

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

**DISEÑO DE EQUIPO TRITURADOR PARA RESIDUOS CERÁMICOS QUE  
PERMITE LA REUTILIZACIÓN DEL MATERIAL EN NUEVOS PROCESOS**

**Autores:**

Efraín Fernando Muñoz S  
Esteban Cuadros Bedoya

**Ingeniería Electromecánica**

**Director:**

M.I Adrián Felipe Martínez Perez

**INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO**

**DEPARTAMENTO DE MECATRONICA Y ELECTROMECHANICA**

**AGOSTO 2019**

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## RESUMEN

Las empresas día a día buscan como optimizar sus procesos garantizando al máximo su efectividad y sobre todo la integridad y la calidad de vida de sus empleados, por esto los departamentos de salud ocupacional y seguridad en el trabajo, trabajan continuamente en el mejoramiento de las operaciones diarias de los empleados; garantizando así una calidad de vida óptima y minimizando las incapacidades o reportes de dolencias.

Este trabajo consistió en el mejoramiento de uno de los procesos manuales que se realiza en una empresa de insumos cerámicos, ubicada en el municipio de sabaneta; este proceso consistía en triturar o quebrar manualmente los bujes aisladores fabricados en cerámica defectuosos de la producción al igual que los excedentes que se generan en cada turno. El operario debía triturar, quebrar y desintegrar estos bujes y residuos en trozos muy pequeños que luego son depositados en un tanque subterráneo donde se realiza el proceso de agitación de la materia prima para la generación del esmalte utilizado en dichos elementos. Si estos residuos no tienen el tamaño adecuado ocasionan daños en el sistema de agitación, debilitando y fracturando las aspas del agitador.

Este proceso repetitivo genera incapacidades por dolencias lumbares y musculares, reportadas por los trabajadores que realizan dicha tarea; además el área de salud ocupacional lo tiene catalogado como un proceso no seguro y de alto riesgo, por todo esto el área de seguridad y gestión laboral propuso la idea de tecnificar o automatizar esta labor, por eso se diseñó un triturador de productos cerámicos con el cual se garantiza la salud y seguridad de sus trabajadores; además de aumentar la producción y por ende sus ingresos.

La metodología empleada se divide en 4 etapas: conceptualización, selección, diseño y realización de los planos mecánicos; con las cuales se alcanzó el objetivo principal que es el diseño de un equipo triturador de residuos cerámicos para su posterior reutilización.

**Palabras claves:** Trituración, propiedades mecánicas, salud ocupacional.

	<p style="text-align: center;">INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</p>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## RECONOCIMIENTOS

Agradecemos enormemente a los profesores de ingeniería electromecánica por su paciencia, empeño y dedicación incondicional. A mi compañero de trabajo de grado, por su motivación y empeño en momentos difíciles, en los cuales se pensó en abandonar este proyecto por su complejidad.

Se le agradece también a nuestras familias, por su paciencia y comprensión durante estos 5 años de estudio.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## ACRÓNIMOS

- A área (m<sup>2</sup>)
- C<sub>m</sub> factor de material
- C<sub>s</sub> factor de tamaño
- C<sub>st</sub> factor de tipo de esfuerzo
- C<sub>R</sub> factor de confiabilidad
- D diámetro (m)
- K<sub>t</sub> factor de concentración de esfuerzos
- M momento flector (N.m)
- T torque (N.m)
- V fuerza cortante (N)
- σ esfuerzo normal (MPa)
- σ<sub>b</sub> esfuerzo de aplastamiento (MPa)
- σ<sub>d</sub> esfuerzo de diseño (MPa)
- σ<sub>flexión</sub> esfuerzo normal de flexión (MPa)
- σ<sub>y</sub> esfuerzo de fluencia del material (MPa)
- σ' esfuerzo de Vonn-Mises (MPa)
- τ Esfuerzo cortante (MPa)
- τ<sub>max</sub> esfuerzo cortante máximo (MPa)
- τ<sub>d</sub> esfuerzo cortante de diseño (MPa)
- S<sub>y</sub> resistencia de fluencia del material (MPa)
- S<sub>n</sub> factor de resistencia del material (MPa)
- S<sub>n'</sub> factor de resistencia a la fatiga (MPa)
- N factor de seguridad

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCION .....	9
1.1 Objetivo general .....	9
1.1.1 Objetivos específicos.....	10
2. MARCO TEORICO .....	11
2.1 Triturado .....	11
2.2 Proceso de triturado.....	11
2.2.1 Trituración primaria.....	11
2.2.2 Trituración secundaria.....	11
2.2.3 Trituración terciaria .....	12
2.3 Tipos de trituradores.....	12
2.3.1 Triturador de cono con cilindro hidráulico .....	12
2.3.2 Triturador de mandíbula.....	13
2.3.3 Triturador de cono .....	14
2.3.4 Triturador de impacto .....	15
2.3.5 Trituradora de cilindros.....	16
2.3.6 Trituradora de matillos de eje horizontal .....	17
2.3.7 Trituradora de matillos de eje vertical.....	17
2.4 Materias primas de los aislantes eléctricos cerámicos .....	18
2.4.1 Aislantes eléctricos.....	18
2.5 Ensayos realizados a materiales cerámicos.....	19
2.6 Fórmulas utilizadas para el diseño de la maquina .....	21
2.6.1 Esfuerzo normal ( $\sigma$ ).....	21
2.6.2 Esfuerzos de aplastamiento ( $\sigma_b$ ).....	22
2.6.3 Esfuerzos cortantes ( $\tau$ ).....	23
2.6.4 Esfuerzos normales por flexión ( $\sigma_{flexión}$ ) .....	23
2.6.5 Esfuerzos Cortantes de Torsión ( $T$ ).....	24
2.7 Teorías de diseño.....	26
2.7.1 Teoría de cortante máximo .....	26
2.7.2 Teoría de energía distorsión o Vonn-Mises .....	27

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.8	Diseño de ejes por fatiga.....	28
2.9	Engranés de dientes rectos .....	30
3.	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>32</b>
3.1	Diagnostico del proceso de triturado y reutilización .....	32
3.2	Tipos y selección del triturador .....	35
3.3	Diseño de la máquina trituradora.....	36
3.3.1	Diseño de la tolva .....	36
3.3.2	Diseño del disco en forma de estrella.....	37
3.3.3	Diseño de los ejes del triturador .....	38
3.3.4	Diseño del eje derecho del triturador .....	39
3.3.5	Diseño del sistema de transmisión mecánica .....	39
3.3.6	Selección de la fuente motriz.....	39
3.4	Planos de la trituradora de residuos cerámicos.....	39
4.	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>40</b>
4.1	Resultados del diagnóstico realizado al proceso .....	40
4.2	Selección del Molino a utilizar.....	41
4.3	Dimensiones de la tolva y cureñas.....	42
4.4	Diseño del molino.....	43
4.4.1	Disco en forma de estrella con punta .....	43
4.4.2	Diseño de los ejes .....	46
4.4.3	Diagrama de cuerpo libre del eje izquierdo .....	47
4.4.4	Diagrama de cuerpo libre del eje derecho.....	50
4.4.5	Diseño de los engranes de dientes rectos .....	53
4.4.6	Selección del motoreductor .....	55
4.4.7	Selección de los rodamientos para los ejes del triturador .....	56
5.	<b>CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO .....</b>	<b>60</b>
6.	<b>REFERENCIAS.....</b>	<b>61</b>
7.	<b>APÉNDICE .....</b>	<b>63</b>

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Triturador de cono con cilindro hidráulico . . . . .	13
Figura 2. Triturador de mandíbula . . . . .	14
Figura 3. Triturador de cono. . . . .	15
Figura 4. Triturador de impacto. . . . .	16
Figura 5. Triturador de cilindros. . . . .	16
Figura 6. Triturador de martillo con eje horizontal. . . . .	17
Figura 7. Trituradora de martillo de eje vertical. . . . .	18
Figura 8. Tipos de arcillas para la producción de cerámica . . . . .	19
Figura 9. Esfuerzos normales. . . . .	22
Figura 10. Esfuerzo de Aplastamiento . . . . .	22
Figura 11. Esfuerzos cortantes . . . . .	23
Figura 12. Esfuerzo de flexión. . . . .	23
Figura 13. Formación del esfuerzo de flexión . . . . .	24
Figura 14. Esfuerzo de torsión . . . . .	25
Figura 15. Distribución del Esfuerzo cortante . . . . .	25
Figura 16. Teoría de cortante Máximo . . . . .	26
Figura 17. Teoría de Energía de Distorsión o Vonn-mises. . . . .	27
Figura 18. Piezas a triturar por la maquina . . . . .	34
Figura 19. Boca del tanque de mezclado . . . . .	35
Figura 20. Molino triturador de disco en forma de estrella . . . . .	42
Figura 21. Dimensiones de la tolva del triturador . . . . .	43
Figura 22. Molino de aspas utilizado en el tanque de mezclado de cerámica . . . . .	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Figura 23. Diagrama del eje diseñado . . . . .	47
Figura 24. Diagrama de cuerpo libre del eje izquierdo en tres dimensiones . . . . .	48
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del eje derecho. . . . .	51
Figura 26. Motores Siemens sin eje . . . . .	55

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Composición de la cerámica utilizada en el proceso. ....	40
Tabla 2. Características de Trituradoras.....	41
Tabla 3. Matriz de ponderación. ....	42
Tabla 4. Propiedades del acero inoxidable 304 .....	44
Tabla 5. Características de engranajes de dientes rectos.....	53
Tabla 6. Motoreductor seleccionado .....	53
Tabla 7. Duración recomendada para rodamientos. ....	50
Tabla 8. Características de los rodamientos de bolas de una hilera ranura profunda eje izquierdo.....	51
Tabla 9. Características de los rodamientos de bolas de una hilera ranura profunda eje derecho.....	53

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## INTRODUCCION

En la mayoría de empresas dedicadas a la producción de piezas cerámicas se generan diariamente una gran cantidad de desperdicios por defectos en su producción, estos deben ser triturados, quebrados y desintegrados en trozos muy pequeños para su reutilización; actualmente esta labor se realiza de forma manual, ocasionando enfermedades lumbares y musculares, por eso el departamento de salud ocupacional y seguridad en el trabajo de la empresa propuso la idea de diseñar un equipo triturador de piezas cerámicas para su posterior reutilización en nuevos procesos, con el cual se eliminan de raíz los problemas de salud presentados por este grupo de trabajadores como cualquier accidente laboral que se pueda presentar.

Este trabajo está compuesto por cinco capítulos: El primero es la introducción donde se habla de todo lo referente al problema, como se le dará solución y los resultados esperados. En la segunda parte, se encuentra el marco teórico donde se habla de los diferentes tipos de máquinas trituradoras con sus características más relevantes y sobre todo de las bases teóricas para la realización del diseño (conceptos, formulas, entre otros).

El tercer capítulo comprende la metodología, donde se describe de forma detallada cada uno de los pasos seguidos para llegar al objetivo principal, que era el diseño de un equipo triturador de piezas cerámicas para su reutilización. En el capítulo siguiente aparecen los cálculos y resultados obtenidos de estos, donde quedan definidas las dimensiones y forma de sus componentes, tipo de fuente motriz a utilizar, materiales utilizados, entre otras cosas.

Por último se presentan las conclusiones obtenidas a lo largo del proceso de diseño, algunas de origen experimental y otras basadas en la observación durante todo el trabajo.

### **1.1 Objetivo general**

Diseñar equipo triturador de residuos cerámicos que permita la reutilización del material para nuevos procesos mejorando las condiciones laborales de los operarios.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 1.1.1 Objetivos específicos

- Diagnosticar el proceso de recuperación del material cerámico actual
- Revisar la información existente con respecto a la tecnología de trituración para recuperación.
- Analizar los datos obtenidos para definir el sistema de triturado óptimo para reemplazar el proceso actual
- Elaborar planos conceptuales de diseño y componentes principales del equipo.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## **2. MARCO TEÓRICO**

### **2.1 Triturado**

Para la preparación de diferentes productos, es necesario reducir el tamaño de algunos de sus componentes; las operaciones mediante las que se efectúan dichas reducciones de tamaño por medios físicos se denominan trituración y molienda. Estas operaciones son de aplicación habitual en los procesos industriales.

La trituradora es una maquinaria provista de unas palas, también llamadas mandíbulas, que sirven para trocear en tamaños más pequeños diversos materiales, como pueden ser el cartón, piedra, minerales, hierro, etc. Asimismo, este tipo de maquinarias pueden triturar, prensar y empaquetar plantas, ramas y demás restos del campo (Sanjuan, 2015).

### **2.2 Proceso de triturado**

En el proceso de triturado, se clasifica en tres etapas ordenado de mayor a menor por el tamaño del material final (Industrias, 2013).

#### **2.2.1 Trituración primaria**

En esta etapa se reduce el tamaño de los trozos de material entre 8” a 6” aproximadamente donde la selección se realiza por medio de un tamiz con el objetivo de separar el material más fino. Este proceso se lleva a cabo principalmente en trituradoras de mandíbulas o giratorias.

#### **2.2.2 Trituración secundaria**

En esta segunda etapa, se obtiene un tamaño de partículas de mineral comprendido entre 3” y 2” aproximadamente, obteniendo un grano más fino que la trituración primaria. Se utilizan en esta fase máquinas de tipo cónico o giratorio, trabajando a una velocidad promedio de 500 rpm.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### **2.2.3 Trituración terciaria**

En esta última etapa el grano mineral es mucho más fino que los dos procesos anteriores, siendo el tamaño de 1.5” a 0.375”. Se obtiene principalmente por trituradoras de molinos o laminadores.

## **2.3 Tipos de trituradores**

### **2.3.1 Triturador de cono con cilindro hidráulico**

Es un tipo nuevo y eficiente de trituradora, tiene incorporada tecnología de punta y es una de las trituradoras más utilizadas en Estados Unidos, Alemania y otros países. Su componentes automáticos, control inteligente, eléctricos y mecánicos representa una ventaja en comparación con la trituradoras tradicionales: alta eficiencia de trituración, costos bajos de producción, fácil de mantener y ajustar y los productos finales son de excelente forma de grano (GSMC, 2017).

Características:

1. Gran capacidad y eficiencia alta
2. Buena forma cúbica
3. Control y ajustar fácil y preciso
4. Alta capacidad de producción

Es una máquina que se usa para materiales muy duros y con la que se consiguen unos resultados muy óptimos en sus acabados. Se usan en plantas de cemento, en construcción de edificios, en la minería, carreteras, puentes, metalurgia (Sanjuan, 2015).

