

Agradecemos a nuestras familias y profesores, por la colaboración prestada durante el transcurso de la ingeniería, los cuales influyeron considerablemente para no desfallecer en los tiempos de gran dificultad y sacrificio.

Le agradecemos a Dios, por escuchar nuestro suplicas y permitir abrir nuestros caminos para culminar este proyecto y recibir el grado de ingenieros.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

ACRÓNIMOS

A: Área (m^2)

C: Distancia entre centros (m o in)

C_m : Factor de material

C_{st} : Factor de esfuerzo

C_R : Factor de confiabilidad

C_s : Factor de tamaño

D_p : Diámetro de paso del piñón (mm o in)

D_G : Diámetro de paso del engrane (mm o in)

D_{op} : Diámetro exterior del piñón (mm o in)

D_{oG} : Diámetro exterior del engrane (mm o in)

F: Fuerza (N)

K_t : Factor de concentración de esfuerzos

M: Momento flector (N.m)

N: Factor de seguridad

N_p : Numero de dientes del piñón

N_G : Numero de dientes del engrane

R_A : Radio del piñón (m o in)

R_B : Radio del engrane (m o in)

P_c : Paso circular (mm o in)

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

P_d : Paso diametral (dientes/in)

T: Torque (N.m)

S_u : Resistencia ultima (MPa)

S_y : Resistencia de fluencia del material (MPa)

S_n : Factor de resistencia del material (MPa)

S'_n : Factor de resistencia a la fatiga de una viga real del material (MPa)

V_L : Velocidad lineal en el punto de paso (m/s)

V: Fuerza cortante (N)

σ : Esfuerzo normal (MPa)

σ_a : Esfuerzo alternante (MPa)

σ_d : Esfuerzo de diseño (MPa)

$\sigma_{flexión}$: Esfuerzo normal de flexión (MPa)

σ_y : Esfuerzo de fluencia del material (MPa)

σ_m : Esfuerzo medio (MPa)

σ_{max} : Esfuerzo cortante máximo (MPa)

σ_d : Esfuerzo cortante de diseño (MPa)

σ' : Esfuerzo de Vonn-Mises (MPa)

τ : Esfuerzo cortante (MPa)

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

TABLA DE CONTENIDO

Lista de Figuras	7
Lista de Tablas.....	9
Lista de Anexos	10
1. INTRODUCCIÓN	11
1.1. Objetivo General.....	12
1.2. Objetivos específicos	12
2. MARCO TEÓRICO.....	13
2.1 Antecedentes.....	13
2.1 Proceso de fabricación de cartón corrugado.....	14
2.2 Sistemas de transmisión de potencia	16
2.2.1 Sistema de transmisión de potencia con correas.....	16
2.2.2 Sistemas de transmisión por cadenas.....	19
2.2.3 Sistemas de transmisión con engranes.....	20
2.3 Formulas a utilizar en el diseño de componentes mecánicos	22
2.4 Teorías de diseño a utilizar	24
2.4.1 La teoría de cortante máximo.....	24
2.4.2 La teoría de Von-Mises.	24
2.4.3 Diseño de ejes a fatiga.....	25
3. METODOLOGÍA.....	27
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	29
4.1 Diagnóstico de la máquina.....	29
4.1.1 Módulo de corrugado.	29
4.1.2 Módulo de pegado.....	31
4.1.3 Módulo de secado y unido de la lámina	31
4.2 Alternativas de solución propuestas	32
4.3 Matriz de ponderación creada.....	33
4.4 Diseño del sistema de transmisión del módulo 1 de la máquina corrugadora de cartón de la empresa Dispapeles Guayabal S.A.....	34
4.4.1 Consideraciones tenidas para el diseño del sistema de transmisión de potencia.	34
5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO	70

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

6. REFERENCIAS.....	72
APÉNDICE.....	74

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1. Proceso de fabricación de cartón corrugado.	14
Figura 2. Tipos de correas.	16
Figura 3. Formas de trabajo de las correas planas, redondas o doble V.	17
Figura 4. Características de las correas disponibles comercialmente.	17
Figura 5. Componentes de una cadena de rodillos.	19
Figura 6. Tipos de engranajes. A, G, E) rectos, B, C, D, L) helicoidales, H, I, J, K) cónicos, N y Ñ)	
Tornillo sin-fin corona.	20
Figura 7. Teoría de Goodman.	25
Figura 8. Módulo 1 de la máquina productora de cartón corrugado.	29
Figura 9. Sistema de transmisión de potencia del módulo 1 de la máquina corrugado.	30
Figura 10. Caja reductora de engranes y eje conector a la máquina.	30
Figura 11. Rodillo del módulo 2 de pegado de la máquina de cartón corrugado.	31
Figura 12. Módulo de secado y pegado de las láminas.	31
Figura 13. Lamina de entregada por la máquina de la empresa Dispapeles Guayabal S.A.	32
Figura 14. Tipo de bandas en V según la potencia de diseño Vs los rpm.	36
Figura 15. Potencia nominal de la correa indicada.	37
Figura 16. Geometría de la correa en 5V seleccionada.	44
Figura 17. Poleas con canales en V.	44
Figura 18. Caja reductora de engranes rectos y helicoidales.	45
Figura 19. Eje 1 de la caja reductora.	50
Figura 20. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de eje 1 plano xy.	52

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Figura 21. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de eje 1 plano xz.	53
Figura 22. Resistencia a la fatiga de modificada vs Resistencia ultima (S_u).	54
Figura 23. Eje 2 de la caja reductora.	56
Figura 24. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de eje 2 plano xy.	58
Figura 25. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de eje 2 plano xz.	59
Figura 26. Vista de corte del sistema de transmisión de potencia diseñado para el módulo1 de la máquina fabricante de cartón corrugado.	67
Figura 27. Vista de techo de la caja reductora diseñada.	67
Figura 28. Vista lateral del sistema de transmisión de potencia diseñado.	68
Figura 29. Plano eléctrico de encendido del motor eléctrico que alimenta al sistema de transmisión de potencia diseñado.	68

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. Calibre de las láminas de cartón corrugado fabricadas por la empresa Dispapeles Guayabal. S.A.	15
Tabla 2. Valor porcentual asignado a cada uno de los parámetros establecidos.	33
Tabla 3. Matriz de ponderación o evaluación.	34
Tabla 4. . Factores de servicio para correas en V.	35
Tabla 5. Longitud de correas estándar en pulgadas.	39
Tabla 6. Numero de dientes del piñón para garantizar que no exista interferencia.	46
Tabla 7. Propiedades del acero AISI 1144, consultadas en el libro de Mott, Figura A4-2.	54
Tabla 8. Duración recomendada para rodamientos.	63
Tabla 9. Características de los rodamientos de bolas de una hilera ranura profunda	64
Tabla 10. Características de los rodamientos de bolas de una hilera ranura profunda	65
Tabla 11. . Características de los rodamientos de bolas de una hilera ranura profunda	66

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Lista de Anexos

	Pág.
A. Isometrico del sistema de transmisión de potencia.	74
B. Explosionado del sistema de transmisión de potencia diseñado.	75
C. Caja de almacenamiento del sistema de engranes.	76
D. Polea N.2 de 7 canales del sistema de transmision de correas.	76
E. Polea N.1 del sistema de transmision de potencia por correas.	77
F. engrane hilicoidal N.1 de la caja reductora.	77
G. Engraje recto N.1 de la caja reductira.	78
H. Engranaje recto N.2 de la caja reductora.	78
I. Eje N.1 de la caja reductora.	79
J. Eje N.2 de la caja reductora.	79
K. Eje N.3 de la caja reductora.	80

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

1. INTRODUCCIÓN

Las empresas productoras o fabricantes de productos deben contar en todo momento con la disponibilidad de sus equipos o máquinas, convirtiendo las prácticas de mantenimiento predictivo y preventivo una prioridad, pero algunas veces, estas no son suficientes y se requiere de evaluaciones más profundas e incluso se puede llegar a rediseñar algunos componentes o sistemas para garantizar su correcto funcionamiento o pensar en aumentar la producción.

Por ejemplo, en la industria papelera algunas de estas máquinas son muy costosas. Por tal motivo, las labores de mantenimiento predictivo y preventivo no se pueden escatimar, pero cuando estas no generan un efecto positivo sobre ellas, tampoco, pueden ser sustituidas o cambiadas fácilmente, debido a la problemática antes mencionada, esto hace que se piense mejor en repotenciarlas o acondicionarlas a las necesidades puntuales de la empresa.

La empresa Dispapeles Guayabal, ubicada en la ciudad de Medellín departamento de Antioquia, cuenta con una máquina productora de cartón corrugado, adquirida y puesta en funcionamiento hace 20 años, la cual cuenta con programas de mantenimiento predictivo y preventivo, pero debido a los años de uso, esta sigue presentando inconvenientes en su sistema de transmisión de potencia, ocasionando constantemente fallas o paradas imprevistas de la producción, debido a desalineaciones, rotura de sus correas, desgaste en engranes y cadenas, generando retraso en los pedidos de sus clientes y por ende pérdidas económicas.

Este trabajo está compuesto por 5 capítulos importantes: El primero de estos es la introducción, donde se plantea el problema a resolver y como se le dará solución; El segundo, es el marco teórico, donde se describen las bases teóricas que fundamentan el trabajo (sistemas de transmisión, componentes, ventajas y desventajas de cada uno de estos).

En el tercer capítulo, se encuentra la metodología, donde se explica de forma detallada todas las actividades a realizar para lograr cada uno de los objetivos específicos y por consiguiente el objetivo general que es el rediseño del proceso de fabricación de cajas de cartón corrugado de la empresa Dispapeles Guayabal.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Posteriormente, se presentan los resultados del trabajo y demás características del rediseño, para lo cual, se siguió al pie de la letra, el orden planteado en la metodología, para un mayor entendimiento del proceso. Por último, se destacan las conclusiones obtenidas durante la realización del trabajo y que servirán de base para trabajos futuros.

1.1. Objetivo General

Rediseñar el proceso de corrugado en la fabricación de cajas de cartón de la empresa Dispapeles Guayabal, para mejorar la confiabilidad en el proceso de producción.

1.2. Objetivos específicos

Diagnosticar el funcionamiento de la máquina durante el proceso de corrugado para identificar los parámetros iniciales del diseño e identificar los puntos críticos del proceso.

Proponer diferentes soluciones a los puntos críticos y escoger la mejor utilizando una matriz morfológica.

Seleccionar la mejor alternativa de solución a través de una matriz de ponderación y/o de evaluación.

Diseñar y seleccionar los nuevos elementos mecánicos, eléctricos y de control que formaran parte de la solución indicada por la matriz de ponderación.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

A nivel mundial, la capacidad instalada para la producción de pulpa, papel y cartón se encuentra concentrada en economías industrializadas como la de Estados Unidos, Japón, Canadá, Suecia, Finlandia y Francia, las cuales representan un 70 % de la producción mundial (DNP, 2018). Mientras tanto, en Colombia el sector papelero incrementó su producción en 3.3% e incluso repuntó en el mercado externo con un aumento del 24.3 % en las exportaciones de papel (DANE, 2017).

Esto ha impulsado la exportación, fabricación y repotenciación de máquinas a nivel mundial destinadas a la fabricación de papel y cartón. Algunas de estas repotenciones, consisten en la implementación de automatismos que controlan el proceso. Otras, están enfocadas a la realización de investigaciones complejas entorno a este negocio, como el ejecutado por Pérez, Raya y Moreno estudiante de ingeniería industrial de México, donde se evaluó un estudio de mercado e industria, un estudio de ingeniería y una evaluación económica (Perez, Martín, & Eduardo, 2016).

Otro de los estudios realizados en relación con esta problemática fue el realizado por María Evelyn Machuca, enfocado en el mejoramiento de los tiempos de la producción para que las empresas pequeñas productoras, no tengan que invertir en maquinaria, si no en reducir los tiempos de trabajo o del proceso, aumentando la producción en un 15 % (Machuca, 2007).

Algunas están enfocadas en reducir los desperdicios de cartón y papel generado durante el proceso de producción, actividad útil para incrementar sus ingresos mediante el aumento de la producción (Longart, 2012). Otra empresas optaron por fabricar sus propias máquinas de acuerdo con sus requerimientos, como es el caso de Central de Empaques y Corrugados S.A.S. Esta es una empresa del sector de la pulpa, papel y cartón, que inició operaciones en el año 2008 ofreciendo servicio de maquila a grandes empresas del sector como lo son Empaques industriales colombianos, Papeles y corrugados Andina y Corrumed (Adriana, Andres, & Jamer, 2017).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

2.1 Proceso de fabricación de cartón corrugado

Las máquinas de cartón corrugado estas conformadas por 4 módulos: 2 módulo de corrugado del cartón, 1 módulo de pegado y 1 módulo de secado, los cuales, son unidos y forman todo el proceso, ver Figura 1.

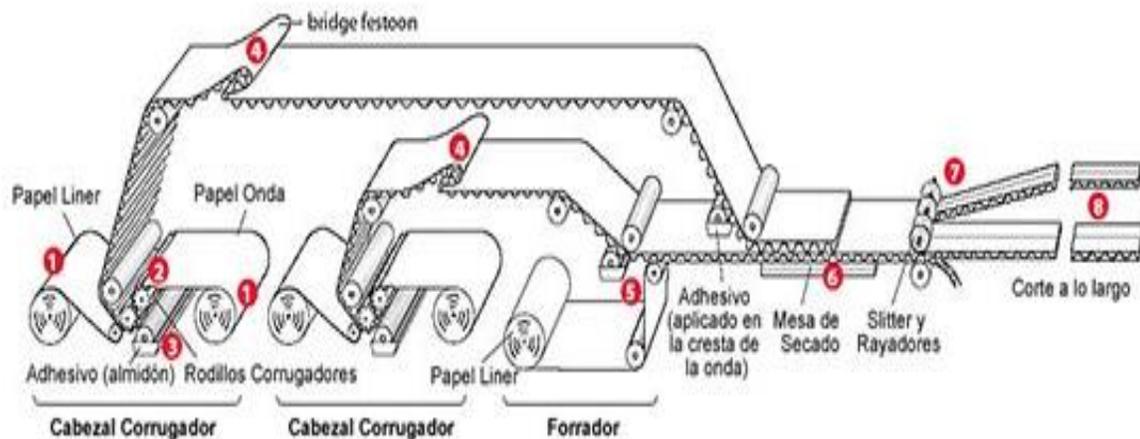


Figura 1. Proceso de fabricación de cartón corrugado.

Fuente: (Hezkuntza, 2016).

En la Figura 1 se puede visualizar el proceso de producción cajas de cartón corrugado, el cual comienza con la limpieza, montaje y abastecimiento de los 2 módulos de corrugado, el cual está compuesto por 4 bobinas: 2 bobinas de papel liner y 2 médium, el papel médium es precalentado con aire caliente para formar papel ondulado (2), el cual pasa posteriormente por una tina con almidón (3), puntos 1,2,3 de la Figura 1, mientras la otra bobina es alimentada con papel liner (1) y unido al papel ondulado. Este proceso ocurre de forma simultánea en dos partes de la máquina para formar 2 láminas iguales.

Antes de utilizar estas bobinas deben ser limpiadas y montadas al carro portabobinas, enhebrada en el empalmador, indicados. El papel ondulado pasa por una tina con almidón para después unirse con el papel liner y formar la primera lámina. Luego, viene el proceso de precalentamiento, para esto el papel liner de cara simple pasa por un precalentador, el cual posee un diámetro de 36 in y trabaja a una temperatura de 95 °C, ubicado en el punto 5. Simultáneamente el papel médium es

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

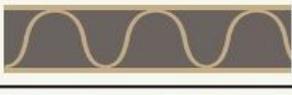
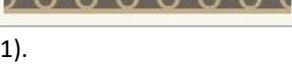
pasado por un preacondicionador de 30 in de diámetro y a una temperatura de 180 °C (Adriana, Andres, & Jamer, 2017).

Posteriormente, se realiza el proceso de corrugado: Los papeles liner y médium ingresan a la “single facer” pasando por la cámara preacondicionadora, y luego por los rodillos corrugadores, engomador y de presión, formando la cara simple (flauta). La cara simple es conducida a la engomadora por medio del puente rápido y el puente lento, simultáneamente el liner de la cara doble es colocado en el carro portabobina, pasando por un precalentador antes mencionado (Adriana, Andres, & Jamer, 2017).

Para que este proceso se lleve a cabo, los sistemas de transmisión de potencia son esenciales y su importancia radica en la capacidad de transmitir potencia, velocidad y rotación a los portabobinas y a los demás elementos móviles de la máquina (SAECO, 2017).

Estas láminas de cartón corrugado fabricadas poseen los siguientes parámetros, ver Tabla 1.

Tabla 1. Calibre de las láminas de cartón corrugado fabricadas por la empresa Dispapeles Guayabal. S.A.

Calibres de las Láminas Corrugadas			
Flauta	Arcos por pie	Altura del Arco	Gráfica
A	33+/-3	0.184 plg	
C	39+/-3	0.142 plg	
B	47+/-3	0.097 plg	
E	90+/-4	0.062 plg	
F	96+/-4	0.045 plg	

Fuente: (Dispapeles, 2021).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

2.2 Sistemas de transmisión de potencia

Los sistemas de transmisión de potencia permiten entregar la potencia suministrada por una fuente motriz a un mecanismo, incrementando, disminuyendo o manteniendo la velocidad y el torque; Existen diferentes sistemas de transmisión de potencia, entre los cuales se encuentran: transmisión de potencia por correas, cadenas y engranajes. Cada uno de estos, poseen ventajas y desventajas a la hora de implementarse (Shigley, 2008).

En muchas empresas estos sistemas son utilizados para acondicionar o transmitir la potencia entregada por motores (eléctricos, combustión interna, hidráulicos, entre otros) de acuerdo con sus necesidades. La industria papelera cuenta con muchos de estos sistemas, debido a la gran cantidad de elementos móviles que poseen las máquinas utilizadas.

2.2.1 Sistema de transmisión de potencia con correas. Estos sistemas son los más económicos cuando se desea transmitir potencia. Además, son elementos elásticos y de larga longitud, tienen una función importante en la absorción de cargas de impacto y en el amortiguamiento y aislamiento de los efectos de las vibraciones, lo que es una ventaja importante para la vida de la máquina (Shigley, 2008). Existen de varias geometrías, las cuales, dependen de la potencia a transmitir y de la seguridad o efectividad que se desee. Ver Figura 2.



Figura 2. Tipos de correas.
Fuente: (CEJAROSU, 2005)

En la Figura 2 se pueden apreciar las diferentes geometrías o tipo de correas existentes y como sus compañeras, las poleas tienen geometrías que les permiten acoplarse de forma casi perfecta. Las correas planas, redondas y en doble V, pueden trabajar en un sistema de forma abierta o cruzada,

permitiendo cambiar el sentido de rotación o permitiendo que giren en el mismo sentido, Ver Figura 3.



Figura 3. Formas de trabajo de las correas planas, redondas o doble V.
Fuente: (SADI, 2020)

Este tipo de sistemas son comerciales, esto quiere decir que se encuentran disponibles en el mercado y su utilización solamente se limita a la selección, según la cantidad de potencia a transmitir, tipo de fuente impulsora y espacio disponible para su implementación, Ver Figura 4.

