

DISEÑO DEL MECANISMO TRITURADOR DE UN MOLINO DE MARTILLOS PARA EL PROCESAMIENTO DE VIDRIO RECICLADO USANDO MEF.

Autor

ANDRÉS ALFONSO MARTÍNEZ AGÁMEZ

Directora

CLAUDIA PATRICIA PARRA MEDINA
M.Sc. Ingeniería Mecánica

Co-Director

RÓMULO SANDOVAL FLÓREZ
Ph.D. En Ciencias Aplicadas

Asesor

ANTONIO VELASCO
Ingeniero Mecánico

**PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA,
MECATRÓNICA E INDUSTRIAL
FACULTAD DE INGENIERÍAS Y ARQUITECTURA**



Universidad de Pamplona
Pamplona, 28 de junio de 2021

**DISEÑO DEL MECANISMO TRITURADOR DE
UN MOLINO DE MARTILLOS PARA EL
PROCESAMIENTO DE VIDRIO RECICLADO
USANDO MEF.**

Autor

ANDRÉS ALFONSO MARTÍNEZ AGÁMEZ

1125549071

[E-mail:andresmartinezagamez@gmail.com](mailto:andresmartinezagamez@gmail.com)

Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de:
INGENIERO MECÁNICO

Directora

CLAUDIA PATRICIA PARRA MEDINA

M. Sc. Ingeniería Mecánica

[E-mail:claudypame@gmail.com](mailto:claudypame@gmail.com)

Co-Director

RÓMULO SANDOVAL FLÓREZ

Ph.D. En Ciencias Aplicadas

[E-mail:romusanflo@gmail.com](mailto:romusanflo@gmail.com)

Asesor

ANTONIO VELASCO

Ingeniero Mecánico

[E-mail:antonio.velasco@unipamplona.edu.co](mailto:antonio.velasco@unipamplona.edu.co)

**PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA,
MECATRÓNICA E INDUSTRIAL
FACULTAD DE INGENIERÍAS Y ARQUITECTURA
UNIVERSIDAD DE PAMPLONA**

Pamplona, 28 de junio de 2021

Dedicatoria

Este trabajo de grado se lo dedico a Dios por ser la motivación en momentos de dificultad y darme la fuerza necesaria para seguir en el camino de la lucha por mis sueños.

*A mis padres, Luis Alfonso Martinez y Nora Emis Agámez quienes con su amor y esfuerzo siempre fueron el motor para cada día levantarme y conseguir lo que siempre me he propuesto. Esta dedicatoria desde lo más profundo de mi ser esta llena de agradecimiento por hacer de mí la persona que soy hoy, por sus enseñanzas y por siempre confiar en mí. **Los Amo.***

A mi hermano Luis Eduardo Martinez, por ser un ejemplo de responsabilidad y dedicación, por su compañía a lo largo de mi vida, por cada valioso momento que hemos compartido haciendo todo tipo de cosas de las cuales siempre he aprendido algo.

A mi compañera de vida, Ana María Lozano, quien desde hace 5 años llegó a mi vida para cambiarla y hacerme una mejor persona; ella ha sido una luz en la oscuridad durante los momentos difíciles y las ganas de levantarme después de cada caída. Durante el tiempo desarrollando este trabajo de grado, fuiste un ejemplo de trabajo duro y sacrificios para obtener lo que se quiere, y una gran motivación para no desfallecer en la culminación de este primer gran paso para salir a vivir la vida.

Y por ultimo, pero para nada menos importante a una gran persona, Claudia Patricia Parra, si ingeniería, este triunfo no es sólo gracias a usted sino también para usted. Por ser alguien que confió en mí en cada momento, alguien que veía soluciones donde yo solo veía problemas. Y que a pesar de no haber compartido tiempo como maestra y alumno, y de no conocerme antes de involucrarnos en esta aventura, me extendió su mano y se embarcó junto a mi a vivirla.

Agradecimientos

Primero que todo, agradezco a Dios por ser un guía espiritual en esta ardua pero hermosa etapa de mi vida y permitirme culminar con éxito las metas propuestas.

Agradezco también a mi familia, padres y hermano, por todo el tiempo invertido en mi y por ser el pilar fundamental para llevar a cabo de forma satisfactoria este proyecto brindándome su constante apoyo sin importar las adversidades en el camino.

A Ana María Lozano, por su amor y comprensión, por enseñarme a creer en mí y en mi trabajo. Le agradezco también todo el tiempo que estuvo a mi lado incentivándome y apoyándome en los momentos duros, y viviendo conmigo los bellos momentos que también ofrece la vida universitaria.

A mi tutora la M.Sc. Claudia P. Parra M. por sus aportes en conocimiento a lo largo de la carrera. Además, por sus consejos, esfuerzo, colaboración y orientación en el transcurso del proyecto, siempre comprometida con sus alumnos y la academia.

Al Ph.D Rómulo Sandoval Flórez, codirector en este trabajo, por sus aportes, tutoría y apoyo desinteresado en la realización del trabajo.

A Antonio Velasco Parra, nuestro asesor en este proyecto, por el acompañamiento, asesoría y colaboración.

A la Asociación Ambiental de Aseo y Reciclaje RENACER, por su siempre amable colaboración y disponibilidad a la hora de solicitar datos fundamentales para el proyecto.

A la Universidad de Pamplona, por su apoyo económico y por los aportes en conocimiento durante mi instancia en el alma máter.

Resumen

Las máquinas trituradoras son dispositivos empleados en la reducción de tamaño de diversos materiales sólidos, que van desde la roca hasta alimentos como el maíz. Los molinos de martillos, son máquinas que utilizan el impacto mecánico como método de trituración entre el material a triturar y un elemento de colisión, llamado martillo de impacto. En este proyecto se desarrolla el diseño del mecanismo de trituración para un molino de martillos destinado a reducir el tamaño de botellas de vidrio provenientes del reciclaje. Dicho diseño se realiza primero mediante un análisis teórico para establecer las dimensiones de los elementos principales del mecanismo, y posterior a esto, se lleva a cabo una simulación computarizada mediante el método de elementos finitos usando el software para ingeniería asistida por computadora ANSYS. De acuerdo con lo encontrado en la solución teórica y en la solución numérica, se le dan las dimensiones finales de cada una de las piezas del mecanismo triturador. Finalmente, se realiza el análisis de costos que permite tener una idea aproximada del valor para la fabricación del mecanismo.

Palabras clave: Máquina trituradora, molino de martillos, elementos finitos, trituración de vidrio.

Abstract

Crushing machines are devices used in the size reduction of various solid materials ranging from rock to foodstuffs such as corn. Hammer mills are machines that use mechanical impact as a method of crushing between the material to be crushed and a collision element called impact hammer. This project develops the design of the crushing mechanism for a hammer mill to reduce the size of glass bottles from recycling. This design is carried out first by means of a theoretical analysis to establish the dimensions of the main elements of the mechanism, and after this, a computer simulation is carried out by means of the finite element method using the computer aided engineering software ANSYS. Subsequently, a decision is made for the final value of the dimensions of the parts. With the parts defined, a cost analysis is performed to get an approximate idea of the cost for the manufacturing of the mechanism..

Keywords: Crushing machine, hammer mill, finite elements, glass grinding

Contenido

Agradecimientos	VII
Resumen	IX
Lista de símbolos	XIX
Introducción	1
1. EL PROBLEMA	3
1.1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	3
1.2. OBJETIVOS	4
1.2.1. Objetivo General	4
1.2.2. Objetivos Específicos	4
1.3. JUSTIFICACIÓN	5
2. ESTADO DEL ARTE	7
2.1. ANTECEDENTES	7
2.2. MARCO TEÓRICO	9
2.2.1. El Vidrio	9
2.2.1.1. Composición del vidrio y sus diferentes tipos	10
2.2.2. Diseño Mecánico	11
2.2.2.1. Fases del diseño mecánico	12
2.2.3. Trituración	13
2.2.3.1. Etapas de Trituración	14
2.2.4. Máquina Trituradora	16
2.2.4.1. Métodos de trituración	16
2.2.4.1.1. Trituradora de palas.	17
2.2.4.1.2. Trituradora de bolas.	18
2.2.4.1.3. Trituradora de mandíbulas.	18
2.2.4.1.4. Trituradora o molino de martillos.	19

2.2.5.	Métodos numéricos para el análisis de estructuras	22
2.2.6.	Método de elementos finitos (MEF)	22
2.2.6.1.	Como funciona el Método de Elementos Finitos	23
2.2.7.	ANSYS	24
3.	MARCO METODOLÓGICO	27
3.1.	RECOLECCIÓN DE DATOS	28
3.1.1.	Datos por parte de la Asociación RENACER	28
3.1.1.1.	Toma de datos de los envases	30
3.2.	MARCO CONCEPTUAL	31
3.2.1.	Algunos Conceptos de propiedades	31
3.2.2.	Flujo Másico	32
3.2.3.	Potencia de Trituración	32
3.2.4.	Ley de Bond para reducción de sólidos	33
3.2.5.	Velocidad Tangencial	33
3.2.6.	Energía Específica	34
3.2.7.	Velocidad Angular	35
3.2.8.	Radio de Giro	35
3.2.9.	Aceleración Angular	35
3.2.10.	Momento de una fuerza	36
3.2.11.	Momento de Inercia	36
3.2.12.	Esfuerzos	37
3.2.13.	Fuerza Centrífuga	39
3.2.14.	Factor de Seguridad	39
3.2.15.	Superficie de Cribado	40
3.2.16.	Grado de desmenuzamiento	46
3.2.17.	Fuerza Flexionante ejercida por las correas	47
3.2.18.	Resistencia a la Fatiga	48
4.	DISEÑO DEL MECANISMO	52
4.1.	CONSIDERACIONES PREVIAS	54
4.1.1.	Fuerza de Fractura	54
4.1.2.	Capacidad de Molienda	54
4.1.3.	Velocidad de Rotación	55
4.1.4.	Selección de materiales	56
4.1.4.1.	Material para los martillos de impacto	56
4.1.4.2.	Material para los ejes motriz y secundarios, y los rotores	57
4.2.	DISEÑO DE LOS MARTILLOS	58
4.2.1.	Cálculo del Radio de Giro	58

4.2.2.	Cálculo de la masa de los martillos de impacto	61
4.2.3.	Geometría de los martillos de impacto	63
4.2.4.	Separadores de martillos (k)	64
4.2.5.	Análisis de fuerzas actuantes en los Martillos	64
4.2.5.1.	Esfuerzo normal por tracción	64
4.3.	Cálculo del número de martillos	68
4.4.	SUPERFICIE DE CRIBADO	69
4.5.	Diseño del eje secundario	71
4.5.1.	Diseño del rotor	76
4.5.2.	Diseño del eje principal	80
4.5.3.	Diseño de las cuñas	86
4.5.4.	Selección de los rodamientos	87
4.5.5.	Cálculo de la transmisión de potencia	89
4.6.	SIMULACIÓN ELEMENTOS	95
4.6.1.	Simulación del martillo de impacto	95
4.6.1.1.	Resultados de la simulación del martillo	100
4.6.2.	Simulación del eje secundario	102
4.6.2.1.	Resultados de la simulación	105
4.6.3.	Simulación del rotor crítico	107
4.6.3.1.	Resultados de la simulación	110
4.6.4.	Simulación del eje principal	112
4.6.4.1.	Resultados de la simulación del eje principal	114
4.7.	ANÁLISIS DE COSTOS	116
5.	RESULTADOS Y CONCLUSIONES	119
5.1.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	119
5.2.	CONCLUSIONES	127
5.3.	RECOMENDACIONES	128
A.	Anexos	130
A.1.	Planos del Mecanismo Triturador	130
A.2.	Tabla de prestaciones base de la correa	137
A.3.	Tabla de factores de corrección por arco de contacto	143
A.4.	Tabla de factores por longitud de correa	145
	Bibliografía	147

Lista de Figuras

2-1. Botella tipo Borgoña. Fuente: [65].	10
2-2. Diagrama fases de diseño. Fuente: [9].	14
2-3. Muestras de vidrio triturado. Fuente: [4].	15
2-4. Calcín. Fuente: [52].	15
2-5. Trituradora industrial de 4 ejes Stokkermill Serie F. Fuente: [36].	16
2-6. Molino de impacto de palas SK100. Fuente: [48].	17
2-7. Molino de bolas. Fuente: [49].	18
2-8. Trituradora de mandíbulas. Fuente: [67].	19
2-9. Esquema triturador de martillos de eje horizontal, Fuente: [66].	20
2-10. Conjunto de rotor y eje para un molino de martillo. Fuente: [60].	20
2-11. Diferentes tipos de martillos de impacto. Fuente: [61].	21
2-12. Placas de choque de acero al manganeso, Fuente: [38].	21
2-13. Interfaz de trabajo ANSYS Mechanical, Fuente: Autor.	25
2-14. Análisis mediante el método de elementos finitos desarrollado en ANSYS, Fuente: Autor.	26
3-1. Vidrio acumulado en costales en el centro de acopio de Pamplona. Fuente: Fuente: Autor.	29
3-2. Reciclador de Renacer, partiendo botellas de vidrio. Fuente: Autor.	29
3-3. Índices de Bond para distintos materiales. Fuente: [22].	34
3-4. Diagrama de selección del tipo de banda en V, Fuente: [57].	37
3-5. Valores de Capacidad básica según la luz de malla, Fuente: ERAL S.A., [16].	41
3-6. Factor de corrección por rechazo, Fuente: ERAL S.A., [16].	42
3-7. Factor de corrección de semitamaño, Fuente: ERAL S.A., [16].	42
3-8. Factor de corrección de semitamaño, Fuente: ERAL S.A., [16].	43
3-9. Factor de corrección por presencia de lajas, Fuente: ERAL S.A., [16].	44
3-10. Factor de área libre de paso, Fuente: ERAL S.A., [16].	46
3-11. Diagrama de fuerzas generadas por las poleas, Fuente: [34].	47

3-12.	Factores de superficie para varios tipos de acabado, Fuente: [34].	49
3-13.	Tasa de supervivencia según la confiabilidad deseada, Fuente: [34].	50
3-14.	Factores de corrección de esfuerzos por presencia de chaflanes, Fuente: [34].	51
4-1.	Partes y dimensiones del mecanismo triturador del molino de martillos. Fuente: Autor.	53
4-2.	a. Parte exterior de un molino de martillos; b. parte interior de un molino de martillos; c. vista isométrica del mecanismo triturador del molino de martillos. Fuente: Autor.	53
4-3.	Fuerza de fractura en kilogramos para vidrio de diferentes espesores. Fuente:[27].	54
4-4.	Fuerza de corte que produce el Momento. Fuente: Autor.	61
4-5.	Geometría Martillo de Impacto , Fuente: Autor.	63
4-6.	Fuerzas actuantes en el Martillo. Fuente: Autor.	65
4-7.	Área transversal sometida a tracción. Fuente: Autor.	65
4-8.	Factores de concentración de esfuerzo para una placa cargada en tensión mediante un pasador a través de un agujero. Fuente: [9].	67
4-9.	Ubicación de los ejes secundarios sobre los rotores. Fuente: Autor.	71
4-10.	Vista de la distribución de martillos en el eje secundario y secciones que se hicieron. Fuente: Autor.	72
4-11.	Fuerzas presentes en los martillos. Fuente: Autor.	73
4-12.	Diagrama de cuerpo libre para el eje secundario. Fuente:MDSolids 4.0.	73
4-13.	Diagrama de fuerzas cortantes. Fuente: MDSolids 4.0.	74
4-14.	Diagrama de momentos. Fuente: MDSolids 4.0.	74
4-15.	Circulo de Mohr. Fuente: MDSolids 4.0.	76
4-16.	Ubicación de las fuerzas que generan las reacciones en los rotores. Fuente: Autor.	77
4-17.	Sección a-a, Fuente: Autor.	77
4-18.	Sección b-b, Fuente: Autor.	78
4-19.	Sección c-c, Fuente: Autor.	78
4-20.	Longitud estimada del eje, Fuente: Autor.	80
4-21.	Fuerzas en el plano X-Y, Fuente: Autor.	81
4-22.	Fuerzas en el plano X-Z, Fuente: Autor.	81
4-23.	Diagrama de cuerpo libre en el plano X-Y para el eje principal, Fuente: Autor.	83
4-24.	Diagrama de fuerzas cortantes en el plano X-Y para el eje principal, Fuente: Autor.	83