Este equipo cuenta con muy buena tecnología pero es de muy alta capacidad para el requerimiento que solicita la empresa; adquirir un equipo con estas características es una inversión muy alta y estaría sobre dimensionada, ver Figura 1.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 1. Triturador de cono con cilindro hidráulico (Industrias, 2013).

### 2.3.2 Triturador de mandíbula

Estas trituradoras se denominan de mandíbulas pues desintegran rocas y minerales en forma similar a la masticación que ejerce el ser humano sobre los alimentos. Este tipo de trituradora es ampliamente utilizada en los campos de la minería, la metalurgia, la construcción, la fundición, la energía hidroeléctrica y la industria química (GSMC, 2017).

Características:

1. Para procesos de fabricación a nivel mundial y materiales de tecnología avanzada
2. La cámara de trituración utiliza la forma de “V”, por eso el tamaño de alimentación es igual a la nominal.
3. La cámara de trituración es profunda, aumenta la capacidad y cantidad de producción.
4. El sistema de lubricación es seguro y confiable. Es fácil de reemplazar y mantener las piezas.

Este equipo es utilizado para triturar cualquier tipo de material que no sea inflamable como cemento, cobre, cuarzo, carbón y en producciones de alta cantidad es decir para trabajo pesado

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

en trituración. Es un equipo muy grande y costoso, tampoco cumple con el requerimiento de la empresa en tamaño y su costo, ver Figura 2.

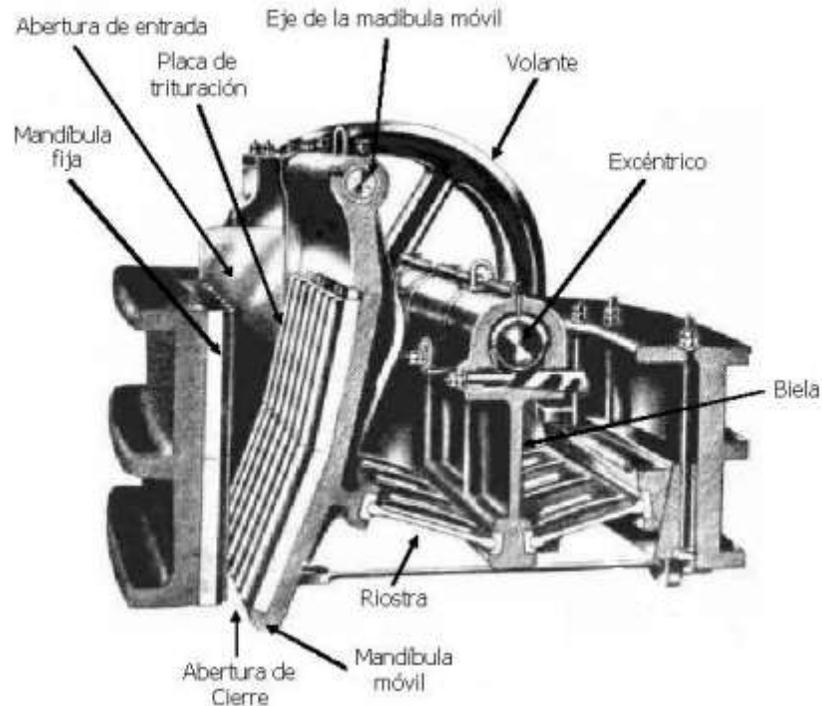


Figura 2. Tritrador de mandíbula (Industrias, 2013).

### 2.3.3 Tritrador de cono

Este equipo incorpora las últimas tecnologías de trituración a nivel mundial con una alta eficiencia y fácil operación, son las más utilizadas en China por su excelente funcionamiento operativo (GSMC, 2017).

Características:

1. Estructura única con un eje fijo principal y un casquillo excéntrico de rotación.
2. Funcionamiento totalmente automático, que al mismo tiempo reduce los costos de mano de obra.
3. Lubricación hidráulica integrada y sistema de control automático centralizado.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

4. La estructura y la cavidad tiene formas optimizadas, adaptándose al principio de trituración de interarticular lo que garantiza un alto rendimiento de la trituradora.

Este equipo al igual que el anterior es utilizado para producciones a gran escala o en empresas donde se trituran grandes cantidades de material (toneladas), es un excelente equipo pero muy robusto saliéndose de los parámetros del diseño pensado por la empresa, ver Figura 3.

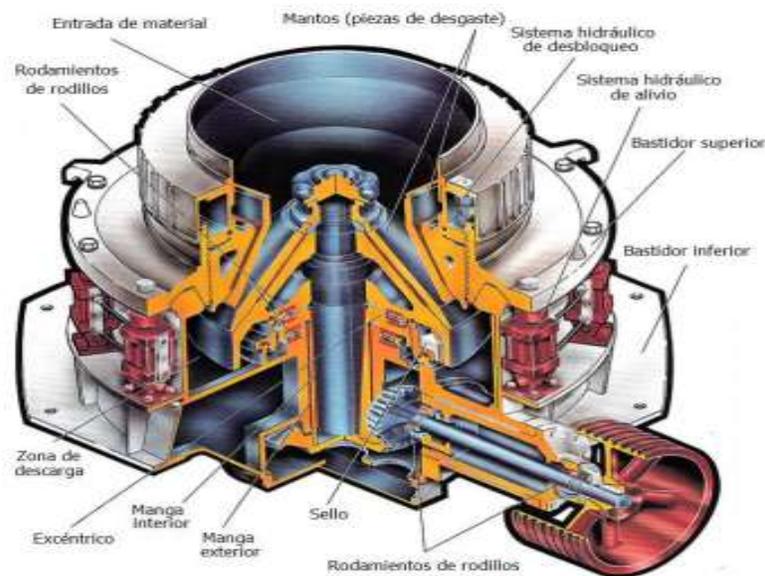


Figura 3. Tritrador de cono (Industrias, 2013).

### 2.3.4 Tritrador de impacto

Se ha demostrado que esta serie de trituradoras no solo puede aumentar la productividad y mejorar la calidad del producto final, sino que también puede reducir los costos de inversión y de operación en gran medida. Las ventajas se muestran en la trituración secundaria, terciaria y la recuperación del material (GSMC, 2017).

Características:

1. Alta eficiencia de ahorro de energía
2. Martillo de cromo y la placa especial de impacto
3. La forma cúbica del producto final y el tamaño de salida son ajustables.
4. Mantenimiento fácil.

Son robustas y capaces de estar mucho tiempo en funcionamiento. Su trabajo principal se realiza en minerías, triturando diversos tipos de rocas, arcillas, minerales y otros elementos similares, ver Figura 4.



Figura 4. Tritrador de impacto (Industrias, 2013).

### 2.3.5 Trituradora de cilindros

En este tipo de trituradoras el material es tomado por ambos cilindros y es apretado entre ellos para efectuar la trituración. Los cilindros giran accionados por un motor y el acople entre ambos se hace a través de ruedas dentadas. Los cilindros pueden ser lisos, estriados o dentados (GSMC, 2017).

Para que el material a triturar pueda ser procesado, se requiere que el tamaño de los trozos sea menor que la veinteava parte del diámetro de los cilindros pues en caso contrario el material no es tomado y pasado a través de los cilindros, ver Figura 5.

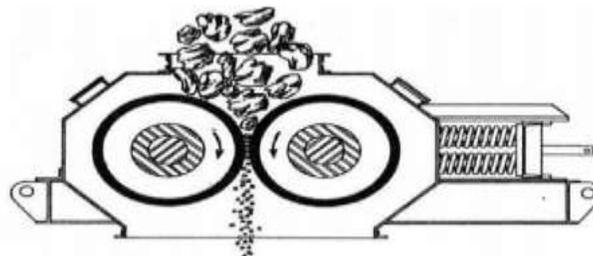


Figura 5. Tritrador de cilindros (Industrias, 2013).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 2.3.6 Trituradora de martillos de eje horizontal

La trituradora de martillos de eje horizontal está compuesta por una carcasa, recubierta en su interior por placas de desgaste, en donde se aloja un eje dispuesto en forma horizontal que gira a gran velocidad, al cual van sujetos perpendicular y rígidamente los elementos de percusión (GSMC, 2017).

El material de alimentación ingresa a la trituradora por la parte superior cayendo por gravedad a la cámara de desintegración, donde en su descenso es golpeado por los martillos del rotor originándose sucesivos golpes entre partículas, contra la carcasa y contra el rotor, esto desintegra el material y favorece un mejor formato del producto, ver Figura 6.

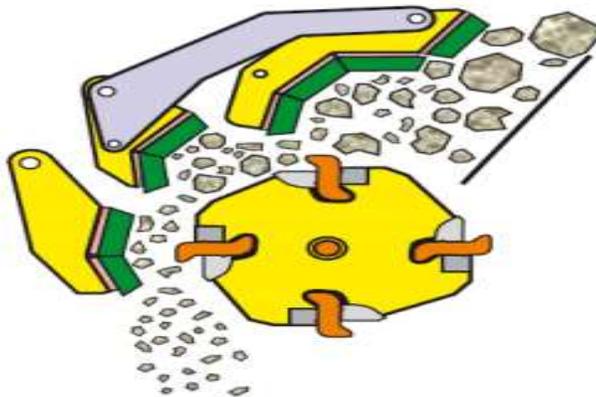


Figura 6. Triturador de martillo con eje horizontal. (Industrias, 2013).

### 2.3.7 Trituradora de martillos de eje vertical

La trituradora de martillos de eje vertical está compuesta por una carcasa, recubierta en su interior por placas de desgaste, en donde se aloja un eje hueco dispuesto en forma vertical que gira a gran velocidad, al cual se encuentra sujeto un rotor. El método de operación es muy similar al de una bomba centrífuga. El material se alimenta a través del centro del eje del rotor, donde es acelerado hasta una alta velocidad antes de ser descargado a través de aberturas en la periferia del rotor (GSMC, 2017).

La trituración ocurre cuando el material choca a alta velocidad contra las placas de desgaste de la carcasa exterior y también debido a la acción de roca contra roca, ver Figura 7.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

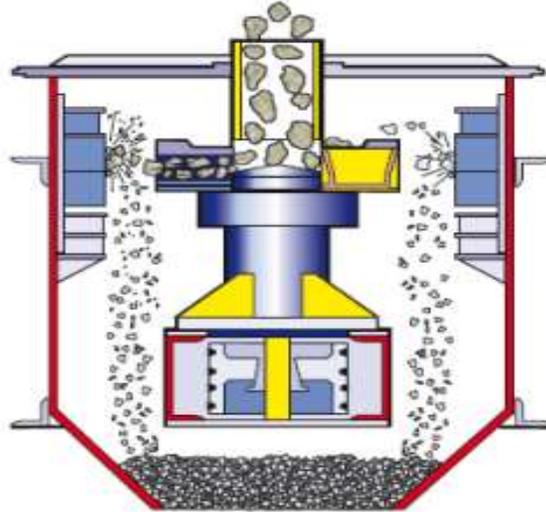


Figura 7. Trituradora de martillo de eje vertical (Industrias, 2013).

## 2.4 Materias primas de los aislantes eléctricos cerámicos

### 2.4.1 Aislantes eléctricos

Cumplen la función de soportar o fijar los conductores eléctricos a las estructuras, están expuestos a vientos y contaminación ambiental como a cargas longitudinales y transversales, son diseñados y construidos con materiales cerámicos en propensiones diferentes pero compuestos siempre por 3 componentes base: un componente plástico, otro fundente y uno inerte (Structuralia, 2018).

El componente plástico es el encargado de proporcionar la plasticidad de la pieza aportando Al, Si y parte del Ca, Fe y Ti los cuales están presentes en las arcillas y caolines. La parte fundente generan partes vítreas en la cocción que actúan como ligantes entre las partículas promoviendo las reacciones solido-solido que son portadoras de Na, K, Al, los cuales están adheridos a los feldspatos, talcos y arenas, generando el cierre de poros en la descomposición y transformación del componente arcilloso (Askeland, 2016).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Por último se encuentran, los componentes inertes que actúan como reguladores de los fundentes, cumpliendo funciones desengrasantes (cuarzo) y refractarias (caolín) encargado de dar la blancura a la mezcla.

La cerámica está compuesta por 6 elementos en diferentes proporciones:

- La paz
- Buenavista
- Arena Olga
- Hymod Blue
- Feldespato Latino
- Caolín Treviscoe

Las tres primeras son arcillas: La paz es una arcilla polimérica flexible, fácil de trabajar y resistente al agua y muy resistente después de la cocción. Buenavista es una arcilla de color gris muy fina con buenas propiedades aglomerantes; por ultimo esta la arena Olga, con un alto contenido de hierro (Aparicio, 2013), ver Figura 8.



Figura 8. Tipos de arcillas para la producción de cerámica (Labois, 2019).

## 2.5 Ensayos realizados a materiales cerámicos

Determinar el esfuerzo de tensión de un material cerámico no es una tarea sencilla. La elevada fragilidad característica de estos complica enormemente la realización de ensayos de

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

tracción directa, por lo que se han desarrollado métodos alternativos para determinar esta propiedad (Iglesias, 2011). Uno de los métodos de ensayo más comunes es el ensayo de flexión en tres puntos, que proporciona el conocido módulo de rotura, una magnitud relacionada en cierta forma con la resistencia a tracción, ver Figura 9.



Figura 9. Ensayo de flexión en tres puntos. (Iglesias, 2011).

Este ensayo consiste en escoger tres puntos sobre la probeta prismáticas entalladas, siguiendo las recomendaciones de Elices, Planas y Guinea. La luz del ensayo es de 100 mm. Durante los ensayos las vigas se apoyan en dos cilindros rígidos que pueden rodar sin apenas rozamiento sobre un apoyo antitorsión, tal y como se aprecia en la Figura 9. Los ensayos se realizan en control de posición a una velocidad de desplazamiento del pistón de 20  $\mu\text{m}/\text{min}$ , aunque dos de los ensayos se realizan a 10  $\mu\text{m}/\text{min}$  para comprobar que las condiciones del ensayo eran realmente casi-estáticas. La medida de la carga se realiza con una célula Instron dinámica de  $\pm 5$  kN (precisión mínima de  $\pm 1$  N). El desplazamiento bajo el punto de carga se medía haciendo la mide de la lectura de dos LVDT Solartrón con un rango de  $\pm 2,5$  mm (precisión mínima conjunta de 2  $\mu\text{m}$ ). Asimismo, se acopló un extensómetro resistivo Instron de  $12,5 \pm 2,5$  mm (precisión mínima de 2,5  $\mu\text{m}$ ) a ambos lados de la entalla para medir su apertura.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Otro método que se emplea con cierta frecuencia para determinar la resistencia a tracción es el ensayo de compresión diametral o ensayo brasileño, pero requiere de ciertas hipótesis adicionales sobre el comportamiento del material bajo cargas triaxiales, ver Figura 10.

