

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DE VALPARAÍSO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“Diseño de un equipo triturador para
reciclaje de madera”**

**Memoria para optar al Título de:
INGENIERO MECÁNICO**

**ALUMNO : Felipe Ignacio Lizana Fernández
PROFESOR GUÍA : Orlando Durán Acevedo**

2016

RESUMEN

Mediante el nombre de “diseño de un equipo triturador para reciclaje de madera”, este trabajo presentará los pasos necesarios para crear un equipo que permita destruir trozos de materiales con una dureza similar a la que posee la madera.

En el capítulo 1, se exhibe de forma general el proyecto.

El capítulo 2, definirá los objetivos que se desea cumplir realizando este proyecto, además de exponer el alcance del mismo.

En el capítulo 3, se efectúa una pequeña investigación del mercado al cual pertenecen las máquinas trituradoras, con ello se logrará, conocer la gama de trituradoras existentes y su utilización en la industria.

Para definir los parámetros base que gobiernan el diseño de cada uno de los componentes que conforman el equipo, el capítulo 4, presentará los análisis, consideraciones y limitaciones que se deben tener presente para el correcto funcionamiento de la máquina.

El capítulo 5 muestra como primera parte, el análisis de fuerzas en las cuchillas, con este parámetro se podrá: diseñar el eje conductor y conducido, seleccionar los rodamientos, calcular los engranajes, seleccionar los acoplamientos, considerar la selección del reductor de velocidad y diseñar el circuito de fuerza y control eléctrico.

El capítulo 6, expondrá el costo de cada uno de los elementos que conforman la máquina, la idea de realizar este capítulo, es comparar el valor del diseño desarrollado con el costo que tendría adquirir una máquina similar en el mercado.

El último capítulo corresponde a la conclusión, en él se expondrán si se lograron los objetivos propuestos.

ÍNDICE

Pág.

CAPÍTULO I – INTRODUCCIÓN.	1
CAPÍTULO II - PLANTEAMIENTO DE OBJETIVOS.	2
2.1. Objetivo general.	2
2.2. Objetivos específicos.	2
2.3. Alcances del proyecto.	3
CAPÍTULO III – MARCO TEÓRICO.	5
3.1. Antecedentes.	5
3.2. Tipos de equipos de trituración.	5
3.2.1. Trituradora de mandíbulas.	6
3.2.2. Trituradora de cono.	7
3.2.3. Trituradora de rodillos.	8
3.2.4. Trituradora de impacto.	9
3.2.5. Molino de martillos.	10
3.2.6. Trituradora de bolas o barras.	11
3.2.7. Trituradoras de basura.	12
CAPÍTULO IV – PARÁMETROS DE DISEÑO.	14
4.1. Descripción del modelo de triturador.	14
4.2. Propiedades de la madera.	15
4.3. Análisis de penetración.	16
4.4. Parámetro para el diseño de cuchillas.	19

4.5. Área de trabajo de la máquina.	21
CAPÍTULO V – DISEÑO DEL EQUIPO.	23
5.1. Análisis de fuerzas presentes en el sistema ideado.	23
5.2. Diseño del eje conducido.	25
5.3. Diseño del eje conductor.	32
5.4. Selección de rodamientos.	39
5.6. Cálculo de engranajes.	42
5.7. Cálculo de chavetas.	45
5.8. Estimación del acoplamiento.	46
5.8. Estimación del motor y reductor.	47
5.9. Diseño del sistema eléctrico y control.	49
CAPÍTULO VI – ANÁLISIS DE COSTOS.	53
6.1. Sistemas de la máquina.	53
6.2. Sistema de alimentación y descarga.	55
6.3. Sistema cortante.	57
6.4. Sistema de transmisión.	63
6.5. Sistema eléctrico y de control.	64
6.6. Costo total del equipo.	64
CAPÍTULO VII – CONCLUSIÓN.	65
NOMENCLATURA GENERAL.	67
BIBLIOGRAFÍA.	70
ANEXOS.	

CAPÍTULO I – INTRODUCCIÓN.

Las máquinas trituradoras son utilizadas en un amplio campo del que hacer industrial, dependiendo de la aplicación, se elegirá la máquina que tenga mejores prestaciones.

Estas máquinas pueden ser utilizadas en: minería, agroindustria, reciclaje de material de desecho, industria forestal, proceso de productos alimenticios, etcétera.

En este trabajo, se pretende diseñar una máquina trituradora para ser utilizada principalmente en la destrucción de madera, lo que se busca, es idear un equipo que permita destruir: pallet, troncos de pequeño diámetro, ramas, desechos de la construcción u otros materiales de similar índole.

Por otro lado, el principal parámetro que se debe conocer para poder destruir cualquier material es su dureza, conociendo la dureza de un material en particular, es posible destruirlo con otro que posea una mayor dureza y además una mayor ductilidad.

En base a lo anterior, el equipo que se pretende diseñar, también tendrá la capacidad de destruir materiales que posean una dureza inferior o igual a la de la madera. Lógicamente, si se señala que la máquina puede destruir algún material en particular, como por ejemplo; plásticos o algún metal, se demostrará que es posible destruirlo.

Para comenzar este proyecto y en base a lo expuesto anteriormente, se realizará una pequeña investigación del comportamiento mecánico de distintas maderas, para conocer el acero permitirá el mejor desempeño de trituración.

Luego, el diseño del equipo será guiado en base a la geometría de los materiales que se pretende destruir.

Finalmente, serán desarrollados todos los sistemas que tendrá la máquina y se evaluará el costo en que se incurre en obtener todos los componentes.

CAPÍTULO II - PLANTEAMIENTO DE OBJETIVOS.

2.1. Objetivo general.

Diseñar un equipo triturador que permita reducir de tamaño cualquier clase de elemento que posea una dureza similar a la que tiene la madera.

2.2. Objetivos específicos.

Presentar una investigación que permita conocer las aplicaciones en las cuales se utilizan máquinas trituradoras en el mercado actual, este objetivo permitirá clasificar la gama a la cual pertenece el equipo a ser diseñado.

Definir los parámetros necesarios para diseñar un equipo de trituración, esto consiste en investigar cuales son las características que necesitaría una máquina para poder triturar materiales que posean una dureza igual o inferior a la que posee la madera.

Diseñar un equipo triturador que permita reducir de volumen de una amplia gama de materiales, logrando con ello, optimizar los lugares de acopio utilizados en la recolección de materiales de desecho.

Evaluar, los costos de la fabricación de las diferentes piezas de las cuales se compone la máquina, esto con el fin de conocer si es rentable su fabricación.

2.3. Alcances del proyecto.

Este proyecto considera el diseño de un equipo que permita destruir productos relacionados con la madera, para lograr este objetivo se realizará:

- Un análisis de la dureza de la madera, para determinar el torque necesario para penetrar dicho material y para definir el tipo de acero que será necesario utilizar en las cuchillas.
- Se evaluarán, las cargas presentes en los ejes y demás elementos (rodamiento, seguros, pernos, engranajes, etcétera) conformantes del bastidor, tanto para que la máquina pueda realizar correctamente la destrucción de la madera, así como también, para que los elementos conformantes de la máquina pueden realizar su función por un determinado periodo de tiempo sin sufrir deformaciones.
- En base a los resultados de los análisis anteriores, se seleccionará la caja reductora en base a catálogos, que se necesita para transformar la potencia entregada por el motor.
- Finalmente, se seleccionaran de catálogos todos los elementos electromecánicos para los circuitos de fuerza y control del equipo.
- Se realizará una pequeña estructura donde se instalará la entrada y salida de la madera procesada, además del equipo principal y control eléctrico.

En este trabajo no se contempla:

- Un análisis completo de la forma y geometría de las cuchillas que se utilizaran para desgarrar la madera.

- Un análisis completo de los diferentes tipos de maderas que existen, la máquina se diseñará, teniendo como parámetro de trabajo, generar una presión suficiente en la madera para romperla.
- Un análisis del desgaste producido por los materiales a destruir en contra del acero a utilizar en la maquinaria.

CAPÍTULO III – MARCO TEORICO.

3.1. Antecedentes.

Una trituradora industrial, es una máquina usada para destruir cualquier tipo de material. Estos equipos, existen en diversas variaciones de diseño y muchos tamaños. El proceso de trituración se realiza por la compresión del material entre superficies rígidas o por impacto contra superficies duras, todo ello dentro de un espacio limitado.

3.2. Tipos de equipos de trituración.

Dependiendo de la aplicación, existen trituradoras que se utilizan para destruir rocas en la industria minera, desechos industriales y un sin número de aplicaciones dependido de la necesidad.

Las trituradoras en la industria minera se pueden clasificar en dos grupos, estos son:

a) Trituradoras de aplicación de presión:

- De Mandíbulas.
- Giratorias.
- De cono.
- De cilindros.

b) Trituradoras por choque:

- De martillos.
- Por impacto.

Por otro lado, existen equipos que se utilizan; en el proceso de fabricación de alimentos, destrucción de desechos industriales, destrucción de residuos domésticos, molidoras de carnes, chipeadoras para restos de árboles, equipos trituradores para proteger bombas, todos estos equipos también son trituradoras ya que cumplen el mismo propósito.

3.2.1. Trituradora de mandíbulas.

La trituradora de mandíbula recibe su nombre del movimiento que realiza su placa de trituración, similar a una mandíbula al masticar.

El motor de la trituradora produce un movimiento oscilatorio en la placa de trituración, esta placa va colocada de manera diagonal. El producto a triturar es introducido por la parte superior de la máquina, que tiene una cavidad amplia que se va reduciendo a medida que el producto entra en ella. El movimiento oscilatorio y la presión que la placa de trituración ejerce sobre los productos al hacerlos chocar con la pared interna de la trituradora, es lo que provoca que las piedras se fragmenten y se complete la trituración.

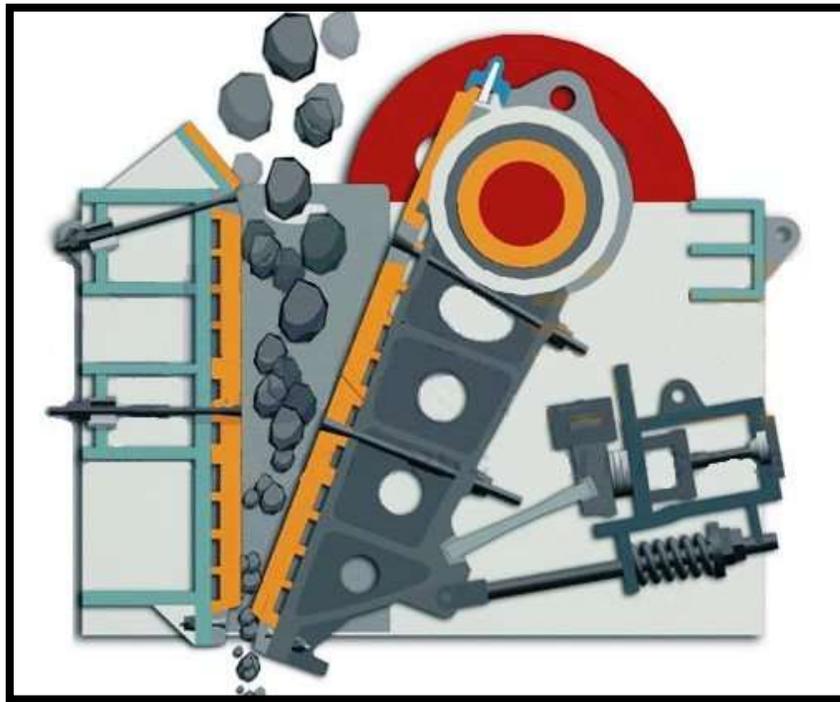


Figura 3.1: Trituradora de Mandíbulas.

Este tipo de equipos son los más utilizados de la producción industrial y mineral, se aplican principalmente a la trituración gruesa y media con materias con una resistencia a la compresión no superior a 320 (MPa). Los materiales a triturar son principalmente: hierro sulfúrico, mineral fosfático, baritina, celestina, carburo cálcico, coque, caliza etcétera.

3.2.2. Trituradora de cono.

Este equipo consiste en dos conos, los dos conos forman la zona de trituración y de alimentación de la máquina.

El primer cono, que va formando el lado exterior de la máquina, es fijo y va montado sobre la estructura de la máquina.

El segundo cono, va formando el lado interior de la máquina y es rotativo, pero su rotación no es sobre su propio eje, sino es excéntrico, lo que permite que el material sea comprimido mediante el cono interior y exterior rompiéndose mediante este efecto.

El cono exterior va adosado a un sistema de resortes y a un sistema hidráulico que permite levantarlo con el fin de poder graduar el tamaño de trituración del material.

En la figura 3.2, se puede observar la disposición de ambos conos, el cono interior es movido mediante un eje de transmisión que lleva una volante en la zona exterior de la máquina.

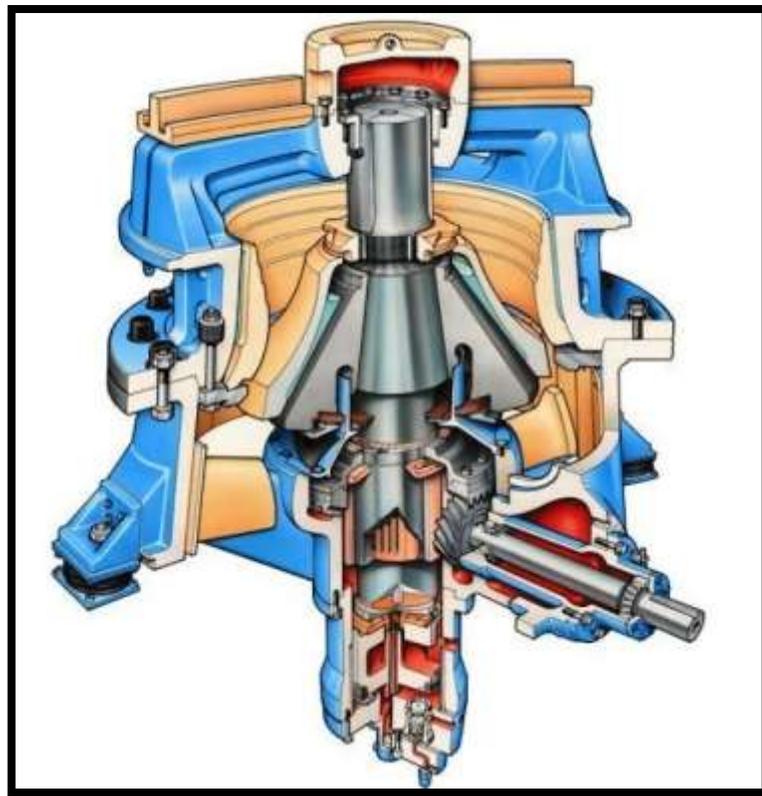


Figura 3.2: trituradora de cono.

3.2.3. Trituradora de rodillos.

La trituración en los equipos de rodillos, se basa en que se consigue situar el material que se ha de tratar entre dos cilindros rotatorios y por la presión que éstos ejercen lo trituran. El tamaño del grano final depende de la distancia de ambos cilindros.

Según el tipo de material que se ha de tratar, la superficie de los cilindros trituradores puede ser lisa, con nervaduras o estar provista de dentado. Según la dureza del material las nervaduras están en la dirección del eje o transversalmente a éste.

Para alcanzar grados de trituración más finos, en algunas máquinas de este tipo se utilizan dos o hasta tres pares de rodillos dispuestos uno encima del otro.

En la figura 3.3, se observa la disposición de los rodillos en la máquina trituradora, generalmente, uno de los rodillos es fijo y el otro es móvil. Al rodillo móvil que se mueve de manera horizontal, se le dota de resortes, para que se mueva en caso de que entre algún material duro que pueda dañar los cilindros.

Existen dos formas de accionar los rodillos, la primera consiste en instalar motores independientes en cada rodillo y la segunda, consiste en colocar un par de engranajes que permitan el giro del rodillo móvil.

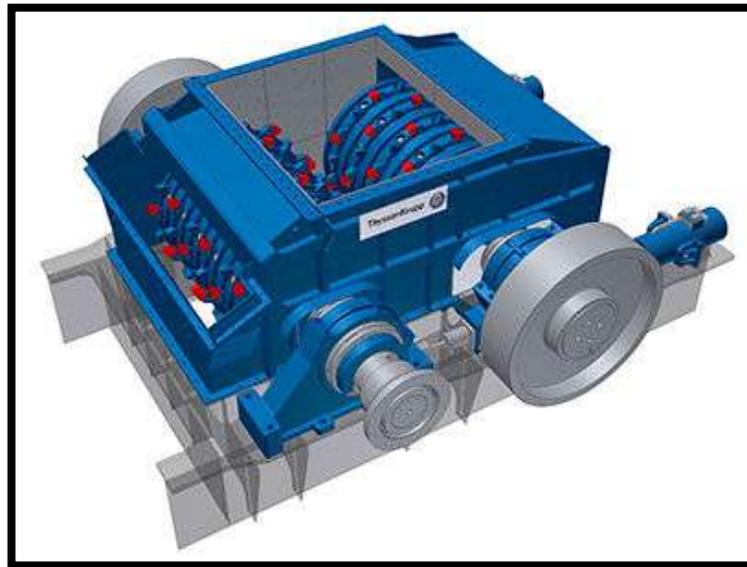


Figura 3.3: Trituradora de rodillos.

3.2.4. Trituradora de impacto.

En la trituración por impacto el material es lanzado a gran velocidad hacia unas placas estacionarias para choque y se estrella contra ellas. La trituración también se realiza por percusión a cargo de los listones del rotor sobre el material, así como por choques recíprocos de trozos de material en trituración. Sin embargo, en la configuración del sistema, el componente predominante del trabajo de trituración es la acción del choque contra las placas. La trituración del material se realiza de acuerdo con los planos de exfoliación del material. Por consiguiente, sólo se puede aplicar la trituración por impacto a materiales pétreos quebradizos de dureza media, puesto que los materiales plásticos no se rompen mediante choques.

En la figura 3.4, se muestra una trituradora por impacto de rotor único, en ella, se muestra el rotor y la disposición de las placas para realizar la trituración.

En la industria existen equipos que poseen un rotor, dos rotores y rotores del tipo compound, estos últimos poseen un rotor de impacto y un rotor de martillo.

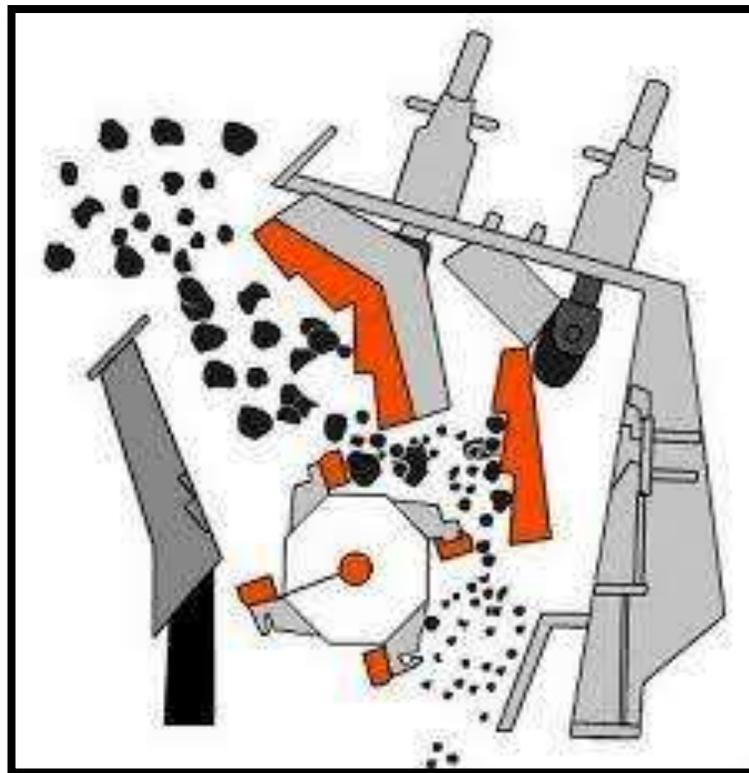


Figura 3.4: trituradora de impacto.

3.2.5. Molino de martillos.

El molino de martillo consta de varios martillos de acero montados sobre un eje que rota dentro de un bastidor. Los martillos son fijos u oscilantes estos golpean el material y reducen su tamaño hasta permitirle pasar a través de una rejilla que se encuentra debajo de la cubierta inferior. Las modificaciones en la velocidad de rotación de los martillos y el tamaño que poseen las rejillas, permiten obtener diferentes grados de molienda.

Las trituradoras de martillo están ampliamente extendidas en la industria del cemento. Se utilizan para triturar calizas duras y de dureza media, e incluso muchas veces para triturar margas.

En la figura 3.5, se muestra un molino de martillo de un rotor de trituración, estos equipos se construyen de uno y de dos ejes. Este triturador trabaja con la fuerza de percusión de los martillos, de acuerdo con la fórmula de energía cinética.