4-25.Momentos en el plano X-Y para el eje principal. Fuente: Autor.	84
4-26.Diagrama de cuerpo libre en el plano X-Z para el eje principal. Fuente: Autor.	84
4-27.Diagrama fuerzas cortantes en el plano X-Z para el eje principal. Fuente: Autor.	84
4-28.Diagrama de momentos en el plano X-Z para el eje principal, Fuente: Autor.	85
4-29.Dimensiones de la cuña, Fuente: [45].	86
4-30.Dimensiones de la cuña, Fuente: [45].	87
4-31.Dimensiones del rodamiento 61913 SKF. Fuente: [56].	88
4-32.Diagrama de selección del tipo de banda en V, Fuente: [46].	91
4-33.Geometría del martillo de impacto. Fuente: Autor.	96
4-34.Material para el martillo de impacto, Fuente: Autor.	97
4-35.Mallado del martillo, Fuente: Autor.	97
4-36.Condiciones de trabajo del martillo, Fuente: Autor.	98
4-37.Fuerza remota sobre el martillo. Fuente: Autor.	99
4-38.Deformación total en el martillo, Fuente: Autor.	100
4-39.Esfuerzo equivalente de von-Mises en el martillo. Fuente: Autor.	101
4-40.Factor de seguridad a fatiga del martillo. Fuente: Autor.	101
4-41.Geometría del eje secundario. Fuente: Autor.	103
4-42.Selección de material para el eje secundario. Fuente: Autor.	103
4-43.Características de la malla del eje secundario. Fuente: Autor.	104
4-44.Condiciones de operación del eje secundario, Fuente: Autor.	104
4-45.Deformación total del eje secundario, Fuente: Autor.	105
4-46.Esfuerzo equivalente del eje secundario, Fuente: Autor.	106
4-47.Factor de seguridad a fatiga para el eje secundario, Fuente: Autor.	106
4-48.Cargas a transmitir al rotor desde el eje secundario, Fuente: Autor.	107
4-49.Geometría del rotor, Fuente: Autor.	108
4-50.Malla aplicada en el rotor del mecanismo. Fuente: Autor.	109
4-51.Cargas actuantes en el rotor. Fuente: Autor.	109
4-52.Deformación total en el rotor, Fuente: Autor.	110
4-53.Esfuerzos equivalentes en el rotor, Fuente: Autor.	111
4-54.Datos de la parametrización aplicada en el rotor. Fuente: Autor.	111
4-55.Gráfica de Factor de Seguridad vs Ancho de rotor. Fuente: Autor.	112
4-56.Datos de la parametrización aplicada al eje secundario, Fuente: Autor.	112
4-57.Geometría del eje principal. Fuente: Autor.	113
4-58.Malla generada para el eje principal. Fuente: Autor.	114
4-59.Cargas actuantes sobre el eje principal. Fuente: Autor.	114

4-60.	Deformación total en el eje principal. Fuente: Autor.	115
4-61.	Esfuerzo equivalente Von-Mises en el eje principal. Fuente: Autor. . . .	115
4-62.	Factor de seguridad a fatiga para el eje principal, Fuente: Autor.	116
5-1.	Resultados parametrización ancho del martillo. Fuente: Autor.	121
5-2.	Gráfica factor de seguridad vs ancho de la pieza. Fuente: Autor.	121
5-3.	Resultados parametrización diámetro del eje secundario. Fuente: Autor.	123
5-4.	Resultados parametrización diámetro del eje secundario. Fuente: Autor.	123
5-5.	Resultados parametrización rotor. Fuente: Autor.	125

Lista de Tablas

2-1. Tipos de vidrio segun sus componentes.	11
3-1. Toma de datos de masa en gramos para los tipos de envase mas habituales en la Asociación RENACER - Pamplona	30
3-2. Dimensiones de los tipos de envase mas habituales en la Asociación RENACER - Pamplona	31
3-3. Parámetros de selección para alambre de malla	45
3-4. Factores de corrección de esfuerzos por presencia de chavetas	50
4-1. Dimensiones del rodamiento 61913 SKF, [56]	88
4-2. Características mecánicas del rodamiento 61913, [56]	89
4-3. Características del motor	90
4-4. Tabla de precio para los elementos del mecanismo, Fuente: Autor . . .	117
4-5. Tabla de precios aproximados de los elementos no diseñados, Fuente: [3]	118
5-1. Dimensiones para el martillo de impacto calculadas teóricamente. . . .	119
5-2. Dimensiones para el martillo de impacto obtenidas como resultado de la simulación.	120
5-3. Dimensiones para el eje secundario calculadas teóricamente.	122
5-4. Dimensiones para el eje secundario obtenidas como resultado de la simulación.	122
5-5. Dimensiones para el rotor calculadas teóricamente.	124
5-6. Dimensiones para el rotor usadas en la simulación.	124
5-7. Dimensiones finales para el rotor	126
5-8. Dimensiones para el eje principal calculadas teóricamente.	127
5-9. Dimensiones para el eje principal usadas en la simulación.	127

Lista de símbolos

Símbolos

Símbolo	Término	Unidad SI
F_c	Fuerza de fractura	N
m	masa	kg
\dot{m}	Flujo de masa	kg/s
ω	Velocidad angular	m/s
P	Potencia	hp
e_e	Energía específica	watts.s/kg
v_i	Velocidad tangencial	m/s
R_g	Radio de giro	m
L	Longitud	m
M	Momento	N.m
I	Momento de inercia	kg.m ²
α	Aceleración angular	rad/s ²
θ	Posición angular	rad
ρ	Densidad	kg/m ³
v	Volumen	m ³
σ	Esfuerzo normal	N/m ²
A	Área	m ²
W	Peso	m ²
F_{cf}	Fuerza centrífuga	N
S_y	Resistencia a la fluencia	MPa

Símbolo	Término	Unidad SI
τ	Esfuerzo cortante	MPa
B	Capacidad básica de trituración	t/m ² *h
S	Superficie de cribado	m ²
T	Torque	N.m
F_f	Fuerza flexionante	N
S_f	Resistencia a la fatiga	MPa
S'_f	Límite a fatiga del material	MPa
\top	Tonelaje	t/min
e	espesor	m
V	Fuerza cortante	N
Ei_c	Índice de molturabilidad	
ι	Grado de desmenuzamiento	
i	Relación de transmisión	

INTRODUCCIÓN

De acuerdo con el Sistema Único de Información de la Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios, en 2018 Colombia produjo alrededor de 8 millones de toneladas de basuras de las cuales 1 millón eran de vidrio, y de éstas solo se recicló el 8.6% (aproximadamente 90.000 ton). Como se puede apreciar es una gran cantidad de vidrio la que permanece sin reciclar y que impacta negativamente al medio ambiente y a la economía colombiana [58].

En adición a lo anterior, actualmente en Colombia solo existen 4 plantas de reciclaje y aprovechamiento del vidrio, estas son: La planta de Peldar, ubicada en Cogua; la de Soacha, en el centro de Colombia; de Envigado, al sur de Medellín y la de Buga, al norte de Cali. Las cuales no son suficientes para tratar la totalidad del material que se desecha en el país y por esta razón la mayor parte de dicho material tiene como destino un relleno sanitario [59].

Por otra parte, el costo del transporte del vidrio reciclado desde Norte de Santander hasta la planta de tratamiento y reutilización más cercana excede por mucho el valor de su venta, es por esta razón que, en lugares alejados de las plantas de tratamiento, como Cúcuta y Pamplona se prefiere no hacer parte del proceso de reutilización del vidrio, sino, en su lugar desecharlo en un relleno sanitario como se mencionó anteriormente.

Como estudiante de Ingeniería Mecánica y como parte de la Facultad de Ingenierías y Arquitecturas de la Universidad de Pamplona me siento en el deber de utilizar los conocimientos adquiridos para generar un aporte significativo en la solución de este problema que nos afecta a todos y crear un impacto positivo en la sociedad con el desarrollo de este proyecto.

Es por eso que, con este proyecto se buscó realizar el diseño del mecanismo triturador de una máquina trituradora de vidrio a fin de hacer la optimización de costos, rendimiento y durabilidad de la misma. De esta manera se espera que pueda ser propuesta como una alternativa para facilitar la construcción de plantas de reutilización de vidrio en

Norte de Santander, específicamente en Cúcuta y Pamplona, lugares donde se tienen bajos índices de reutilización de este material, y en otras zonas del país que posean el mismo problema. El diseño de este mecanismo triturador se llevó a cabo de forma teórica y mediante la ayuda informática de software de diseño asistido por computadora y de análisis de datos, específicamente ANSYS, el cual nos permitió saber antes de la construcción si el diseño cumpliría con los objetivos propuestos.

Capítulo 1

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

La situación actual del reciclaje y la reutilización del vidrio en Colombia es desalentadora, ya que aproximadamente solo el 9 % del total de vidrio desechado en los hogares es reutilizado y puesto en servicio como un producto nuevo. El origen de esta problemática radica principalmente en la falta de infraestructura física para el tratamiento del material reciclado y no reutilizado, lo que genera que transportar dicho material hasta una planta, de las cuatro actualmente existentes, sea tan costoso que, financieramente se vuelva inviable. A su vez, el problema de la insuficiente cantidad de los lugares de tratamiento del vidrio tiene también una causa muy clara, y es el elevado costo de la maquinaria, puesto que tiene que ser importada de países como Alemania y China, [58].

Teniendo en cuenta lo mencionado por la Cooperativa Multiactiva de Recicladores de Medellín, Colombia: “Una tonelada de vidrio reciclado tiene un costo de venta de \$150.000, transportar 9 toneladas de vidrio en una tractomula hasta Zipaquirá tiene un costo de \$3.000.000, la pérdida en este ejercicio es de \$1.875.000 lo que hace inviable reciclar vidrio en Medellín. Ninguna bodega de reciclaje en el Valle de Aburrá está comprando este material. Urgen medidas de contingencia para solucionar este problema que se agrava con el tiempo. Ya que cada día cientos de toneladas de vidrio que no se reciclan van a parar al relleno sanitario...”, [47].

Lo que esto genera, es que, la gran mayoría del vidrio desechado por los hogares y las industrias no sea reciclado y reutilizado, sino que sea llevado a un relleno sanitario ocasionando un impacto negativo en dos sectores, el sector energético y el sector ambiental. Situación a la que no escapa el departamento de Norte de Santander, puesto que municipios como Cúcuta y Pamplona, ahora mismo, están afrontando una crisis en la capacidad de almacenamiento por acumulación del material de vidrio que llega

a sus centros de acopio y que no han podido ser evacuados, puesto que no es rentable su transporte hasta las plantas de tratamiento, debido a que éstas se encuentran en sitios alejados de esta zona y en consecuencia el flete de carga es mayor al costo de venta.

Por otra parte, al fabricar un producto de vidrio con material reciclado su costo energético disminuye en un 26 % en comparación con un producto nuevo. Según A. Mata and C. Gálvez, “*Es importante señalar que el reciclaje de vidrio necesita un 26 % menos de energía que la producción original, en la que para crear un kilo de vidrio se necesitan unas 4.200 kilocalorías de energía. Además, el material generado por reciclaje reduce en un 20 % la contaminación atmosférica que provocaría por el proceso habitual, y disminuye en un 40 % la contaminación de agua*”, [40].

En consecuencia, el problema en el que se enfoca este proyecto es el de contribuir al aumento de número de plantas de trituración de vidrio en el país, haciendo que el costo de la maquinaria necesaria para ello disminuya, por lo que se realizó el diseño del mecanismo triturador de un Molino de Martillos para vidrio de forma analítica y usando elementos finitos, enfocándose en optimizar el costo de fabricación sin afectar su rendimiento y eficiencia.

Es por esto que se plantea el siguiente interrogante:

¿Será posible elaborar el diseño del mecanismo triturador para un molino de martillos para vidrio que sea más económico que los ofrecidos en el mercado y que supla la necesidad?

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Objetivo General

Diseño del mecanismo triturador de un molino de martillos para el procesamiento de vidrio reciclado usando el método de elementos finitos.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Revisar el estado actual del arte respecto del diseño de los mecanismos trituradores de molinos de martillo para vidrio.
- Determinar para el mecanismo triturador de un molino de martillos para vidrio los parámetros operativos de trabajo de acuerdo a la demanda y con base a las

normas para ello.

- Construir el montaje virtual del mecanismo triturador para la supervisión del ensamblaje y el movimiento de este.
- Ejecutar simulaciones estructurales estáticas de los componentes del mecanismo triturador, a través del método de elementos finitos.
- Hacer el análisis de costos para la fabricación de la máquina de manera local.

1.3. JUSTIFICACIÓN

De acuerdo con las declaraciones de la Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios y el Ministerio de Ambiente de Colombia, en el marco del día nacional del reciclador y el reciclaje en el país, donde se afirmó que en los próximos cuatro años 321 rellenos sanitarios del país cumplirán su vida útil, razón por la que urge un cambio cultural y mayor apoyo a los aprovechadores de residuos y por la implementación de una norma que obligará a los productores de envases y empaques a reutilizar al menos el 10% de sus residuos a partir del año 2021, los cuales tendrán que presentar avances en el cumplimiento de las metas en el año 2022, [53], por tanto, una de las posibles soluciones ante esta problemática es facilitar la construcción de nuevas plantas de reciclaje y aprovechamiento de vidrio, la cual se ve muy limitada y restringida debido a los altos costos de la maquinaria y de su importación.

La construcción de más plantas para la trituración de vidrio impactaría y contribuiría en la reducción de las consecuencias ambientales ocasionadas por no reciclar y reutilizar, como lo son el cambio climático, el agotamiento de los recursos naturales, la contaminación, la deforestación de los bosques, entre otros. Los aportes a los que nos referimos con la construcción de más plantas son reducir la extracción de materias primas de la naturaleza, frenar el crecimiento de vertederos y la contaminación que éstos traen consigo, ahorrar en el consumo energético en la fabricación de objetos de vidrio al disminuir la temperatura de fusión requerida y reducir emisiones de CO₂, lo que mitigaría el cambio climático.

Actualmente existen distintos tipos de máquinas que cumplen con la función de triturar el vidrio hasta convertirlo en partículas muy pequeñas, posterior a esto se debe filtrar y seleccionar hasta obtener el calcín, el cual es el material que puede ser utilizado posteriormente para la fabricación de un nuevo objeto sin disminuir su calidad, para ser utilizado en la misma o en actividades diferentes a las que se usó con anterioridad,

[20].