Tipo de banda	Figura	Unión	Intervalo de tamaños	Distancia entre centros
Plana		Sí	$t = \begin{cases} 0.03 \text{ a } 0.20 \text{ pulg} \\ 0.75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No hay límite superior
Redonda		Sí	$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{3}{4} \text{ pulg}$	No hay límite superior
Tipo V		Ninguna	$b = \begin{cases} 0.31 \text{ a } 0.91 \text{ pulg} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitada
De sincronización		Ninguna	$p = 2 \text{ mm y mayor}$	Limitada

Figura 4. Características de las correas disponibles comercialmente.
Fuente: (Shigley, 2008).

Para su selección, se deben calcular variables como: distancia entre centros (C), longitud, diámetro de las poleas, ángulo de contacto, entre otras. Algunas de las fórmulas utilizadas son:

La potencia consumida por un motor eléctrico será:

$$P = T * \omega \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde:

P: potencia (hp o kW)

T: torque transmitido (N.m o Lbf. ft)

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

ω : velocidad angular de la banda (rpm)

Por economía las transmisiones de potencia serán diseñadas con correas y cadenas y se utilizarán algunas de las siguientes formulas:

$$P_{\text{diseño}} = P_{\text{entregada}} * FS \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde:

$P_{\text{diseño}}$: potencia de diseño (hp o kW).

$P_{\text{entregada}}$: potencia que entrega el motor que alimenta el sistema (hp o kW).

FS: factor de servicio depende de las horas de trabajo, lugar o ubicación, tipo de máquina a impulsar y fuente motriz.

Se debe calcular la relación de transmisión (R_t) y la velocidad de la correa para calcular el diámetro de la polea impulsora:

$$R_t = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Dp_2}{Dp_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde:

ω_1 y ω_2 = velocidades angulares a la entrada y salida del sistema

Dp_2 y Dp_1 = diámetros de paso de las poleas conductora y conducida

Z_2 y Z_1 = número de dientes cuando son piñones o catarinas

La velocidad lineal de la correa por recomendación (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006) debe estar entre:

$$2500 \text{ ft/min} \leq V_{\text{lineal}} \leq 6500 \text{ ft/min}$$

Esta velocidad de la banda también se puede calcular, por medio de la ecuación 4, la cual sus variables deben ser introducidas en sistema inglés:

$$V_{\text{lineal}} = \frac{\pi * Dp_1 * \omega_1}{12} \quad \text{Ecuación 4}$$

O una fórmula más general seria:

$$V_{\text{lineal}} = \omega_1 * rp_1 \quad \text{Ecuación 5}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

La distancia entre centros debe ser la menor posible para evitar fenómenos de oscilación y la utilización de tensores, los cuales aumentan el costo del diseño; el siguiente paso es calcular la longitud de la banda o de la cadena.

$$L = 2C + 1,57(Dp_2 + Dp_1) + \frac{(Dp_2 - Dp_1)^2}{4 * C} \quad \text{Ecuación 6}$$

Si recalculamos:

$$B = 4 * L - 6,28 * (Dp_2 - Dp_1) \quad \text{Ecuación 7}$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32 * (Dp_2 - Dp_1)^2}}{16} \quad \text{Ecuación 8}$$

Por último, se calcula el ángulo de contacto o de arropo de la correa a la polea, este debe ser mayor a 120°

$$\theta = 180 - 2 * \text{sen}^{-1} \left(\frac{Dp_2 - Dp_1}{2 * C} \right) \quad \text{Ecuación 9}$$

2.2.2 Sistemas de transmisión por cadenas. Las cadenas son más resistentes que las correas, pueden transmitir mayor potencia o fuerza, pero deben trabajar a velocidades medias o bajas para evitar su deterioro rápido debido a la gran cantidad de componentes móviles que estas poseen, que aumenta la fricción y sufren calentamiento y por ende deformaciones, su longitud no tiene límite, pero deben implementarse tensores (Shigley, 2008). En la Figura 5, se puede visualizar los componentes de una cadena de rodillos estándar.



Figura 5. Componentes de una cadena de rodillos.
Fuente: (JM, 2010).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Las cadenas también se basan en la selección de sus componentes y el cálculo de sus parámetros como del espacio disponible para su implementación, muchas de las fórmulas utilizadas para correas se utilizan para cadenas.

2.2.3 Sistemas de transmisión con engranes. Por último, se tienen los engranes rectos, helicoidales, cónicos y tornillo sin-fin, elementos mecánicos que transmiten grandes potencias a velocidades medias y bajas, son muy duraderos siempre y cuando tenga un buen sistema de lubricación, su costo de fabricación es superior que el de los sistemas de transmisión por cadenas y correas (Norton, 2002). Para trabajar dos engranajes deben poseer igual módulo o paso diametral y ángulo de presión. En la Figura 6 se pueden ver los diferentes tipos de engranes existentes en la actualidad.



Figura 6. Tipos de engranajes. A, G, E) rectos, B, C, D, L) helicoidales, H, I, J, K) cónicos, N y Ñ) Tornillo sin-fin corona.
Fuente: (Unknown, 2018).

Los engranes de dientes rectos son los más antiguos, soportan cargas radiales y trabajan a velocidades bajas y medias, trabajan en ejes paralelos. Los engranes helicoidales soportan cargas radiales y axiales, pueden soportar más carga que los rectos son silenciosos y trabajan a mayor velocidad, pueden trabajar en ejes paralelos y cruzados, debido a las cargas axiales que generan deben ir acompañados por rodamientos cónicos o de agujas (Norton, 2002).

También están los engranajes cónicos de dientes rectos, hipoidales y en espiral, conectan eje perpendiculares, utilizados en sistemas de transmisión mecánica automotriz, su fabricación es más costosa que los anteriores. Por último, se tienen los engranajes sin-fin corona, muy precisos,

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

silenciosos, utilizados principalmente en sistemas de reducción de velocidad (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006).

Cada uno de estos posee sus diferencias geométricas. Por tal motivo, algunas de sus fórmulas son parecidas, pero otras no. A continuación, se muestran algunas de estas:

En la ecuación 10, se puede visualizar la velocidad angular en función del torque y el radio:

$$\omega = \frac{TA}{RA} = \frac{TB}{RB} \quad \text{Ecuación 10}$$

El paso diametral y el número de dientes se relacionan:

$$Dp = \frac{Np}{Pd} \quad \text{Ecuación 11}$$

La velocidad angular se puede relacionar con el número de dientes:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Dp_2}{Dp_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{Ecuación 12}$$

Paso circular

$$Pc = \frac{\pi}{Pd} \quad \text{Ecuación 13}$$

Addendum

$$a = \frac{1}{Pd} \quad \text{Ecuación 14}$$

Dedendum

$$b = \frac{1,25}{Pd} \quad \text{Ecuación 15}$$

Holgura

$$c = \frac{0,25}{Pd} \quad \text{Ecuación 16}$$

Diámetro exterior del piñón

$$DoP = \frac{Np+2}{Pd} \quad \text{Ecuación 17}$$

Diámetro exterior del engrane

$$DoG = \frac{NG+2}{Pd} \quad \text{Ecuación 18}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Distancia entre centros

$$C = \frac{D_p + D_G}{2} \text{ Ecuación 19}$$

Torque transmitido al engrane:

$$T = \frac{P}{\omega} \text{ Ecuación 20}$$

2.3 Formulas a utilizar en el diseño de componentes mecánicos

La mayoría de los elementos mecánicos están sometidos a una combinación de esfuerzos. A continuación, se describen las fórmulas utilizadas para el diseño de la máquina mezcladora:

Esfuerzos normales (σ), originados por cargas axiales de tensión o compresión en dirección del eje del elemento.

$$\sigma = \frac{F}{A} \text{ Ecuación 21}$$

Donde:

F: fuerza de tensión (N)

A: área transversal del elemento o perpendicular a la fuerza (m^2)

Otros tipos de esfuerzo, son los esfuerzos de aplastamiento (σ_b) debidos a cargas axiales de compresión generados en los puntos de sujeción o unión entre elementos:

$$\sigma_b = \frac{F}{A_b} \text{ Ecuación 22}$$

Donde:

F: fuerza de compresión (N)

A_b : área proyectada del elemento (m^2)

Esfuerzos cortantes son los esfuerzos generados en elementos sometidos a cizalladura o fuerzas en direcciones contrarias, comúnmente ocurre en pernos, remaches, pasadores y barras.

$$\tau = \frac{F}{A} \text{ Ecuación 23}$$

Donde:

F: fuerza paralela al área de corte (N)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

A: área paralela a la fuerza (m²)

Existen otros tipos de esfuerzos normales, generados por momentos flectores en los elementos, los cuales tienden a doblar el elemento, ocurren en vigas, barras, etc.

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{M \cdot C}{I} \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde:

M: momento flexionante o generado por una fuerza a cierta distancia del punto de análisis (N.m).

C: distancia del eje neutro al punto de análisis (m).

I: momento de inercia del elemento los cuales aparecen en una tabla dependiendo del tipo de figura (m⁴).

Además, existen otros tipos de esfuerzos cortantes, los generados por un torque que es aplicado al elemento.

$$\tau = \frac{T \cdot C}{J} \quad \text{Ecuación 25}$$

Donde:

T: torque al cual se somete el elemento (N.m).

C: distancia desde el centro al punto de análisis (m).

J: momento polar de inercia (m⁴).

Y los generados por una fuerza paralela al elemento:

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{I \cdot t} \quad \text{Ecuación 26}$$

Donde:

V: fuerza cortante paralela al área (N).

Q: Área que está por encima del punto analizar multiplicada por el Y barra de esta área (m³).

Y: Distancia desde el centro de gravedad hasta el punto de análisis (m)

I: momento de inercia de la figura completa (m⁴).

t: espesor del elemento (m).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

2.4 Teorías de diseño a utilizar

Las 2 teorías a carga estática más utilizadas son:

2.4.1 La teoría de cortante máximo. Esta predice que un material empezara su fluencia cuando su esfuerzo cortante sea mayor que el esfuerzo cortante para el cual fue diseñado (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

$$\tau_{max} < \tau_d = \frac{0,5 S_y}{N} \quad \text{Ecuación 27}$$

Donde:

τ_{max} : cortante o radio del círculo de Mohr (P_a o Psi).

S_y : resistencia de fluencia del material (P_a o Psi).

N: factor de seguridad

2.4.2 La teoría de Von-Mises. Esta indica que la falla ocurrirá cuando el mayor de los esfuerzos principales sea mayor que el esfuerzo (σ') o esfuerzo de Von-Mises.

$$\sigma' < \sigma_d = \frac{\sigma_y}{N} \quad \text{Ecuación 28}$$

Donde:

σ_y : esfuerzo de fluencia del material (P_a o Psi).

N: factor de seguridad

σ' : esfuerzo de Von-Mises (P_a o Psi).

En el caso bidimensional $\sigma_2=0$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_3} \quad \text{Ecuación 29}$$

$$\sigma' > S_y$$

Esto quiere decir que la falla ocurrirá cuando el esfuerzo de Von-mises sea mayor que el esfuerzo de fluencia del material utilizado.

Esfuerzo de Von-mises antes de aplicar circulo de Mohr:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{normal}^2 + 3 * \tau_{xy}^2} \quad \text{Ecuación 30}$$

2.4.3 Diseño de ejes a fatiga. Los ejes comúnmente están expuestos a una combinación de esfuerzos normales y cortantes, los cuales son causados por cargas de torsión, flexión, tensión y compresión axiales. Por tal motivo, el diseño de un eje consiste principalmente en calcular el diámetro en las diferentes secciones que lo componen. La teoría más utilizada es la teoría de falla a carga fluctuante de Goodman (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006), ver Figura 7.

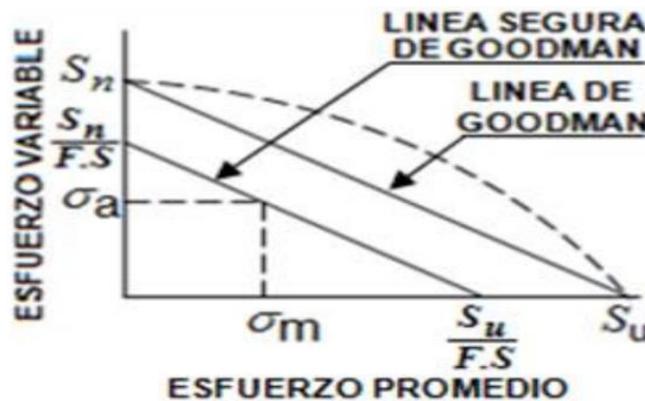


Figura 7. Teoría de Goodman.
Fuente: (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

En la Figura 7, se puede apreciar que la resistencia a la fatiga en una viga real y la resistencia última del material, se dividen en el factor de seguridad asumido por el diseñador (Fs) obteniendo como resultado el esfuerzo de trabajo o admisible, el cual es ubicado en el eje horizontal y sobre el eje vertical se ubica el esfuerzo variable al que puede ser sometido el elemento. Estos dos puntos se unen por medio de una línea definiendo la zona segura de trabajo del elemento.

Para el diseño de ejes que giran, se debe analizar el eje en diferentes puntos críticos para encontrar el diámetro mínimo del eje, pero esto depende de los tipos de esfuerzos a los que el punto este sometido. En ocasiones el punto puede estar sometido a una combinación de esfuerzos normales y cortantes, por lo cual, se puede utilizar la siguiente fórmula (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006):

Grafica de la teoría de Goodman

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

$$\frac{k \cdot \sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{N} \quad \text{Ecuación 31}$$

Entonces se debe calcular los esfuerzos principales con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{maximo,minimo} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \mp \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ecuación 32}$$

Entonces:

El esfuerzo alternante y medio son:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{maximo} + \sigma_{minimo}}{2} \quad \text{Ecuación 33}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maximo} - \sigma_{minimo}}{2} \quad \text{Ecuación 34}$$

Se debe calcular la resistencia real de una viga rotatoria (S_n'), para esto, se calcular primero la resistencia a la fatiga de una viga de laboratorio (S_n) con ayuda de la Gráfica 5.8 (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006) y la resistencia ultima a la tensión (S_u) del material a utilizar. El valor obtenido debe ser multiplicado por los factores descritos en la siguiente ecuación:

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s \quad \text{Ecuación 35}$$

Donde:

- C_m : factor de material
- C_{st} : Factor de tipo de esfuerzo
- C_R : Factor de confiabilidad
- C_s : Factor de tamaño

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

3. METODOLOGÍA

La metodología empleada en el proyecto está compuesta por varias actividades, las cuales se mencionan a continuación:

La primera actividad consistió en realizar una inspección visual general del funcionamiento de la máquina productora de cartón corrugado de la empresa Dispapeles Guayabal para identificar los puntos críticos del proceso como los parámetros de funcionamiento. Después de tener definidos los parámetros de funcionamiento e identificados los puntos críticos de la máquina, se realizó una búsqueda bibliográfica en libros, repositorios de tesis, manuales e internet sobre todo lo relacionado con el proceso de fabricación de cartón corrugado como de los componentes del sistema de transmisión de potencia utilizados.

Como segunda actividad, se planteó una lluvia de ideas, para lo cual se les solicitó a los trabajadores y/o operarios del proceso plantear las posibles alternativas de solución a la problemática actual existente. Además, se plantearon otras alternativas desde el punto de vista ingenieril teniendo en cuenta los conocimientos adquiridos durante la carrera de ingeniería electromecánica, las cuales fueron organizadas y agrupadas.

La tercera actividad, consistió en evaluar dichas alternativas de solución en base a los parámetros establecidos por la empresa: economía, mantenimiento, espacio ocupado, entre otros. Para lo cual, se creó una matriz morfológica y/o ponderación, donde se evaluaron las ventajas y desventajas de cada una de estas ideas juntamente con los parámetros establecidos anteriormente, obteniendo como resultado la solución más idónea para esta problemática. Para la creación de la matriz de ponderación y/o evaluación, se utilizó como base los conceptos planteados en el Libro de diseño y desarrollo de productos de Ullrich (Ulrich, 2013).

Luego de tener identificada la mejor solución, se procedió a diseñar y seleccionar los nuevos elementos mecánicos, eléctricos y de control que formaron parte de la solución planteada. Para el diseño de los componentes mecánicos, se tomó como referencia los libros de Resistencia de materiales de Beer (Beer, 2009) y el de diseño mecánico de Robert Mott (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006).

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Para la selección de los componentes eléctricos y de control, se buscó que estos estuvieran disponibles en el mercado para mayor economía. Por último, se realizó el informe final juntamente con los planos mecánicos, eléctricos y de control necesarios para su posterior implementación, siempre y cuando la empresa decida realizarla.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 Diagnóstico de la máquina

4.1.1 Módulo de corrugado. Durante la visita programada a la empresa Dispapeles Guayabal se realizó una inspección visual general del funcionamiento de la máquina de cartón corrugado, donde se pudo identificar 3 puntos críticos: Uno es el módulo de corrugado, otro el de pegado y finalmente el de secado. Actualmente, el módulo de corrugado es el que presenta inconvenientes debido al desgaste y antigüedad de los componentes del sistema de transmisión de potencia que este posee, este cuenta con un motor eléctrico marca Siemens de 100 hp que trabaja a 1750 rpm, ver Figura 8,9 y 10.



Figura 8. Módulo 1 de la máquina productora de cartón corrugado.
Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 8 se puede apreciar el primer punto crítico del proceso de fabricación del cartón corrugado, aquí van ubicadas 2 bobinas de papel, una para la parte superior del producto y otra que es sometida al proceso de corrugado. Su principal inconveniente es que estas 2 bobinas deben girar a 300 rpm y el motor impulsor gira a 1750 rpm. Además, este sistema está compuesto por varias etapas: un sistema de transmisión por correas para que actúe como suiche a la hora que ocurra una interrupción del movimiento o parada imprevista de la máquina evitando que esta se dañe o el motor se quemara, ver Figura 9.



Figura 9. Sistema de transmisión de potencia del módulo 1 de la máquina corrugado.
Fuente: Elaboración propia.

Este sistema de transmisión de potencia por correas transmite el movimiento a un eje corto que alimenta un sistema reductor de velocidad de engranes. Es importante recordar que la velocidad angular de salida del motor es de 1750 rpm y no se puede reducir directamente hasta la velocidad deseada que es de 300 rpm.