En base a lo anterior, en las trituradoras de martillo es conveniente reducir al mínimo las masas de los martillos y para elevar su fuerza de impacto se eleva su velocidad tanto como sea posible, con esta configuración se logra disminuir el desgaste en los martillos .

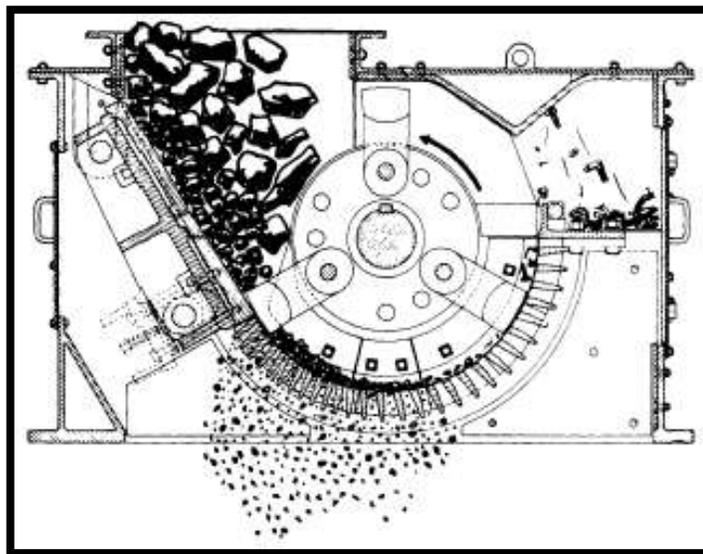


Figura 3.5: molino de martillo.

3.2.6. Trituradora de bolas o barras.

La trituradora de barras está formada por un cuerpo cilíndrico de eje horizontal, en cuyo interior se cuenta con barras dispuestas a lo largo del eje, de longitud aproximadamente similar al cuerpo del cilindro. El accionamiento del cilindro se produce por medio de una corona acoplada a un piñón que se acciona mediante un motor eléctrico.

Las barras se elevan, rodando por las paredes del cilindro hasta una cierta altura, y luego caen efectuando un movimiento que se denomina “de cascada”. La trituración del material que se encuentra en el interior del cuerpo cilíndrico y en contacto con las barras, se produce por frotamiento y por percusión.

El material ingresa por el eje en un extremo del cilindro, y sale por el otro extremo o por el medio del cilindro, según las distintas formas de descarga.

La trituradora de bolas sigue el mismo principio de la trituradora de barras, mediante una bolas que están en el interior del cilindro se tritura el material por el movimiento giratorio del cilindro esto crea el efecto cascada que produce la trituración del material.

La figura 3.6, muestra el principio de funcionamiento de la trituradora de bolas.

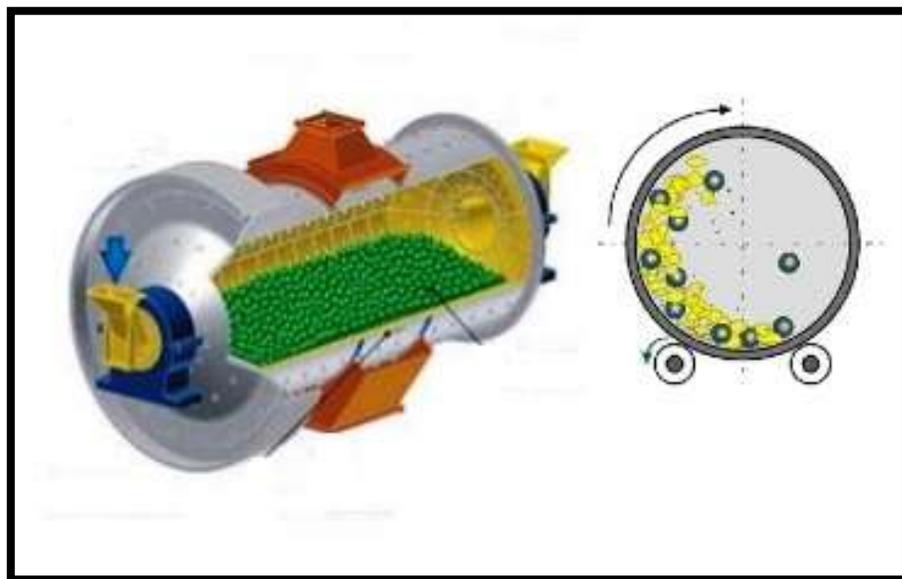


Figura 3.6: trituradora de bolas.

3.2.7. Trituradoras de basura.

Este aparato consiste en dos o cuatro ejes que van montados de forma paralela y unidos mediante un bastidor. Estos ejes giran en sentido opuesto y hacia el centro del aparato, cada eje tiene una serie de cuchillas, las que dependiendo de la aplicación, van en línea u orientadas para aprovechar el torque aplicado. Estas cuchillas penetran en el material desgarrando pequeños trozos de manera constante, permitiendo así la destrucción del material.

También existe en el mercado, máquinas que poseen un solo eje para realizar esta acción, en este caso particular, el material se ve enfrentado a las cuchillas del eje por una parte y el bastidor por la otra.

Las máquinas que poseen esta arquitectura pueden ser utilizadas para la destrucción de aparatos tan grandes como automóviles hasta tan pequeños como latas de refresco, también pueden ser utilizadas en materiales tan frágiles como el vidrio y tan dúctiles como la madera.

La trituradora de basura utiliza cuchillas que van desgarrando progresivamente el material. La trituradora de rodillos utiliza la presión de los rodillos para destruir el material, este parámetro es la gran diferencia entre ambas.

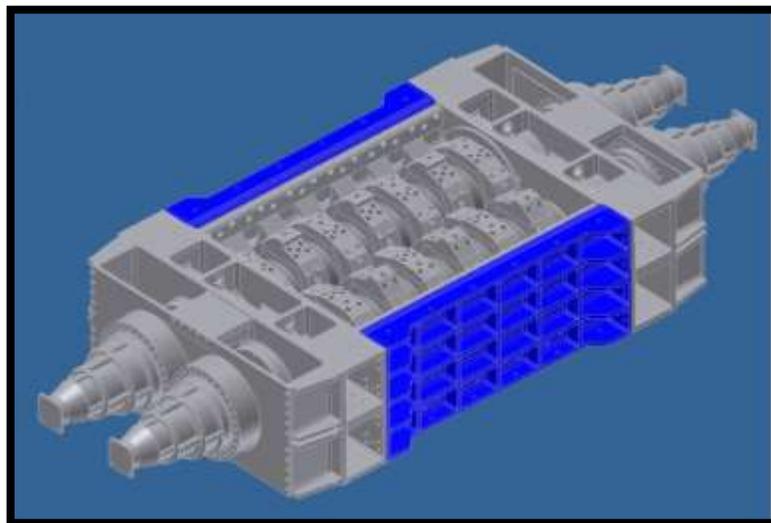


Figura 3.7: trituradora de basura dos ejes.



Figura 3.8: trituradora de basura de un eje.

CAPÍTULO IV – PARAMETROS DE DISEÑO.

4.1. Descripción del modelo de triturador.

El equipo triturador que se va a diseñar es similar al modelo presentado como triturador de basura del capítulo 3.

El equipo tendrá dos ejes montados en un bastidor, estos ejes girarán en sentido opuesto y hacia el centro del aparato. En los ejes van dispuestas las cuchillas responsables de triturar el material. Mediante una caja de transmisión de engranajes se entregará fuerza a los ejes, a su vez esta caja de engranajes, será alimentada mediante un motor eléctrico para la entrega de potencia.

Está contemplado utilizar una bandeja para la carga del material en la zona superior y en la parte inferior un receptor del material triturado.

Todo el sistema será montado en una pequeña estructura que dará soporte a la parte de proceso del equipo, los componentes del sistema eléctrico y de control no formarán parte de la máquina, la unión de estos sistemas se realizará mediante un cable industrial.

La figura 4.1, muestra una similitud a la idea de proyecto que se realizará.



Figura 4.1: equipo triturador.

Para hacer el diseño del equipo triturador se debe identificar las situaciones en las cuales actuará la máquina.

Como primera situación, se sabe que el equipo estará destinado a destruir madera, por lo tanto, se hace necesario identificar las propiedades mecánicas de este material.

Como segunda situación, el equipo estará destinado a destruir la madera dentro de un área delimitada, esto implica predecir el comportamiento que tendrá el material al ser destruido, por ende, se debe definir un área y una tolva que permita recibir el material.

Como tercera situación, al momento que el equipo este triturando, los ejes de la máquina podrían trabarse, por una posible entrada de material hacia todo el sistema de cuchillas, se cree conveniente dotar al equipo de un sistema inversor de marcha que invierta el giro de los ejes cuando ocurra esta situación.

Como cuarta situación, es indispensable instalar sobre la tolva un sistema de seguridad que evite la caída accidental de alguna herramienta o el ingreso de algún miembro del cuerpo humano.

4.2. Propiedades de la madera.

La madera es un material que está compuesto por fibras de celulosa unida con lignina, este material es anisotrópico, lo que significa que tiene distinta elasticidad según la dirección de su deformación.

Las propiedades físicas de la madera varían de acuerdo con la especie de árbol que se estudie. Por otro lado, la humedad juega un papel importante en la madera, ya que dependiendo de aquel parámetro varían las propiedades físicas.

Para este trabajo, es necesario conocer las propiedades mecánicas de la madera, la tabla 4.1, presenta las propiedades mecánicas de algunos de los arboles más utilizados en Chile para la obtención de madera, todos estos datos están considerados a una humedad seca al aire de 12 % a 15 %, el cual corresponde a la mayoría de las maderas en servicio.

De la tabla 4.1, se puede conocer la densidad versus la dureza, en general a mayor densidad del árbol mayor dureza tendrá el mismo.

Tabla 4.1: propiedades mecánicas de algunas maderas.

Nombre	Unidad	Eucaliptus Glubulus	Pino Oregón	Roble
Densidad seca al aire	g/cm ³	0,73	0,51	0,73
Resistencia a la compresión paralela	N/mm ²	66	43	52
Resistencia a la flexión	N/mm ²	107	65	118
Módulo de elasticidad	N/mm ²	14.000	10.250	9.192
Resistencia al impacto	kJ/m ²	104	60	166
Cizallamiento	N/mm ²	12	10,4	14
Dureza Janka	kN	19	4,1	16
Dureza Brinell	kp/mm ²	6,63	2,03	5,7

4.3. Análisis de penetración.

Como primera condición, se requiere determinar la fuerza mínima necesaria para poder penetrar con un filo la madera, para tener una idea de la magnitud de esta fuerza, se hace necesario conocer la dureza de la madera.

Con la fórmula del ensayo de dureza Brinell se determinará la fuerza, en esta fórmula se relaciona la fuerza con la dureza, la fórmula se presenta a continuación:

$$HB = \frac{2 * F}{\pi * \emptyset^2} \left(\frac{1}{1 - \sqrt{1 - \frac{z^2}{\emptyset^2}}} \right) \quad \text{Ecuación 4.1}$$

Donde, cada parámetro señala lo siguiente:

- HB: dureza Brinell. (kp/mm²)
- F: fuerza aplicada en el ensayo. (kp)

- \emptyset : diámetro de la bola, se utiliza una bola de 10 (mm) de diámetro.
- z: diámetro de la huella que provoca la fuerza aplicada. (mm)

Para realizar este ensayo en el caso particular de la madera, se requieren ciertas condiciones que están relacionadas con la densidad, la tabla 4.2, presenta las condiciones de carga que se aplican dependiendo de la densidad de la madera.

Tabla 4.2: condiciones del ensayo de dureza según densidad.

Densidad (g/cm ³)	Carga del ensayo (kp)
$D_{en} < 0,3$	10
$0,3 < D_{en} < 0,7$	50
$D_{en} > 0,7$	100

Por otro lado, la tabla 4.1, presenta algunas durezas de maderas existentes, pero no sirve para realizar cálculos ya que existen en la naturaleza muchas especies de árboles, la tabla 4.3, extraída de la norma UNE- 56.534, clasifica a todas las clases de maderas existentes, esta se presenta a continuación.

Tabla 4.3: escala de dureza de la madera.

Clasificación	Dureza Brinell (kp/mm ²)	Dureza Janka (kp/mm ²)
Muy blanda	<1	150
Blanda	1 – 2	150 – 350
Semidura	2 – 4	350 – 650
Dura	4 – 8	650 – 900
Muy dura	> 8	> 900

De la tabla 4.3, se recoge que valores superiores a 8 (kp/mm²) corresponden a maderas muy duras, por otro lado, la tabla 4.2 muestra que para densidades superiores a 0,7 (g/cm³), se utilizan 100 (kp) para realizar los ensayos.

Se realizará una simulación utilizando una dureza de 10 (kp/mm²) para asegurar la penetración de la cuchilla en la madera y se utilizará 100 (kp) como parámetro de fuerza, la tabla 4.4, presenta los valores para la simulación del ensayo Brinell.

Tabla 4.4: parámetros para la simulación de ensayo de dureza.

Parámetro	Valor	Unidad
Dureza	10	kp/mm ²
Fuerza	100	kp
Diámetro (Ø)	10	mm

Reorganizando la fórmula, se puede conocer el valor que produce aplicar una carga de 100 (kp) sobre la madera, este valor provoca una huella de diámetro $z = 3,511$ (mm) con este diámetro, se puede conocer el área que permita la penetración en la madera. Si se tiene considerado utilizar cuchillas de largo $L = 10$ (mm), solo falta conocer el ancho del filo de la cuchilla, para obtener este valor, se utilizará el área que entrega la huella del ensayo Brinell. La tabla 4.5 presenta esta situación.

Tabla 4.5: cálculo de áreas.

Cálculos	Valor 1 (mm)	Valor 2 (mm)	Fórmula	Área (mm ²)
Dureza Brinell	$z = 3,511$	$r = 1,7555$	$A = \pi r^2$	9,6211
Cuchilla	$L=10$	$S= 0,96 \sim 1$	$A = L * S$	9,6211

En la tabla 4.5, el valor de "S", corresponde al ancho que debe tener la cuchilla para lograr el mismo efecto de penetración que se logra aplicando una carga de 100 (kp), con una bola de 10 (mm), como se realiza en el ensayo de dureza Brinell.

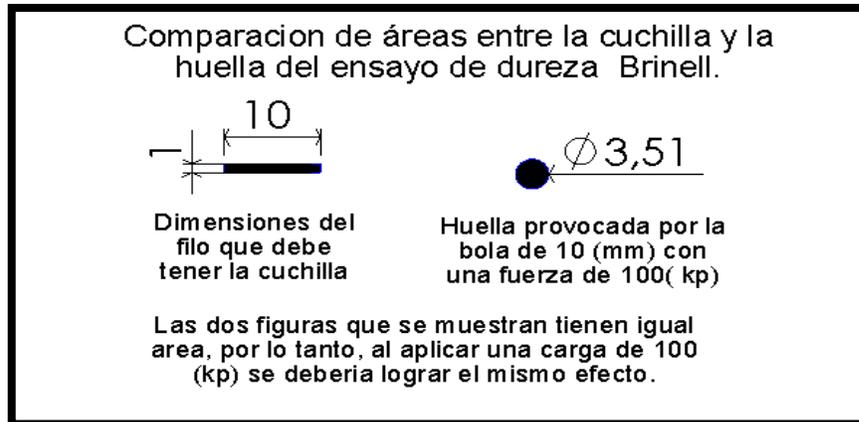


Figura 4.2: comparación del filo de la cuchilla y dureza Brinell.

4.4. Parámetro para el diseño de cuchillas.

Del análisis anterior se puede rescatar que con una fuerza de 100 (kp), es posible penetrar en la madera un filo de alguna cuchilla de largo $L = 10$ (mm), pero esta fuerza no permitirá desgarrar el material. Para solucionar esta situación, se requiere aumentar la fuerza en el filo de la cuchilla, pero se desconoce la fuerza óptima para lograr este objetivo.

Como se desconoce la fuerza necesaria, se cree conveniente aumentar la fuerza a cinco veces este valor, por lo tanto, se aumentará con un coeficiente de mayoración de $N_m=5$, con este valor la fuerza que tendrá la cuchilla al cortar será de 500 (kp).

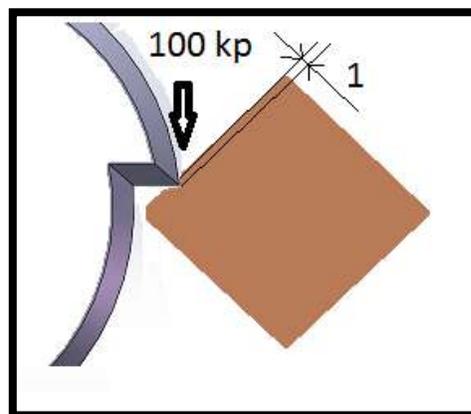


Figura 4.3: penetración de la cuchilla en la madera.

En la figura 4.3, se muestra el efecto que tendría aplicar una fuerza de 100 (kp) sobre la madera, la capacidad de penetración que se lograría sería de 1 (mm), si se utilizan 500 (kp) de fuerza, la presión a la que estaría sometido el filo de la cuchilla sería de 50 (kp/mm²).

Cada eje tendrá once cuchillas dispuestas de forma lineal, la máquina se diseñará para que trabajen seis filos de cuchillas de forma simultánea, esto se logra instalando tres filos en cada cuchilla como se muestra en la figura 4.4.

La tabla 4.6, presenta las condiciones que debería tener la cuchilla para trabajar en la máquina y la figura 4.5, muestra el número de dientes que trabajara simultáneamente en un eje completo.

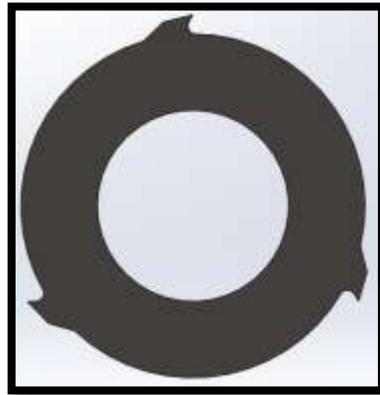


Figura 4.4: cuchilla con tres filos.

Tabla 4.6: parámetros para el diseño de cuchillas.

Parámetro	Sigla	Valor	Unidad
Diámetro de la cuchilla	γ	100	mm
Número de dientes	-	3	-
Espesor del disco	-	10	mm
Ancho del filo	-	1	mm
Carga de trabajo	F_{co}	500	kp
Momento de empuje	M_c	25	kpm
Acero (recomendado)	-	AISI-D2	-

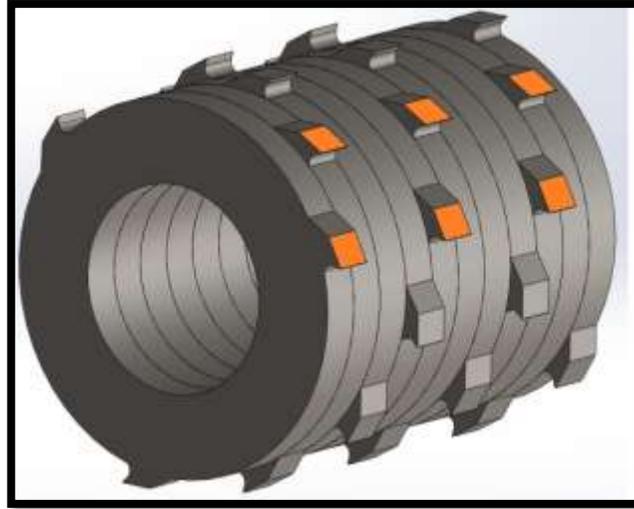


Figura 4.5: cuchillas que trabajan simultáneamente.

4.5. Área de trabajo de la máquina.

La zona de trabajo de la máquina será de un largo de 25,4 (cm) y un ancho 16 (cm), lo que logrará un área de trabajo de 406,4 (cm²), en esta área trabajarán veintidós cuchillas simultáneamente, divididas en dos ejes, que tendrán once cuchillas cada uno. Como la carga de trabajo nunca será completa y además se prevé que esa área nunca estará completamente carga de material, para efectos de cálculo, se utilizará la mitad de la zona de trabajo completa de la máquina. En esta zona estarán trabajando:

- Seis cuchillas del eje conducido, trabajando simultáneamente.
- Seis cuchillas del eje conductor, trabajando simultáneamente.

Con todo lo anterior, el momento de trabajo en cada eje será de $M_c = 25 \text{ (kpm)} \times 6 \text{ cuchillas} = 150 \text{ (kpm)}$ en cada eje. La figura 4.6, presenta la zona de carga considerada para realizar el cálculo de trabajo de la máquina.