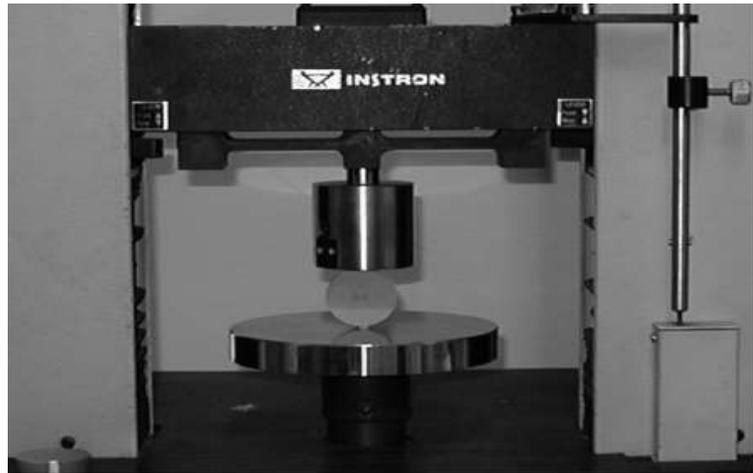


Figura 10. Ensayo de compresión diametral o ensayo Brasileiro (Iglesias, 2011).

Se realizan mínimo 6 ensayos brasileños con el objeto de obtener la resistencia a tracción del material utilizándose para ello las probetas cilíndricas colocadas en la prensa tal y como se observa en la Figura 10. Para el reparto de la carga diametral se les adhiere un apoyo de madera de 4 mm de ancho a lo largo de todo el espesor de la probeta. Los ensayos se efectúan en una prensa Instron de 5 kN de capacidad máxima. El control de los ensayos se hace con la posición del pistón a una velocidad de desplazamiento de 35  $\mu\text{m/s}$ . El fondo de escala de la célula de carga es de  $\pm 5$  kN, y la precisión mínima es de 0,5 N.

## 2.6 Fórmulas utilizadas para el diseño de la maquina

La mayoría de elementos en la vida diaria están sometido a una combinación de esfuerzos, a continuación describiremos las fórmulas utilizadas para el diseño de la torre grúa:

### 2.6.1 Esfuerzo normal ( $\sigma$ )

Es el esfuerzo al que están sometidos los elementos debido a cargas axiales de tensión o compresión en dirección del eje del elemento.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

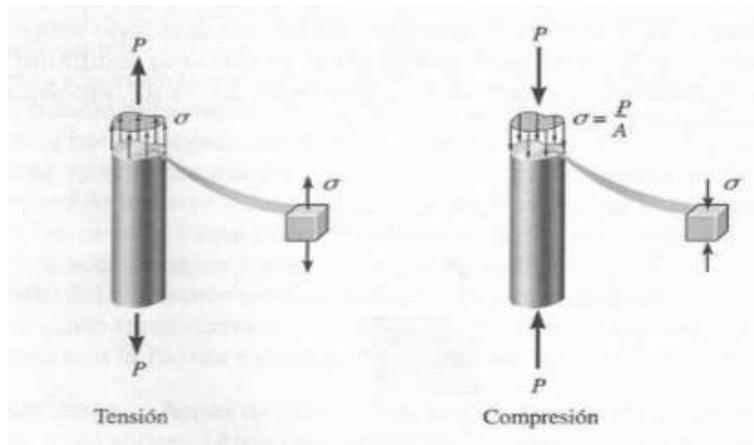


Figura 11. Esfuerzos normales (Hibbeler, 2006).

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ecuación 1}$$

F: fuerza de tensión (N)

A: área transversal del elemento o perpendicular a la fuerza (m<sup>2</sup>)

### 2.6.2 Esfuerzos de aplastamiento ( $\sigma_b$ )

Son los esfuerzos generados por cargas axiales de compresión en los elementos.

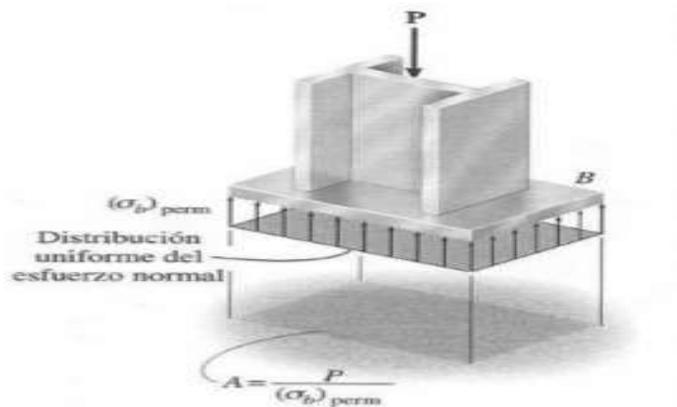


Figura 12. Esfuerzo de aplastamiento (Hibbeler, 2006).

$$\sigma_b = \frac{F}{A_b} \quad \text{Ecuación 2}$$

F: fuerza de compresión (N)

A<sub>b</sub>: área proyectada del elemento (m<sup>2</sup>)

### 2.6.3 Esfuerzos cortantes (T)

Son los esfuerzos generados en elementos sometidos a zilladura o fuerzas en direcciones contrarias, comúnmente ocurre en pernos, remaches, pasadores y barras.

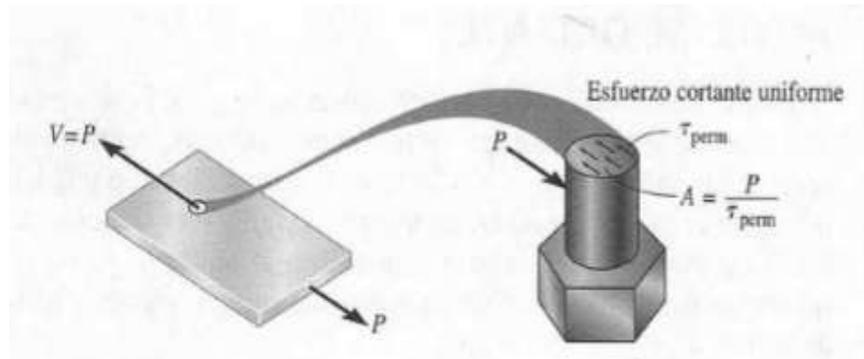


Figura 13. Esfuerzos cortantes (Hibbeler, 2006).

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{Ecuación 3}$$

F: fuerza paralela al área de corte (N)

A: área paralela a la fuerza (m<sup>2</sup>)

### 2.6.4 Esfuerzos normales por flexión ( $\sigma_{\text{flexión}}$ )

Son los esfuerzos generados por momentos flectores en los elementos, los cuales tienden a doblar el elemento, ocurren en vigas, barras, etc.

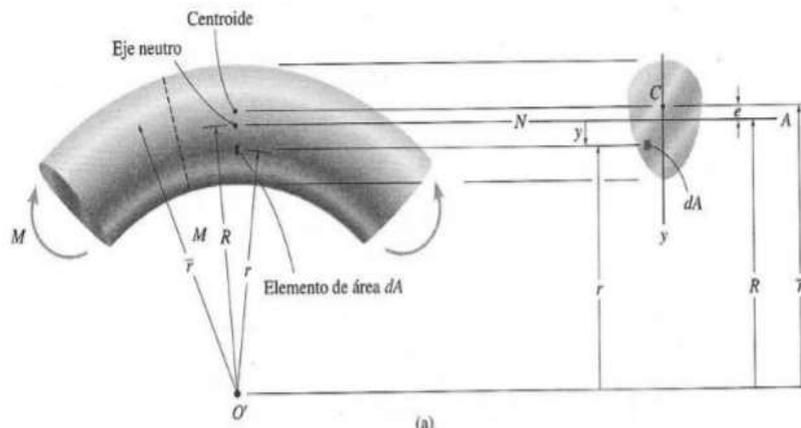
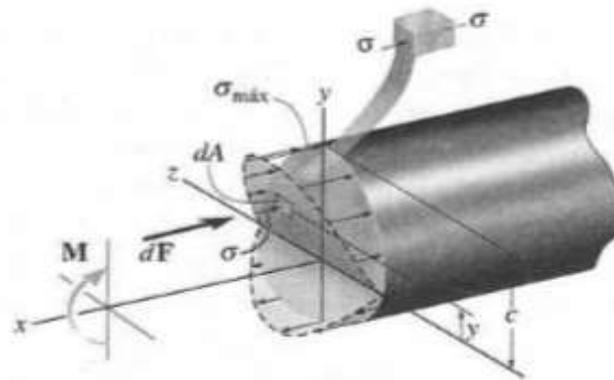


Figura 14. Esfuerzo de flexión (Hibbeler, 2006).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Variación del esfuerzo de flexión

Figura 15. Formación del esfuerzo de flexión (Hibbeler, 2006).

$$\sigma_{flexión} = \frac{M \cdot C}{I} \quad \text{Ecuación 4}$$

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

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

I: momento de inercia del elemento los cuales aparecen en una tabla dependiendo del tipo de figura (m<sup>4</sup>).

### 2.6.5 Esfuerzos cortantes de torsión (T)

Son los esfuerzos cortantes generados por un torque que es aplicado al elemento.

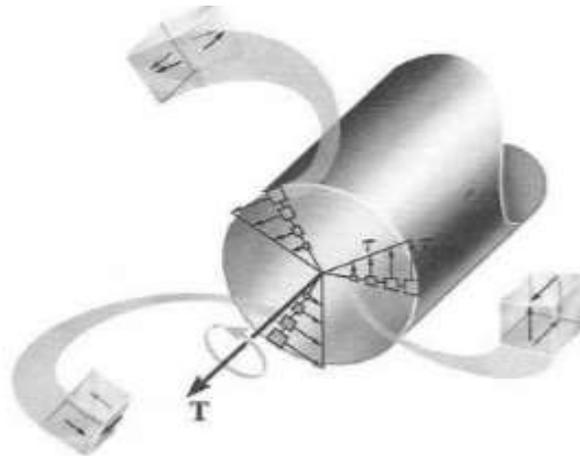


Figura 16. Esfuerzo de torsión (Hibbeler, 2006).

$$\tau = \frac{T \cdot C}{J} \quad \text{Ecuación 5}$$

T: torque al cual se somete el elemento (N.m).  
 C: distancia desde el centro al punto de análisis (m).  
 J: momento polar de inercia (m<sup>4</sup>).

Existe otro tipo de esfuerzo cortante:

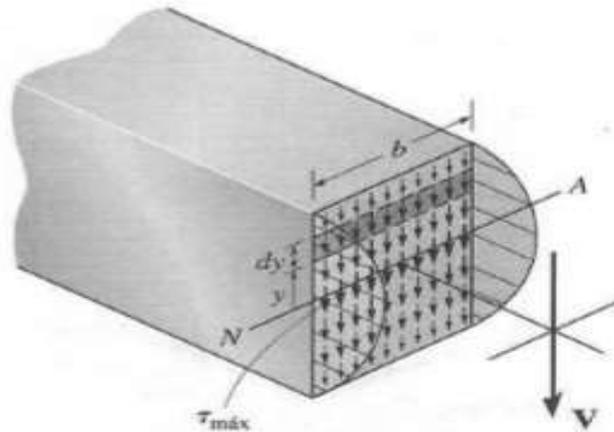


Figura 17. Distribución del esfuerzo cortante (Hibbeler, 2006).

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{I \cdot t} \quad \text{Ecuación 6}$$

V: fuerza cortante paralela al área (N).  
 Q: Área que está por encima del punto analizar multiplicada por el Y barra de esta área (m<sup>3</sup>).  
 I: momento de inercia de la figura completa (m<sup>4</sup>).  
 T: espesor del elemento (m).

## 2.7 Teorías de diseño

### 2.7.1 Teoría de cortante máximo

La teoría de cortante máximo dice que un material empezara su fluencia cuando su esfuerzo cortante sea mayor que el esfuerzo cortante para el cual fue diseñado (Mott, 2006).

$$\tau_{max} < \tau_d = \frac{0,5 S_y}{N} \quad \text{Ecuación 7}$$

**Donde:**

$T_{max}$ : cortante o radio del círculo de Mohr (Pas o Psi).

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

N: factor de seguridad

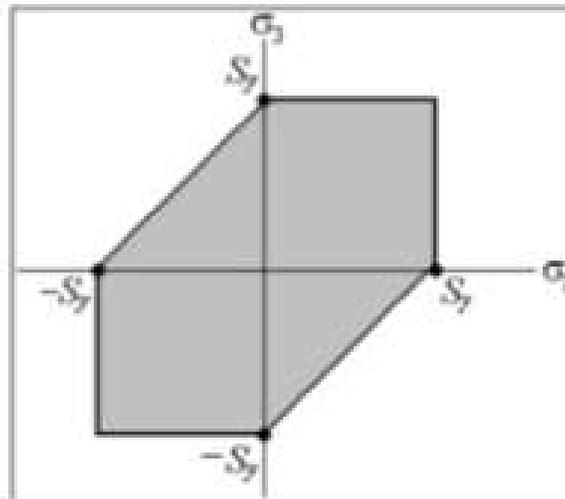


Figura 18. Teoría de cortante máximo o Tresca (Mott, 2006).

$$\sigma_1 - \sigma_3 = S_y \quad \text{cuando } \sigma_1 > 0 > \sigma_3 \quad \text{Ecuación 8}$$

$$\sigma_1 = S_y \quad \text{cuando } \sigma_1 > \sigma_3 > 0$$

$$\sigma_3 = -S_y \quad \text{cuando } 0 > \sigma_1 > \sigma_3$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

La falla ocurrirá cuando el punto determinado por los esfuerzos normales  $\sigma_1$  y  $\sigma_3$  se encuentren fuera del área sombreada.