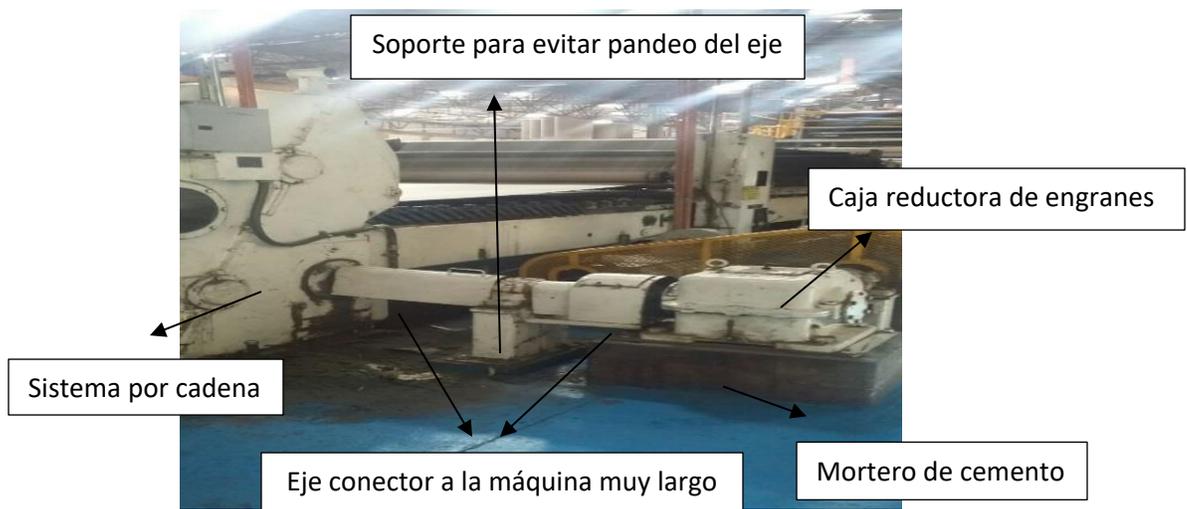


Figura 10. Caja reductora de engranes y eje conector a la máquina.
Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 10 se puede apreciar el espacio ocupado por el sistema de transmisión y reducción de potencia, además la adecuación de varios elementos para poner en funcionamiento este sistema, como por ejemplo: Soporte para evitar el pandeo del eje y el mortero de cemento fabricado para sostener y ubicar la caja reductora. Ahora, dentro del módulo se encuentra un sistema de

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

transmisión por cadena para transmitir el movimiento a los 4 ejes giratorios que esta posee en el módulo uno para generar la parte superior de la lámina de cartón corrugado, ver Figura 1.

4.1.2 Módulo de pegado. Durante la inspección del módulo de pegado se pudo apreciar su buen estado y el correcto funcionamiento de este durante el proceso de fabricación. En la Figura 11 se puede apreciar el estado de este como algunas impurezas dejadas por la resina de almidón utilizada para el proceso de pegado, la cual puede ser removida fácilmente con limpieza.



Figura 11. Rodillo del módulo 2 de pegado de la máquina de cartón corrugado.
Fuente: Elaboración propia.

4.1.3 Módulo de secado y unido de la lámina. En esta otra parte del proceso tampoco se encontraron inconvenientes, el proceso de pegado de las 2 láminas se efectúa correctamente. Además, la temperatura entregada por las resistencias que aceleran el proceso es la correcta 55 °C, ver Figura 12 y 13.



Figura 12. Módulo de secado y pegado de las láminas.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Fuente: Elaboración propia.

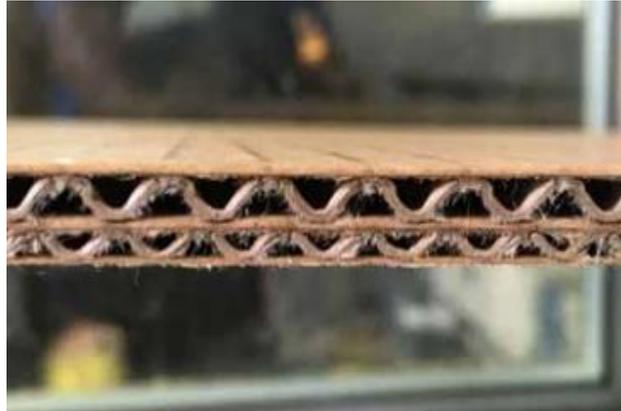


Figura 13. Lámina de entregada por la máquina de la empresa Dispapeles Guayabal S.A.

Fuente: Elaboración propia.

4.2 Alternativas de solución propuestas

Para solucionar a la problemática existente en el módulo 1 de la máquina corrugador a de cartón de la empresa Dispapeles Guayabal S.A, se realizó una lluvia de ideas por parte del personal de mantenimiento de la empresa como por los operarios directos de la máquina, de las cuales se destacaron las siguientes alternativas:

Alternativa N.1: Desde el punto de vista ingenieril, se planteó reevaluar el diseño del sistema de transmisión de potencia existente, dejando las mismas etapas y el motor actual que es muy costoso, pero realizando algunos cambios de forma. Por ejemplo, en la inspección realizada se pudo evidenciar la gran distancia entre centros existente en la primera etapa del sistema de transmisión donde se utiliza correas, lo que condujo a utilizar o diseñar un eje de 1,8 m, el cual presenta problemas de pandeo y fallas recurrente en los rodamientos que lo soportan, según lo indicado por personal de mantenimiento. Por eso también se optó por incluir una especie de soporte en la mitad de este eje para reducir este problemática, lo cual se evidencia en la Figura 9.

Alternativa N.2: Otra alternativa desde el punto de vista ingenieril es diseñar un sistema desde cero y realizar todos los cálculos para definir dimensiones, parámetros, componentes, pero este debe ser evaluado desde el punto de vista económico para evitar sobre costos para la empresa.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Alternativa N.3: La mayoría de los operarios propusieron buscar en el mercado un sistema de reducción que cubra las necesidades del proceso, no solamente la velocidad angular a las que giran las bobinas del proceso, sino también la potencia requerida para mover las bobinas de papel las cuales poseen un peso considerable. Pero es difícil encontrar un sistema que reduzca de 1750 rpm a 350 rpm directamente y también se debe verificar su costo.

Alternativa N.4: El personal de mantenimiento propuso cambiar las piezas dañadas y seguir trabajando con el mismo sistema de transmisión como se viene realizando. Pero esto conlleva a que ocurran paradas imprevistas o que la confiabilidad del sistema no sea la adecuada.

4.3 Matriz de ponderación creada

Para la selección de la alternativa idónea que dará solución a esta problemática, se consultó con la empresa Dispapeles Guayabal S.A, cuáles eran los parámetros más relevantes que debía contener la solución propuesta. Ellos definieron que esta no podía ocupar más espacio de la actual, debía ser económica debido a la problemática existente en relación con la pandemia del Covid 19 que ha reducido considerablemente sus ganancias, requerir de poco mantenimiento para disponer de la máquina en todo momento y cumplir con las metas establecidas por el cronograma de actividades de la empresa y, por último, fácil de implementar y que no requiera de equipos o herramientas que la empresa no posea y tenga que comprarlo o alquilarlos cada vez que se realice los mantenimientos respectivos. A continuación, cada uno de estos parámetros se les definió un valor porcentual según su relevancia para la empresa, ver Tabla 2.

Tabla 2. Valor porcentual asignado a cada uno de los parámetros establecidos.

PARÁMETRO	NIVEL BAJO	NIVEL ALTO
MANTENIMIENTO	0	0,3
COSTO	0	0,4
ESPACIO OCUPADO	0	0,2
FÁCIL IMPLEMENTACIÓN	0	0,1
COMERCIAL	0	0,2

Fuente: Elaboración propia.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Donde el nivel alto indica mayor valor o cantidad del parámetro y el nivel bajo indica un valor o cantidad menor de este parámetro. A continuación, se evalúan estas tres alternativas propuestas en relación con los parámetros establecidos por la empresa:

Tabla 3. Matriz de ponderación o evaluación.

Parámetros	Alternativa N.1	Alternativa N.2	Alternativa N.3	Alternativa N.4
Espacio	0.2	0.15	0.1	0.2
Costo	0.3	0.3	0.4	0,2
Mantenimiento	0.2	0.2	0.2	0,3
Fácil implementación	0.1	0.1	0.1	0,1
Comercial	0.2	0.2	0	0.2
Total	1.0	0.95	0.8	1.0

Fuente: Elaboración propia.

Según los resultados arrojados por la matriz, se puede evidenciar que la alternativa N. 1 y 4, serían las más indicadas, pero la alternativa N. 4 no transmite confiabilidad. Por tal motivo, se toma la alternativa N.1 y se puede pensar en realizar una unión entre la alternativa N.1 y 2, debido a la proximidad en el resultado obtenido.

4.4 Diseño del sistema de transmisión del módulo 1 de la máquina corrugadora de cartón de la empresa Dispapeles Guayabal S.A

4.4.1 Consideraciones tenidas para el diseño del sistema de transmisión de potencia.

Después de analizar los resultados obtenidos de la matriz diseñada, se llegó a la conclusión que se va a realizar un diseño teniendo en cuenta la solución 1 y 2, es decir se realizará un diseño desde cero, pero este estará compuesto por 3 etapas como el sistema actual, el cual durante muchos años tuvo buen desempeño y es familiar para el personal de mantenimiento y para los operarios de la máquina.

Sistema de transmisión por correas

Este sistema inicial es muy importante porque actúa como suiche a la hora de un atascamiento o interrupción durante el proceso impidiendo que el motor se dañe o quemado por sobre esfuerzo.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Primero, se calcula el torque de entrada entregado por el motor de 100 hp al sistema:

$$P = T * \omega$$

Donde:

P= potencia

T = torque

ω = velocidad angular en rad/s

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$T = \frac{100 \text{ hp} * \frac{550 \frac{\text{Lbf.ft}}{\text{seg}}}{1 \text{ hp}}}{1750 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}} = \frac{55000 \text{ Lbf.ft/s}}{183,25 \text{ rad/s}} = 300,13 \text{ Lbf. Ft}$$

Ahora, se calcula la potencia de diseño (Pd) que es igual a la potencia entregada por el motor multiplicada por el factor de servicio, el cual depende de la máquina impulsadora y las horas de trabajo (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006), para esto se utiliza la Tabla 4.

Tabla 4. Factores de servicio para correas en V.

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

Fuente: (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

La máquina productora de cartón corrugado funciona las 24 h del día durante 3 turnos laborales. Por tal motivo, la potencia de diseño es:

$$Pd = 100 \text{ hp} * 1,6 = 160 \text{ hp}$$

Con esta potencia y la velocidad angular de entrada, se utiliza la Figura 14 del manual de Intermec para calcular que tipo de banda en V que puede servir para nuestro caso:

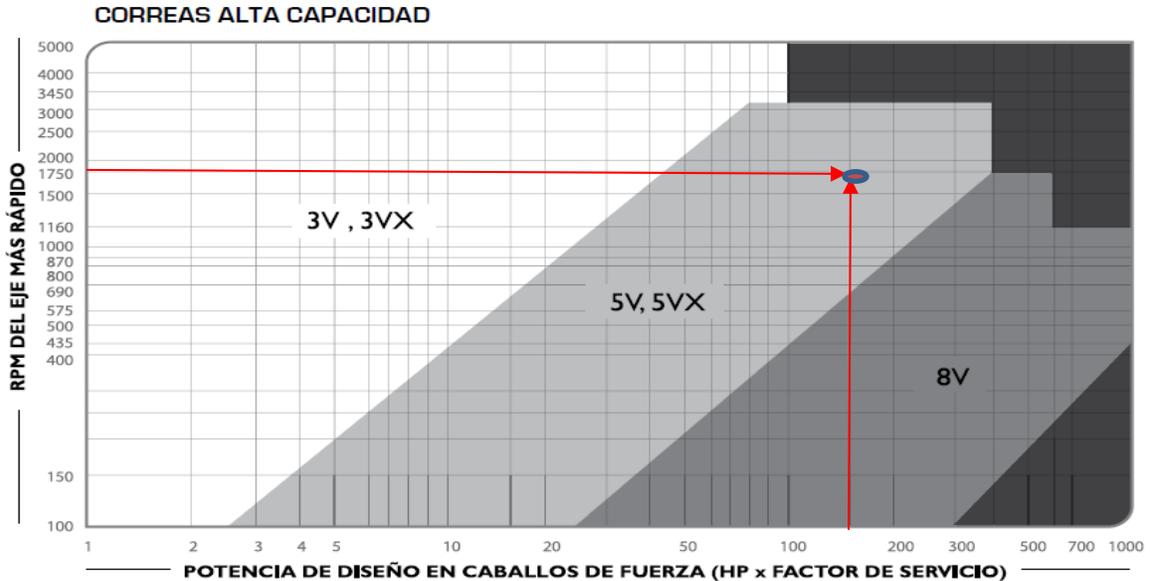


Figura 14. Tipo de bandas en V según la potencia de diseño Vs los rpm.
Fuente: (Intermec, 2016).

Se puede observar que una correa 5v o 5vx puede ser utilizada en el diseño propuesto en este trabajo.

Ahora, se procede a calcular el diámetro de la polea conductora, se recomienda para los sistemas de transmisión de potencia con correas una velocidad de tangencial de la correa entre los 2500 ft/min a 6500 ft/min según Mott (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006).

Para esto, se utiliza la siguiente ecuación:

$$D_1 = \frac{12 \cdot V}{\pi \cdot n_1}$$

Se toma una velocidad tangencial de 3000 ft/min

$$D_{p1} = \frac{12 \cdot 3000 \frac{ft}{min}}{\pi \cdot 1750 \frac{rev}{min}} = 6,5482 \text{ in}$$

Este es el diámetro arrojado por la formula, pero se debe buscar uno estándar o comercial, según el libro de Mott el diámetro más cercano y estándar para este valor es:

$$D_{p1} = 7 \text{ in}$$

Con este diámetro se recalcula la velocidad lineal de la correa para verificar si se encuentra entre los valores recomendados por Mott:

$$V = \frac{\pi * (1750 \frac{\text{rev}}{\text{min}}) * (7 \text{ in})}{12} = 3026,96 \text{ ft/min}$$

Con el diámetro de la polea conductora y la velocidad angular de entrada, se puede calcular la potencia nominal que entregaría esta correa 5v utilizando la Figura 15 del libro de Mott.

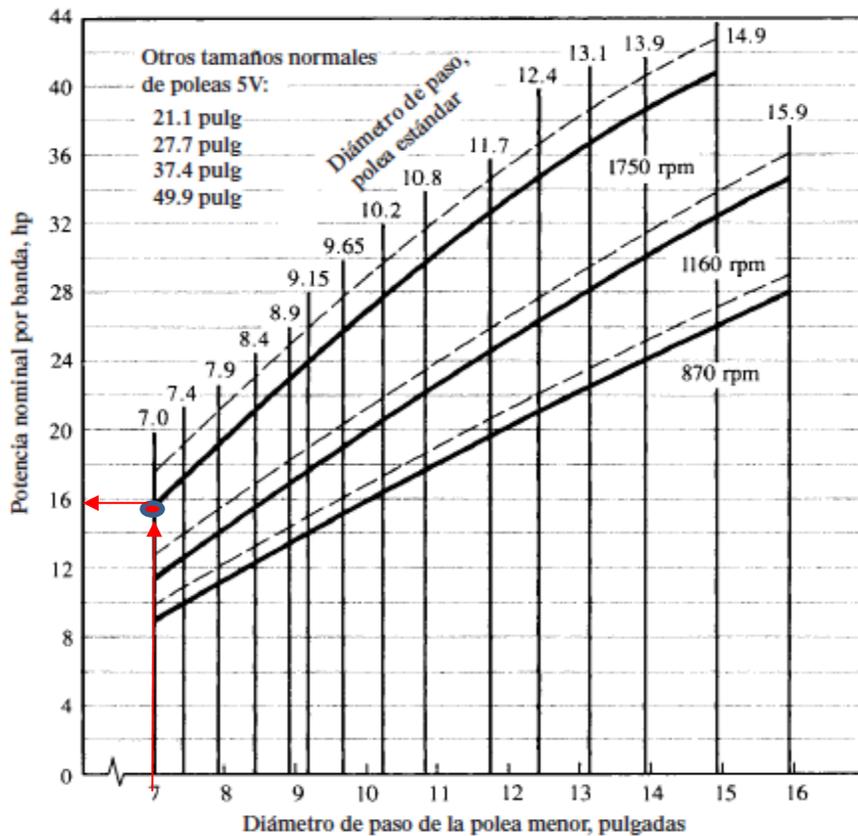


Figura 15. Potencia nominal de la correa indicada.
 Fuente: (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

Esta potencia nominal es de 16 hp por banda.

La velocidad angular de la polea 2 depende de la relación de transmisión seleccionada. Según lo recomendado por Mott la relación de transmisión por correas debe estar entre 1 a 3. Para este caso se tomará 2.

Para calcular el diámetro de paso de la polea Dp2:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

$$R_t = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} = 2$$

La velocidad angular de salida es:

$$\omega_2 = \frac{1750 \text{ rpm}}{2} = 875 \text{ rpm}$$

El diámetro de la polea 2 será:

$$D_{p2} = 2 * 7 \text{ in} = 14 \text{ in}$$

Pero el diámetro comercial más cercano es $D_{p2} = 13,9 \text{ in}$

Se debe calcular ahora la distancia entre centros (C) según (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006):

$$D_{p2} < C < 3 \times (D_{p2} + D_{p1})$$

$$13,9 \text{ in} < C < 3 \times (7 \text{ in} + 13,9 \text{ in})$$

$$13,9 \text{ in} < C < 62,7 \text{ in}$$

Con esta información se calcula la longitud de la banda con la siguiente ecuación:

$$L = 2 \times C + 1,57 \times (D_{p2} + D_{p1}) + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4 \times C}$$

Tomando $C = 18 \text{ in}$

$$L = 2 \times (18) + 1,57 \times (13,9 \text{ in} + 7 \text{ in}) + \frac{(13,9 - 7)^2}{4 \times 18} = 69,47 \text{ in} = 176,46 \text{ cm}$$

Se Verifica que la longitud calculada de la correa este entre las longitudes estándar de poleas 5V, para esto se utiliza la Tabla 5 (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006); y se elige un $L = 71 \text{ in}$ estándar y se recalcula la distancia entre centro.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Tabla 5. Longitud de correas estándar en pulgadas.

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

Fuente: (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

Entonces se recalcula la nueva distancia entre centros:

$$B = 4 \times L - 6,28 \times (Dp2 + Dp1)$$

$$B = 4 \times 71 - 6,28 \times (13,9 + 7) = 152,748 \text{ in}$$

$$B = 152,748 \text{ in}$$

Entonces la nueva distancia entre centros sería:

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32 \times (Dp2 - Dp1)^2}}{16}$$

$$C = \frac{152,748 \text{ in} + \sqrt{152,748 \text{ in}^2 - 32 \times (13,9 - 7)^2}}{16}$$

$$C = 18,77 \text{ in o } 47,69 \text{ cm}$$

Ahora se calcula el ángulo de contacto (θ) de la correa:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left[\frac{Dp2 - Dp1}{2 \times C} \right]$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left[\frac{13,9 - 7}{2 \times 18,77} \right]$$

$$\theta_1 = 158,81^\circ$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \times \text{sen}^{-1} \left[\frac{13,9 - 7}{2 \times 18,77} \right]$$

$$\theta_2 = 201,19^\circ$$

De las Figura 7.13, 7.14 y 7.15 de libro Mott pág. 276-277, se toman factores de corrección por ángulo de contacto 0.93, corrección por longitud de banda 0.92 y 1.9 potencia agregada y con estos se corrige la potencia.

$$P \text{ corregida} = (P \text{ cada correa}) \times C_\theta \times C_l$$

$$P \text{ corregida} = (16 + 1,9) \times 0,93 \times 0,92 = 15,31524 \text{ hp}$$

$$N \text{ correas} = \frac{160 \text{ hp}}{15,31524 \text{ hp}} = 10,4471 \text{ correas}$$

Como dan muchas correas, se debe aumentar el diámetro de paso de la correa conductora para ver cuantas correas se pueden disminuir. Para esto primero se debe escoger una velocidad lineal para la correa.

$$V = 4500 \text{ ft/min}$$

Se vuelve a recalcular todo lo anterior:

$$D_{p1} = \frac{12 * 4500 \frac{\text{ft}}{\text{min}}}{\pi * 1750 \frac{\text{rev}}{\text{min}}} = 9,82 \text{ in}$$

Este es el diámetro arrojado por la formula, pero se debe buscar uno estándar o comercial. Según (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006) el diámetro más cercano y estándar para este valor es:

$$D_{p1} = 10,2 \text{ in}$$

Con este diámetro se recalcula la velocidad lineal de la correa para verificar si se encuentra entre los valores recomendados por (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006):

$$V = \frac{\pi * (1750 \frac{\text{rev}}{\text{min}}) * (10,2 \text{ in})}{12} = 4673 \text{ ft/min}$$

Con el diámetro de la polea conductora y la velocidad angular de entrada, se vuelve a calcular la potencia nominal que entregaría esta correa 5v para lo cual se utiliza nuevamente la Figura 15 del libro de Mott.