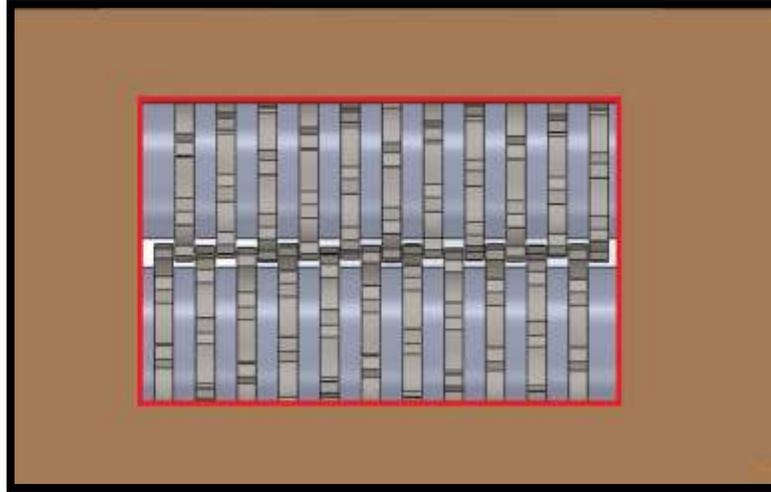


Figura 4.6: zona de trabajo para estimaciones posteriores.

Este equipo está pensado para destruir restos de madera proveniente de aserraderos, construcciones, restos de pallet, ramas y en general cualquier trozo de madera de tamaño pequeño. Los trozos de maderos a destruir, deberán tener un largo máximo de 1 metro y una sección transversal como máximo de 100 x 100 (mm), para que puedan entrar sin dificultad a la zona de cuchillas.

CAPÍTULO V – DISEÑO DEL EQUIPO.

5.1. Análisis de fuerzas presentes en el sistema ideado.

En el capítulo 4, se indicaron una serie de valores que es necesario volver a mencionar para comenzar el análisis de fuerzas que actuaran en la máquina, la tabla 5.1, presenta los valores más relevantes. Esta tabla, muestra los mismos valores en distintas unidades para que se tenga presente de donde provienen.

Tabla 5.1: valores para el análisis de fuerzas.

Designación	Sigla	Valor	Unidad	Valor	Unidad
Carga de trabajo de 1 cuchilla	F_{co}	500	kp	4.905	N
Momento de empuje 1 cuchilla	M_c	25	kp*m	245,25	Nm
Momento de empuje por eje	M_t	150	kp*m	1.471,5	Nm

Con los valores mencionados anteriormente, se pueden realizar todos los análisis que se necesitan para la correcta configuración de todas las piezas que componen el equipo.

Los engranajes serán diseñados con un ángulo de presión de 20° según normas AGMA y la fuerza de la cuchilla entrará verticalmente como se presenta en la figura 5.1.

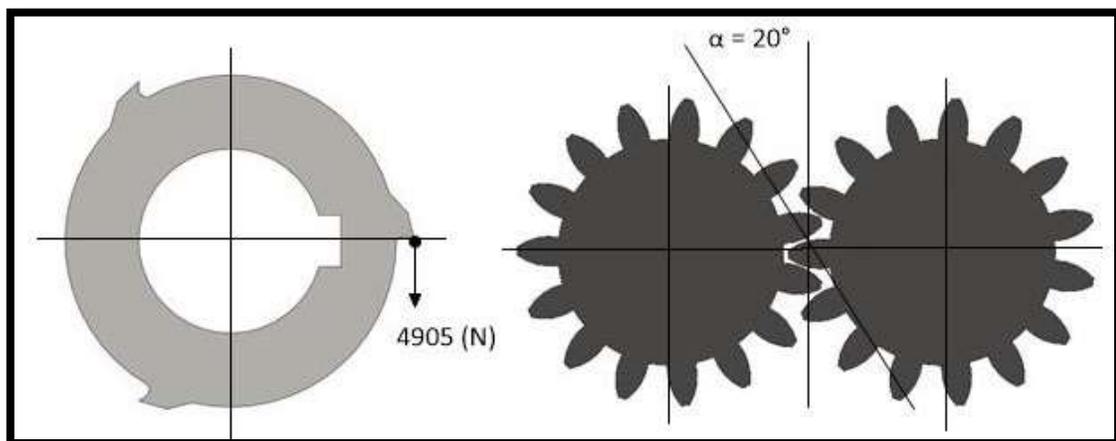


Figura 5.1: fuerza de la cuchilla y ángulo de presión de los engranajes.

Para determinar las fuerzas que se ejercen en los engranajes y en la cuchilla, se presenta la figura 5.2, en ella se exhibe el desglose del comportamiento que ocurrirá en cada caso.

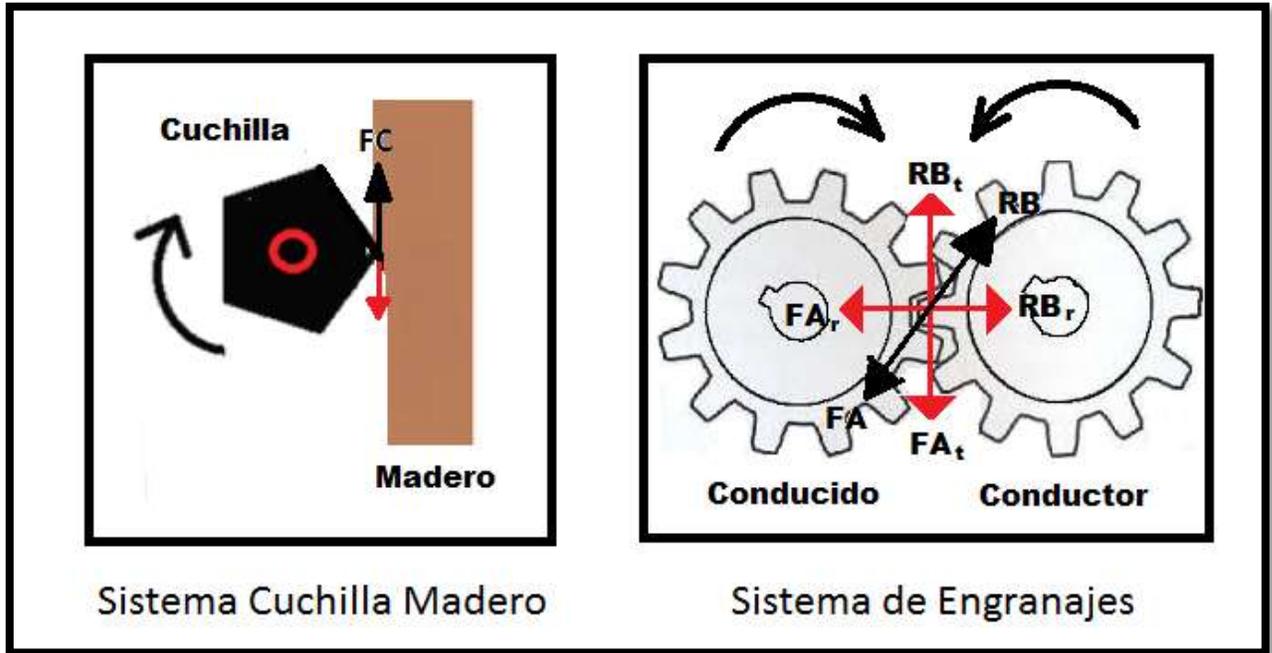


Figura 5.2: fuerzas presentes en cuchillas y engranajes.

La tabla 5.2, muestra todos los parámetros para el cálculo de fuerzas y reacciones que ocurren en cada suceso.

Tabla 5.2: fuerzas y reacciones en cada elemento.

Parámetros	Unidad	Fórmula	Engranaje conductor	Engranaje conducido
Ángulo	grado	α	20°	20°
Radio	m	$r_e = D_p/2$	0,045	0,045
Momento	Nm	M_t	1.471	1.471
Fuerza tangente	kN	$F_{et} = M_t/r_e$	32,7	32,7
Fuerza radial	kN	$F_{er} = F_{et} * \tan(\alpha)$	11,90	11,90
Fuerza total	kN	$F_e = \sqrt{F_{er}^2 + F_{et}^2}$	34,79	34,79

5.2. Diseño del eje conducido.

La figura 5.3, presenta el eje conducido (eje B), en ella se puede observar la gran mayoría de las piezas que componen el eje, se muestra la configuración general.

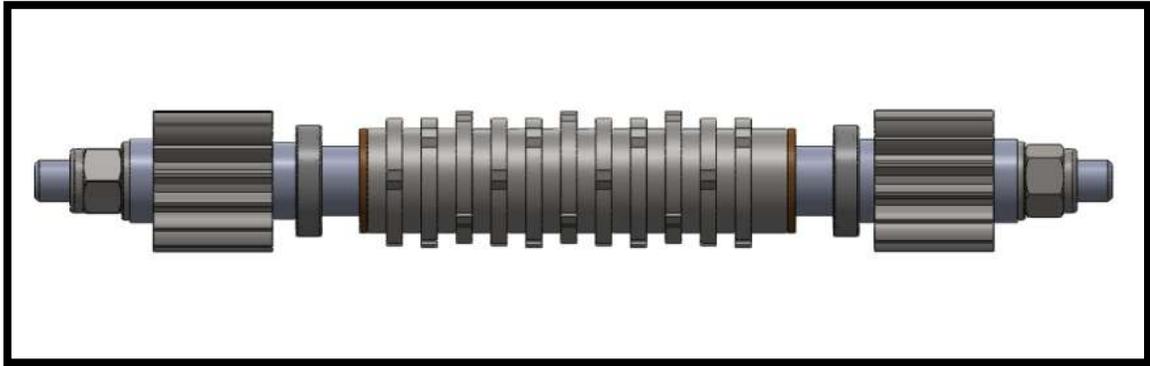


Figura 5.3: eje conducido y sus componentes.

La tabla 5.3, exhibe las fuerzas que se consideraran para el análisis del eje como una viga simple en el plano coordenado Y-Z.

Tabla 5.3: lugar de las fuerzas para el análisis del eje.

Lugar	Sigla	Distancia (m)	Fuerza (N)
Engranaje	FE	0,110	-16.350
Rodamiento	R1	0,168	R_1
1 cuchilla	FC	0,255	4.905
2 cuchilla	FC	0,277	4.905
3 cuchilla	FC	0,343	4.905
4 cuchilla	FC	0,365	4.905
5 cuchilla	FC	0,431	4.905
6 cuchilla	FC	0,453	4.905
Rodamiento	R2	0,512	R_2
Engranaje	FE	0,570	-16.350

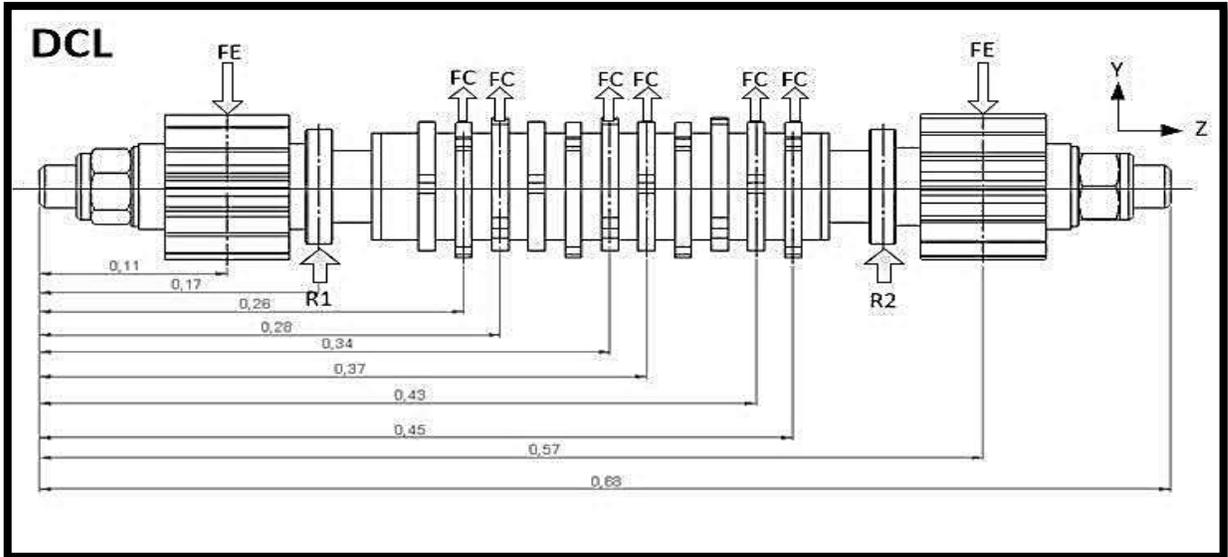


Figura 5.4: Diagrama de cuerpo libre eje conducido, (Plano Y-Z).

La figura 5.4, presenta el diagrama de cuerpo libre del eje, en ella se pueden apreciar las distancias y la dirección de cada una de las fuerzas que intervienen en análisis, este análisis no considera los pesos individuales de cada uno de los componentes, ya que la magnitud de estas fuerzas es despreciable en comparación con las fuerzas de trabajo de la máquina.

La tabla 5.4, muestra los resultados de aplicar las ecuaciones de equilibrio estático al eje.

Tabla 5.4: reacciones, fuerza cortante máxima y momento flector. (Plano Y-Z)

Elemento	Lugar del eje (m)	Valor	Unidad
Reacción R_1	0,168	2832,73	N
Reacción R_2	0,512	437,26	N
Momento máximo	0,343	-2.558,45	Nm
Cortante máximo	0,110	16.350	N

El gráfico 5.1, exhibe el diagrama de fuerza cortante de todo el eje y el gráfico 5.2, presenta el diagrama de momentos.

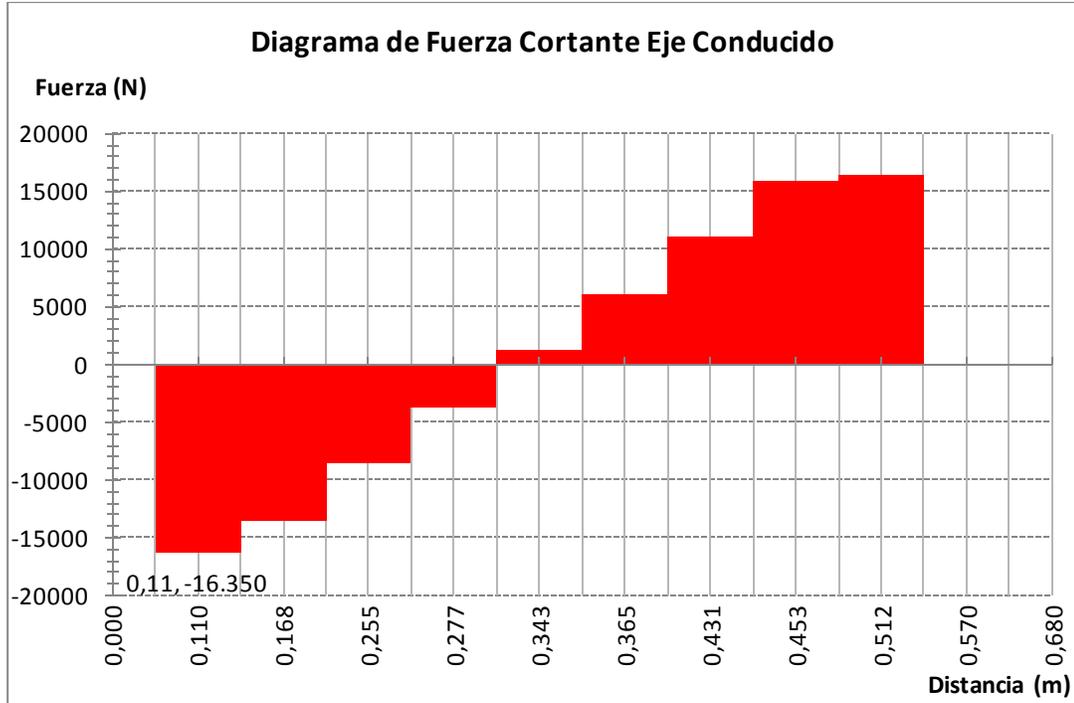


Grafico 5.1: diagrama de fuerza cortante. (Plano Y-Z)

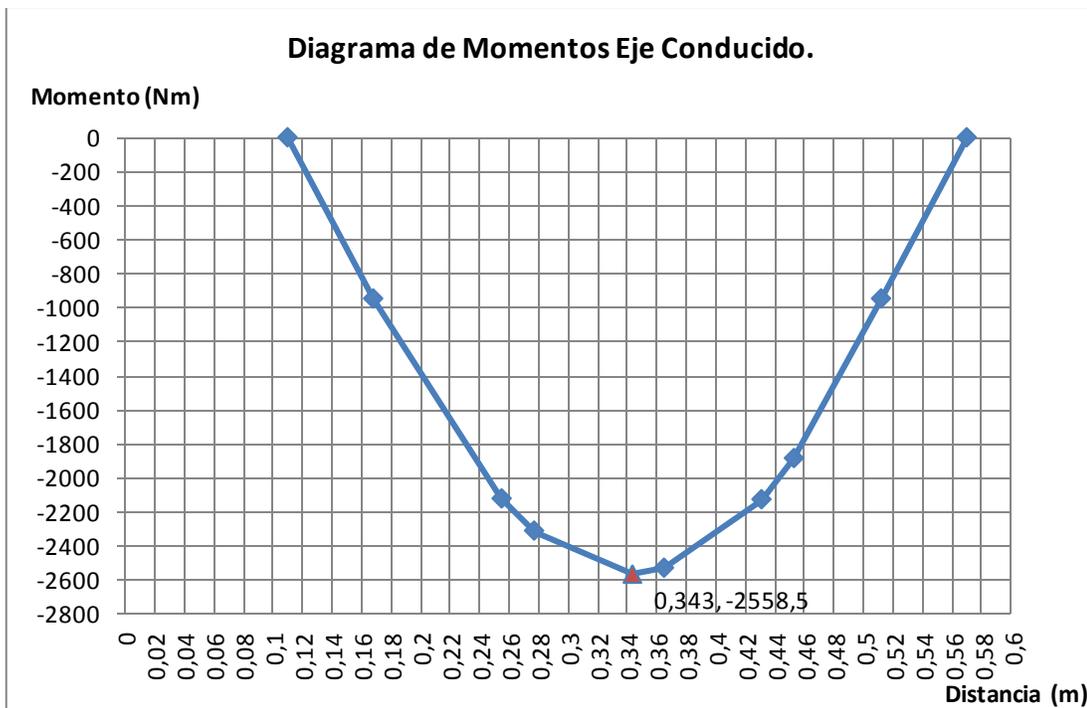


Grafico 5.2: diagrama de momento flector. (Plano Y-Z)

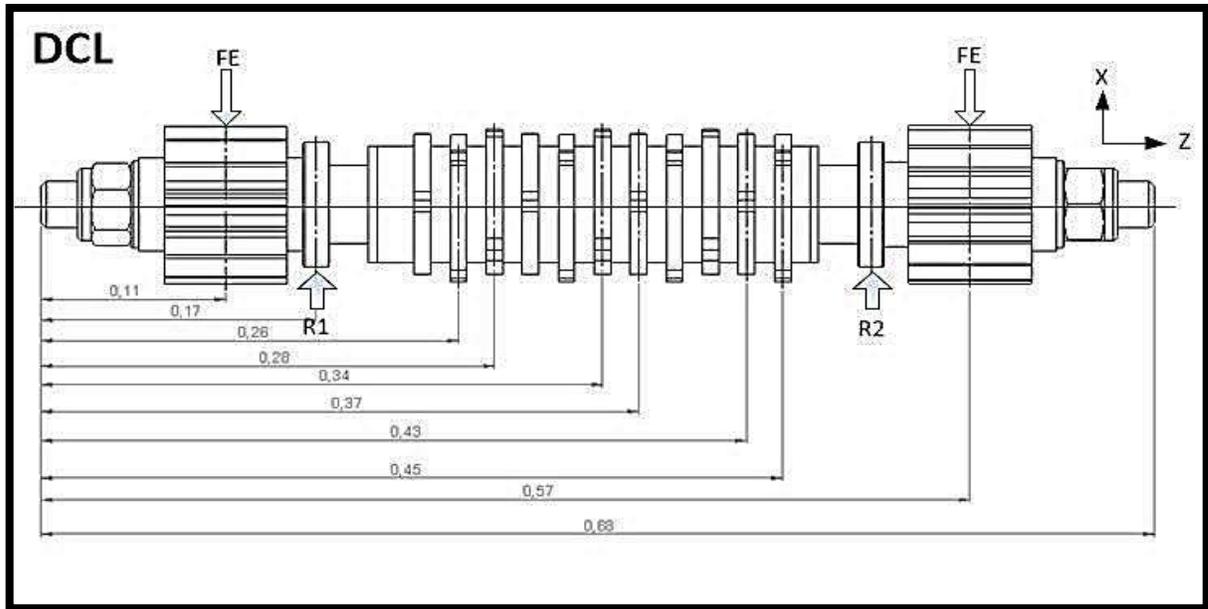


Figura 5.5: diagrama de cuerpo libre eje conducido. (Plano X-Z)

La figura 5.5, muestra el diagrama de cuerpo libre del eje conducido en plano coordenado X-Z, en este caso la fuerza "FE" es la fuerza radial del engranaje que corresponde a 11,9 (kN), como se están utilizando dos engranajes, la fuerza de giro hacia las cuchillas será dividida en partes iguales de 5,95 (kN)

La tabla 5.5, exhibe los resultados obtenidos del eje al analizarlos en el plano coordenado X-Z.