### 2.7.2 Teoría de energía distorsión o Von-Mises

La teoría de von-Mises que la falla ocurrirá cuando el mayor de los esfuerzos principales sea mayor que el esfuerzo ( $\sigma'$ ) o esfuerzo de von-Mises.

$$\sigma' < \sigma_d = \frac{\sigma_y}{N} \quad \text{Ecuación 9}$$

$\sigma_y$ : esfuerzo de fluencia del material (Pas o Psi).

N: factor de seguridad

$\sigma'$ : esfuerzo de von-Mises (Pas o Psi).

Pero para el esfuerzo de vonn-mises hay tres fórmulas dependiendo del estado de esfuerzos al cual estará sometido el material:

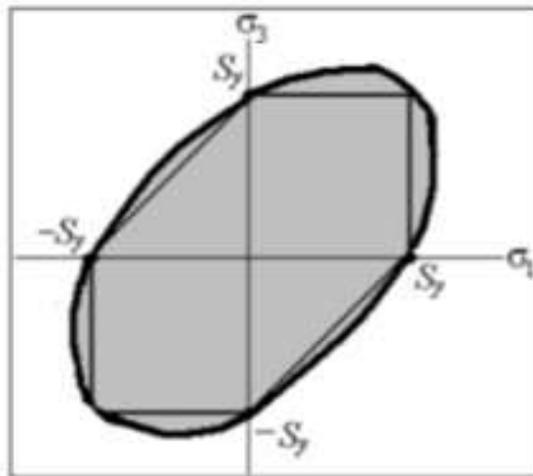


Figura 19. Teoría de energía de distorsión o Von-Mises (Mott, 2006).

En el caso bidimensional  $\sigma_2=0$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_3} \quad \text{Ecuación 10}$$

$$\sigma' = S_y$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

La falla ocurrirá cuando el punto determinado por los esfuerzos normales  $\sigma_1$  y  $\sigma_3$  se encuentre fuera del área sombreada.

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

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{normal}^2 + 3 * \tau_{xy}^2} \quad \text{Ecuación 11}$$

## 2.8 Diseño de ejes por fatiga

Los ejes comúnmente están expuestos a una combinación de esfuerzos normales y cortantes, los cuales son causados por cargas de torsión, flexión, verticales y axiales; el diseño de una eje siempre va a depender del diseñador y de las cargas a las cuales va estar sometido. Por tanto el diseño de un eje consiste en calcular su diámetro mínimo. La teoría más utilizada para esta función es la teoría de falla por energía de distorsión o de Von-Mises.

Se debe analizar el eje en diferentes puntos críticos para encontrar el diámetro mínimo del eje, pero esto depende de los tipos de esfuerzos al que el punto este sometido. En ocasiones el punto puede estar sometido a una combinación de esfuerzos normales y cortantes por lo cual se puede utilizar la siguiente formula:

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kt \cdot M}{S_n'}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecuación 12}$$

Pueden haber varios factores de Kt en un tramo; se debe escoger el mayor para introducirlo a la formula (Mott, 2006). El factor  $S_n'$  es la resistencia a la fatiga de una viga real y esta descrito por la fórmula siguiente:

$$S_n' = S_n * C_R * C_s * C_m * C_{st} \quad \text{Ecuación 13}$$

Por otra parte el punto puede estar solamente sometido a un esfuerzo cortante debido a una carga vertical y la ecuación sería:

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A} \quad \text{Ecuación 14}$$

Con factor de concentración de esfuerzos:

$$\tau_{max} = K_t * \frac{4V}{3A} \quad \text{Ecuación 15}$$

El diámetro mínimo requerido será:

$$D = \sqrt{\frac{2,94 * K_t * V * N}{S_n'}} \quad \text{Ecuación 16}$$

$$\tau_d = \frac{0,577 * S_n'}{N} \quad \text{Ecuación 17}$$

Otra forma sería que el punto solamente este sometido a un esfuerzo cortante por torsión:

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left( \frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecuación 18}$$

$$\tau_d = \frac{0,577 * S_y}{N} \quad \text{Ecuación 19}$$

El momento de una fuerza en el espacio es:

$$M = (r_x + r_y + r_z) \times (F_x + F_y + F_z) \quad \text{Ecuación 20}$$

Donde:

r : coordenadas del vector posición (m)

F: fuerza descompuesta en sus coordenadas (N)

Potencia de un motor eléctrico:

$$P = T * \omega \quad \text{Ecuación 21}$$

Donde:

P: potencia del motor (w)

T: torque (N.m)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$\omega$ : velocidad angular (rad/s)

El torque y la velocidad angular transmitida entre engranajes se relacionan entre sí:

$$\frac{T_1}{r_1} = \frac{T_2}{r_2} \quad \text{Ecuación 22}$$

Donde:

T: torque transmitido (N.m), el subíndice 1 y 2 indica el engrane.

r: radio del piñón (m), el subíndice 1 y 2 indica el engrane.

$$\omega_1 * r_1 = \omega_2 * r_2 \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde:

$\omega$ : velocidad angular del piñón (rad/s)

## 2.9 Engranajes de dientes rectos

Las fórmulas para el diseño de engranajes de dientes rectos son:

Relación de contacto ( $R_t$ ):

$$R_t = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \text{Ecuación 24}$$

El diámetro de paso es:

$$D_p = Z * M \quad \text{Ecuación 25}$$

Donde:

Z: número de dientes

M: modulo (mm)

Paso circular:

$$P_c = \pi * M \quad \text{Ecuación 26}$$

El diámetro exterior es:

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$D_{\text{exterior}} = D_p + 2 * M \quad \text{Ecuación 27}$$

El diámetro de raíz:

$$D_{\text{raíz}} = D_{\text{exterior}} - 2.157 * M \quad \text{Ecuación 28}$$

La altura total:

$$h_{\text{total}} = 2.157 * M \quad \text{Ecuación 29}$$

Addendum:

$$a = M \quad \text{Ecuación 30}$$

Dedendum:

$$b = 1.157 * M \quad \text{Ecuación 31}$$

Momento de inercia (I):

$$I = \frac{1}{12} * (b) * (h)^3 \quad \text{Ecuación 32}$$

Para la selección de los rodamientos, se debe calcular la fuerza resultante en este:

$$R_A = \sqrt{(R_{Ay})^2 + (R_{Az})^2} \quad \text{Ecuación 33}$$

Carga a la que trabaja el rodamiento ( $P_d$ ):

$$P_d = (V) * (R_A) \quad \text{Ecuación 34}$$

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

$$C = P_d * \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{Ecuación 35}$$

Donde:

C: carga dinámica (Lbf)

$P_d$ : carga a la que trabajara el rodamiento (Lbf)

$L_d$ : Horas esperadas de operación (h)

k: para rodamiento de bolas (3)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 3. METODOLOGIA

La metodología utilizada para la realización del proyecto fue la siguiente:

#### 3.1 Diagnóstico del proceso de triturado y reutilización

La primera actividad consistió en realizar un diagnóstico del proceso de triturado y reutilización, para esto se procedió a realizar una visita técnica a la planta de fabricación de aislantes cerámicos, ver Figura 20.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

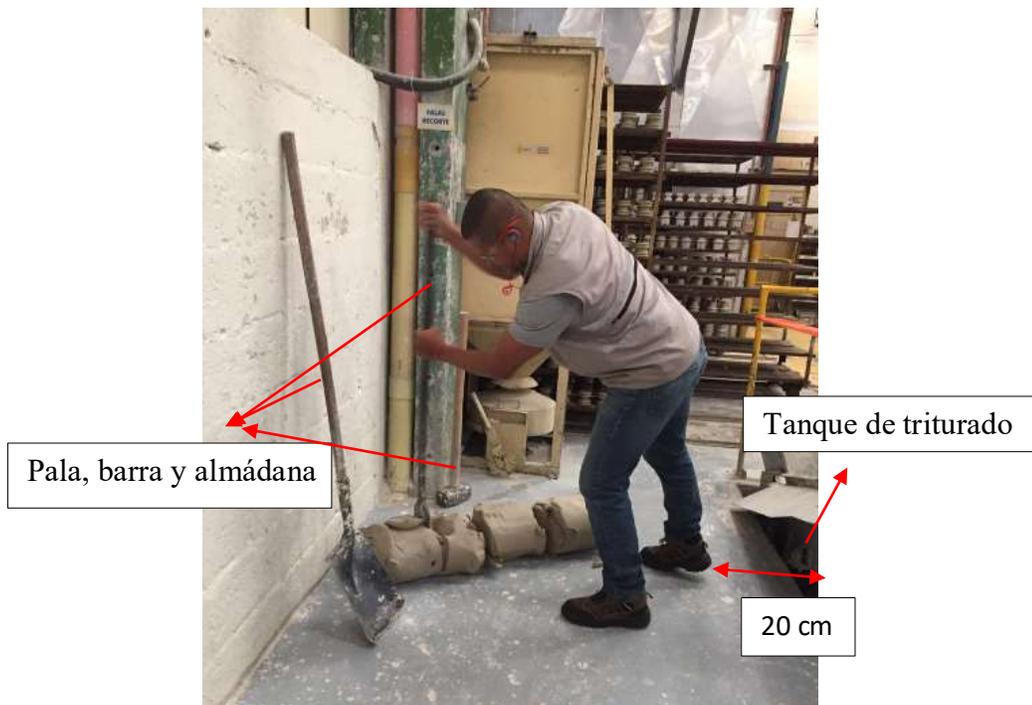


Figura 20. Trabajador triturando material cerámico. (Propia).

Como se puede apreciar, el proceso de triturado del material cerámico defectuoso reutilizado es muy artesanal, su espacio disponible es reducido y las herramientas utilizadas son muy rudimentarias, generando un alto nivel de riesgo laboral.

Por otra parte, solo a 20 cm el trabajador tiene el tanque de mezclado de arcilla, en el cual puede caer por descuido en alguno de sus movimientos, ver Figura 21.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 21. Boca del Tanque de mezclado (Propia).

Después de identificar estas problemáticas, se procedió a establecer algunos parámetros para el diseño del triturador.

- Espacio disponible
- Dimensiones de las piezas
- Número de piezas a triturar
- Composición de la cerámica

El primer parámetro a definir fue el espacio o área disponible por la empresa para la ubicación del triturador, este está delimitado por un espacio de 900 mm de largo y 600 mm de ancho incluido la boca del tanque; para su medición se utilizó un flexómetro.

La segunda actividad consistió en definir otro parámetro del diseño, como es las dimensiones de las piezas a triturar, ver Figura 22.



Figura 22. Piezas a triturar por la maquina (propia).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Estas piezas poseían las siguientes dimensiones: 340 mm de longitud y un diámetro promedio de 101,06 mm o 4 in, medidos con un flexómetro.

Posteriormente, se midió la boca del tanque de mezclado con el flexómetro, el cual fue reducido, rellenándolo con cemento y varillas para disminuir sus dimensiones, las dimensiones finales fueron las siguientes: 650 mm de largo x 550 mm de ancho, ver Figura 23.



Figura 23. Boca del tanque de mezclado (propia).

Por último, se calculó el número de piezas cerámicas a triturar, lo cual se podía realizar de dos formas diferentes: La primera era introducir todas las piezas defectuosas en un costal y pesarlas en una báscula, el valor obtenido será dividido en la masa de una sola; la segunda forma era contarlas manualmente cada día.

Se optó por la primera, pero para ser más exactos la operación se realizó durante tres días y se calculó el promedio. Las fórmulas utilizadas fueron las siguientes:

$$\# \text{ de elementos} = \frac{\text{Masa de elementos defectuosos}}{\text{Masa de un elemento}}$$

$$\text{Masa de los elementos} = \frac{M_1 + M_2 + M_3}{3}$$

### 3.2 Tipos y selección del triturador

Para poder definir el tipo de triturador a diseñar, se realizó una búsqueda minuciosa en la literatura existente actual, de los cuales se mencionan 5 tipos diferentes. Con la información

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

encontrada se realizó la Tabla 2 (resultados), donde se encuentra resumida todas las características principales de cada máquina trituradora, esta información sirvió como base para la realización de una matriz de ponderación, donde se muestran las ventajas de cada una de estas, sirviendo para la selección del tipo de trituradora a diseñar, ver Tabla 3(resultados).

Su selección se fundamentó en parámetros como: mantenimiento, costo de fabricación, consumo eléctrico, tamaño final del producto, etapas para lograr este tamaño. Luego de estar definido el tipo de trituradora a diseñar, se procedió a establecer sus parámetros: dimensiones de sus componentes, materiales de fabricación, fuerzas y esfuerzos generados, elementos encargados de soportarlos (rodamientos o chumacera).

### **3.3 Diseño de la máquina trituradora**

Para el diseño de la máquina trituradora se partió de las dimensiones establecidas anteriormente y del tipo de triturador indicado por la matriz de ponderación (resultados); para este caso un triturador con disco en forma de estrella, el cual está compuesto por los siguientes componentes: tolva, discos en forma de estrella, ejes, rodamientos, motor impulsor, sistema de transmisión, entre otros.

#### **3.3.1 Diseño de la tolva**

El primer componente diseñado fue la tolva, cuyas dimensiones fueron establecidas teniendo en cuenta el tamaño de las piezas a triturar (largo, diámetro) y las dimensiones de la boca del tanque de mezclado. A la tolva se le agregó una malla para proteger al trabajador de impactos o partículas de material durante su funcionamiento.

Se estableció que su forma debía ser cónica para direccionar el material hacia los discos trituradores aumentando su efectividad; su base estaría establecida por las dimensiones de las piezas a triturar, tendrá forma cuadrada (360 mm x 360 mm), permitiendo que las piezas queden acostadas por tener 20 mm más de espacio, facilitando su trituración.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 3.3.2 Diseño del disco en forma de estrella

El segundo componente diseñado, fueron los discos en forma de estrella. La cerámica posee una alta resistencia y el material de los discos debía ser superior para soportar la carga aplicada a la pieza, además este debe ser fácil de limpiar y tener propiedades antioxidantes. El material más indicado para su diseño es un acero inoxidable 304, por las siguientes características: alta resistencia de fluencia, ductilidad, bajo niveles de corrosión.

Sus dimensiones fueron establecidas bajo las siguientes hipótesis: La primera era que la altura de la estrella no podía ser igual al diámetro de las piezas a triturar, porque está la cubriría comprimiéndola pero no la fracturaría, porque la cerámica tiene una resistencia a la compresión 5 veces mayor que a la tensión. El efecto principal que debe realizar la punta del disco es golpear y ejercer un esfuerzo mayor que el de la cerámica para partirla y posteriormente triturarla.

