



**Diseño de mejora del mecanismo de triturado en la maquina destructora de moneda de
la fábrica de moneda del Banco de República**

Edgar Alonso Sánchez

Código: 20451719384

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Ibagué, Colombia

2023

**Diseño de mejora del mecanismo de triturado en la maquina destructora de moneda de
la fábrica de moneda del Banco de República**

Edgar Alonso Sánchez

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Director:

Ing.MSc Luis Fernando Pesca

Línea de investigación:

Diseño.

Grupo de Investigación:

Gestor Industrial.

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Ibagué, Colombia

2023

NOTA DE ACEPTACIÓN

El trabajo de grado titulado:

“Diseño de mejora del mecanismo de triturado en la maquina destructora de moneda de la fábrica de moneda del Banco de la República”,

Cumple con los requisitos para optar

Al título de: Ingeniero Mecánico.

Firma del Tutor

Firma Jurado

Firma Jurado

Ibagué 8 de mayo de 2023.

Contenido

Resumen.....	9
Abstract.....	10
Introducción.....	11
1. Objetivos.....	13
1.1 General:.....	13
1.2 Específicos.....	13
2. Justificación.....	14
2.1 Planteamiento del Problema.....	15
3. Marco Teórico.....	16
3.1 Definición maquinas trituradoras.....	16
3.2 Historia.....	16
3.3 Tipos de Maquinas Trituradoras.....	17
3.3.1 Trituradoras de un solo eje.....	17
3.3.2 Trituradoras de doble eje.....	17
3.3.3 Trituradoras de cuatro ejes.....	18
3.4 Parámetros principales en el diseño de una trituradora.....	18
3.4.1 Tamaño y forma del material.....	18
3.4.2 Tipo de material.....	18
3.4.3 Cantidad y velocidad de alimentación.....	18
3.4.4 Configuración del sistema de corte.....	18
3.5 Cálculos a abordar.....	19
3.5.1 Fuerza de corte.....	19
3.5.2 Torque de los ejes.....	19
3.5.3 Selección de motores.....	19
3.5.4 Corte por cizallamiento.....	20
3.5.5 El esfuerzo máximo de Von Mises.....	20
4. Metodología.....	21
5. Diseño Metodológico.....	23
5.1 Características de ingeniería de la maquina destructora de monedas modelo 1993 con capacidad estándar.....	23
5.1.1 Diámetros y espesores de moneda permisibles.....	25

5.1.2 Velocidad y producción de destrucción.....	26
5.1.3 Potencia	27
5.1.4 Capacidad del reductor de velocidad.....	28
5.1.5 Capacidad del alimentador al destructor	28
5.2 Diagnostico actual de la maquina destructora de monedas modelo 1993.....	29
5.2.1 Estructura de soporte	29
5.2.2 Potencia inicial	30
5.2.3 Producción.....	31
5.2.4 Desgaste en discos cortadores	32
5.2.5 Cabezal de trituración y ejes.....	34
5.2.6 Motor, reductor y tablero de mando de motores	35
5.2.7 Matriz cumplimiento para condiciones actuales del equipo.....	37
5.3 Cadena cinemática.....	37
5.3.1 Cadena cinemática actual	38
5.3.2 Cadena cinemática propuesta de diseño.....	39
5.3.3 Triturador.....	46
5.3.4 Diseño del alimentador y ángulo de entrada del cospel	52
5.3.5 Separación y diámetro de discos cortadores.....	53
5.3.6 Maquinado de discos cortadores para mayor eficiencia en cizalladura.....	55
5.3.7 Dureza material del cospel y de los piñones trituradores	58
5.3.8 Análisis de nuevos ejes del árbol de transmisión y rodadura	62
5.3.9 Selección de rodamientos según esfuerzos axiales y torsión presentes en los ejes trituradores 1 y 2.....	78
5.3.10 Sistema Alimentador nuevo.....	80
5.3.11 Selección de sistema de dosificación vibratorio.....	81
5.3.12 Selección banda transportadora	82
5.3.13 Cálculo de sistema de alimentación.....	84
6. Condiciones finales de la máquina trituradora versión 2023.....	85
6.1 Tamaños permisibles de cospel.....	85
6.2 Producción estimada por hora en condiciones mínimas y máximas	86
6.3 Sistemas de seguridad para mecanismos.....	86
6.4 Limpieza del cospel en operación continua	86
7. Conclusiones.....	90

Anexos	92
Referencias bibliográficas.....	101

Lista de Figuras

Figura 3-1: Trituradora de doble eje	17
Figura 5-1: Máquina de destrucción de monedas, Columbia Machine	23
Figura 5-2: Reductor vista de corte.....	24
Figura 5-3: Árbol de trituración.....	25
Figura 5-4: Moneda dólar canadiense.....	25
Figura 5.5: Moneda 200 y 500 COP	26
Figura 5-6: dólar canadiense triturado en la maquina Columbia machine	26
Figura 5-7: Condiciones físicas estructura maquina trituradora de moneda 1993.....	29
Figura 5-8: Motor y alimentador maquina trituradora de moneda 1993	30
Figura 5-9: Mecanismo vibratorio de alimentación vertical.....	31
Figura 5-10: Discos actuales de trituración de monedas.	33
Figura 5-11: Torque neto.	34
Figura 5-12: Cabezal de trituración y eje central maquina trituradora 1993.....	35
Figura 5-13: Cadena cinemática motor a reductor maquina trituradora 1993	36
Figura 5-14: Tablero de mandos eléctricos maquina trituradora 1993	36
Figura 5-15: Cadena cinemática cerrada a) y abierta b)	38
Figura 5-16: Diagrama de cadena cinemática estándar de maquina trituradora 1993	39
Figura 5-17: Cadena cinemática propuesta de diseño.....	40
Figura 5-18: Placa de motor de fábrica marca WEG de 7,5HP	41
Figura 5-19: Torques de la cadena cinemática abierta original de la maquina trituradora 1993..	42
Figura 5-20: Cadena cinemática propuesta de diseño.....	43
Figura 5-21: Diseño máquina trituradora versión propuesta 2023.	46
Figura 5-22: Vista explosionada sistema de trituración.....	46
Figura 5-23: Diagrama de fuerzas presentes en el engrane recto.	47
Figura 5-24: Esquema cadena cinemática de potencia maquina trituradora versión 2023	51
Figura 5-25: Alimentador de cospel de 3 líneas independientes	52
Figura 5-26: Boquilla alimentación 3 líneas de monedas	53
Figura 5-27: Juego en el cizallado	54
Figura 5-28: Vista de corte separación de engranes trituradores.....	55
Figura 5-29: Angulo de corte para cizallas circulares	56
Figura 5-30: Esquema de diagrama de corte de piñones trituradores	57

Figura 5-31: Diagramas de temperatura para aleaciones Alpaca y CuAlNi	59
Figura 5-31: Convertir online de durezas	61
Figura 5-32: Sistema caja trituradora de cospel nuevo diseño	62
Figura 5-33: Relación de velocidad y torque desde el motor hasta el eje de salida del reductor.	63
Figura 5-34 Transmisión reductora y multiplicadora	64
Figura 5-35: Eje de salida reductor.....	64
Figura 5-36: Diagrama de cuerpo libre eje reductor.....	65
Figura 5-37: Diagrama de corte	66
Figura 5-38: Diagrama cortante	67
Figura 5-39: Diagrama cortante y momentos flector.....	68
Figura 5-40: Árbol de trituración propuesta de diseño	72
Figura 5-41: Diagrama cuerpo libre eje triturador eje 1	72
Figura 5-42: Diagrama fuerzas radiales.....	74
Figura 5-43: Diagrama fuerzas tangenciales.....	75
Figura 5-44: Diagrama momentos cortantes y momentos flectores cargas radiales y tangenciales.	76
Figura 5-45: Plano ejes triturador 1 y 2	77
Figura 5-46: Vista explosionada caja de trituración tres líneas	78
Figura 5-47: Sistema tambor alimentador estándar	80
Figura 5-48: Sistema de alimentación cospel a triturador	81
Figura 5-49: Transportador de banda de cospel.....	82
Figura 5-50: Herramienta de selección de motores SEW Euro drive.....	84
Figura 5-51: Matriz de llenado de moneda de 200 pesos colombianos en la banda transportadora	85
Figura 6-1: Mejoras de seguridad en el sistema alimentador.	87
Figura 6-2: Trampa de imanes 10mm.....	88
Figura 6-3: Sistemas de seguridad en la cadena cinemática	88

Lista de Tablas

Tabla 1. Criterios de evaluación para diseño de la trituradora	21
Tabla 2. Características reductor 115SMTP05	28
Tabla 3. Amperaje de motores eléctricos según potencia.....	32
Tabla 4. Matriz de cumplimiento maquina trituradora 1993.....	37
Tabla 4. Tabla de selección tamaño de caja reductora.....	40
Tabla 5. Capacidad de transmisión por canal Tipo C (HP)	45
Tabla 6. Acoples para ejes tipo de cadena	52
Tabla 7. Composición química de las aleaciones Alpaca y CuAlNi	58
Tabla 8. Durezas de cospel moneda colombiana.....	60
Tabla 9. Equivalencias de durezas	60
Tabla 10. Rodamiento de bolas.....	79
Tabla 11. Rodamiento agujas.....	79
Tabla 12. Dosificadores volumétricos	81

Dedicatoria

Es un honor dedicar este trabajo en Ingeniería Mecánica a quienes han sido una fuente constante de inspiración y apoyo en mi carrera académica y profesional, familia.

Agradecimientos

A mis padres cuyos consejos de luchar y persistir en las metas sin importar las dificultades.
“Nunca es tarde para empezar”.

Al cuerpo docente UAN sede Ibagué que en este proceso de 5 años orientaron el camino para cumplir el objetivo de ser profesional.

Especiales a subdirector de fábrica de moneda por la oportunidad de realizar este trabajo de campo.

Ingeniero Andrés Rodríguez egresado UAN, por su aporte en la ejecución de este proyecto cuya guía fue fundamental en los elementos básicos de soporte y objetivos trazados.

Resumen

Esta propuesta tiene por objeto mejorar el mecanismo del sistema de la maquina de triturado de La Fábrica de Moneda, cuya importante funcion es procesar monedas que salen de circulación publica por deterioro y monedas del proceso de fabricacion que por diferentes razones no cumplen con los estándares de calidad y deben ser destruidos siguiendo la normativa dispuesta por la ley en relación a la disposición de metales con valor de moneda, y que deben ser ingresados de nuevo a la cadena de producción como fleje para la fabricación de nuevo cospel.

El proceso comienza evaluando el mecanismo actual con sus dificultades para identificar el problema específico y extraer sus aspectos esenciales. Luego, se selecciona una solución preestablecida que permita mejorar el rendimiento y la funcionalidad en las partes críticas, considerando esfuerzos, resistencia y otros parámetros importantes. El objetivo final es entregar un documento con parámetros ideales, en lo posible, para implementar un nuevo diseño que cumpla con los requerimientos establecidos.

Palabras clave: Triturado, cizalla, cospel

Abstract

The purpose of this proposal is to improve the mechanism of the Mint's shredding machine system, whose important function is to process coins that leave public circulation due to deterioration and coins from the manufacturing process that for different reasons do not comply with quality standards and must be destroyed following the regulations set forth by law regarding the disposal of metals with coin value, and that must be returned to the production chain as strapping for the manufacture of new coin blanks.

The process begins by evaluating the current mechanism and its difficulties in order to identify the specific problem and extract its essential aspects. Then, a pre-established solution is selected to improve performance and functionality in the critical parts, considering stresses, resistance and other important parameters. The final objective is to deliver a document with ideal parameters, if possible, to implement a new design that meets the established requirements.

Keywords: Shredding, shear, coin blank

Introducción

La misión de la fábrica de moneda del Banco de la República es producir la moneda metálica que se utiliza en el país. Su planta es única en todo el país, por lo que sus procesos de fabricación también lo son. Los principales procesos que lleva a cabo la fábrica son fundición, mecánicos para la transformación de materiales no ferrosos, químicos y de acuñación. Además de estos procesos, la fábrica también se encarga de recibir y procesar la moneda que sale de circulación por diversas razones.

Para reciclar e integrar este material nuevamente a la cadena de producción principalmente a fundición se debe cumplir con unas normas administrativas regidas por entes de control nacionales ya que el material a disponer aun cuenta con valor facial moneda, por eso es necesario un proceso de destrucción que debe ser avalado por estas autoridades donde determinan unas características para declarar el material como no moneda ,una vez realizado esto en una bóveda especial ya se puede transportar internamente a la zona de fundición, esto no se realiza directamente allí por temas de seguridad y por las actividades de inventario controlado que deben llevarse a cabo.

Para ello la fábrica adquirió hace algún tiempo una maquina trituradora de moneda Columbia Coin Machine de origen Norte americano este sistema por su configuración procesa sin inconvenientes material “limpio” y clasificado pero al llegar con algunas deformaciones el sistema se bloquea debiendo el operario con algún tipo de herramienta desatascar las cuchillas, su sistema horizontal de alimentación corta un cospel a la vez haciendo que su rendimiento dependa de la velocidad del plato alimentador esto lleva a la necesidad de este proyecto que surge a raíz de las limitaciones que el equipo presenta al momento de destruir monedas con defectos geométricos (es decir monedas dobladas, deformes, entre otras) el propósito es modificarla a un equipo más robusto en su función principal.

Para la solución de esta dificultad planteada se usará la metodología de solución de problemas inventivos abordando el conocimiento científico con una visión técnica sobre la salida específica que se quiere mejorar buscando calcular y diseñar una nueva disposición del equipo más acorde a las necesidades del cliente usando la mayor parte de elementos propios de la máquina, pero cambiando aquellos necesarios cuya fabricación también se pueda realizar con la infraestructura tecnológica y recursos que cuenta la planta en lo posible.

Al final se espera entregar el documento con la mejora sugerida en diseños con los nuevos componentes más resistentes en sus partes críticas como los dientes de las cuchillas y tren de transmisión con una alimentación tipo torre en caída por gravedad vibración y banda transportadora.

1. Objetivos

1.1 General:

Rediseñar el sistema de triturado y cambiar el sistema de alimentación de la maquina Columbia Machine Coin Destruction de la Fábrica de Moneda, para mejorar su rendimiento, confiabilidad y seguridad de operación aprovechando los recursos e infraestructura tecnológica de la planta.

1.2 Específicos:

- Obtener los parámetros necesarios que se deben tener en cuenta para el diseño de la máquina trituradora de cospel que facilite la disposición, operación y reutilización de los residuos no ferrosos.

- Realizar el análisis de esfuerzos y mecanismos necesarios para el diseño, considerando el nivel de producción.

- Diseñar un nuevo modelo compacto de la máquina, mejorando el sistema de cuchillas, árbol de transmisión y alimentación del material a procesar basados en los datos obtenidos de recalcular la potencia, torque, esfuerzos, selección de materiales de los componentes requeridos para solucionar el bloqueo del sistema y seguridad de operación.

2. Justificación

Debido a su singularidad, la fábrica de moneda desempeña una función específica que requiere equipos de transformación en gran medida importados, lo que genera dificultades para obtener soporte técnico o representación en el país. Esto a su vez dificulta la solución oportuna de problemas como fallas, mantenimientos especializados o la adquisición de repuestos necesarios. Al momento de recoger en las sucursales la moneda fuera de circulación, por deterioro o renovación de moneda circulante, se requiere disponerla, por motivos de seguridad, en forma de cizalla donde los elementos distintivos que identifican la moneda no sean legibles y así evitar uso indebido porque aún representan un valor, así como los billetes tienen cintas de seguridad, la moneda tiene elementos que representan su valor.

Debido a los protocolos de seguridad, la moneda que llega por depreciación o por defectos de producción no puede ser fundida directamente ya que aún tiene un valor nominal y podría ser utilizado para fines delictivos. Por lo tanto, es necesario destruirlo para minimizar su custodia en cada etapa del proceso y su control pasa para fines de producción, para ello se utiliza una máquina de destrucción llamada Columbia Machine Coin Destruction. Sin embargo, esta máquina no cumple con las exigencias actuales debido a que el material que procesa es mixto y puede contener piezas con algún grado de deformación, lo que ocasiona bloqueos en el sistema y requiere la intervención de un operario. Para resolver este problema, se propone un rediseño organizado del sistema principal mecánico y de dosificación, utilizando la mayor cantidad de elementos de la máquina original y los elementos propuestos por el estudio de ingeniería para fabricar o modificar.

2.1 Planteamiento del Problema

La Fábrica de Moneda adquirió en 2015 una destructora de moneda que partía las monedas en dos partes y deformaba su estructura en “wafle”. Según su catálogo procesa hasta 120.000 unidades por hora 1632 kg/hora. (columbia machine, 2022) Este equipo presento deficiencias al momento de destruir monedas de material no ferroso con defectos geométricos (dobladas, pandeadas, doble acuñación, entre otras) como atascamientos, rotura frecuente de los dientes de las cuchillas y tiempos de reparación largos. Esto lleva a manipular manualmente la alimentación y desatascar el mecanismo exponiendo al operario a un riesgo por atrapamiento. De allí surge la necesidad de modificar este equipo, y nos lleva a plantear la pregunta:

¿Es factible descomponer los elementos clave del mecanismo para mejorar su eficiencia, confiabilidad y durabilidad, con el objetivo de destruir monedas no ferrosas de manera más efectiva y, al mismo tiempo, mejorar su capacidad para procesar la cantidad y calidad necesarias cumpliendo los requisitos para considerar la moneda destruida?

3. Marco Teórico

3.1 Definición maquinas trituradoras

Una máquina trituradora es un equipo mecánico utilizado para reducir el tamaño de diferentes materiales, a través de la aplicación de fuerza mecánica. Esta fuerza puede ser generada por diversos medios, como electricidad, vapor, gasolina, entre otros. Las máquinas trituradoras se utilizan comúnmente en la industria minera, la construcción, el reciclaje y la producción de alimentos y productos químicos.

La trituración es un proceso de reducción de tamaño de materiales mediante la aplicación de fuerzas de compresión, cizallamiento, impacto o abrasión. La maquinaria utilizada para realizar este proceso puede variar en tamaño y complejidad, desde trituradores manuales pequeñas hasta grandes equipos industriales con sistemas automatizados (Erik Oberg, 2016)

En general, las máquinas trituradoras se componen de una estructura resistente que soporta un conjunto de elementos mecánicos, como cuchillas, martillos, rodillos o mandíbulas, que actúan sobre el material a triturar. El diseño y la selección de los componentes dependen del tipo de material a procesar y del grado de reducción de tamaño requerido.

3.2 Historia

La historia de las máquinas trituradoras se remonta al siglo XIX, cuando se empezaron a utilizar para la minería y la construcción. Los primeros modelos eran de uso manual y consistían en una serie de palancas y engranajes que permitían romper y reducir el tamaño de rocas y minerales. Con el tiempo, se desarrollaron versiones más avanzadas y eléctricas que permitían una mayor eficiencia y precisión en el proceso de trituración.

En la actualidad, las máquinas trituradoras se utilizan en una amplia variedad de industrias, como la alimentaria, la farmacéutica, la química y la ambiental, entre otras. Se han desarrollado modelos especializados para diferentes materiales y necesidades de reducción de tamaño, desde plásticos y metales hasta materiales orgánicos y biodegradables.

Las máquinas trituradoras han evolucionado significativamente en los últimos años, con la incorporación de nuevas tecnologías como el control de automatización, el monitoreo en línea y la simulación por computadora. Estas mejoras han permitido una mayor eficiencia y precisión

en la trituración, así como una reducción en los costos de operación y mantenimiento (Ogunwusi, 2015)

3.3 Tipos de Maquinas Trituradoras

Existen varios tipos de trituradoras de corte por ruedas, cada una diseñada para procesar diferentes tipos de materiales y alcanzar diferentes grados de reducción de tamaño. A continuación, se describen algunos de los tipos más comunes de trituradoras de corte por ruedas, junto con sus referencias correspondientes:

3.3.1 Trituradoras de un solo eje

Estas trituradoras tienen un rotor con una sola rueda de corte que gira a alta velocidad para cortar y triturar el material. Este tipo de trituradora se utiliza comúnmente para procesar materiales como plásticos, neumáticos, madera y otros materiales voluminosos, las trituradoras de un solo eje son muy eficientes para reducir el tamaño de los materiales y tienen un bajo consumo de energía (Zhao, 2019)

3.3.2 Trituradoras de doble eje

estas trituradoras tienen dos rotores con ruedas de corte que giran en direcciones opuestas para cortar y triturar el material. Este tipo de trituradora se utiliza comúnmente para procesar materiales como chatarra metálica, neumáticos, madera y otros materiales voluminosos, las trituradoras de doble eje son capaces de manejar materiales más resistentes y ofrecen una mayor reducción de tamaño que las trituradoras de un solo eje (Jiao, 2020)

Figura 3-1: Trituradora de doble eje



Nota: <https://www.wiscon-tech.com/trituradora-de-dos-ejes/>

3.3.3 Trituradoras de cuatro ejes

Estas trituradoras tienen cuatro rotores con ruedas de corte que giran en direcciones opuestas para cortar y triturar el material. Este tipo de trituradora se utiliza comúnmente para procesar materiales como chatarra electrónica, plásticos y otros materiales complejos. Las trituradoras de cuatro ejes tienen una mayor capacidad de procesamiento y pueden manejar materiales más diversos y complejos que las trituradoras de un solo o doble eje (Guo, 2021)

3.4 Parámetros principales en el diseño de una trituradora

El diseño de una caja de trituración depende de varios parámetros y factores que deben ser considerados para asegurar su eficacia y durabilidad. A continuación, se describen algunos de los parámetros clave que deben ser considerados:

3.4.1 Tamaño y forma del material

El tamaño y la forma del material que será triturado son factores críticos a tener en cuenta al diseñar la caja de trituración. Esto puede afectar el diseño, la posición y forma de los dientes y cuchillas de la trituradora, y la ubicación de las aberturas de entrada y salida.

3.4.2 Tipo de material

El tipo de material que será triturado también es un factor crítico a considerar al diseñar la caja de trituración. Esto puede afectar el tipo y calidad de los materiales utilizados en la construcción de la caja de trituración, así como el diseño de los dientes y cuchillas de la trituradora.

3.4.3 Cantidad y velocidad de alimentación

La cantidad y velocidad de alimentación del material a la caja de trituración son factores críticos a considerar que pueden afectar la capacidad de la caja de trituración, la resistencia estructural de la caja de trituración y los requisitos de potencia del motor.

3.4.4 Configuración del sistema de corte

La configuración del sistema de corte puede afectar la calidad e eficiencia de la trituración y la tasa de desgaste de los componentes de la caja de trituración (Chen, 2018) incluyendo el tipo de dientes y cuchillas y la disposición de los mismos, este es un factor crítico en el diseño para asegurar la vida útil de los componentes.

3.5 Cálculos a abordar

El diseño de una trituradora de dos ejes puede involucrar una amplia variedad de cálculos y fórmulas, dependiendo de los requerimientos específicos de la aplicación y las características del material que se va a triturar. A continuación, se presentan algunas fórmulas y referencias útiles que pueden ser consideradas durante el proceso de diseño:

3.5.1 Fuerza de corte

En el contexto de las trituradoras, la fuerza de corte se refiere a la fuerza necesaria para romper o triturar el material en pequeños trozos. La fuerza de corte es una de las variables críticas a considerar en el diseño de una trituradora, ya que determina la capacidad de la máquina para procesar el material de manera eficiente y efectiva. La fórmula para calcular la fuerza de corte es:

$$F = (P \times L) / (b \times d)$$

Donde F es la fuerza de corte, P es la potencia de la trituradora, L es la longitud de los ejes, b es el ancho de corte y d es la distancia entre los ejes (Jain, 2017)

3.5.2 Torque de los ejes

El torque de los ejes se refiere a la cantidad de fuerza que se aplica a un eje para producir un giro. El torque necesario para la trituración depende del material que se va a procesar, su tamaño y densidad, así como de la velocidad de los ejes y de la geometría de los dientes o cuchillas de la trituradora (Liu K. Y., 2019) La fórmula para calcular el torque de los ejes es:

$$T = (P \times 60) / (2 \times \pi \times N)$$

Donde T es el torque de los ejes, P es la potencia de la trituradora, N es la velocidad de rotación de los ejes y pi es la constante matemática 3.14159.

3.5.3 Selección de motores

la selección del motor adecuado es fundamental para el correcto funcionamiento de una trituradora de dos ejes. La fórmula para calcular la potencia del motor es:

$$P = (F \times V) / 1000$$

Donde P es la potencia del motor, F es la fuerza de corte y V es la velocidad de alimentación (Liu K. Y., 2019)

3.5.4 Corte por cizallamiento

Es un proceso de deformación plástica que implica la separación de las capas de un material en una dirección determinada. Para calcular la potencia requerida para el corte por cizallamiento, se debe tener en cuenta el área de la sección transversal del material, la velocidad de corte y la resistencia cortante del material.