Tabla 5.5: reacciones, cortante máximo y momento flector. (Plano X-Z)

Elemento	Lugar del eje (m)	Valor	Unidad
Reacción R1	0,168	5.950	N
Reacción R2	0,512	5.950	N
Momento máximo	0,168	-345,1	Nm
Cortante máximo	0,110	-5.950	N

Finalmente, los gráficos 5.3 y 5.4, muestran el diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje en el plano coordenado X-Z.

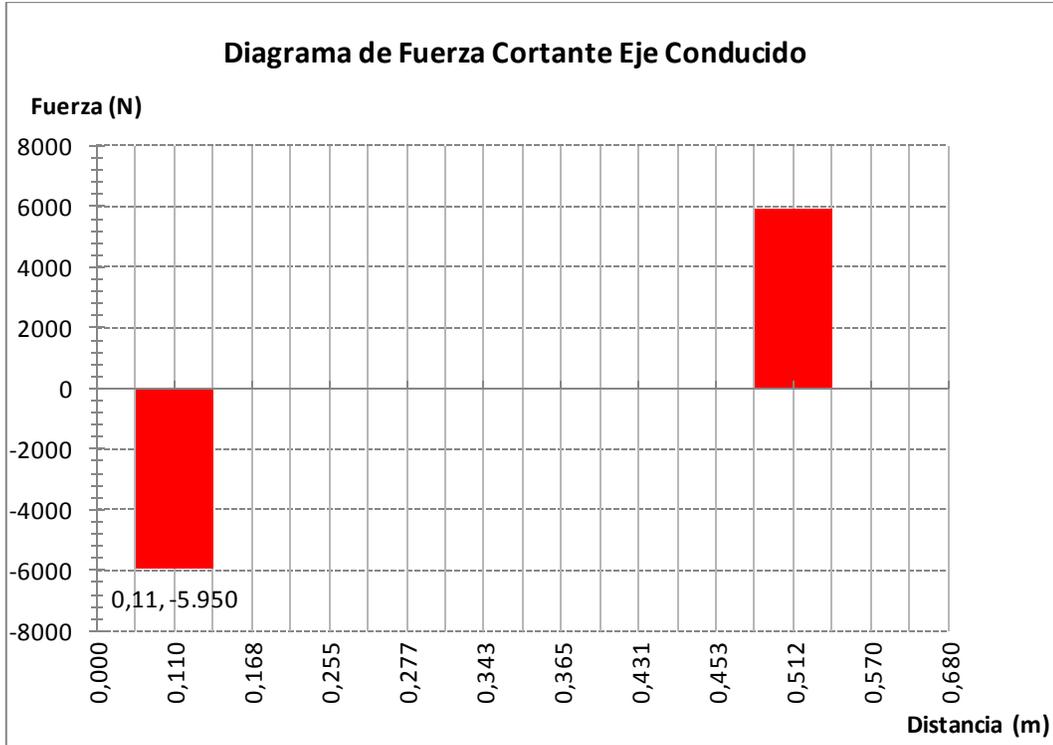


Grafico 5.3: diagrama de fuerza cortante. (Plano X-Z)

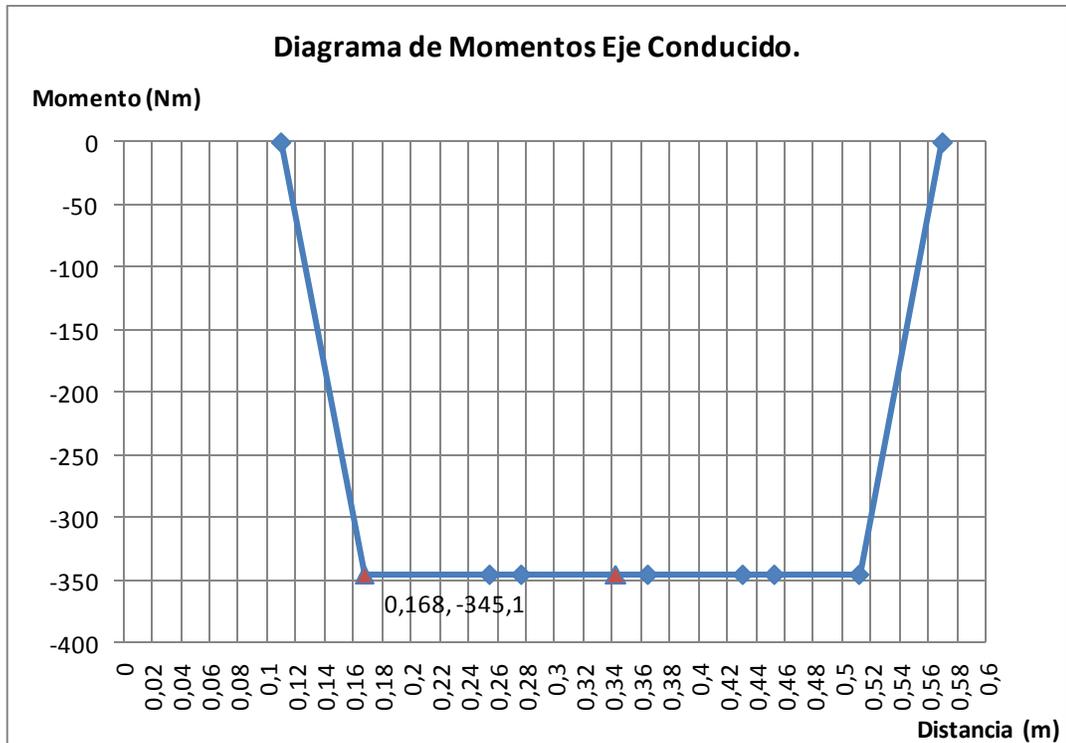


Grafico 5.4: diagrama de momento flector. (Plano X-Z)

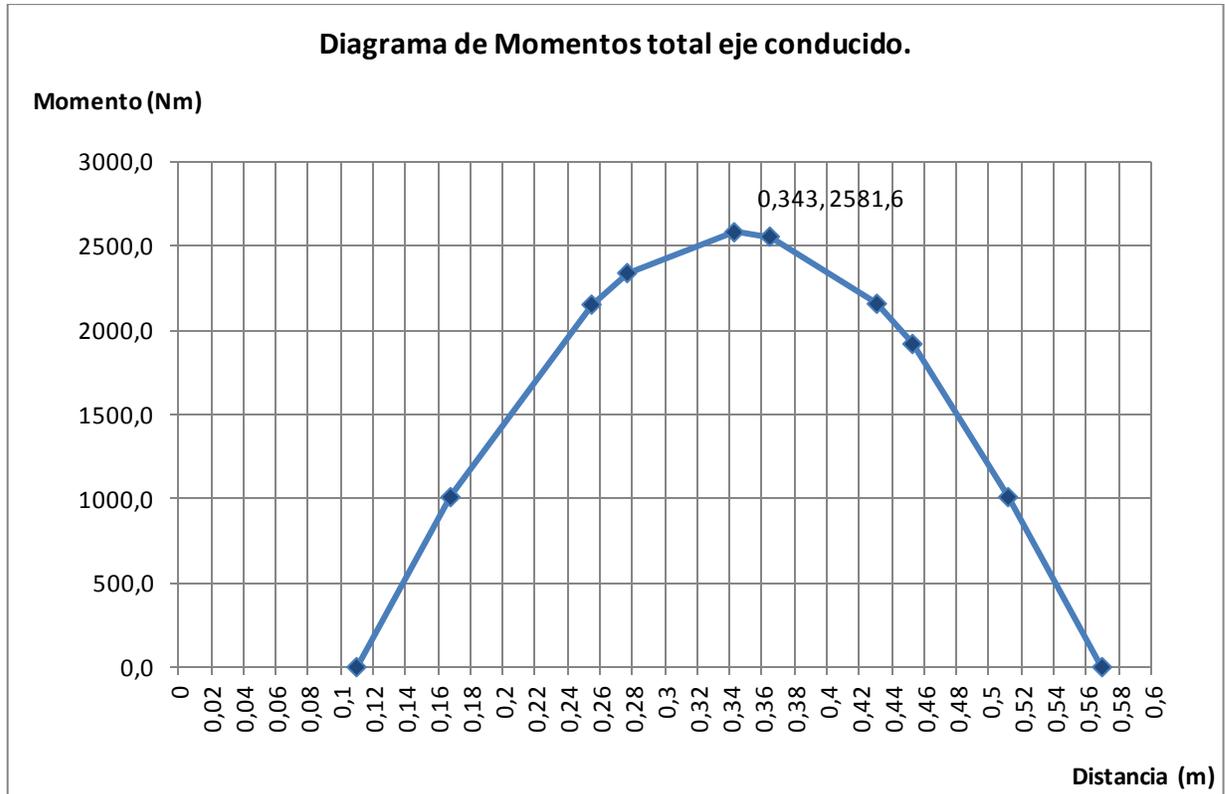


Grafico 5.5: diagrama de momento flector combinado.

El grafico 5.5, muestra el diagrama de momento flector combinado del eje conducido. El punto de máximo momento ocurre en la longitud $L_a = 0,343$ (m) y tiene un momento máximo de $M_b = 2.581,6$ (Nm), este valor ocurre en una zona donde existen cuchillas. La tabla 5.6, presenta los parámetros que se necesitan para el cálculo del diámetro mínimo que debe tener el eje conducido y las reacciones donde se soportará el eje. Con la ecuación 5.1, se determinará el diámetro mínimo aceptable para que el eje cumpla su función y no sufra algún desperfecto.

$$d_{min}^3 = \frac{16}{\pi * S_s} * \sqrt[3]{(K_b * M_b)^2 + (K_t * M_t)^2} \quad \text{Ecuación 5.1.}$$

Según el código ASME, el esfuerzo permisible para ejes de acero, corresponde a 30%, de la resistencia a la fluencia sin sobrepasar el 18% del esfuerzo último en tracción, para ejes sin cuñero, estos valores deben reducirse en 25% si existen cuñeros.

Tabla 5.6: valores obtenidos de la combinación de diagramas.

Elemento	Lugar del eje (m)	Valor	Unidad
Reacción R ₁	0,168	6.589,9	N
Reacción R ₂	0,512	5.966,0	N
Momento máximo	0,343	2.581,6	Nm

La tabla 5.8, presenta los parámetros para resolver la ecuación 5.1, se analizaron varias clases de acero para diseñar el eje. La tabla 5.7, muestra las características técnicas de los aceros seleccionados. Cabe destacar que el eje posee cuñeros, por lo tanto, el valor el límite de fluencia debe ser reducido en un 25%.

Tabla 5.7: distintas clases de acero para dimensionar el eje.

Tipo de Acero	Resistencia a la fluencia (S _y) (MPa)	30 % del valor original	Reducción en un 25%
AISI-1020	390	117	87,75
AISI-1045	530	159	119,25
AISI-4340	1.080	324	243

Tabla 5.8: cálculo del diámetro mínimo del eje conducido.

Parámetro	símbolo	Valor	Unidad
Momento flector máximo	M _b	2.581,6	Nm
Momento de torsión máximo	M _t	1.471,5	Nm
Factor de choque y fatiga del momento flector	K _b	2	-
Factor de choque y fatiga del momento de torsión	K _t	1,5	-
Esfuerzo permisible (S _s = S _y * 0,3 * 0,75)	S _s	243	MPa
Diámetro mínimo del eje	d _{min}	49	mm
Diámetro seleccionado	D _s	50	mm

5.3. Diseño del eje conductor.

La figura 5.6, muestra los componentes del eje conductor, este eje exhibe cambios respecto del eje conducido, la principal diferencia entre los dos ejes es que el eje conductor deberá transmitir la fuerza a sus cuchillas y la fuerza a los engranajes del eje conducido.

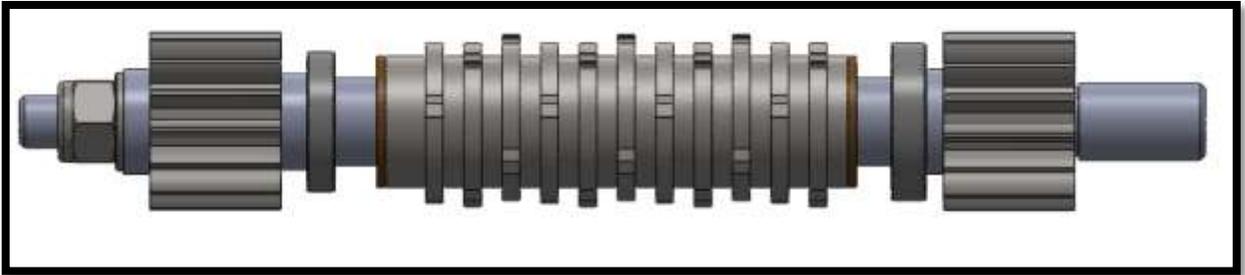


Figura 5.6: eje conductor y sus componentes.

La tabla 5.9, presenta las fuerzas que se consideran para el análisis del eje como una viga simple en el plano coordenado Y-Z.

Tabla 5.9: lugar de las fuerzas para el análisis del eje conductor.

Lugar	Sigla	Distancia (m)	Fuerza (N)
Engranaje	FE	0,11	16.350
Rodamiento	R1	0,17	R_1
1 cuchilla	FC	0,26	4.905
2 cuchilla	FC	0,28	4.905
3 cuchilla	FC	0,35	4.905
4 cuchilla	FC	0,37	4.905
5 cuchilla	FC	0,44	4.905
6 cuchilla	FC	0,46	4.905
Rodamiento	R2	0,51	R_2
Engranaje	FE	0,57	16.350

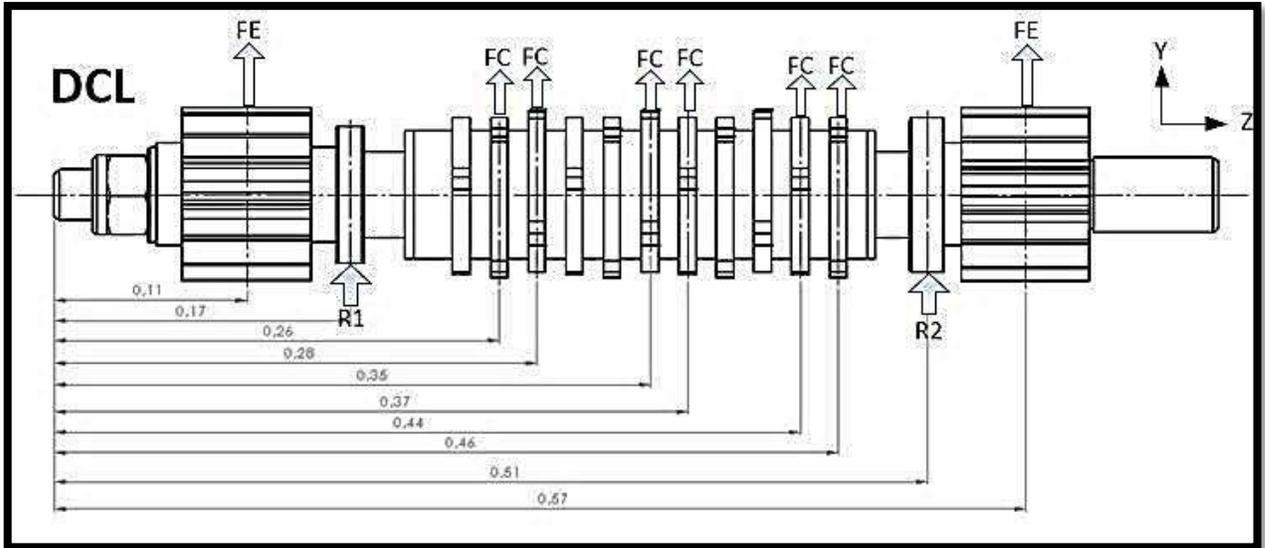


Figura 5.7: diagrama de cuerpo libre eje conductor. (Plano Y-Z)

La figura 5.7, expone las fuerzas presentes en el eje conductor, cabe destacar que este eje deberá:

1. Transmitir la fuerza a las cuchillas.
2. Transmitir la fuerza al eje conducido mediante el sistema de engranajes.
3. Unirse mediante un acople a la caja de transmisión.

La tabla 5.10, muestra las reacciones obtenidas en los rodamientos, el momento flector máximo y la fuerza cortante máxima.

Tabla 5.10: reacciones, momento flector y fuerza cortante máxima. (Plano Y-Z)

Elemento	Lugar del eje (m)	Valor	Unidad
Reacción R_1	0,17	-29.333,82	N
Reacción R_2	0,51	-32.796,17	N
Momento máximo	0,51	1.164.5	Nm
Cortante máximo	0,46	16.446.18	N

Los gráficos 5.6 y 5.7, muestran el comportamiento que ocurre en el eje conductor debido a las fuerzas presentes en el análisis.

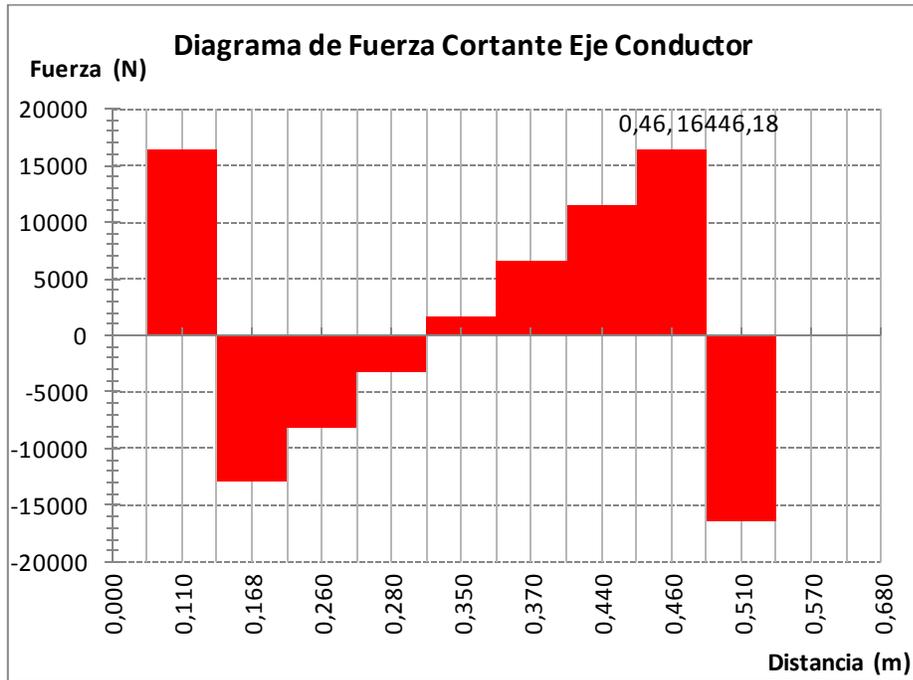


Grafico 5.6: diagrama de fuerza cortante del eje conductor. (Plano Y-Z)

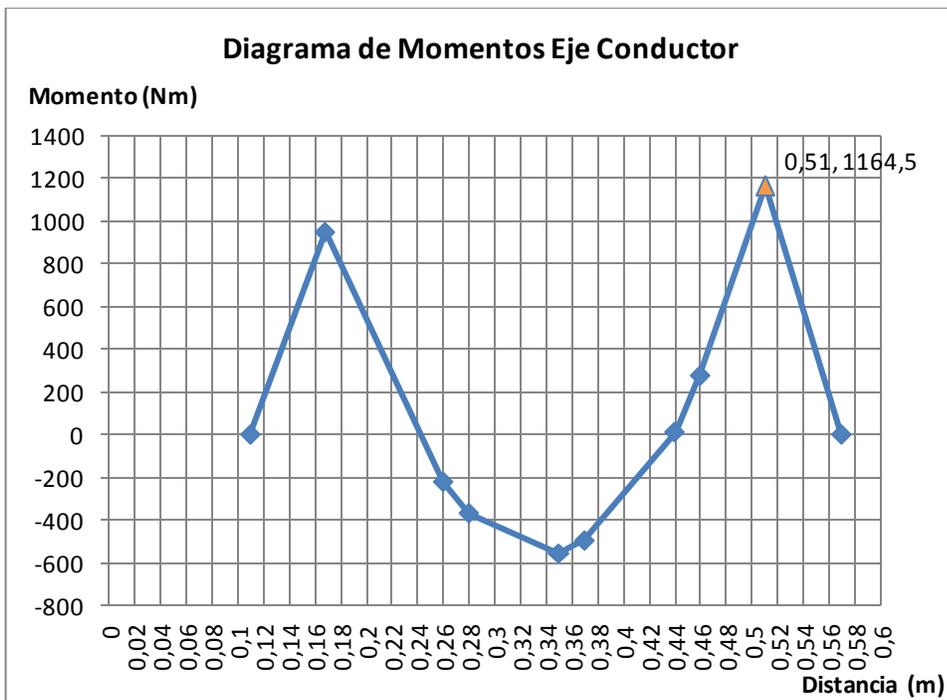


Grafico 5.7: diagrama momento flector del eje conductor. (Plano Y-Z)

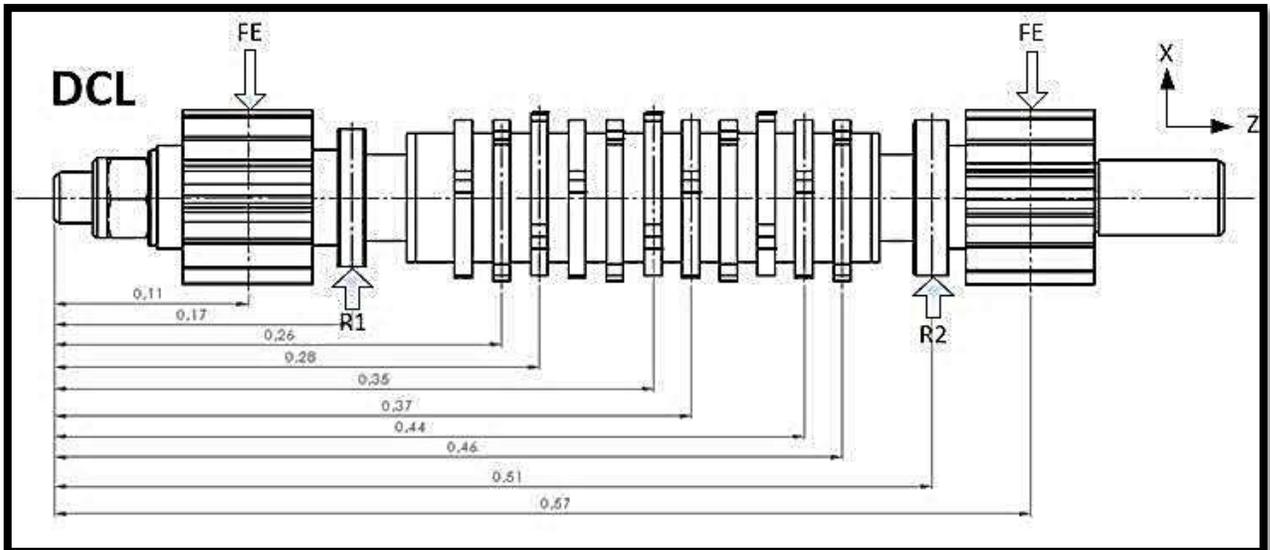


Figura 5.8: diagrama de cuerpo libre eje conductor. (Plano X-Z)

La figura 5.8, muestra el diagrama de cuerpo libre del eje conductor en el plano coordenado X-Z, las únicas fuerzas de relevancia para el análisis son las fuerzas tangenciales creadas por los engranajes.