Por todo lo anterior, se decidió que esta tuviera una altura de 50,4 mm que es igual al radio de las piezas trituradas, garantizando que las puntas del disco en forma de estrella siempre golpe las piezas en la mitad para fracturarla y facilitar su triturado. Su base debe soportar el esfuerzo de flexión generado por la fuerza mínima necesaria para fracturar la pieza y su punta debía poseer un área pequeña para que el esfuerzo aplicado sea el mayor posible.

Para calcular las dimensiones de la base de la punta del disco con forma de estrella, se utilizó la teoría de diseño a carga estática de Von-Mises o energía de distorsión ( $\sigma'$ ), porque la fuerza aplicada sobre la base del disco se considera constante. Su fórmula indica que el esfuerzo de fluencia del material ( $\sigma_y$ ) es dividido en el factor de seguridad (N) definido por el diseñador, obteniendo como resultado el valor de dicho esfuerzo ( $\sigma'$ ), tomando este valor como el esfuerzo de flexión de trabajo del disco permitiendo despejar de su fórmula el momento de inercia, el cual depende de las dimensiones del área.

Luego se calcularon, las dimensiones de la punta del disco en forma de estrella. Estas debían ser lo más pequeñas posibles para generar el efecto deseado sobre la cerámica, una de estas

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

dimensiones ya había quedado establecida en el procedimiento anterior y la otra se tomó como 3 mm generando un esfuerzo mayor que el de rotura de la cerámica.

Luego de tener definido las dimensiones de la punta del disco en forma de estrella, se obtuvo el valor de la fuerza que debe ejercer el disco sobre la cerámica que es muy diferente a la fuerza máxima de trabajo del disco.

### **3.3.3 Diseño de los ejes del triturador**

Para el diseño del eje, se asumieron algunas dimensiones longitudinales como: espacio para los cojinetes A y B, espacio ocupado por el engrane impulsor, longitud para la ubicación de los discos de corte, espesor de los separadores de discos; obteniendo como resultado la longitud total tentativa del eje.

Una de las dudas principales fue el sistema de anclaje entre el eje y los discos en forma de estrella, para esto surgieron tres alternativas: La primera, fue utilizar tornillos prisioneros, pero estos generarían muchas perforaciones en el eje ocasionando su debilitamiento y apareciendo concentradores de esfuerzos por todo el eje; la segunda idea era utilizar cuñas pero se presentarían los mismos problemas de la idea anterior, además el material triturado podría entrar entre sus espacios generando desgaste y atascamiento de los discos.

La última opción era diseñar la parte central del eje con forma hexagonal, eliminado el problema de acople o sujeción entre los discos y el eje, además el eje debe contener separaciones entre disco y disco, lo que aumentaría el número de perforaciones en caso de tornillos prisioneros o cuñas. Debido a esto, se tomó la decisión de diseñar la parte donde están ubicados los discos para el triturado con forma hexagonal, para que los discos como los separadores entren de forma ajustada en el eje.

El siguiente paso consistió en asumir un diámetro para la parte principal del eje, el cual fue tomado de 2 in o 50,8 mm, con esto ya se podían calcular el valor de la fuerzas ejercidas sobre cada uno de los elementos que forman parte del eje, teniendo como punto de partida la fuerza de impacto que el disco debía aplicar sobre la cerámica para fracturarla y triturarla. Por último

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

con el valor de las fuerzas radiales obtenidas del análisis anterior, fueron seleccionados los cojinetes a utilizar en A y B.

### **3.3.4 Diseño del eje derecho del triturador**

Para este eje, se utilizó el mismo procedimiento que para el eje izquierdo, pero se tenía que considerar el doble del torque, por este es el encargado de transmitir el torque para los dos ejes que componen el triturador.

### **3.3.5 Diseño del sistema de transmisión mecánica**

El sistema de transmisión mecánica seleccionado fue un sistema de engranajes de dientes rectos, por su economía, fácil fabricación y diseño. Para este sistema se asumió un ángulo de presión de  $20^{\circ}$ , dientes de altura completa y un número de dientes mínimo establecido por la normas AGMA.

Para obtener todas las características cinemáticas de los engranes de dientes rectos, se utilizaron las formulas encontradas en el libro de diseño de elementos de máquinas de Mott, 4 edición.

### **3.3.6 Selección de la fuente motriz**

Para esta parte, se utilizó un catálogo de motoredutores marca SIMOGEAR, donde se buscó las características de funcionamiento de la maquina (rpm, torque a transmitir, potencia).

## **3.4 Planos de la trituradora de residuos cerámicos**

Por último, se realizaran los planos detallados de cada uno de los componentes de la maquina diferenciados por colores, además del ensamble del conjunto en general.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 4. RESULTADOS

### 4.1 Resultados del diagnóstico realizado al proceso

Después de realizar la visita técnica a la fábrica de productos aislantes cerámicos, se obtuvieron los siguientes resultados:

- Espacio disponible en la empresa para ubicar la máquina trituradora: 900 mm de largo y 600 mm de ancho.
- Dimensiones de los residuos cerámicos oscilan entre 101,06 mm de diámetro o 4 in por 340 mm de longitud.
- Dimensiones de la boca del tanque: 650 mm de largo x 550 mm de ancho

Por otra parte, cada elemento a triturar tiene un peso aproximado de 450 g y se producen 100 kg diarios de material defectuoso durante los tres turnos laborales:

$$\# \text{ de elementos} = \frac{100 \text{ kg} * \frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ kg}}}{450 \text{ g}} = 222,2 \text{ elementos diarios}$$

Para comenzar el diseño de la máquina trituradora de residuos cerámicos, se procedió a clasificar e identificar el tipo de cerámica y sus componentes, con los cuales se pudo calcular el esfuerzo máximo de rotura que esta puede soportar, realizándole los ensayos mencionados en el marco teórico (esfuerzo de flexión tres puntos y el ensayo de compresión diametral), ver Tabla 1.

Tabla 1. Composición de la cerámica utilizada en el proceso.

MATERIAL	CANTIDAD (% de volumen)
La paz	15,9
Buenavista	14
Arena Olga	10,1
Hymod Blue	5
Feldespatos Latino	46
Caolín Treviscoe	9

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**TOTAL**

**100**

Fuente: Propia.

Estos son los más comunes realizados en materiales cerámicos, obteniendo la resistencia de la masa que se rompe al ser sometida a una carga. Para las cerámicas la resistencia a la tracción varía desde 0,69 MPa hasta 7000 MPa según su composición y su esfuerzo de compresión puede estar entre 5 a 10 veces el de tracción (Upv, 2014).

El esfuerzo de rotura de la cerámica a triturar es de 90 MPa, según información entregada por la empresa.

#### 4.2 Selección del molino a utilizar

Para definir el molino a diseñar, se realizó la Tabla 2, donde se ilustran las características más relevantes de las trituradoras existentes en la actualidad, sirviendo como base para su selección.

Tabla 2. Características de trituradoras.

CARACTERÍSTICAS	MANDIBULAS		DISCO ESTRELLA	CÓNICAS	CILINDROS	MARTILLO
	Blake	Dalton	Disco	Apoyo inferior		
<b>Etapas de trituración</b>	Primaria	Primaria	Primaria	Secundaria Terciaria cuaternaria	Terciaria	Primaria Secundaria Terciaria
<b>Capacidad (Ton/h)</b>	600 a 900	600 a 900	100	450	130	120
<b>Potencia máxima (hp)</b>	220	250	30	300	40	150
<b>Tamaño trituradora (m)</b>	Alto: 5 Largo: 5.4 Ancho: 3.2	Alto: 3.3 Largo: 3.8 Ancho: 2.2	Alto: 2 Largo: 3 Ancho: 1.2	Alto: 5 Diámetro: 5	Alto: 1.7 Largo: 3.7 Ancho: 1.1	Alto: 2 Largo: 1.6 Ancho: 1.8
<b>Tamaño producto a triturar (cm)</b>	125	125	135	35	6.5	75

Fuente: Propia.

En la Tabla 2, se pueden apreciar las características más relevantes de cada tipo de trituradora como: cuantas veces debe ser triturado el material para obtener el tamaño deseado, rango de potencia necesaria según la cantidad de material a triturar por día, tamaño, entre otros.

Tabla 3. Matriz de ponderación.

VENTAJAS	DISCO ESTRELLA	CONICAS	CILINDROS	MARTILLO	MANDIBULAS
<b>Mantenimiento</b>	Bajo	Bajo	Medio	Medio	Medio
<b>Costo</b>	Moderado	Moderado	Alto	Alto	Moderado
<b>Material a triturar</b>	Duro	Medianamente duro	Medianamente duro	Muy duro	Duro
<b>Etapas de triturado</b>	una	Tres	Tres	Tres	una
<b>Consumo eléctrico</b>	bajo	Alto	Alto	Alto	Alto

Fuente: Propia.

Según las características especificadas en la matriz de ponderación realizada (Tabla 3), se puede apreciar que el tipo de trituradora idónea por sus ventajas es uno de disco con forma de estrella con punta, porque ocupa poco espacio, costo moderado, alta eficiencia y con una sola triturada deja el material del tamaño deseado impidiendo que el mezclador de aspas se bloquee constantemente, ver Figura 24.



Figura 24. Molino triturador de disco en forma de estrella (CMBE, 2016).

#### 4.3 Dimensiones de la tolva

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Según la información escrita en la metodología, la tolva se diseñó con forma cónica para mejorar la eficiencia del triturador direccionando todos los elementos a triturar hacia los discos con forma de estrella. Su altura, largo y ancho deben ser superiores a los elementos a triturar, es decir mayor a 340 mm por si un elemento queda acostado; además se le anexará una malla en la parte superior para protección del operario, pero su parte inferior está definida por la boca del tanque de mezclado, ver Figura 25.

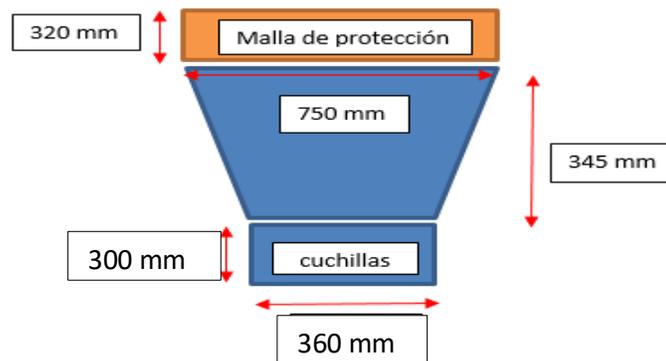


Figura 25. Dimensiones de la tolva del triturador (propia).

## 4.4 Diseño del molino

### 4.4.1 Disco en forma de estrella con punta

Estos discos deben estar fabricados en un material más resistente que la cerámica; la fuerza que estos ejercen sobre el material a triturar debe ser igual o mayor que el esfuerzo máximo de rotura de la pieza, en este caso 90 MPa.

Para empezar el diseño, se partió del esfuerzo de rotura del material a triturar (cerámica) y de las características principales del molino indicado por la matriz de ponderación. Este tipo de molino es de alta presión, el cual posee unos discos en forma de estrella encargados de penetrar y rasgar el material para posteriormente triturarlo, ellos deben ejercer una presión o esfuerzo de impacto mayor que el esfuerzo de rotura del material, por lo tanto fueron fabricados en un material con características como: no corrosivo, alta resistencia, comercialmente disponible, fácil de mecanizar, entre otros (Blanco, 2014).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Para este caso, el material más indicado es el acero inoxidable 304 cuyas propiedades mecánicas se pueden ver en la Tabla 4.

Tabla 4. Propiedades del acero inoxidable 304

Numero AISI	UNS	CONDICIÓN	RESISTENCIA A LA TENSIÓN (MPa)	RESISTENCIA A LA FLUENCIA (MPa)	% DE ELONGACIÓN
304	S30400	Recocido	586	241	60

Fuente: Propia.

En los discos con forma de estrella se generan esfuerzo de flexión debido a la carga aplicada sobre la cerámica, dicha carga es constante en el tiempo, por lo tanto se realizó un análisis a carga estática (energía distorsión), utilizando la ecuación 8:

$$\sigma' = \frac{S_y}{N}$$

Se tomó un factor de seguridad de N=2, según lo recomendado en el capítulo 5 del libro de Diseño de elementos de máquinas de Robert Mott, cuando las cargas del sistema son conocidas (Mott, 2006).

$$\sigma' = \frac{241 \text{ MPa}}{2} = 120,5 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de trabajo en la estrella del disco debe ser de 120,5 MPa por tanto, de acuerdo a Von-Mises:

$$120,5 \text{ MPa} = \sqrt{\sigma_{\text{normal}}^2 + 3 * \tau_{xy}^2}$$


El esfuerzo normal generado en la base de disco con forma de estrella es por flexión, por lo tanto se incluye la ecuación 4 en la 9:

$$(120,5 \text{ MPa}) = \left( \frac{M * L}{I} \right)$$

Pero:

M: momento flector F\*L (N.m)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

C: distancia (m), del centro de gravedad del área transversal hasta el punto lejano, en este caso se tomó la mitad de la pieza a triturar (50,3 mm).

I: momento de inercia de un rectángulo (m<sup>4</sup>)

El momento de inercia (I) se calcula con la ecuación 32:

$$I = \frac{1}{12} * (b) * (h)^3$$

Para poder hacer el cálculo, se asumió que la estrella tiene un ancho (h) igual a dos veces su espesor (b):

$$I = \frac{1}{12} * (b) * (2b)^3 = \frac{1}{12} * 8b^4$$

Tomando un espesor b = 2,5 cm o 25 mm, el momento de inercia será:

$$I = \frac{1}{12} * 8(0,025 \text{ m})^4 = 2,604166 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Entonces la fuerza, se despeja de la ecuación resultante del remplazo de la 4 en la 9:

$$F = \frac{\left(120,5 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) * (2,604166 \times 10^{-7} \text{ m}^4)}{(0,0503 \text{ m})^2} = 12402,8 \text{ N}$$

Esta será la fuerza máxima que puede soportar el disco en forma de estrella sin que este falle, para esto la base de la estrella tendrán un espesor b= 25 mm, un ancho de 50 mm y una altura de 50 mm.