3.5.5 El esfuerzo máximo de Von Mises

Se define como la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de los esfuerzos principales, que se calculan a partir de los esfuerzos normales y tangenciales en un punto determinado de la estructura. La fórmula para calcular el esfuerzo máximo de Von Mises es:

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1)}$$

Donde σ_1 , σ_2 y σ_3 son los esfuerzos principales en el punto evaluado.

(Roark, 2002)

4. Metodología

Para este proyecto se usará la metodología de matriz cumple no cumple es una herramienta utilizada para evaluar el grado de cumplimiento de una serie de criterios predefinidos en relación con un objeto de análisis específico. Esta técnica se utiliza comúnmente en auditorías, evaluaciones de riesgos y en la evaluación de proyectos.

Consiste en crear una matriz en la que se establecen dos columnas: una para los criterios que deben cumplirse y otra para los criterios que no se cumplen. Luego, se evalúa cada elemento del objeto de análisis en función de si cumple o no cumple cada uno de los criterios establecidos (Hahn, 2007)

Tabla 1. Criterios de evaluación para diseño de la trituradora.

Criterios de evaluación	Elementos del diseño
Eficiencia de la trituración	Velocidad de la trituradora
	Tamaño de la abertura de la trituradora
	Capacidad de la trituradora
Seguridad del operario	Cubierta de seguridad
Durabilidad y resistencia del material	Interruptor de emergencia
	Tipo de material utilizado
Facilidad de mantenimiento	Grosor del material utilizado
	Resistencia a la corrosión
	Acceso a los componentes
	Facilidad de reemplazo de piezas

Luego, se evalúa cada elemento del diseño de la trituradora en función de si cumple o no cumple con los criterios establecidos. Por ejemplo, se podría asignar una marca de "cumple" si la velocidad de la trituradora es adecuada y si el material utilizado es resistente a la corrosión, y una marca de "no cumple" si la abertura de la trituradora es demasiado pequeña o si la cubierta de seguridad no es adecuada. (Liu L. &., 2017)

Al final de la evaluación, se cuenta el número de elementos que cumplen y no cumplen cada criterio y se presenta esta información en una tabla resumen. Esto permitirá al diseñador de la trituradora identificar las áreas de mejora y tomar medidas para mejorar el diseño de la trituradora.

5. Diseño Metodológico

5.1 Características de ingeniería de la maquina destructora de monedas modelo 1993 con capacidad estándar

La máquina destructora de monedas modelo 1993 fabricada por la compañía aun existente Columbia Machine, es una cortada tipo cizalla circular de discos encontrados con alimentador giratorio continuo. Con la capacidad de procesamiento de monedas circulares o poligonales de materiales plásticos, metálicos, incluidos en estos bimetálicos y trimetálicos. De naturaleza del acero, aluminio, latón y aleaciones de níquel.

Figura 5-1: Máquina de destrucción de monedas, Columbia Machine



Fuente: Propia tomada de fabrica casa de la moneda Ibagué 2023.

El equipo tiene la capacidad de corte u ondulado de la moneda. Dependiendo del espesor o material de la misma. La máquina se compone de 3 grandes sub ensambles de componentes entre los cuales se encuentran el chasis de soporte, sistema de alimentación y árbol de trituración.

El chasis de la máquina tiene un pie de huella de 1060x1060mm, el cual está construido todo en chapa metálica plegada de calibre 1/8", con refuerzos internos en perfilera de doblez de la misma chapa metálica de aparente naturaleza ASTM A36 (Columbia machine, 1994) . En la estructura se encuentra elementos accesorios como, el soporte metálico de motor, perfil de soporte para brazo de reductor, soporte de dosificador de alimentación de monedas, caja de control de mando eléctrico, guarda de protección para sistema de transmisión de potencia, marco y puerta de acceso para instalación de motor y la tolva de salida de monedas trituradas.

El sistema de alimentación es a través de un dosificador giratorio, con pestaña interna de filtrado de monedas por espesor, dado que las monedas que estén por encima del rango de espesor no serán trituradas, como también el sistema se encarga de filtra elementos como tuercas, tornillos, herramientas o cualquier elemento extraño que pueda caer en el sistema de alimentación; dado que es un sistema de alimentación abierto. La máquina no cuenta con sistema de clasificación de materiales ferrosos para evitar que las ruedas trituradoras se vean sometidas a trabajo contra objetos más duros y puedan perder su afilado. El sistema gira en sentido horario y la salida esta alineada tangencialmente a la entrada de las 4 ruedas de trituración, su velocidad es constante y puede ser controlada desde la caja de control de mando de forma independiente, para su modulación en velocidad se debe agregar un sistema adicional de control independiente por frecuencia.

El subsistema árbol de trituración (Columbia machine, 1994) , viene desde el motor eléctrico a 220VAC a 60Hz trifásica, sin arrancador suave de velocidad constante de marca WEG modelo 1994, por lo que a la fecha no cuenta con certificación IE3 de bajo consumo y alta eficiencia. El motor está conectado por transmisión flexible de una línea con relación de transmisión 1:1 con la caja reductora. El reductor es de marca Emerson de la línea TorqTaper Plus de engranes helicoidales AGMA clase 12 cuenta con un torque de salida de 180 lbs.in en la configuración estándar, con sistema tiene relación de reducción de 5:1.de salida hueca con manguito de sujeción. Anexo A.

Figura 5-2: Reductor vista de corte.

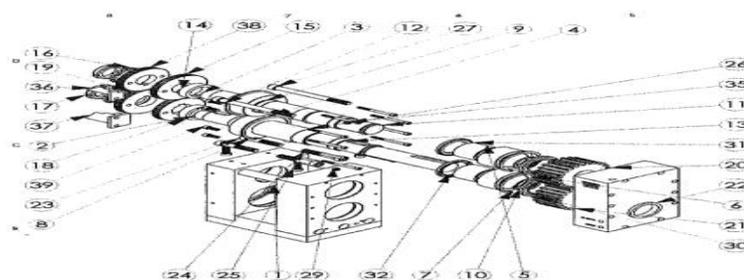


Fuente: Data sheet reductor. Anexo A.

El árbol de transmisión se compone de 2 ejes de acero de diferentes longitudes, de posicionamiento paralelo. El eje más largo se une mecánicamente desde el reductor por apriete

cónico y este a su vez tiene un engrane de dientes rectos que se engrana directamente con otro piñón de las mismas características, pero instalado en el eje más corto. La relación de transmisión es de 1:1 con lo cual se garantiza un torque igual en ambos ejes. Dichos ejes paralelos se encuentran montados sobre rodamientos de agujas rectas de 1 línea en la parte más cercana a los piñones y rodamientos de bolas en la punta de los ejes donde se ubican los discos dentados de trituración. El sistema de fijación de las ruedas, los piñones y separadores para evitar movimiento axial es a través de tuercas de presión con arandela de seguridad tipo araña. Los ejes paralelos van montados sobre placas metálicas de 2'' de espesor unidas a través de tornillería. La máquina viene con una característica de ruido de 85 dBA a 1 metro de distancia.

Figura 5-3: Árbol de trituración



Fuente: Árbol de trituración. Anexo B

5.1.1 Diámetros y espesores de moneda permisibles

La máquina viene con la restricción diametral de 1,6 pulgadas (40.64mm) y un espesor máximo de 0.13 pulgadas (3.30mm). Cabe resaltar que la maquina fue diseñada inicialmente para triturar monedas de 1 dólar canadiense, la cual tiene un diámetro de 26.5mm di diámetro y su espesor está en el permisible para la máquina. Esta moneda tiene un color dorado y su composición es de níquel chapado al bronce, con forma undecagonal de once lados, lo que lo no es redonda.

Figura 5-4: Moneda dólar canadiense.



Fuente: <https://www.mystudentpathways.com/2013/05/dinero-en-canada/>

La máquina tiene la capacidad de triturar además la moneda de 2 dólares canadienses que es bimaterial, en su centro maneja un círculo de latón. Cabe resaltar que la máquina fue adquirida con el criterio de selección de similitud de material, geometría y capacidad productiva comparado con las monedas de 200 pesos y 500 pesos colombianos en la versión anterior a 2019

Figura 5.5: Moneda 200 y 500 COP



Fuente: Propia tomada de fábrica casa de la moneda Ibagué 2023.

El objetivo de la máquina es convertir las monedas en elementos sin valor en el mercado por lo cual se busca como primera opción romper la moneda en 2 partes o generar una marca de ondulación o waffle en las caras de la moneda. El resultado depende del espesor de la moneda, dureza, si entran monedas pegadas al triturador, bajo torque o desgaste en los piñones trituradores.

Figura 5-6: dólar canadiense triturado en la máquina Columbia machine.



Fuente: www.mystudentpathways.com/2013/05/dinero-en-canada/

5.1.2 Velocidad y producción de destrucción

La máquina cuenta con una producción medida para moneda de dólar canadiense de 120.000 unidades por hora, es alrededor de 1632 kg por hora de producción de moneda triturada u ondulada. Es decir, toda vez que la máquina trabaje en las condiciones más óptimas de mantenimiento, desgaste, buen uso y sin atascamientos. Esto quiere decir que, si analizamos el peso calculado de la moneda es alrededor de 13.6 gramos, pero si analizamos el peso la de moneda dólar canadiense está por encima de 20 gramos en la versión más antigua 1963.

La velocidad de trituración viene dada desde el motor a 1750 rpm que tiene una relación directa 1:1 con el reductor, en este ingresa y se reduce en relación 5:1, lo que quiere decir que gira a 350 rpm, además el eje motriz se conecta con relación 1:1 con el otro eje. Esto quiere decir que las ruedas trituradoras giran en sentidos contrarios en sentido de alimentación periférica. Es decir, que si se analiza el diámetro de la rueda de trituración que es igual en ambos ejes, se tiene un diámetro de 104mm de diámetro, lo que representa un perímetro de 326.7mm. la interpretación longitudinal quiere decir que en condiciones óptimas de alimentación de monedas una tras de otra, con diámetros constantes de 26.5mm (dólar canadiense) se procesan 12 monedas por cada vuelta de los piñones trituradores. Es decir, que por minuto se pueden pasar un máximo ideal de 4200 unidades y por hora 252.000. El fabricante asume un factor de seguridad en la producción de 2, por lo tanto, se tendrá este parámetro en cuenta para los cálculos de producción siguientes.

5.1.3 Potencia

La potencia del motor de esta versión de maquina está dada para un motor de 7.5HP con una revolución de 1750rpm, con motor trifásico de 220VAC a 60Hz, de marca WEG con versión antigua de clase EFF1-2 de eficiencia eléctrica. Lo que actualmente ya ha migrado a IE 2 y 3, para motores de 50 y 60Hz. El motor es acoplado con base fija de agujeros ranurados para generar la tensión de la correa.

La transmisión hacia el reductor es por poleas tipo B de 1 canal de diámetro 6 pulgadas. La caja reductora es de referencia TorqTaper plus 115SMTP05, lo que permite acoplar se con potencias de entrada desde $\frac{3}{4}$ HP hasta 25 HP de potencia. es decir que el factor de seguridad en potencia permisible en el reductor es de 3.5 aproximadamente. El torque calculado especificado por el fabricante de 180Lb.in con entrada de 1750rpm y 1 HP, es decir, en la medida que se escale la potencia y se mantenga la velocidad de entrada constante el parámetro de será de 180Lb.in por cada HP, en este caso el torque de relacionado para esta máquina es de 1750 rpm a 7.5HP y 1350Lb.in o 152N.m de torque a 350rpm de salida en el reductor.

5.1.4 Capacidad del reductor de velocidad

El reductor empleado en la maquina destructora de monedas es de referencia TorqTaper plus 115SMTP05, con relación simple entre engranajes helicoidales. [3] con las siguientes características:

Tabla 2. Características reductor 115SMTP05

Reducción	simple
Relación transmisión	5:1
Diámetro eje entrada	1 1/8 pulgadas
Diámetro máximo de salida	1.93 pulgadas
RPM máximos de salida	400 RPM
Torque salida	180Lb-in (a 1750rpm y 1Hp de entrada)
Brazo anti torque	si
Carcasa	Bi material, acero y fundición
Tamaño reductor	8.36x11x14.08 pulgadas
Peso reductor	73 lb

Fuente: Reductor 115SMTP05 [3].

5.1.5 Capacidad del alimentador al destructor

El alimentador de la maquina está limitado para 120.000 unidades por hora o 2000 unidades por minuto. Lo cual está dado por una disco de 14'' de diámetro con 1 pista de salida conectada a la alimentación de los discos trituradores. Con motor eléctrico de 3/4HP conectado a una caja de engranes helicoidales de potencia máxima 2HP, con velocidad variable y sensor de conteo de monedas en la alimentación a los rodillos trituradores. El peso aproximado del equipo es de 68 KG adicionales a la máquina, cuenta con soporte a través de 4 tornillos para fácil instalación es controlado a través, de la caja de mandos eléctricos de la misma máquina.

5.2 Diagnostico actual de la maquina destructora de monedas modelo 1993

Para las condiciones mecánicas y eléctricas de la máquina de trituración de monedas, se tiene actualmente una matriz de evaluación cumple o no cumple para cada uno de los 6 pilares fundamentales de la maquina tanto en su cadena cinemática como la línea de alimentación de producto. Dentro de la matriz se tiene el termino parcialmente para definir que la maquina cumple el objetivo para el cual fue seleccionado, pero con eficacia y eficiencia por debajo del estándar de diseño.

5.2.1 Estructura de soporte

Actualmente la maquina cuenta con su estructura mecánica en un 90% similar a como viene de fábrica, en condiciones de desgaste de material y corrosión es un equipo que presenta 30 años de depreciación y desgaste por lo cual en términos de vida útil ha cumplido su ciclo de funcionamiento, para lo cual en caso de generar mejoras mecánicas que tengas que ver con el corte o adicción de algún elemento metálico en la estructura, se recomienda generar refuerzos estructurales y buenas prácticas de procesado de pintura a base de polvos electrostáticos curados al horno con el fin de proteger el acero A36 de fabricación del equipo.

Figura 5-7: Condiciones físicas estructura maquina trituradora de moneda 1993



Fuente: Propia tomada de fabrica casa de la moneda Ibagué 2023.

Como se puede evidenciar en las condiciones exteriores del equipo se han presentado con el tiempo refuerzos internos en perfilería estructural en la máquina, además se tiene una ampliación del sistema de descarga de cospel en la estructura. Estos cambios son producto de la necesidad de mejora y posibles cambios o deformaciones en las paredes de la máquina, ya que de fabrica esta estructura es construida en lámina plegada calibre 1/8 de pulgada reforzada con dobleces. Las condiciones de oxidación se ven mayormente en las zonas donde ha sido cortado y soldado, el post procesado de pintura no se ha realizado con las mejores prácticas lo que en unos meses o años puede generar la corrosión total de la maquina y finalmente su salida de la fábrica de producción.

5.2.2 Potencia inicial

Las condiciones de potencia eléctrica de la maquina se dividen en 2; por un lado, se encuentra la potencia que alimenta la cadena cinemática de movimiento de ejes de trituración y por el otro la potencia eléctrica del alimentador giroscópico.

Figura 5-8: Motor y alimentador maquina trituradora de moneda 1993.



Fuente: Propia tomada de fabrica casa de la moneda Ibagué 2023.

Por parte del motor principal se mantiene el mismo que viene de fabrica que tiene las características eléctricas de 7,5HP a 1765 RPM a 220 o 440 VAC y frecuencia de trabajo de 60Hz. Por el año de construcción el motor tiene clase EFF1-2 de eficiencia eléctrica. Lo que actualmente en motores con esas mismas características de fabricación actual ya manejan certificado internacional IE2 y IE3 que son de baja eficiencia y bajo consumo. Sin contar que el motor en su vida útil se haya tenido que bobinar como parte del mantenimiento eléctrico correctivo en los 30 años de trabajo.

Por tal razón el motor actual cumple parcialmente con el funcionamiento, pero cabe resaltar que las condiciones actuales de trabajo en la fábrica de moneda del Ibagué presentan frenado del

motor y activación del sistema eléctrico de protección debido a atascamientos en los discos de trituración debido a monedas atravesadas, monedas curvadas, monedas pegadas, materiales extraños ferrosos y condiciones de exceso de alimentación. Para condiciones de mejora se puede implementar el cambio del motor por su potencia actual o superior en condiciones de eficiencia IE3.

Por parte del alimentador de monedas se representa una sustitución completa del sistema original rotativo con organizar del cospel. El sistema actual es un mecanismo vibratorio vertical en el cual las monedas suben por vibración sobre un camino de espiral en sentido horario, una vez el cospel sube al máximo de la espiral, son arrojadas en caída libre por un agujero. Este sistema no cumple con el sistema original de alimentación ya que primero no tiene la misma velocidad de alimentación centrífuga, no cuenta con el sistema de filtrado de monedas para evitar que se procesen monedas pegadas, monedas torcidas, objetos extraños o incluso materiales ferrosos que pueden afectar el filo de los piñones trituradores. El diseño original hace que la fuerza centrífuga de giro del disco, saca el cospel de manera tangencial y acostada para qué entre exactamente entre los dos piñones trituradores, lo que no se logra con el sistema de mecanismo de vibratorio vertical. A continuación, se evidencia el sistema actual.

Figura 5-9: Mecanismo vibratorio de alimentación vertical.



Fuente: Propia tomada de fabrica casa de la moneda Ibagué 2023.

5.2.3 Producción

La producción actual de la maquina no es la misma a la propuesta por el fabricante de 120.000 unidades por hora de producción o 1632 kg por hora. Ya que las condiciones actuales de cambio principalmente en el sistema de alimentación generar sobre esfuerzos mecánicos en el sistema de trituración, la principal causa es atascamientos por monedas curvadas, dobles o atravesadas en el sistema. Esto genera paros de producción debido a que se dispara el sistema

eléctrico de sobre esfuerzo a través del amperaje, al sobre pasar el rango de operación, en motores de 7,5Hp se tiene un rango de amperaje máximo a 220VAC, como se muestra a continuación:

Tabla 3. Amperaje de motores eléctricos según potencia.

Tabla para Motores Trifásicos Capacitores para compensar motores asincrónicos trifásicos 3 x 400 Vca. 50 Hz.					
Potencia en el eje. (H.P.)	Potencia en el eje. (KW)	Velocidad de sincronismo. (R.P.M.)	Corriente a plena carga. (A.)	Potencia React. Capac. Optima. (KVAR)	Capacitor en KVAR
1	0,75	750	2,475	0,5566	0,75
		1000	2,275	0,5173	0,50
		1500	2,038	0,3800	0,50
		3000	1,838	0,2750	-
1,5	1,1	750	3,475	0,9387	1,00
		1000	3,275	0,7210	0,75
		1500	2,763	0,6538	0,75
		3000	2,550	0,3570	0,50
2	1,5	750	4,063	0,9149	1,00
		1000	3,976	0,8533	1,00
		1500	3,600	0,7686	0,75
		3000	3,417	0,3740	0,50
3	2,2	750	6,000	1,5176	2,00
		1000	5,525	1,0213	1,00
		1500	5,150	0,9247	1,00
		3000	4,925	0,4450	0,50
4	3	750	7,813	2,0300	2,00
		1000	7,463	1,5500	1,00
		1500	6,950	1,3400	1,00
		3000	6,258	0,5660	0,50
5,5	4	750	10,215	2,6700	3,00
		1000	9,875	1,9950	2,00
		1500	8,600	1,5500	1,00
		3000	8,140	0,6600	0,75
7,5	5,5	750	13,800	3,3675	3,00
		1000	13,500	2,6100	2,00
		1500	11,750	1,8500	2,00
		3000	11,313	0,6900	0,75
10	7,5	750	18,225	4,3290	4,00
		1000	16,850	3,3300	3,00
		1500	15,650	2,5500	2,00
		3000	14,763	0,8100	0,75
15	11	750	25,815	5,8640	6,00
		1000	24,520	4,5100	5,00
		1500	22,000	3,2240	3,00
		3000	22,038	1,7600	2,00
20	15	750	33,800	8,0000	8,00
		1000	31,480	5,3800	5,00
		1500	30,060	4,6370	5,00
		3000	28,840	2,3200	2,00
25	18,5	750	38,000	7,5600	7,00
		1000	38,200	7,3200	7,00
		1500	38,100	5,0150	5,00
		3000	34,760	3,5000	3,00
30	22	750	44,000	10,3200	10,00
		1000	45,380	8,9600	9,00
		1500	44,620	6,4100	6,00
		3000	41,780	4,8100	5,00
40	30	750	60,000	12,3800	12,00
		1000	59,000	10,7600	10,00
		1500	56,850	9,4000	10,00
		3000	56,430	6,6200	7,00
50	37	750	75,000	17,6200	17,00
		1000	71,000	12,7500	12,00
		1500	70,000	11,7640	12,00
		3000	70,450	8,4520	8,00
60	45	750	89,000	19,9500	20,00
		1000	86,000	15,9500	16,00
		1500	84,000	13,1400	13,00
		3000	83,000	9,1380	10,00

Los valores de esta tabla se han calculado como promedio de los motores normalizados de plaza. Por lo tanto pueden encontrarse diferencias con algún modelo en particular.

Fuente: www.capacitorescampos.com.ar

Es decir que el sistema viene diseñado para un motor de 7,5HP a 1765RPM, lo que en amperaje viene siendo un rango de operación ente 11 y 13.8 Amperios. Si es sistema actualmente supera el rango es porque el factor de servicio para el cual fue diseñado no cumple debido a las modificaciones que ha tenido el equipo en 30 años. En cuestiones de producción cumple parcialmente.

5.2.4 Desgaste en discos cortadores

Los discos de trituración estándar u originales de la máquina no son los mismos, ya que se han optado por hacer réplicas de los mismo e incluso generar mejoras en la cantidad de discos en la línea de trituración como se puede ver a continuación:

Figura 5-10: Discos actuales de trituración de monedas.

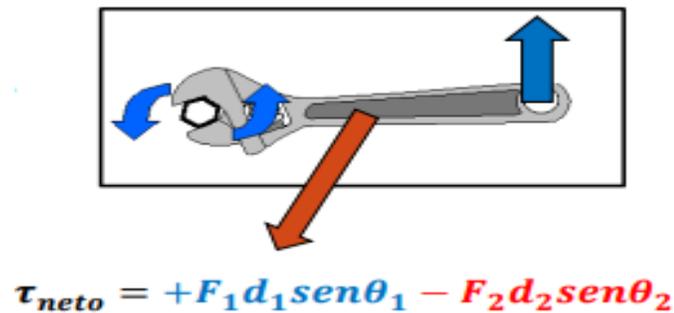


Fuente: Propia tomada de fabrica casa de la moneda Ibagué 2023.

El levantamiento de planos en los discos originales pudo realizarse de manera inadecuada debido que se presentan una diferencia en los diámetros de los discos como es apreciable en las imágenes, al existir un cambio de diámetro se presentan 2 factores importantes en los dientes de trituración y el sobre esfuerzo mecánico que se ejerce con diámetros mayores o menores en un mismo eje de trituración. Por un lado el cambio en el diámetro en los piñones exige un mayor número de dientes en el perímetro o un cambio en el grosor del diente en ese mismo perímetro, esto genera que la separación y profundidad del diente sea distinta factor que actualmente genera atascamiento de monedas alrededor de los dientes y a sus vez taponamiento en los dientes, lo que genera bajas automáticas en la producción, paradas del motor y riesgo para el personal de producción que intenten despegar las monedas en funcionamiento.

Por el otro lado tenemos el sobre esfuerzo mecánico que se presenta en relación a diámetros distintos en un mismo eje. Si analizamos la ecuación de torque general tenemos que es el resultado de la fuerza por la distancia entre el punto de aplicación y el punto de giro. Es decir, cuando el sistema de piñones trituradores se encuentra pasando un cospel, estos generan un torque sobre la misma para triturarla, pero en el momento de agregar nuevas líneas de trituración con diferentes diámetros de acción como pasa actualmente en el equipo y se puede observar en la imagen anterior; se generan un torque neto, que es la resultante de varios torques actuando sobre un mismo eje. Como se puede ver a continuación:

Figura 5-11: Torque neto.



Fuente: Física: torque y momento torsión (pontificia universidad catolica de chile, 2014)

Si analizamos el efecto del torque neto en los mecanismos podemos deducir que son 3 líneas de trituración las que han implementado, al tener diferentes diámetros de actuación, generan torques diferentes así la fuerza de trituración sea la misma, debido al cambio de distancia. El resultado final del torque de las tres líneas genera que el torque que viene del motor a través de la cadena cinemática llegue y se reparta en tres, además de eso genera un sobre esfuerzo en el eje cuando se presentan calzado de los piñones, frenado del sistema por monedas torcidas u objetos extraños. Es decir que el cambio en el sistema de trituración excede las condiciones de toque de la cadena cinemática, dado que se presentan problemas de producción y paros por sobre esfuerzo en el motor, esto hace que el sistema cumpla parcialmente o no cumpla si se compara con la producción final del sistema para el cual fue diseñado.