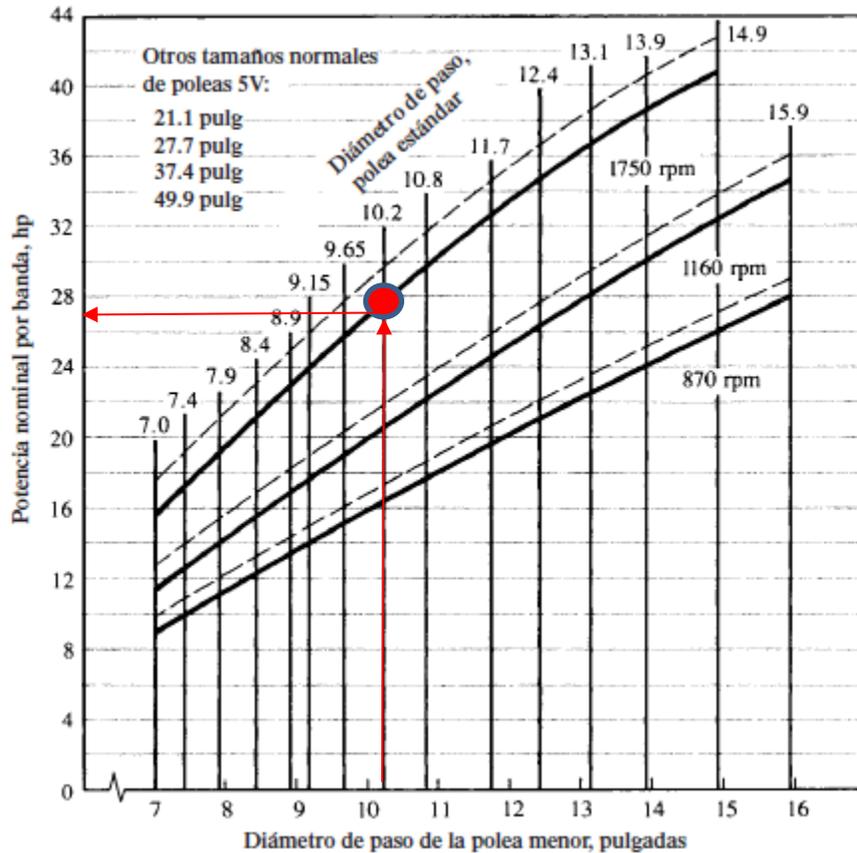


Figura 16. Potencia nominal de la correa indicada.
 Fuente: (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

Esta potencia nominal es de 27 hp por banda.

La velocidad angular de la polea 2 depende de la relación de transmisión seleccionada. Según lo recomendado por Mott la relación de transmisión por correas debe estar entre 1 a 3. Para este caso se tomará 2.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Para calcular el diámetro de paso de la polea D_{p2}:

$$R_t = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} = 2$$

La velocidad angular de salida es:

$$\omega_2 = \frac{1750 \text{ rpm}}{2} = 875 \text{ rpm}$$

El diámetro de la polea 2 será:

$$D_{p2} = 2 * 10,2 \text{ in} = 20,4 \text{ in}$$

Pero la polea comercial más próxima tendrá un diámetro igual a D_{p2} = 21,1 in

Se debe calcular ahora la distancia entre centros (C) según (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006):

$$D_{p2} < C < 3 \times (D_{p2} + D_{p1})$$

$$21,1 \text{ in} < C < 3 \times (10,2 \text{ in} + 21,1 \text{ in})$$

$$20,1 \text{ in} < C < 93,9 \text{ in}$$

Con esta información se calcula la longitud de la banda con la siguiente ecuación:

$$L = 2 \times C + 1,57 \times (D_{p2} + D_{p1}) + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4 \times C}$$

La distancia entre centros debe tener un valor entre 21,1 in y 93,9 in, se toma un valor de C= 26 in para que el sistema no ocupe mucho espacio (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

$$L = 2 \times (26) + 1,57 \times (10,2 \text{ in} + 21,1 \text{ in}) + \frac{(21,1 - 10,2)^2}{4 \times 26} = 102,28 \text{ in} = 259,79 \text{ cm}$$

Se verifica que la longitud calculada este entre las longitudes estándar de poleas 5V, utilizando la Tabla 5 y se elige un L= 100 in y se recalcula la distancia entre centros.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Entonces se recalcula la nueva distancia entre centros:

$$B = 4 \times L - 6,28 \times (Dp2 + Dp1)$$

$$B = 4 \times 100 - 6,28 \times (21,1 + 10,2)$$

$$B = 203,436 \text{ in}$$

Entonces la nueva distancia entre centros sería:

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32 \times (Dp2 - Dp1)^2}}{16}$$

$$C = \frac{203,436 \text{ in} + \sqrt{(203,436 \text{ in})^2 - 32 \times (21,1 - 10,2)^2}}{16}$$

$$C = 24,83 \text{ in o } 63,0717 \text{ cm}$$

Calculamos el ángulo de contacto (θ) de la correa:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left[\frac{Dp2 - Dp1}{2 \times C} \right]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left[\frac{21,1 - 10,2}{2 \times 24,83} \right]$$

$$\theta_1 = 154,64^\circ > 120^\circ \text{ OK}$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \times \text{sen}^{-1} \left[\frac{21,1 - 10,2}{2 \times 24,83} \right]$$

$$\theta_2 = 205,35^\circ$$

De las Figura 7.13, 7.14 y 7.15 de libro (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006) pág. 276-277, se toman factores de corrección por ángulo de contacto 0.93, corrección por longitud de banda 0.92 y se corrige la potencia.

$$P \text{ corregida} = (P \text{ cada correa} + P \text{ agragada}) \times C_\theta \times C_l$$

$$P \text{ corregida} = (26 + 1,9) \times 0,93 \times 0,92 = 23,87124 \text{ hp}$$

$$N \text{ correas} = \frac{160 \text{ hp}}{23,87124 \text{ hp}} = 6,7026 \text{ correas} \cong 7 \text{ correas}$$

La eficiencia del sistema de transmisión de potencia por correas es del 95 %, debido a deslizamientos puntuales en el contacto de la polea-correa (OCW, 2011). Entonces la potencia entregada por el sistema es:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

$$P_{\text{correas}} = 0,95 * 100 \text{ hp} = 95 \text{ hp}$$

El torque entregado es:

$$T_{\text{correas}} = \frac{95 \text{ hp} * \frac{550 \frac{\text{Lbf.ft}}{\text{seg}}}{1 \text{ hp}}}{91,92 \text{ rad/s}} = 568,4290 \text{ Lbf.ft}$$

La geometría de la correa es: (tal como se muestra en la figura 16).



Figura 17. Geometría de la correa en 5V seleccionada.
Fuente: (Intermec, 2016).

El tipo de polea es PQ7-5V115, donde el 7 indica el número de canales disponibles, el 5V es el tipo de correa y el 115 es el diámetro de paso, ver Figura 16.



Figura 18. Poleas con canales en V.
Fuente: (Intermec, 2016).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Sistema de transmisión por engranes

Esquema del sistema a diseñar: (tal como se muestra en la figura 18).

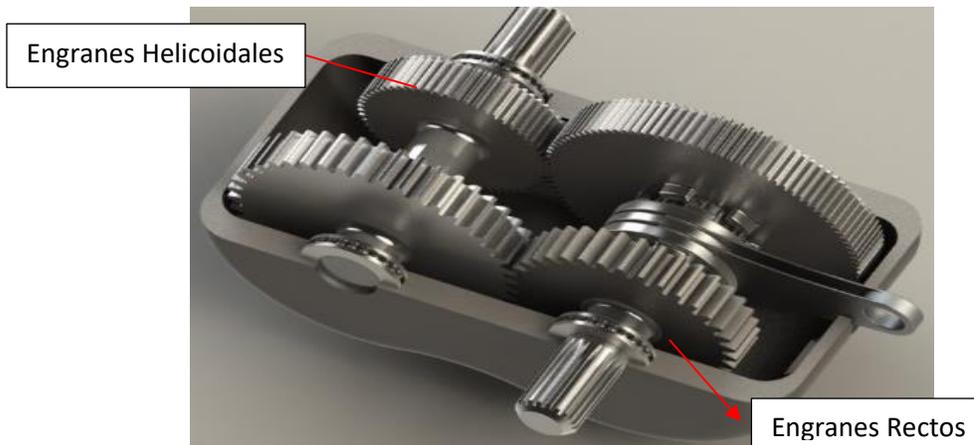


Figura 19. Caja reductora de engranes rectos y helicoidales.
Fuente: (Espinoza, 2019).

- **Primera etapa engranajes rectos**

La velocidad a la entrada del sistema de la caja reductora es de 875 RPM o 91,92 rad/s, debido a la relación de transmisión de las correas, la potencia entregada es de 95 hp y un torque de 568,4290 Lbf.ft

Para este caso los ejes donde están montados los engranajes de la caja reductora, no son analizados por ser cortos, ya que el objetivo es calcular el torque y la velocidad angular que entrega el sistema al eje principal de la máquina. Las recomendaciones para el diseño de engranajes rectos se pueden visualizar en la Tabla 6 (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Tabla 6. Número de dientes del piñón para garantizar que no exista interferencia.

Para un piñón engranado con una cremallera		Para un piñón de 20°, profundidad total, engranado con un engrane	
Forma del diente	Número mínimo de dientes	Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
Envolvente 14½°, profundidad total	32	→ 17	1309
Envolvente 20°, profundidad total	18	16	101
Envolvente 25°, profundidad total	12	15	45
		14	26
		13	16

Fuente: (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

Para el diseño, se seleccionó un ángulo de 20°, altura completa, $N_p = 17$ dientes y $P_d = 6$ dientes/pulg que es grueso y normalizado, Tablas 8,2 y 8,6 (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

$$D_{p1} = \frac{N_p}{P_d} = \frac{17}{6} = 2.8333 \text{ in}$$

Para esto, se tomó una relación de transmisión con el menor número de dientes de dientes para evitar el fenómeno de interferencia.

$$\frac{W_{entrada}}{W_{salida}} = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} = N_G / N_p$$

Donde:

$$1,5 = \frac{875 \text{ rpm}}{\omega_{salida}} = \frac{D_{p2}}{2,8333 \text{ in}} = \frac{N_G}{17}$$

Número de dientes del piñón 2

$$D_{p2} = (1,5) \times (2,8333 \text{ in}) = 4,25 \text{ in}$$

$$N_G = 17 \times 1,5 = 25,5 = 26 \text{ dientes}$$

La nueva relación de transmisión es:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

$$R_t = \frac{26}{17} = 1,53$$

Entonces se tiene que $\omega_1 = 875$ rpm y $\omega_2 = 583,33$ rpm.

$$D_{p2} = (1,53) \times (2,8333 \text{ in}) = 4,3345 \text{ in}$$

$$N_G = 17 \times 1,53 = 26 \text{ dientes}$$

Cinemática de los engranajes de dientes rectos:

Paso circular

$$P_c = \frac{\pi}{P_d} = \frac{\pi}{6} = 0.523586 \text{ in}$$

Adendum

$$a = \frac{1}{P_d} = \frac{1}{6} = 0.1666 \text{ in}$$

Dedendum

$$b = \frac{1,25}{P_d} = \frac{1,25}{6} = 0,2083 \text{ in}$$

Holgura

$$c = \frac{0,25}{P_d} = \frac{0,25}{6} = 0,04166 \text{ in}$$

Diámetro exterior del piñón

$$D_oP = \frac{N_p + 2}{P_d} = \frac{17 + 2}{6} = 3,1666 \text{ in}$$

Diámetro exterior del engrane

$$D_oG = \frac{N_G + 2}{P_d} = \frac{26 + 2}{6} = 4.6666 \text{ in}$$

Distancia entre centros

$$C = \frac{D_p + D_G}{2} = \frac{2,8333 + 4,3345}{2} = 3,5839 \text{ in}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Torque transmitido al engrane 2 de salida:

$$\frac{T_e}{r_e} = \frac{T_s}{r_s}$$

El torque entregado al eje 2 de la caja reductora es:

$$T_s = \frac{T_e * r_s}{r_e} = \frac{(568,4290 \text{ Lbf. ft}) * (2,16725 \text{ in})}{1,4165 \text{ in}} = 869,6983 \text{ Lbf. Ft}$$

- **Segunda etapa engranajes helicoidales**

La velocidad angular del eje 2 de la caja reductora será de 583,33 rpm y un torque de 869,6369 Lbf.ft. Para los engranajes helicoidales, se utilizarán las fórmulas encontradas (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

Para los engranes helicoidales se utilizará un ángulo normal de presión de 20°, ángulo de hélice 20° y $P_{dt} = 4$ diente/pulg.

La cinemática de los engranes helicoidales es:

El paso transversal (P_t):

$$P_t = \frac{\pi}{P_{dt}} = \frac{\pi}{4} = 0.7853 \text{ in}$$

Paso circular normal (P_{cn}):

$$P_n = P_t * \cos \varphi = 0.7853 \text{ in} * \cos 20 = 0,7379 \text{ in}$$

Paso axial será (P_{cx}):

$$P_{cx} = \frac{P_t}{\tan \varphi} = \frac{0.7853 \text{ in}}{\tan 20^\circ} = 2,1575 \text{ in}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

El ángulo de presión tangencial será:

$$\tan \phi_t = \frac{\tan \phi_n}{\cos \phi}$$

$$\phi_t = \tan^{-1} \frac{\tan 20}{\cos 20} = 21,17^\circ$$

Paso normal (Pn):

$$P_n = \frac{P_{dt}}{\cos \phi} = \frac{4}{\cos 20} = 4,2567 \text{ dientes/in}$$

Cinemática de los engranes helicoidales:

$$\text{Addendum} = 1/P_n = \frac{1}{4,2567} = 0,2349 \text{ in}$$

$$\text{Dedendum} = 1,25/P_n = \frac{1,25}{4,2567} = 0,2936 \text{ in}$$

Diámetro de Paso

$$D_{pp} = \frac{N_p}{P_{dt}} = \frac{11}{4} = 2,75 \text{ in}$$

La relación de transmisión es:

$$R_t = \frac{D_{pG}}{D_{pp}} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{583,33 \text{ rpm}}{\omega_4} = 1,5$$

La velocidad angular de salida de la caja reductora es:

$$\omega_4 = \frac{583,33 \text{ rpm}}{1,5} = 388,88 \text{ rpm}$$

Numero de dientes del piñón conducido es:

$$D_{pG} = 2,75 \text{ in} * 1,5 = 4,125 \text{ in}$$

Diámetro exterior

$$D_{oP} = D_{pp} + 2a = 2,75 \text{ in} + 2(0,2349) \text{ in} = 3,2198 \text{ in}$$

$$D_{oG} = D_{pG} + 2a = 4,125 + 2(0,2349) \text{ in} = 4,5948 \text{ in}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

La eficiencia de un sistema de transmisión por engranajes es del 94 %. Por tal motivo, el torque transmitido es:

$$T_{\text{caja reductora}} = \frac{95 \text{ hp} * 0,94 * \frac{550 \frac{\text{Lbf.ft}}{\text{seg}}}{1 \text{ hp}}}{388,88 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}} = 1206,1 \text{ Lbf. ft}$$

DISEÑO DE LOS EJES DE LA CAJA REDUCTORA

Para el diseño del primer eje de la caja reductora, se realizó un análisis tridimensional de las fuerzas. En la Figura 19 se puede visualizar el esquema propuesto para el montaje.

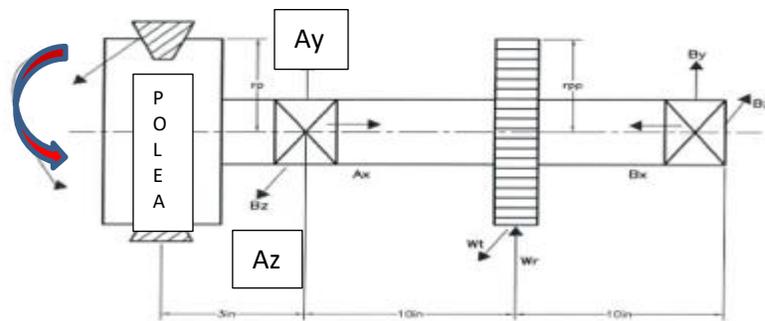


Figura 20. Eje 1 de la caja reductora.
Fuente: Elaboración Propia.

Sumatoria de fuerzas en el eje X

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x - B_x = 0$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\sum F_y = 0$$

$$B_y + A_y + W_r = 0$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Z

$$\sum F_z = 0$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

$$A_z - B_z + W_t = 0$$

Sumatoria de momentos en A

$$\sum M_A = M_{\text{piñon}} + M_{\text{chumacera B}} + T_{\text{impulsor}} = 0$$

La sumatoria de torques es:

$$\sum T = 0 \quad T_{\text{polea}} - W_{\text{piñon}} * r_{\text{piñon}} = 0$$

Entonces:

$$W_{t2} = \frac{T_{\text{polea}}}{r_{p1}} = \frac{869,6983 \text{ Lbf} \cdot \text{ft}}{2,16725 \text{ in}} * \frac{12 \text{ in}}{1 \text{ ft}} = 4815,1545 \text{ Lbf}$$

$$W_{r2} = (4815,1545 \text{ Lbf}) * \tan 20^\circ = 1752,5729 \text{ lbf}$$

Momento realizado por las fuerzas aplicadas en el eje:

$$M_{\text{piñon}} = (10 \text{ i} - 1,4165 \text{ j} + 0 \text{ k}) \times (0 \text{ i} + 1752,5729 \text{ lbf j} + 4815,1545 \text{ k})$$

El momento generado por la carga aplicada en el piñón:

$$M_{\text{piñon}} = 17525,729 \text{ lbf} \cdot \text{in k} - 48151,545 \text{ lbf} \cdot \text{in j} - 6820,666 \text{ lbf} \cdot \text{in i}$$

$$M_{\text{chumacera,B}} = (20 \text{ i} + 0 \text{ j} + 0 \text{ k}) \times (-B_x \text{ i} + B_y \text{ j} - B_z \text{ k})$$

$$M_{\text{chumacera,B}} = 20 B_y \text{ k} + 20 B_z \text{ j}$$

La sumatorias de momentos será:

$$\sum M_y = -48151,545 \text{ lbf} \cdot \text{in j} + 20 B_z \text{ j} = 0$$

$$B_z = \frac{48151,545 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{20 \text{ in}} = 2407,5772 \text{ lbf}$$

$$\sum M_z = 17525,729 \text{ lbf} \cdot \text{in} + 20 B_y = 0$$

$$B_y = \frac{17525,729 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{20 \text{ in}} = -876,2864 \text{ lb}$$

Entonces:

$$A_y = -W_r - (-B_y) = -1752,5729 \text{ lbf} + 876,2864 \text{ lb} = -876,2864 \text{ lbf}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Sumatoria de fuerzas en el eje Z

$$A_z = B_z - W_t = 2407,5772 \text{ lbf} - 4815,1545 \text{ Lbf} = -2407,5773 \text{ lbf}$$

DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EJE 1

Para los diagramas se utilizó el programa MDSOLID4.1, el cual permite obtener el punto donde ocurre el momento máximo en el eje, plano xy.