La fuerza calculada anteriormente es la máxima que puede soportar el disco, pero no es la fuerza mínima necesaria para romper la pieza de cerámica; esta fuerza se calculó teniendo en cuenta las siguientes características:

- Área del disco que impacta la pieza, en este caso 25 mm de ancho por 3 mm de alto; cabe recordar que entre más delgada sea esta, el impacto generado por el disco es más eficiente.
- El esfuerzo de rotura de la cerámica 90 MPa.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$90 \text{ MPa} = \frac{T_{\text{impacto}}}{(0,025\text{m} * 0,003\text{m})}$$

$$T_{\text{impacto}} = 6750 \text{ N}$$

Esta es la fuerza mínima (T), con que el disco en forma de estrella debe golpear la pieza cerámica.

#### 4.4.2 Diseño de los ejes

Las dimensiones establecidas para la tolva del triturador fueron las siguientes: largo 360 mm, ancho de 550 mm y alto de 645 mm; por lo tanto la longitud de cada eje no puede ser menor a 360 mm, por ser la longitud establecida para la tolva a lo largo, ver figura 26. Pero este eje no puede medir solamente esto, faltaría sumarle la distancia que ocupan las chumaceras en sus extremos así la distancia que ocupa el engranaje de dientes rectos impulsor.

Para el diseño, se tomó una longitud total tentativa del eje de 635 mm, distribuida de la siguiente forma: 360 mm para ubicar los discos de corte, 100 mm para ubicar la chumacera trasera, 90 mm para ubicar la chumacera delantera y 85 mm para ubicar el engranaje de dientes rectos.

Una de las dudas principales era el sistema de anclaje entre el eje y los discos en forma de estrella, para esto surgieron tres alternativas: La primera, fue utilizar tornillos prisioneros, pero estos generarían muchas perforaciones en el eje ocasionando su debilitamiento y apareciendo concentradores de esfuerzos por todo el eje; la segunda idea era utilizar cuñas pero se presentarían los mismos problemas de la idea anterior, además el material triturado podría entrar entre sus espacios generando desgaste y atascamiento de los discos.

La última opción, era diseñar la parte central del eje con forma hexagonal, eliminado el problema de acople o sujeción entre los discos y el eje, además el eje debe contener separaciones entre disco y disco, lo que aumentaría el número de perforaciones en caso de tornillos prisioneros o cuñas. Debido a esto, se tomó la decisión de diseñar la parte donde están

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

ubicados los discos para el triturado con forma hexagonal, para que los discos como los separadores entren de forma ajustada en el eje.

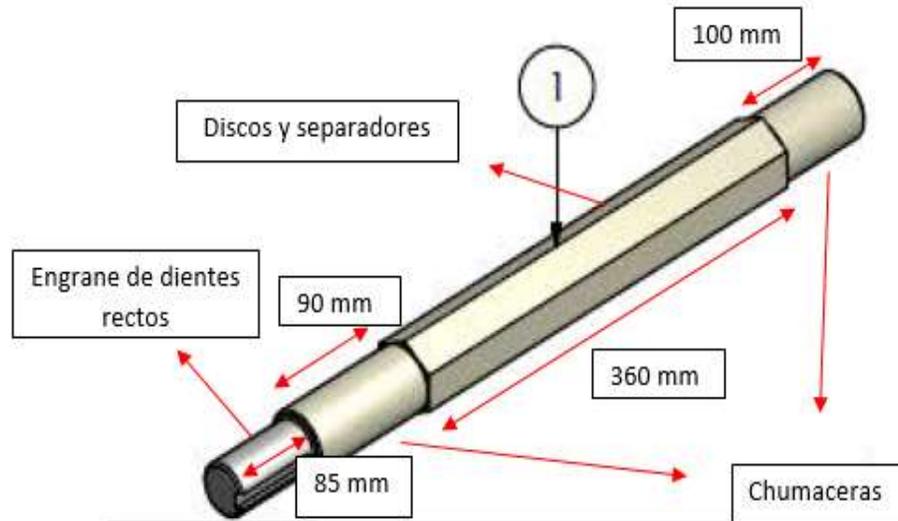


Figura 26. Diagrama del eje diseñado (Propia).

Según el cálculo anterior, el espesor de los discos es de 25 mm, como entre disco y disco debe existir una separación, estas se asumieron de 25 mm, por lo tanto el número de discos será:

$$N_{\text{elementos}} = \frac{360 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 14,4$$

Como la distribución del espacio sería: separador, disco, separador, disco, sucesivamente; el número de discos será 6 y los separadores serían 8 para un total de 14 y 10 mm de tolerancia. El triturador está compuesto por dos ejes con las mismas características pero uno más largo que el otro permitiendo su acople con la fuente impulsora.

#### 4.4.3 Diagrama de cuerpo libre del eje izquierdo

Las cargas que actúan sobre el eje son las siguientes:

- Torque ejercido por cada disco en forma de estrella sobre el material cerámico, debido a la forma hexagonal del eje seleccionada, cada 60° de rotación uno de los discos con una

de sus tres puntas golpea el material a triturar, por esto la fuerza considerada en el diseño de cada eje es la de un disco.

- Las tres fuerzas y los dos momentos en cada uno de las chumaceras
- Las dos fuerzas ejercidas por el engrane de dientes rectos
- Se asumió un diámetro tentativo de 2 in o 50,8 mm para la parte del eje que tiene forma hexagonal.

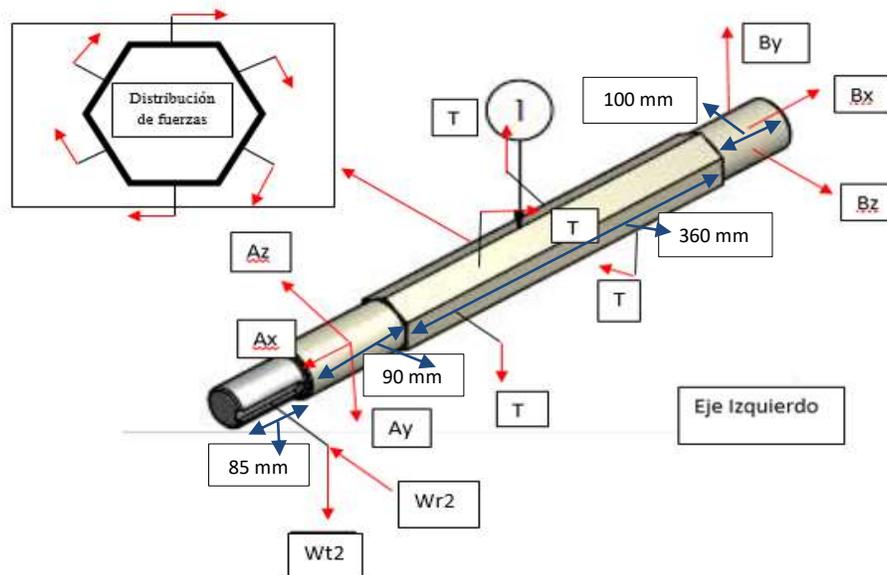


Figura 27. Diagrama de cuerpo libre del eje izquierdo en tres dimensiones (Propia).

Sumatoria de fuerzas en el eje X

$$\sum F_x = 0$$

$$-A_x + B_x = 0$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\sum F_y = 0$$

$$B_y - A_y - W_{t2} = 0$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Z

$$\sum F_z = 0$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$-A_z + B_z + T - W_{r2} = 0$$

Sumatoria de momentos en A

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

Momento realizado por las fuerzas aplicadas en el eje:

$$M_{\text{piñon}} = (0,0875 \text{ i} + 0 \text{ j} + r_{\text{piñon}} \text{ k}) \times (0 \text{ i} - W_{t2} \text{ j} - W_{r2} \text{ k})$$

$$M_{\text{piñon}} = -0,0875 W_{t2} \text{ k} + 0,0875 W_{r2} \text{ j} + r_{\text{piñon}} W_{t2} \text{ i}$$

$$M_{\text{chumacera}} = (0,455 \text{ i} + 0 \text{ j} + 0 \text{ k}) \times (B_x \text{ i} + B_y \text{ j} + B_z \text{ k})$$

$$M_{\text{chumacera}} = 0,455 B_y \text{ k} - 0,455 B_z \text{ j}$$

Para calcular el momento producido por la fuerza aplicada por los discos en forma de estrella con respecto a la chumacera ubicada en el punto A, se toma el disco más lejano y su altura será la suma de 50,3 mm de la estrella y la mitad del diámetro asumido para el eje 25,4 mm.

$$M_{\text{fuerza}} = (0,3675 \text{ i} + 0,0757 \text{ j} + 0 \text{ k}) \times (0 \text{ i} + 0 \text{ j} + 6750 \text{ N k})$$

$$M_{\text{fuerza}} = -2480,62 \text{ j} + 510,97 \text{ N.m i}$$

La sumatorias de momentos será:

$$\sum M_x = 510,97 \text{ N.m} - r_{\text{piñon}} W_{t2} \text{ i} = 0$$

Pero:

$$T_{\text{impulsor}} = r_{\text{piñon}} W_{t2} \text{ i}$$

$$\sum M_y = 0,0875 W_{r2} - 0,455 B_z - 2480,62 = 0$$

$$\sum M_z = -0,0875 W_{t2} + 0,455 B_y = 0$$

Las ecuaciones obtenidas para el eje izquierdo son:

$$T_{\text{impulsor}} = 510,97 \text{ N.m}$$

$$A_y = B_y - W_{t2}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$A_z = B_z + T - W_{r2}$$

$$B_y = \frac{0,0875W_{t2}}{0,455}$$

$$B_z = \frac{0,0875W_{r2} - 2480,62}{0,455}$$

Según lo establecido por Emilio Blanco, la velocidad de giro recomendada en trituradoras de precisión o disco está entre 50 y 80 rpm, por lo que para el diseño se tomó 50 rpm (Blanco, 2014). Es decir que para que el eje izquierdo o el sistema de trituración trabaje bien, necesitaría una potencia:

$$50 \frac{\text{revoluciones}}{\text{minuto}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ revolución}} * \frac{1 \text{ minuto}}{60 \text{ s}} = 5,2358 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P = (510,97 \text{ N.m}) * \left(5,2358 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) = 2675,36 \text{ W}$$

Para comprobar el diámetro asumido de 2 in, se realizó un diseño del eje a carga estática utilizando la teoría de cortante máximo.

$$\tau_d = \frac{0,577 * S_y}{N}$$

Donde el cortante generado en el eje por el torque aplicado es:

$$\tau = \frac{(510,97 \text{ N.m}) * (0,0254 \text{ m})}{\frac{\pi}{2} (0,0254 \text{ m})^4} = 19,85 \text{ MPa}$$

Entonces el factor de seguridad (N) es:

$$N = \frac{0,577 * (241 \text{ MPa})}{19,85 \text{ MPa}} = 7$$

#### 4.4.4 Diagrama de cuerpo libre del eje derecho

Las cargas que actúan sobre el eje son las siguientes:

- Torque ejercido por cada disco en forma de estrella sobre el material cerámico, debido a la forma hexagonal del eje seleccionada, cada 60° de rotación uno de los discos con una de sus tres puntas golpea el material a triturar, por esto la fuerza considerada en el diseño de cada eje es la de un disco.
- Las tres fuerzas y los dos momentos en cada uno de las chumaceras los cuales se anulan
- Las dos fuerzas ejercidas por el engrane de dientes rectos
- Se asumió un diámetro tentativo de 2 in o 50,8 mm para la parte del eje que tiene forma hexagonal, porque es un diámetro comercial y además permite el cilindrado y de la espiga para ensamblar el rodamiento

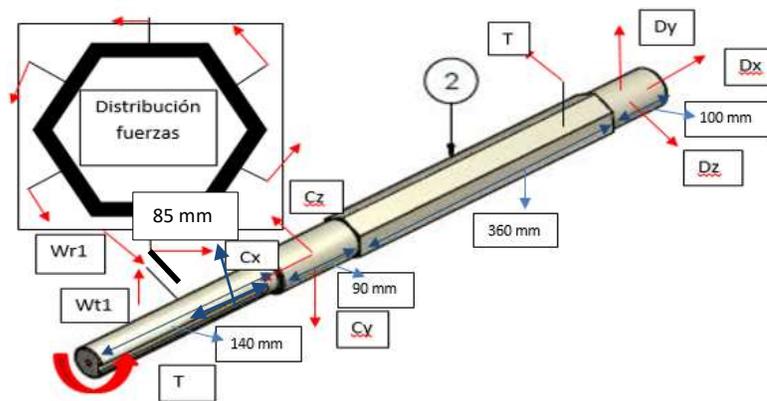


Figura 28. Diagrama de cuerpo libre del eje derecho (propia).

Sumatoria de fuerzas en el eje X

$$\sum F_x = 0$$

$$-C_x + D_x = 0$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\sum F_y = 0$$

$$D_y - C_y + W_{t2} = 0$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Z

$$\sum F_z = 0$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$-C_z + D_z + T + W_{r2} = 0$$

Sumatoria de momentos en A

$$\sum M_c = M_{\text{piñon}} + M_{\text{torque}} + M_{\text{chumacera D}} + T_{\text{impulsor}} = 0$$

Los momentos calculados por las fuerzas generadas sobre el eje, son el resultado del producto cruz entre sus distancias (x, y, z) y las fuerzas descompuestas ( $F_x, F_y, F_z$ ); las distancias utilizadas son tomadas desde el centro de las piezas hasta el punto de análisis.

$$M_{\text{piñon}} = (0,0875 \text{ i} + 0 \text{ j} + 0,07425 \text{ k}) \times (0 \text{ i} - W_{t1} \text{ j} - W_{r1} \text{ k})$$

$$M_{\text{piñon}} = -0,0875 W_{t1} \text{ k} + 0,0875 W_{r1} \text{ j} + 0,07425 W_{t2} \text{ i}$$

$$M_{\text{chumacera}} = (0,455 \text{ i} + 0 \text{ j} + 0 \text{ k}) \times (D_x \text{ i} + D_y \text{ j} + D_z \text{ k})$$

$$M_{\text{chumacera}} = 0,455 D_y \text{ k} - 0,455 D_z \text{ j}$$

Para calcular el momento producido por la fuerza aplicada por los discos en forma de estrella con respecto a la chumacera ubicada en el punto C, se utiliza la fuerza aplicada por el disco más lejano, porque que genera el mayor momento flexionante en el eje y su altura será la suma de 50,3 mm de la estrella y la mitad del diámetro asumido para el eje 25,4 mm.

$$M_{\text{fuerza}} = (0,3675 \text{ i} + 0,0757 \text{ j} + 0 \text{ k}) \times (0 \text{ i} + 0 \text{ j} + 6750 \text{ N k})$$

$$M_{\text{fuerza}} = -2480,62 \text{ j} + 510.97 \text{ i}$$

La sumatorias de momentos será:

$$\sum M_x = 510.97 \text{ N.m} + 0,07425 * (6750 \text{ N}) - T_{\text{impulsor}} = 0$$

$$T_{\text{impulsor}} = 1012,1575 \text{ N.m}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Para comprobar el diámetro asumido de 2 in, se realizó un diseño del eje a carga estática utilizando la teoría de cortante máximo.

$$\tau_d = \frac{0,577 * Sy}{N}$$

Donde el cortante generado en el eje por el torque aplicado es:

$$\tau = \frac{(1012,1575 \text{ N.m}) * (0,0254 \text{ m})}{\frac{\pi}{2} (0,0254 \text{ m})^4} = 40,98 \text{ MPa}$$

Entonces el factor de seguridad (N) es:

$$N = \frac{0,577 * (241 \text{ MPa})}{40,98 \text{ MPa}} = 3,4$$

#### 4.4.5 Diseño de los engranes de dientes rectos

Para el diseño del engrane de dientes rectos, se debe asumir el ángulo de presión y su módulo, en este caso el ángulo de presión es de 20<sup>0</sup> y su módulo de 5.5 mm.