5.2.5 Cabezal de trituración y ejes

El sistema del cabeza de trituración es el mismo que el original y esto se debe que la naturaleza de fabricación de las placas metálicas de 2 pulgadas de en acero de características no conocidas que a la fecha no presentan oxidación, grietas o rotulas. Lo único que se ha cambiado de este sistema es la orientación de trabajo, es decir que el sistema antes trabajaba con los piñones trituradores de forma vertical para que el cospel entrara horizontalmente, ahora le sistema de piñones es horizontal para que el cospel entre de forma vertical. Esto además se puede observar que el número de piñones es de 3 líneas de trituración, aun a si el cabezal de trituración es el mismo, no tuvo ninguna alteración física. Por lo tanto, el sistema cumple con su función para la cual fue diseñada.

Figura 5-12: Cabezal de trituración y eje central maquina trituradora 1993.



Fuente: Propia tomada de fabrica casa de la moneda Ibagué 2023.

Los ejes del sistema de trituración se mantienen casi originales, manteniendo los diámetros estándar en los rodamientos ref:5210 de esferas y ref:51961 de una línea de rodillos tipo agujas, como también el diámetro en el sector del piñón de dientes rectos de transmisión de potencia y en la zona de piñones de trituración. La única mejora aplicada sobre el eje es el alargue del cuñero en el sector intermedio para alojar dos líneas de piñones trituradores. En condiciones de trabajo los ejes no han sido reemplazados, tampoco presentan oxidación, grietas, fisuras o reconstrucciones por soldadura o excentricidad por deformación tipo flexión en la longitud del mismo.

5.2.6 Motor, reductor y tablero de mando de motores

El sistema de motor eléctrico sigue igual con la novedad de sobre carga en el sistema de piñones de trituración lo que quiere decir que el torque actual del motor se divide en tres para lograr el procesado del cospel, por las características actuales cumple parcialmente.

El reductor actual es el mismo de fábrica de marca Emerson de la línea TorqTaper Plus de engranes helicoidales AGMA clase 12 cuenta con un torque de salida de 180 lbs.in en la configuración estándar, con sistema tiene relación de reducción de 5:1. En la ficha técnica del fabricante. Anexo C. se puede evidenciar que esta caja reductora tiene la capacidad de ser usada con motores más grandes y capaz de soportar torques más grandes provenientes de hasta los 25 HP de potencia en el motor de entrada. El único cambio actual en la cadena cinemática del motor al reductor es el cambio de la relación de poleas donde la relación estándar 1:1 con diámetros de 6 a 6 pulgadas y actualmente se cambió a la relación 1:2 con diámetros de 6 a 12 pulgadas, lo que genera una menor velocidad de entrada en el reductor y por ende una menor producción al final de la cadena cinemática. De manera general el sistema del reductor cumple las condiciones de trabajo.

Figura 5-13: Cadena cinemática motor a reductor maquina trituradora 1993.



Fuente: Propia tomada de fabrica casa de la moneda Ibagué 2023.

El sistema de control de motores funciona normalmente, presenta deterioro físico exterior en sus botones, pulsadores, botones de emergencia, indicadores luminosos, potenciómetros e indicadores; debido a los tiempos de fabricación pero son parámetros normales, es posible que estos hayan sido reemplazados en el tiempo, pero actualmente se encuentra inhabilitado el sistema de alimentación original de disco rotativo y las funciones de conteo de cospel como venía originalmente con ese mismo sistema. A nivel interno se le variador de velocidad, los arrancadores y sistemas de bloqueo eléctrico industrial se mantienen vigentes y funcionales. No se tiene registro de cambio de algunos por mantenimiento correctivo.

Figura 5-14: Tablero de mandos eléctricos maquina trituradora 1993.



Fuente: Propia tomada de fabrica casa de la moneda Ibagué 2023.

5.2.7 Matriz cumplimiento para condiciones actuales del equipo.

Analizadas las condiciones actuales de la máquina trituradora actual, se presenta la matriz de resumen del estado de la maquina con los indicadores de CUMPLE, NO CUMPLE y CUMPLE PARCIALMENTE.

Tabla 4. Matriz de cumplimiento maquina trituradora 1993.

ITEM	DESCRIPCIÓN DEL PILAR	VALORACIÓN
1	Estructura de soporte	C.
2	Potencia	C.P
3	Producción	C.P
4	Desgaste en discos cortadores	N.C
5	Cabezal de trituración y ejes	C.
6	Motor, reductor y tablero de mando eléctrico	C.P

Fuente: Propia

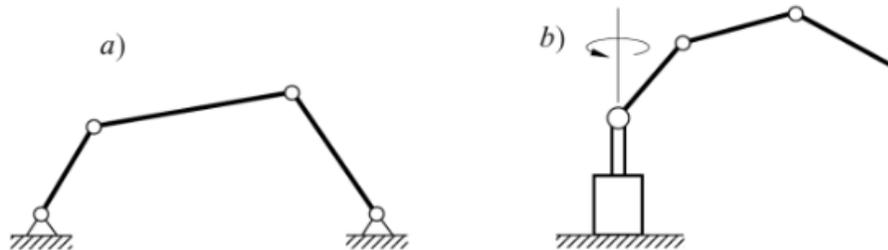
Matriz la cual será tomada en cuenta como objeto de estudio de los objetivos específicos en la búsqueda de las mejores condiciones de diseño mecánico del equipo con las premisas de mejora de un modelo compacto de la máquina, mejorando el sistema de cuchillas, árbol de transmisión y alimentación del material a procesar; basados en los datos obtenidos de recalcular la potencia, torque, esfuerzos, selección de materiales de los componentes requeridos para solucionar el bloqueo del sistema y seguridad de operación. Esta matriz será necesaria para convertir y transformar las condiciones actuales en condiciones aptas en el diseño presentado en los literales siguientes.

5.3 Cadena cinemática

La cadena cinemática es un “conjunto o subconjunto de miembros de un mecanismo enlazados entre sí. Por ejemplo, la cadena de transmisión de un vehículo, el mecanismo pistón-biela-manivela, etc. Los miembros de la cadena cinemática se denominan eslabones” (Salvador Cardona Foix, 2011). Estas se clasifican en cerradas o abiertas, según la naturaleza del mecanismo.

Son cerradas cuando cada uno de sus miembros esta enlazado nada más con dos miembros de la misma cadena y se considera abierta cuando alguno de los miembros solo está conectado con un miembro. El caso de estudio del mecanismo de la maquina trituradora se tiene un mecanismo de cadena cinemática abierta como se analizará en el literal siguiente.

Figura 5-15: Cadena cinemática cerrada a) y abierta b)



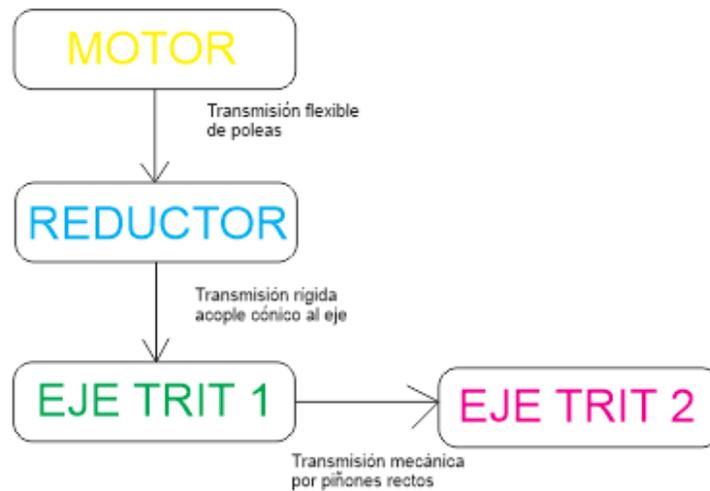
Fuente: Teoría de máquinas (Foix, 2011)

5.3.1 Cadena cinemática actual

La cadena cinemática original de la maquina trituradora de monedas 1993 arranca desde el motor trifásico de velocidad constante de 1765 RPM conectado en su eje a una polea de diámetro 6 pulgadas de una canal tipo B. A su vez, se conecta por transmisión flexible con una polea de 6 pulgadas de iguales características que está conectada a la caja reductora TorqTaper plus 115SMTP05, que genera una reducción de velocidad 5:1, es decir que la velocidad de salida en el reductor es de 353 RPM aproximadamente.

El eje salida del reductor es hueco y este a su vez aloja al eje triturador 1, que transmite su potencia directamente al piñón triturador 1, a lo largo del eje se encuentra un piñón de (16) dientes rectos, que se engrana con otro piñón de dientes rectos de iguales características. es decir, la relación de transmisión de velocidad es igual, dicho piñón es conectado a un eje triturador 2 que en su extremo aloja el piñón triturador 2. En resumen, de velocidades los piñones trituradores 1 y 2, giran a la misma velocidad, pero en sentido opuesto a 353RPM. En relación con el torque de la cadena cinemática se puede evaluar que el torque inicial del motor se amplifica en el reductor y este se transmite en igual magnitud entre el eje triturador 1 y 2. A continuación, se encuentra el diagrama general de la cadena cinemática actual visto desde la relación de velocidades.

Figura 5-16: Diagrama de cadena cinemática estándar de maquina trituradora 1993.



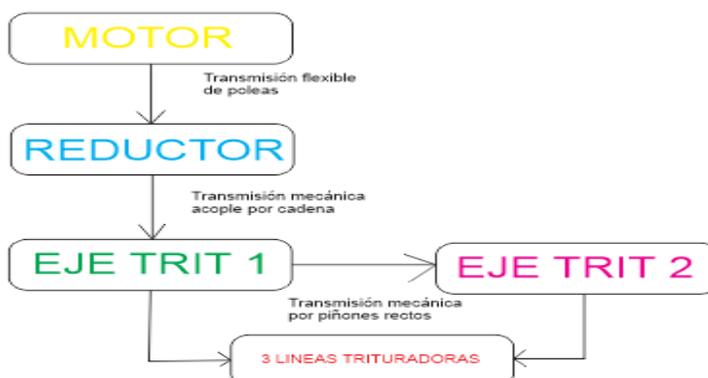
Fuente: Propia.

5.3.2 Cadena cinemática propuesta de diseño.

Bajo las condiciones actuales de la máquina, vistas en el literal “**5.2 Diagnostico actual de la maquina destructora de monedas modelo 1993**” se aprecia que la cadena cinemática no coincide totalmente, dado que existen cambios en el mecanismo de transmisión flexible. Este hecho genera un cambio en la velocidad de giro inferior de 175RPM aproximadamente, a cambio de un incremento porcentual en el torque salida en los piñones trituradores 1 y 2. El cambio presente en la máquina disminuye la capacidad de producción de cospel triturado para el cual fue diseñada, aproximadamente en 50%.

La propuesta de re diseño del presente trabajo de grado busca incrementar la capacidad de producción de la máquina y la seguridad de operación del equipo, aprovechando los recursos actuales del equipo y que se encuentren al alcance de la planta de producción casa de la moneda Ibagué. Esto a través, de un nuevo conjunto de piñones trituradores, sistema de alimentación y descarga.

Figura 5-17: Cadena cinemática propuesta de diseño.



Fuente: Propia.

La propuesta de diseño de la máquina de trituración de moneda o cospel versión 2022, pretende aumentar la capacidad de producción de la máquina a través de la medición de máximo torque posible entregable del reductor, dado que la referencia TorqTaper plus 115SMTP05 permite trabajar con varias potencias de motores, es decir el reductor viene diseñado para trabajar en un rango desde $\frac{3}{4}$ a 25 HP. Como se ve a continuación:

Tabla 4. Tabla de selección tamaño de caja reductora

		Tabla de selección Tamaño de caja reductor															
Motor HP	Motor kW	107		115		203		207		215		307		315			
		r.p.m. salida min.	r.p.m. salida max.	r.p.m. salida min.	r.p.m. salida max.	r.p.m. salida min.	r.p.m. salida max.	r.p.m. salida min.	r.p.m. salida max.	r.p.m. salida min.	r.p.m. salida max.	r.p.m. salida min.	r.p.m. salida max.	r.p.m. salida min.	r.p.m. salida max.		
1/4	0.19	5	400														
1/3	0.25	5	400														
1/2	0.38	5	400														
3/4	0.57	8	400	6	7	5	5										
1	0.76	10	400	7	9	5	6										
1 1/2	1.14	16	400	11	15	6	10	5	5								
2	1.51	21	400	15	20	9	14	5	8								
3	2.27	32	400	23	31	13	22	8	12	5	7						
5	3.79	55	400	39	54	22	38	14	21	8	13	5	7				
7 1/2	5.68	84	400	59	83	34	58	21	33	13	20	7	12	6	6		
10	7.57	115	400	81	114	47	80	28	46	17	27	10	16	8	9		
15	11.4			131	400	81	130	43	80	26	42	15	25	12	14		
20	15.1			245	400	121	244	61	120	35	61	20	34	15	19		
25	18.9			338	400	160	337	81	159	45	80	25	44	19	24		
30	22.7					215	400	104	215	56	103	31	55	24	30		

Fuente: Catalogo Emerson TorqTaper Plus (<https://xdoc.mx/preview/torqtaper-plus-regal-power-transmission-solutions-5c53563437841>)

La configuración estándar de la maquina está relacionada con un motor trifásico de velocidad constante de potencia 7 ½ Hp, el cual es apto para trabajar con esta caja reductora. Es decir, que con la velocidad de entrada y la transmisión flexible la velocidad de salida está en el rango de 59 a 83 RPM. Se puede calcular el torque a través de toda la cadena cinemática, con el fin de saber cuál es el torque estándar de corte para el cual fue diseñada la máquina. Con este valor posteriormente se pretende ajustar el torque requerido en el motor teniendo 3 líneas de trituración paralelas en la caja de trituración, a través del cálculo inverso en la cadena cinemática.

Figura 5-18: Placa de motor de fábrica marca WEG de 7,5HP



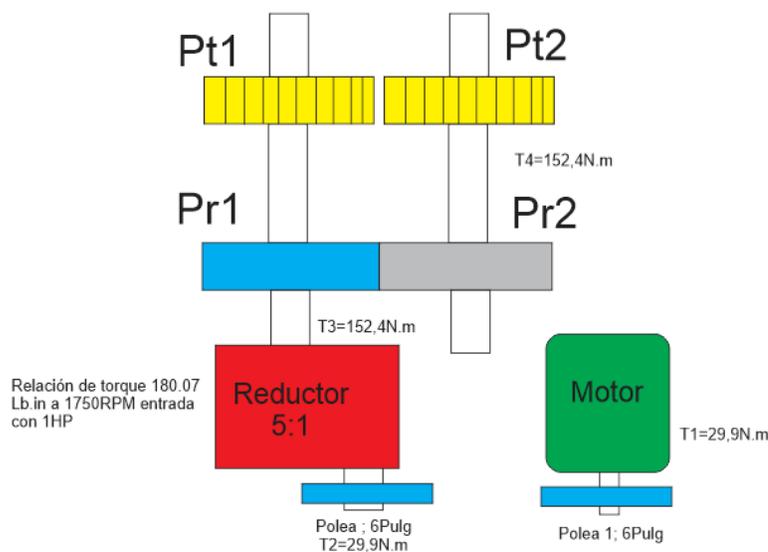
Fuente: Propia tomada de fabrica casa de la moneda Ibagué 2023.

Características específicas del motor:

- Referencia: W22
- Potencia: 7 1/2HP o 5.5Kw
- Velocidad: 1765RPM de 4 polos
- Frecuencia: 60Hz
- Carcasa: Aluminio W20
- Peso: 70Kg
- Torque nominal: 29.9 Nm (Weg, 2017)

A continuación, se muestra la cadena cinemática abierta original de la maquina trituradora actual, con los torques en cada uno de los eslabones de la misma.

Figura 5-19: Torques de la cadena cinemática abierta original de la maquina trituradora 1993.



Fuente: Propia.

Como se puede evidenciar en la imagen anterior, el torque del reductor es establecido por la condición de trabajo de 180Lbin (20.33Nm) a 1750RPM por 1HP, es decir que el torque de salida depende del torque de entrada con la condición de relación anterior aplicada.

$$\text{Relación torque reductor} = \frac{20.33N.m}{HP}$$

$$\text{Relación entrada reductor} = 7,5HP$$

$$\text{Relación salida reductor} = \text{Relación torque reductor} \times \text{potencia motor}$$

$$\text{Relación salida reductor} = 20.33 \frac{N.m}{HP} \times 7,5HP$$

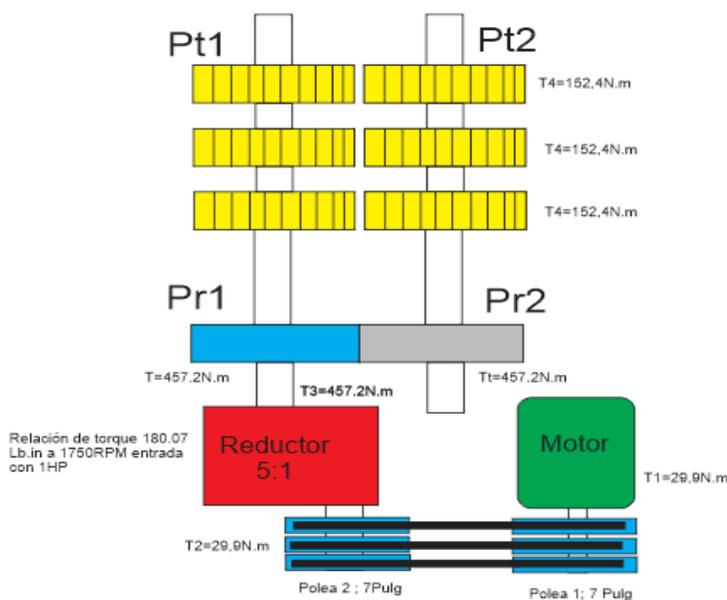
$$\text{Relación salida reductor} = 152,4 N.m$$

Como se puede apreciar en la imagen anterior, el torque de salida del reductor es transmitido al eje del triturador 1 y este a través de transmisión de piñones por dientes rectos 1:1 le transmite al eje triturador 2, el torque es igual en ambos ejes, pero en sentido contrario de

152,4Nm. Este es el torque de trituración establecido por el fabricante para triturar el cospel por una línea de piñones trituradores.

La propuesta de rediseño sobre la maquina actual, contempla realizar un aumento en el rendimiento de la máquina proponiendo 3 líneas de trituración dentro de la caja de trituración, dimensionalmente el sistema es apto. Esto quiere decir que se tendría que aumentar el torque de entrada en el motor para lograr un torque de trituración por línea de piñones de 152,4Nm distribuidas en los ejes. De manera proporcional se puede evidenciar que las sumatoria de las tres líneas es de 457,2Nm aproximadamente, al realizar la regresión de cálculos en la cadena cinemática propuesta tenemos lo siguiente:

Figura 5-20: Cadena cinemática propuesta de diseño.



Fuente: Propia

Se puede observar el torque de salida en el reductor debe ser 457,2Nm aproximadamente, según la relación que tiene el mismo de 180Lbin (20.33Nm) a 1750RPM por 1HP, y retomando la tabla de selección tamaño de caja reductora, se evidencia que el reductor puede recibir un motor con mayor potencia ya que tiene un rango de trabajo de $\frac{3}{4}$ a 25HP. A continuación, se calcula la potencia de entrada requerida en el reductor para entregar los 457,2Nm requeridos.

$$Potencia Motor = \frac{Torque salida reductor}{Relación torque reductor}$$

$$Potencia Motor = \frac{457,2N.m}{20,33N.m/HP}$$

$$Potencia Motor = 22,48HP$$

El valor requerido de 22,48HP aproximadamente en el reductor se encuentra en el rango de potencia de motor admisible. En la tabla se tiene motor de 20 o 25 HP, para efectos de consumo energético, costo del motor, tipo de arrancador suave, cableado y elementos eléctricos y tamaño volumétrico se elige el motor de 20HP a 1765RPM de 4 polos a 60Hz y torque nominal de 79,6Nm. La velocidad de salida en el reductor se recomienda en el rango de 245 a 400RPM, según el fabricante.

Para lograr el rango de operación de velocidad se establecen relación de transmisión flexible a través de poleas del mismo diámetro, para lograr que el motor entregue los 1765RPM a la entrada del reductor y este a su vez transmita 353RPM a la salida, valor que está en el rango requerido.

La cadena cinemática desde las 3 líneas de trituración hasta el motor, requiere que la transmisión flexible sea lo suficientemente capaz de soportar el torque nominal, el torque de arranque y sobre esfuerzos en el sistema de trituración, por tal razón la propuesta de fábrica de poleas de 1 canal tipo B de diámetro 6 pulgadas, se cambia a poleas de 3 canales tipo C de diámetro 7 pulgadas tanto en el motor como en el reductor. Dado que la fuerza en este tipo de canal es mucho más alta hasta de 6.43HP por canal en poleas tipo C (INTERMEC, 2013). A continuación, la especificación de polea.

Tabla 5. Capacidad de transmisión por canal Tipo C (HP)

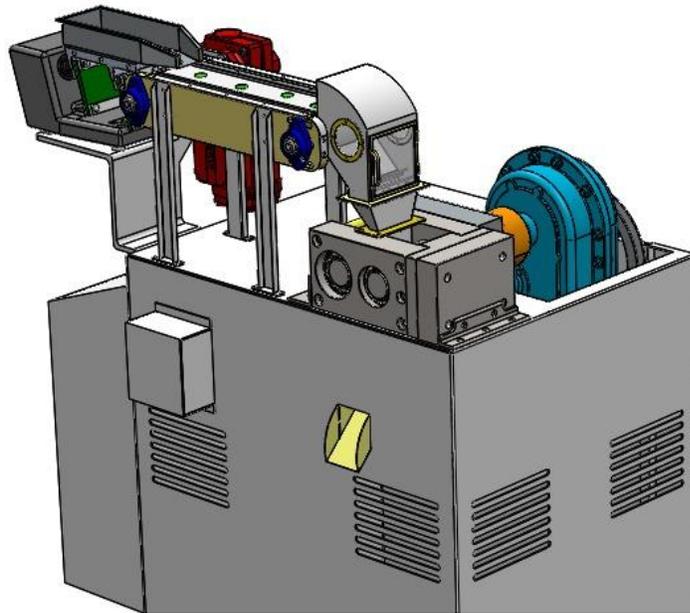
RPM del Eje más Rápido	Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)							
	135	150	165	190	200	215	225	240
50	0,33	0,43	0,52	0,70	0,80	0,89	0,98	1,07
100	0,56	0,74	0,92	1,27	1,44	1,60	1,78	1,96
150	0,76	1,00	1,27	1,78	2,03	2,28	2,53	2,77
200	0,92	1,26	1,60	2,25	2,58	2,90	3,22	3,54
300	1,20	1,70	2,17	3,13	3,60	4,06	4,53	5,00
400	1,44	2,07	2,70	3,93	4,53	5,14	5,74	6,34
500	1,63	2,40	3,16	4,67	5,40	6,15	6,88	7,60
600	1,80	2,70	3,60	5,36	6,23	7,10	7,95	8,80
700	1,93	2,95	4,00	6,00	7,00	8,00	8,95	9,93
800	2,03	3,20	4,35	6,62	7,73	8,83	9,92	11,00
870	2,10	3,35	4,60	7,02	8,20	9,40	10,56	11,70
900	2,12	3,40	4,70	7,20	8,40	9,63	10,82	12,00
1000	2,18	3,60	5,00	7,72	9,05	10,37	11,67	12,95
1100	2,23	3,76	5,27	8,20	9,65	11,07	12,46	13,83
1160	2,24	3,84	5,42	8,50	10,00	11,46	12,90	14,33
1200	2,25	3,90	5,50	8,67	10,20	11,72	13,20	14,65
1300	2,25	4,00	5,73	9,10	10,72	12,32	13,88	15,40
1400	2,24	4,10	5,93	9,47	11,20	12,87	14,50	16,10
1500	2,20	4,17	6,10	9,82	11,60	13,36	15,07	16,72
1600	2,15	4,22	6,24	10,13	12,00	13,80	15,57	17,27
1700	2,08	4,24	6,35	10,40	12,33	14,20	16,00	17,75
1750	2,03	4,24	6,40	10,50	12,47	14,37	16,20	17,96
1800	1,98	4,24	6,43	10,62	12,60	14,53	16,38	18,15
1900	1,87	4,20	6,50	10,80	12,85	14,80	16,70	18,48
2000	1,74	4,17	6,51	10,95	13,03	15,02	16,92	18,72

Fuente: Manual de poleas Intermecc [9].