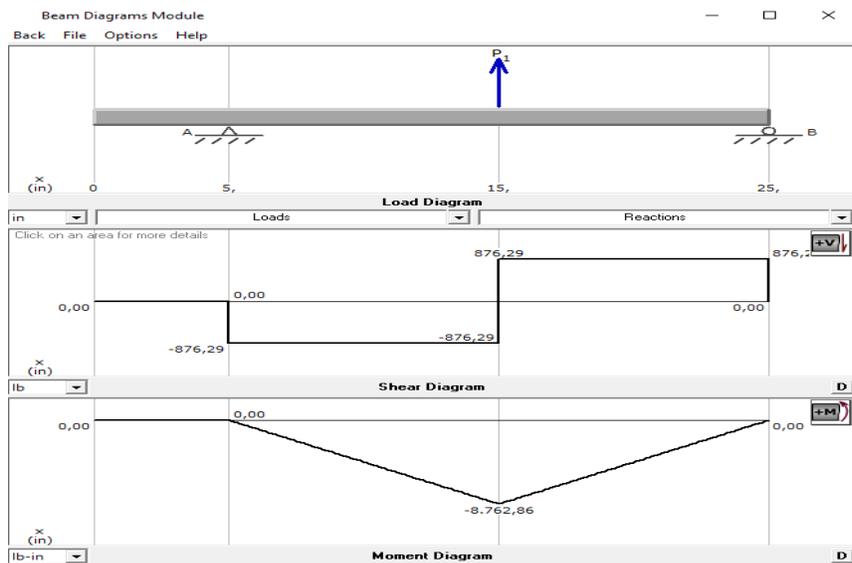


Figura 21. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de eje 1 plano xy.

Fuente: Elaboración propia.

El programa muestra el valor de las reacciones en cada uno de los apoyos:

$$A_y = -876,2865 \text{ Lbf} \text{ y } B_y = 876,2865 \text{ Lbf}$$

Ahora, se realiza el diagrama para el plano xz

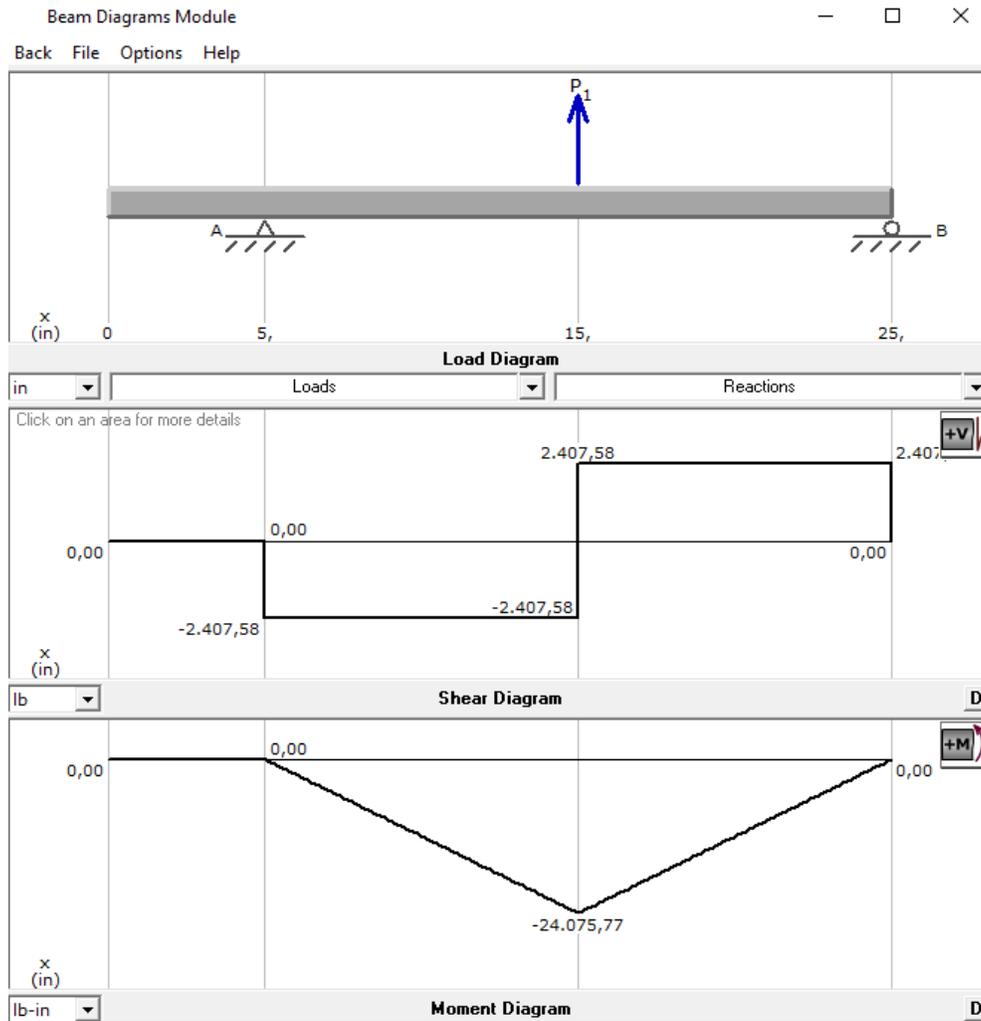


Figura 22. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de eje 1 plano xz.
 Fuente: Elaboración propia.

El programa muestra el valor de las reacciones en cada uno de los apoyos:

$$A_z = -2407,58 \text{ Lbf} \text{ y } B_z = 2407,58 \text{ Lbf}$$

En los diagramas, se puede apreciar que el punto ubicado a 15 in del extremo izquierdo, se generan los momentos máximos:

$$M_y = -8,76286 \cdot 10^3 \text{ lbf} \cdot \text{in} \text{ y } M_z = -24,075 \cdot 10^3 \text{ Lbf} \cdot \text{in}$$

Se debe analizar los diferentes puntos del diagrama de momentos flectores en XY y XZ, además de otras variables para calcular el diámetro mínimo del eje. Para lo cual se utiliza la siguiente ecuación (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006):

$$D = \left[\frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{K_t * M}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Para esto se debe seleccionar primero un material para el diseño del eje, en este caso se utiliza un AISI 1144 OQT 1000, cuyas propiedades se presentan en la Tabla 7:

Tabla 7. Propiedades del acero AISI 1144, consultadas en el libro de Mott, Figura A4-2.

Material	S _y (Psi)	S _{ut} (Psi)	% de elongación
AISI 1144 OQT 1000	83000	118000	19

Fuente: (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

La resistencia a la fatiga de una viga de laboratorio (S_n) es:

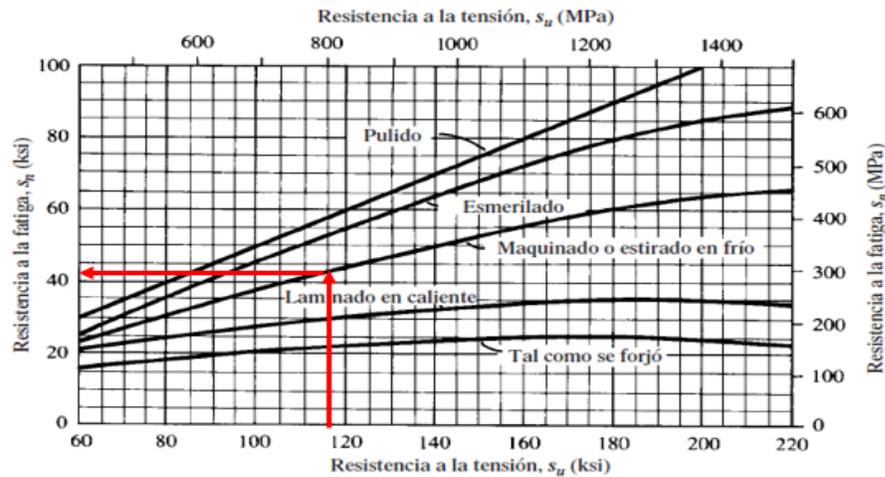


Figura 23. Resistencia a la fatiga de modificada vs Resistencia última (S_u).

Fuente: (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

El S_n es:

$$S_n = 42000 \text{ Psi}$$

Donde S_n es la resistencia a la fatiga de una viga real:

$$S_n' = C_m * C_{st} * C_R * C_s * S_n$$

Donde los factores C son obtenidos de la página 175 del libro de Mott (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006):

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Factor del material (C_m):

$$C_m = 1.0$$

Factor de esfuerzo (C_{st}):

$$C_{st} = 0,8$$

Para un factor de confiabilidad (C_R) de 0,99:

$$C_R = 0,81$$

Para un diámetro aproximado de 2,5 in un factor de tamaño (C_s):

$$C_s = 0,78$$

Entonces S_n es:

$$S_n' = (1,0) * (0,8) * (0,81) * (0,78) * (42000 \text{ Psi}) = 21228,48 \text{ Psi}$$

Se asume, un factor de seguridad $N = 2$ y un factor de concentración de esfuerzo por cambio de diámetro $K = 2,5$.

Por último, se reemplaza valores en ecuación para el D del Eje, pero antes se debe calcular el momento resultante en el punto de análisis:

Donde:

$$M = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}$$

Para el punto $X = 15$ in, los momentos son:

$$M = \sqrt{(-8,76286 \text{ klbf. in})^2 + (-24,07577 \text{ klbf. in})^2} = 25,6208 \text{ klbf. in}$$

El torque en el eje es:

$$T = 568,4290 \text{ Lbf. ft} * \frac{12 \text{ in}}{1 \text{ ft}} = 6821,148 \text{ Lbf. in}$$

El diámetro del eje en el punto A es:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

$$D = \left[\frac{32 * (2)}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{(2,5) * (25,6208 \text{ klf. in})}{21228,48 \text{ Psi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{6821,148 \text{ Lbf. in}}{83000 \text{ Psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 3,9468 \text{ in}$$

Después de operar la expresión se tiene como resultado un $D = 3,9468 \text{ in}$ que es el diámetro mínimo admisible permitido para este eje. A partir de este se dimensionan las otras partes del eje.

DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EJE 2

Para el diseño del segundo eje de la caja reductora, se realizó un análisis tridimensional de las fuerzas. En la Figura 19 se pudo visualizar el esquema propuesto para el montaje.

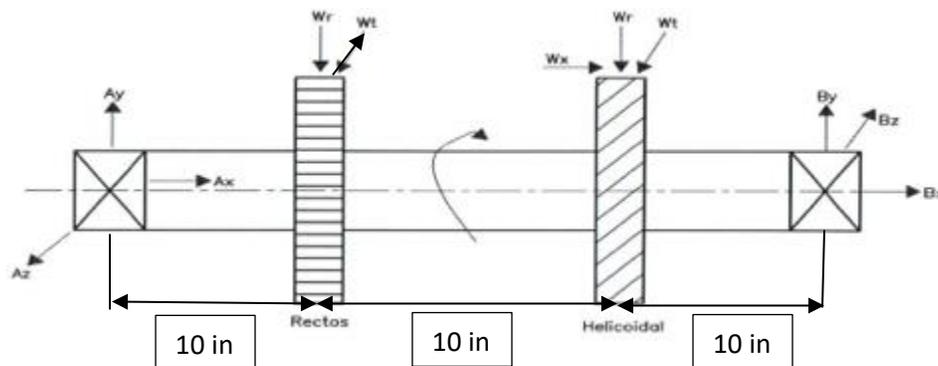


Figura 24. Eje 2 de la caja reductora.
Fuente: Elaboración Propia.

Sumatoria de fuerzas en el eje X

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x + B_x = 0$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y, donde w_{r2} es la fuerza radial del piñón recto y w_{r3} es la fuerza radial del piñón helicoidal

$$\sum F_y = 0$$

$$B_y + A_y - W_{r2} - W_{r3} = 0$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Sumatoria de fuerzas en el eje Z, donde w_{t2} es la fuerza tangencial del piñón recto y w_{t3} es la fuerza tangencial del piñón helicoidal

$$\sum F_z = 0$$

$$A_z - B_z - W_{t2} + W_{t3} = 0$$

Sumatoria de momentos en A

$$\sum M_A = M_{\text{piñon 2}} + M_{\text{chumacera B}} + M_{\text{piñon 3}} = 0$$

La sumatoria de torques es:

$$\sum T = 0 \quad W_{t2} * r_{\text{piñon 2}} - W_{t3} * r_{\text{piñon 3}} = 0$$

Entonces:

$$W_{t3} = \frac{4815,1545 \text{ Lbf} * 2.16725 \text{ in}}{1,375 \text{ in}} = 7589,5589 \text{ Lbf}$$

$$W_{r3} = (7589,5589 \text{ Lbf}) * \tan 20^\circ = 2762,3735 \text{ lbf}$$

Momento realizado por las fuerzas aplicadas en el eje:

$$M_{\text{piñon2}} = (10 \text{ i} + 2.16725 \text{ j} + 0 \text{ k}) \times (0 \text{ i} - 1752,5729 \text{ j} - 4815,1545 \text{ k})$$

El momento generado por la carga aplicada en el piñón recto 2:

$$M_{\text{piñon2}} = -17525,729 \text{ lbf. in k} + 48151.545 \text{ lbf. in j} - 10435,6434 \text{ lbf. in i}$$

El momento generado por la chumacera en B:

$$M_{\text{chumacera,B}} = (30 \text{ i} + 0 \text{ j} + 0 \text{ k}) \times (B_x \text{ i} + B_y \text{ j} - B_z \text{ k})$$

$$M_{\text{chumacera,B}} = 30 B_y \text{ k} + 30 B_z \text{ j}$$

El momento generado por la carga aplicada en el piñón helicoidal 3:

$$M_{\text{piñon3}} = (20 \text{ i} + 1,375 \text{ j} + 0 \text{ k}) \times (0 \text{ i} - 2762,3735 \text{ j} + 7589,5589 \text{ k})$$

$$M_{\text{piñon3}} = -55247,47 \text{ lbf. in k} - 151791,178 \text{ lbf. in j} + 10435,6434 \text{ lbf. in i}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

La sumatorias de momentos será:

$$\sum M_y = 48151.545 \text{ lbf. in } j + 30 B_z j - 151717,638 \text{ lbf. in } = 0$$

$$B_z = \frac{103566,093 \text{ lbf.in}}{30 \text{ in}} = 3454,56 \text{ lbf}$$

$$\sum M_z = -17525,729 \text{ lbf. in } + 30B_y - 55247,47 \text{ lbf. in } k = 0$$

$$B_y = \frac{72773,199 \text{ lbf. in}}{30 \text{ in}} = 2425,7733 \text{ lb}$$

Entonces:

$$B_y + A_y - W_{r2} - W_{r3} = 0$$

$$A_y = W_{r2} + W_{r3} - B_y = 1752,5729 \text{ lbf} + 2762,3735 \text{ lbf} - 2425,7733 \text{ lb}$$

$$A_y = 2089,1731 \text{ lbf}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Z

$$A_z - B_z - W_{t2} + W_{t3} = 0$$

$$A_z = 3454,56 \text{ lbf} + 4815,1545 \text{ Lbf} - 7585,8819 \text{ lbf} = 680,25 \text{ lbf}$$

DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EJE 2

Para los diagramas, se utilizó el programa MDSOLID4.1 el cual permite obtener el punto donde ocurre el momento máximo en el plano xy, ver Figura 24.

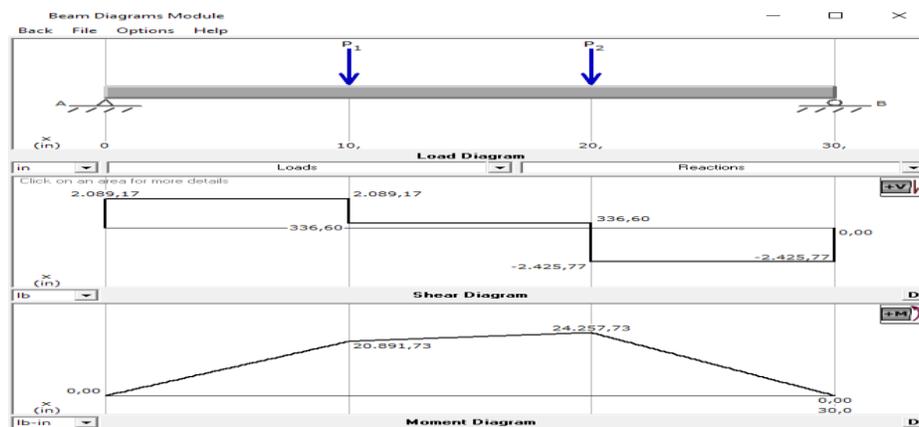


Figura 25. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de eje 2 plano xy.

Fuente: Elaboración propia.

El programa muestra el valor de las reacciones en cada uno de los apoyos:

$$A_y = 2089,1731 \text{ Lbf y } B_y = 2425,77 \text{ Lbf}$$

Ahora, se realiza el diagrama para el plano xz, ver Figura 25.

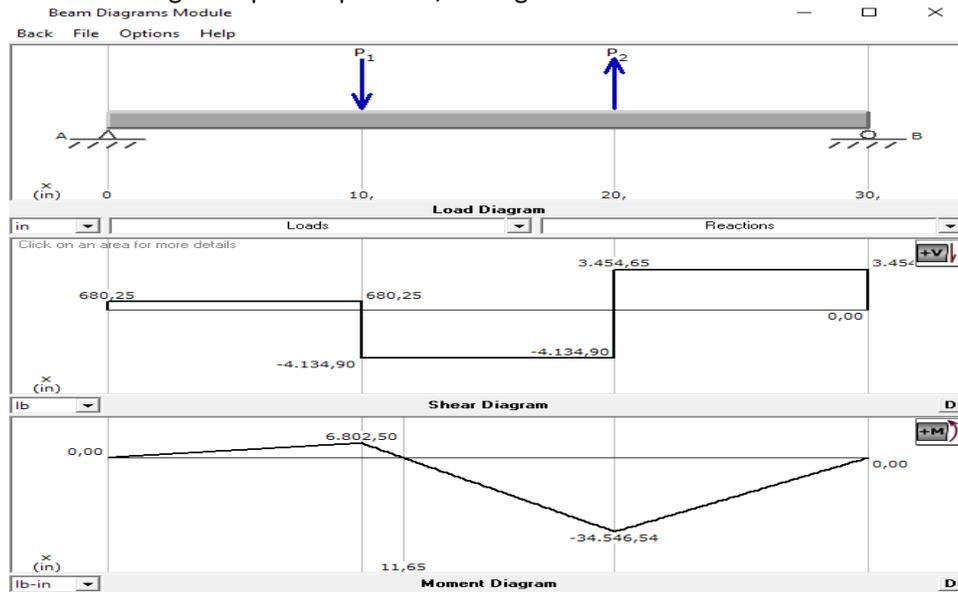


Figura 26. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de eje 2 plano xz.
Fuente: Elaboración propia.