Tabla 5. Características de engranajes de dientes rectos

<b>Para un piñón de 20<sup>0</sup>, profundidad total, engrando con otro engrane</b>	
Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
17	1309
16	101
15	45
14	26
13	16

Fuente: Propia.

Como se ve en la Tabla 5, el número mínimo de dientes es 17, pero con estos el diámetro de paso del piñón era muy pequeño, por eso se utilizó Z<sub>1</sub>=27 para obtener unas dimensiones razonables en el diseño.

El diámetro de paso, se calcula con la ecuación 25:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$D_p = (27) * (5.5 \text{ mm}) = 148,5 \text{ mm}$$

Paso circular, se obtiene con la ecuación 25:

$$P_c = \pi * (5,5 \text{ mm}) = 17,2783 \text{ mm}$$

El diámetro exterior es:

$$D_{exterior} = 148,5 \text{ mm} + 2 * (5,5 \text{ mm}) = 159,5 \text{ mm}$$

El diámetro de raíz, se obtiene con la ecuación 27:

$$D_{raiz} = 159,5 \text{ mm} - 2.167 * (5,5 \text{ mm}) = 147,5815 \text{ mm}$$

La altura total, se calcula con la ecuación 28:

$$h_{total} = 2.167 * (5,5 \text{ mm}) = 11,9185 \text{ mm}$$

Addendum:

$$a = 5,5 \text{ mm}$$

Dedendum:

$$b = 1.167 * (5,5 \text{ mm}) = 6,4185 \text{ mm}$$

Conociendo las dimensiones del engranaje de dientes rectos se procede a calcular el valor de las reacciones y fuerzas que actúan sobre el eje izquierdo del triturador.

$$W_{t2} = \frac{510,97 \text{ N.m}}{0,07425 \text{ m}} = 6881,75 \text{ N}$$

$$B_y = \frac{0,0875 (6881,75 \text{ N})}{0,455} = 1323,41 \text{ N}$$

$$B_z = \frac{0,0875 (6881,75 \text{ N}) - 2480,62}{0,455} = -4128,5 \text{ N}$$

$$A_y = 1323,41 \text{ N} - 6750 \text{ N} = -5426,59 \text{ N}$$

$$W_{r2} = 6750 \text{ N} * \tan 20 = 2456,8 \text{ N}$$

$$A_z = -4128,5 \text{ N} + 6750 \text{ N} - 2456,8 \text{ N} = 164,7 \text{ N}$$

	<p style="text-align: center;">INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</p>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Como el eje trabaja con las mismas cargas y sus distancias son iguales, todas sus reacciones y fuerzas son iguales, lo único que cambio es su longitud después del piñón de entrada y su torque de entrada se divide en 2.

Entonces la potencia necesaria de alimentación del triturador será:

$$P = (1012,1575 \text{ N.m}) * \left(5,23 \frac{\text{ras}}{\text{s}}\right) = 5293,58 \text{ W}$$

Ósea se necesita un motor de 5,5 kW.

#### 4.4.6 Selección del motoreductor

El motor a seleccionar debe cumplir las siguientes características: potencia de 5,5 kW, transmitir un torque de 1012,1575 N.m y una velocidad angular de 50 rpm; además debe venir sin eje para un acoplamiento directo con el eje derecho, ver Figura 29.



Figura 29. Motoreductores Siemens sin eje (SIMOGEAR, 2015).

Tabla 6. Motoreductor seleccionado.

Selection and ordering data								
$P_{rated}$ kW	$n_2$ rpm	$T_2$ Nm	$i$ -	$F_{R2}$ N	$f_B$ -	$m$ kg	Article No. (Article No. supplement → below)	Order code No. of poles
5.5	<b>D.149-LE132SF4E</b>							
	7.5	7 000	195.24	51 600	1.1	287	<b>2KJ3212 - ■ HG22 - ■ ■ R1</b>	
<b>Z.89-LE132SF4E</b>								
	37	1 410	39.41	18 500	1.2	96	<b>2KJ3108 - ■ HG22 - ■ ■ U1</b>	
	44	1 190	33.38	18 500	1.4	96	<b>2KJ3108 - ■ HG22 - ■ ■ T1</b>	
	47	1 120	31.41	18 500	1.5	96	<b>2KJ3108 - ■ HG22 - ■ ■ S1</b>	
	50	1 040	29.01	18 500	1.6	96	<b>2KJ3108 - ■ HG22 - ■ ■ R1</b>	
	57	925	25.81	18 500	1.8	96	<b>2KJ3108 - ■ HG22 - ■ ■ Q1</b>	

Fuente: (SIMOGEAR, 2015).

Se seleccionó un motoreductor de mayor potencia 5,5 kW, entrega un torque de 1040 N.m superior al calculado y una velocidad de 50 rpm.

#### 4.4.7 Selección de los rodamientos para los ejes del triturador

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

- Se especifica la carga de diseño o la equivalente sobre el eje; cuando solamente existe carga radial es:

$$R_A = \sqrt{(5426,59)^2 + (164,7)^2} = 5429,08 \text{ N}$$

Como la pista interior es la que gira  $V:1,0$

$$P_d = (1) * (5429,08 \text{ N}) = 5429,08 \text{ N}$$

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

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

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

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

Tabla 7. Duración recomendada para rodamientos.

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

Fuente: (Mott, 2006).

Las horas recomendadas están entre 20000 y 30000 tomo el promedio que es 25000 h

Como L<sub>d</sub> es la vida esperada para el rodamiento según el diseñador (rev):

$$L_d = (25000 \text{ h}) * \left(50 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) * \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{hora}}\right) = 81 * 10^6 \text{ rev}$$

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

$$C = (5429,08 \text{ N}) * \left(\frac{81 * 10^6}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 23486,82 \text{ N}$$

Esto en libras es:

$$23486,82 \text{ N} * \frac{1 \text{ Lbf}}{4,4482 \text{ N}} = 5280,1 \text{ Lbf}$$

Ahora, se identifican los posibles rodamientos a utilizar según las Tablas del libro de Mott, ver Tabla 8.

Tabla 8. Características de los rodamientos de bolas de una hilera ranura profunda

Numero rodamiento	Dimensiones nominales del rodamiento							Diámetro de escalón preferido		Capacidad básica de carga estática C <sub>0</sub>	Capacidad básica de carga dinámica C
	d		D		B		r	EJE	CAJA		
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in	in	Lbf	Lbf
6209	45	1,5748	80	3,1496	18	0,7087	0,039	1,811	2,874	4150	5650
6307	35	1,3780	80	3,1496	21	0,8268	0,059	1,688	2,795	4050	5800

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Fuente: (Mott, 2006).

El rodamiento seleccionado es el **6209** de bolas con ranura profunda para el soporte en A

Para la selección del cojinete ubicado en el soporte B:

- Se especifica la carga de diseño o la equivalente sobre el eje, cuando solamente existe carga radial es:

$$R_B = \sqrt{(1323,41 \text{ N})^2 + (4128,5 \text{ N})^2} = 4335,42 \text{ N}$$

Como la pista interior es la que gira  $V: 1,0$

$$P_d = (1) * (4335,42 \text{ N}) = 4335,42 \text{ N}$$

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

Las horas recomendadas están entre 20000 y 30000 tomo el promedio que es 25000 h

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

$$L_d = (25000 \text{ h}) * \left(50 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) * \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{hora}}\right) = 81 * 10^6 \text{ rev}$$

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

$$C = (4335,42 \text{ N}) * \left(\frac{81 * 10^6}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 18755,55 \text{ N}$$

$$18755,55 \text{ N} * \frac{1 \text{ Lbf}}{4,4482 \text{ N}} = 4216,43 \text{ Lbf}$$

Ahora, se identifican los posibles rodamientos a utilizar según las Tablas del libro de Mott, ver Tabla 9.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

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

Numero rodamiento	Dimensiones nominales del rodamiento							Diámetro de escalón preferido		Capacidad básica de carga estática C <sub>0</sub>	Capacidad básica de carga dinámica C
	d		D		B		r	EJE	CAJA		
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in	in	Lbf	Lbf
6207	35	1,3780	72	2,8346	17	0,6693	0,039	1,614	2,559	3150	4450
6306	30	1,1811	72	2,8346	19	0,7480	0,039	1,469	2,559	3150	4600

Fuente: (Mott, 2006).

El rodamiento seleccionado es el **6207** de bolas con ranura profunda para el soporte en B, para el eje derecho se seleccionan los mismos rodamientos por tener la mismas medidas, fuerzas aplicadas y características de trabajo.

Como se puede observar se necesitarían dos tipos de rodamientos distintos para cada eje, por esto se decidió utilizar en los cuatro soportes el mismo rodamiento y no dos según los resultados, esto facilita su cambio y adquisición porque no toca pedir de dos diferentes, además el rodamiento **6209** posee mayor capacidad de carga que el **6207** aumentando su duración.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

Fue fundamental para el diseño de la máquina trituradora de productos cerámicos realizar un diagnóstico preliminar del proceso, identificando sus puntos críticos y parámetros más relevantes, los cuales sirvieron como base del diseño.

Para el trabajo o proyecto, fue primordial realizar una búsqueda de información precisa y actualizada sobre las diferentes tipos de trituradoras, para identificar sus ventajas y desventajas contribuyendo a la selección de la trituradora a diseñar.

Esta nueva técnica, donde se utilizar una matriz de ponderación para justificar la selección más idónea, es muy interesante e importante desde punto de vista del diseño, porque nos direcciona hacia el objetivo principal del proyecto.

Con el diseño de la máquina trituradora, se eliminan definitivamente los problemas de salud presentados por los trabajadores durante sus jornadas laborales.

En todo diseño, los planos mecánicos deben ser lo más detallados posibles, facilitando su interpretación y la construcción de cada uno de los componentes de la máquina, en estos debe aparecer cada una de sus dimensiones como el material de fabricación.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 6. REFERENCIAS

Albán Holguín, W. R. (2017). Incidencia de la lumbalgia en los trabajadores de las empresas trituradoras de rocas en la provincia del oro. Guayaquil, Ecuador.

Aparicio, P. (2013). Obtenido de [http://www.ehu.eus/sem/seminario\\_pdf/SEMINARIO\\_SEM\\_2\\_031.pdf](http://www.ehu.eus/sem/seminario_pdf/SEMINARIO_SEM_2_031.pdf)

Askeland, D. (2016). *Ciencia y Ingeniería de los materiales 7 edición*. Mexico: Cengage.

Beer, F. P. (2010). *Mecánica de Materiales*. Mexico: M Graw Hill.

Blanco, E. (2014). *Unican*. Obtenido de Open Course Ware: [https://ocw.unican.es/pluginfile.php/693/course/section/703/7.\\_trituracion.pdf](https://ocw.unican.es/pluginfile.php/693/course/section/703/7._trituracion.pdf)

CMBE. (9 de Noviembre de 2016). Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=Cx4yO2WW3Y>

Espinosa, B. A., Cos Díaz, J., & Hernández Padilla, F. (2018). Análisis prospectivo de las máquinas trituradoras de quijada para concreto empleando el radar de tendencias de evolución de TRIZ. *memorias del XXIV congreso internacional anual de la somim*, 62-67.

Galvez, F. (1999). *Tesis Doctoral*. Obtenido de <http://oa.upm.es/90/1/Tesis-FGalvez.pdf>

García, V. L., Ponce, C. C., Martínez, L. E., & Ordaz, J. L. (2014). Diseño y prototipo de una máquina trituradora de PET. *Culcyt//Sustentabilidad*, 63-71.

GSMC. (2017). Obtenido de <http://www.ocschijndel.nl/products/hpc-trituradora-de-cono.html>

Hibbeler. (2006). *Mecánica de Materiales 6 edición*. Mexico: Pearson.

Iglesias, I. (julio de 2011). (61), 417-429. Obtenido de <http://digital.csic.es/bitstream/10261/99485/1/07-07-2014.pdf>

Industrias. (2013). Obtenido de [http://materias.fi.uba.ar/7202/MaterialAlumnos/Antiguo/2013-1C/05\\_Apunte%20Trituracion.pdf](http://materias.fi.uba.ar/7202/MaterialAlumnos/Antiguo/2013-1C/05_Apunte%20Trituracion.pdf)

Labois. (13 de enero de 2019). Obtenido de <https://www.labois.com/ceramica/tipos-barro-para-ceramica-como-conseguirlos/>

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

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

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

Mott, R. (2008). *Diseño de Elementos de Maquinas, 4 edision*. Mexico: Pearson.