Analizando la tabla anterior, para 1765RPM y diámetro de polea de diámetro 7 pulgadas (177.8mm), se trabaja en la línea de 1800RPM y los 165mm. Lo cual arroja un cálculo estándar de 6.43HP por canal tipo C; al multiplicar este por 3 canales se tienen los 19.29 HP aproximadamente. Cabe resaltar que el diámetro de la polea es mayor al de la tabla por tal razón la potencia por línea aumentará proporcionalmente y para los valores requeridos la polea del sistema propuesto de 3 canales tipo C, cumple con el motor seleccionado para garantizar la transmisión de la cadena cinemática de las 3 líneas de trituración.

Hasta este punto se tiene definida la cadena cinemática completa de la máquina trituradora de monedas para 3 líneas de trituración. Esto quiere decir que al mantener las condiciones de alimentación correcta de la máquina se puede lograr triplicar la producción del cospel en el sistema. Las condiciones detalladas de la propuesta de máquina trituradora serán evaluadas en los próximos apartados. A continuación, se presenta una vista isométrica general del equipo triturador.

Figura 5-21: Diseño máquina trituradora versión propuesta 2023.

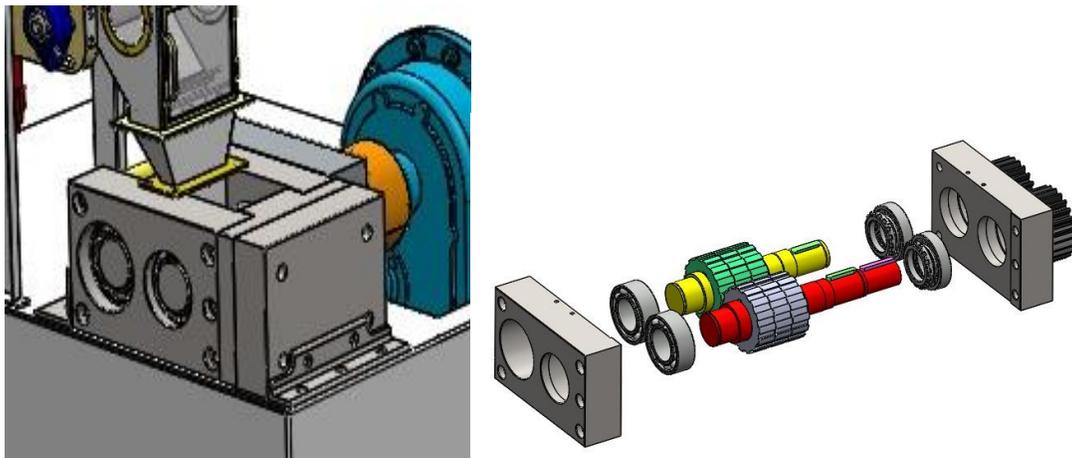


Fuente: Propia.

5.3.3 Triturador

El triturador de la maquina está compuesto por un conjunto de 15 elementos que se ensamblan mecánicamente componentes, como se ven a continuación.

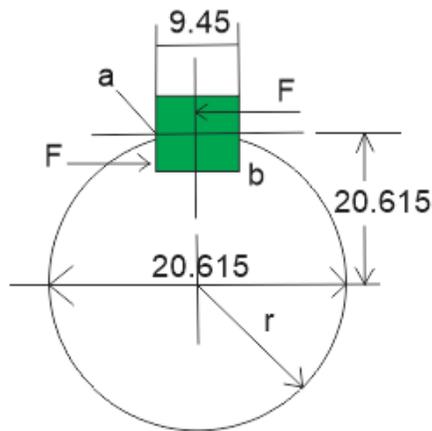
Figura 5-22: Vista explosionada sistema de trituración.



Fuente: Propia.

El sistema comprende dos ejes paralelos ubicados entre centros a 250mm, el eje triturador 1 es el conductor del sistema y se une con el eje triturador 2 (conducido); se unen a través de 2 engranes rectos de 24 dientes con ancho de diente de 50.8mm, con 2 prisioneros Bristol sin cabeza de 3/8 de pulgada a 90°, con cuña recta pasante de 9.45mm, con diámetro de eje en el sector de los engranes de 41.23mm con ajuste deslizante, para ambos engranes. Estos piñones tienen las condiciones de fabricación estándar de la máquina, dado que la capacidad de torque se aumenta debido al nuevo motor de 20HP, la cuña actual es de acero comercial 1020 maquinada con límite de elasticidad, que representa la tensión máxima que un material puede soportar sin sufrir deformaciones permanentes, es decir, una fuerza por encima del límite elástico llevara al límite de ruptura del material, que para el acero 1020 es en 294.8Mpa (europer) . Para validar que el piñón tenga las condiciones mecánicas necesarias para cumplir, con las revoluciones, diámetro del eje, potencia nueva del motor, y factor de seguridad, se usa el método de cálculo de esfuerzos de cuñas cuadradas (Richard G. Budynas, 2010) para lo cual se tienen en cuenta los esfuerzos presentes en la cuña del engrane de dientes rectos.

Figura 5-23: Diagrama de fuerzas presentes en el engrane recto.



Fuente: Propia.

A continuación, se organizan los datos requeridos para el cálculo de verificación de longitud del engrane, en sistema inglés para efectos de las ecuaciones aplicadas [11].

Acero 1020 resistencia a la fluencia: 294Mpa (42.75Kpsi)

Diámetro del eje: 41.23mm (1.624pulg)

Velocidad: 358 RPM

Cuña actual: 9.45mm (0.372pulg)

Longitud actual: 50.8mm (2pulg)

Factor de seguridad recomendado en cuñas cuadradas: 2.8

Por torsión mediante la ecuación de potencia.

$$T = \frac{63025H}{n}$$

$$T = \frac{63025 * 20HP}{358RPM}$$

$$T = 3520Lbf.pulg$$

A partir de la figura anterior, la fuerza es la superficie del eje es:

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{3520Lbf.pulg}{\left(\frac{1,624}{2}\right)pulg}$$

$$F = 4336.13Lbf$$

Mediante la teoría de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577S_y$$

$$S_{sy} = 0,577 * 42.78Kpsi$$

$$S_{sy} = 24.48Kpsi$$

La falla a lo largo del área ab, creará un esfuerzo de torsión

$$T = \frac{F}{t * l}$$

Sustituyendo T por la resistencia dividida en el factor de seguridad y se calcula con la mitad del área de la cara de la cuña. Se tiene:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{t * l}$$

$$L = \frac{F * n}{t * S_{sy}}$$

$$L = \frac{4336,13Lbf * 2,80}{24,68Kpsi * 10^3 * 0,372pulg}$$

$$L = 1,32pulg (33,58mm)$$

Esta es la longitud de maza del engrane para resistir el aplastamiento. Se calcula con la mitad del área de la cara de la cuña, bajo los mismos parámetros

$$L = \frac{F * n}{t * S_{sy}}$$

$$L = 2.6448pulg (67.97mm)$$

Esto quiere decir que el engrane es capaz de soportar la carga para la cual está rediseñado, con la mejora del maquinado de la cuña en ampliación de 9,47mm a 12,7mm. Garantizando un factor de seguridad de 2,8 para un motor de 20HP y las 358RPM, con el mismo diámetro de eje que fue diseñado.

Ahora se realizan la misma validación para el piñón triturador, dado que el cambio viene relacionado desde el motor con el incremento de potencia de 7,5HP a 20HP. La velocidad es constante para 358RPM, la corona de trituración presenta las siguientes condiciones técnicas:

Acero S601 resistencia a la fluencia: 690Mpa (100.07Kpsi) (bohler, 2023)

Diámetro del eje: 55.62mm (2.189pulg)

Velocidad: 358 RPM

Cuña actual: 9.40mm (0.37pulg)

Longitud actual: 28.8mm (1.133pulg)

Factor de seguridad recomendado en cuñas cuadradas: 2.8

Aplicando la metodología de cálculo del apartado anterior, tenemos por torsión mediante la ecuación:

$$T = \frac{63025H}{n}$$

$$T = \frac{63025 * 20HP}{358RPM}$$

$$T = 3520,94 \text{ Lbf.pulg}$$

La fuerza en la superficie del eje resultante será:

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{3520 \text{ Lbf.pulg}}{(1.094) \text{ pulg}}$$

$$F = 3218.40 \text{ Lbf}$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577S_y$$

$$S_{sy} = 0,577 * 100.07 \text{ Kpsi}$$

$$S_{sy} = 57.74 \text{ Kpsi}$$

La falla a lo largo del área ab, creará un esfuerzo de torsión sustituyendo T por la resistencia dividida en el factor de seguridad y se calcula con la mitad del área de la cara de la cuña.

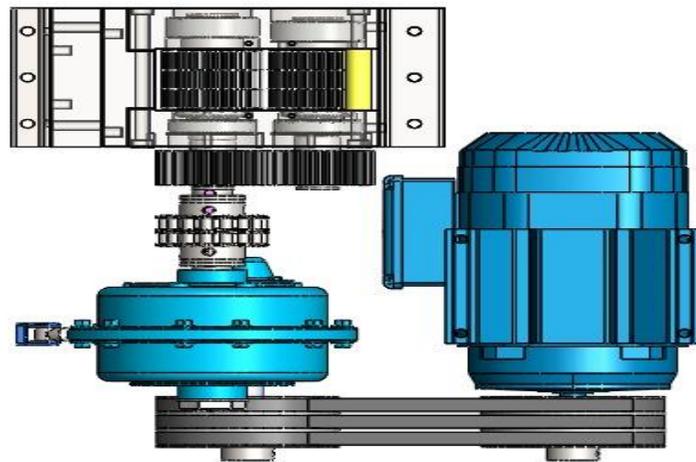
$$L = \frac{2 * F * n}{t * S_{sy}}$$

$$L = \frac{2 * 3218,40 \text{ Lbf} * 2,80}{100.07 \text{ Kpsi} * 10^3 * 0,37 \text{ pulg}}$$

$$L = 0.48 \text{ pulg} (12.36 \text{ mm})$$

La longitud del engrane mínimo para soportar la carga de motor de 20HP con un factor de seguridad de 2.8, 358RPM y manteniendo las condiciones de dimensión del eje y la cuña, es de 12.36mm, para la propuesta de diseño se tiene un ancho de 28.8mm dado que este parámetro de anchura es el comprendido para recibir monedas de diferentes denominaciones por cada línea independientemente. Es conclusión los ejes trituradores 1 y 2, mantienen sus condiciones físicas en lo que permite salvar la mayor parte funcional de los componentes de la máquina original, a continuación, se puede ver el sector de la cadena cinemática en la caja trituradora.

Figura 5-24: Esquema cadena cinemática de potencia maquina trituradora versión 2023



Fuente: Propia.

Como se puede apreciar en la cadena cinemática la conexión entre reductor y la caja de trituración está dada por un elemento de transmisión de potencia denominado acople rígido de piñones, propuesto en la versión de diseño nueva para facilitar la instalación de la caja reductora con respecto al reductor, disminuir la longitud del eje triturador 1, facilidad de alineación para el reductor, menos esfuerzos de flexión en el eje triturador, elemento fusible en caso de sobre esfuerzos mecánicos para evitar la falla de ejes o piñones helicoidales del reductor. El acople es un elemento comercial se selección a través de tablas basado en el diámetro y revoluciones de giro, como se ve a continuación:

Tabla 6. Acoples para ejes tipo de cadena

Referencia	Hueco máximo permisible mm	Dimensiones principales en milímetros Fig. 1				Desalineamiento máximo permisible - Figs. 2 y 3		RPM máximas sin carcasa	RPM máximas con carcasa oleactuante
		A	Con carcasa C.C.	B	C	Paralelo A mm	Angular B Grados		
C35-18	31	63	73	56	43	0,20	1,5°	1.200	4.800
C40-18	41	84	95	70	59	0,27	2°	1.000	4.500
C50-16	43	95	112	100	63	0,30	2°	800	4.000
C50-18	45	105	123	100	73	0,30	2°	800	3.600
C60-18	57	127	142	125	88	0,35	2°	600	3.000
C60-22	76	151	165	125	115	0,35	2°	500	2.500
C80-18	80	168	186	140	115	0,40	2°	500	2.000
C80-22	95	202	225	155	142	0,40	2°	400	1.900
C100-20	110	232	275	176	160	0,65	2,5°	400	1.800
C120-20	130	275	320	224	184	0,80	3°	300	1.200
C160-20	190	375	440	360	226	0,80	3°	200	1.000
C200-18	205	424	490	508	294	0,80	3°	200	800
C200-20	260	504	570	508	477	0,80	3°	100	600

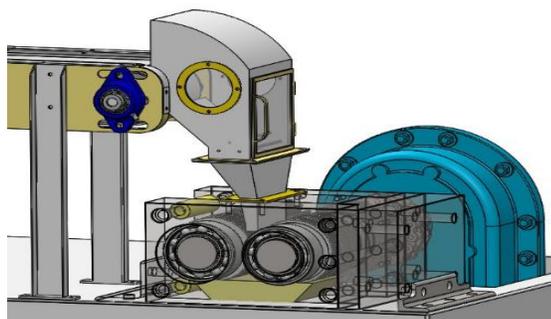
Fuente: Catálogo de productos Intermecc. (www.intermec.com.co)

Para diámetro de entrada se tiene el valor de 38mm en el eje del triturador 1 y la el eje de salida del reductor, con este se selección de acople C40-18, con desalineamiento máximo permisible de 2° entre ejes y 1000 RPM máximas. Esto quiere decir que el sistema de potencia y velocidad de la propuesta de diseño es apto para este acople seleccionado.

5.3.4 Diseño del alimentador y ángulo de entrada del cospel

La propuesta de diseño implementa 3 líneas de alimentación de monedas independientes, de manera filtrada una a una, con sistema de alineación para evitar que el cospel se atraviese y genere atascamientos. El alimentador tiene conexión desde la banda transportadora hasta la periferia de los dos engranes trituradores. Como se ve a continuación:

Figura 5-25: Alimentador de cospel de 3 líneas independientes.

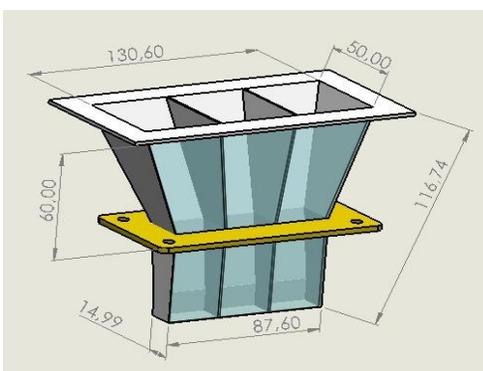


Fuente: propia.

EL sistema de alimentador cuenta con dos partes, el encauzador de la banda transportadora y la boquilla alineadora de 3 líneas. En el mecanismo se propone la inclusión de un sistema de filtrado de materiales ferrosos a través de barras cilíndricas imantadas. Con ventana de acceso rápido para limpiar la malla de imanes, desatascar monedas dobladas y objetos extraños. Este mecanismo no se tenía en la versión original del equipo. Con el fin de incrementar la producción de forma segura en la máquina se propone este sistema de fácil acceso, limpieza y fácil desmontaje de componentes.

El sistema de la boquilla alimentadora es fabricado en lámina de acero inoxidable calibre 18, con marcos en platina HR de 20mm calibre 3mm, perforada para ser acoplada de forma rápida a la caja de trituración.

Figura 5-26: Boquilla alimentación 3 líneas de monedas



Fuente: Propia.

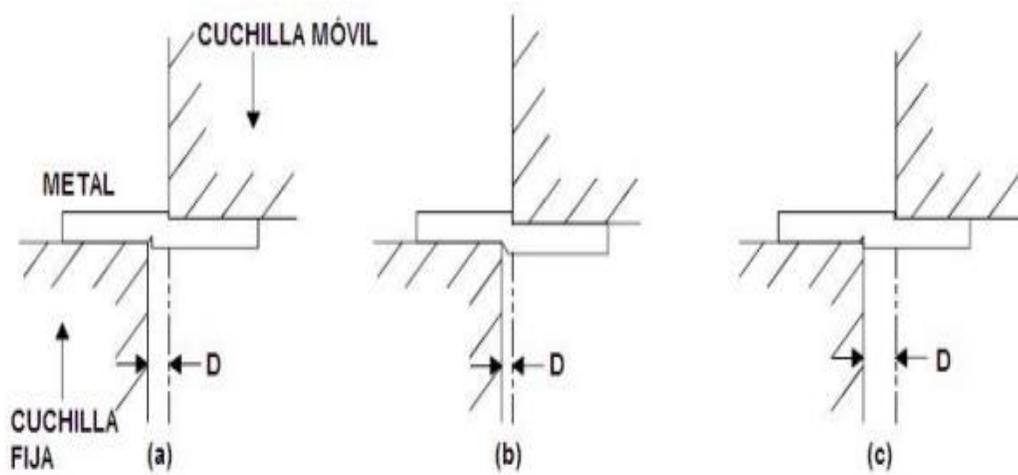
Este sistema cumple con las dimensiones suficientes para filtrar monedas de denominación 200 y 500, ya que los diámetros son 24.6 y 23.8mm, respectivamente con espesores de 2mm y 2.1mm. Ya que cada división tiene a la salida 27.7x12.8mm, en largo por ancho. Como se puede observar el sistema es cónico desde arriba hacia abajo, con lo cual orienta la moneda para que entre de forma plana entre los dientes del triturador.

5.3.5 Separación y diámetro de discos cortadores

La propuesta de diseño contempla la misma caja de trituración del fabricante, por lo tanto, no se tiene ningún cambio la separación de centros del mecanismo. Actualmente la separación entre centros es de 101.6, por otro lado, el diámetro de los discos cortadores se calcula bajo el

criterio de cizalladura del espesor de la moneda máximo 2.1mm, ya que “el juego entre cuchillas es muy importante en el cizallado. Cuanto se tiene un valor adecuado, las grietas iniciales se propagan a través del metal para juntarse en el centro del espesor y producir una superficie de fractura limpia” (ALEJANDRO SERRANO HUERTAS, 2015) . Como se puede ver a continuación:

Figura 5-27: Juego en el cizallado



Fuente: Diseño de una cizalla industrial para corte de láminas de acero [14]

Como se puede observar en la imagen anterior que el espesor de las cuchillas depende del espesor como se calcula con la ecuación del manual de constructor de máquinas Dubbel (Dubbel, 1977).

$$D = \frac{h}{25}$$

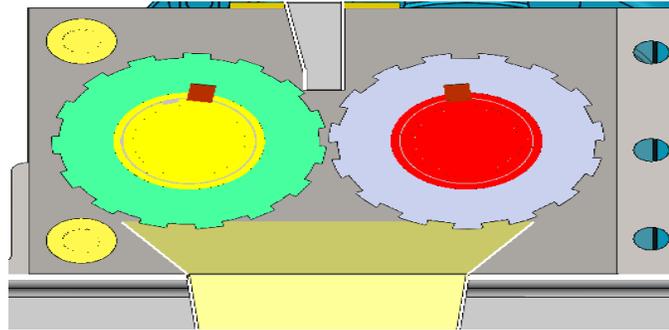
Siendo h espesor de lámina a cortar y D juego o separación entre cuchillas.

$$D = \frac{2.1mm}{25}$$

$$D = 0.084mm$$

Es decir, la recomendación de separación entre periferias de engranes trituradores es de 0,084mm. Como se puede ver en la ilustración.

Figura 5-28: Vista de corte separación de engranes trituradores.



Fuente: Propia.

Es decir que la configuración de distancia entre centros es fija, lo que a través del cálculo de separación nos arroja el diámetro correcto de engranes de trituración. Estos se calculan a través de la siguiente ecuación:

$$D \text{ engrane} = \frac{\text{distancia entre centro} - \text{Juego}}{2}$$

$$D \text{ engrane} = \frac{101.6\text{mm} - 0.084\text{mm}}{2}$$

$$D \text{ engrane} = 101.516\text{mm}$$

El tamaño recomendado de discos trituradores es de 101.516mm para lograr la cizalladura limpia en el material metálico y bimetálico de las monedas de 200 y 500 pesos colombianos.

5.3.6 Maquinado de discos cortadores para mayor eficiencia en cizalladura

La especificación anterior de distancia de separación entre bordes de cizallas es un parámetro fundamental para el diseño de las mismas, y que son cizallas circulares, funcionan como troquel de corte en relación, para este caso se parte del punto de corte de la lámina realizado por el par de engranes trituradores.

La propuesta de diseño integra la geometría actual de los engranes originales de trituración de la máquina 1993, los cuales trabajan con eficiencia en el arrastre de material metálico para espesores de moneda de 2mm aproximadamente como se vio en el diagnóstico inicial de la misma.

La geometría del piñón integra un labrado de dientes rectos de perfil cuadrado, cuyas dimensiones son fueron tomadas a través de ingeniería inversa, con los siguientes datos obtenidos:

Diámetro exterior: 97.26mm

Numero de dientes: 100

Altura de diente: 0.88mm

Diámetro eje: 55.62mm

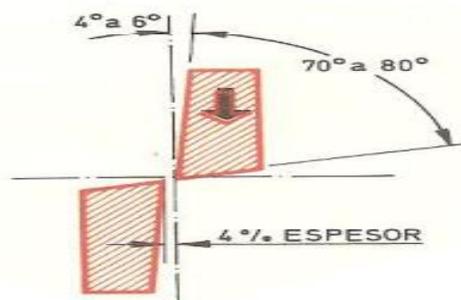
Cuña: 9.4mm

Ancho de diente: 21mm

De las condiciones estándar se propone el cambio inicialmente con el ancho del diente ya que, con la nueva configuración de 3 líneas de trituración, se establece ancho de diente 28mm, dado que comprende el ancho de la moneda de 200 pesos que resulta ser el más grande del segmento a procesar.

La separación entre periferias de engranes es de la mitad del espesor, en este caso se trabaja con el máximo espesor de moneda de 2.1mm de la denominación 500 pesos. Atendiendo a “que el corte sea más progresivo, la cuchilla superior no desciende horizontalmente, sino ligeramente inclinada Las cuchillas deben tener, como ya se ha dicho anteriormente, cierta separación o juego entre ellas, que suele ser del 4% del espesor de la chapa que se va a cortar (fig.21). En la misma figura se aprecian los ángulos de corte y sus valores” (modulo, 2020) . Como se puede ver a continuación, los maquinados de los discos siguen la recomendación.

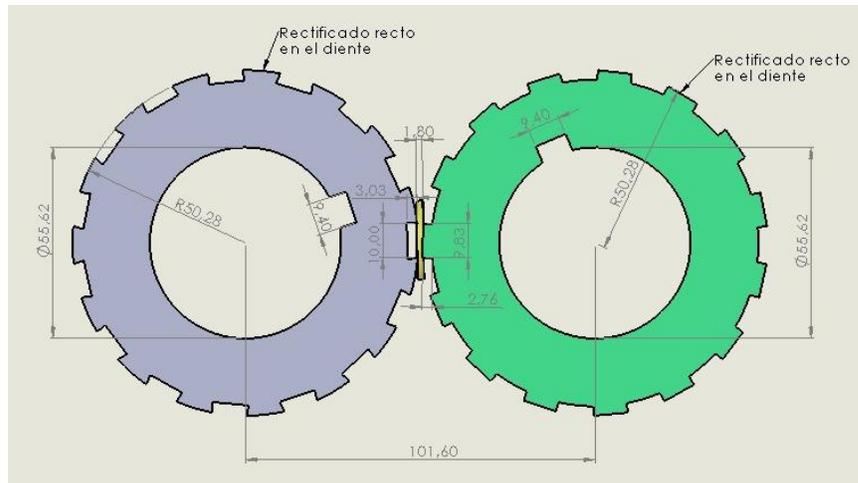
Figura 5-29: Angulo de corte para cizallas circulares.



Fuente: Modulo 0092. Mecanizado, soldadura y cardería. 2020

La propuesta de diseño de máquina trituradora de engranes contempla el cambio del número de dientes, partiendo de la geometría de separación, ángulos de ataque y tamaño del cospel. La validación geométrica se realizó a través de SolidWorks Premium 2022, para generar los perfiles de corte, como se puede ver a continuación:

Figura 5-30: Esquema de diagrama de corte de piñones trituradores



Fuente: Propia.