Por tanto, con el desarrollo de este proyecto se busca diseñar el mecanismo triturador de un molino de martillos para vidrio con características similares o mejores que las actuales en el mercado, contribuyendo a la reutilización de materiales que se usan cotidianamente en nuestro país, como lo es el vidrio; y promover, facilitar e incentivar a la creación de nuevas plantas de reciclaje y aprovechamiento de vidrio utilizando un producto de fabricación Colombiana.

Capítulo 2

ESTADO DEL ARTE

2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

En el trabajo: “*Diseño de un rompedor de vidrio*”, [41] desarrollado en el año 2009 en la ciudad de Obregón, México, el cual tuvo como objetivo diseñar un dispositivo de dimensiones pequeñas, que pudiera ser ubicado en el mismo lugar donde se generaba el desecho de vidrio; esto con el fin de reducir su volumen y facilitar su posterior manejo. En él se menciona la factibilidad de utilizar vidrio reciclado para su refabricación debido a que el material nuevo generado a partir de éste va a conservar las mismas características y propiedades que el original. También mencionaba que la temperatura de fusión necesaria para fabricar vidrio a partir de material reciclado es menor que la necesaria para generar por primera vez el vidrio, lo que se traduce en un ahorro energético.

De este trabajo se puede asegurar que el diseño de un triturador de molino de martillos puede ser desarrollado bajo especificaciones estrictas de tamaño según los requerimientos del cliente, y que estas no van a afectar las funciones del triturador.

En el proyecto: “*Diseño y análisis estructural de una trituradora de vidrio para reciclar botellas*”[1], realizada en la ciudad de Guayaquil-Ecuador en el año 2009 se encontró información sobre las propiedades del vidrio, dentro de las cuales se destacaron y se les dio más importancia, en el sector de trituración, a su densidad, fragilidad y a sus resistencias a la tensión, flexión y compresión.

Respecto a la densidad se puede constatar que puede variar entre $1,7 \text{ gr/cm}^3$ a $3,1 \text{ gr/cm}^3$ y que ésta aumenta al incrementar la concentración de óxido de calcio y óxido de titanio, pero disminuye al aumentar la concentración de óxido de aluminio y óxido de magnesio. Estos óxidos son añadidos a la composición original para dar una coloración al material. Además lograron concluir, después de un análisis de factibilidad y una comparación entre los diferentes métodos de trituración, que el sistema de tritu-

ración por medio de martillos es el mejor, debido a su rápida velocidad de trituración, su bajo consumo energético, el fácil montaje y desmontaje y que, además, requiere un mantenimiento sencillo.

En el trabajo que lleva por título: “*Diseño y construcción de una trituradora de vidrio*” [3], se llevó a cabo la construcción de una máquina trituradora utilizando el mecanismo de molino de martillos, del cual resalta como una característica principal su versatilidad a la hora de la trituración, puesto que este mecanismo tiene la capacidad de producir un amplio rango de tamaño de partículas y de trabajar con una amplia variedad de materiales, los cuales van desde minerales hasta fibras, esto es posible gracias a poder intercambiar el tipo de martillo de impacto. Por otra parte, se menciona que como su principal desventaja se tiene el ruido emitido durante el funcionamiento del mecanismo, el cual al ser un rompedor por impacto generara más ruido en comparación a otros tipos de mecanismos de triturado, como el molino de rodillos. Como consideraciones finales, una vez construida la máquina, se recomienda cambiar completamente un martillo desgastado o averiado en lugar de tratar de repararlo o rellenar el desgaste con soldadura.

Finalmente, en este trabajo se realizó un análisis de costos para la construcción de la máquina y una comparación de precios entre una máquina construida de manera local y una máquina de importación. De lo anterior se logró concluir que dentro de las ventajas de construir la máquina con una producción netamente local, están: Precio, reducción de costos en comparación a maquinaria importada con relación a aranceles, seguro de mercadería, bodegas y tiempo de desaduanización.

Por otra parte, en el trabajo titulado: “*Análisis por elementos finitos de la falla ocurrida en un mirilla de vidrio templado*”, [39], cuyo objetivo fue investigar si una placa de vidrio templado, utilizada como la mirilla de un equipo centrifugador usado en la producción de jabón, específicamente en actividades de succión y soplado, podría llegar a la rotura tras superar su esfuerzo último trabajando a condiciones normales de operación. El autor inicialmente definió la geometría del elemento y luego estableció sus características, dentro de las cuales podemos destacar como útiles para nuestro proyecto que es un material con alta dureza pero también con alta fragilidad, lo que facilita su trituración por medio de impactos. También se tomó de este trabajo la resistencia a la fractura la cual es de 70 MPa para un vidrio normal. Posterior a esto se calcularon las condiciones para los dos tipos de trabajo, obteniendo para el trabajo en vacío una presión de 8800 Pa y para la condición de trabajo de soplado 620,5 KPa.

Una vez obtenidos todos los parámetros de trabajo el autor utiliza el método de elementos finitos para calcular los esfuerzos máximos que soportan el vidrio y sus respectivos factores de seguridad bajo las condiciones anteriormente mencionadas. Para este análisis el autor establece como elementos de malla triángulos y cuadriláteros tipo placa, y utiliza mallas con 2396 nodos. El tipo de análisis que ejecuta para calcular los esfuerzos es un análisis de tensión estática con modelos de materias lineales.

2.2. MARCO TEÓRICO

2.2.1. El Vidrio

El vidrio es un material duro, normalmente frágil a temperatura ambiente y transparente o translúcido, común en nuestra vida diaria.

Las primeras piezas hechas íntegramente de vidrio datan del 2.100 a.C., en las que se empleaba la técnica del moldeado. Hacia el año 200 a.C., los egipcios comenzaron a utilizar la caña del vidriero para soplar el vidrio, práctica que ha permanecido casi inalterable hasta la actualidad. Más adelante, los romanos perfeccionaron la técnica empleando óxidos metálicos como colorantes, e impulsaron su uso para la conservación y almacenaje de determinados productos. En la Edad Media, el vidrio estuvo en manos de unos pocos privilegiados; de hecho, el oficio de vidriero fue el único al que la nobleza podía dedicarse en Francia en aquella época. El vidrio se convirtió en objeto de lujo para la decoración y destacó su uso como envase, [5].

Gracias a sus cualidades específicas, el vidrio es, junto a la cerámica, el material más antiguo y más utilizado por el hombre para la conservación y el almacenamiento de productos. A partir del siglo XVII se generaliza su uso, gracias al tapón de corcho que le otorga estanquidad. A mediados de ese siglo, Sir Kenelm Digby, miembro de la Corte británica, creó la primera botella de vidrio “moderna”: cilíndrica y de hombros caídos coronados por un cuello largo, antecesora directa de la actual borgoña. En la Figura 2-1 se muestra una botella del tipo Borgoña. El investigador Nicolás Appert observó que ciertos alimentos envasados en tarros de vidrio, sellados y posteriormente calentados, conservaban sus características intactas. Nació en ese momento la industria alimentaria, que sería perfeccionada por Pasteur un siglo más tarde. En 1876, el norteamericano Weber ideaba una máquina para la producción semiautomática de envases.

A principios de 1900 se creó la primera máquina para la fabricación automática y producción en serie de envases de vidrio. Sería ya en 1925 cuando se puso en marcha



Figura 2-1: Botella tipo Borgoña. Fuente: [65].

una máquina de «secciones individuales», que contaba con 4 secciones. Dando de esta manera inicio a una producción industrializada de vidrio, [5].

2.2.1.1. Composición del vidrio y sus diferentes tipos

La composición de este material es principalmente una mezcla de arena silíceo o arcilla con óxidos metálicos secos pulverizados que se introducen en un reactor de fusión a temperaturas que supera los 1000 °C. Durante este proceso de fusión, la mezcla forma un líquido viscoso que se torna transparente y que cuando se va enfriando va adquiriendo consistencia, por lo que, se le puede dar forma. El principal componente del vidrio es la sílice (SiO_2). La sílice, sola, sería un vidrio ideal para muchas aplicaciones, pero las altas temperaturas necesarias para su fusión y las dificultades para darle forma limitan su uso a algunas aplicaciones especiales. Para reducir la temperatura de fusión de la sílice, es necesario utilizar un fundente, y para ello sirve el óxido de sodio (Na_2O). Como el conjunto $SiO_2 - Na_2O$ es soluble en agua, se añade un tercer elemento, el óxido de calcio (CaO), que le confiere al vidrio la estabilidad química necesaria. Este vidrio se denomina Vidrio Soda-Cal. El vidrio Soda-Cal, también llamado «vidrio común», representa el 90 % de todo el vidrio fabricado en el mundo. El vidrio Soda-Cal, además de SiO_2 , Na_2O y CaO, que constituyen aproximadamente el 90 % de su composición, posee otros elementos, algunos provenientes de la propia materia prima usada, como el óxido de hierro (Fe_2O_3), y otros agregados a propósito para brindarle al vidrio

características deseables, como es el caso del óxido de aluminio (Al_2O_3). El Al_2O_3 se le añade al vidrio para mejorar su durabilidad química, inhibir su cristalización durante el enfriamiento y controlar su viscosidad, propiedad muy importante en todas las etapas de fusión, conformación y recocido del vidrio. El Fe_2O_3 es una impureza presente en la mayoría de las materias primas naturales. Para los vidrios incoloros de alta calidad es necesario minimizar la cantidad de este óxido en la formulación, pues presenta gran influencia en la coloración del vidrio. Vidrios transparentes de alta calidad utilizan arenas con niveles de Fe_2O_3 inferiores a 0,01 %, [10]. Según su composición existen cuatro tipos de vidrio, como se muestra en la Tabla 2-1, [6].

Tabla 2-1: Tipos de vidrio segun sus componentes.

<i>Componentes (%)</i>	Sódico-Cálcico	Plomo	Borosilicato	Sílice
Sílice	70 - 75	53 - 68	73 - 82	96
Sodio	12 - 18	5 - 10	3 - 10	
Potasio	0 - 1	1 - 10	0,4 - 1	
Calcio	5 - 14	0 - 6	0 - 1	
Plomo	0	15 - 40	0 - 10	
Boro	0	0	5 - 20	3 - 4
Aluminio	0,5 - 3	0 - 2	2 - 3	
Magnesio	0 - 4	0		

2.2.2. Diseño Mecánico

El diseño es la creación de una estrategia o plan con el cual vamos a resolver un problema y/o a satisfacer una necesidad específica; a lo largo de este proceso el diseñador deberá tomar múltiples decisiones para dar respuesta a diferentes preguntas cada vez más específicas acerca de la solución del problema en el que se está enfocando. Este proceso tiene un carácter iterativo, ya que muchas veces durante el mismo se descubren nuevos datos o se adquieren nuevas perspectivas que exigen repetir algunos pasos desarrollados con anterioridad, [25].

Si el resultado de este plan es la creación de un objeto físico, como por ejemplo una máquina, entonces ésta debe cumplir con ciertas características como lo son: la funcionalidad, confiabilidad, seguridad, utilidad y sobretodo la posibilidad de fabricación.

El adjetivo “mecánico” después de la palabra diseño se utiliza para identificar el enfoque que va a tener este plan, en este caso, estará enfocado en la producción y procesamiento de energía con base a la mecánica de sólidos y los procesos de manufactura, [9].

2.2.2.1. Fases del diseño mecánico

Con base en lecturas previas de [9], se puede inferir que el proceso de diseño inicia con la *identificación de la necesidad*. El reconocimiento y la expresión de ésta muchas veces puede no estar muy clara, porque la necesidad quizá sólo sea una vaga inconformidad, un sentimiento de inquietud o la sensación de que algo no está bien. Por ejemplo en una maquina, la necesidad de hacer algo, a menudo surge luego de detectar un síntoma que ésta originalmente no presentaba, como puede ser un ruido o una vibración fuera de lo común, en este punto sólo se tiene una idea general de lo que se quiere o necesita, más sin embargo, aun se desconoce el problema.

Una vez identificada la necesidad se requiere definir el problema, lo que sería la segunda fase. La definición del problema es más específica y debe incluir todas las especificaciones del objeto que va a diseñarse; las especificaciones son los parámetros y características que se tienen en mente para este objeto como, por ejemplo, dimensiones, costo estimado, vida útil esperada, temperatura de trabajo, entre otros.

Dentro de estas especificaciones también se deben incluir las tecnologías disponibles por el diseñador, las restricciones a la libertad del diseño, los procesos de manufactura con los que se cuenta en el momento para desarrollar el proyecto y los requerimientos específicos por parte del cliente y demás. Todos estos también pasaran a ser parte de la definición del problema, puesto que son aspectos que van a limitar desarrollo del diseño.

Las siguientes dos fases: *Síntesis y Análisis* y *Optimización*, están íntimamente relacionadas y pueden interactuar varias veces entre ellas. En la fase de síntesis el primer y más importante paso será proponer varios esquemas de solución y hacer una recolección de propuestas de diseño, las cuales se investigarán y cuantificarán, de estas propuestas se escogerán las que tengan mayor potencial de satisfacer la necesidad que se tiene. Los esquemas finalmente escogidos se comparan, de manera que se pueda elegir el camino que conduzca al producto más competitivo. Por ultimo, los elementos seleccionados se analizarán y revisarán, desechando algunos y optimizando aquellos que cuenten con el

mayor potencial para mejorar el desempeño. Una vez se ha optimizado el sistema o los esquemas, pueden volver a entrar en la fase de síntesis, ya que estas fases son un proceso iterativo con el fin de obtener el mejor resultado teóricamente posible.

A continuación, se encuentra la fase de *Evaluación*, la cual representa la prueba final del diseño propuesto, analizado y optimizado, en la cual el prototipo será sometido a pruebas de laboratorio donde se determinará si el diseño en verdad satisface las necesidades por las que fue construido. En este punto, se pueden plantear diferentes interrogantes como: ¿Es confiable? ¿Competirá de manera exitosa con productos similares en el mercado actual? ¿Es económica su fabricación? ¿Que tan probable es que el producto requiera mantenimiento correctivo debido a fallas en sus piezas?, entre otras. El diseñador responderá este tipo de preguntas que pueden o no estar relacionadas con la ingeniería, lo cual, será de gran utilidad para completar una fase de evaluación con la menor cantidad de fallas posibles.

Y por último, está la fase de *Presentación*, en la que el diseñador presenta y comunica los resultados de su trabajo. Aunque pueda parecer como una fase de relleno, o poco importante, en realidad es vital en el proceso de diseño. Muchos grandes proyectos, diseños e invenciones se han perdido debido a que sus autores no tuvieron en cuenta la importancia de compartir sus diseños a otros.

Esta última fase es considerada también como una fase de venta del producto en la que el diseñador trata de demostrar que su producto es el mejor para satisfacer la necesidad en cuestión. Además de lo anterior, la fase de presentación también es importante para el diseñador como profesional, ya que, si tiene éxito en la venta de ideas, diseños y soluciones a algún problema en específico, podrá subir escalones a nivel profesional. En la Figura 2-2 se muestra el diagrama de las fases de diseño mecánico.