Tabla 5.11: reacciones en los apoyos, momento flector y fuerza cortante. (Plano X-Z)

Elemento	Lugar del eje (m)	Valor	Unidad
Reacción R_1	0.168	5.950	N
Reacción R_2	0.512	5.950	N
Momento máximo	0.168	345	Nm
Cortante máximo	0.110	5.950	N

El gráfico 5.8, muestra el comportamiento de la fuerza cortante en el plano coordenado X-Z. El gráfico 5.9, presenta el diagrama de momentos flectores y el gráfico 5.10, presenta el diagrama de momentos del eje conductor combinado.

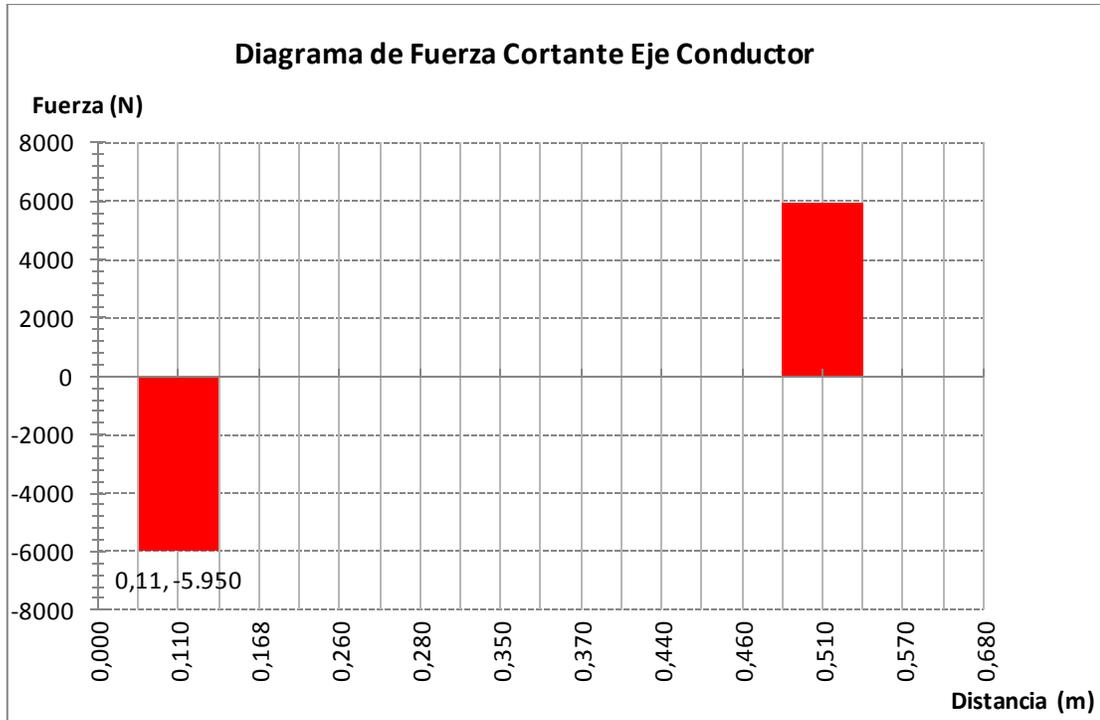


Grafico 5.8: diagrama del eje conductor. (Plano X-Z)

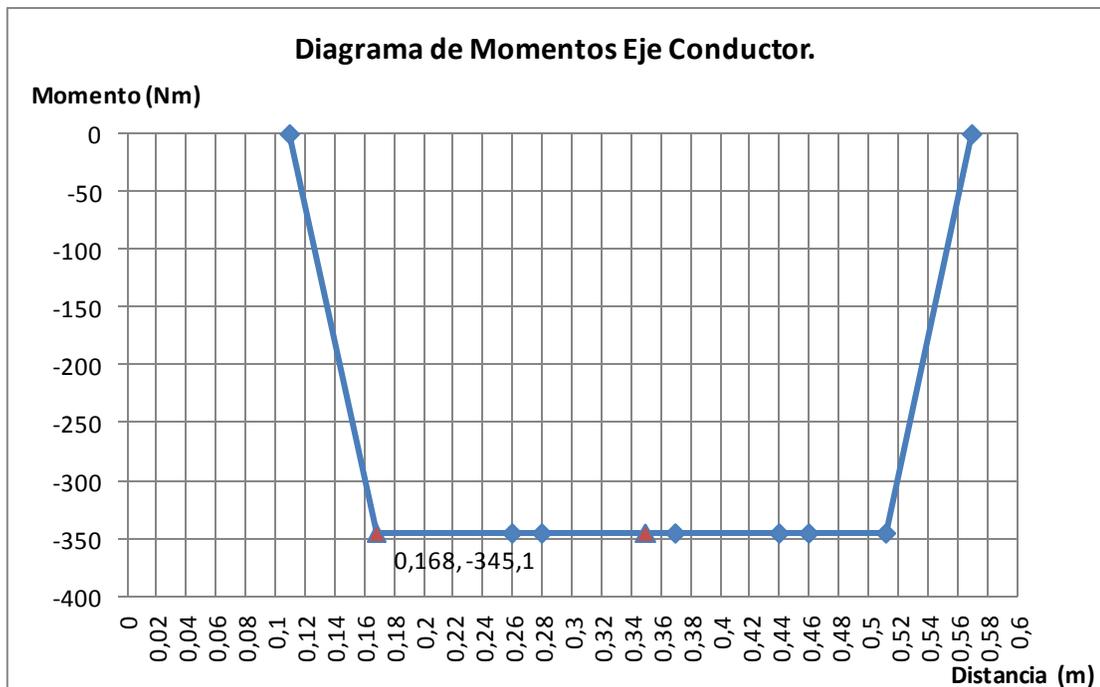


Grafico 5.9: diagrama momento flector del eje conductor. (Plano X-Z)

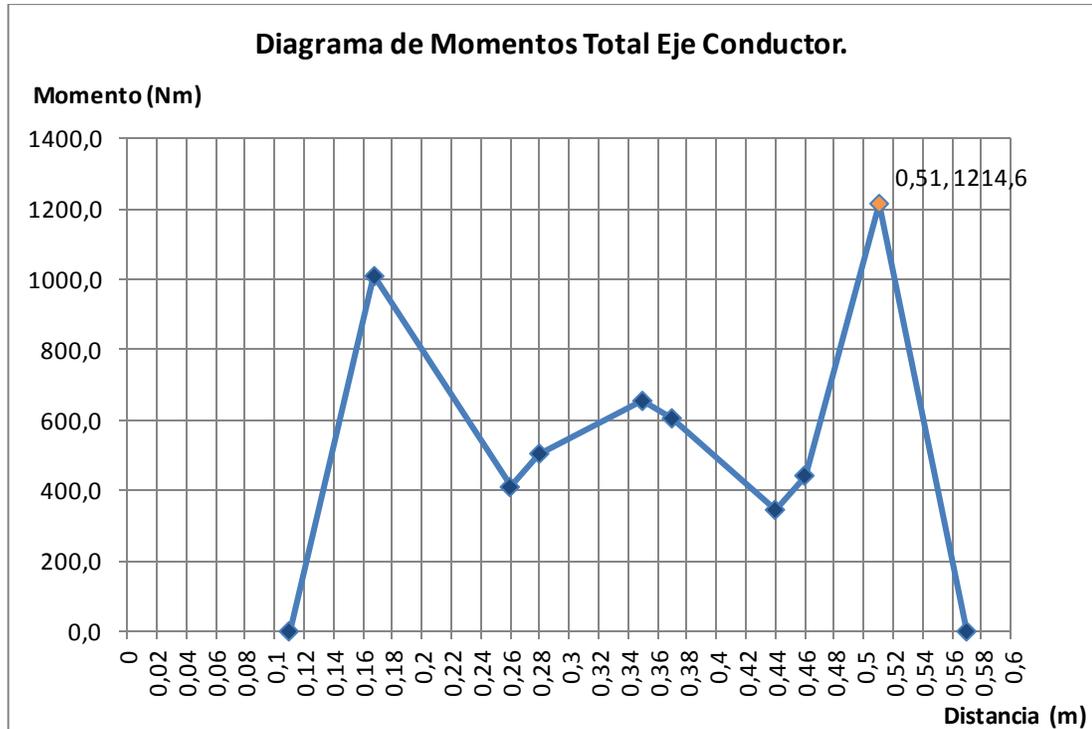


Grafico 5.10: diagrama de momento flector combinado.

En el grafico 5.10, se puede apreciar que el máximo momento flector ocurre en la longitud $L_b = 0,512$ (m) y corresponde a 1.214,6 (Nm).

La tabla 5.12, presenta los parámetros que se necesitan para el cálculo del diámetro mínimo que debe tener el eje conductor.

Tabla 5.12: valores obtenidos de la combinación de diagramas.

Elemento	Lugar del eje (m)	Valor	Unidad
Reacción R1	0,168	29.931,17	N
Reacción R2	0,512	33.331,53	N
Momento máximo	0,510	1.214,6	Nm

Nuevamente se expone la ecuación 5.1, con ella se podrá conocer el valor óptimo para diámetro del eje conductor.

$$d_{min}^3 = \frac{16}{\pi * S_s} * \sqrt{(K_b * M_b)^2 + (K_t M_t)^2} \quad \text{Ecuación 5.1.}$$

La tabla 5.13, muestra las distintas clases de aceros que evaluaron para diseñar el eje y la tabla 5.14, presenta los parámetros necesarios y el desarrollo de la ecuación 5.1.

Tabla 5.13: distintas clases de acero para dimensionar el eje.

Tipo de Acero	Resistencia a la fluencia (S_y) (MPa)	30 % del valor original	Reducción en un 25%
AISI-1020	390	117	87,75
AISI-1045	530	159	119,25
AISI-4340	1.080	324	243

Tabla 5.14: cálculo del diámetro mínimo del eje conducido.

Parámetro	símbolo	Valor	Unidad
Momento flector máximo	M_b	1.214,6	Nm
Momento de torsión máximo	M_t	2.943	Nm
Factor de choque y fatiga del momento flector	K_b	2	-
Factor de choque y fatiga del momento de torsión	K_t	1,5	-
Esfuerzo permisible ($S_s = S_y * 0,3 * 0,75$)	S_s	243	MPa
Diámetro mínimo del eje	d_{min}	47,2	mm
Diámetro seleccionado	D_s	50,0	mm

El acero utilizado en la fabricación del eje corresponde a un acero SAE-4340, igual que en el caso del eje conducido.

5.4. Selección de rodamientos.

Conocidas las reacciones en los rodamientos del eje conductor y el eje conducido, es posible seleccionar los rodamientos que llevará la máquina en los ejes centrales.

Esta máquina fue diseñada para realizar su trituración a una velocidad de giro del eje muy pequeña. Para efectos de cálculo, la velocidad de rotación será de $n = 20$ rpm, esta velocidad se utilizará para cálculos posteriores tanto en la selección de rodamientos, así como también, en la selección de la caja de engranajes.

De la amplia gama de rodamientos que existen, se seleccionaron rodamientos del tipo rodillo, estos rodamientos tienen la capacidad de soportar cargas radiales superiores a las que ofrecen los rodamientos de bolas. La figura 5.9, muestra la forma de los rodamientos de rodillo.

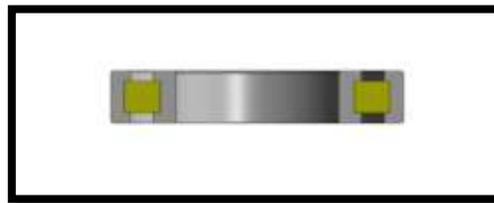


Figura 5.9: rodamiento de rodillos.

La tabla 5.15, presenta el factor K, para cálculos de la capacidad de la carga axial, las tablas 5.16 y 5.17, presentan los cálculos para la selección de los rodamientos de los ejes conducido y conductor respectivamente.

Tabla 5.15: factores K de lubricación para rodamientos de rodillos.

Tipo de rodamientos	Factores K	Tipo de lubricación	
		Aceite	Grasa
Rodamientos EC	K1	3	2
	K2	0,15	0,1
Otros rodamientos	K1	1	0,6
	K2	0,05	0,03

Tabla 5.16: cálculos de rodamientos eje conducido.

Parámetros	Fórmula	Reacción (R ₁)	Reacción (R ₂)	Unidad
Cargas radial vertical (F _v)	-	2,83	0,44	kN
Cargas radial horizontal (F _h)	-	5,95	5,95	kN
Carga total (F _r)	$F_r = \sqrt{F_v^2 + F_h^2}$	6,58	5,96	kN
Diámetro del eje	-	50	50	mm
Carga dinámica equivalente (P)	P=F _r	6,58	5,96	kN
Carga estática equivalente (P ₀)	P ₀ =F _r	6,58	5,96	kN
Capacidad de carga dinámica (C)	De catálogo	30,8	30,8	kN
Capacidad de carga estática (C ₀)	De catálogo	19	19	kN
Capacidad de carga axial (F _{aa})	$F_{aa} = \frac{k_1 * C_0 * 10^4}{n(d+D)} - k_2 * F_r$	43,64	43,66	kN
Duración en revoluciones.	$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{3,33}$	170x10 ⁶	237x10 ⁶	Rev.
Duración horas de servicio	$L_{10n} = \frac{10^6}{60 * n} L_{10}$	1.416.666	197.752	Horas.
Diámetro exterior	De catálogo	80	80	mm
Largo	De catálogo	16	16	mm
Modelo de rodamiento	rodamiento de rodillos SKF NU 1010			

Tabla 5.17: cálculo de rodamientos para el eje conductor.

Parámetros	Fórmula	Reacción (R ₁)	Reacción (R ₂)	Unidad
Cargas radial vertical (F _v)	-	29,33	32,79	kN
Cargas radial horizontal (F _h)	-	5,95	5,95	kN
Carga total (F _r)	$F_r = \sqrt{F_v^2 + F_h^2}$	29,93	33,33	kN
Diámetro del eje	-	50	50	mm
Carga dinámica equivalente (P)	P=F _r	29,93	33,33	kN
Carga estática equivalente (P ₀)	P ₀ =F _r	29,93	33,33	kN
Capacidad de carga dinámica (C)	De catálogo	78,1	78,1	kN
Capacidad de carga estática (C ₀)	De catálogo	51	51	kN
Capacidad de carga axial (F _{aa})	$F_{aa} = \frac{k_1 * C_0 * 10^4}{n(d+D)} - K_2 * F_r$	108,38	108,28	kN
Duración en revoluciones	$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{3,33}$	24x10 ⁶	17x10 ⁶	Rev.
Duración horas de servicio	$L_{10n} = \frac{10^6}{60 * n} L_{10}$	20.319	14.166	Horas.
Diámetro exterior	De catálogo	90	90	mm
Largo	De catálogo	23	23	mm
Modelo de rodamiento	rodamiento de rodillos Skf NUP 210			

5.6. Cálculo de engranajes.

Tanto el eje conducido como el eje conductor calculados anteriormente, constan de un par de engranajes, las condiciones a las cuales están trabajando los engranajes se presentan en la tabla 5.18.

La tabla 5.19, muestra las posibles combinaciones de engranajes que logran un diámetro primitivo de 90 (mm), es clave tener este diámetro primitivo en los engranajes, ya que este valor permite mantener la posición correcta de las cuchillas de ambos ejes. La tabla 5.19, expone el esfuerzo al que estará sometido el diente del engranaje considerando la fuerza y el área formada por el módulo y la base el diente. Claramente el engranaje de 15 dientes y módulo 6, presenta el mejor desempeño.

Tabla 5.18: condiciones de trabajo de cualquier engranaje.

Condición	Sigla	Valor	Unidad
Diámetro primitivo	D_p	90	mm
Velocidad	n	20	RPM
Velocidad tangencial	V_t	0,094	m/s
Fuerza tangencial	W_t	16.350	N
Momento	M_t	1.471,5	Nm

Tabla 5.19: combinaciones de módulo y número de dientes.

Módulo	N° dientes	Paso circular (mm)	Base (mm)	Esfuerzo (MPa)	Y_j
M	u	$P_c = \pi * M$	$B = 4 * P_c$		-
2	45	6,28	25,12	325,42	0,41
3	30	9,45	37,80	144,17	0,38
5	18	15,71	62,83	52,00	0,31
6	15	18,84	75,36	36,15	0,25

La tabla 5.20, expone las fórmulas para el cálculo de la flexión admisible y la tabla 5.21, muestra las fórmulas para obtener los esfuerzos de contactos permisibles.

Tabla 5.20: parámetros para el cálculo de flexión en el diente del engranaje.

Parámetro	Ecuación
Esfuerzo de flexión.	$\sigma = \frac{W}{B * M} * K_0 * K_v * K_s * \frac{K_H * K_L}{Y_j}$
Coefficiente de seguridad.	$S_f = \frac{(S_t * Y_n) / (K_j * K_r)}{\sigma}$

Tabla 5.21: cálculos para el esfuerzo de contacto.

Parámetro	Ecuación
Esfuerzo de contacto	$\sigma_c = Z_E \sqrt[3]{W} * K_0 * K_v * K_s * \frac{K_H}{d_p * B} * \frac{Z_r}{Z_i}$
Factor de seguridad de desgaste	$S_H = \frac{(S_c * Z_n * C_h) / (K_j * K_r)}{\sigma_c}$

Tabla 5.22: factores para el cálculo de engranajes.

Factor	Uso		sigla	Valor
	F	C		
Factor de sobrecarga	F	C	K_o	1
Factor dinámico	F	C	K_v	1,04
Factor de tamaño	F	C	K_s	1
Factor de distribución de carga	F	C	K_h	1,36
Factor del espesor del aro	F	-	K_L	1
Factor geométrico de resistencia a la flexión	F	-	Y_j	Tabla 5,17
Coefficiente elástico		C	Z_e	191
Factor de condición superficial		C	Z_r	1
Factor geométrico de resistencia a la picadura		C	Z_I	0,16
Factor de temperatura	F	C	K_j	1
Factor de confiabilidad	F	C	K_r	0,85
Factor de ciclos de carga (107 ciclos)	F	-	Y_n	1
Factor de relación de dureza		C	CH	1
Factor de vida de ciclos de esfuerzo		C	Zn	1,1

La tabla 5.22, muestra todos los factores para realizar los cálculos de que se presentan en las tablas 5.20 y 5.21.