Ramirez, N. (05 de 2013). *proindustriales*. Recuperado el 05 de febrero de 2018, de <http://proindustriales.blogspot.com/2013/05/trituracion.html>

Sanjuan. (2015). Obtenido de <http://www.rdsanjuan.com/usos-de-una-trituradora-industrial/>

Siemens. (2015). Obtenido de [http://www.tecnicaindustriale.es/siemens\\_catalogues/geared\\_motors.pdf](http://www.tecnicaindustriale.es/siemens_catalogues/geared_motors.pdf)

SIMOGEAR. (2015). Obtenido de [http://www.tecnicaindustriale.es/siemens\\_catalogues/geared\\_motors.pdf](http://www.tecnicaindustriale.es/siemens_catalogues/geared_motors.pdf)

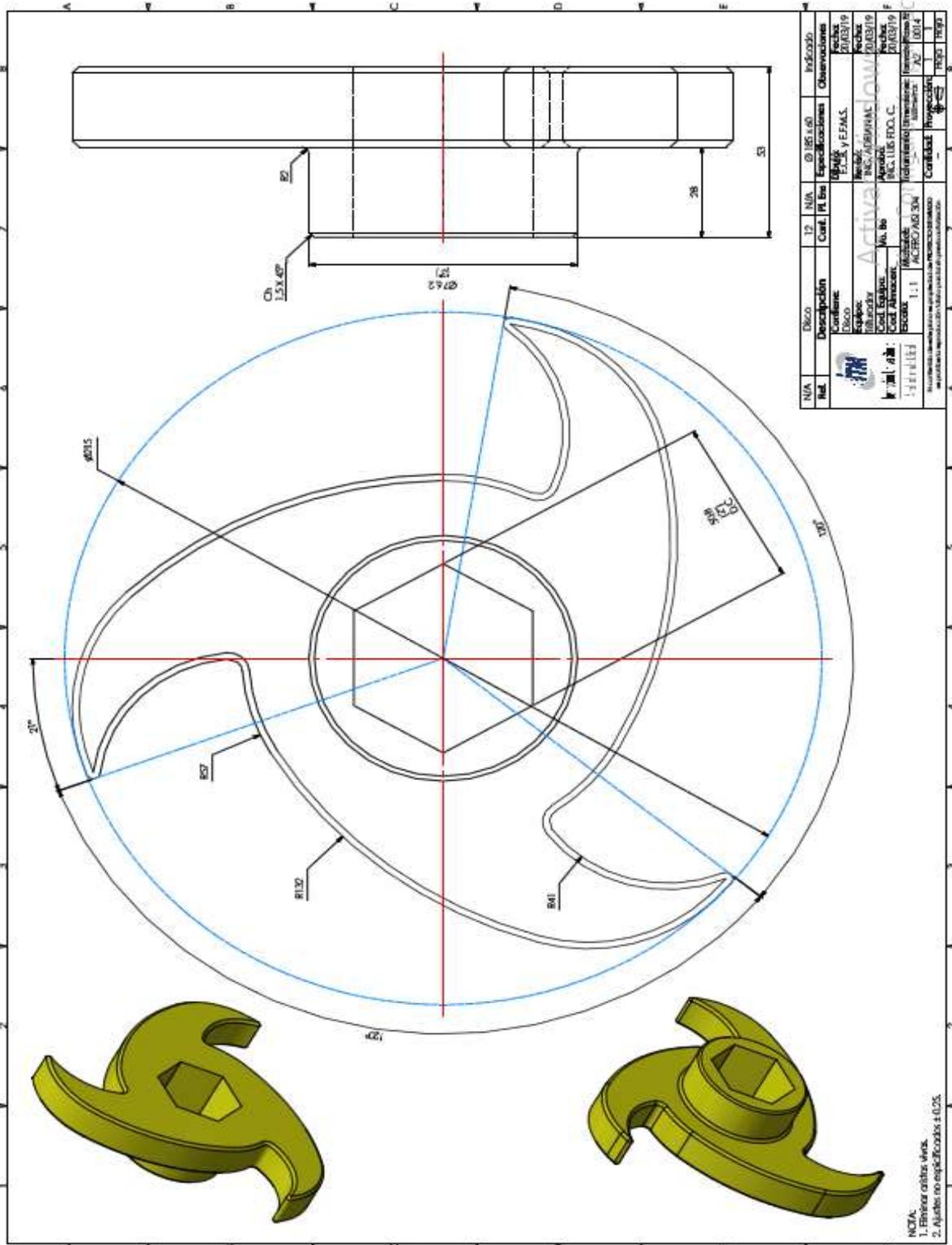
Structuralia. (2018). Obtenido de <https://blog.structuralia.com/aisladores-en-lineas-electricas-materiales-tipos-y-caracteristicas-principales>

Torres, S., Mondragon, J., & Fuentes, V. (2016). Propuesta para el diseño de un triturador de PET con geolocalización. *Revista de Aplicaciones de la Ingenieria*, 46-54.

Upv. (2014). Obtenido de [https://www.upv.es/materiales/Fcm/Fcm14/pfcm14\\_4\\_1.html](https://www.upv.es/materiales/Fcm/Fcm14/pfcm14_4_1.html)

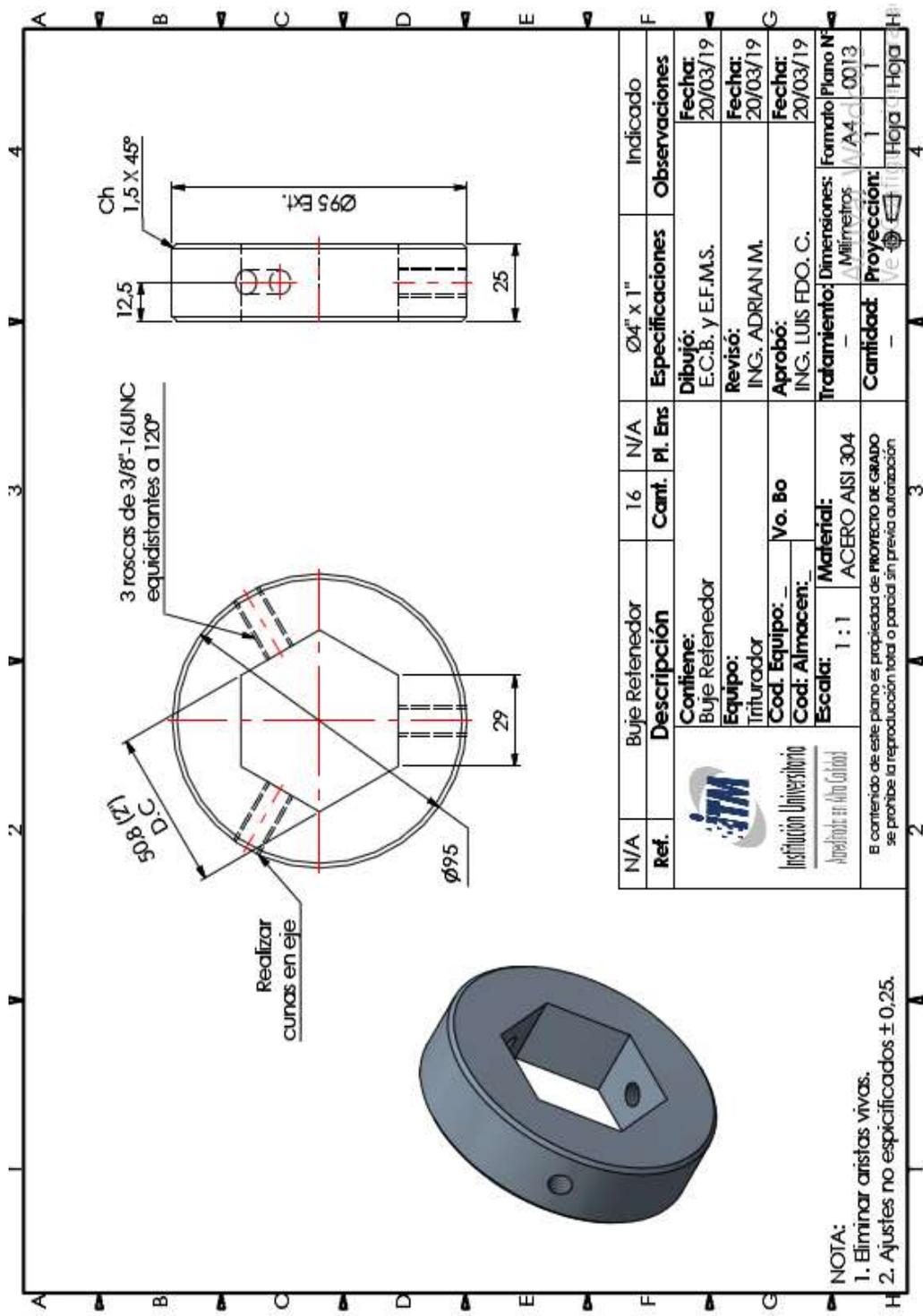
Vaquera, G. E., Vidaña, M. S., Adame, D. R., & Mercado, G. J. (2018). Propuesta de diseño de una trituradora de desechos orgánicos para vermicomposta. *Revista Ciencia, Ingeniería y Desarrollo Tec Lerdo*.

### 7. APÉNDICE



Disco de corte en forma de estrella



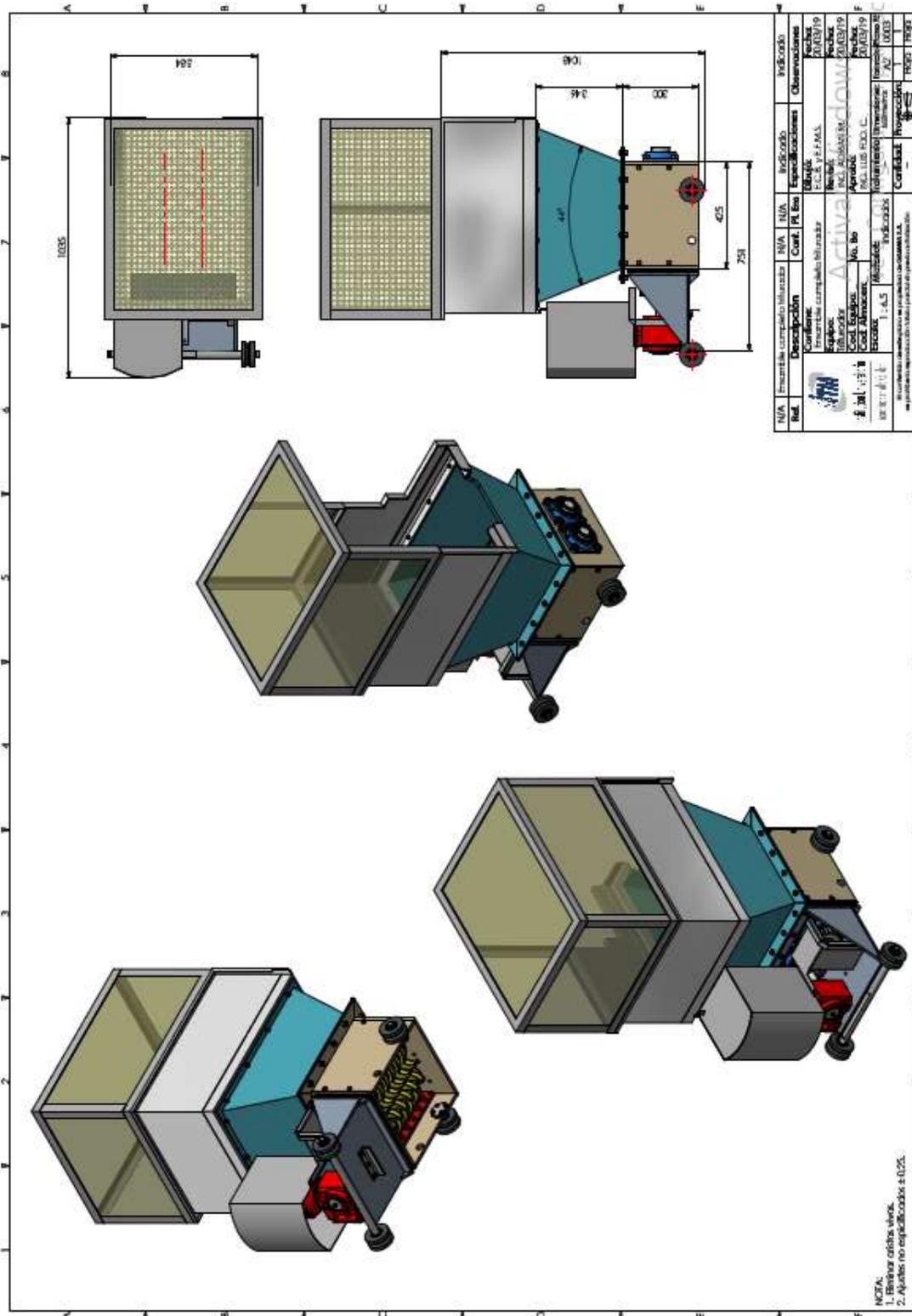


N/A	Buje Refrenador	16	N/A	Ø4" x 1"	Indicador
Ref.	<b>Descripción</b>	<b>Cant.</b>	<b>Pl. Ens</b>	<b>Especificaciones</b>	<b>Observaciones</b>
	 Institución Universitaria Avenida 14 No. 30-13			<b>Dibujo:</b> E.C.B. Y E.F.M.S. <b>Revisó:</b> ING. ADRIAN M. <b>Aprobó:</b> ING. LUIS FDO. C.	<b>Fecha:</b> 20/03/19 <b>Fecha:</b> 20/03/19 <b>Fecha:</b> 20/03/19
	<b>Contiene:</b> Buje Refrenador <b>Equipo:</b> Triturador <b>Cod. Equipo:</b> - <b>Cod. Almacen:</b> - <b>Escala:</b> 1:1 <b>Material:</b> ACERO AISI 304			<b>Tratamiento:</b> Dimensiones: Milímetros / A4.0013	<b>Formato Plano N°</b> A4.0013 <b>Cantidad:</b> 1 <b>Proyección:</b> 1
	El contenido de este plano es propiedad de PROYECTO DE GRADO se prohíbe la reproducción total o parcial sin previa autorización.				<b>Hoja</b> 1 <b>Hoja</b> 4

NOTA:  
 1. Eliminar aristas vivas.  
 2. Ajustes no especificados ± 0,25.

Separadores de los disco de corte





Ensamble del triturador

FIRMA ESTUDIANTES \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

FIRMA ASESOR \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD \_\_\_\_\_

RECHAZADO \_\_\_\_\_

ACEPTADO \_\_\_\_\_

ACEPTADO CON MODIFICACIONES \_\_\_\_\_

ACTA NO. \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD \_\_\_\_\_

ACTA NO. \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_