2.2.3. Trituración

Para el tratamiento y reutilización del vidrio, tanto en forma de botellas como en forma de placas es necesaria una reducción de tamaño. La operación mediante la que se puede obtener dicha reducción de tamaño o volumen es conocida como trituración o molienda y se lleva a cabo por medio de un proceso industrial que utiliza máquinas especiales para cada tipo de material, denominadas máquinas trituradoras, las cuales ejercen una fuerza sobre el material a moler mediante diferentes métodos, que pueden ser por impacto, aplastamiento o desgaste, entre otros, [64].

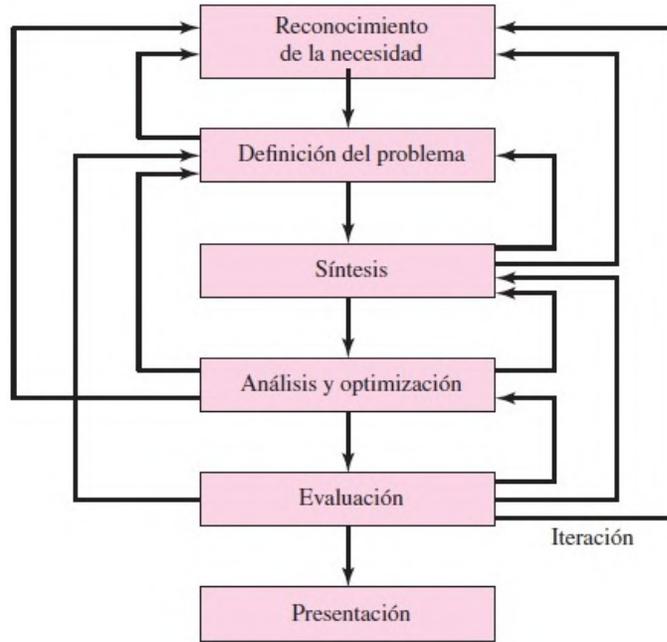


Figura 2-2: Diagrama fases de diseño. Fuente: [9].

La trituración o molienda de materiales tiene como fin facilitar el transporte, almacenamiento, aglomeración y, en el caso particular del vidrio, la transformación de éste en partículas más pequeñas que se utilizarán en la generación de vidrio nuevo a partir de vidrio reciclado. Si bien no existe una diferencia clara entre la trituración y la molienda, en general se habla de trituración cuando se fragmentan partículas de tamaños superiores a 1 in y de molienda cuando se tratan partículas de tamaños inferiores a 1 in (1 in = 2,54 cm). La trituración es también denominada desintegración y las máquinas que la producen se conocen según diversos autores como trituradoras, desintegradoras, quebrantadoras o machacadoras, [33].

2.2.3.1. Etapas de Trituración

La desintegración o trituración se realiza en distintas etapas y en una gran diversidad de máquinas. Se identifica como etapa de trituración primaria cuando el material extraído de la cantera o del reciclaje se trata en una máquina trituradora por primera vez. Si es necesario disminuir aún más el tamaño de las partículas a la salida, el material producido pasa a una segunda etapa de trituración y así sucesivamente de acuerdo al tamaño de grano que se requiera, [33].

El material que ha sufrido una o más etapas de trituración se puede clasificar de acuerdo

a su tamaño de la siguiente forma:

- *Trituración Gruesa*: tamaño de partícula de salida de: 15 cm (6").
- *Trituración Mediana*: tamaño de partícula de salida entre 3 y 15 cm (1,25.^a 6").
- *Trituración Fina*: tamaño de partícula de salida entre 0.5 y 3 cm (0,2.^a 1,25").
- *Molienda Gruesa*: tamaño de partícula entre 0.1 mm y 0.3 mm.
- *Molienda Fina*: tamaño de partícula menor a 0.1 mm.

La trituración gruesa, mediana y fina corresponden, prácticamente, a la primera, segunda y tercera etapa de trituración; mientras que la molienda gruesa y fina corresponden a las etapas primaria y secundaria de la molienda. Los tamaños de partículas se establecen en base a los diámetros de las mismas. En la Figura 2-3 se muestra como queda el vidrio triturado. En la Figura 2-4 se muestra el Calcín, el cual es el producto que se



Figura 2-3: Muestras de vidrio triturado. Fuente: [4].

utiliza como sustituyente de materia prima a la hora de fabricar nuevos envases.



Figura 2-4: Calcín. Fuente: [52].

2.2.4. Máquina Trituradora

Una trituradora es una máquina provista de un mecanismo de desgaste y fractura que actúa sobre el material a trabajar reduciendo este de tamaño y fragmentándolo en partículas más pequeñas. El tamaño de estas partículas dependerá del tipo de triturador y de la cantidad de etapas de trituración a las que el material base deba ser sometido. Existe una gran diversidad de materiales que son triturados actualmente mediante este proceso utilizando maquinas trituradoras, como pueden ser el cartón, piedra, minerales, hierro, material residual agrónomo como plantas y ramas, y vidrio [51]. Además también existen diferentes tipos de máquinas trituradoras o molinos, los cuales hacen uso de métodos específicos para llevar a cabo el proceso de trituración, estos métodos serán explicados mas a detalle a continuación.

En la Figura 2-5 se muestra una trituradora industrial de 4 ejes Stokkermill Serie F producida por Interempresas.



Figura 2-5: Trituradora industrial de 4 ejes Stokkermill Serie F. Fuente: [36].

2.2.4.1. Métodos de trituración

Como se mencionó anteriormente, una máquina trituradora es un elemento que cuenta con varias opciones a la hora de triturar el material, estas opciones se conocen como los métodos de trituración. Dichos métodos no son otra cosa que el tipo de mecanismo y la forma en la que interactúan el material de trabajo con la máquina para llevar a cabo la tarea de reducción de tamaño.

2.2.4.1.1. Trituradora de palas. La trituración en el molino o trituradora de palas tiene lugar por efecto de impacto, rebote y cizallamiento. Tras la carga en la tolva de alimentación, el material a triturar alcanza la cámara de molienda, donde tiene lugar el proceso de trituración entre la cruceta de percusión, el juego de molienda y el tamiz de fondo. Tan pronto como el material de trituración ha alcanzado la granulometría final correspondiente, traspasa el tamiz de fondo y llega al recipiente colector. Con la utilización de una manguera de filtro textil, entre la trituradora y el recipiente colector, se evita que quede taponada la corriente de aire producida por la rotación de la cruceta de percusión, con lo que se acelera parcialmente la salida del material molido. Con esto se garantiza un cuidadoso proceso de trituración, [2]. En la Figura 2-6 se muestra un molino de palas.



Figura 2-6: Molino de impacto de palas SK100. Fuente: [48].

2.2.4.1.2. Trituradora de bolas. Los molinos de bolas tienen una capa cilíndrica o cónica que gira sobre un eje horizontal, y se cargan con bolas bien sea de acero, pedernal o porcelana, como medio de molienda. La alimentación de los molinos de bolas deben ser de 2,4 a 4 cm (1 a 1½ in) para materiales muy frágiles, pero por lo general el tamaño máximo es de 1,3 cm (1/2 in), valores que han sido obtenidos por medio de ensayos experimentales. La mayor parte de los molinos de bolas operan con una razón de reducción de 20:1 a 200:1. Los molinos de bolas, permiten que la molienda, bien sea por vía seca o húmeda, de materias duras, muy duras y abrasivas: piritas, cuarzo y otros minerales duros. Son especialmente indicados para la molienda de materias extremadamente duras. Las capacidades de estos molinos de bolas son, por lo general del 28 % al 50 % de la capacidad del molino, con medios de molienda de acero y recubrimientos; esto depende directamente de la densidad de los medios, [49]. En la Figura 2-7 se muestra un molino de bolas.

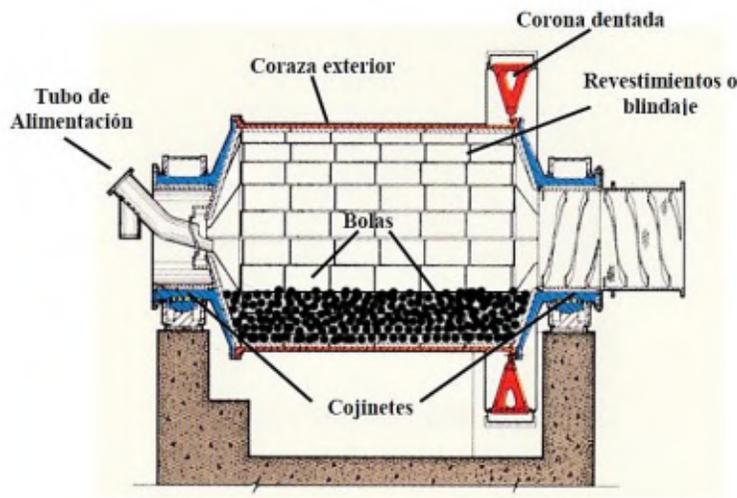


Figura 2-7: Molino de bolas. Fuente: [49].

2.2.4.1.3. Trituradora de mandíbulas. Estos equipos utilizan como fuerza predominante la compresión y la aplican de forma discontinua por atrapamiento entre dos mandíbulas, una fija y otra móvil mediante diferentes sistemas de actuación. Pueden ser de simple o de doble efecto, denominación que se corresponde con la traducción del inglés de single toggle (teja, palanca o placa de articulación) o double toggle (doble palanca). Por oscilación sobre este eje, se puede acercar y alejar de la mandíbula fija, comprimiendo la roca entre ambas en este movimiento.

La fuerza para la compresión se comunica a la mandíbula móvil mediante el giro de un segundo eje excéntrico, con un gran volante de inercia, que mueve una biela y ésta acciona dos placas o tejas entre la mandíbula móvil y un punto fijo. Este tipo de dispositivo es un eficiente multiplicador de fuerzas que permite fragmentar las rocas y minerales entre las mandíbulas del equipo cuando éstas se acercan y liberar la presión cuando se separan. Para garantizar el retroceso de la mandíbula móvil y mantener unido todo el conjunto de piezas móviles existe un vástago con un muelle de presión que es comprimido al cerrarse la mandíbula y fuerza la apertura en la fase de abertura, [21]. En la Figura 2-8 se muestra una trituradora de mandíbulas.

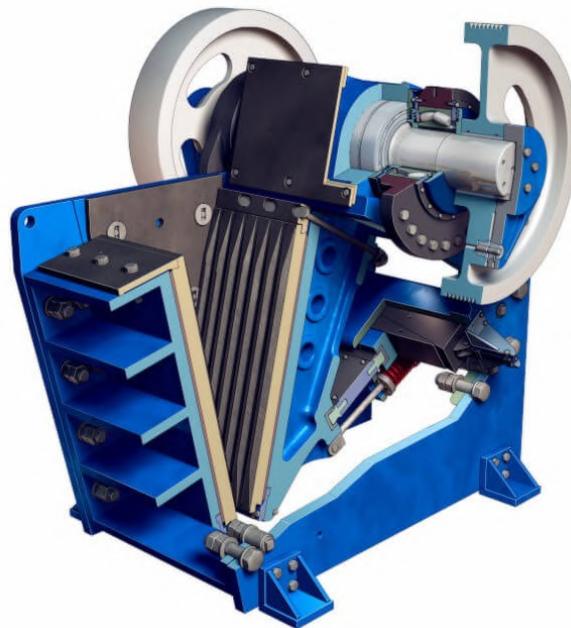


Figura 2-8: Trituradora de mandíbulas. Fuente: [67].

2.2.4.1.4. Trituradora o molino de martillos. Estos equipos trabajan aplicando una fuerza de manera brusca, choque o impacto, generado por la energía cinética diferencial entre el bloque a triturar y el movimiento de rotación de una masa pesada (rotor), provista de salientes en forma de martillos o dientes prolongados. El material golpeado es lanzado contra una placa fija donde recibe un segundo, tercero, etc., impacto y se subdivide en fragmentos cada vez menores. Se usa en trituración de forma genérica existiendo gamas preparadas para la trituración primaria, secundaria y terciaria, y en muchas industrias como lo son la metalúrgica, la agroindustria y la de reciclaje, entre otras, [21].

En la Figura 2-9 se puede apreciar el funcionamiento general de una trituradora de martillos. Los elementos principales de un triturador o molino de martillos son: *el con-*

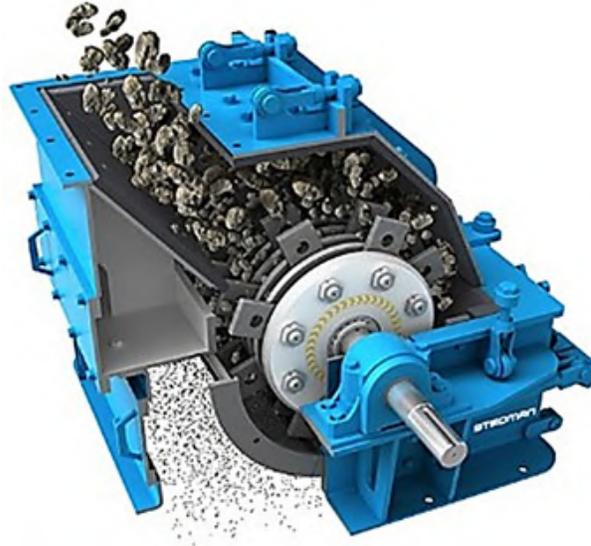


Figura 2-9: Esquema triturador de martillos de eje horizontal, Fuente: [66].

junto del rotor que se observa en la Figura 2-10, el cual es el encargado de soportar los martillos y proporcionarles la velocidad de giro para que impacten contra el material a triturar, esta parte del molino está fabricada con aleaciones de alta resistencia al impacto. El rotor puede girar en ambas direcciones para de esta manera poder hacer uso de ambas caras de los martillos. Luego encontramos los martillos de impacto, estos



Figura 2-10: Conjunto de rotor y eje para un molino de martillo. Fuente: [60].

elementos son piezas fabricadas en acero en aleación con elementos como manganeso,

romo o molibdeno debido a los altos requisitos de impacto requeridos para su óptimo funcionamiento y para prolongar su vida útil. La gran mayoría de éstos tienen forma rectangular en el área de impacto con el material, aunque se pueden encontrar con diferentes formas en aplicaciones más específicas. Los martillos de impacto son los encargados de chocar contra el material que va a ser triturado, rompiéndolo en partes más pequeñas y luego arrastrándolo hasta que dicho material tenga el tamaño de partícula deseado. En la Figura 2-11 se muestran distintos tipos de martillos de impacto. Finalmente, el último de los elementos principales del molino de martillos son



Figura 2-11: Diferentes tipos de martillos de impacto. Fuente: [61].

las placas de choque, las cuales están diseñadas para recibir el impacto del material junto a los martillos. Dichas placas están fabricadas también de acero aleado puesto que se requiere de una alta resistencia al desgaste. Las placas de choque se desgastan de forma desigual, por lo que se diseñan simétricas para invertirlas y aprovecharlas mejor. Algunas pueden ser dentadas para facilitar la fractura del material. En la Figura 2-12 se observan unas placas de choque de acero al manganeso.



Figura 2-12: Placas de choque de acero al manganeso, Fuente: [38].