Cumpliendo con la recomendación de diseño en el ángulo de corte, tenemos que los nuevos parámetros de maquinado del piñón son los siguientes:

Diámetro exterior: 100.56mm

Numero de dientes: 15

Altura de diente: 2.76 a 3.03 mm

Diámetro eje: 55.62mm

Cuña: 9.4mm

Ancho de diente: 28mm

El maquinado de los piñones comprende operaciones en herramientas convencionales de mecanizado por arranque de viruta, el cual comprende el uso del torno para metales para perforar el diámetro de 55,62mm con ajuste deslizante con proceso en cepillo para generar la cuña cuadrada interna pasante de 9.4mm, para el diámetro exterior se realiza cilindrado de 100.56mm para

posteriormente generar un proceso de rectificado del tamaño de diente dando uso a la fresadora convencional con escariador de 1/4” buscando la forma similar de cruz de milano propuesta en el plano de diseño (Anexo D), este proceso de fresado dando pasos de avance 24° para alcanzar los 15 dientes por revolución.

Las operaciones adicionales de refrentado, pulido, ajustes deslizantes, limado de borde y demás, se realizan de forma convencional. También se puede generar el maquinado en centro de mecanizado ya que se cuentan con los archivos digitales de fabricación 3D.

5.3.7 Dureza material del cospel y de los piñones trituradores

El cospel o monedas de las diferentes denominaciones colombianas, no son metales creados en el mercado comercial, dado que según su denominación tiene una composición química distinta. Su enfoque se basa en 2 tipos de aleaciones, como son Alpaca en versiones blanca o amarilla y el CuAlNi. Dependiendo del tipo de moneda. Su composición química viene de diferentes metales como el níquel, cobre, zinc, aluminio, plomo, hierro y manganeso. A continuación, se observa la tabla de rangos de porcentaje de los 3 tipos de aleaciones que se manejan en la planta de producción de moneda de Ibagué.

Tabla 7. Composición química de las aleaciones Alpaca y CuAlNi.

	Alpaca Blanca	Alpaca Amarilla	CuAlNi
Níquel	11 a 13 %	4,5 a 5,5 %	1,5 a 2,5 %
Cobre	64 a 66 %	74 a 76 %	91 a 93 %
Zinc	21 a 25 %	18 a 22 %	0.3% Máx.
Aluminio	0.25% Máx.	0.25% Máx.	5,5 a 6,5 %
Plomo	0.05% Máx.	0.05% Máx.	0.05% Máx.
Hierro	0.30 % Máx.	0.30 % Máx.	0.30 % Máx.
Manganeso	0.15 % Máx.	0.15 % Máx.	0.15 % Máx.
otros	0.50 % Máx.	0.50 % Máx.	0.50 % Máx.

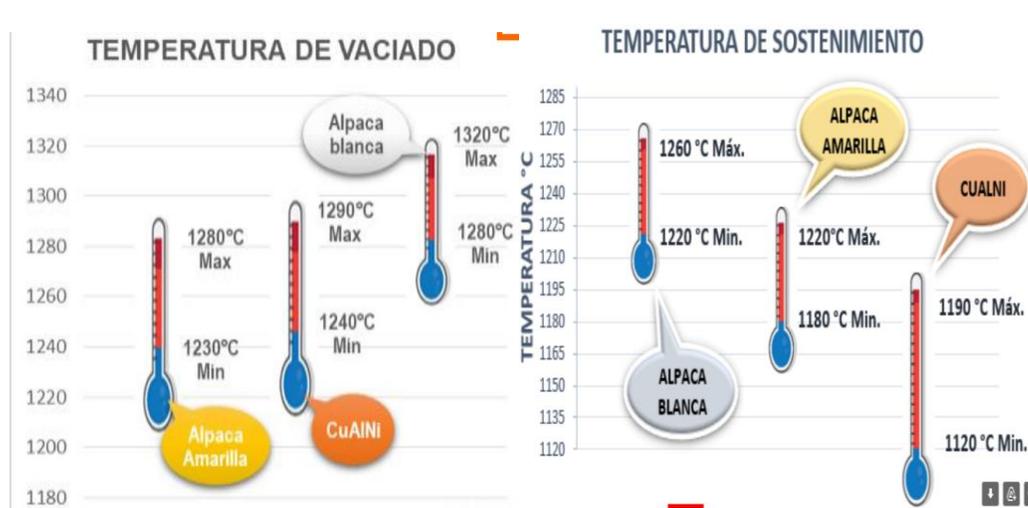
Fuente: Presentación aleaciones casa de la moneda Ibagué. 2021.

La Alpaca es una aleación de cobre, níquel y zinc, es generalmente más dura y elástica que la plata, tiene baja conductividad eléctrica y es excelente para trabajos en frío, ofrece buena resistencia a la corrosión atmosférica, compuestos orgánicos y soluciones salinas, dependiendo de la composición química de cobre o zinc. Genera la coloración blanca o amarilla, como se puede encontrar en las monedas de 200 y 500 pesos.

El CuAlNi es el material más antiguo, consiste en una aleación de cobre y níquel, son monedas con alta resistencia a la corrosión, su color característico es el plateado, fácil maquinado y resistentes al desgaste.

Dado que las aleaciones se utilizan en la fábrica bajo condiciones de mezcla de metales bajo procesos de fundición estandarizados, se tiene el siguiente diagrama de temperaturas de vaciado y sostenimientos de los 3 tipos de aleaciones usados para fabricación de moneda de 200 y 500 pesos colombianos.

Figura 5-31: Diagramas de temperatura para aleaciones Alpaca y CuAlNi.



Fuente: Casa de la moneda Ibagué. [18]

La investigación de materiales que ha realizado la planta de producción de moneda tiene mediciones estándar de fabricación a nivel nacional. Contemplando que sus procesos principales para el cuñado, troquelado y triturado de cospel, se utilizan herramientas de corte con aceros de alta resistencia o con tratamientos térmicos que le permitan superar las durezas de cada material

de aleación. Como parte de la información de la planta de fabricación se tiene la siguiente tabla de durezas elaborada por la compañía a través de su historia.

Tabla 8. Durezas de cospel moneda colombiana.

Denominación	COSPEL							
	Aleación	W Peso (g)	Dureza HRF	∅ Corte (mm)	∅ Espesor (mm)	∅ Rueda (mm)	Alt. Reb. (mm)	∅ m
\$ 50	* (1) Acero recubierta capa final Ni	2,00 ± 3%	83 máx	No aplica	1,12 ± 0,03 * (2)	16,75 ± 0,07	1,30 ± 0,08	
\$ 100	* (1) Acero recubierta capa final latón 70-30	3,34 ± 3%	83 máx	No aplica	1,30 ± 0,03 * (2)	20,05 ± 0,07	1,55 ± 0,08	
\$ 200	Alpaca Blanca Cu 65 Ni 12 Zn 23	4,61 ± 3%	75,0 ± 5,0	22,60 ± 0,05	1,34 ± 0,03	22,30 ± 0,07 22,20 ± 0,07 * (3)	1,62 ± 0,08 1,78 ± 0,08 * (3)	
\$ 500	Núcleo Cu 92 Al 6 Ni 2	3,66 ± 3%	75,0 ± 5,0	17,00 ± 0,05	2,00 ± 0,03	16,68 ± 0,07	N/A	
	Corona (Anillo) Alpaca Blanca Cu 65 Ni 12 Zn 23	Monometálico 7,51 ± 3% Anillo 3,48 ± 3%	90,0 ± 5,0	23,55 ± 0,05 (4) 17,05 ± 0,05 (4)	2,00 ± 0,03	23,33 ± 0,07	2,33 ± 0,08	
\$ 1.000	Núcleo Alpaca Blanca Cu 65 Ni 12 Zn 23	4,17 ± 3%	75,0 ± 5,0	17,55 ± 0,05	2,00 ± 0,03	17,18 ± 0,07	N/A	
	Corona (Anillo) Alpaca amarilla Cu 75 Ni 5 Zn 20	Monometálico 9,95 ± 3% Anillo 5,78 ± 3%	87,0 ± 5,0	27,00 ± 0,05 (4) 17,50 ± 0,05 (4)	2,00 ± 0,03	25,5 ± 0,07 (4) 26,35 ± 0,07 (4) 26,20 ± 0,07 (4)	2,52 ± 0,08 * (7) 2,72 ± 0,08 * (8) 3,01 ± 0,08 * (9)	

* (1) Acero AISI 1008
 * (2) El espesor del recubrimiento externo es de 25 µm, tomado en el centro del cospel, para varias Cípas, el espesor de la capa interna es de 7µm + 2 µm.
 * (3) Diámetro Grabado Lateral
 * (4) Diámetro primer paso
 * (5) Diámetro segundo paso
 * (6) Diámetro ranurado

REVISOR: *[Firma]*
 JEFE DE FACOS: *[Firma]* Diego Acosta
 REVISOR: *[Firma]*
 JEFE DE FACOS: *[Firma]* Harold Quiroga

Fuente: Propia tomada de fabrica casa de la moneda Ibagué 2023.

Es decir, las durezas presentes en las monedas de 200 y 500 pesos colombianos están en el rango de los 65 y 95 dureza Rockwell HRF, utilizando la tabla de conversión de durezas de materiales metálicos, se tienen valores aproximados de conversión a dureza HRB desde 41 a 71.2 de dureza Rockwell HRB. Como se puede ver a continuación:

Tabla 9. Equivalencias de durezas.

Resistencia a la tracción N/mm ²	Dureza Vickers (F ≥ 98N)	Dureza Brinell ⁽¹⁾ (0,102 $\frac{F}{D^2} = 30 \frac{N}{mm^2}$)	DUREZA ROCKWELL							
			HRB	HRF	HRC	HRA	HRD	HR 15N	HR 30N	HR 45N
255	80	76,0								
270	85	80,7	41,0							
285	90	85,5	48,0	82,6						
305	95	90,2	52,0							
320	100	95,0	56,2	87,0						
335	105	99,8								
350	110	105	62,3	90,5						
370	115	109								
385	120	114	66,7	93,6						
400	125	119								
415	130	124	71,2	96,4						
430	135	128								
450	140	133	75,0	99,0						
465	145	138								
480	150	143	78,7	101,4						

Fuente: Tabla de durezas (Anexo D)

La equivalencia de durezas del material a cortar pone un mínimo de dureza del material de corte, que debe superar este valor de dureza. La elección del material para los elementos depende de su vida útil proyectada y ciclos de trabajo, el tipo de pieza a cortar, la resistencia a la tracción y espesor de la pieza. Teniendo en cuenta que “si la resistencia a la tracción del material es superior a los 490N/mm², incluso con espesores inferiores a 4mm, es más ventajoso emplear el acero rápido. Los aceros rápidos tienen mayor carga admisible de presión y una tenacidad más elevada” (SANCHEZ, 1989) , la selección del acero rápido Bohler S690 se establece además por sus propiedades mecánicas de dureza y ductilidad altas, resistencia al desgaste buena, estabilidad de los bordes buena y afilabilidad alta.

El acero rápido S690 tiene composición química de carbono (1.35%), silicio (0.6%), manganeso 0.3%), cromo (4.15), molibdeno (5%), vanadio (4.1%) y wolframio (5.9%). Con dureza máxima de 280HB, densidad de 7.9Kg/m³, conductividad térmica de 21W/(mK) y módulo de elasticidad de 226000N/mm².

Para comparar las durezas del material del cospel de 71.2 dureza Rockwell HRB con la dureza de los engranes trituradores de 280HB, es necesario convertir de dureza Brinnell HB a valores a durezas HRB. A través de herramientas digitales de conversión online.

Figura 5-31: Convertir online de durezas.

Dureza HV	135
Dureza HB	128
Dureza HRB	73
Dureza HRC	-

Fuente: Stainless.eu

La dureza equivalente de los 71.2 HRB se aproximan automáticamente a los 73HRB y esto se convierte a los 128HB, es decir que la dureza del cospel es menor a la dureza de los engranes trituradores.

$$\text{Relación Dureza} = \frac{\text{Dureza de piñon}}{\text{Dureza de cospel}}$$

$$\text{Relación Dureza} = \frac{280HB}{128HB}$$

$$\text{Relación Dureza} = 2.18$$

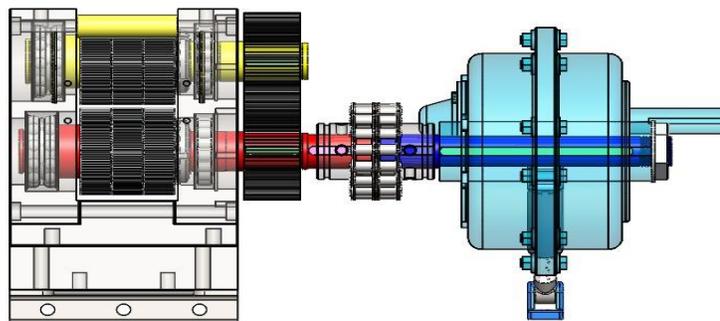
En conclusión, la relación de dureza de 2.18 quiere decir que el material de la herramienta que corta es superior dos veces que el material a cortar. Esto genera mayor durabilidad en los piñones

trituradores, ya que no están sometidos a su máximo esfuerzo de resistencia a la tracción. Esto mejora la eficiencia del sistema de caja de trituradores de 3 líneas ya que, a mayor filo en la herramienta con mayor potencia de corte desde el motor, se genera mejor eficiencia en el sistema evitando atasques, cuñado de dientes de los piñones y menor reproceso de material.

5.3.8 Análisis de nuevos ejes del árbol de transmisión y rodadura

El sistema mecánico de la cadena cinemática, tiene la transmisión de torque desde el eje que va dentro del reductor (azul) hacia el eje triturador 1 (rojo) y este por transmisión de piñones hacia el eje triturador 2 (amarillo). El sistema tiene la capacidad de soportar la carga proveniente del motor previamente calculado y validado en el reductor, de 79.6N.m a 1765RPM en el motor. A continuación, se contemplan los 3 ejes y su acoplamiento en los rodamientos, piñones y elementos accesorios.

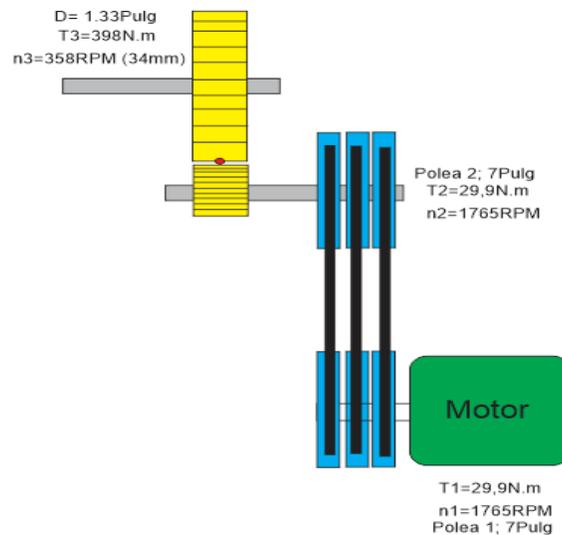
Figura 5-32: Sistema caja trituradora de cospel nuevo diseño.



Fuente: Propia.

Para realizar el análisis de esfuerzos en cada eje se parte inicialmente del eje de salida del reductor (azul) el cual tiene la responsabilidad de soportar la relación máxima de transformación de torque dado que recibe desde el motor como se ve a continuación:

Figura 5-33: Relación de velocidad y torque desde el motor hasta el eje de salida del reductor.



Fuente: Propia.

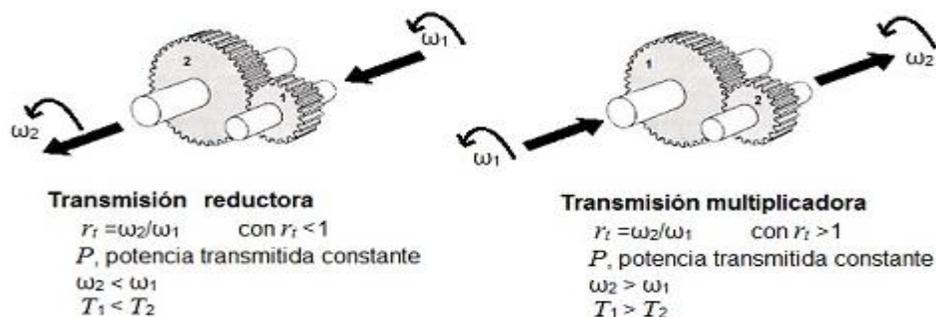
La velocidad de entrada en el motor es de 1765RPM y un torque de 79.6N.m, pero este está relacionado con una polea en su eje de 7 pulgadas (177.8mm) de 3 canales tipo C. Partiendo de que la potencia se transmite íntegra entre ambos ejes (despreciando las pequeñas pérdidas) la relación de transmisión es:

$$Pot_d = Pot_D \rightarrow T_d \cdot \omega_d = T_D \cdot \omega_D \rightarrow i = \frac{\omega_d}{\omega_D} = \frac{T_D}{T_d}$$

Donde d y D, son los índices de la polea menor y mayor, respectivamente. Es decir que para las condiciones de transmisión de potencia entre poleas iguales el torque es el mismo. Por tal razón en torque a la entrada del reductor es igual a 79.6N.m.

De la misma manera sucede al interior del reductor, del cual se sabe que su relación de transmisión es de 5:1, es decir que tenemos que la relación entre los diámetros de engranes internos es de 5, y se cumple la condición de reductora:

Figura 5-34 Transmisión reductora y multiplicadora



Fuente: www.Ingemecanica.com

Aplicando la ecuación tenemos que:

$$T_1 * W_1 = T_2 * W_2$$

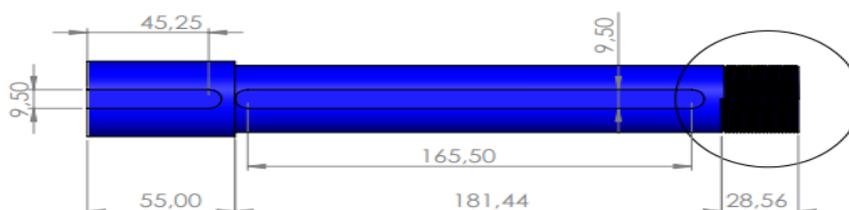
$$T_2 = \frac{T_1 * W_1}{W_2}$$

$$T_2 = \frac{79.6 * 1765RPM}{358RPM}$$

$$T_2 = 398Nm$$

El torque a la salida del reductor es de 398N.m, valor que se transmite directamente en el centro del eje del reductor (azul) como se puede observar en la imagen de Sistema caja trituradora de cospel nuevo diseño. Con este valor analizamos las fuerzas y esfuerzos presentes en el eje que tiene las siguientes dimensiones de escalas de diámetro y longitud.

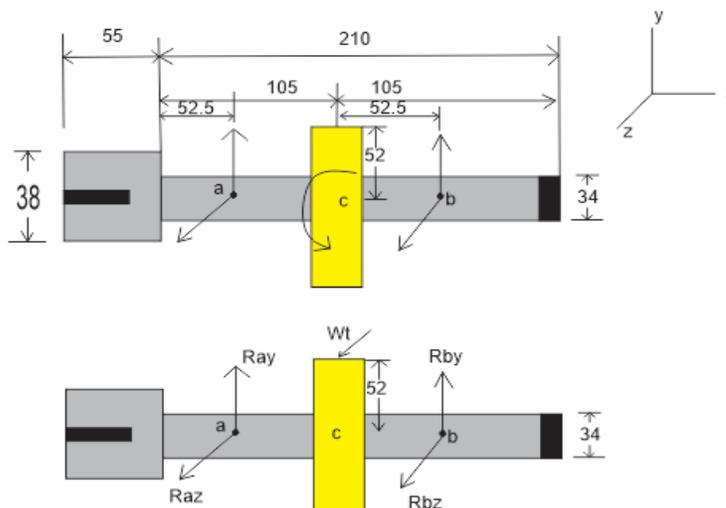
Figura 5-35: Eje de salida reductor.



Fuente: Plano eje triturador. Anexo F

A través de la información de cargas generadas dentro del eje, se sabe que el torque que genera el engrane interno en el eje del reductor en su punto de aplicación C, esta soportado por 2 cojinetes A y B. como se ve a continuación:

Figura 5-36: Diagrama de cuerpo libre eje reductor.



Fuente: Propia.

$$Wt = \frac{T2}{r2}$$

$$Wt = \frac{398N.m}{0.127m}$$

$$Wt = 3133.85N$$

Ahora se realiza el diagrama de cuerpo libre y se calculan las fuerzas de reacción en los cojinetes, cabe resaltar que las cargas axiales y radiales no están presentes en el sistema, solo se tiene una carga tangencial proveniente del engrane interno del punto C del reductor.

$$\sum Fx = 0 \text{ (no se presentan cargas axiales en el sistema)}$$

$\sum Fy = 0$ (no se presentan fuerzas radiales en el sistema dado que no se conoce el ángulo de ataque del engrane para calcular la misma)

$$\sum F_z = 0$$

$$Wt + Raz + Rbz = 0$$

$$Raz + Rbz = -Wt$$

$$Raz + Rbz = -3133.85N$$

Calculando el momento

$$\sum M_{az} = 0$$

$$-(Wt * 52.5mm) - (Rbz * 105mm) = 0$$

$$Rbz = \frac{-(3133.85N * 52.5mm)}{105mm}$$

$$Rbz = -1656.92N$$

Reemplazando el valor en la siguiente ecuación:

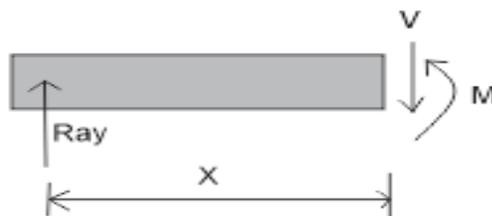
$$Raz = -3133.85N - Rbz$$

$$Raz = -3133.85N - (-1656.92N)$$

$$Raz = -1476.93N$$

Analizando el diagrama de corte para la sección parcial de la viga desde el punto A y el punto C.

Figura 5-37: Diagrama de corte



Fuente: Propia.

$$\sum Fy = 0$$

$$Raz - V = 0$$

$$V = -Raz$$

$$V = -1476.93N$$

Calculando el momento

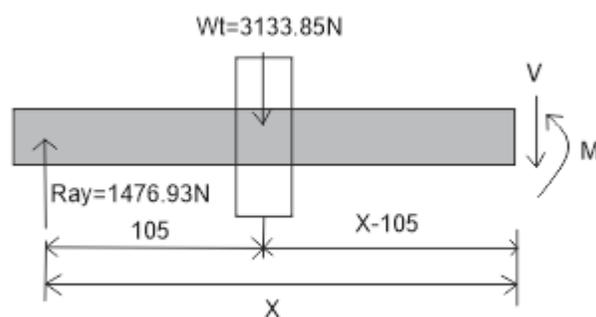
$$\sum M = 0$$

$$M - Raz(x) = 0$$

$$M = 1476.93x \text{ (N.m)}$$

Ahora se calcula el diagrama de corte hasta el punto B.

Figura 5-38: Diagrama cortante



Fuente: Propia.

$$\sum Fy = 0$$

$$Ray - Wt - V = 0$$

$$V = Ray - Wt$$

$$V = 1476.93 - 3133.85 (N)$$

$$V = -1656.92 N$$

Calculando el momento

$$\sum M = 0$$

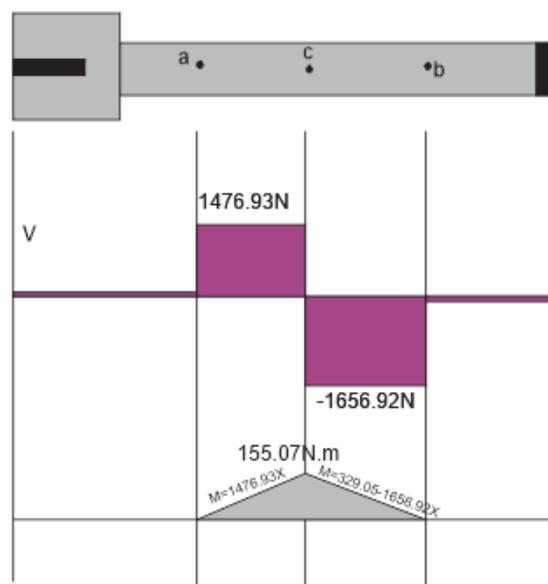
$$M - Ray(x) + Wt(x - 0.105) = 0$$

$$M = 1476.93x - 3133.85x + 329.05 (N.m)$$

$$M = 329.05 - 1656.92x (N.m)$$

Finalmente se grafican las fuerzas cortantes y momentos resultantes.

Figura 5-39: Diagrama cortante y momentos flector.



Fuente: Propia.