La tabla 5.23, muestra los resultados obtenidos al calcular los esfuerzos de flexión y esfuerzos de contacto.

Tabla 5.23: cálculos de esfuerzo de flexión y esfuerzo de contacto.

Parámetro	Sigla	Valor	Unidad
Esfuerzo de flexión	σ	204,52	MPa
Esfuerzo de contacto	σ_c	881,71	MPa

Para la confección del engranaje se utilizará acero AISI-4340 grado 2, con una dureza de 325 HB.

La tabla 5.24, expone los números de flexión y contacto permisibles para el acero mencionado anteriormente, estos valores se obtienen de gráficos de la norma AGMA, y relacionan la dureza con el número de flexión o contacto indicado.

También se exponen en la tabla 5.24, los coeficientes de seguridad que se obtienen con los números mencionados.

Tabla 5.24: esfuerzos permisibles del material utilizado.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Número de flexión permisible	S_t	353,425	MPa
Número de contacto permisible	S_c	1020.25	MPa
Coeficiente de seguridad para la flexión	S_f	2	-
Factor de seguridad de desgaste	S_H	1,5	-

Comparando los valores de ambos coeficientes del material $(S_f) < (S_H)^2$ se concluye que los engranajes fallaran por desgaste.

5.7. Cálculo de chavetas.

En la máquina existen cuatro tipos chavetas, la tabla 5.25, las presenta.

Tabla 5.25: chavetas utilizadas en la máquina.

Nombre	Diámetro (D_s) (mm)	Sección (b x h) (mm)	Largo (mm)	Lugar
CH-01	50	14x9	86	Cuchillas
CH-02	50	14x9	64	Cuchillas
CH-03	44	14x9	26	Engranajes
CH-04	44	14x9	70	Acople

La norma UNE 17.102, indica que los diámetros de ejes que van desde 44 a 50 (mm) deben tener chavetas de sección transversal 14x9 (mm), los largos normalizados van desde 36 a 160 (mm).

Para las chavetas CH-01, CH-02, CH03, se utilizó acero AISI-1045 con un $S_y = 530$ (MPa). Para la chaveta CH-04 se utilizó acero AISI-1141 con una resistencia a la fluencia $S_y = 1.280$ (MPa). El coeficiente de seguridad para los análisis fue de $N_s = 3$.

La tabla 5.26, muestra la longitud mínima en milímetros que deben tener las chavetas para soportar los momentos señalados.

Tabla 5.26: longitud mínima para soportar las cargas de la máquina.

Elemento	Momento	Longitud mínima esfuerzo por compresión	Longitud mínima esfuerzo por tracción
	Nm	$L_{\min} = \frac{4 * T_c}{\frac{S_y}{N_s} * D_s * h}$	$L_{\min} = \frac{2 * T_c}{\frac{S_y}{2 * N_s} * D_s * b}$
CH01	981,00	50	32
CH02	735,75	37	24
CH03	735.75	42	27
CH04	2.943	69.7	45

5.8. Estimación del acoplamiento.

Para la selección del acoplamiento entre el eje conductor y el moto reductor se presenta la figura 5.10, en ella solo se debe encontrar un acoplamiento que permita transmitir 2.943 (Nm).

El acoplamiento que cumple esta función es el "L300".

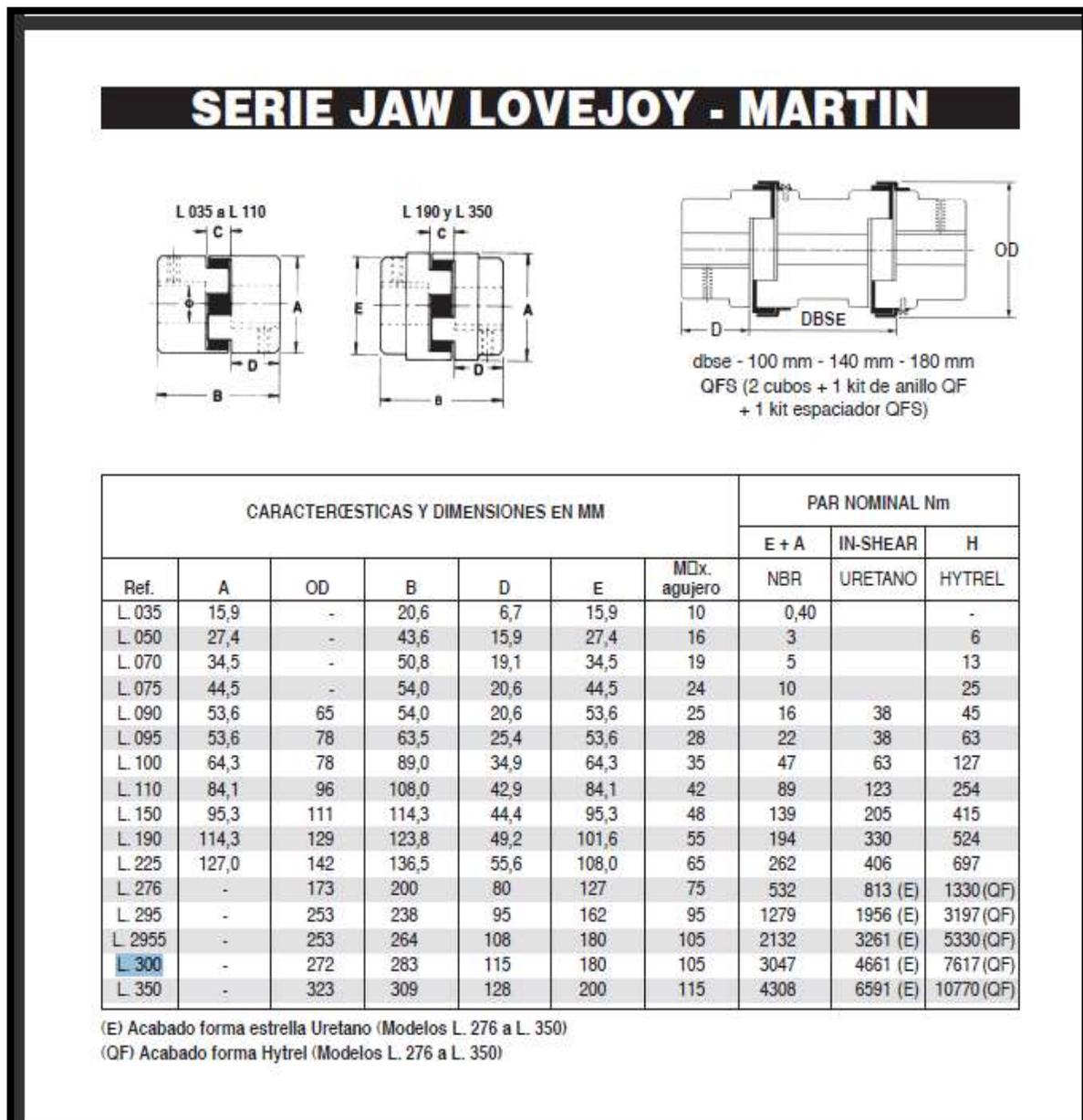


Figura 5.10: tabla para la selección del acople.

5.8. Estimación del motor y reductor.

La tabla 5.27, presenta las condiciones para la estimación del moto reductor y el motor eléctrico seleccionado.

Tabla 5.27: valores para la estimación del reductor de velocidad.

Parámetro	Valor	Unidad
Momento	2.943	Nm
Velocidad	20	RPM
Potencia	6.163,8	kW

Con estos valores y del catálogo se seleccionó el reductor de velocidad manufacturado por Varvel, modelo: RN 62 B3 H1 37.35 AS 60x120 RH BT RH (La figura 5.11, es solo orientativa, en los anexos habrá una copia de estos datos)

Input data	
System of measurement	Metric
Input type	Input shaft
Input speed	[rpm] 700
Output speed	[rpm] 20
Ratio (i=)	35
Requested output torque	[Nm] 2943
Requested input power	[kW] 6.42
Service factor	1
Thermal power	[kW] 6.42
Output data	
Gear unit	_ RN 62 B3 H1 37.35 AS 60x120 RH BT RH
Type	RN - Parallel shaft reducers
Input type	-
Size	62
Ratio (i=)	37.35
Mounting position	H1
Input speed	[rpm] 700
Output speed	[rpm] 18.74
Nom. output torque (sf = 1)	[Nm] 3144
Service Factor	1.1
Efficiency	0.96
Inertia moment	[kgm ²] 31.736
Gear unit configuration	
Output shaft	Single output shaft
Output radial and axial loads	
Output radial load	[N] 20113
Output axial load	[N] 4023
Accessories	
Single output shaft	AS 60x120 RH
Torque arm	BT RH

Figura 5.11: hoja de datos para la selección del moto reductor.

Para la selección del motor eléctrico, se evaluó el fabricante de motores WEG, en el catálogo y con las condiciones que entrega la ficha del reductor de velocidad el motor seleccionado es modelo: W22 - IE3 Premium Eficiencia - 50 Hz.

La figura 5.12, muestra un extracto del catálogo, el motor eléctrico seleccionado se remarca en amarillo. (La figura 5.12, es solo orientativa, en los anexos habrá una copia de estos datos)

W22 - IE3 Premium Efficiency - 50 Hz																			
Potencia		Carcasa	Full Load Torque (kgfm)	Corriente con rotor trabado I _v /I _n	Par con rotor trabado T _v /T _n	Break-down Torque T _b /T _n	Momento de Inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	400 V						Corriente nominal I _n (A)
								Caliente	Frio				Rendimiento			Factor de potencia			
KW	HP												50	75	100	50	75	100	
VIII Poles																			
0,12	0,16	71	0,180	2,4	1,8	2,0	0,0009	30	66	11,5	41	650	44,0	50,0	52,5	0,35	0,43	0,50	0,660
0,18	0,25	80	0,258	3,3	2	2,2	0,0029	30	66	13,5	42	680	51,0	57,0	58,5	0,45	0,55	0,65	0,683
0,25	0,33	80	0,358	3,3	2	2,2	0,0034	30	66	14,5	42	680	53,0	58,0	60,0	0,45	0,56	0,66	0,911
0,37	0,5	90S	0,522	3,7	2,1	2,4	0,0055	30	66	19,0	43	690	61,0	66,0	66,0	0,41	0,53	0,62	1,31
0,55	0,75	90L	0,782	3,6	1,8	2,1	0,0066	29	64	23,0	43	685	63,0	66,5	66,5	0,44	0,57	0,67	1,78
0,75	1	100L	1,03	4,6	1,9	2,3	0,0127	30	66	30,5	50	710	72,5	75,5	75,5	0,41	0,53	0,62	2,31
1,1	1,5	100L	1,52	4,6	2,1	2,4	0,0143	30	66	33,0	50	705	73,0	76,0	76,0	0,41	0,53	0,62	3,37
1,5	2	112M	2,07	5,0	2,5	2,8	0,0238	28	62	43,0	46	705	79,0	80,5	80,5	0,45	0,59	0,68	3,96
2,2	3	132S	3,02	6,2	2,3	2,5	0,0690	27	59	69,0	48	710	82,0	82,6	82,6	0,51	0,65	0,72	5,34
3	4	132M	4,12	6,4	2,4	2,6	0,0838	21	46	75,0	48	710	82,5	83,5	83,5	0,51	0,64	0,72	7,20
4	5,5	160M	5,37	5,0	2,1	2,3	0,1229	34	75	114	51	725	85,0	86,8	86,6	0,52	0,65	0,72	9,26
5,5	7,5	160M	7,39	5,0	2,1	2,3	0,1492	28	62	123	51	725	86,0	87,3	87,7	0,52	0,65	0,73	12,4
7,5	10	160L	10,0	5,3	2,2	2,5	0,2199	22	48	145	51	730	87,0	88,3	88,9	0,52	0,65	0,73	16,7
9,2	12,5	180M	12,4	6,0	2	2,6	0,2575	15	33	173	51	725	89,0	89,3	89,6	0,63	0,75	0,82	18,1
11	15	180L	14,8	6,5	2,3	2,7	0,2846	12	26	185	51	725	89,5	90,0	90,3	0,55	0,68	0,76	23,1
15	20	200L	20,0	4,9	1,9	2,1	0,4571	34	75	235	56	730	90,0	91,0	91,4	0,56	0,68	0,74	32,0
18,5	25	225S/M	24,5	6,5	1,7	2,5	0,8219	28	62	377	56	735	93,0	93,0	92,7	0,63	0,75	0,81	35,6
22	30	225S/M	29,2	6,5	1,8	2,5	0,9574	22	48	402	56	735	93,0	93,1	93,0	0,63	0,75	0,81	42,2
30	40	250S/M	39,8	7,4	1,9	2,8	1,43	18	40	490	56	735	93,3	93,3	93,2	0,66	0,77	0,83	56,0
37	50	280S/M	49,7	6,0	1,8	2,3	2,82	32	70	673	59	740	93,7	94,2	94,2	0,63	0,73	0,79	71,8
45	60	280S/M	59,2	6,0	1,8	2,2	3,49	30	66	741	59	740	94,0	94,5	94,5	0,63	0,73	0,79	87,0
55	75	315S/M	72,4	6,0	1,7	2,2	5,11	40	88	936	62	740	94,3	94,8	94,8	0,65	0,75	0,80	105
75	100	315S/M	98,7	6,0	1,8	2,2	6,56	40	88	1049	62	740	94,6	95,1	95,1	0,65	0,75	0,80	142
90	125	315S/M	118	6,0	1,9	2,2	7,84	40	88	1149	62	740	94,9	95,2	95,3	0,65	0,75	0,80	170
110	150	315L	145	6,0	1,9	2,2	12,6	35	77	1367	68	740	95,0	95,4	95,4	0,64	0,74	0,79	211
110	150	355M/L	144	6,2	1,3	2,3	12,6	56	123	1484	70	745	95,1	95,4	95,4	0,62	0,74	0,79	211
132	180	315L	174	6,0	2	2,3	13,2	34	75	1508	68	740	95,3	95,7	95,7	0,64	0,74	0,79	252
132	180	355M/L	173	6,2	1,3	2,3	14,4	48	106	1587	70	745	95,3	95,7	95,7	0,64	0,74	0,79	252
160	220	355M/L	209	6,4	1,3	2,3	17,4	56	123	1747	70	745	95,4	95,8	96,0	0,64	0,75	0,80	301
185	250	355M/L	242	6,3	1,3	2,3	18,5	56	123	1819	70	745	95,5	95,9	96,0	0,64	0,75	0,80	348
200	270	355M/L	261	6,2	1,3	2,3	18,9	56	123	1891	70	745	95,6	96,1	96,1	0,65	0,76	0,80	375
High-output design																			
37	50	250S/M	49,0	8,5	2,8	3,3	1,61	12	26	550	56	735	93,4	93,8	93,8	0,60	0,72	0,79	72,1
55	75	280S/M	72,4	6,6	1,8	2,3	3,38	26	57	812	59	740	94,0	94,5	94,5	0,60	0,71	0,77	109
110	150	315S/M	145	6,0	1,9	2,2	9,46	35	77	1367	62	740	95,0	95,4	95,4	0,64	0,74	0,79	211

Figura 5.12: características del motor eléctrico seleccionado.

5.9. Diseño del sistema eléctrico y control.

El sistema eléctrico y de automatización viene definido en la figura 5.13, en ella se muestra el sistema de fuerza en el lado izquierdo y en el lado derecho el sistema de control.

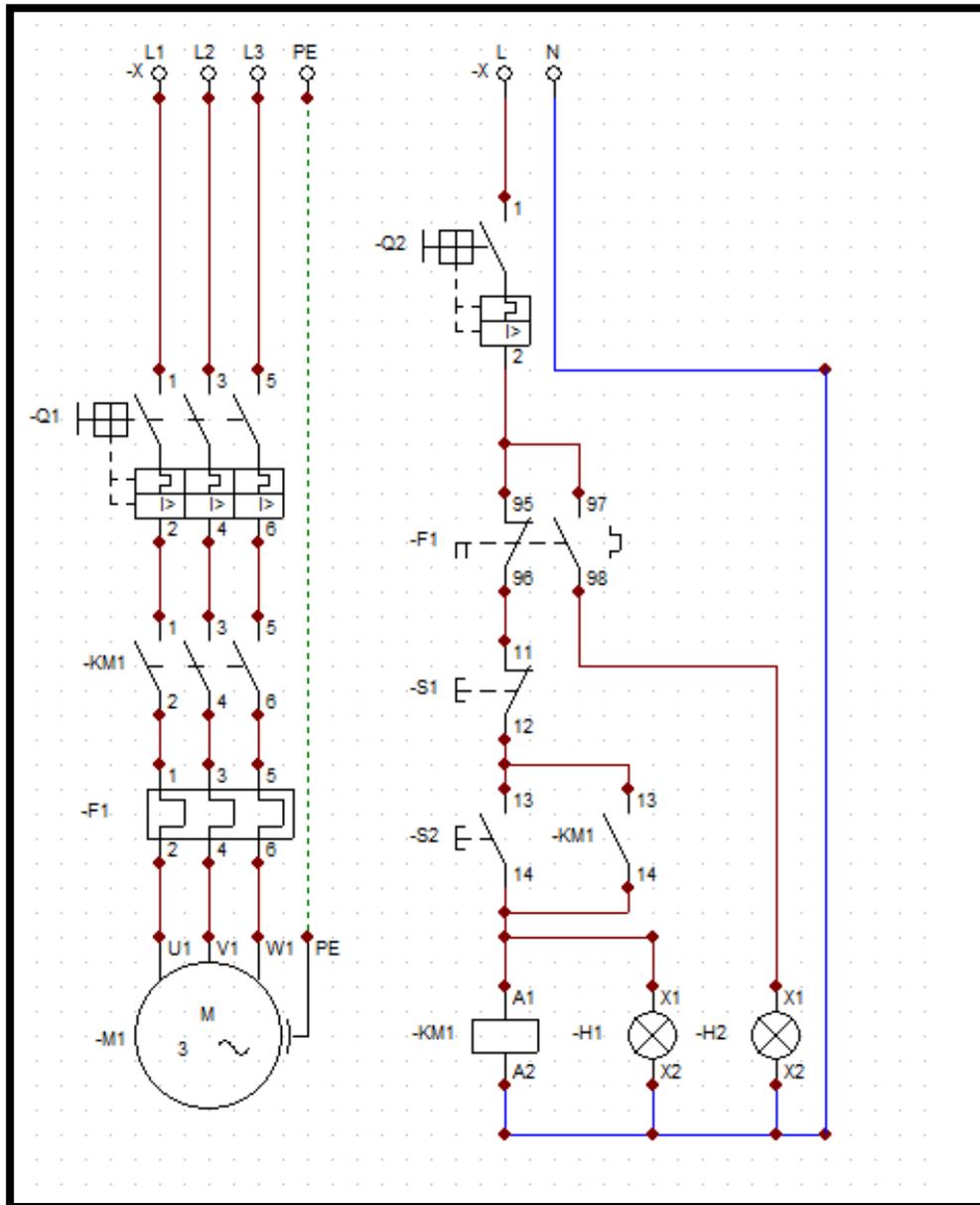


Figura 5.13: diagrama de fuerza y de control eléctrico.

El sistema de fuerza corresponde al necesario para accionar el motor eléctrico, este sistema trabaja a 380 (V) de forma trifásica.

El sistema de control permitirá comandar la máquina, este sistema trabajará a 220 (V) y permitirá al operario interactuar con la máquina.

La tabla 5.28, presenta las características técnicas del motor eléctrico que se utilizará en la máquina.

Tabla 5.28: características técnicas del motor eléctrico.

Característica	Sigla	Valor	Unidad
Voltaje	V	380	V
Potencia	P_{ot}	7,5	kW
Torque	T_m	98,1	Nm
Corriente nominal	I_n	16,7	A
Frecuencia	F_{mot}	50	Hz
Velocidad	v	750	rpm
Corriente con rotor trabado	I/I_n	5,3	-
Par con rotor trabado	T/T_n	2.2	-
Tiempo máximo rotor trabado	t	22	s
Momento de inercia	J	0,2199	$Kg \cdot m^2$
Peso	-	145	kg

Para la correcta selección de los componentes se deben conocer estas características, ello permitirá la mejor selección de los elementos que se necesitan en el sistema de fuerza.

Según recomendaciones de los fabricantes de disyuntores, se debe seleccionar un disyuntor con una corriente de 1,25 veces la corriente nominal, por lo tanto, se

seleccionó un disyuntor con una capacidad que va desde 17 a 23 (A), el modelo escogido corresponde a un Schneider Electric modelo GZ1E21.

Este aparato cumple con todas las características señaladas en la tabla 5.29.

Tabla 5.29: criterios para la selección del disyuntor.