2.2.5. Métodos numéricos para el análisis de estructuras

Los métodos que parten de la realización de investigaciones experimentales son muy costosos, producto de la gran cantidad de equipamiento, instrumentación, recursos materiales y humanos, así como de la laboriosidad requerida para la realización de los mismos. Es por esto que en la actualidad se emplean métodos numéricos utilizando simulación computacional para llevar a cabo análisis y mejorar la calidad de los productos, y de esta manera ahorrar cantidades de tiempo y dinero bastante considerables.

Los métodos numéricos desde el punto de vista de se han desarrollado a través del tiempo para resolver problemas en el campo de la ingeniería y se pueden clasificar como sigue: el método de diferencias finitas, el método del elemento finito y el método del elemento frontera. Estos tres métodos numéricos, actualmente son ampliamente aplicados en el campo de la ingeniería en sus diferentes ramas y es tan alta su aceptación que incluso se utilizan en campos como la biónica y la medicina. Donde se resuelven problemas tan complejos que no es posible solucionarse por los métodos tradicionales.

2.2.6. Método de elementos finitos (MEF)

El método de elemento finitos consiste en tomar una pieza como un objeto de estudio y subdividirla en partes más pequeñas, las cuales se conocen como elementos; estos elementos permiten resolver un problema complejo al subdividirlo en varios problemas más simples. El método plantea que el número infinito de variables desconocidas en un problema complejo, sean sustituidas por un número finito de elementos con un comportamiento bien definido. Esos elementos pueden tener diferentes formas dependiendo del tipo de problema. “El Método de los Elementos Finitos es el método numérico más potente aplicable al análisis de estructuras de cualquier tipo, sometidas a solicitaciones mecánicas y térmicas tanto estacionarias como transitorias”, [18]. “Los elementos finitos están conectados entre sí por puntos, que se llaman nodos o puntos nodales. Al conjunto de todos estos items – elementos y nodos – se lo denomina malla. Debido a las subdivisiones de la geometría, las ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento físico no se resolverán de una manera exacta, sino aproximada por este método numérico. La precisión de los Métodos de Elementos Finitos depende de la cantidad de nodos y elementos, del tamaño y de los tipos de elementos de la malla. Por lo tanto, cuanto menor sea el tamaño y mayor el número de elementos en una malla, más precisos serán los resultados del análisis”, [43].

El método de los elementos finitos (MEF) es una técnica numérica para resolver problemas que se describen por medio de ecuaciones diferenciales parciales o que pueden

formularse como una minimización funcional. Un dominio de interés se representa como un conjunto de elementos finitos. Las funciones de aproximación en elementos finitos se determinan en términos de valores nodales de un campo físico que se busca. Un problema físico continuo se transforma en un problema de elementos finitos discretizados con valores nodales desconocidos. Para un problema lineal hay que resolver un sistema de ecuaciones algebraicas lineales. Los valores dentro de los elementos finitos pueden recuperarse utilizando los valores nodales, [44].

Hay dos características del MEF que merecen ser mencionadas: 1) La aproximación por partes de los campos físicos en los elementos finitos proporciona una buena precisión incluso con funciones de aproximación simples (aumentando el número de elementos podemos alcanzar cualquier precisión). 2) La localidad de la aproximación conduce a sistemas de ecuaciones dispersos para un problema discretizado. Esto ayuda a resolver problemas con un gran número de incógnitas nodales.

2.2.6.1. Como funciona el Método de Elementos Finitos

A continuación, para resumir en términos generales cómo funciona el método de elementos finitos, se enumeran los principales pasos del procedimiento de solución de elementos finitos, [44].

- *Discretizar el continuo.* El primer paso consiste en dividir una región de solución en elementos finitos. La malla de elementos finitos suele generarse mediante un programa preprocesador. La descripción de la malla consiste en varias matrices principales como lo son las coordenadas nodales y las conectividades de los elementos.
- *Seleccionar las funciones de interpolación.* Las funciones de interpolación se utilizan para interpolar las variables de campo con respecto al elemento. A menudo, se seleccionan polinomios como funciones de interpolación. El grado del polinomio depende del número de nodos asignados al elemento.
- *Encontrar las propiedades del elemento.* Se debe establecer la ecuación matricial del elemento finito que relaciona los valores nodales de la función desconocida con otros parámetros. Para esta tarea se pueden utilizar diferentes enfoques; los más convenientes son: el enfoque variacional y el método de Galerkin.
- *Ensamblar las ecuaciones de los elementos.* Para encontrar el sistema de ecuaciones global para toda la región de solución debemos ensamblar todas las ecuaciones

de los elementos. En otras palabras, debemos combinar las ecuaciones locales de los elementos para todos los elementos utilizados para la discretización. Las conectividades de los elementos se utilizan para el proceso de ensamblaje. Antes de la solución, las condiciones de frontera (que no se tienen en cuenta en las ecuaciones de los elementos) deben ser impuestas.

- *Resolver el sistema de ecuaciones global.* El sistema de ecuaciones global de elementos finitos es típicamente disperso, simétrico y definido positivamente. Se pueden utilizar métodos directos e iterativos para la solución. Los valores nodales de la función buscada son producidos como resultado de la solución.
- *Computar resultados adicionales.* En muchos casos es necesario calcular parámetros adicionales. Por ejemplo, en los problemas mecánicos interesan las deformaciones y las tensiones, además de los desplazamientos, que se obtienen tras la solución del sistema de ecuaciones global.

2.2.7. ANSYS

La simulación de ingeniería está jugando un papel cada vez mayor en la ciencia e ingeniería a nivel universitario. ANSYS es un software fundado en 1970 que desarrolla y presta soporte a la ingeniería introduciendo nuevos métodos para conseguir productos y procesos de fabricación más innovadores, logrando una reducción tanto de los costes como del tiempo invertido hasta la comercialización del producto, con programas de elementos finitos destinados a la simulación, que predicen cómo funcionará y reaccionará determinado producto bajo un entorno real. Este programa incorpora y brinda herramientas de simulación en: fluidos, estructuras, electrónica, sistemas, plataformas, y sistemas multi-físicos, que abarcan gran número de actividades en el mundo, permitiendo predecir con confianza si los productos van a prosperar en el mundo real. Éste software de simulación incorpora todos los fenómenos físicos que existen en los diferentes entornos de trabajo de cada producto, y lo usamos para aprender los principios de la física y adquirir la práctica, lo que puede conducir a una comprensión más profunda de los conceptos de ingeniería. Se pueden aplicar estas herramientas de simulación para resolver problemas complejos de ingeniería y producción de datos para tesis de pregrados, maestría o tesis doctoral, [26].

Además, ANSYS nos permite hacer un análisis estructural mediante una simulación, este es un proceso por el que se puede determinar la resistencia y la rigidez de un elemento, así como sus posibles deformaciones y tensiones. El análisis a realizar dependerá del tipo de pieza, así como de la normativa que debe cumplir y tipo de cargas a

las que se va a estar sometida. En la Figura 2-13 se muestra la interfaz de trabajo del software ANSYS y en la Figura 2-14 se puede ver un análisis mediante elementos finitos desarrollado en ANSYS. Existen diferentes tipos de análisis estructurales presentes

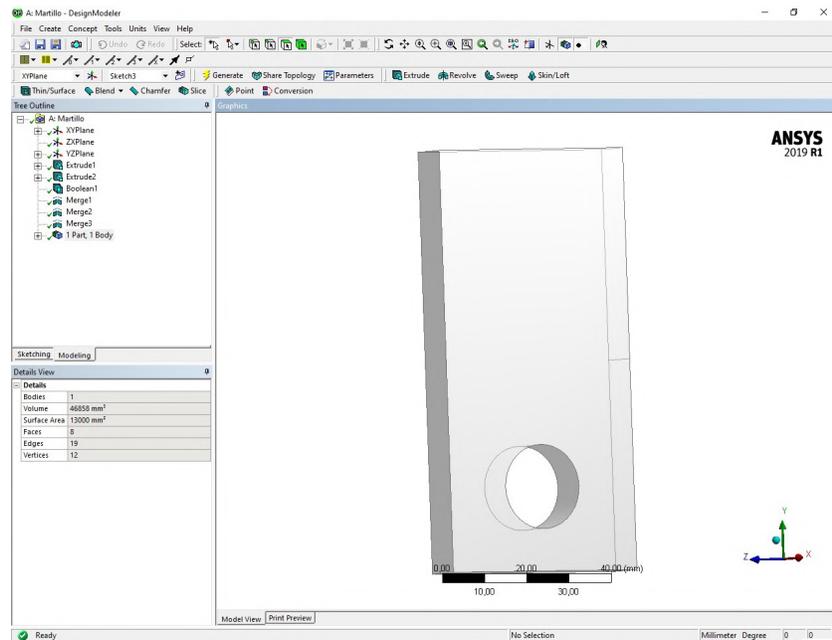


Figura 2-13: Interfaz de trabajo ANSYS Mechanical, Fuente: Autor.

en la familia de productos de ANSYS, de los cuales en la presente tesis se utilizarán principalmente 2, que se explican a continuación. Las primeras incógnitas (grados de libertad nodales), que son calculadas en un análisis estructural son los desplazamientos. Otras magnitudes, tales como, tensiones, y las fuerzas de reacción, se derivan de los desplazamientos nodales.

- *Análisis estático.* Se utiliza para determinar los desplazamientos, tensiones, etc, bajo condiciones de carga estática. Ambos análisis, estático lineal y no lineal, pueden incluir no linealidades como plasticidad, rigidez estrés, grandes deformación, grandes tensiones, hiperelasticidad, superficies de contacto, y fluencia.
- *Análisis dinámico.* Se utiliza para determinar la respuesta de una estructura de forma que en el tiempo se produce una variación de las cargas. Todas las no linealidades comentadas en el análisis estático se pueden introducir.

Agregando a lo anterior, ANSYS también ofrece Análisis Modal, Análisis Armónico, Análisis de Espectro y Análisis del pandeo, entre otros, [50].

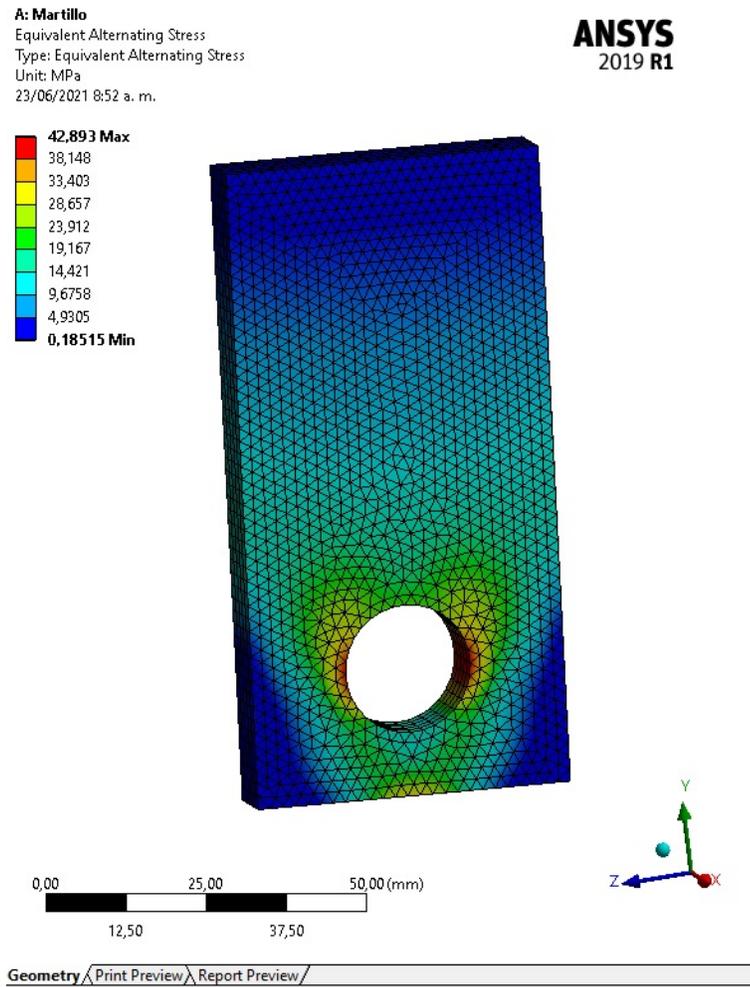


Figura 2-14: Análisis mediante el método de elementos finitos desarrollado en ANSYS, Fuente: Autor.

Capítulo 3

MARCO METODOLÓGICO

Inicialmente se realizó la comparación entre los diferentes tipos de molinos de martillo para vidrios que existen en el mercado con el fin de poder extraer de allí información respecto a los componentes críticos del molino, los diferentes tipos de martillos que se usan, las diferentes placas rompedoras del molino, las características mecánicas del eje, entre otra información relevante.

De igual manera, se consultó información de la Asociación Ambiental de Aseo y Reciclaje RENACER de Pamplona, respecto de cuánto vidrio se acopia por semana en Pamplona y Cúcuta, qué tipo de vidrio es el que se recicla en estas ciudades, entre otros datos; esto con la finalidad de encontrar a partir de esa información parámetros de funcionamiento y trabajo como lo son la capacidad de molienda del molino a diseñar, el tamaño final de grano y los materiales a usar en el diseño.

Adicionalmente y en función de los datos suministrados por Renacer se hizo el cálculo de la capacidad de trabajo de la máquina, es decir, la cantidad de masa que podrá procesar la máquina por cada jornada de trabajo y el tamaño adecuado de material triturado que las empresas fabricantes de envases de vidrio requieren para permitir el proceso de producción de envases nuevos a partir de material triturado reciclado. Cabe mencionar que, para lograr procesos eficientes a la hora de agregar vidrio triturado como materia prima al horno, se requiere que el tamaño de partículas oscile entre $\frac{3}{4}$ de pulgada y 2 pulgadas.

Con todos estos parámetros, se realizó el cálculo de la potencia nominal requerida y consumo energético que el molino tendrá, los cuales están íntimamente relacionados ya que uno depende directamente del otro.

Posteriormente, se desarrollo el CAD del mecanismo de trituración utilizando el soft-

ware de diseño asistido por computadora SolidWorks, mediante el cual se diseñó y construyó cada elemento considerado crítico para el mecanismo. Estos elementos son el eje encargado de transmitir movimiento, el mecanismo de impacto y las placas rompedoras.

En la etapa de modelado se construyó una representación gráfica en 3D de cada uno de los elementos del mecanismo de trituración, que luego fueron simulados y permitieron realizar el montaje virtual del mismo, para visualizar su comportamiento dinámico y prever el comportamiento del desplazamiento de los elementos. Posteriormente, se hizo el análisis de elementos finitos para analizar estructuralmente el comportamiento mecánico de los componentes críticos del mecanismo triturador del molino de martillos para vidrio usando ANSYS. Una vez terminada la simulación, se procedió a la construcción de los planos de los componentes de la maquina utilizando la herramienta de SolidWorks.

Finalmente, se hizo un análisis financiero y de beneficios de costos del mecanismo de molino de martillos para vidrio diseñado y se llevo a cabo una revisión de costos de los molinos de martillo para vidrio existentes en el mercado con el fin de compararlos, esto debido a que uno de los objetivos principales para el desarrollo de este proyecto es que fuera económicamente rentable su fabricación de manera local, puesto que uno de los impedimentos para la creación de empresas que reutilicen el vidrio reciclado como materia prima para la producción de botellas de vidrio nuevas, es el alto costo de adquisición de máquinas trituradoras importadas.