Se inicia calculando la concentración de esfuerzo en el punto C, donde el momento flexionante es alto de 155Nm (1371.87Lbf.in). Se analiza el eje en el hombro del eje, con diámetro menor de 34mm (1.33pulg), diámetro mayor 38mm (1.496pulg) y radio de entalle de 2.79mm (0.11pulg). Teniendo en cuenta que el material es acero AISI SAE 1045 con resistencia ultima S_{ut} de 588.399Mpa (85Kpsi) y resistencia a la fluencia 441.29Mpa (45.51Kpsi) (Compañía General de Aceros S.A., 2020) . Se establece un factor de confiabilidad de 0.99 para determinar el factor de seguridad contra la fatiga de diseño usando el criterio de falla de ED-Goodman. (Richard G. Budynas, 2010) . La ecuación siguiente es necesaria para el cálculo del factor.

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

Donde:

k_a : factor de modificación por la condición superficial

k_b : factor de modificación por el tamaño

k_c : factor de modificación por la carga

k_d : factor de modificación por la temperatura

k_e : factor de confiabilidad

k_f : factor de modificación por efectos varios

S'_e : límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

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

$$S_{e'} = 0,5S_{ut}$$

$$S_e = 0,5 * 588.399Mpa$$

$$S_{sy} = 294.19Mpa$$

Usando la ecuación del factor de superficie (Richard G. Budynas, 2010)

$$K_a = 4.51(S_{ut})^{-0.265}$$

$$K_a = 4.51(588.399)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.83$$

Usando la ecuación de factor de tamaño del eje [11]

$$K_b = 0.879(d)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.879(1.33)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.848$$

Los factores K_c y k_d son iguales 1. Hacen referencia a la temperatura. El factor K_e de confiabilidad es de 82%, es decir:

$$K_e = 1 - 0.08Z_a$$

$$K_e = 0.814$$

El factor K_f de efectos varios, de esfuerzos residuales, no son tenidos en cuenta en el sistema, por tal razón $K_f=1$.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e,$$

$$S_e = 0.83 * 0.848 * 1 * 1 * 0.814 * 1 * 294.19MPa$$

$$S_e = 168.54MPa (24.44Kpsi)$$

Para el caso del eje tenemos momento flector de $M_a=155,07N.m$ y un momento de torsión de $M_m=398N.m$, con $M_m=Ta=0$. Aplicamos la ecuación para calcular el facto de ED-Goodman.

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

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi(1.33)^3} * \left[\frac{(4(1.58 * 1372.48)^2)^{1/2}}{24440} + \frac{(3(1.37 * 3522.59)^2)^{1/2}}{85000} \right]$$

$$\frac{1}{n} = 2.16 * [0.177 + 0.098]$$

$$n = 1.68$$

Para el criterio de ED-Goodman el eje tiene su factor por encima del mínimo permisible de $n:1.5$, lo que es bueno para el sistema del eje del reductor y la carga a la cual trabaja. Ahora se puede calcular el esfuerzo máximo de Von Mises.

$$\begin{aligned}\sigma'_{\max} &= [(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2]^{1/2} \\ &= \left[\left(\frac{32K_f(M_m + M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs}(T_m + T_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \\ \delta'_{max} &= \left[\frac{(32 * 1.58 * 1372.48)^2}{\pi(1.33)^3} + 3 * \frac{(16 * 1.37 * 3522.59)^2}{\pi(1.33)^3} \right]^{1/2} \\ \delta'_{max} &= [651510447.1 * 3(101142954.1)]^{1/2} \\ \delta'_{max} &= 31288psi\end{aligned}$$

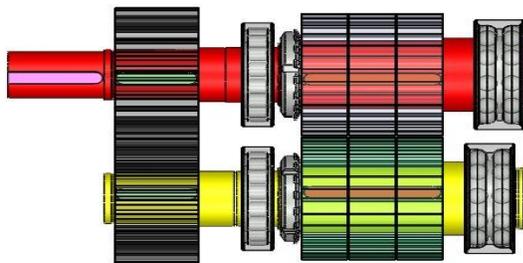
Ahora calculamos el factor de seguridad del eje:

$$\begin{aligned}Ny &= \frac{Sy}{\delta'_{max}} \\ Ny &= \frac{45510 psi}{31288 psi} \\ Ny &= 1.45\end{aligned}$$

Es decir, que el factor de seguridad del eje es de 1,45 evaluado por el método de Von Mises y de 1.68 por el criterio de ED-Goodman. Lo cual certifica que el eje cumple la función para la cual diseñada.

Una vez calculadas las fuerzas del eje nuevo del reductor, se calculan las fuerzas y esfuerzos presentes en el eje triturador 1, a continuación, se puede observar que el torque de entrada viene directamente del eje del reductor al eje triturador 1, este a su vez transmite potencia al eje triturador 2 por relación de engranes rectos 1:1. Por tal razón el torque generado es el mismo, contemplando que las perdidas por fricción, temperatura y factores externos sea muy baja.

Figura 5-40: Árbol de trituración propuesta de diseño.

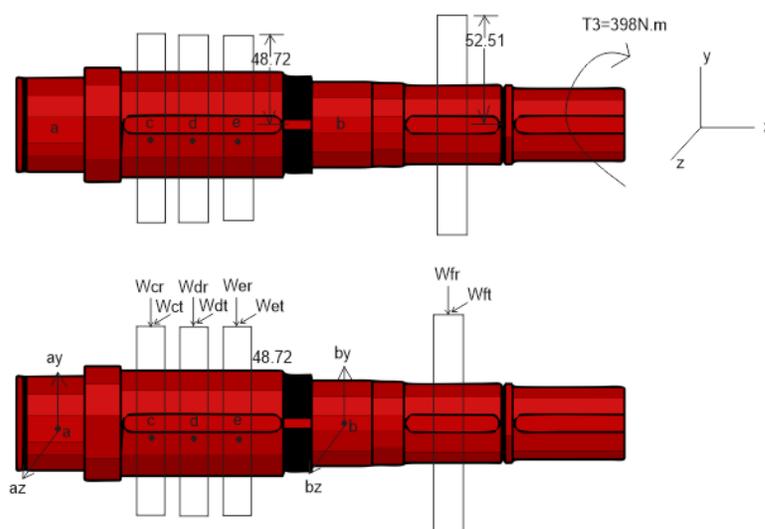


Fuente: Propia

El eje triturador uno (rojo) tiene un torque de entrada de 398N.m , el cual se distribuye en el piñón recto que transmite la fuerza al eje triturador 2 y a su vez a los engranes de trituración, los cuales solo transmiten torque cuando el cospel se encuentra en medio del par de engranes de cada línea. Es decir, se genera un consumo de torque cuando cada línea está trabajando. El análisis del eje se realiza para cuando el eje transmite carga en el piñón recto y los 3 piñones trituradores, montados sobre 2 rodamientos uno de bolas y uno de agujas.

Realizamos el diagrama de cuerpo libre y calculamos las fuerzas de reacción en los cojinetes

Figura 5-41: Diagrama cuerpo libre eje triturador eje 1



Fuente: Propia.

$$W_{ft} = \frac{T_3}{0.05251m}$$

$$W_{ft} = \frac{398 \text{ N.m}}{0.05251m}$$

$$W_{ft} = 7580.95N$$

Ahora la fuerza radial del punto f.

$$W_{fr} = W_{ft} * \tan 20^\circ$$

$$W_{fr} = 7580.95N * \tan 20^\circ$$

$$W_{fr} = 2759.57N$$

Realizamos la analogía de que las W_c , W_d y W_e son iguales a W_1 , dado que están bajo mismas variables.

$$W_{1t} = \frac{T_3}{0.04837m}$$

$$W_{ft} = \frac{398 \text{ N.m}}{0.04837m}$$

$$W_{ft} = 8169.12N$$

Ahora la fuerza radial del punto f.

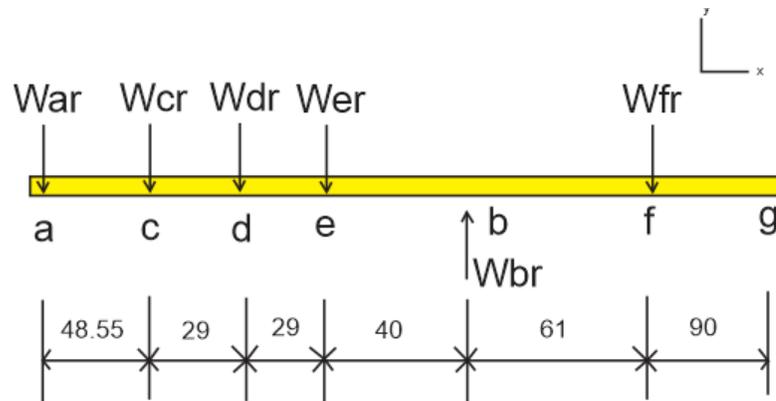
$$W_{1r} = W_{ft} * \tan 20^\circ$$

$$W_{1r} = 8169.12N * \tan 20^\circ$$

$$W_{1r} = 958.60N$$

Organizando el sistema de fuerzas radiales en el eje, tenemos:

Figura 5-42: Diagrama fuerzas radiales.



Fuente: Propia.

$$\sum Fy = 0$$

$$Wra - 3W1r - Wfr + Wrb = 0$$

$$Wra - 3(858.60) - 2759.51 + Wrb = 0$$

$$Wra + Wrb = 5333.31$$

Calculando el momento

$$\sum Ma = 0$$

$$(858.60N * 0.04855m) - (858.60N * 0.07555m) - (858.60 * 0.106m) + 0.146Wrb - (2759.51N * 0.2075m) = 0$$

$$0.146Wrb = 772.23N.m$$

$$Wrb = \frac{772.23N.m}{0.146m}$$

$$Wrb = 5289.27N$$

Calculando Wra

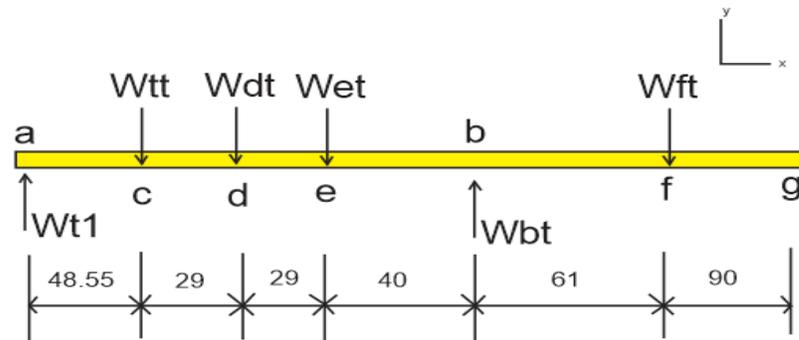
$$Wra = 5333.31 - Wrb$$

$$Wra = 5333.31 - 5289.27 N$$

$$Wra = 44.04 N$$

Ahora se calculan las fuerzas tangenciales.

Figura 5-43: Diagrama fuerzas tangenciales



Fuente: Propia.

$$\sum Fy = 0$$

$$Wta - 3W1t + Wtb - Wft = 0$$

$$Wta + Wtb = 3(8169.12N) + 7580.95N$$

$$Wta + Wtb = 3208831 N$$

Calculando el momento

$$\sum Ma = 0$$

$$-(8169.12N * 0.04855m) - (8169.12N * 0.07555m) - (8169.12 * \mathbf{0.106m}) + \mathbf{0.146Wtb} - (7580.95N * \mathbf{0.2075m}) = 0$$

$$\mathbf{0.146Wtb} = 3473.18N.m$$

$$Wtb = \frac{3473.18N.m}{0.146m}$$

$$Wtb = 23788.90N$$

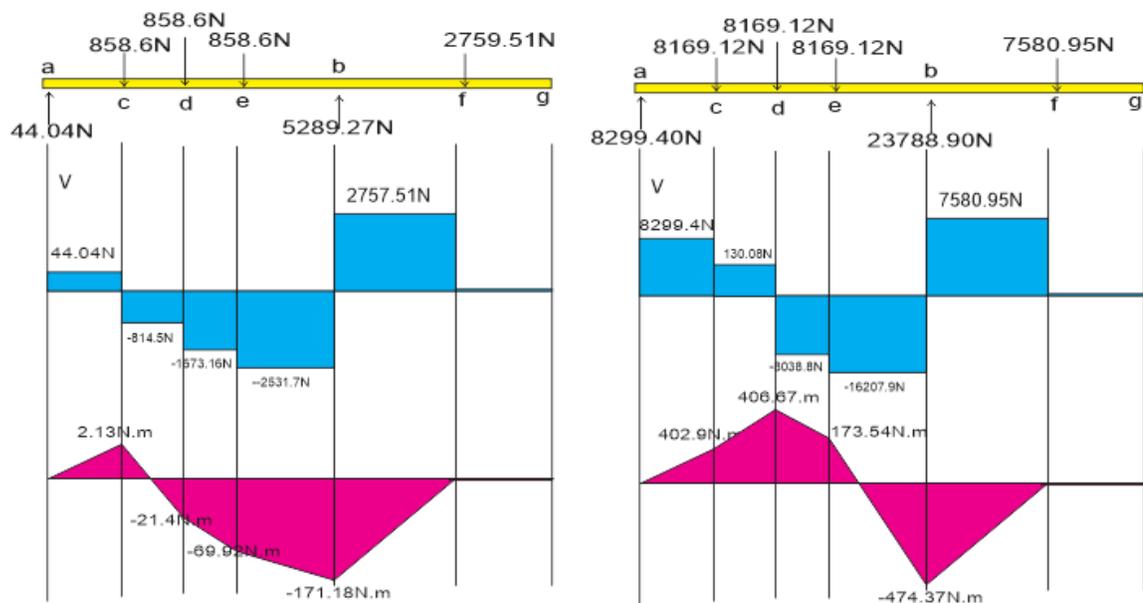
Calculando W_{ra}

$$W_{ta} = 32088.31 - W_{tb}$$

$$W_{ta} = 32088.31 - 23788.90 \text{ N}$$

$$W_{ta} = 8299.40 \text{ N}$$

Figura 5-44: Diagrama momentos cortantes y momentos flectores cargas radiales y tangenciales.



Fuente: Propia.

Los máximos esfuerzos encontrados en la fuerza radial y tangencial, en el punto B, donde el esfuerzo radial es $M_a = 171.18 \text{ Nm}$ (1515.07Lb.in) y tangencial es $T_m = 474.37 \text{ Nm}$ (4198.52Lb.in), $M_t = 0$, $T_a = 0$, teniendo en cuenta que el diámetro de 45mm (0.045m), los factores $K_f = 1.58$ y $K_{fs} = 1.37$ teniendo en cuenta la referencia (Richard G. Budynas, 2010) para engranes rectos. El material es acero AISI SAE 1045 con resistencia última $S_{ut} = 588.399 \text{ Mpa}$ (85Kpsi) y resistencia a la fluencia 441.29 Mpa (45.51Kpsi) (Compañía General de Aceros S.A., 2020) . Aplicando la fórmula de esfuerzos máximos de Von Mises

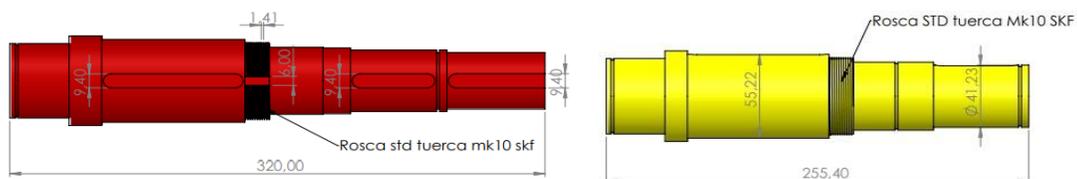
$$\begin{aligned}\sigma'_{\text{máx}} &= [(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2]^{1/2} \\ &= \left[\left(\frac{32K_f(M_m + M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs}(T_m + T_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \\ \delta'_{\text{max}} &= \left[\frac{(32 * 1.58 * 1515.07)^2}{\pi(1.77)^3} + 3 * \frac{(16 * 1.37 * 4198.52)^2}{\pi(1.77)^3} \right]^{1/2} \\ \delta'_{\text{max}} &= [19334822.28 * 83725059.23]^{1/2} \\ \delta'_{\text{max}} &= 10103.45 \text{ psi}\end{aligned}$$

Ahora calculamos el factor de seguridad del eje:

$$\begin{aligned}Ny &= \frac{Sy}{\delta'_{\text{max}}} \\ Ny &= \frac{45510 \text{ psi}}{10103.45 \text{ psi}} \\ Ny &= 4.5\end{aligned}$$

Es decir, que el factor de seguridad del eje es de 4.5 evaluado por el método de Von Mises. Lo cual certifica que el eje triturador 1 cumple la función para la cual, diseñada, soporta el torque de entrada y transmite el torque a través del piñón de dientes rectos y la máxima carga de las tres líneas de trituración en el momento máximo de corte por torsión, provenientes del motor de 20HP. Los ejes trituradores 1 y 2 están montados sobre los mismos rodamientos y tienen la misma característica de esfuerzos, dado que uno le transmite a otro, como se puede ver a continuación:

Figura 5-45: Plano ejes triturador 1 y 2

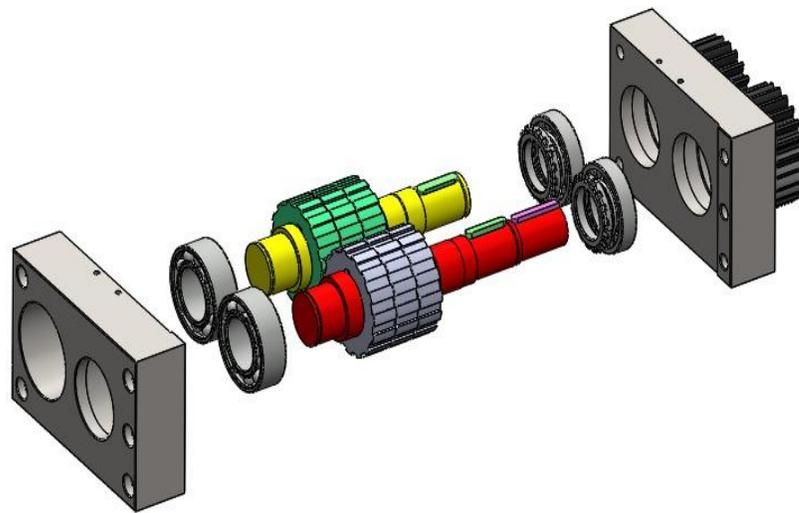


Fuente: Planos ejes trituradores 1 y 2. Anexo G

5.3.9 Selección de rodamientos según esfuerzos axiales y torsión presentes en los ejes trituradores 1 y 2.

Los ejes trituradores 1 y 2 están sometidos a cargas de esfuerzo tangencial y radial debido a que transmiten la potencia del motor de 20HP relacionada con la caja reductora, dichos esfuerzos calculados previamente junto con las condiciones geométricas de las cajas laterales de la caja de trituración, son tenidas en cuenta para seleccionar los rodamientos recomendados para el sistema.

Figura 5-46: Vista explosionada caja de trituración tres líneas.



Fuente: Propia.

Como se puede observar los rodamientos del extremo izquierdo son alojados en la cavidad de la cara lateral exterior, la máquina trituradora actual tiene un diámetro de acoplamiento externo para 90mm, el diámetro externo del eje en esa zona se mantiene constante de 50mm, y tiene un hombro de posición superior a los 30.2mm, por tal razón se mantiene el rodamiento estándar de fabrica en el equipo para no generar modificaciones estructurales en la cara lateral exterior o el cambio total de la pieza. A continuación, podemos observar la ficha técnica del rodamiento 3210ATN9. (Anexo H.)

Tabla 10. Rodamiento de bolas.

Performance	
Basic dynamic load rating	11 465 lbf
Basic static load rating	9 554 lbf
Reference speed	8 000 r/min
Limiting speed	7 000 r/min
SKF performance class	SKF Explorer

Fuente: SKF 3210ANT9 (Anexo I.)

Se puede observar que la carga dinámica máxima del rodamiento es de 11465Lbf, y teniendo en cuenta que en esta zona el eje presenta una fuerza radial máxima de 44.04Nm (9.8916Lbf) y una fuerza tangencial de 8299.40N (1865.78Lbf), que si las comparamos con el valor descarga máxima tenemos un factor de seguridad superior dado que las revoluciones del rodamiento como máximo serán 358RPM, y dicho rodamiento viene para hasta 7000RPM. Es decir que por carga estática y dinámica el rodamiento cumple con las condiciones de carga.

Por otro lado, los rodamientos de la parte derecha de la caja de trituración, son rodamientos de agujas que para el fabricante son rodamientos referencia 51961, el cual es un rodamiento que tiene las condiciones de diámetro externo 76.2mm, este valor de diámetro externo limita la adaptación del sistema de 3 líneas de trituración, dado que la arandela y tuerca que aprietan los 3 engranes tiene un diámetro exterior de 74mm, si se amplía la cavidad de la cara lateral, el rodamiento quedaría sin hombro de soporte y por ende genera un concentrador de esfuerzo que llevaría a falla la cara lateral debido a la pared tan delgada de material que quedaría. Por esta razón se cambia al rodamiento SKF NU209ECM, rodamiento de agujas también que cumple con las siguientes condiciones geométricas y mecánicas. Diámetro externo de 85mm, diámetro interno de 45mm (se ajusta al eje original), hombro 19mm de una hilera.

Tabla 11. Rodamiento agujas.

Performance	
Basic dynamic load rating	15 624 lbf
Basic static load rating	14 388 lbf
Reference speed	9 000 r/min
Limiting speed	9 500 r/min
SKF performance class	SKF Explorer

Fuente: SKF NU209ECM (Anexo J)

Se puede observar que la carga dinámica máxima del rodamiento es de 15624Lbf, y teniendo en cuenta que en esta zona el eje presenta una fuerza radial máxima de 5289.2N (1189.05Lbf) y una fuerza tangencial de 23788.40N (5347.75Lbf), que si las comparamos con el valor descarga máxima tenemos un factor de seguridad superior dado que las revoluciones del rodamiento como máximo serán 358RPM, y dicho rodamiento viene para hasta 9500RPM. Es decir que por carga estática y dinámica el rodamiento cumple con las condiciones de carga. Con esto podemos concluir que los rodamientos cumplen con las cargas a la cuales están sometidos los ejes evaluados en el punto máximo de esfuerzo de trituración, con el incremento del motor a 20HP.

5.3.10 Sistema Alimentador nuevo

El sistema de alimentación de la maquina actual consiste en un sistema de tambor giratorio que filtra las monedas por la una pestaña del doble del espesor del cospel y utiliza la fuerza centrífuga para generar la salida desde el centro hacia los extremos de las monedas y son empujadas por esta fuerza, a través de un ducto rectangular que apunta directamente al contacto de los dos piñones trituradores, en esta versión estándar el cospel entra de manera tangencia horizontal como se puede ver:

Figura 5-47: Sistema tambor alimentador estándar.

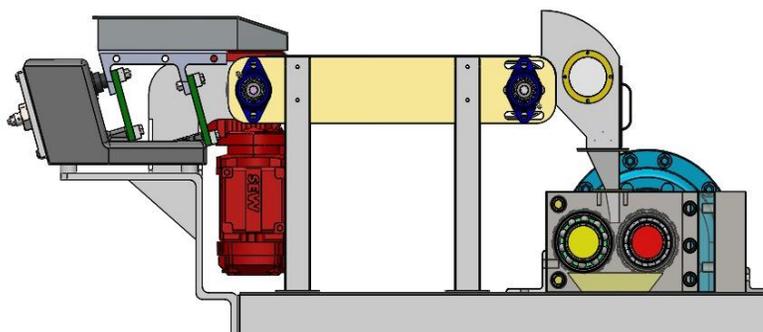


Fuente: Propia tomada de fabrica casa de la moneda Ibagué 2023.

Las condiciones del sistema estándar en la máquina trituradora no son las mismas, ya que no se tiene el equipo completo, actualmente existe un alimentador vibratorio vertical, que eleva el cospel y deja caer las monedas por caída libre hacia la caja de trituración. Esto genera parte de los problemas actuales de atascamiento, doblado de monedas y frenado del motor. Ya que la máquina debe recibir el cospel de manera tangencial a los discos. Para solucionar la problemática actual se

decide el sistema de banda con encauzador de salida a un dosificador de tres boquillas que coinciden directa y tangencialmente con los piñones trituradores.

Figura 5-48: Sistema de alimentación cospel a triturador.



Fuente: Propia.

5.3.11 Selección de sistema de dosificación vibratorio

El sistema de alimentación por vibrador no se diseña, dado que existen sistemas compuestos en el mercado que garantizan el trabajo de alimentación. Actualmente la máquina procesa 120.000 unidades de moneda por hora, si calculamos con el peso de la moneda de 200 pesos colombianos de 4.61gramos, tendría un volumen de 533.2Kg por línea de producción, es decir que para tres líneas se estima un volumen de producción de 1659,6Kg/h. Con los cuales se procede a elegir el transportador vibratorio del mercado con ese volumen de producción.