El programa muestra el valor de las reacciones en cada uno de los apoyos:

$$A_z = 680,25 \text{ Lbf y } B_z = 3454,65 \text{ Lbf}$$

En los diagramas, se puede apreciar que existen 2 puntos de interés en el eje, uno en $x=10$ in y otro $x=15$ in, los momentos generados son:

Para $X=10$ in, los momentos son:

$$M_y = 20871,73 \text{ lbf.in y } M_z = 6802,50 \text{ Lbf.in}$$

Para $X=15$ in, los momentos son:

$$M_y = 24257,53 \text{ Lbf.in y } M_z = -34565,34 \text{ Lbf.in}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Se debe analizar los diferentes puntos del diagrama de momentos flectores en XY y XZ, además de otras variables para calcular el diámetro mínimo del eje. Para lo cual se utiliza la siguiente ecuación:

$$D = \left[\frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{K_t * M}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Para esto se debe seleccionar primero un material para el diseño del eje, en este caso se utiliza un AISI 1144 OQT 1000, cuyas propiedades se muestran en la Tabla 7:

La resistencia a la fatiga de una viga de laboratorio (S_n) es:

$$S_n = 42000 \text{ Psi}$$

Donde S_n es la resistencia a la fatiga de una viga real:

$$S_n' = C_m * C_{st} * C_R * C_s * S_n$$

Donde los factores C son obtenidos de la página 175 del libro de Mott (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006):

Factor del material (C_m):

$$C_m = 1.0$$

Factor de esfuerzo (C_{st}):

$$C_{st} = 0,8$$

Para un factor de confiabilidad (C_R) de 0,99:

$$C_R = 0,81$$

Para un diámetro aproximado de 2,5 in un factor de tamaño (C_s):

$$C_s = 0,78$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Entonces S_n es:

$$S_n' = (1,0) * (0,8) * (0,81) * (0,78) * (42000 \text{ Psi}) = 21228,48 \text{ Psi}$$

Se asume, un factor de seguridad $N= 2$ y un factor de concentración de esfuerzo por cambio de diámetro $K= 2,5$.

Por último, se reemplazan los valores en la ecuación para el D del Eje, pero antes se debe calcular el momento resultante en el punto de análisis:

Donde:

$$M = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}$$

Para el punto $X=10$ in, los momentos son:

$$M = \sqrt{(20871,73 \text{ lbf. in})^2 + (6802,50 \text{ Lbf. in})^2} = 21952,29 \text{ lbf. in}$$

El torque en el eje es:

$$T = 869,6983 \text{ Lbf. Ft} * \frac{12 \text{ in}}{1 \text{ ft}} = 10436,3796 \text{ Lbf. in}$$

El diámetro del eje en el punto A es:

$$D = \left[\frac{32 * (2)}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{(2,5) * (21952,29 \text{ lbf. in})^2}{21228,48 \text{ Psi}} + \frac{3}{4} * \left(\frac{10436,3796 \text{ Lbf. in}}{83000 \text{ Psi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$$

$$D = 3,7490 \text{ in}$$

Después de operar la expresión se tiene como resultado un $D= 3,7490$ in que es el diámetro mínimo admisible permitido para este eje. A partir de este se dimensionan las otras partes del eje.

Para el punto $X=20$ in, los momentos son:

$$M = \sqrt{(24257,53 \text{ Lbf. in})^2 + (-34565,34 \text{ Lbf. in})^2} = 42227,84 \text{ Lbf. in}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

El torque en el eje es:

$$T = 869,6983 \text{ Lbf. Ft} * \frac{12 \text{ in}}{1 \text{ ft}} = 10436,2396 \text{ Lbf. in}$$

El diámetro del eje en el punto B es:

$$D = \left[\frac{32 * (2)}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{(2,5) * (42227,84 \text{ Lbf. in})^2}{21228,48 \text{ Psi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{10436,2396 \text{ Lbf. in}}{83000 \text{ Psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 3,9371 \text{ in}$$

Después de operar la expresión se obtiene como resultado se tiene un D= 4,6614 in que es el r6 diámetro mínimo admisible permitido para este eje. A partir de este se dimensionan las otras partes del eje.

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DEL EJE 1

Para la selección de los rodamientos del primer eje, se consideran las cargas radiales A_y , A_z , B_y y B_z resultantes en cada uno de los apoyos del diseño del eje. Para este tipo de cargas el procedimiento es el siguiente:

- Se especifica la carga de diseño, reacción equivalente o resultante de las fuerzas que actúan sobre cada soporte del eje:

$$R_A = \sqrt{(R_{Ay})^2 + (R_{Az})^2}$$

Se sustituyen las reacciones encontradas en los apoyos en A:

$$R_A = \sqrt{(-876,2865 \text{ Lbf})^2 + (-2407,58 \text{ Lbf})^2} = 2562,0927 \text{ lbf}$$

- Se asume que la pista interior es la que gira o la exterior, en nuestro caso se asume que gira la interior. Por lo tanto V:1 (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006):

$$P_d = (1) * (2562,0927 \text{ lbf}) = 2562,0927 \text{ lbf}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Para calcular la carga dinámica básica es indispensable conocer el número de revoluciones con las cuales trabaja el fabricante, estas pueden ser 10^6 revoluciones:

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

Utilizando la Tabla 8, se selecciona el número de horas de trabajo para el diseño según el tipo de máquina, en este caso maquinaria industrial.

Tabla 8. Duración recomendada para rodamientos.

APLICACIÓN	DURACION DEL DISEÑO (L_d O h)
Electrodomésticos	1000 a 2000
Motores de aviación	1000 a 4000
Automotores	1500 a 5000
Equipo Agrícola	3000 a 6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones	8000 a 15000
Motores eléctricos, sopladores y máquinas industriales →	20000 a 30000
Bombas y Compresores	40000 a 60000
Equipo críticos en funcionamiento de 24 h	100000 a 200000

Fuente: (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

Las horas recomendadas están entre 20000 y 30000 se toma el valor inicial de 20000 h para tener un factor de seguridad mayor

Como L_d es la vida esperada para el rodamiento según el diseñador (rev):

$$L_d = (20000 \text{ h}) * \left(875 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) * \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{hora}} \right) = 1050 * 10^6 \text{ rev}$$

Entonces el $K= 3$ cuando es de bolas y la carga dinámica básica es:

$$C = (2562,0927 \text{ lbf}) * \left(\frac{1050 * 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 26034,98 \text{ lbf}$$

Este sería el tipo de rodamiento a utilizar para cada soporte del eje porque las cargas son iguales.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Ahora, se identifican los posibles rodamientos a utilizar según las Tablas del libro de Mott (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006), ver Tabla 9.

Tabla 9. Características de los rodamientos de bolas de una hilera ranura profunda

Numero rodamiento	Dimensiones nominales del rodamiento						Diámetro de escalón preferido		Capacidad básica de carga estática C ₀ Lbf	Capacidad básica de carga dinámica C Lbf	
	d		D		B		r	EJE			CAJA
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in			
6224	120	4,7244	215	8,4646	40	1,5748	0,079	5,197	7,992	26200	26900

Fuente: (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

El rodamiento seleccionado es el **6224** de bolas con ranura profunda para el soporte en A

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DEL EJE 2

Para la selección de los rodamientos del segundo eje, se consideran las cargas radiales A_y, A_z, B_y y B_z resultantes del diseño del eje. Para este tipo de cargas el procedimiento es el siguiente:

- Se especifica la carga de diseño, reacción equivalente o resultante de las fuerzas que actúan sobre cada soporte del eje:

$$R_A = \sqrt{(R_{Ay})^2 + (R_{Az})^2}$$

Se sustituyen las reacciones encontradas en los apoyos en A:

$$R_A = \sqrt{(2089,1731 \text{ lbf})^2 + (680,25 \text{ lbf})^2} = 2197,1309 \text{ lbf}$$

Se asume que la pista interior es la que gira o la exterior, en nuestro caso se asume que gira la interior. Por lo tanto V:1 (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006):

$$P_d = (1) * (2197,1309 \text{ lbf}) = 2197,1309 \text{ lbf}$$

Para calcular la carga dinámica básica, es indispensable conocer el número de revoluciones con las cuales trabaja el fabricante, estas pueden ser 10⁶ revoluciones:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

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

Utilizando la siguiente Tabla 7, se selecciona el número de horas de trabajo para el diseño según el tipo de máquina, en este caso maquinaria industrial.

Las horas recomendadas están entre 20000 y 30000 se toma el valor inicial de 20000 h para tener un factor de seguridad mayor.

Como L_d es la vida esperada para el rodamiento según el diseñador (rev):

$$L_d = (20000 \text{ h}) * \left(583,33 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) * \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{hora}}\right) = 699,99 * 10^6 \text{ rev}$$

Entonces el $K= 3$ cuando es de bolas y la carga dinámica básica es:

$$C = (2197,1309 \text{ lbf}) * \left(\frac{699,99 * 10^6}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 19504,06 \text{ lbf}$$

Ahora, se identifican los posibles rodamientos a utilizar según Mott (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006), ver Tabla 10.

Tabla 10. Características de los rodamientos de bolas de una hilera ranura profunda

Numero rodamiento	Dimensiones nominales del rodamiento							Diámetro de escalón preferido		Capacidad básica de carga estática C_0	Capacidad básica de carga dinámica C
	d		D		B		r	EJE	CAJA	Lbf	Lbf
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in			
6221	105	4,1339	190	7,4803	36	1,4173	0,079	4,606	7,008	20900	23000

Fuente: (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

Para la selección del cojinete ubicado en el soporte B:

- Se especifica la carga de diseño, reacción equivalente o resultante de las fuerzas que actúan sobre cada soporte del eje:

$$R_B = \sqrt{(R_{By})^2 + (R_{Bz})^2}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

$$R_B = \sqrt{(2425,77 \text{ lbf})^2 + (3456,53 \text{ lbf})^2} = 4222,79 \text{ lbf}$$

Se asume que la pista interior es la que gira o la exterior, en nuestro caso se asume que gira la interior. Por lo tanto V:1 (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006):

$$P_d = (1) * (4222,79 \text{ Lbf}) = 4222,79 \text{ lbf}$$

Utilizando la Tabla 7, se selecciona el número de horas de trabajo para el diseño según el tipo de máquina, en este caso maquinaria industrial.

Las horas recomendadas están entre 20000 y 30000 se toma el valor inicial de 20000 h para tener un factor de seguridad mayor.

Como L_d es la vida esperada para el rodamiento según el diseñador (rev):

$$L_d = (20000 \text{ h}) * \left(583,33 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) * \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{hora}}\right) = 699,99 * 10^6 \text{ rev}$$

Entonces el $K=3$ cuando es de bolas y la carga dinámica básica es:

$$C = (4222,79 \text{ lbf}) * \left(\frac{699,99 * 10^6}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 37485,9562 \text{ lbf}$$

Ahora, se identifican los posibles rodamientos a utilizar según las Tablas del libro de Mott (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006), ver Tabla 11.

Tabla 11. . Características de los rodamientos de bolas de una hilera ranura profunda

Numero rodamiento	Dimensiones nominales del rodamiento							Diámetro de escalón preferido		Capacidad básica de carga estática C_0	Capacidad básica de carga dinámica C
	d		D		B		r	EJE	CAJA	Lbf	Lbf
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in			
6236	180	7,0866	320	12,8954	52	2,0472	0,118	7,758	11,929	46500	39000

Fuente: (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

Los rodamientos seleccionados son 6221 y 6236 de bolas con ranura profunda para el soporte A y B, para el eje 2.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

A continuación, se puede apreciar una vista del sistema de transmisión de potencia diseñado, ver Figura 26.

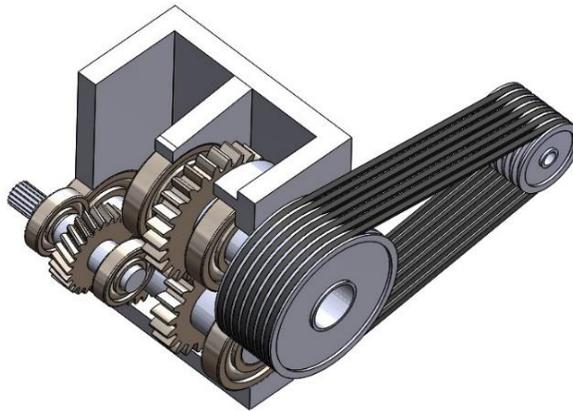


Figura 27. Vista de corte del sistema de transmisión de potencia diseñado para el módulo 1 de la máquina fabricante de cartón corrugado.

Fuente: Elaboración Propia.

Vista de techo de la caja reductora de velocidad del sistema diseñado, ver Figura 27.

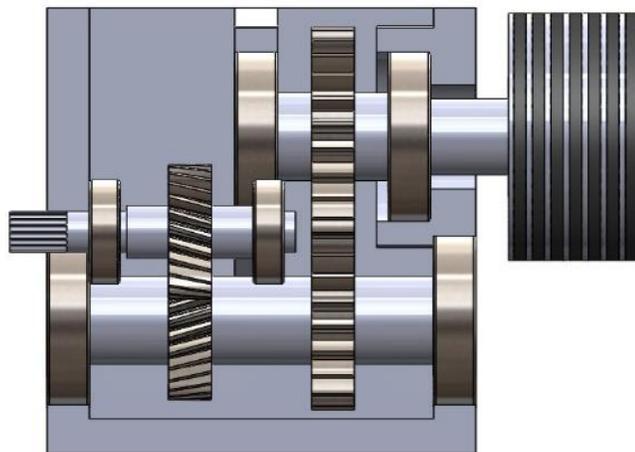


Figura 28. Vista de techo de la caja reductora diseñada.

Fuente: Elaboración Propia.

Vista lateral con corte del sistema de transmisión de potencia diseñado para la máquina fabricante de cartón corrugado, ver Figura 28.

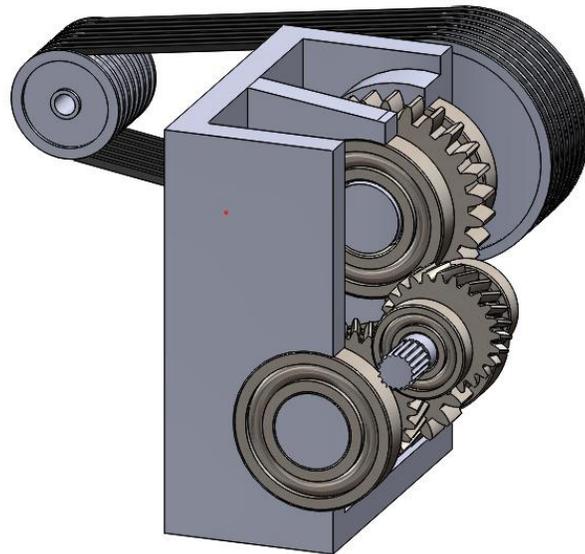


Figura 29. Vista lateral del sistema de transmisión de potencia diseñado.
Fuente: Elaboración Propia.

Plano eléctrico del sistema de encendido del motor eléctrico que alimenta al sistema de transmisión diseñado, ver Figura 29.

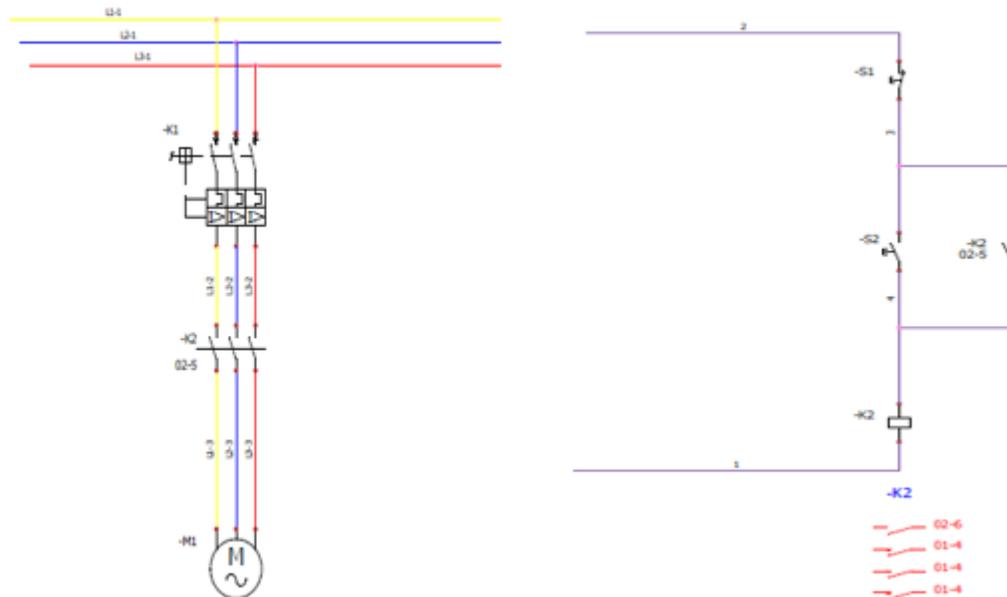


Figura 30. Plano eléctrico de encendido del motor eléctrico que alimenta al sistema de transmisión de potencia diseñado.
Fuente: Elaboración Propia.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

El plano eléctrico consta de 2 diagramas, el diagrama de potencia y el diagrama de control. En la parte izquierda se observa el diagrama de potencia, el cual indica que se tiene una línea trifásica marcadas como L1,L2 Y L3. Las cuales son la alimentación del motor, cuenta con un disyuntor trifásico (K1) el cual se encarga de proteger el circuito en caso de corto o sobre corriente. El motor se enciende cuando los contactos normalmente abiertos del contactor (k2) se cierran y el disyuntor se encuentra cerrado.

El diagrama del costado derecho hace referencia al control, el cual cuenta con un pulsador normalmente cerrado de stop o paro de emergencia (S1). También posee un pulsador normalmente abierto de start (S2), un contactor (K2) y un contacto normalmente abierto del contactor (K2) en paralelo con el pulsador de start (S2) .

La alimentación del circuito de control se realiza por medio de la línea 2 y pasa a través del pulsador de stop hasta llegar al pulsador de start, una vez se presiona el pulsador de start se energiza la bobina del contactor K2, lo que ocasiona el cierre de los contactos normalmente abiertos del diagrama de potencia y el encendido del motor, a la misma vez que se cierra el contacto normalmente abierto del contactor K2 en el diagrama de control realizando así la retención de la alimentación de la bobina del contactor K2.