3.1. RECOLECCIÓN DE DATOS

3.1.1. Datos por parte de la Asociación RENACER

El desarrollo de este proyecto obedece a la necesidad que nos fue presentada por EM-POPAMPLONA, en cuanto a la crisis de almacenamiento por acumulación de vidrio dado que éste llega a los centros de acopio como la Asociación Ambiental de Aseo y Reciclaje RENACER, pero debido a que no es rentable su transporte hasta las plantas de tratamiento para las empresas recicladoras y a que no hay compradores en el sitio, se está acumulando el material de vidrio ocasionando con ello problemas de falta de espacio y de impacto ambiental, ver Figura 3-1.

De acuerdo con esta necesidad, RENACER dentro de sus proyectos futuros a corto plazo tiene la construcción de una planta para el reciclaje y la reutilización de estos



Figura 3-1: Vidrio acumulado en costales en el centro de acopio de Pamplona. Fuente: Autor.

materiales en la ciudad de Cúcuta, por lo que tanto EMPOPAMPLONA como la asociación tiene gran interés en el diseño que resultará del desarrollo de este proyecto, a fin de utilizarlo dentro de su futura planta de reciclaje. Es por lo aquí mencionado que este proyecto apunta específicamente a suplir esta necesidad y el autor y su equipo de trabajo se pusieron en contacto y visitaron la Asociación Ambiental de Aseo y Reciclaje RENACER, para conocer de primera mano los datos sobre la cantidad de vidrio que llegaba al centro de acopio por mes, para usarlos en el diseño del mecanismo triturador del molino, ver Figura 3-2. El primero de los datos es la capacidad de molienda de



Figura 3-2: Reciclador de Renacer, partiendo botellas de vidrio. Fuente: Autor.

la máquina, la cual está directamente relacionada con la cantidad de vidrio reciclado que llega al punto de reciclaje y almacenamiento actualmente en la ciudad de Cúcuta. Esta cantidad, según datos suministrados por la asociación es de *60 toneladas* al mes, este es un dato que será tenido en cuenta para calcular la capacidad de molienda en el diseño del mecanismo. Por otra parte también se tuvo acceso al punto de acopio y de almacenamiento del material reciclado para obtener muestras de las diferentes botellas y envases, de las cuales obtendremos datos para calcular su tamaño y masa promedio.

3.1.1.1. Toma de datos de los envases

De la visita a RENACER se tomaron los datos de masa y tamaño de distintos tipos de envases reciclados en la asociación y que son necesarios para el diseño del mecanismo triturador del molino de martillos, ver la Tabla **3-1**

Tabla 3-1: Toma de datos de masa en gramos para los tipos de envase mas habituales en la Asociación RENACER - Pamplona

Envase	Dato 1	Dato 2	Dato 3	Dato 4	Dato 5	Promedio
1	274	275	274	274	274	274,2
2	223	223	224	224	224	223,6
3	230	230	230	229	230	229,8
4	152	152	152	152	152	152
5	254	254	255	254	254	254,2

De la anterior tabla podemos obtener como masa promedio de los envases de vidrio el valor de 226,76 gramos. Este valor será utilizado más adelante para calcular la capacidad de molienda la máquina que usará el mecanismo triturador que se diseñó en este proyecto.

Utilizando las mismas muestras de envases de vidrio, ahora se calcula el tamaño promedio de éstos usando los datos mostrados en la Tabla **3-2**, este valor será de utilidad para definir el grado de desmenuzamiento del material y la potencia de trituración requerida para el diseño del mecanismo triturador.

Tabla 3-2: Dimensiones de los tipos de envase mas habituales en la Asociación RENACER - Pamplona

Envase	Altura (cm)	Diámetro (cm)
1	21	5
2	13,4	7,5
3	13,8	7,5
4	16	5
5	11,2	9
	15,08	6,8

3.2. MARCO CONCEPTUAL

En esta sección se hace un resumen de los conceptos físicos y teoría matemática necesaria en el desarrollo del proyecto, tal como ecuaciones, teorías, recomendaciones, guías de fabricantes, entre otras.

3.2.1. Algunos Conceptos de propiedades

La cantidad de materia, también conocida como la **masa**, es la medida de la misma originada por su densidad y volumen conjuntamente. La unidad fundamental en la que se mide la masa en el Sistema Internacional de Unidades, es el kilogramo (kg), el cual está definido como la cantidad de materia de un cilindro de aleación platino-iridio específico, [54].

De igual manera, el **volumen** también es una medida y es una cantidad derivada que expresa la extensión tridimensional de un objeto. Esta cantidad se cuantifica en el Sistema Internacional de Unidades con el metro cúbico (m^3), [17].

La **densidad** se define como la masa por unidad de volumen. Esto se refiere a la cantidad de materia de algún objeto requerida para ocupar un espacio de dicha unidad de volumen. En general, la densidad de una sustancia depende de la temperatura y la presión. La densidad de la mayor parte de los gases es proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura. Por otro lado, los líquidos y sólidos son

en esencia sustancias no compresibles y la variación de su densidad con la presión es por lo regular insignificante. La relación entre la densidad con la masa y el volumen está descrita por la Ecuación 3-1, [7].

$$\rho = \frac{m}{v} \left(\frac{kg}{m^3} \right) \quad (3-1)$$

Donde:

ρ = Densidad.

m = Masa (kg).

v = Volumen (m^3).

3.2.2. Flujo Másico

Está definido como la cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo, y se relaciona con el flujo volumétrico \dot{V} , el cual es el volumen de un fluido que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo, mediante la Ecuación 3-2, [7]:

$$\dot{m} = \rho * \dot{V} \left(\frac{kg}{s} \right) \quad (3-2)$$

Donde:

\dot{m} = Flujo másico.

ρ = Densidad ($\frac{kg}{m^3}$)

\dot{V} = Flujo volumétrico ($\frac{m^3}{s}$)

3.2.3. Potencia de Trituración

El término **potencia** constituye una base útil para seleccionar el tipo de motor o máquina requerida para realizar una cierta cantidad de trabajo en un tiempo dado. Por ejemplo, dos máquinas trituradoras podrían triturar la misma cantidad de vidrio si se les da el tiempo suficiente, la diferencia radica en que la máquina que cuente con mayor potencia lo hará en menor tiempo. Por lo anterior, la potencia es una relación entre la fuerza y la velocidad y está dada por la Ecuación 3-3, según [31]:

$$P = F * v \left(\frac{N.m}{s} \right) \quad (3-3)$$

Donde:

P = Potencia.

F = Fuerza (N).

v = Velocidad ($\frac{m}{s}$).

3.2.4. Ley de Bond para reducción de sólidos

La ley de Bond permite conocer la potencia requerida para la trituración de materiales gruesos y finos, y es útil cuando el tamaño medio de las partículas se encuentra entre 0.05 y 50 mm de espesor. La potencia necesaria está representada según la ley de Bond mediante la Ecuación 3-4, según [37]:

$$P = 1,46 * E_i * T * \left(\sqrt{\frac{1}{D_p}} - \frac{1}{d_f} \right) \left(\frac{N.m}{s} \right) \quad (3-4)$$

Donde:

P = Potencia requerida para la trituración (hp).

E_i = Índice de molturabilidad del material.

T = Velocidad de alimentación (t/min).

D_p = Tamaño de salida del vidrio (ft).

D_f = Tamaño de alimentación del vidrio (ft).

El valor de la constante E_i , se obtiene de la Figura **3-3**, en la que se muestra el valor del índice de molturabilidad para diferentes materiales. Estos valores fueron obtenidos de manera empírica, por lo que podrían variar de un autor a otro, según [22].

$$E_i = 12,81$$

3.2.5. Velocidad Tangencial

En el caso del movimiento circular, el cual es el tipo de movimiento descrito por los martillos de impacto, la velocidad de esta partícula siempre será tangencial a la trayectoria y en dirección del movimiento. Esta velocidad será la mínima que se requiere en el martillo al momento del impacto para fracturar el material. La velocidad tangencial que también se puede llamar velocidad de impacto esta presente en el borde de los martillos y se puede expresar en función de la velocidad angular (w) y el Radio de giro (R_g) como se muestra a continuación en la Ecuación 3-5:

$$v_i = \omega * R_g \left(\frac{m}{s} \right) \quad (3-5)$$

Donde:

v_i = Velocidad tangencial o de impacto.

ω = Velocidad angular $\left(\frac{rad}{s} \right)$.

R_g = Radio de giro (m).

Fórmula	Sustancia	Peso específico		W _i (t)	Calculado W _i (t)	W _i (st)	Calculado W _i (st)
		kg/l	t/m ³	kWh / t		kWh / st	
BaSO ₄	Baritina	4,50	4,50	4,73			4,29
CaSO ₄ ·2H ₂ O	Yeso	2,69	2,32	6,73			6,10
CaF ₂	Fluorita	3,01	3,18	8,91			8,08
FeS ₂	Pirita	4,06	5,02	8,93			8,10
CuFeS ₂	Calcopirita		4,20				
SiO ₂ + Min.	Cuarzita	2,68		9,58	14,22	12,90	8,69
	Cuarzo			13,57			12,31
Fe ₃ O ₄	Magnetita	3,88	5,18	9,97			9,04
f(min):4,1-7,5	Mineral de Pb-Zn	3,54		10,57			9,59
KAlSi ₃ O ₈	Feldespato	2,59	2,57	10,80			9,80
CaMg(CO ₃) ₂	Dolomía/Dolomita	2,74	2,85	11,27			10,22
SiO ₂ + Min.	Vidrio	2,58		12,81			11,62
CaCO ₃ + Min	Caliza	2,65		12,54	12,24	11,10	11,37
f(min):4-5,8	Mineral de cobre	3,20		12,73			11,55
Fe ₂ O ₃	Mineral hematites	3,56	5,26	12,93			11,73
	Mineral de zinc			11,56			10,48
SiO ₂	Cuarzo	2,65	2,65	13,57	14,11	12,80	12,31
f(min): <19	Mineral de oro	2,81		14,93			13,54
Roca	Granito	2,66		15,05	17,31	15,70	13,65
Roca	Granito			15,13			13,72
C	Grafito	1,75	2,23	43,56			39,51
Roca	Arenisca				14,44	13,10	
Roca	Basalto				22,27	20,20	
C + Min	Carbón			13,00	13,78	12,50	11,79
Roca	Diorita				22,16	20,10	
CaMg(CO ₃) ₂	Dolomita		2,85		14,11	12,80	
Roca	Esquisto				13,78	12,50	
Roca	Gabro				17,53	15,90	
BaSO ₄	Barita		4,50	4,73			4,29
Al ₂ O ₃	Bauxita	2,00	2,55	8,78			7,96
(1)	Esmeril		3 - 5	56,70			51,43
f(min)	Ferro-silicio		3,30	10,01			9,08
KAl(Si ₃ O ₈)	Feldespato			8,91			8,08
	Vidrio			12,31			11,17
CaCO ₃ + Min	Piedra caliza			12,74			11,56

Figura 3-3: Indices de Bond para distintos materiales. Fuente: [22].

En el caso particular de la trituración, debido a que los martillos estarán en constante colisión con el material a triturar, la velocidad tangencial debe ser corregida por medio de un factor de corrección, que para este caso es 1.27, [37].

3.2.6. Energía Específica

La energía específica está definida como la energía por unidad de masa de un cuerpo, esta será la energía transmitida por los martillos al material a triturar. Esta medida se puede representar mediante las ecuaciones 3-6 y 3-7, como se muestra a continuación:

$$e = \omega^2 * R_g^2 \left(\frac{m^2}{s^2} \right) \quad (3-6)$$

$$e = \frac{P}{T} \left(\frac{w * s}{kg} \right) \quad (3-7)$$

Donde:

e = Energía específica.

P = Potencia (w).

$$T = T \left(\frac{kg}{s} \right).$$

Debido al constante impacto al que están sometidos los martillos, la energía se calculará con un rendimiento mecánico del 85 % perdiendo el restante por rozamiento.

3.2.7. Velocidad Angular

La velocidad angular es la velocidad a la cual se está moviendo un elemento con trayectoria circular alrededor de un eje perpendicular a su dirección. También puede ser definida como el cambio respecto al tiempo de un ángulo. En este caso, hace referencia a la velocidad que tendrá el eje principal del mecanismo triturador del molino, el cual transmitirá el movimiento a los martillos que ejercerán la trituración. El valor que se le dará a la velocidad angular en este proyecto está basado en recomendaciones de otros autores y de fabricantes de molinos, los cuales sugieren valores entre 2500 rpm y 3500 rpm. Teniendo en cuenta que este valor está directamente relacionado con el tiempo que una botella deba permanecer en la cámara de trituración y como se busca que este tiempo sea el menor posible, pero sin llegar a límites críticos de operación, se seleccionó una velocidad de 3000 rpm, [29] [31].

3.2.8. Radio de Giro

Por radio de giro, se entiende como la distancia que hay desde el centro del eje motriz o eje principal encargado de transmitir el movimiento hasta el extremo más alejado de los martillos de impacto.

3.2.9. Aceleración Angular

Es la variación de la velocidad angular con respecto al tiempo y está medida en radianes por segundos al cuadrado. El cálculo de la aceleración angular está determinado por la Ecuación 4-1:

$$\omega^2 = \omega_0^2 + 2 * \alpha * (\theta - \theta_0) \left(\frac{rad^2}{s^2} \right) \quad (3-8)$$

Donde:

ω = Velocidad angular $\left(\frac{rad}{s} \right)$.

ω_0 = Velocidad angular inicial $\left(\frac{rad}{s} \right)$.

α = Aceleración angular $\left(\frac{rad^2}{s^2} \right)$.

θ = Distancia angular recorrida (rad) .

θ_0 = Posición inicial (rad) .

3.2.10. Momento de una fuerza

Cuando una fuerza se aplica a un cuerpo, ésta producirá una tendencia a que el cuerpo gire alrededor de un punto que no está en la línea de acción de la fuerza. Esta tendencia a girar se conoce en ocasiones como par de torsión, pero con mayor frecuencia se denomina el momento de una fuerza o simplemente el momento. La magnitud del momento es directamente proporcional a la magnitud de F y a la distancia perpendicular o brazo de momento d . Cuanto más grande sea la fuerza o más grande sea el brazo de momento, mayor será el momento o el efecto de giro. El momento con respecto a un punto, o con respecto a un eje que pase por ese punto y sea perpendicular al plano, es una cantidad vectorial puesto que tiene magnitud y dirección específicas. La magnitud de este momento esta determinada por la Ecuación 3-9, [32]:

$$M = F * L \quad (N.m) \quad (3-9)$$

Donde:

M = Momento ($N.m$).

F = Fuerza (N).

L = Distancia (m).

El momento de un objeto que gira alrededor de un eje también puede ser obtenido conociendo la inercia de ese objeto con respecto al eje seleccionado para la rotación y su aceleración angular. Un cuerpo que tiene tamaño y forma definidos al ser sometido a una fuerza externa puede trasladarse y rotar. Esta rotación se produce cuando la fuerza aplicada genera un momento, y este momento se calcula utilizando la Ecuación 3-10, [31]:

$$M = I * \alpha \quad (N.m) \quad (3-10)$$

Donde:

M = Momento.

F = Momento de inercia.

L = Aceleración angular.