Tabla 12. Dosificadores volumétricos

Technical Data							
Dosing Feeder	Drive	Mains voltage ¹	Supply frequency	Weight	Feeding capacity ²		X = without cover
B/W x L		V	Hz	kg	S1 - 100% m ³ /h	S3-50%/60 min m ³ /h	
FDL 60/35 x 400	JD 20/25-50	230	50	5,1	1,0	1,4	
FDL 90/50 x 500	JD 20/25-50	230	50	5,7	1,6	2,4	X
	JD 20G/25G-50	230	50	8,6	1,1	1,6	
	JD 30/35-50	230	50	10,0	1,9	2,7	
FDL 120/70 x 630	JD 30/35-50	230	50	11,2	3,2	4,8	
	JD 40/45-50	230	50	17,0	4,1	6,0	

Fuente: Dosing Feeder Anexo K.

La capacidad volumétrica del equipo depende de la densidad del producto, para la aleación alpaca es de 8690KG/m³, calculando tenemos que:

$$Producción = 1.0 \frac{m^3}{h} * Densidad\ cospel$$

$$Producción = 1.0 \frac{m^3}{h} * 8690 \frac{m^3}{h}$$

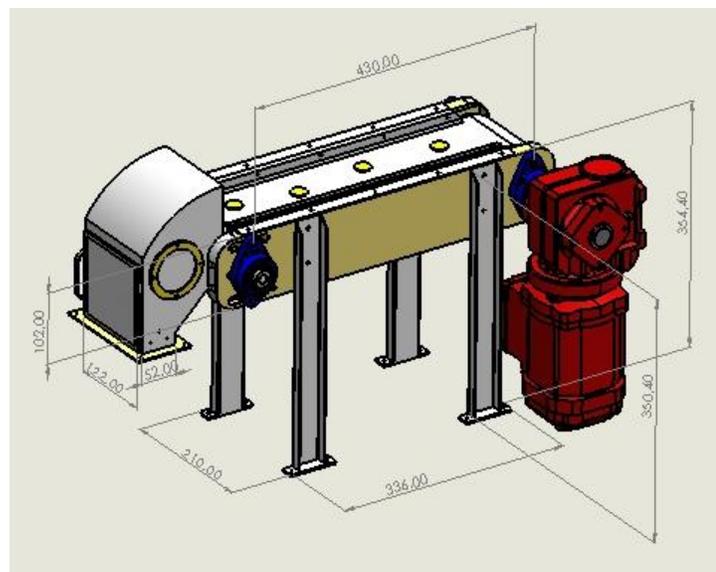
$$Producción = 8690\ Kg$$

Es decir, este sistema cumple con el volumen de producción de 1659 Kg/hora, con un factor de producción de maximización y puede ser controlado a través de variador de frecuencia para minimizar la producción del mismo a la banda transportadora.

5.3.12 Selección banda transportadora

El material de transportar sobre la banda transportadora exige que la lona del mismo sea resistente a la abrasión, desgaste y elongación, aunque se trata de un tramo muy corto de banda, los efectos de carga máxima de material a transportar y el torque del motor nos permiten seleccionar diversos tipos de lonas para el transportador.

Figura 5-49: Transportador de banda de cospel.



Fuente: Propia.

Las características del transportador propuesto son:

Estructura de chasis:

- Ancho: 210mm
- Largo: 521 mm
- Perfil U plegado de 20x100x20 mm calibre de lámina 2mm
- Refuerzos en platina de 25mm calibre 3mm
- Soldadura E6013-3/32''

Poleas motriz y tensora:

- Diámetro polea motriz y tensora: 80mm x120mm montada en tubo petrolero de 6mm
- Platos: Lámina HR calibre 1/8''
- Manzanas: Acero 1020 diámetro 31mm
- Eje: 3/4'' con maquinado a 1/2'' para rodamientos
- Cuñas: 3/16'' pasantes en bujes e intermedias en el eje
- Prisioneros: UNC 3/16''

Motorreductor de banda: la selección del motorreductor se realizó teniendo aplicando la herramienta de SEW Euro drive, marca reconocido en fabricación de motores y reductores, la cual brinda a través de su página web el cálculo del reductor a través de las variables como masa a transportar, que para el caso de estudio se utilizó 80Lb, diámetro de las poleas en este caso 80mm que en el programa se ajusta a 3 pulgadas, la velocidad de la banda que para bandas transportadoras a granes de elementos sueltos se usa 0,6m/s y el factor de fricción estimado entre la banda y las poleas, como en este caso la banda no es encauchada se usa un parámetro conservador de 0,6. Como se puede observar el programa calcula y nos arroja la referencia del motor y con ella las características 3D del motor para solicitar su compra a cualquier proveedor nacional que distribuya la marca SEW.

Figura 5-50: Herramienta de selección de motores SEW Euro drive.

SEW EURODRIVE
Driving the world

1 Application selection 2 Data entry 3 Recommendations 4 Product selection

Drive Selection Application data Belt conveyor Load data

Your application data

Mass	80	lb	Calculated load data (Imperial)	
Driving roller diameter	3	in	Static power	0,191 HP
Velocity	0,6	m/s	Dynamic power	0,0148 HP
Acceleration	1,5	ft/s ²	Max. power	0,206 HP
Friction factor	0,6		Static application torque	6,67 lb-ft
Additional gear ratio	1		Dynamic application torque	0,518 lb-ft
System efficiency	90	%	Max. application torque	7,18 lb-ft
			External inertia	1,25 lb-ft ²
			Output speed	150 rpm

Inverter operation
Mains operation
DC 48 V operation

Fuente: www.seweurodrive.com

Las características de la banda nos arrojan posteriormente a la carga el motor recomendado para la aplicación, en este caso se recomienda el motorreductor acoplado de eje hueco a 90°, con carcasa en aluminio de referencia SA37DR2S63M (Anexo L)

5.3.13 Cálculo de sistema de alimentación

El sistema del alimentador vibratorio seguidor del transportador de banda tiene que soportar la capacidad de carga máxima de moneda de 1659 Kg/hora, lo que quiere decir que el cálculo de cospel a la salida de la banda es el siguiente.

$$\text{Velocidad lineal de la banda} = 0,6 \frac{m}{seg}$$

$$\text{Producción máxima} = 1659 \frac{Kg}{h} * \frac{1h}{3600Seg}$$

$$\text{Producción máxima} = 0,46 \frac{Kg}{Seg}$$

Es decir, cada 1 segundo la banda se mueve 0,6metros y a su vez en 1 segundo debe arrojar 0,46Kg (460gramos). Si se valida cada 0,6metros de banda deben ser llenados con 460gramos de

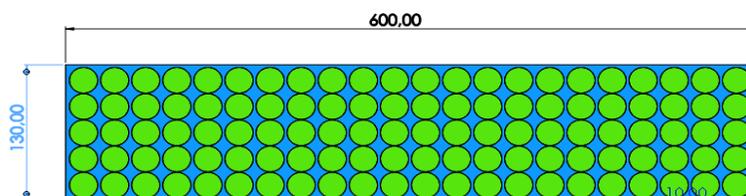
moneda, asumiendo el caso de la moneda de 200 pesos colombianos sería valor unitario de 4.61gramos. calculamos el número de monedas para el peso requerido por segundo.

$$\#monedas = \frac{460 \text{ gramos}}{4.61 \text{ gramos}}$$

$$\#monedas = 99.78 = 100 \text{ monedas cada } 0,6\text{metros lineales}$$

Y si analizamos el ancho útil de la banda transportadora, para este caso es de 130mm (0,13m), realizando una matriz de ubicación de cospel tenemos un área de que llenar con el diámetro de la moneda de 24.5mm.

Figura 5-51: Matriz de llenado de moneda de 200 pesos colombianos en la banda transportadora



Fuente: Propia.

Es decir que en el área si es posible ubicar las 100 monedas, y cumplir con la capacidad de carga del sistema para las 3 líneas de trituración del equipo, si instala un variador de frecuencia es posible aumentar la velocidad lineal de salida del cospel y aumentar la producción en futuros proyectos. La capacidad máxima de llenado es de 110 monedas, con lo cual se tiene un factor de espacio de 90% de ocupación de moneda con la carga actual de 1659 Kg/hora.

6. Condiciones finales de la máquina trituradora versión 2023

6.1 Tamaños permisibles de cospel

La máquina queda diseñada para triturar moneda de 200 y 500 pesos colombianos, de versiones antiguas y nuevas, con diámetros de entre 20 y 24.5mm, con espesores entre 0.85 y

1.12mm, con materiales de aleación tipo Alpaca blanca o amarilla y CuAlNi. Estos parámetros cumplen con el requerimiento del cliente y fueron tenidos en cuenta en todos los componentes de la máquina totalmente rediseñada.

6.2 Producción estimada por hora en condiciones mínimas y máximas

La máquina tiene la capacidad mínima de trituración de una línea, por la cual se pueden pasar 120.000 unidades de cospel por hora, ya que la velocidad radial se mantuvo en 358RPM, las originales de la máquina, a su vez el diámetro de los piñones trituradores es constate, esta capacidad mínima de producción puede asumirse por 1 línea haciendo el bloqueo de las 2 líneas adicionales o triturando la capacidad de 120.000 unidades por las 3 líneas, generando una mayor velocidad de salida del cospel a la salida. Es decir, el factor de producción por hora es el mismo, pero aumenta la velocidad de procesamiento.

Para la capacidad máxima de producción se tienen 3 líneas hábiles, con cerca de las 360.000 unidades de moneda de diferente denominación, si se calcula en peso para la moneda de 200 pesos son 1659.6Kg y para moneda de 500 pesos es de 4021.2 Kg con peso unitario de 11.17gramos.

Es decir, el diseño de máquina trituradora de moneda o cospel tiene la capacidad de producción por encima de los valores de producción estándar del fabricante, con la re ingeniería se produce mayor impacto en la producción, uso eficiente de los recursos existentes, disminución en el consumo energético per cápita de moneda y logra satisfacer los objetivos específicos del presente trabajo de grado

6.3 Sistemas de seguridad para mecanismos

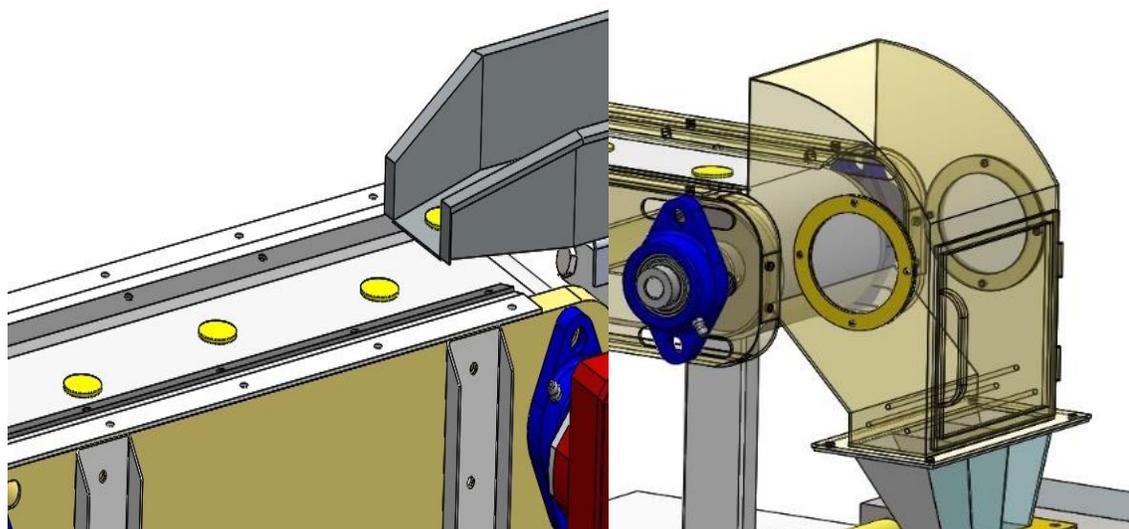
La máquina cuenta con sistemas de seguridad que buscan reducir el riesgo de accidentes en operación del equipo y lo riesgos de falla mecánica por mala operación del equipo debido a paradas por estancamiento del motor debido a sobre cargas o caída de objetos extraños en el sistema de trituración.

6.4 Limpieza del cospel en operación continua

La limpieza del cospel en el canal de abastecimiento desde el dosificador vibratorio, tiene el primer filtro de objetos extraños de tamaños grandes, que puedan quedar frenados en la boquilla de salida de la bandeja del vibrador. Los objetos que quede allí serán retenidos mecánicos con

dimensiones por encima de los 50mm en anchura. Por otro lado, los elementos extraños que avancen por la banda transportadora y lleguen al final de la banda y se vayan en el encauzador, tendrán que pasar por el filtro de barras imantadas que generan captación de materiales ferrosos y a su vez su disposición genera un bloque físico de los objetos superiores a 30mm en anchura máxima. El sistema de encauzador tiene una puerta de inspección en acrílico de 6mm con puerta de fácil acceso para identificar y extraer objetos extraños, incluso sirve para aliviar atascamientos de monedas en cualquier caso de parada de producción. Cabe recordar que antes los atascamientos eran limpiados directamente de los piñones trituradores, lo que expone al operario a lesiones graves en extremidades superiores. A continuación, se evidencian las mejoras de seguridad en el equipo.

Figura 6-1: Mejoras de seguridad en el sistema alimentador.



Fuente: Propia.

La importancia de monitorear el proceso de flujo continuo de la máquina tiene efectos positivos en menores tiempos de parada, mayor producción por hora e identificación de nuevas mejoras para la máquina. Por esa razón la máquina tiene en la salida de la banda la captación de materiales ferrosos que se realiza con la inclusión de imanes cilíndricos comerciales con el tamaño requerido para entrar en el encauzador de la banda. Como se ve a continuación:

Figura 6-2: Trampa de imanes 10mm.

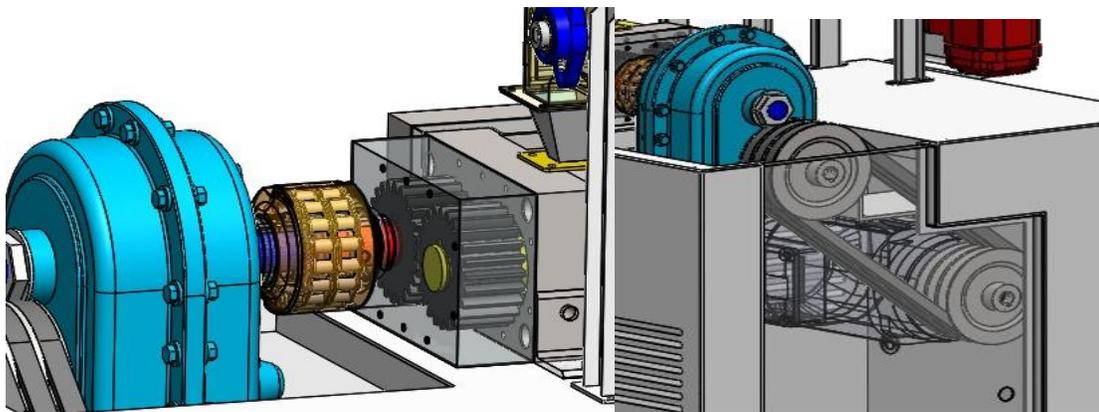


Fuente: www.kaczur.com.ar/trampas-magneticas1/

“La trampa magnética protege la maquinaria ante la posible ruptura o daño ocasionado por el ingreso de materiales tales como tuercas, arandelas, clavos, herramientas, tijeras, etc. Gracias a este dispositivo puede optimizar el funcionamiento de la empresa sin correr riesgos innecesarios, evitando que se rompa la máquina y sin detener los procesos de producción” (Kaczur, s.f.)

Otros sistemas de seguridad están instalados en el sistema motriz del equipo, uno de ellos es el acople de cadena y piñones que une el reductor con la caja de trituración, este cuenta con una carcasa plástica inyectada que en caso de romperse la cadena por alta velocidad o fuerza retiene la cadena, eslabones o pasadores dentro de sí para evitar que salgan disparadas como objetos impulsados a gran velocidad línea y puedan afectar a los operadores del equipo. Por otro lado, se encuentra el guarda de protección para los piñones rectos, esto protege a los operarios de posibles accidentes mientras el equipo funciona.

Figura 6-3: Sistemas de seguridad en la cadena cinemática.



Fuente: Propia.

La estructura de chasis tiene una puerta de acceso para ingreso hacia el motor y correas, este sistema se mantiene trabajando como guarda de protección para evitar que las personas salgan lesionadas en caso de ruptura de alguna correa o incluso por riesgo de atrapamiento de manos u objetos cercanos a la máquina.

7. Conclusiones

Mediante la aplicación de nuevas condiciones de diseño en el sistema de alimentación y trituración de la máquina COLUMBIA MACHINE COIN DESTRUCTION de la fábrica de moneda, se ha logrado mejorar su rendimiento productivo en tres líneas de trituración. Esto se traduce en un aumento en la producción de monedas trituradas o una disminución en los tiempos de procesamiento de la cantidad actual de cospel. Las cuchillas ahora son más resistentes y la nueva potencia permite procesar materiales deformados sin obstrucciones, lo que garantiza la seguridad en la operación y mantenimiento del equipo implementado un sistema de alimentación de banda y motorreductor con trampa para elementos extraños ferrosos, el cual es de fácil acceso y manipulación. Estas mejoras se han realizado teniendo en cuenta la inversión actual en recursos físicos de la misma maquina original, maquinarias y herramientas de la planta, así como una inversión económica para la mejora del equipo.

Se recopiló la información necesaria para el diseño mejorado de la máquina trituradora de moneda, considerando parámetros clave como el tipo de material a procesar, potencia, la capacidad de alimentación, el tipo de trituración de acuerdo a las normas establecidas por la fábrica, la seguridad necesaria para facilitar la disposición y operación del equipo, y finalmente, los datos de las fichas técnicas de los componentes relevantes, tales como el motor, el sistema de banda de alimentación, los tipos de acero, correas, poleas y los motores reductores.

Se realizó un análisis de esfuerzos considerando que el sistema tiene la capacidad de soportar la carga proveniente del motor previamente calculada y validada en el reductor, de 79.6 N.m a 1765 RPM en el motor. Se calcularon las fuerzas y esfuerzos presentes para el eje triturador, el cual recibe un torque de 398 N.m desde el reductor. Este torque se distribuye en el piñón recto, que transmite la fuerza al eje triturador 2 y, a su vez, a los engranes de trituración, los cuales solo transmiten torque cuando el cospel se encuentra en medio del par de engranes de cada línea. Es decir, se genera un consumo de torque cuando cada línea está trabajando. El análisis del eje se realizó para cuando el eje transmite carga en el piñón recto y en los 3 piñones trituradores montados sobre 2 rodamientos, uno de bolas y uno de agujas.

El modelo diseñado reúne los resultados del análisis de esfuerzos, con ellos se seleccionó el acero que cumpliera con los esfuerzos y resistencia tanto de cuchillas y ejes consultando los

respectivos catálogos técnicos; se propuso un sistema de alimentación comercial basado en los requerimientos de producción bajo los parámetros técnicos que arrojaron los cálculos

Anexos

Anexo A: Data sheet reductor

5/4/23, 15:45

Browning 115SMTP05 - Motion



Previous Page



Browning 115SMTP05

PC0001 Hydrooil Shaft Mount Speed Reducer - Reducer Size: 115, 5:1 Ratio, 1.1250 in Input Shaft Size, Output Bore Type: Tapered Bushing

MI ITEM # 02418522 | MFR # 115SMTP05

Availability: ● In stock

\$4,887.14 /each

Tap image to view

Photo may not represent actual item. Refer to name and product specs for all details.



Shipping

Estimated to arrive on **Wednesday, April 12** to 35210

OVERVIEW

MFR DESCRIPTION 115SMTP05 SHAFT MT RED. BUSHED TYPE

Exclusive Taper Bushing: Single TorqTaper Bushing installs from either side of the unit for easy on - easy off mounting, with stabilizer ring.

Standard Bearings: Commercially available Tapered Roller Bearings provide maximum overhung load capacity.

Commercially available double lip seals ride on plunge ground shafts, with exclusive barrier seal arrangement.

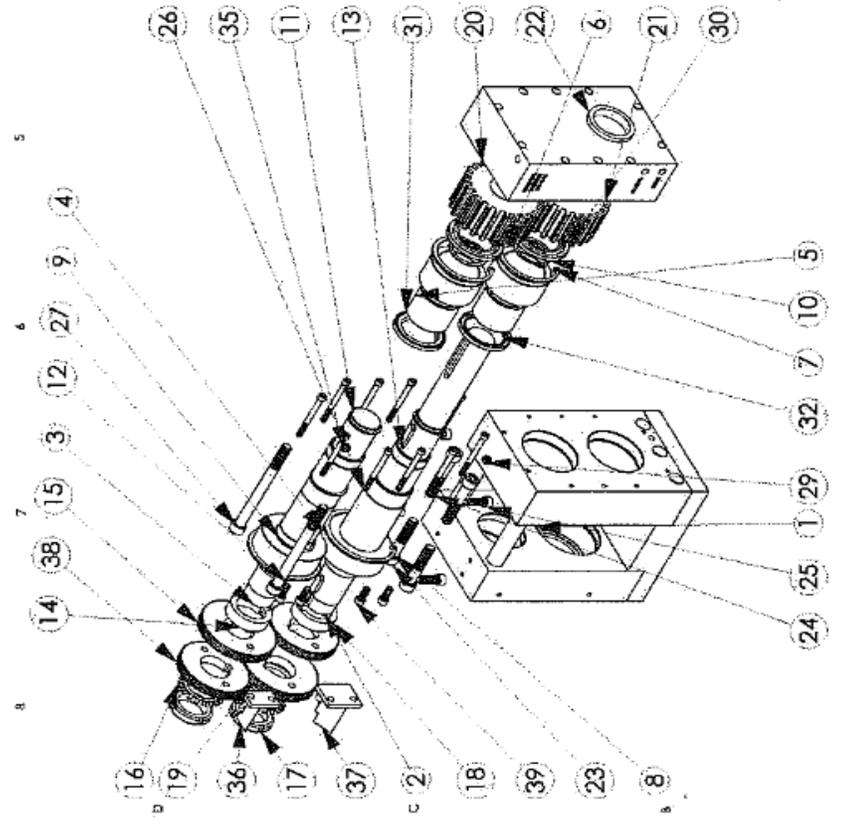
Options & Accessories: Complete range of motor mounts, belt guards, backstops, and screw conveyor drive options.