El motor se apagará cuando la protección del disyuntor se dispare o cuando se presione el pulsador de stop (S1).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

Para el diagnóstico general de la máquina de cartón corrugado fue fundamental la inspección visual realizada durante la visita programada la cual permitió observar su funcionamiento e identificar que esta cuenta con 3 módulos principales: corrugado, pegado y secado. Los cuales están a su vez compuestos por componentes principales y secundarios que permiten su correcto funcionamiento.

Para la identificación de los puntos críticos de la máquina fabricante de cartón corrugado fue de suma importancia establecer una serie de actividades conjuntas, las cuales permitieron su fácil identificación, entre las cuales se destacaron: la inspección visual realizada y la información solicitada al personal de mantenimiento en relación con las averías o fallas presentadas por esta durante los últimos 4 meses.

Es relevante cuando se realiza este tipo de trabajos preguntar a los operarios o trabajadores como creen ellos que podría darse solución a la problemática actual, porque muchos de ellos tienen buenas ideas que podrían servir como punto de partida.

Proponer una lluvia de ideas o alternativas de solución para la problemática existente es fundamental porque facilita el trabajo y permite tener un punto de vista más amplio, donde se evalúen todas las alternativas posibles por sencillas que estas sean y porque no mejorarlas desde el punto de vista ingenieril.

El diseño actual realizado reduce el número de etapas como los costos de implementación y mantenimiento. También se puede decir es más confiable porque prácticamente depende de la caja reductora la cual con una muy buena lubricación puede durar muchos años.

La implementación de la técnica de diseño donde se utilizan matriz de evolución o ponderación es una herramienta muy útil para la selección de la alternativa de solución idónea, esta permite identificar y evaluar la mejor alternativa desde diferentes puntos de vista incluye a su vez todos los parámetros establecidos por la empresa o en este caso por el trabajo a realizar.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Para la selección de los demás componentes del mecanismo diseñado, se trató en lo posible que estos componentes fueran comerciales para reducir costos y tiempo en las labores de mantenimiento que se puedan presentar durante su funcionamiento.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

6. REFERENCIAS

- Adriana, V., Andres, P., & Jamer, R. (2017). *DISEÑO MECÁNICO DE PLANTA PARA ELABORACIÓN DE CAJAS DE CARTÓN CORRUGADO, PARA LA COMPAÑÍA CENTRAL DE EMPAQUES Y CORRUGADOS S.A.S.* Obtenido de <http://repository.unipiloto.edu.co/bitstream/handle/20.500.12277/4025/Trabajo%20de%20grado.pdf?sequence=1>
- Beer, F. (2009). *Mecanica de materiales*. Mexico: Mc Graw Hill.
- CEJAROSU. (2005). *POLEA DE CORREA*. Obtenido de http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/operadores/ope_poleacorrea.htm
- DANE. (2017). *INFORME DE SOSTENIBILIDAD*. Obtenido de <http://www.andi.com.co/Uploads/INFORME%20PULPA%20PAPEL%20Y%20CARTON%CC%81N%20VERSIO%CC%81N%202019.pdf>
- Dispapeles. (2021). *Dispapeles.com*. Obtenido de <https://dispapeles.com/>
- DNP. (2018). *PULPA, PAPEL E INDUSTRIA GRÁFICA*. Obtenido de <https://colaboracion.dnp.gov.co/CDT/Desarrollo%20Empresarial/Imprenta.pdf>
- Espinoza, J. (2019). *PROCESO DE FABRICACIÓN DEL CARTÓN*. Obtenido de <https://www.motorex.com.pe/blog/reductor-de-velocidad/>
- Hezkuntza. (2016). *CURSO DE PAPEL Y CARTÓN*. Obtenido de https://elearning10.hezkuntza.net/012231/pluginfile.php/8561/mod_resource/content/2/el_proceso_de_fabricacin.html
- Intermec. (2016). *MANUAL DE POLEAS EN V*. Obtenido de <http://transmisionesindustriales.com/index.php/2013-09-26-17-15-38/catalogo-intermec/manual-de-poleas-en-v-intermec>
- JM. (2010). *TRANSMISIÓN POR CADENA*. Obtenido de <https://jactualidades.com/transmision-por-cadena/>
- Longart, I. P. (2012). *DESARROLLO DE MEJORAS PARA LA REDUCCIÓN DEL DESPERDICIO GENERADO EN LA MÁQUINA CORRUGADORA DE UNA EMPRESA PRODUCTORA DE EMPAQUES DE CARTÓN*. Obtenido de http://biblioteca2.ucab.edu.ve/anexos/biblioteca/marc/texto/AAP8842_1.pdf

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

Machuca, M. E. (2007). *PROPUESTA DE MEJORAS EN LA PLANIFICACIÓN DE LA PRODUCCIÓN PARA EL ÁREA DE CONVERTIDORAS EN UNA LÍNEA DE FABRICACIÓN DE CAJAS DE CARTÓN*.

Obtenido de <https://dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/4444/1/6964.pdf>

MDSOLID4.1. (2021).

Mott. (2006). *Diseño de Elementos de Maquinas*. Mexico: Pearson.

Norton. (2002). *Diseño de Máquinas*. Mexico: Pearson.

OCW. (2011). *TRANSMISIÓN POR CORREAS*. Obtenido de https://ocw.ehu.es/pluginfile.php/50395/mod_resource/content/1/Tema%2011.%20Transmisi%C3%B3n%20por%20correas.pdf

Perez, M., Martín, R., & Eduardo, M. (2016). *PRODUCCIÓN DE CAJAS DE CARTÓN*. Obtenido de <https://ria.utn.edu.ar/bitstream/handle/20.500.12272/1577/PROYECTO%20PRODUCCION%20DE%20CAJAS%20DE%20CARTON.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

SADI. (22 de Marzo de 2020). *SADI TRANSMISIONES S.L. TIPOS DE CORREAS*. Obtenido de <https://saditransmisiones.com/tipos-de-correas/>

SAECO. (16 de Enero de 2017). *¿CÓMO SE FABRICA UNA CAJA DE CARTÓN?* Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=2zn8usVPrGY>

SCHAEFFLER. (2014). *Mnual de Rodamientos*. Colombia: FAG.

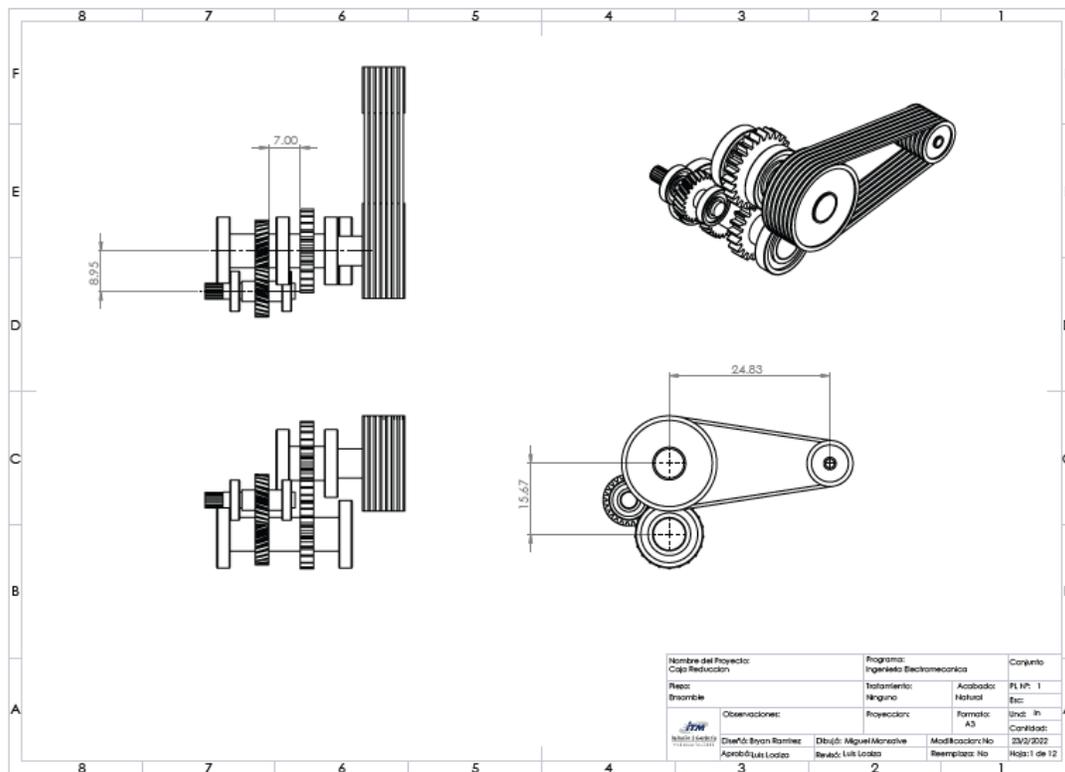
Shigley. (2008). *Diseño de ingeniería mecánica*. Mexico: Mc Graw Hill.

Ulrich, K. (2013). *Diseño y desarrollo de productos*. Mexico: Mc Graw Hill.

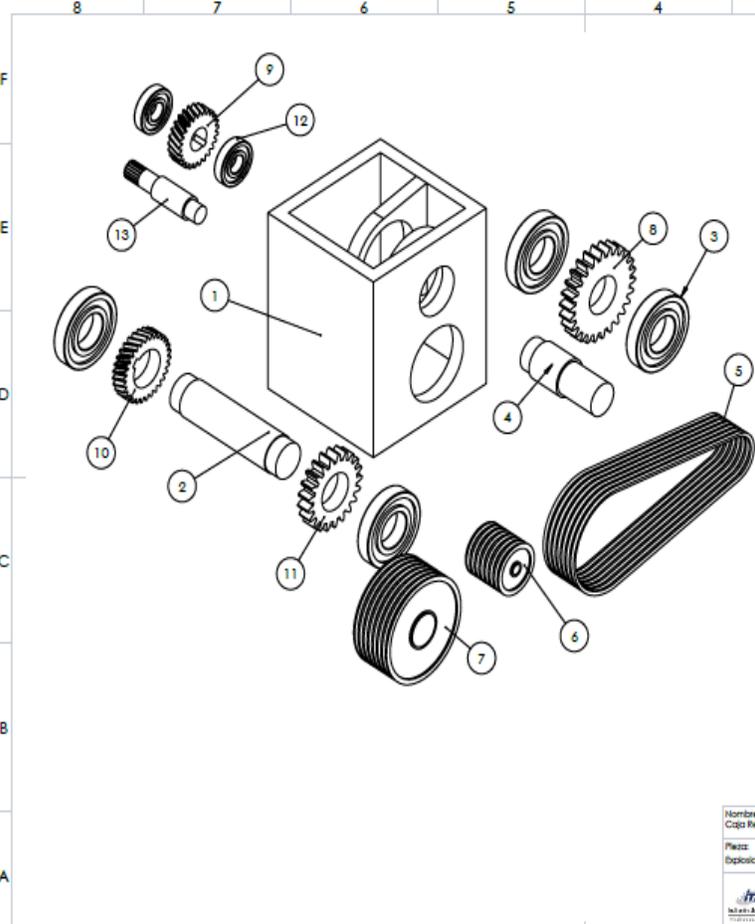
Unknown. (29 de Julio de 2018). *RUEDA DENTADA*. Obtenido de <http://todosobreruedadentada.blogspot.com/2015/07/tipos-de-engranajes.html>

APÉNDICE

A. Isométrico del sistema de transmisión de potencia.



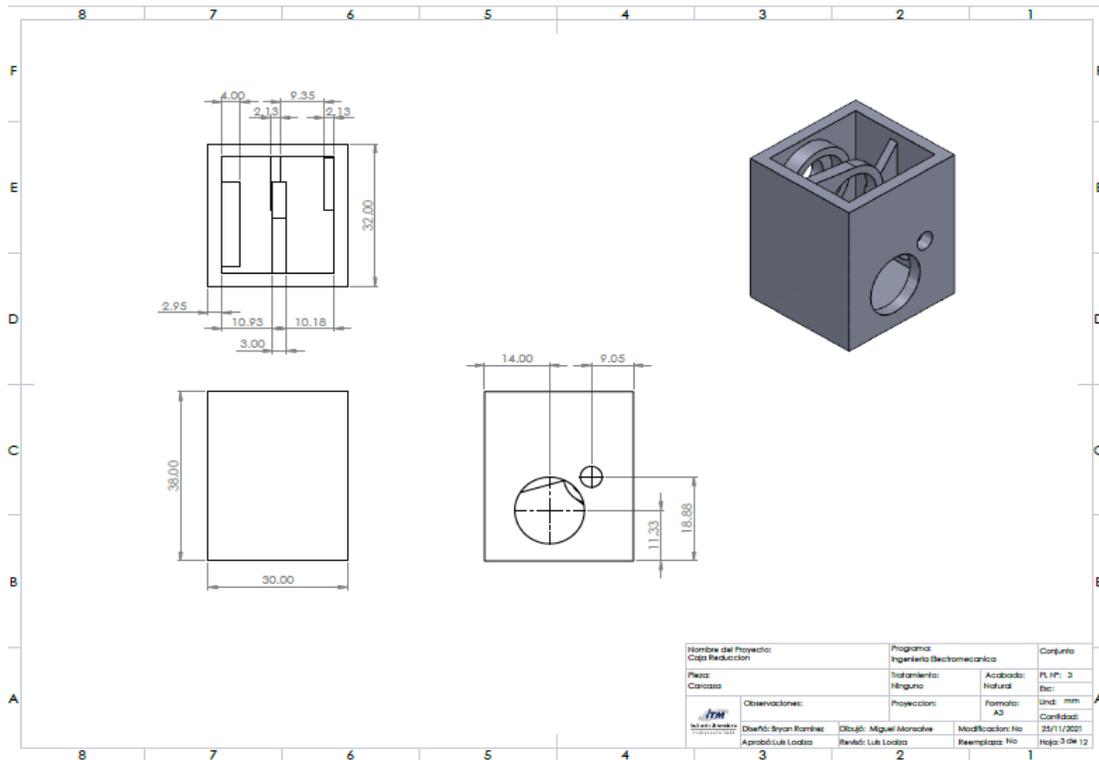
B. Explosionado del sistema de transmisión de potencia diseñado.



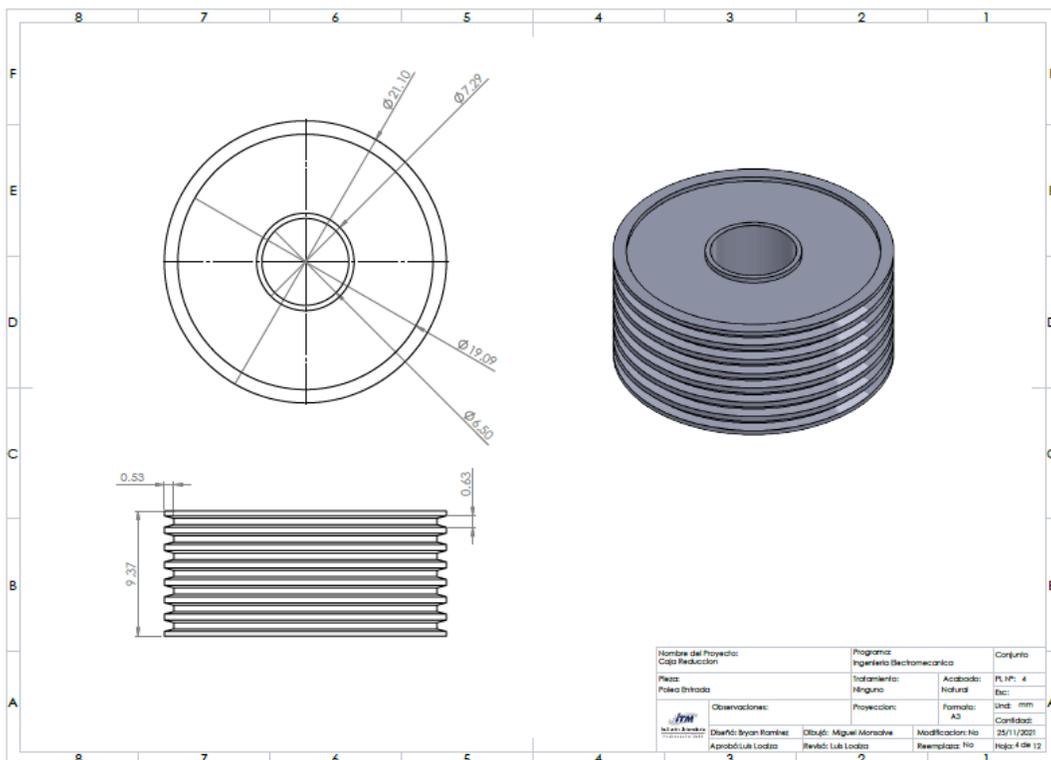
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Carcasa	1
2	Eje Principal	1
3	SKF - 6336 - 12,SI,NC,12_68	4
4	Eje Entrada	1
5	Banda	7
6	Polea_Entrada	1
7	Polea_Entrada	1
8	Inch - Spur gear 1.5DP 26T 20PA 3FW ---\$26N3.0H2.0L7.5N	1
9	Inch - RH Helical gear 2.5DP 25T 20HA 20PA 3FW ---25N3.0H2.0L4.5S1	1
10	Inch - LH Helical gear 2.5DP 30T 20HA 20PA 3FW ---30N3.0H2.0L7.5S1	1
11	Inch - Spur gear 1.5DP 21T 20PA 3FW ---\$21N3.0H2.0L7.5N	1
12	SKF - 6418 - 10,SI,NC,10_68	2
13	Eje Salida	1

Nombre del Proyecto: Caja Reduccion	Programa: Ingenieria Electromecanica	Conjunto
Realiz: Explosionado	Tratamiento: Ninguno	Acabado: Natural
Observaciones:	Proyeccion:	Famalia: A3
Diseño: Bryan Ramirez	Dibujó: Miguel Morasive	Und: mm
Aprobó: Luis Lora	Revisó: Luis Lora	Modificacion No: Reemplaza: No
		25/11/2020
		Hoja: 2 de 12

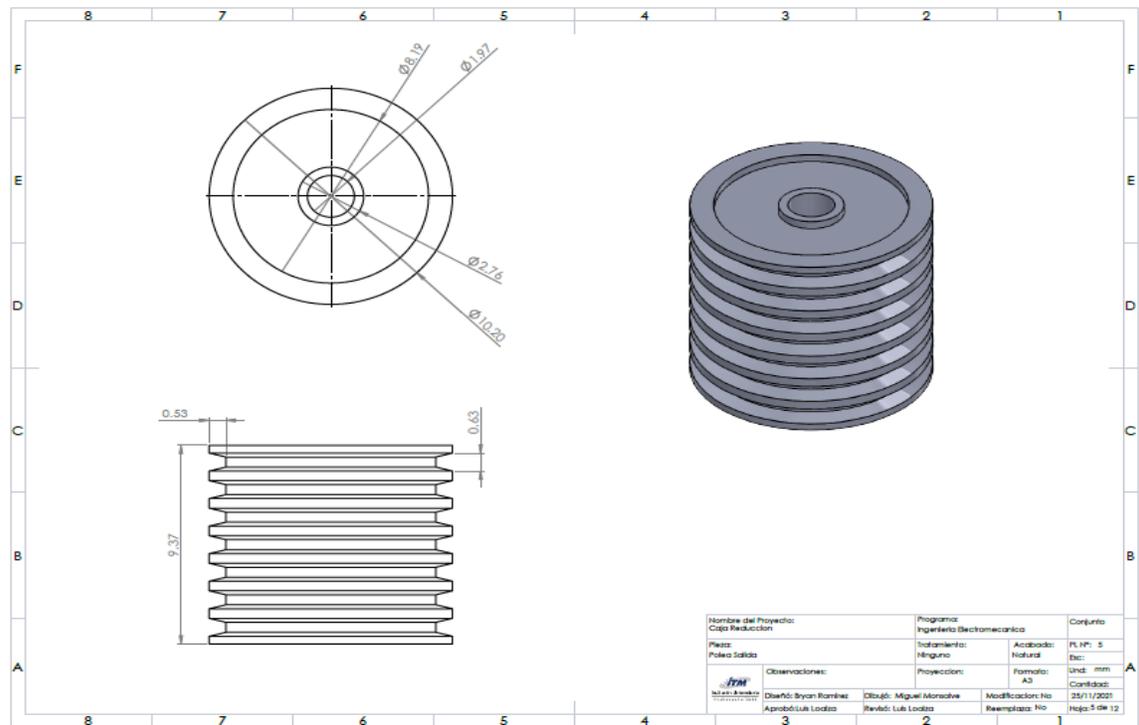
C. Caja de almacenamiento del sistema de engranes.