3.2.11. Momento de Inercia

El momento de inercia mide la resistencia de un cuerpo a la aceleración angular, es decir, la resistencia del cuerpo a la rotación producida por un momento generado por la aplicación de una fuerza. Cuando un cuerpo rígido sigue un movimiento de traslación, la resistencia a toda modificación de su movimiento es llamada inercia (se trata de su masa). Para un cuerpo rígido en rotación, esta resistencia a toda modificación de

su estado es llamada su momento de inercia. Su valor depende de la geometría de la distribución de la masa con respecto al eje de rotación. En la Figura 3-4, se muestran las diferentes ecuaciones para el momento de inercia I , según el tipo de objeto y su eje de rotación, [31].

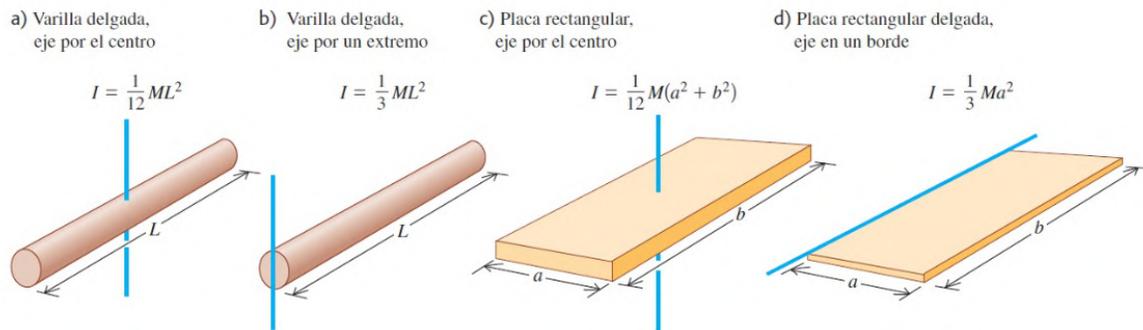


Figura 3-4: Diagrama de selección del tipo de banda en V, Fuente: [57].

La Inercia del martillo al ser una placa rectangular girando respecto a su extremo esta representada por la Ecuación 3-11, [32].

$$I = \frac{1}{3} * m_m * L^2 \quad (3-11)$$

3.2.12. Esfuerzos

Cuando una fuerza y/o un momento están actuando sobre la superficie de un objeto, se manifestarán como distribuciones de fuerza a lo largo de toda el área. Esta distribución de fuerza que está actuando en un punto sobre la superficie podrá tener componentes en las direcciones normal y tangencial llamados esfuerzos. Estos esfuerzos pueden ser normales o cortantes dependiendo de la dirección de la fuerza. Los esfuerzos normales pueden ser esfuerzos de tensión si la dirección de la fuerza es saliente de la superficie, o pueden ser esfuerzos de compresión si la dirección de éste es entrante a la superficie, [23].

El esfuerzo normal en un elemento bajo carga axial está determinado por la Ecuación 3-12:

$$\sigma = \frac{F}{A} \left(\frac{N}{m^2} \right) \quad (3-12)$$

Donde:

σ = Esfuerzo normal.

F = Fuerza.

A = Área transversal donde se aplica la fuerza.

El esfuerzo cortante en un elemento bajo cargas transversales esta determinado por la Ecuación 3-13:

$$\tau = \frac{F}{A_d} \left(\frac{N}{m^2} \right) \quad (3-13)$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante.

F = Fuerza. (N)

A_d = Área paralela donde se aplica la fuerza. (m^2)

El área de desgarre está dada por la Ecuación 3-14

$$A_d = (a - d) * e \quad (3-14)$$

Donde:

A_d = Área de Desgarre.

a = Ancho del martillo.

d = Diámetro de la perforación en el martillo.

e = Espesor del martillo.

Esfuerzo Máximo a Flexión: Está determinado por el momento máximo ejercido en un elemento y el módulo de sección de este, como se muestra en la Ecuación 3-15:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} \left(\frac{N}{m^2} \right) \quad (3-15)$$

Donde:

σ = Esfuerzo normal máximo.

M_{max} = Momento máximo aplicado ($N.m$)

S = Módulo de sección. (m^3)

El módulo de sección es un valor que determina la configuración geométrica de una superficie. Es decir, pueden existir dos elementos con un área transversal del mismo valor pero modulo de sección diferente, este dependerá de la relación entre sus lados. Para calcular el valor del módulo de sección se utiliza la Ecuación 3-16, [23]:

$$S = \frac{I}{c} \quad (m^3) \quad (3-16)$$

Donde:

S = Módulo de sección.

I = Momento de inercia (m^4)

c = Distancia mayor de un extremo al eje neutro. (m)

El esfuerzo cortante máximo está representado en la Ecuación 3-17, [62]:

$$\tau_{max} = \frac{4 * V}{3 * A} \left(\frac{N}{m^2} \right) \quad (3-17)$$

Donde:

τ_{max} = Esfuerzo cortante máximo.

V = Fuerza cortante (N)

A = Área transversal. (m^2)

3.2.13. Fuerza Centrífuga

En el movimiento circular acelerado aparece el concepto de fuerza centrífuga como una fuerza resultante generada por la aceleración centrífuga de un cuerpo en rotación y su masa. Esta fuerza tiene una dirección perpendicular a la velocidad tangencial, y su valor se obtiene de la Ecuación 3-18, [24]:

$$F_{cfg} = \omega^2 * m * L \quad (N) \quad (3-18)$$

Donde:

F_{cfg} = Fuerza centrífuga.

m = Masa del objeto en rotación. (N)

ω = Velocidad angular. ($\frac{rad}{s}$)

L = Distancia desde el eje de rotación. (m^2)

3.2.14. Factor de Seguridad

Cuando se trabaja con cargas y esfuerzos, aparece un coeficiente conocido como Factor de Seguridad. Este factor es la relación que existe entre el esfuerzo real que puede soportar un material antes de que este sufra una deformación irreversible y el esfuerzo aplicado calculado. El factor de seguridad siempre debe ser mayor a 1, y este número indica la capacidad en exceso que tiene el objeto sobre su condiciones de operación. El Factor de seguridad a fatiga que se adopta para este diseño es de 3. La Ecuación 3-19 muestra la relación entre la resistencia del material y el esfuerzo sobre el, [9].

$$F_s = \frac{S_y}{\tau} \quad \text{ó} \quad F_s = \frac{S_y}{\sigma} \quad (3-19)$$

Donde:

F_s = Factor de Seguridad.

S_y = Resistencia a la fluencia del material. (MPa)

τ = Esfuerzo cortante. (MPa)

σ = Esfuerzo normal. (MPa)

3.2.15. Superficie de Cribado

La criba es el utensilio utilizado para permitir el paso del material triturado de tamaño óptimo hacia la salida de la máquina y a su vez retener los fragmentos de vidrio que aún no tienen el tamaño adecuado. Esta separación se hace mediante los efectos de gravedad y el arrastre brindado por los martillos cuando pasan sobre la criba.

El procedimiento para obtener dichos valores, que se muestra a continuación, tomó como referencia el artículo técnico realizado por Juan Luis Bouso de la empresa ERAL, Equipos y procesos S.A., [16]:

El método para calcular la superficie de cribado se describe en la Ecuación 3-20

$$S = \frac{T}{B * f_t} \quad (3-20)$$

Donde:

S = Superficie de cribado.

T = Tonelaje a cribar.

B = Capacidad específica o básica.

f_t = Factor total de corrección de la capacidad básica.

En la Figura 3-5 se muestran los valores para la capacidad básica dependientes del espacio de la luz de malla y el tipo de material.

El factor total de corrección de la capacidad básica se obtiene a partir del producto de diversos factores que afectan directamente el proceso de cribado, los cuales se mencionan a continuación:

Densidad específica aparente (ρ_a)

La densidad aparente es una propiedad de los sólidos divididos, como las sustancias pulverulentas y los gránulos, y se usa a menudo en las industrias minera, alimentaria y química. Por definición, la densidad aparente es la relación entre masa y volumen,

CAPACIDAD BÁSICA B (t/m ² .h)			
Luz de malla mm	Material		
	Carbón	Triturado	Natural
0,50	2,0	2,7	3,5
0,80	2,6	3,4	4,4
1,00	2,8	3,7	4,9
1,25	3,1	4,1	5,5
2,0	4,0	5,3	7,1
4,0	6,0	8,0	10,5
5,6	7,5	10,0	13,0
6,3	8,1	10,8	14,0
8,0	9,4	12,5	16,0
10,0	10,8	14,4	18,6
12,5	12,5	16,6	21,5
16,0	14,3	19,0	25,1
20,0	16,5	22,0	29,0
25,0	19,5	26,0	33,4
31,5	22,5	30,0	37,9
40,0	26,0	34,7	42,5
50,0	29,3	39,0	47,4
63,0	33,0	44,0	52,0
80,0	36,8	49,0	57,0
100,0	42,0	56,0	63,0
120,0	47,3	63,0	68,0

Figura 3-5: Valores de Capacidad básica según la luz de malla, Fuente: ERAL S.A., [16].

pero su valor corresponde con el peso en el aire, a diferencia de la densidad absoluta cuyo valor se toma con respecto al vacío, [42]. Los valores mostrados en la Figura 3-5 con relación a la capacidad básica fueron obtenidos experimentalmente utilizando un material con una densidad aparente de $1,6 \frac{t}{m^3}$. Por lo tanto, al utilizar un material con una densidad aparente deberá ser corregido mediante un factor que esta dado por la Ecuación 3-21:

$$f_d = \frac{\rho_a}{1,6} \quad (3-21)$$

Factor de rechazo (f_r)

Este valor se refiere al porcentaje de rechazo debido a partículas cuyo tamaño excede al tamaño de paso de los agujeros de la malla. Los valores mostrados en la Figura 3-5 fueron obtenidos considerando un rechazo del 25 %, por lo que para operaciones con

un porcentaje de rechazo diferente se debe aplicar un factor de corrección tomado de la Figura 3-6 mostrada a continuación:

FACTOR DE RECHAZO										
<i>R</i>	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Factor f_r	1,10	1,08	1,06	1,04	1,02	1,00	0,98	0,96	0,94	0,92
<i>R</i>	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95

Figura 3-6: Factor de corrección por rechazo, Fuente: ERAL S.A., [16].

Factor de Semitamaño (f_s)

El factor de semitamaño se aplica a operaciones en la cuales la cantidad de partículas o fragmentos provenientes del triturado con un tamaño inferior a la mitad de la luz de malla es diferente del 40%. Puesto que como los factores anteriores, los valores experimentales en este caso se obtuvieron considerando una operación con un 40% de este tipo de partículas. El factor de semitamaño se obtiene de la Figura 3-7:

FACTOR DE SEMITAMAÑO										
Semitamaño	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Factor f_s	0,50	0,55	0,60	0,65	0,72	0,77	0,85	0,92	1,00	1,10
Semitamaño	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
Factor f_s	1,20	1,30	1,45	1,60	1,75	1,95	2,20	2,55	3,00	3,65

Figura 3-7: Factor de corrección de semitamaño, Fuente: ERAL S.A., [16].

Factor de eficiencia (f_e)

Los valores de capacidad básica fueron calculados en base a una eficiencia o rendimiento de cribado del 94%, es decir, el 6% de las partículas finas que debería haber pasado por la luz de la malla no pasaron. Por lo que, cualquier hipótesis que difiera de ésta, deberá ser corregida por medio del factor de eficiencia utilizando como referencia los valores mostrados en la Figura 3-8:

Factor de humedad en la operación (f_h)

FACTOR DE EFICIENCIA							
<i>E</i>	98	96	94	92	90	85	80
Factor f_e	0,60	0,85	1,00	1,05	1,12	1,26	1,41
<i>E</i>	75	70	65	60	55	50	45

Figura 3-8: Factor de corrección de semitamaño, Fuente: ERAL S.A., [16].

Los valores de la capacidad básica han sido obtenidos en base a un cribado en seco, o con una humedad inferior al 3%. A menudo los productos de alimentación no están exentos de humedad y a veces una humedad excesiva por encima de $H = 9\%$ puede impedir el cribado, provocando el cegado de las mallas, siendo necesario realizar el cribado en vía húmeda. Por otra parte cada producto tiene una humedad crítica, pero generalizando podría establecerse el siguiente factor de corrección, f_h . Si $H > 9\%$, no se puede cribar en seco.

Si, $9\%H > 6\%$, $f_h = 0,75$

Si, $6\%H > 3\%$, $f_h = 0,85$

Si, $H = 3\%$, $f_h = 1,00$

Factor por tipo de apertura de malla (f_m)

La capacidad básica ha sido calculada con malla de alambre de acero de sección de paso cuadrada, por lo que otro tipo de apertura también tendrá una repercusión en la capacidad de cribado, debiéndose aplicar un factor de corrección de la siguiente manera:

Si la malla es de apertura cuadrada:

$$f_m = 1$$

Si la malla es de apertura redonda:

$$f_m = 0.8$$

Si la malla es de sección rectangular, dependiendo de la proporción *largo/ancho*, se aplicará un factor distinto, según:

Si, $2 < \text{largo/ancho} < 3$, $f_m = 1,15$

Si, $3 < \text{largo}/\text{ancho} < 6$, $f_m = 1,20$

Si, $\text{largo}/\text{ancho} > 6$, $f_m = 1,25$

Factor por presencia de lajas (f_l)

Los fragmentos de triturado de vidrio por lo general no son cúbicos ni redondos, por el contrario tienden a ser pequeñas piezas de forma irregular. Cuando estas piezas tienen una longitud 3 veces mayor que sus otras dos dimensiones se consideran lajas. Para elegir el factor de corrección según la cantidad de lajas estimadas en el cribado se utilizan los datos mostrados en la Figura 3-9:

FACTOR DE LAJAS									
% Lajas	5	10	20	30	40	50	60	70	80
Factor, f_l	1,00	0,95	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55

Figura 3-9: Factor de corrección por presencia de lajas, Fuente: ERAL S.A., [16].

Factor por posición de la malla en la criba (f_p)

Cuando la criba hace parte de una estructura u organización por pisos, en donde múltiples cribas se ubican una debajo de otra para hacer una separación de diferentes tamaños de triturado, el aprovechamiento de las cribas disminuye a medida que se avanza de una criba a la otra. Por lo tanto, si la criba a calcular no se encuentra en el primer piso habrá que aplicar un factor de corrección según el piso en que se encuentre, de la siguiente manera:

Si esta en el primer piso, $f_p = 1,0$

Si esta en el segundo, $f_p = 0,9$

Si esta en el tercero, $f_p = 0,8$

Si esta en el cuarto, $f_p = 0,7$

Factor por ángulo de inclinación de la criba (f_i)

Los cálculos de la capacidad básica se hicieron para cribas con una inclinación de 20° , por lo cual el factor a aplicar en ese caso sería $(f_i) = 1$. En otros casos habrá que aplicar un factor según lo indicado a continuación:

- Cribas inclinadas (20°) $f_i = 1,00$
 Cribas inclinadas (15°) $f_i = 0,96$
 Cribas inclinadas (10°) $f_i = 0,94$
 Cribas inclinadas (5°) $f_i = 0,87$
 Cribas horizontales normales $f_i = 0,83$

Una inclinación elevada por lo general se presenta en cribados medios y gruesos, y se puede ir ajustando a medida que el tamaño de cribado disminuye.