SPECIFICATIONS

Reduction	Single
Ratio	5:1
Input Type	Shaft Input
Input Size	1.1300 in
Output Bore Type	Tapered Bushing
Manufacturer Reducer Size	115
Maximum Output RPM	400
Maximum Output Size	1.9375 in
Housing Material	Cast Iron
Housing Dimensions	8.36 x 11 x 14.08 in
Housing Length	8.3600 in
Housing Width	11.0000 in
Housing Height	14.0800 in
Maximum Output Torque	180.07 in-Lbs @1750 input rpm, 1 HP
Standards Met	AGMA

Anexo B: Cabezal trituración

ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	301-11-00AB	Cutter Head Housing Assembly REV B	1
2	301-11-04B	Long Shaft REV B	1
3	301-11-05B	Short Shaft REV B	1
4	52-06	Double Row Angular Contact Bearing	2
5	MF-30	Needle Bearing Inner Race	2
6	MR-34-N	Needle Bearing, Cage Type, Without Inner Race	2
7	3000-300	Internal Retaining Ring for 3-inch Bore	2
8	3000-354	Internal Retaining Ring for 3.543-inch Bore	2
9	3100-194	External Retaining Ring for 1.929-inch Shaft	2
10	3100-107	External Retaining Ring for 1.075-inch Shaft	3
11	3100-152	External Retaining Ring for 1.425 inch Shaft	2
12	301-11-53	Cutter Key 0.375 x 1.110	2
13	301-11-34	Gear Key 0.375 x 1.610	2
14	301-11-07B	Upper Cutter Gear Spacing Ring 0.435 for Waffling Setup	1
15	301-11-07B	Cutter REV B	2
16	W08	Lockwasher	2
17	N03	Locknut	2
18	301-11-10C	Lower Cutter Gear Spacing Ring 0.590 for Waffling Setup	1
19	301-11-06B	Cutter Gear End Ring 0.550	1
20	TS424 Upper	Spur Gear for Upper Shaft for Waffling Setup	1
21	34924 Lower	Spur Gear for Lower Shaft for Waffling Setup	1
22	301-11-14	Oil Can	1
23	91251A723	Screw for Side Plates to Lower Base Plate, 1/2-13, 2.5 Lg.	3
24	91251A723	Screw for Gear Box Side Plate to Lower Base Plate, 1/2-13, 2.5 Lg.	3
25	91251A598	Screw for Lower Base Plate to Bottoms of Side Plates, 3/8-16, 1.125 Lg.	4
26	91251A553	Screw for Oil Can to Gear Box Side Plate, 1/4-20, 2.75 Lg.	10
27	91251A735	Screw for 301-11-11 Spacer, 1/2-13, 5.75 Lg.	2
28	CR14844	Seal for Oil Can	1
29	4465K231	Pipe Plug for Oil Can Drain, 1/8 NPT	1
30	CR18R23	Seal for Out-Facing Bore in Gear Box Side Plate	2
31	CR18G59	Seal for Upper In-Facing Bore in Gear Box Side Plate	1
32	CR21D69	Seal for Lower In-Facing Bore in Gear Box Side Plate	1
33	CR22G10	Seal for Upper Out-Facing Bore in Cutter Side Plate	1
34	CR19G07	Seal for Lower Out-Facing Bore in Cutter Side Plate	1
35	4465K231	Flare Plug, Modified to Act as Breather Vent for Oil Can, 1/8 NPT	1
36	301-11-12C	Upper Stopper REV C	1
37	301-11-13C	Lower Stopper REV C	1
38	301-11-07C	Waffling Gear	2
39	91251A581	Screw for Stoppers to Cutter Side Plate, 5/16-18, 3/4 Lg	4



Columbia Machine
 TITLE: **Cutter Head Assembly REV C (With Waffling)**
 SIZE: DWG. NO. **B 301-11-00C** REV
 SCALE: 1:10 SHEET 1 OF 1
 DATE: _____
 DRAWN: _____
 CHECKED: _____
 DESIGNED: _____
 APPROVED: _____
 PROJECT NO.: _____
 SHEET NO.: _____
 COMMENTS: _____
 REVISIONS: _____
 NO. REV. DATE REASON

PROPERTY OF COLUMBIA MACHINE COMPANY
 THIS DRAWING IS THE PROPERTY OF COLUMBIA MACHINE COMPANY
 AND IS NOT TO BE REPRODUCED OR TRANSMITTED IN ANY FORM OR BY ANY MEANS
 WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF COLUMBIA MACHINE COMPANY

Anexo C: Tabla selección potencia motor

Motor		Tabla de selección											
		Tamaño de caja reductor											
		107	115	203	287	315	397	415	407	415	507	608	
HP	KW	r.p.m. salida min.	r.p.m. salida max.	r.p.m. salida min.	r.p.m. salida max.	r.p.m. salida min.	r.p.m. salida max.	r.p.m. salida min.	r.p.m. salida max.	r.p.m. salida min.	r.p.m. salida max.	r.p.m. salida min.	r.p.m. salida max.
1/4	0.19	5	400										
1/3	0.25	5	400										
1/2	0.38	5	400										
3/4	0.57	8	400	6	7	5	5						
1	0.76	10	400	7	9	5	6						
1 1/2	1.14	16	400	11	15	6	10	5	5				
2	1.51	21	400	15	20	9	14	5	8				
3	2.27	32	400	23	31	13	22	8	12	5	7		
5	3.79	55	400	39	54	22	38	14	21	8	13	5	7
7 1/2	5.68	84	400	59	83	34	58	21	33	13	20	7	12
10	7.57	115	400	81	114	47	80	28	46	17	27	10	16
15	11.4			131	400	81	130	43	80	26	42	15	25
20	15.1			245	400	121	244	61	120	35	61	20	34
25	18.9			338	400	160	337	81	159	45	80	25	44
30	22.7					215	400	104	215	56	103	31	55
40	30.3					328	400	247	327	90	246	44	89
50	37.9							341	400	131	340	59	130
60	45.4									241	400	75	240
75	56.8									338	400	103	200
100	75.7										281	400	96
125	94.6										395	400	257

COMUNIQUESE CON INGENIERÍA DE APLICACIÓN DE EPT PARA OBTENER UNA VARIEDAD DE REDUCTORES EN ESTE RANGO.

Anexo E: Tabla de durezas



Tratamientos Térmicos Badía, S.A.
 Duran i Jordà, s/n (esquina Juan de la Cierva)
 Polígono nº 1 Industrial del Sudoeste
 08960 SANT JUST DESVERN (Barcelona)
 Tel. 93 371 28 00* • Fax 93 371 96 11
 badiaq@tbadia.com • www.tbadia.com

EQUIVALENCIA DE DUREZAS

Resistencia a la tracción	Dureza Vickers	Dureza Brinell ¹⁾	DUREZA ROCKWELL							
			HRB	HRF	HRC	HRA	HRD	HR 15N	HR 30N	HR 45N
N/mm ²	(F ≥ 98N)	$(0,102 \frac{F}{D^2} = 30 \frac{N}{mm^2})$								
255	80	76,0								
270	85	80,7	41,0							
285	90	85,5	48,0	82,6						
305	95	90,2	52,0							
320	100	95,0	56,2	87,0						
335	105	99,8								
350	110	105	62,3	90,5						
370	115	109								
385	120	114	66,7	93,6						
400	125	119								
415	130	124	71,2	96,4						
430	135	128								
450	140	133	75,0	99,0						
465	145	138								
480	150	143	78,7	101,4						
495	155	147								
510	160	152	81,7	103,6						
530	165	156								
545	170	162	85,0	105,5						
560	175	166								
575	180	171	87,1	107,2						
595	185	176								
610	190	181	89,5	108,7						
625	195	185								
640	200	190	91,5	110,1						
660	205	195	92,5							
675	210	199	93,5	111,3						
690	215	204	94,0							
705	220	209	95,0	112,4						
720	225	214	96,0							
740	230	219	96,7	113,4						
755	235	223								
770	240	228	98,1	114,3	20,3	60,7	40,3	69,6	41,7	19,9
785	245	233			21,3	61,2	41,1	70,1	42,5	21,1
800	250	238	99,5	115,1	22,2	61,6	41,7	70,6	43,4	22,2
820	255	242			23,1	62,0	42,2	71,1	44,2	23,2
835	260	247	(101)		24,0	62,4	43,1	71,6	45,0	24,3
850	265	252			24,6	62,7	43,7	72,1	45,7	25,2
865	270	257	(102)		25,6	63,1	44,3	72,6	46,4	26,2
880	275	261			26,4	63,5	44,9	73,0	47,2	27,1
900	280	266	(104)		27,1	63,8	45,3	73,4	47,8	27,9
915	285	271			27,8	64,2	46,0	73,8	48,4	28,7
930	290	276	(105)		28,5	64,5	46,5	74,2	49,0	29,5
950	295	280			29,2	64,8	47,1	74,6	49,7	30,4
965	300	285			29,8	65,2	47,5	74,9	50,2	31,1
995	310	295			31,0	65,8	48,4	75,6	51,3	32,5
1030	320	304			32,2	66,4	49,4	76,2	52,3	33,9
1060	330	314			33,3	67,0	50,2	76,8	53,6	35,2
1095	340	323			34,4	67,6	51,1	77,4	54,4	36,5
1125	350	333			35,5	68,1	51,9	78,0	55,4	37,8

Los números entre paréntesis indican valores de dureza que se hallan fuera de la zona definida del procedimiento del ensayo de dureza normalizado, pero que en la práctica se emplean, sin embargo, en gran medida como valores aproximados.

1) Calculada de: HB = 0,95 • HV



Tratamientos Térmicos Badía, S.A.
 Duran i Jordà, s/n (esquina Juan de la Cierva)
 Polígono nº 1 Industrial del Sudoeste
 08960 SANT JUST DESVERN (Barcelona)
 Tel. 93 371 28 00* • Fax 93 371 96 11
 badiaq@tbadia.com • www.tbadia.com

EQUIVALENCIA DE DUREZAS

Resistencia a la tracción	Dureza Vickers	Dureza Brinell ¹⁾	DUREZA ROCKWELL							
			HRB	HRF	HRC	HRA	HRD	HR 15N	HR 30N	HR 45N
N/mm ²	(F ≥ 98N)	$(0,102 \frac{F}{D^2} = 30 \frac{N}{mm^2})$								
1155	360	342			36,6	68,7	52,8	78,6	56,4	39,1
1190	370	352			37,7	69,2	53,6	79,2	57,4	40,4
1220	380	361			38,8	69,8	54,4	79,8	58,4	41,7
1255	390	371			39,8	70,3	55,3	80,3	59,3	42,9
1290	400	380			40,8	70,8	56,0	80,8	60,2	44,1
1320	410	390			41,8	71,4	56,8	81,4	61,1	45,3
1350	420	399			42,7	71,8	57,5	81,8	61,9	46,4
1385	430	409			43,6	72,3	58,2	82,3	62,7	47,4
1420	440	418			44,5	72,8	58,8	82,8	63,5	48,4
1455	450	428			45,3	73,3	59,4	83,2	64,3	49,4
1485	460	437			46,1	73,6	60,1	83,6	64,9	50,4
1520	470	447			46,9	74,1	60,7	83,9	65,7	51,3
1555	480	(456)			47,7	74,5	61,3	84,3	66,4	52,2
1595	490	(466)			48,4	74,9	61,6	84,7	67,1	53,1
1630	500	(475)			49,1	75,3	62,2	85,0	67,7	53,9
1665	510	(485)			49,8	75,7	62,9	85,4	68,3	54,7
1700	520	(494)			50,5	76,1	63,5	85,7	69,0	55,6
1740	530	(504)			51,1	76,4	63,9	86,0	69,5	56,2
1775	540	(513)			51,7	76,7	64,4	86,3	70,0	57,0
1810	550	(523)			52,3	77,0	64,8	86,6	70,5	57,8
1845	560	(532)			53,0	77,4	65,4	86,9	71,2	58,6
1880	570	(542)			53,6	77,8	65,8	87,2	71,7	59,3
1920	580	(551)			54,1	78,0	66,2	87,5	72,1	59,9
1955	590	(561)			54,7	78,4	66,7	87,8	72,7	60,5
1995	600	(570)			55,2	78,6	67,0	88,0	73,2	61,2
2030	610	(580)			55,7	78,9	67,5	88,2	73,7	61,7
2070	620	(589)			56,3	79,2	67,9	88,5	74,2	62,4
2105	630	(599)			56,8	79,5	68,3	88,8	74,6	63,0
2145	640	(608)			57,3	79,8	68,7	89,0	75,1	63,5
2180	650	(618)			57,8	80,0	69,0	89,2	75,5	64,1
660					58,3	80,3	69,4	89,5	75,9	64,7
670					58,6	80,6	69,8	89,7	76,4	65,3
680					59,2	80,8	70,1	89,8	76,8	65,7
690					59,7	81,1	70,5	90,1	77,2	66,2
700					60,1	81,3	70,8	90,3	77,6	66,7
720					61,0	81,8	71,8	90,7	78,4	67,7
740					61,8	82,2	72,1	91,0	79,1	68,6
760					62,5	82,6	72,6	91,2	79,7	69,4
780					63,3	83,0	73,3	91,5	80,4	70,2
800					64,0	83,4	73,8	91,8	81,1	71,0
820					64,7	83,8	74,3	92,1	81,7	71,8
840					65,3	84,1	74,8	92,3	82,2	72,2
860					65,9	84,4	75,3	92,5	82,7	73,1
880					66,4	84,7	75,7	92,7	83,1	73,6
900					67,0	85,0	76,1	92,9	83,6	74,2
920					67,5	85,3	76,5	93,0	84,0	74,8
940					68,0	85,6	76,9	93,2	84,4	75,4

Los números entre paréntesis indican valores de dureza que se hallan fuera de la zona definida del procedimiento del ensayo de dureza normalizado, pero que en la práctica se emplean, sin embargo, en gran medida como valores aproximados. Aparte de esto, los valores de dureza de Brinell indicados entre paréntesis, sólo serán válidos cuando se haya realizado la medición con una bola de metal duro.

1) Calculada de: HB = 0,95 • HV

Anexo I: Catalogo rodamiento 3210



3210 ATN9



Double row angular contact ball bearing

Double row angular contact ball bearings correspond, in their design and operation, to a pair of single row angular contact ball bearings in a back-to-back arrangement, while requiring less axial space. They can operate at high speeds and are more suitable than deep groove ball bearings for supporting large axial forces in both directions.

- High-speed capability
- Accommodate relatively high radial loads, high axial loads in both directions and tilting moments
- Suitable where a stiff bearing arrangement is required
- Require less axial space than equivalent pair of single row angular contact ball bearings

Overview

Dimensions

Bore diameter	1.969 in
Outside diameter	3.543 in
Width	1.189 in

Performance

Basic dynamic load rating	11 465 lbf
Basic static load rating	9 554 lbf
Reference speed	8 000 r/min
Limiting speed	7 000 r/min
SKF performance class	SKF Explorer

Properties

Contact type	Normal contact (two-point contact)
Number of rows	2
Locating feature, bearing outer ring	None
Ring type	One-piece inner and outer rings
Cage	Non-metallic
Arrangement of contact angle (double-row bearing)	Back-to-back (0)
Matched arrangement	No
Universal matching bearing	No
Axial internal clearance	CN
Material, bearing	Bearing steel
Coating	Without

Anexo J: Rodamiento 209



NU 209 ECM



Single row cylindrical roller bearing, NU design

Single row cylindrical roller bearings are designed to accommodate high radial loads in combination with high speeds. Having two integral flanges on the outer ring and no flanges on the inner ring, NU design bearings can accommodate axial displacement in both directions. An important feature is the separable design, which facilitates mounting and enables the bearing components to be interchanged.

- High radial load carrying capacity
- Low friction
- Long service life
- Accommodate axial displacement in both directions
- Separable design

Overview

Dimensions

Bore diameter	1.772 in
Outside diameter	3.346 in
Width	0.748 in

Performance

Basic dynamic load rating	15 624 lbf
Basic static load rating	14 388 lbf
Reference speed	9 000 r/min
Limiting speed	9 500 r/min
SKF performance class	SKF Explorer

Properties

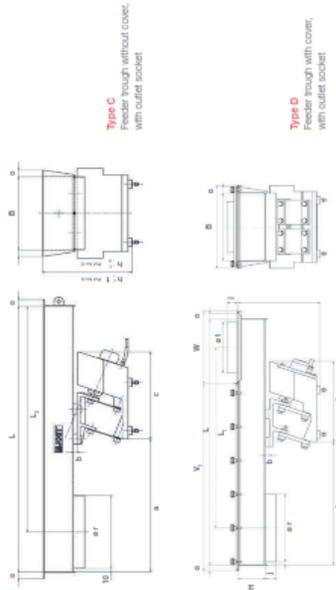
Bearing part	Complete bearing
Axial displacement capability	In both directions
Number of rows	1
Locating feature, bearing outer ring	None
Bore type	Cylindrical
Cage	Machined metal
Number of flanges, outer ring	2
Number of flanges, inner ring	0
Loose flange	None
Radial internal clearance	CN
Coating	Without
Sealing	Without
Lubricant	None
Relubrication feature	Without

Anexo K: Catalogo dosificador



7 | NORMDOSIERRINNEN

Normdosierrinnen



Type C
Feeder trough without cover,
with outlet socket

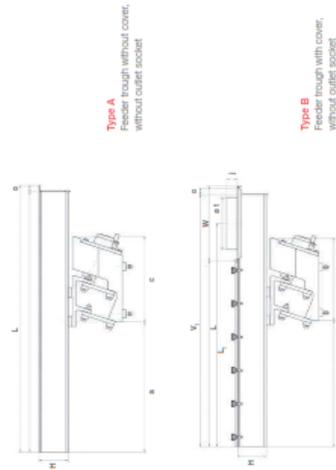
Type D
Feeder trough with cover,
with outlet socket

Dosing Feeder B/W x L		Drive	Mains voltage ¹	Supply frequency	Weight	Feeding capacity ²	X = without cover
			V	Hz	kg	51 - 100% m ³ /h	53-50%/60 mm ³ /h
FDL 60/90 x 400	JD 30/25-50	230	50	5.1	1.0	1.4	
	JD 30/25-50	230	50	5.7	1.6	2.4	X
	JD 30/25-50	230	50	8.6	1.1	1.6	
FDL 90/90 x 500	JD 30/25-50	230	50	10.0	1.9	2.7	
	JD 30/25-50	230	50	11.2	3.2	4.8	
	JD 30/25-50	230	50	17.0	4.1	6.0	
FDL 120/70 x 630	JD 30/25-50	230	50	21.0	6.4	9.5	
	JD 30/25-50	230	50	29.4	5.5	8.3	
	JD 30/25-50	230	50	34.5	7.8	10.8	
FDL 200/80 x 800	JD 30/25-50	230	60	5.1	1.2	1.5	
	JD 30/25-50	230	60	5.7	2.2	2.8	X
	JD 30/25-50	230	60	8.6	1.7	2.3	
FDL 300/250 x 900	JD 30/25-50	230	60	10.0	2.5	3.3	
	JD 30/25-50	230	60	11.2	4.4	5.8	
	JD 30/25-50	230	60	17.0	5.2	6.7	X
FDL 400/450 x 800	JD 30/25-50	230	60	21.0	9.1	11.6	
	JD 30/25-50	230	60	29.4	8.0	10.5	
	JD 30/25-50	230	60	34.5	9.7	13.0	

Technical Data

6 | NORMDOSIERRINNEN

Normdosierrinnen



Type A
Feeder trough without cover,
without outlet socket

Type B
Feeder trough with cover,
without outlet socket

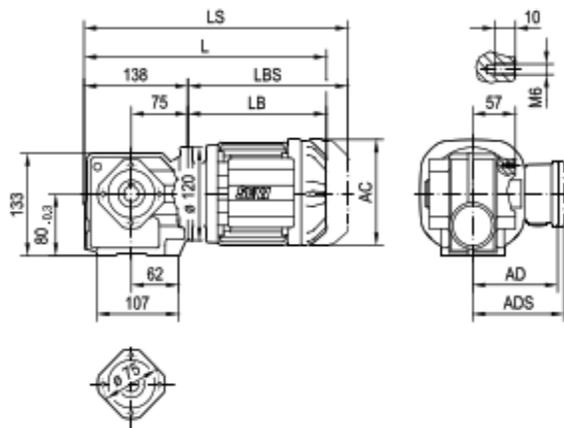
Dimensions		Drive	a	B	c	H	J	L	L ₁	L ₂	o	q	Q	Q ₁	V ₁	V ₂	W	Y	
			mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
FDL 60/90 x 400	JD 20/25	249	60	178	35	20	470	360	350	320	20	6	60	60	208	318	128	110	
	JD 20/25	340	90	178	50	20	570	-	445	-	20	6	90	-	-	-	-	-	
FDL 90/90 x 500	JD 20/25/250	340	90	178	50	20	570	445	390	20	6	90	90	368	388	158	140		
	JD 30/25	278	90	214	50	20	570	445	390	20	6	90	90	368	388	158	140		
FDL 120/70 x 630	JD 30/25	360	120	214	70	30	670	560	490	20	8	120	120	468	488	183	170		
	JD 40/45	300	120	260	70	30	670	560	490	20	8	120	120	468	488	183	170		
FDL 200/80 x 800	JD 40/45	360	220	260	80	30	800	-	680	-	20	10	220	-	-	-	-	-	
	JD 40/45/450	445	220	260	80	30	800	705	680	585	20	10	220	165	590	610	237	270	
JD 30/25	400	220	260	80	30	800	705	680	585	20	10	220	165	590	610	237	270		

¹Netzspannung von 42-280 V möglich. ² Dieser Wert ist ein Richtwert und bezieht sich auf Kunststoffgranulat, Schüttbreite 0,60 (mit Lösung 3 = 4 mm).

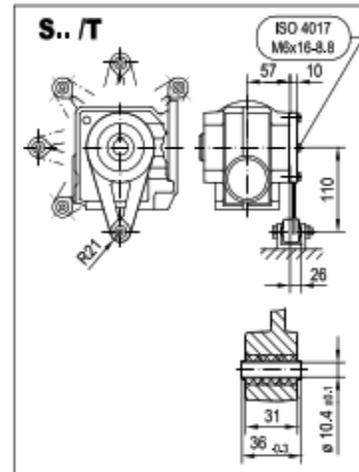
ANEXO L: Catalogo motorreductor banda

S..DR2S..[mm]

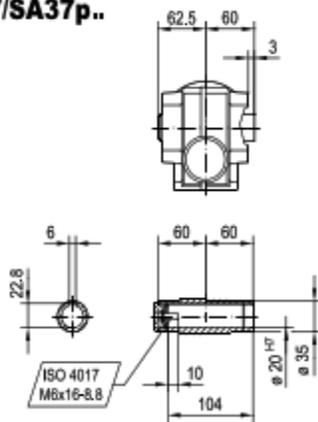
SA37/SA37p..



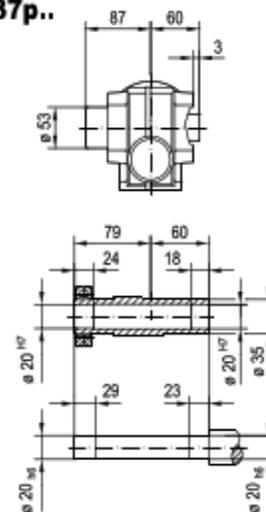
02 019 01 18



SA37/SA37p..



SH37/SH37p..



(- 7.3)	63MS	63M	71MS	DR2S				DRS
				71M	80MK	80MS	80M	90M
AC	115	115	139	139	156	156	156	179
AD	98	98	118	118	128	128	128	140
ADS	98	98	129	129	139	139	139	150
L	328	342	344	364	375	392	420	410
LS	384	398	411	431	456	473	501	503
LB	190	204	206	226	237	254	282	272
LBS	246	260	273	293	318	335	363	365

Referencias

- ALEJANDRO SERRANO HUERTAS, O. A. (2015). *DISEÑO DE UNA CIZALLA INDUSTRIAL PARA EL CORTE DE LÁMINAS DE ACERO*. pereira.
- bohler. (2023). *Bohler*. Obtenido de acero rapido s690: <https://www.voestalpine.com/bohler-edelstahl/de/>
- Chen, X. Z. (2018). Design and analysis of cutter for double-axle shredder based on numerical simulation. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, 568-573.
- Columbia machine. (1994). cabinet assembly. EE.UU.
- columbia machine. (2022). *Destruction Machine*. Obtenido de <http://columbiemachine.net/destruction-machine/>
- Compañía General de Aceros S.A. (2020). *Acero Grado Ingeniería*. Obtenido de aceros al carbono: aceros@cga.com.co
- Dubbel, H. (. (1977). *Manual del constructor de máquinas (Vol. 1)*. . Barcelona: Editorial Labor SA.
- Erik Oberg, F. D. (2016). *Machinery's Handbook*. Conecticut: Industrial press.
- euoper. (s.f.). *ficha tecnica acero 1020*. Obtenido de www.euoper.cl
- Foix, S. C. (2011). *Teoría de máquinas*. EDICIONS UPC.
- Guo, S. Z. (2021). Numerical simulation and experimental investigation of the cutting process for double-shaft shredder. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, 1-11.
- Hahn, G. J. (2007). The ISO 9001: 2000 quality system standard: assessment, interpretation and application. *CRC Press*.
- INTERMEC. (2013). Obtenido de POLEAS EN "V": www.intermec.com.co

- Jain, A. K. (2017). Design and Fabrication of Organic Waste Shredding Machine. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 10954-10962.
- Jiao, Z. S. (2020). Numerical simulation and experimental investigation of the cutting process for double-shaft shredder. *Journal of Materials Research and Technology*, 5746-5755.
- Kaczur. (s.f.). Obtenido de <https://www.kaczur.com.ar/trampas-magneticas1/>
- Liu, K. Y. (2019). Design and Simulation of Dual-Shaft Shredder for Recycling on Organic Waste. *Journal of Physics: Conference Series*.
- Liu, L. &. (2017). Design of intelligent control system for hydraulic cone crusher based on fuzzy control algorithm. *Journal of Physics: Conference Series*, 943.
- modulo, 0. (2020). *Mecanizado, soldadura y caldería*.
- Ogunwusi, A. A. (2015). Development of a waste plastic shredding machine. *International Journal of Engineering and Advanced Technology*, 97-102.
- pontificia universidad catolica de chile. (2014). Fisica:torque y momento de torsion. chile.
- Richard G. Budynas, J. K. (2010). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mc graw hill.
- Roark, R. J. (2002). *Roark's formulas for stress and strain*. McGraw Hill Professional.
- Salvador Cardona Foix, D. c. (2011). *Teoria de maquinas*. Edicions upc.
- SANCHEZ, A. C. (1989). *Diseño y procesos de manufactura para un troquel de corte fino*. cali.
- Weg. (2017). Weg. Obtenido de W22 motor trifasico: www.weg.net
- Zhao, W. T. (2019). Experimental study on crushing of waste plastics using a single-shaft shredder. *Journal of Environmental Chemical Engineering*, 7.