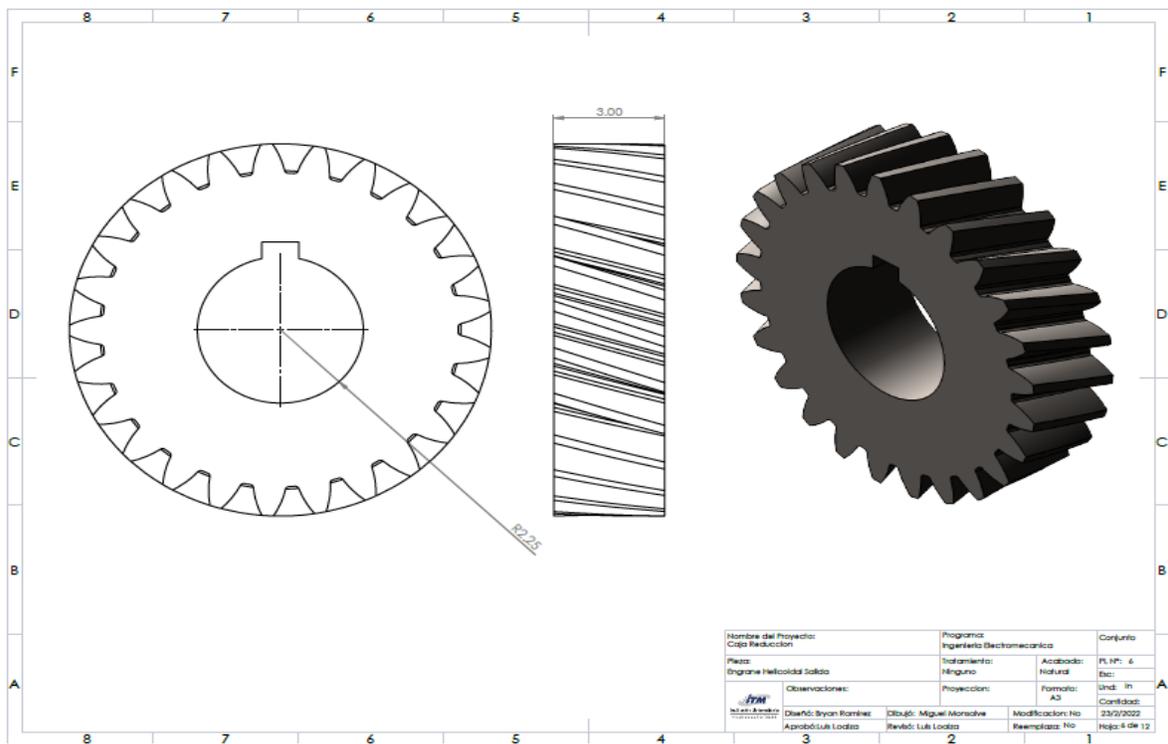
D. Polea N.2 de 7 canales del sistema de transmisión de correas.



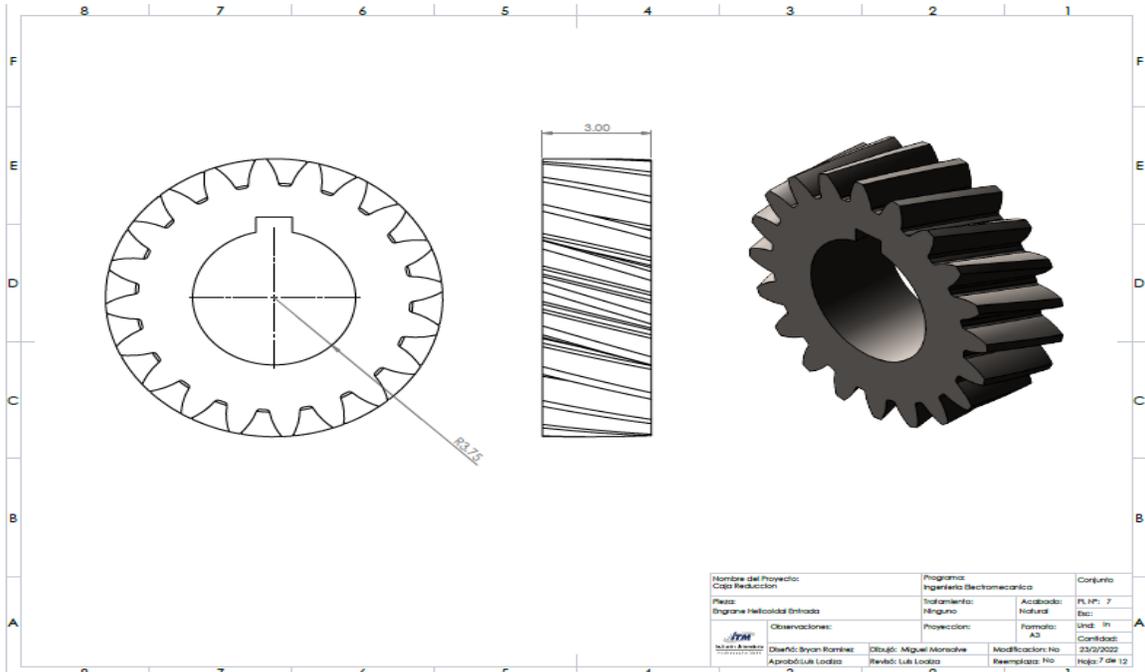
E. Polea N.1 del sistema de transmisión de potencia por correas.



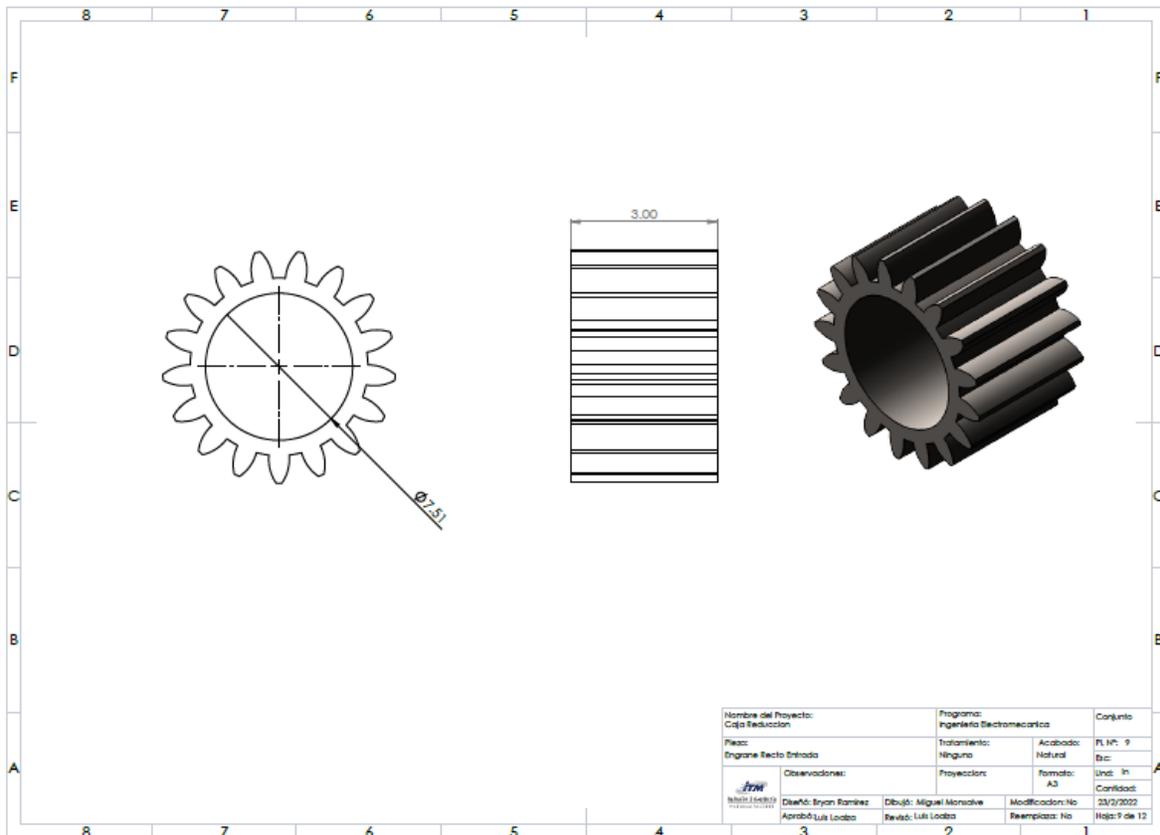
F. engrane helicoidal N.1 de la caja reductora.



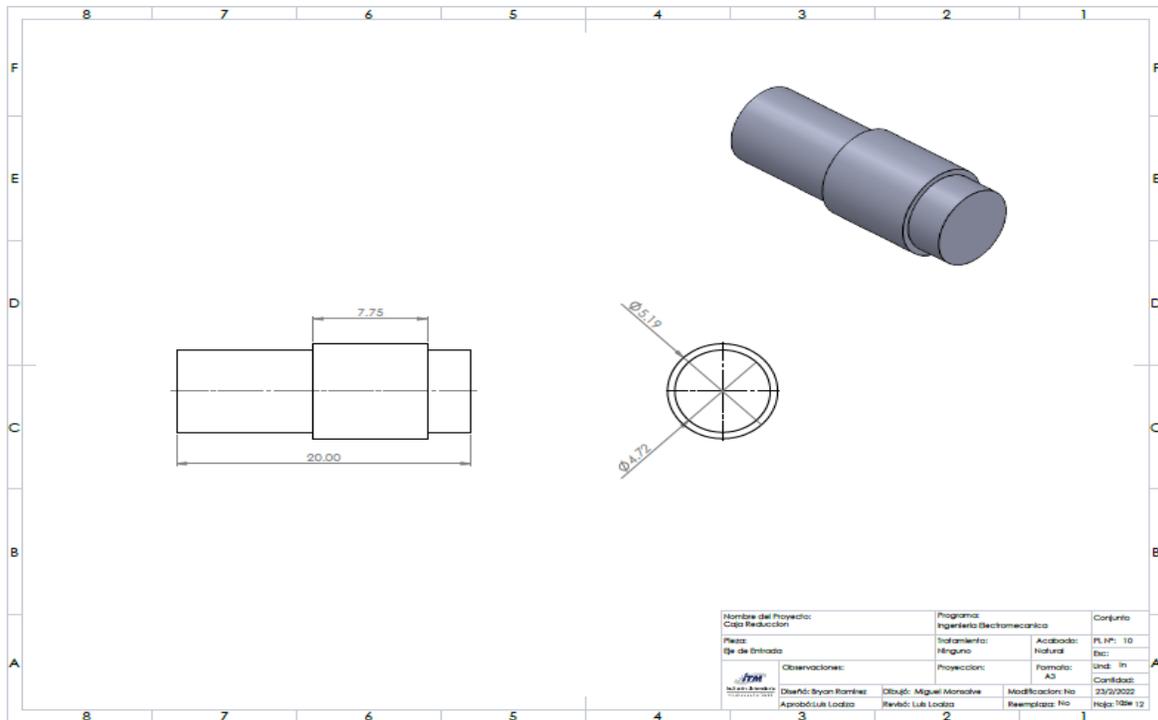
G. Engrane recto N.1 de la caja reductora.



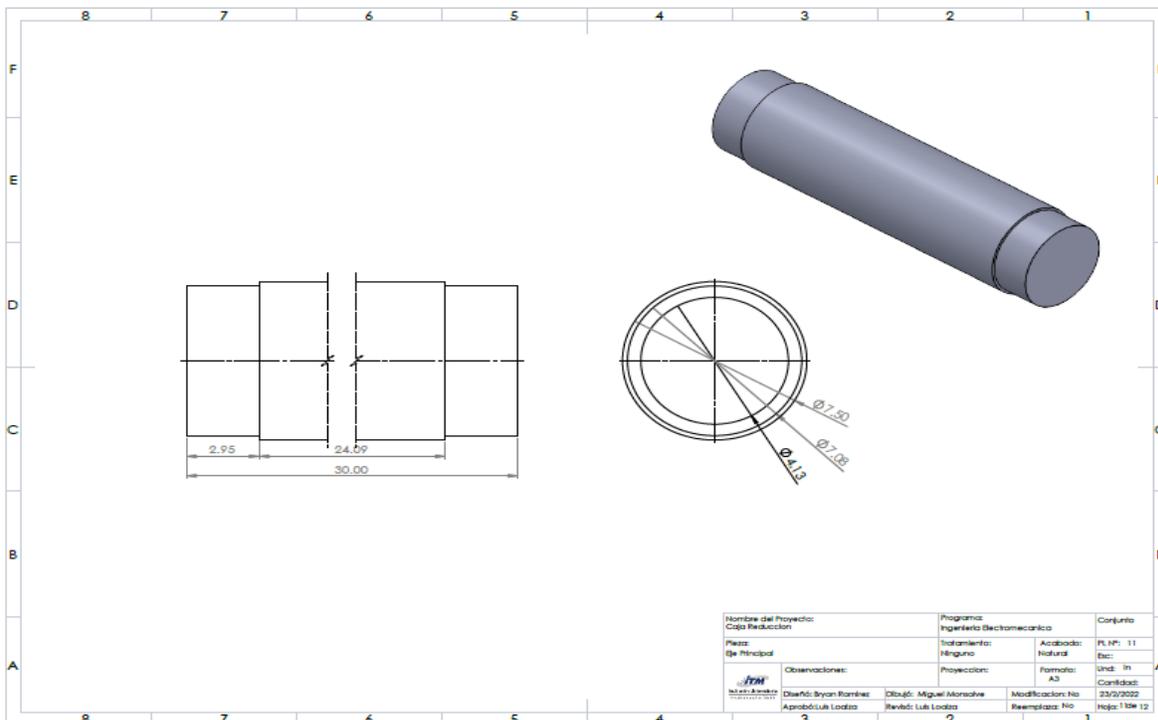
H. Engranaje recto N.2 de la caja reductora.



I. Eje N.1 de la caja reductora.

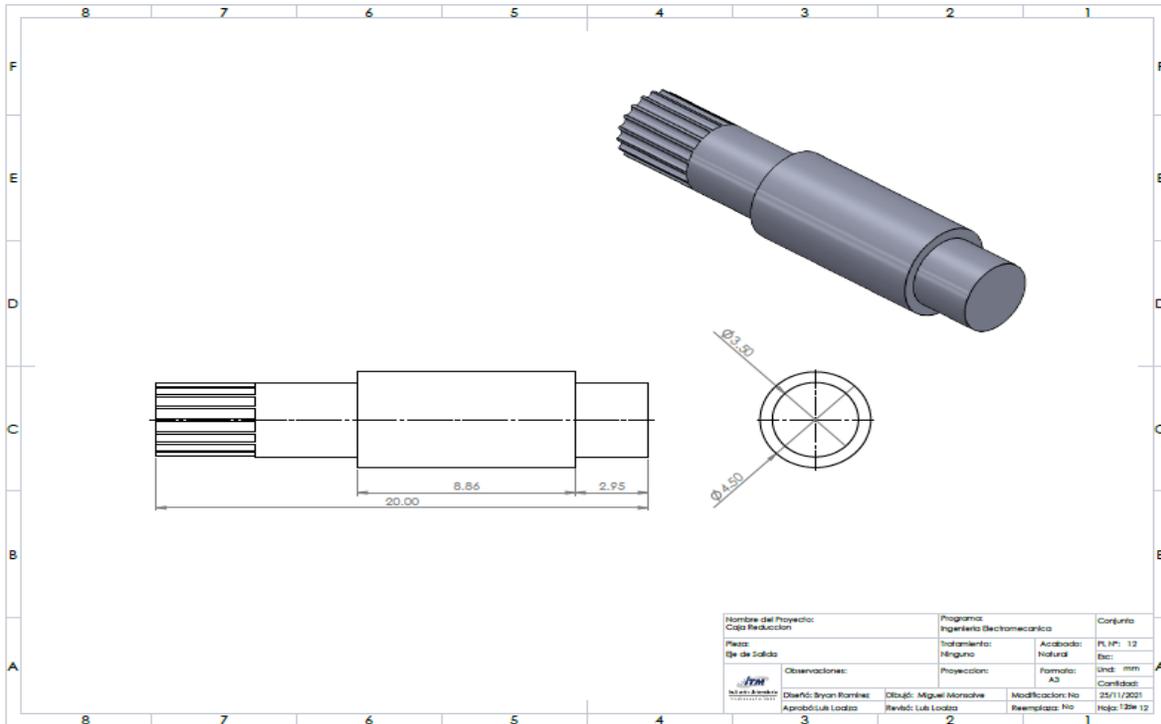


J. Eje N.2 de la caja reductora.



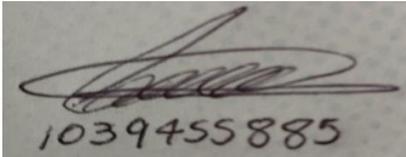
 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

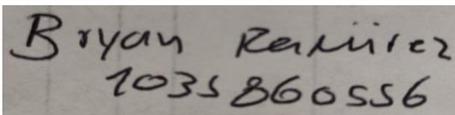
K. Eje N.3 de la caja reductora.



	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

FIRMA ESTUDIANTES _____


 1039455885


 Bryan Ramirez
 1035860556

FIRMA ASESOR _____



FECHA ENTREGA: 04/03/2022

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD _____

RECHAZADO___ ACEPTADO___ ACEPTADO CON MODIFICACIONES___

ACTA NO. _____

FECHA ENTREGA: _____

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD _____

ACTA NO. _____

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	04
		Fecha	24-02-2020

FECHA ENTREGA: _____