Parámetro	Criterio	Unidad
Tipo de corriente	Trifásica 380	V
Curva característica	Tipo MA	-
Intensidad nominal	16,7 o superior	A
Número de polos	3	

Para el contactor se consideró una corriente nominal de 18 (A), categoría de servicio AC-3, el contactor seleccionado es marca Schneider Electric modelo: LC1E1810M5.

Tabla 5.30: criterios para la selección del contactor.

Parámetro	Criterio	Unidad
Tipo de corriente circuito de fuerza	380	V
Tipo de corriente circuito de control	220	V
intensidad nominal de la carga	16,7	A
Categoría de servicio	AC-3	

Para la selección del relé térmico se consideró una corriente nominal de 17 (A), con lo cual, el reglaje del relé deber está en el rango de 16 - 24 (A), con una clase de disparo de 20, lo que significa que admiten arranques de hasta 20 segundos de duración o menos al 600% de su corriente nominal.

Con todo lo anterior, el elemento seleccionado corresponde a un relé Schneider Electric modelo: LRE22.

Tabla 5.31: criterios para la selección del relé térmico.

Parámetro	Criterio	Unidad
Tipo de corriente circuito de fuerza	380	V
Intensidad nominal de la carga	16,7	A

La tabla 5.32, presenta todos los componentes que se necesitan en el sistema de fuerza y control de la máquina, el sistema funciona de la siguiente forma:

- Mediante el pulsador S2, se alimenta la bobina del contactor KM-1 y la luz indicadora H1 se enciende.
- Al estar alimentada la bobina KM1 se enciende el contactor KM1 del circuito de fuerza, con esta acción se pone en marcha el motor.
- Si ocurriera alguna sobre intensidad o aumento de temperatura, el relé térmico F1, corta la corriente y se enciende la luz indicadora H2.
- Para apagar la máquina solo se debe utilizar el pulsador S1.

Tabla 5.32: componentes del sistema eléctrico y automatización.

Componente	Sigla	Sistema de fuerza	Sistema de control
Disyuntor trifásico	Q1	Si	No
Contacto	KM1	Si	Si
Relé térmico	F1	Si	Si
Automático	Q2	No	Si
Pulsador normalmente cerrado	S1	No	Si
Pulsador normalmente abierto	S2	No	Si
Luz indicadora de funcionamiento	H1	No	Si
Luz indicadora de avería	H2	No	Si

CAPÍTULO VI – ANALISIS DE COSTOS.

6.1. Sistemas de la máquina.

La tabla 6.1, muestra el desglose del equipo en sistemas, estos sistemas se caracterizan por cumplir una función particular en el equipo. La figura 6.1, exhibe todos los sistemas de la máquina.

Todos los pernos que van en el aparato, así como también, las golillas y tuercas no se presentan en los dibujos.

Se considerará un 10 % del valor del sistema de alimentación y descarga para tenerlo presente por concepto de tornillería de toda la máquina.

Tabla 6.1: sistemas del equipo triturador.

Sistema	Sub sistema
Alimentación	Carga
	Descarga
	Tapas laterales
Cortante	Base soporte
	Eje conductor
	Eje conducido
Transmisión de fuerza	Transmisión
Eléctrico	Fuerza
	Control

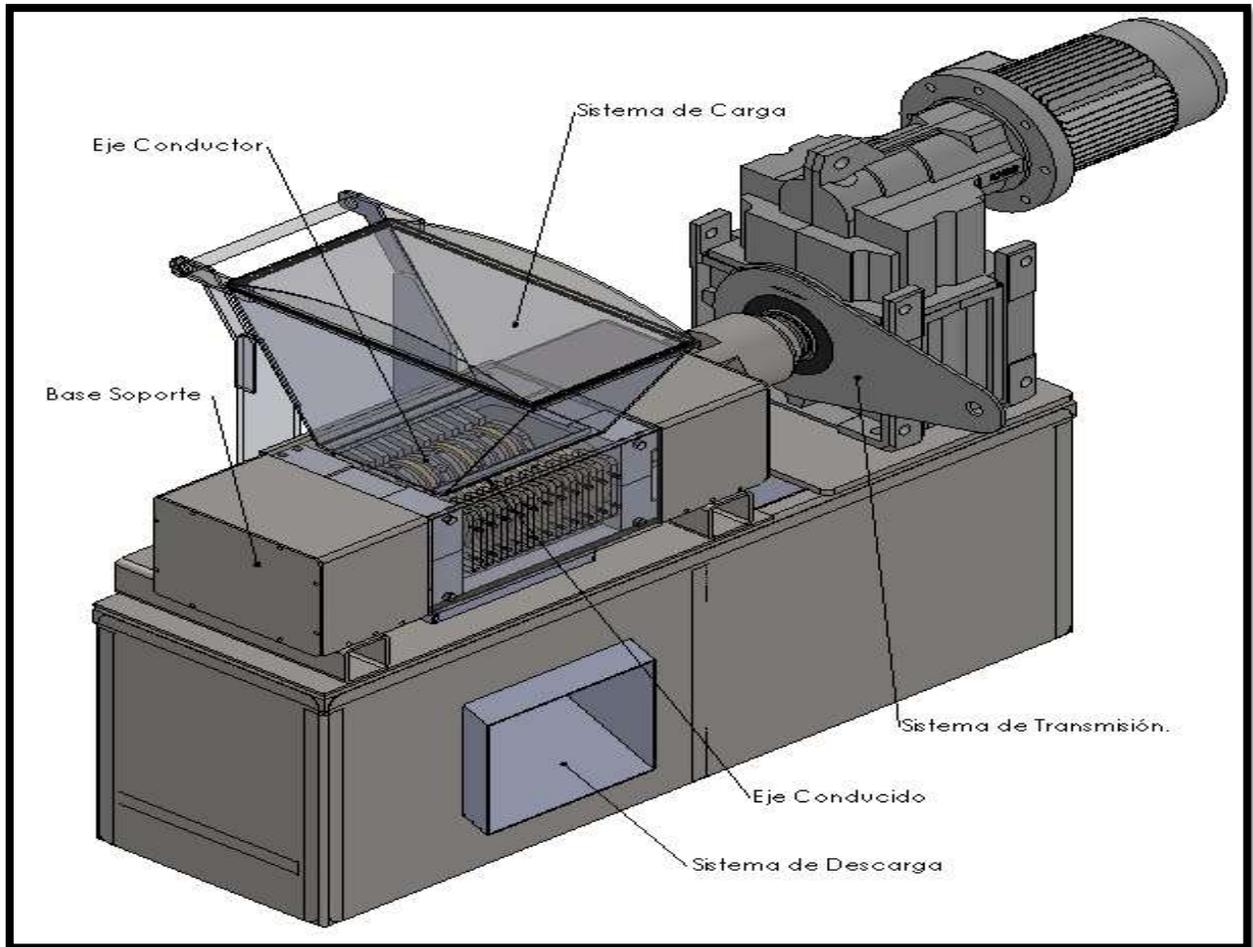


Figura 6.1: sistemas del equipo triturador.

6.2. Sistema de alimentación y descarga.

Este sistema se divide en tres partes: sub sistema de carga, sub sistema de descarga y tapas laterales.

La tabla 6.2, presenta el costo y la cantidad de cada una de las piezas que componen esta parte del equipo, la figura 6.2, muestra las piezas principales del sistema.

Los tres sub sistemas son:

- Sistema de carga: compuesta por las piezas CON03, CON04, CON05, CON06, CON07.
- Sistema de descarga: compuesta por las piezas CON01, CON02.
- Tapas laterales: compuesta por las piezas TAP01, TAP02, TAP03.

Tabla 6.2: componentes del sistema de alimentación y descarga.

Componente	Designación	Precio unitario	Cantidad	Precio total
Bandeja de descarga	CON01	\$ 70.000	1	\$ 70.000
Bandeja de acople	CON02	\$ 90.000	1	\$ 90.000
Bandeja de alimentación	CON03	\$ 80.000	1	\$ 80.000
Soporte de tapa	CON04	\$ 15.000	2	\$ 30.000
Eje de tapa	CON05	\$ 12.000	1	\$ 12.000
Tapa trituradora	CON06	\$ 50.000	1	\$ 50.000
Anclaje de tapa	CON07	\$ 10.000	2	\$ 20.000
Tapa trasera	TAP01	\$ 30.000	1	\$ 30.000
Tapa lateral	TAP02	\$ 25.000	2	\$ 50.000
Tapa Frontal.	TAP03	\$ 40.000	1	\$ 40.000
Se tendrá presente un 10 % del valor para pernos, golillas y tuercas				\$ 47.200
Sub total sistema alimentación y descarga				\$ 519.200
Sub total sistema alimentación y descarga en UF				19,89

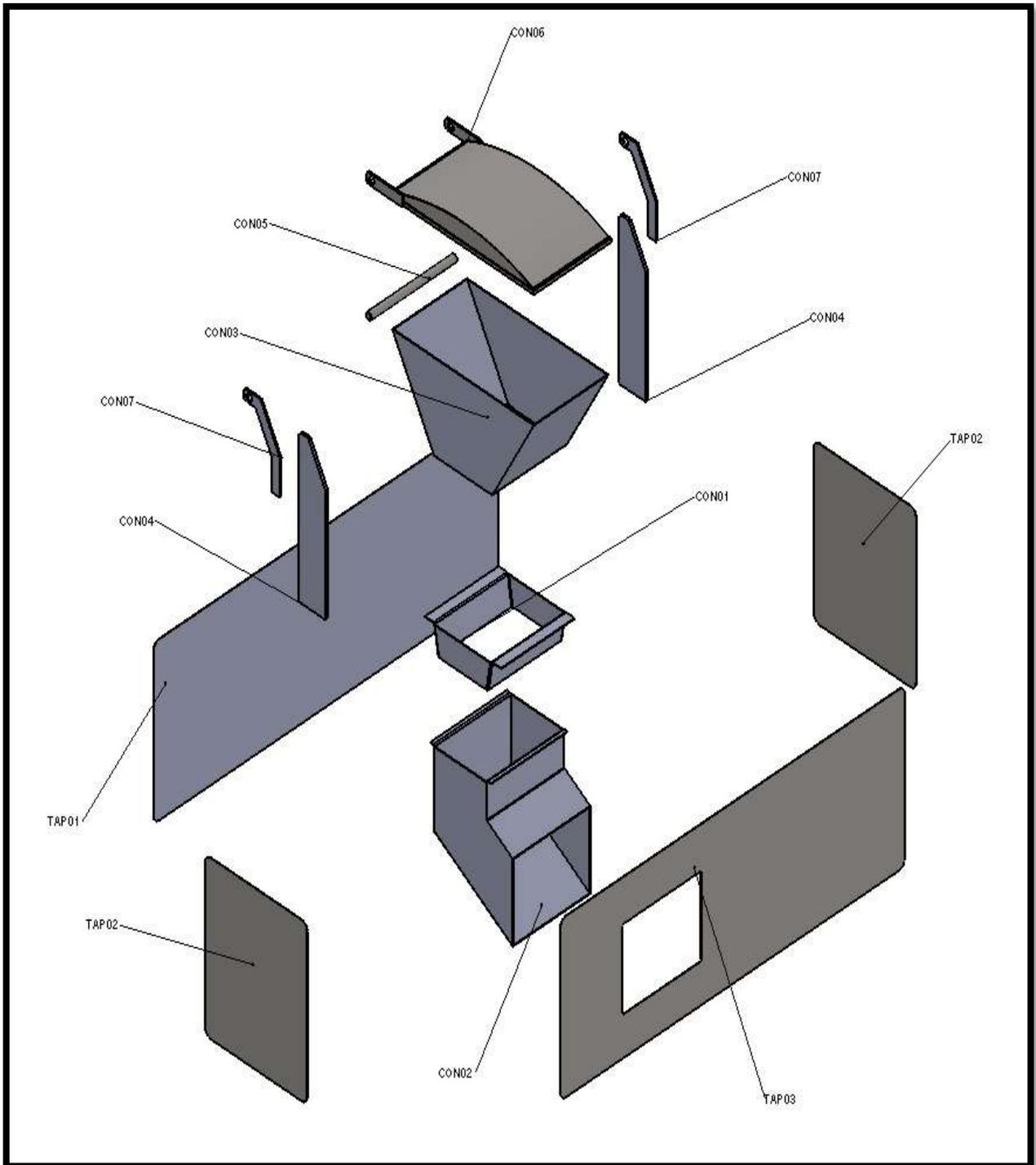


Figura 6.2: componentes principales del sistema de alimentación y descarga.

6.3. Sistema cortante.

En esta parte de la máquina, se considera la base que soportará a todos los componentes del equipo, ella también se puede dividir en tres sub sistemas que son:

- Sub sistema base soporte.
- Sub sistema eje conductor.
- Sub sistema eje conducido.

La tabla 6.3, muestra todos los componentes que tiene el sub sistema base de soporte y la figura 6.3, muestra el desglose de cada una de las piezas que componen el sub sistema.

Tabla 6.3: componentes del sistema de base soporte.

Componente	Designación	Precio unitario	Cantidad	Precio total
Base superior	BAS01	\$ 100.000	1	\$ 100.000
Base inferior	BAS02	\$ 200.000	1	\$ 200.000
Anclaje Superior	BAS04	\$ 150.000	2	\$ 300.000
Anclaje inferior	BAS05	\$ 15.000	2	\$ 30.000
Placa lateral	BAS06	\$ 75.000	2	\$ 150.000
Limpiador de cuchillas	BAS07	\$ 15.000	22	\$ 330.000
Caja engranajes	BAS08	\$ 45.000	2	\$ 90.000
Tapa lateral	BAS09	\$ 10.000	1	\$ 10.000
Tapa lateral machón	BAS10	\$ 12.000	1	\$ 12.000
Base soporte	BAS11	\$ 120.000	1	\$ 120.000
Soporte de ejes	BS01	\$ 150.000	2	\$ 300.000
Sub total sistema base soporte				\$ 1.642.000
Sub total sistema base soporte valor en UF				62,89

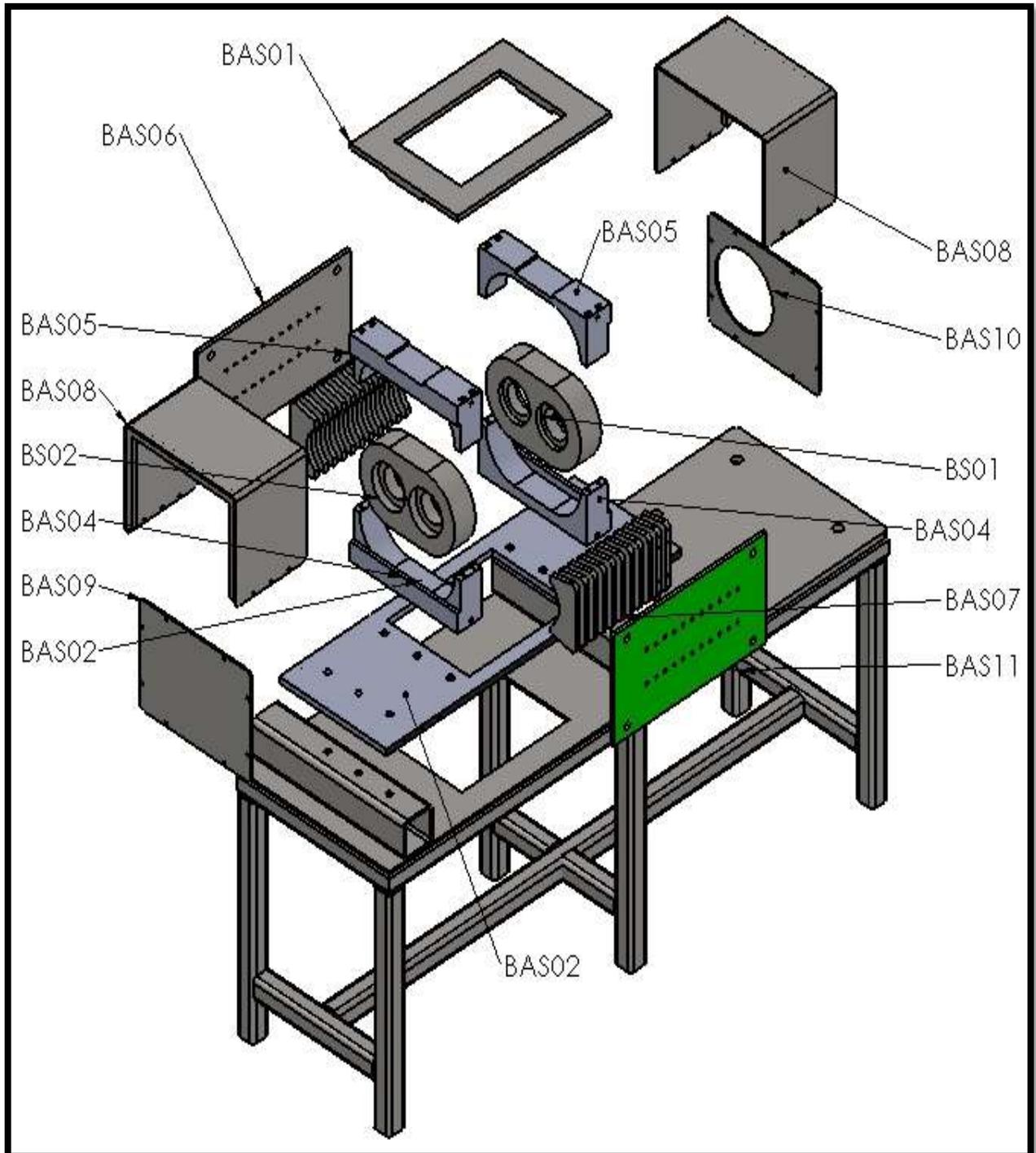


Figura 6.3: componentes principales del sub sistema base soporte.

La tabla 6.4, muestra todas las piezas que tiene el eje conductor y la figura 6.4, presenta el desglose del eje conductor identificando cada una de sus piezas.

Tabla 6.4: componentes del eje conductor.

Componente	Designación	Precio unitario	Cantidad	Precio total
Anillo	AN01	\$ 15.000	1	\$ 15.000
Anillo	AN02	\$ 15.000	1	\$ 15.000
Chaveta cuchillas	CH01	\$ 3.000	2	\$ 6.000
Chaveta cuchillas 2	CH02	\$ 3.000	1	\$ 3.000
Chaveta engranaje	CH03	\$ 3.000	2	\$ 6.000
Cuchilla tipo A	CU01	\$ 30.000	4	\$ 120.000
Cuchilla tipo B	CU02	\$ 30.000	4	\$ 120.000
Cuchilla tipo C	CU03	\$ 30.000	3	\$ 90.000
Disco separador A	DS01	\$ 15.000	1	\$ 15.000
Disco separador B	DS02	\$ 20.000	1	\$ 20.000
Disco separador C	DS03	\$ 15.000	2	\$ 30.000
Disco separador D	DS04	\$ 15.000	8	\$ 120.000
Disco separador E	DS05	\$ 25.000	2	\$ 50.000
Eje conductor	EJ02	\$ 320.000	1	\$ 320.000
Engranaje	EN6M15T	\$ 60.000	2	\$ 120.000
Rodamientos NUP210	NUP210	\$ 45.000	2	\$ 90.000
Tuerca M30	TU01-M30	\$ 1.000	1	\$ 1.000
Sub total eje conductor				\$ 1.141.000
Sub total eje conductor valor en UF				43.7

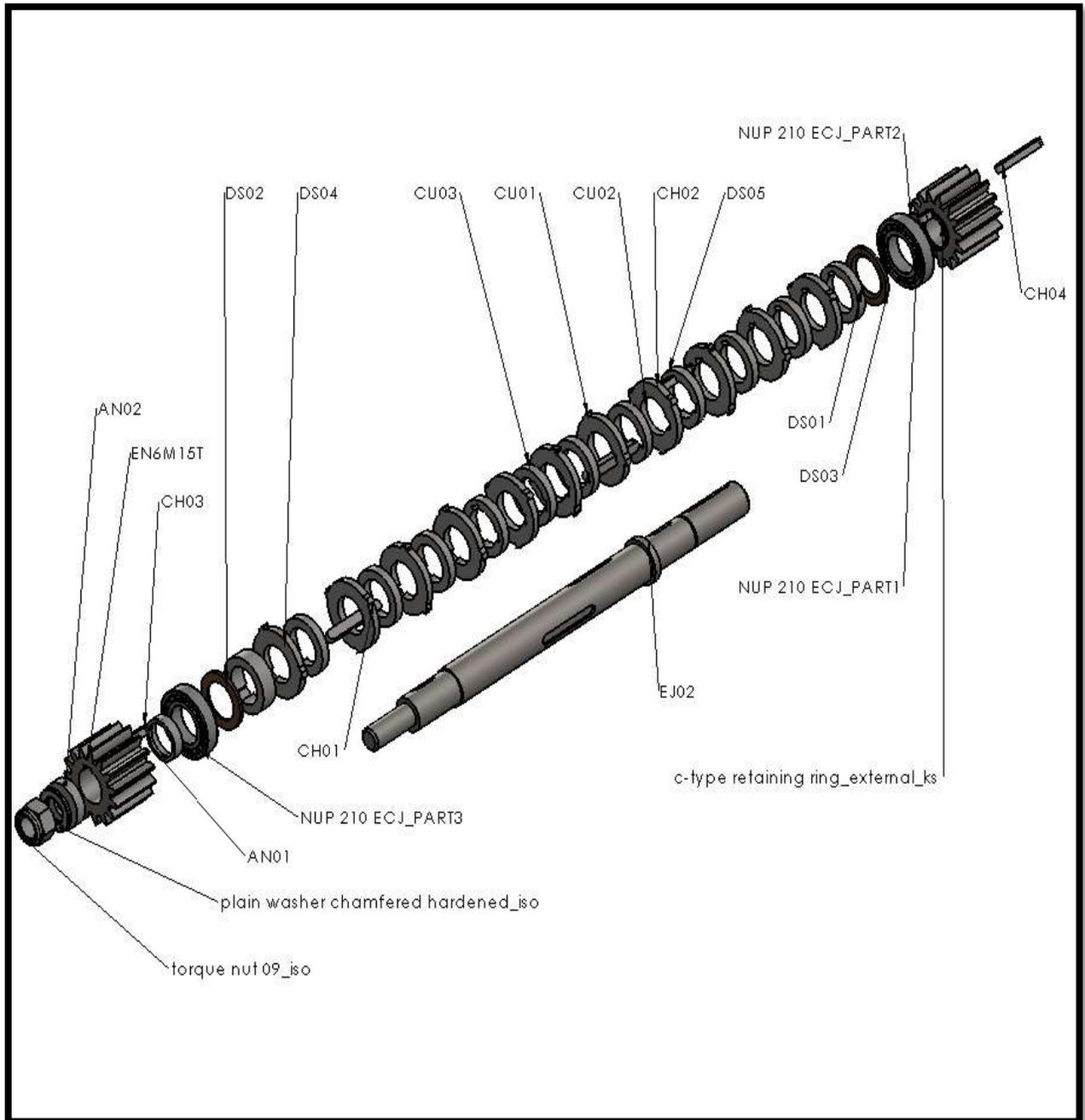


Figura 6.4: componentes principales del eje conductor.

La tabla 6.5 al igual que la figura 6.5, muestran todas las piezas que componen el eje conducido.

Tabla 6.5: componentes del eje conducido.

Componente	Designación	Precio	Cantidad	Precio total
Anillo	AN01	\$ 15.000	1	\$ 15.000
Anillo	AN02	\$ 15.000	2	\$ 30.000
Chaveta cuchillas	CH01	\$ 3.000	2	\$ 6.000
Chaveta cuchillas 2	CH02	\$ 3.000	1	\$ 3.000
Chaveta engranaje	CH03	\$ 3.000	2	\$ 6.000
Cuchilla tipo A	CU01	\$ 30.000	4	\$ 120.000
Cuchilla tipo B	CU02	\$ 30.000	4	\$ 120.000
Cuchilla tipo C	CU03	\$ 30.000	3	\$ 90.000
Disco separador A	DS01	\$ 15.000	1	\$ 15.000
Disco separador B	DS02	\$ 20.000	1	\$ 20.000
Disco separador C	DS03	\$ 15.000	2	\$ 30.000
Disco separador D	DS04	\$ 15.000	8	\$ 120.000
Disco separador E	DS05	\$ 25.000	2	\$ 50.000
Eje conducido	EJ01	\$ 300.000	1	\$ 300.000
Engranaje	EN6M15T	\$ 60.000	2	\$ 120.000
Rodamiento	nup1010	\$ 30.000	2	\$ 60.000
Tuerca M30	TU01-M30	\$ 1.000,	2	\$ 2.000
Sub total eje conducido				\$ 1.107.000
Sub total eje conducido UF				42,39

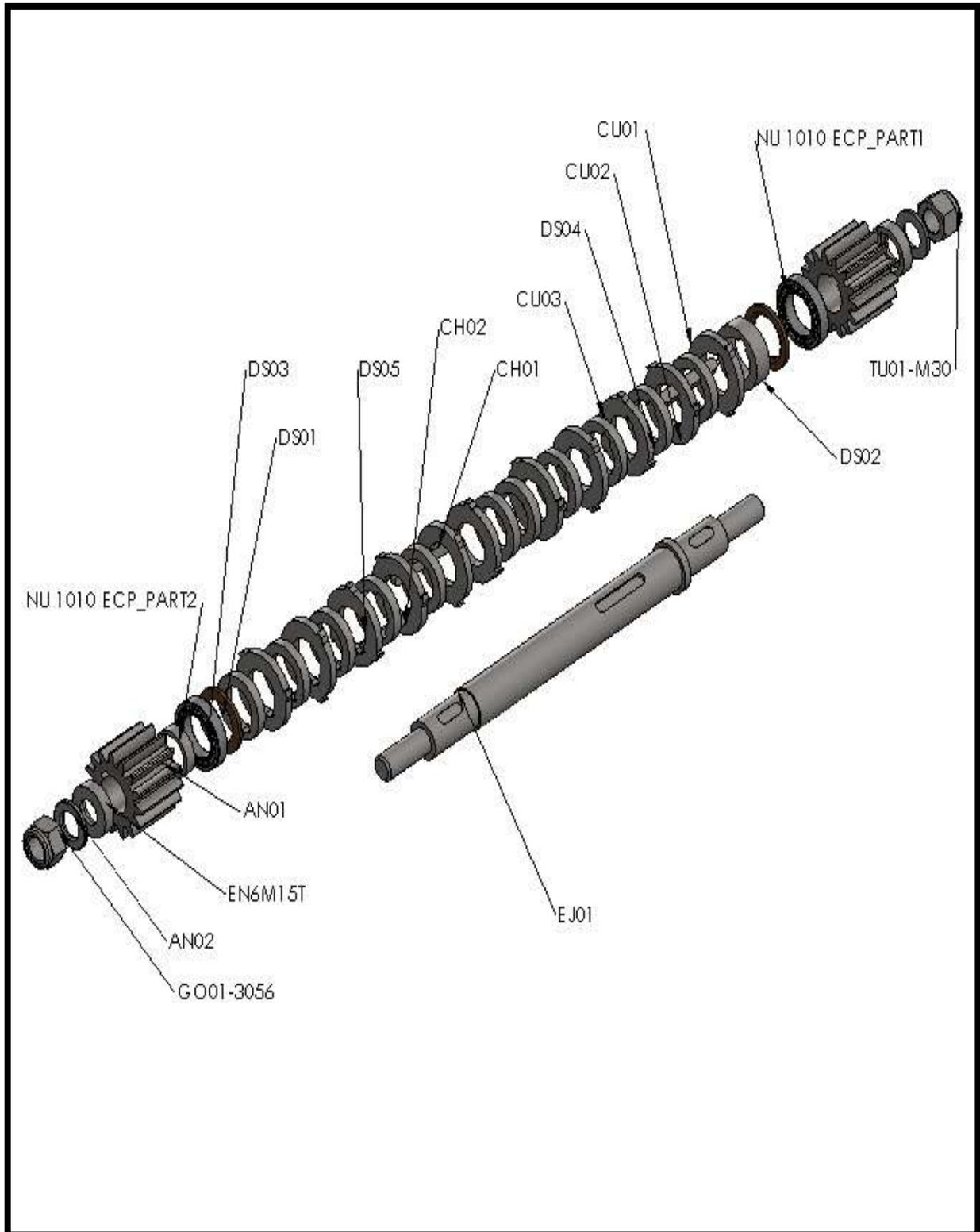


Figura 6.5: componentes principales del eje conducido.

6.4. Sistema de transmisión.

La tabla 6.6, exhibe todas las piezas del sistema de transmisión y la figura 6.6, muestra el desglose de todas ellas.

Tabla 6.6: componentes del sistema de transmisión

Componente	designación	precio unitario	cantidad	precio total
Machón de acople	AC01	\$ 21.500	1	\$ 21.500
Machón de acople	AC02	\$ 21.500	1	\$ 21.500
Chaveta machón	CH04	\$ 3.000	1	\$ 3.000
Caja reductora	RB256217	\$ 300.000	1	\$ 300.000
Sub total sistema de transmisión				\$ 346.000
Sub total sistema de transmisión valor en UF				13,25

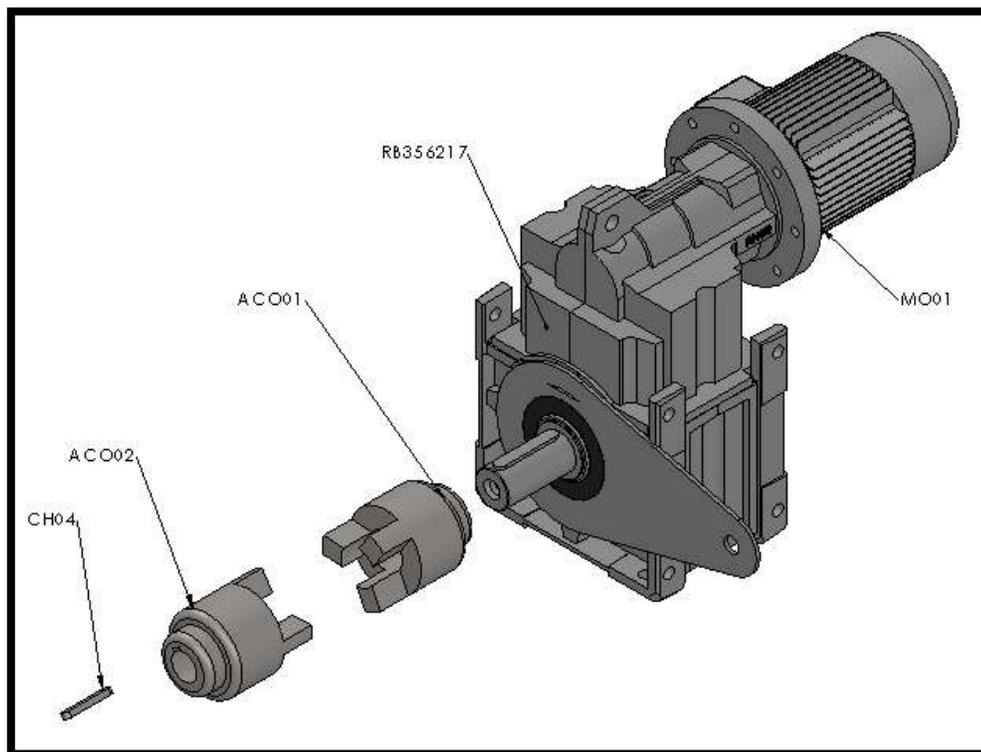


Figura 6.6: componentes principales del sistema de transmisión.

6.5. Sistemas eléctrico y de control.

Para el sistema de fuerza y de control de la máquina se utilizará un 20% del costo de los materiales. En este costo se consideran: cables, amarres, regletas, conectores, codos, coplas, huincha aisladora, etcétera.

Tabla 6.7: componentes del sistema eléctrico y control.

Componente	Sigla	Fabricante	Modelo	Cant.	Precio
Disyuntor	Q1	Schneider	GZ1E21	1	\$ 56.300
Contactador	KM1	Schneider	LC1E1810M5	1	\$ 37.800
Relé térmico	F1	Schneider	LRE22	1	\$ 35.200
Motor eléctrico	MO01	WEG	W22	1	\$ 250.000
Automático	Q2	Schneider	A9F77	1	\$ 7.672
Pulsador NC	S1	Schneider	XBNA	1	\$ 4.300
Pulsador NA	S2	Schneider	XBNA	1	\$ 4.300
Luz indicadora	H	Schneider	Xb7E	2	\$ 14.960
Armario metálico	-	-	-	1	\$ 32.657
Se considerará 20 % del valor para cables y otros fungibles.					\$ 88.637
Sub total sistema eléctrico					\$ 531.826
Sub total sistema electico valor en UF					20,37

6.6. Costo total del equipo.

La tabla 6.8, muestra el costo total de realizar el equipo sin considerar el armado del mismo. Se ha indicado en todas las tablas, los valores en unidades de fomento, para tener una estimación si el proyecto se lleva a cabo en el futuro.

Tabla 6.8: costo total de fabricación de la máquina.

Sistema	Valor
Sistema alimentación y descarga	\$ 519.200
Sistema base soporte	\$ 1.642.000
Eje conductor	\$ 1.141.000
Eje conducido	\$ 1.107.000
Sistema de transmisión	\$ 346.000
Sistema eléctrico	\$ 531.826
Costo total	\$ 5.287.026
Costo total UF	202,5

CAPÍTULO VII – CONCLUSIÓN

El objetivo general de este trabajo, era diseñar un equipo triturador que permitiera destruir materiales con una dureza similar a la que presenta la madera.

Para cumplir con este objetivo, se diseñó un equipo con capacidad de carga de 500 (kg) o lo que es su equivalente a 4.905 (N) de fuerza de penetración por cuchilla instalada. Esta fuerza es aplicada en un área de 10 (mm²), lo que equivale a entregar una presión de 490,5 (MPa) al material a destruir.

Para poder obtener un máximo provecho de los 500 (kg), se recomienda utilizar cuchillas de acero para herramientas AISI-D2, este acero posee una dureza de 60 (HRc) en comparación con un acero AISI-1020 que posee una dureza de 111 (HB).

Por otro lado, el acero AISI-D2, posee alta resistencia al desgaste y a la compresión, dos propiedades que se necesitan en una máquina trituradora. (En los anexos se dejan tablas y fichas técnicas de los aceros utilizados en la máquina).

Respecto del primer objetivo específico, se logró realizar una pequeña investigación de los tipos de trituradoras que existen, el tipo de trituradora que se diseñó, pertenece a los modelos utilizados para el reciclaje de basura.

El segundo objetivo específico, definir los parámetros necesarios para diseñar un equipo de trituración, se logró, se realizó una investigación de la normativa actual vigente, específicamente la norma UNE- 56.534, que clasifica la madera por su escala de dureza, mediante esta clasificación, se pudo determinar la fuerza mínima que debe aplicar la máquina para lograr la penetración de un filo sobre la madera.

Respecto del tercer objetivo, diseñar un equipo triturador, que permita reducir de volumen una amplia gama de materiales, logrando con ello, optimizar los lugares de acopio utilizados en la recolección de materiales de desecho. Este objetivo también se logró, se diseñó una máquina de pequeñas dimensiones capaz de destruir una amplia gama de materiales de desecho. El aparato tiene la capacidad de destruir: madera, envases de cartón, toda la gama de envases plásticos reciclables, pequeños aparatos electrónicos (celulares, Tablet etcétera), productos de tela, alimentos en descomposición tanto vegetales como cárnicos. (En los anexos se deja fichas técnicas y tablas de dureza de los materiales indicados)

El cuarto y último objetivo específico: evaluar los costos de la fabricación de las piezas de las cuales se compone la máquina, se logró, este objetivo se realizó con el fin de conocer si es rentable su fabricación.

Para determinar si es rentable la fabricación del equipo, se debe tener un parámetro de comparación con otras máquinas de similares características. Al fabricar el aparato se incurre en un costo de \$ 5.287.026 pesos chilenos. (€ 7.243 o 8.034 USD)

En el mercado internacional se pueden encontrar máquinas con el doble de capacidad que la que se diseñó a precios similares, por lo tanto, no sería viable la fabricación del equipo para competir en el mercado. (En los anexos se realiza una evaluación comparativa de las características de las máquinas incluyendo su precio)

NOMENCLATURA GENERAL.

α : ángulo de presión en engranajes.

A: área de la huella provocada por el ensayo de dureza Brinell.

B: base de los engranajes.

b: base de la chaveta.

C: capacidad de carga dinámica rodamientos.

CH: factor de relación de dureza engranajes.

C₀: capacidad de carga estática rodamientos.

D: diámetro exterior del rodamiento.

D_{en}: densidad.

D_p: diámetro primitivo del engranaje.

D_s: diámetro seleccionado del eje. (Valido también para chavetas.)

d: diámetro interior rodamientos.

d_{min}: diámetro mínimo aceptable cumplir con la ecuación 5.1.

F: fuerza aplicada en el ensayo de dureza Brinell.

F_{aa}: capacidad de carga axial en rodamientos.

F_h: carga radial horizontal en rodamientos.

F_{mot}: frecuencia del motor.

F_e: fuerza total en el engranaje.

F_r: carga total rodamientos.

F_{re}: fuerza radial del engranaje.

F_{te}: fuerza tangencial en el engranaje.

F_v: carga radial vertical en rodamientos.

F1: sigla de relé térmico.

HB: sigla de dureza Brinell.

H1: luz indicadora de funcionamiento.

H2: luz indicadora de avería.

h: altura de la chaveta.

I_n: corriente nominal en el sistema eléctrico.

J: momento de inercia en el motor eléctrico.

K: factor para lubricación de rodamientos.

K_b: factor de choque y fatiga del momento flector para ejes.

K₀: factor de sobrecarga en engranajes.

K_s: factor de tamaño en engranajes.

K_t: factor de choque y fatiga del momento de torsión para ejes.

K_v : factor dinámico en engranajes.
 K_h : factor de distribución de carga engranajes.
 K_i : factor del espesor del aro en engranajes.
 K_j : factor de temperatura en engranajes.
 K_r : factor de confiabilidad en engranajes.
 KM1: contactor del sistema eléctrico.
 L: largo de la cuchilla.
 L_a : largo donde ocurre el máximo momento en el eje conducido.
 L_b : largo donde ocurre el máximo momento flector en el eje conductor.
 L_{10} : duración en revoluciones rodamientos.
 L_{10n} : duración de horas de servicio rodamientos.
 L_{min} : longitud mínima de la chaveta para el torque proporcionado.
 M_b : momento de flexión máximo en el eje.
 M_c : par o momento generado por una cuchilla.
 M_t : momento de torsión máximo en el eje valido también para engranajes.
 M: módulo engranajes.
 N_m : coeficiente de mayoración.
 N_s : coeficiente de seguridad de las chavetas.
 n: velocidad de la máquina en revoluciones por minuto.
 P: carga dinámica equivalente en rodamientos.
 P_c : paso circular engranajes.
 P_o : carga estática equivalente en rodamientos.
 P_{ot} : potencia del motor.
 σ : esfuerzo de flexión engranajes.
 σ_c : esfuerzo de contacto engranajes.
 \varnothing : diámetro de la bola en el ensayo de dureza Brinell.
 r_c : radio de la cuchilla.
 r_e : radio del engranaje.
 S: ancho de la cuchilla.
 S1: pulsador normalmente cerrado.
 S2: pulsador normalmente abierto.

- S_c : numero de contacto permisible engranajes.
 S_f : coeficiente de seguridad para la flexión de los engranajes.
 S_H : Factor de seguridad de desgaste de los engranajes.
 S_s : esfuerzo permisible.
 S_t : Numero de flexión permisible engranajes.
 S_y : Resistencia a la fluencia del acero.
 T_c : torque en las chavetas.
 t : Tiempo máximo rotor trabado.
 u : Numero dientes engranajes.
 Q_1 : Disyuntor trifásico.
 Q_2 : Automático.
 V : Voltaje.
 V_t : Velocidad tangencial engranajes.
 v : Velocidad motor.
 W_t : Fuerza tangencial engranajes.
 γ : diámetro de la cuchilla.
 Y_n : Factor de ciclos de carga (107 ciclos) engranajes.
 Y_j : Factor geométrico de resistencia a la flexión engranes.
 Z_e : Coeficiente elástico engranajes.
 Z_l : Factor geométrico de resistencia a la picadura engranajes.
 Z_n : Factor de vida de ciclos de esfuerzo engranajes.
 Z_r : Factor de condición superficial engranajes.
 z : diámetro de la huella que provoca la fuerza aplicada en el ensayo de dureza Brinell.

BIBLIOGRAFÍA

Libros

- BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J, Keith. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 8ª ed. Editorial: Mc Graw Hill 2008. 400p.
- Allen S. Hall, JR, ALFRED R. HOLOWENKO, M.S. Teoría y Problemas de Diseño de Máquinas 1ª ed. Editorial: McGraw-Hill de México, 1977. 344p.

Manuales técnicos de fabricantes.

- Manual Electrotécnico Telesquemario. Barcelona, España: Schneider Electric España S.A., 1999.
- Catálogo técnico motor eléctrico trifásico W22. Jaragua do Sul, SC, Brasil.
- Catálogo técnico Varvel reductores de ejes paralelos u ortogonales. Vía 2 Agosto 1980, 9 40056 Crespellano (BO) Italia.

Páginas de Internet visitadas.

- <http://www.ebay.co.uk/bhp/industrial-shredder>.
- https://en.wikipedia.org/wiki/Industrial_shredder.

Anexo I

Fichas técnicas de aceros.

Anexo II

Características técnicas de algunos materiales.

Anexo III

Máquinas de similares características.

Anexo IV
Planos de la máquina.

Anexo V

Fichas técnicas de elementos de la máquina.