Factor de Área libre de paso (f_o)

Por área libre de paso se refiere al espacio de la superficie de cribado restándole el espacio ocupado por los alambres de la malla. Existen diversos tipos de materiales, por lo general alambres, en los que son fabricadas las mallas de cribado. Estos se pueden resumir en ligeros, medios o pesados según su grosor. El tipo de alambre que se elija para la fabricación de la malla influirá directamente en la velocidad de operación, por ejemplo, para un alambre pesado el área libre de paso se reducirá y en consecuencia el rendimiento de esta malla también disminuirá, pero por otra parte tendrá una mayor durabilidad por el aumento de la resistencia al desgaste que proporciona un material mas grueso. Los parámetros para seleccionar el tipo de alambre para la construcción de la malla de cribado se muestran a continuación en la Tabla **3-3**, [8]:

Tabla 3-3: Parámetros de selección para alambre de malla

Parámetros	Alambre mas delgado	Alambre mas grueso
<i>Flujo</i>	+	-
<i>Eficiencia</i>	+	-
<i>Resistencia al desgaste</i>	-	+
<i>Area libre de paso</i>	+	-
<i>Numero de aperturas</i>	+	-
<i>Resistencia</i>	-	+
<i>Peso</i>	-	+

Considerando lo anterior, el factor de área libre de paso f_o se selecciona de la Figura

3-10, mostrada a continuación:

FACTOR DE ÁREA LIBRE DE PASO									
Superficie libre %	30	35	40	45	50	55	60	65	70
Factor, f_o	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,20	1,40

Figura 3-10: Factor de área libre de paso, Fuente: ERAL S.A., [16].

El Factor total de corrección de la capacidad básica se determina mediante la Ecuación 3-22:

$$f_t = f_d * f_r * f_s * f_e * f_h * f_m * f_i * f_p * f_o \quad (3-22)$$

Y por último, las dimensiones de la criba se calculan con las Ecuaciones 3-23 y 3-24:

$$A_c = 1000 * \left(\frac{S}{2,5} \right)^{0,5} \quad (3-23)$$

$$L_c = 2,5 * A_c \quad (3-24)$$

3.2.16. Grado de desmenuzamiento

Para determinar el número de martillos requerido para triturar la cantidad de vidrio establecida por la capacidad de molienda, se utiliza una relación denominada **grado de desmenuzamiento** (ι). Dicha relación proporciona una constante en función de el diámetro promedio de entrada y el diámetro promedio de salida del material, como se muestra en la Ecuación 3-25 [29].

$$\iota = \frac{D}{d} \quad (3-25)$$

Donde:

ι = Grado de desmenuzamiento.

D = Diámetro promedio de entrada del material.

d = Diámetro promedio de salida del material.

y con el grado de desmenuzamiento se puede calcular la cantidad de martillos necesarios utilizando la Ecuación 3-26.

$$N_o \text{Martillos} = \iota * \text{Cantidad de fragmentos por revolución} \quad (3-26)$$

3.2.17. Fuerza Flexionante ejercida por las correas

Es la fuerza que ejercen las correas de transmisión de potencia a través de las poleas al eje principal, como lo muestra la Figura 3-11:

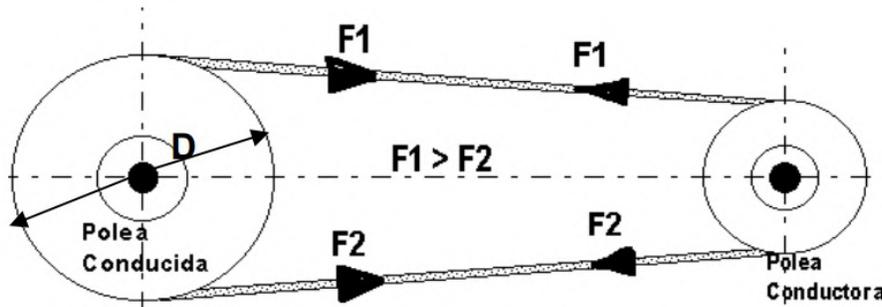


Figura 3-11: Diagrama de fuerzas generadas por las poleas, Fuente: [34].

Esta fuerza esta representada mediante las Ecuaciones 3-27 y 3-28:

$$F_f = F_1 + F_2 \quad (3-27)$$

$$F_f = C * F_t \quad (3-28)$$

Donde:

F_f = Fuerza Flexionante.

C = Constante según el tipo de correa.

F_t = Fuerza tangencial.

El valor de C varía de acuerdo con el tipo de correa, de la siguiente manera:

Para correas trapezoidales: 1.5

Para correas planas: 2

El torque esta definido como la capacidad que tiene de hacer girar un objeto. También se conoce como Momento de Torsión o como Par Motor cuando esta relacionado con Potencia y Velocidad angular. En este último caso, el par motor puede expresarse matemáticamente como lo muestra la Ecuación 3-29:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (N.m) \quad (3-29)$$

Donde:

T = Torque o Par motor.

P = Potencia del motor. $\left(\frac{N.m}{s}\right)$
 ω = Velocidad angular del eje. $\left(\frac{rad}{s}\right)$

3.2.18. Resistencia a la Fatiga

En la mayoría de los ensayos para determinar las propiedades de los materiales que se relacionan con el diagrama esfuerzo-deformación, la carga se aplica en forma gradual, para proporcionar suficiente tiempo a fin de que la deformación se desarrolle en su totalidad. Además, la muestra se ensaya hasta su destrucción, por lo cual los esfuerzos sólo se aplican una vez. Por ello, los ensayos de esta clase se aplican bajo lo que se conoce como condiciones estáticas, que se aproximan en gran medida a las condiciones reales a las que se someterán muchos elementos estructurales y de máquinas. Sin embargo, con frecuencia existe una condición en la cual los esfuerzos varían o fluctúan entre ciertos niveles. Este tipo de cargas variables que ocurren en elementos de máquinas producen esfuerzos que se llaman esfuerzos variables, repetidos, alternantes o fluctuantes. La característica más notable de fallas a causa de ese tipo de esfuerzos consiste en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces. Por lo tanto, a la falla se le llama falla por fatiga, [9].

La resistencia a la fatiga partiendo de la teoría de la falla por distorsión de la energía se puede calcular utilizando la Ecuación 3-30, [34].

$$S_n = C_b * C_s * C_r * C_o * S'_n \quad (3-30)$$

Donde:

S_n = Resistencia a la fatiga.

C_b Factor de corrección por temperatura.

C_s Factor de corrección por superficie.

C_r Factor de confiabilidad funcional.

C_o Factor de corrección por esfuerzos residuales.

S'_n Límite de fatiga del material.

Para aceros dúctiles:

$$S'_n = 0,5S_u \quad (3-31)$$

Factor de corrección por temperatura:

$C_b = 1$, para temperatura ambiente.

$C_b = 0.8$, para temperatura entre 100° y 200° Celsius.

$C_b = 0.6$, para temperaturas mayores a 200°C .

Factor de corrección por superficie: Este factor que relaciona la resistencia máxima a la tracción del material con las características superficiales de éste. Estas características dependen del tipo de fabricación y el acabado que se le da al material. El factor por superficie se selecciona de la Figura 3-12:

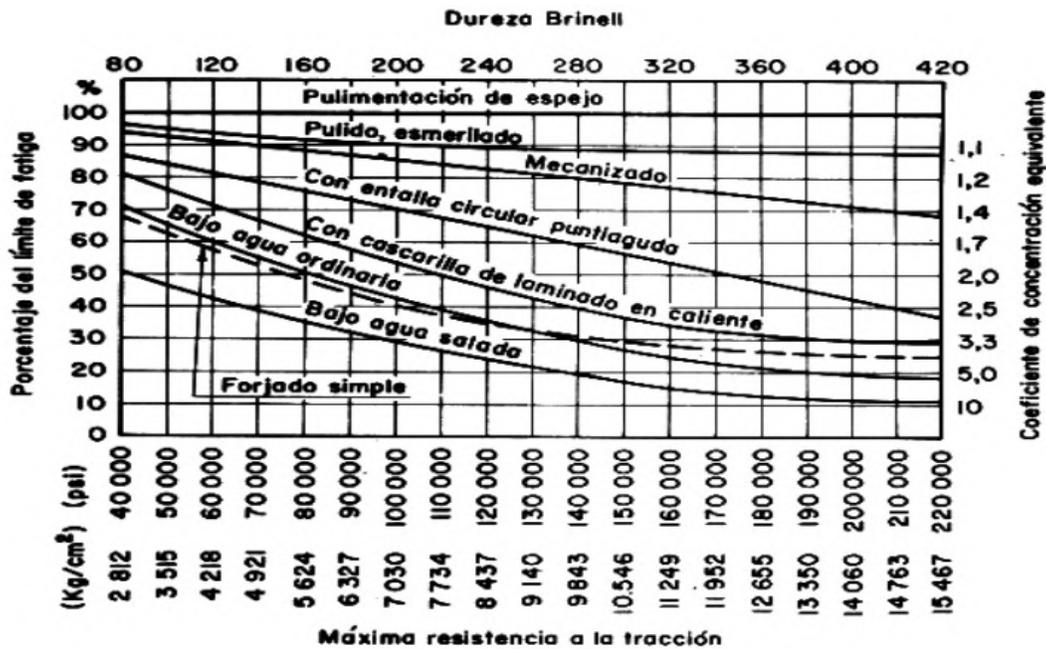


Figura 3-12: Factores de superficie para varios tipos de acabado, Fuente: [34].

Factor de confiabilidad funcional

Este factor se usa porque los datos utilizados para la resistencia del material, generalmente provienen de valores medios. Es decir que para un material bajo las mismas condiciones pueden presentarse diferentes resultados. Al aplicar el factor de confiabilidad se espera que los resultados cumplan o superen la resistencia supuesta, [45].

Se calcula con la Ecuación 3-32:

$$C_r = 1 - A * B \quad (3-32)$$

Donde:

C_r = Factor de confiabilidad.

A = Constante para aceros.

B = Constante según la confiabilidad requerida.

La constante A para aceros es 0.076.

La constante B se toma de la Figura 3-13:

50%	B = 0	95%	B = 1.6
67%	B = 0.44	99%	B = 2.3
84%	B = 1.0	99.99%	B = 3.7
90%	B = 1.3		

Figura 3-13: Tasa de supervivencia según la confiabilidad deseada, Fuente: [34].

Factor de esfuerzos residuales

$C_o = 1.3$, para material laminado o estirado en frío.

$C_o = 0.8$, para materiales con tratamientos térmicos de normalizado o recocido.

Factor de corrección de esfuerzos (K_f)

Valores de (K_f) por presencia de chavetero o cuñeros se muestran en la Tabla 3-4:

Tabla 3-4: Factores de corrección de esfuerzos por presencia de chavetas

Tipo de chavetero	Kf Flexion	Kf Torsion
<i>Perfil</i>	1.6	1.3
<i>Patín</i>	1.3	1.3

Valores de (K_f) por presencia de chaflanes de hombros se muestran en la Figura 3-14:

Valores de (K_f) por presencia de chaflanes de hombros:

La geometría de la ranura la establece el fabricante del anillo de retención, su configuración común es una ranura hueca con bordes cortantes. Se puede obtener un aproximado del valor de (K_f) si se asemeja a dos borde cortantes muy cercanos, en consecuencia el valor de (K_f) para estas ranura es:

$$K_f = 3$$

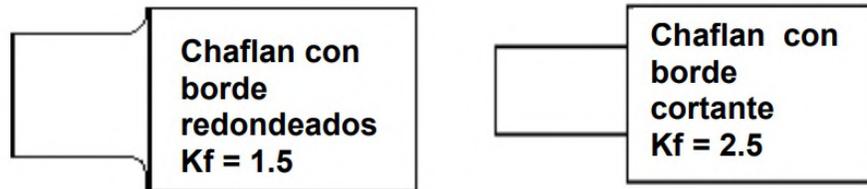


Figura 3-14: Factores de corrección de esfuerzos por presencia de chaflanes, Fuente: [34].

Una vez obtenidos los factores de corrección por fatiga, la Ecuación 3-33 nos permite encontrar el diámetro mínimo del eje requerido para soportar las cargas aplicadas, relacionando el torque, los momentos flectores máximos y la resistencia del material como se muestra a continuación.

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{32 * N}{\Pi}\right) * \sqrt{\left(\frac{K_f * M_{fr}}{S_n}\right)^2 + 0,694 \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}} \quad (3-33)$$

Donde:

d = Diámetro del eje.

N = Factor de seguridad a fatiga.

K_f = Factor por concentración de esfuerzos.

M_{fr} = Momento flector máximo resultante. ($N.m$)

S_n = Resistencia a la fatiga del material. ($\frac{N}{m^2}$)

T = Torque. ($N.m$)

S_y = Resistencia a la fluencia del material. ($\frac{N}{m^2}$)

Capítulo 4

DISEÑO DEL MECANISMO TRITURADOR

En esta sección se tienen en cuenta los parámetros de diseño calculados en el capítulo anterior y se desarrollan los cálculos que darán como resultado el dimensionamiento teórico de las partes del mecanismo de trituración del molino de martillos. En la Figura 4-1 se muestra una ilustración de las partes del mecanismo que será diseñado. Estas partes son:

- Los martillos de impacto, para los cuales se calculara la magnitud de sus dimensiones, su peso aproximado, y la cantidad de estos que será necesaria para la trituración.
- Los ejes secundarios: en el presente diseño se utilizan 4 ejes secundarios que son los encargados de sostener a los martillos de impacto y transmitir a ellos el movimiento que proviene de los rotores. . Para estos se calculará la magnitud de su longitud y de su diámetro.
- Los rotores: Son piezas circulares que soportarán a los ejes secundarios mediante 4 agujeros distribuidos a 90 grados el uno del otro. En el presente diseño se utilizan 5 rotores que están distribuidos en distancias iguales a lo largo del eje principal, esta cantidad de rotores es propuesta por el diseñador con el fin de reducir la deformación por flexión que se ejercerá en los ejes secundarios gracias a las cargas transmitidas por los martillos. Debido a que las dimensiones de diámetro de los agujeros y el diámetro de la pieza se encuentran restringidas al radio de giro y el diámetro de los ejes, para el rotor se calculara su espesor.
- Eje principal: Es el eje encargado de soportar el peso y transmitir la potencia necesaria al tren de trituración (Martillos, rotores y ejes secundarios). Las dimensiones que se pueden calcular para esta pieza son: la longitud, la cual estará determinada por el espesor de todas las piezas que están sobre el, y el diámetro, el cual se determinara en el desarrollo de esta sección.

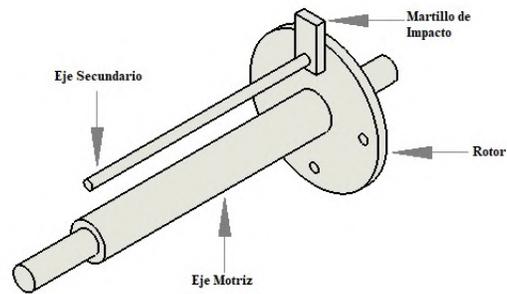


Figura 4-1: Partes y dimensiones del mecanismo triturador del molino de martillos. Fuente: Autor.

En la Figura 4-2 se puede observar: Parte exterior de un molino de martillos; b. parte interior de un molino de martillos; c. vista isométrica del mecanismo triturador del molino de martillos.

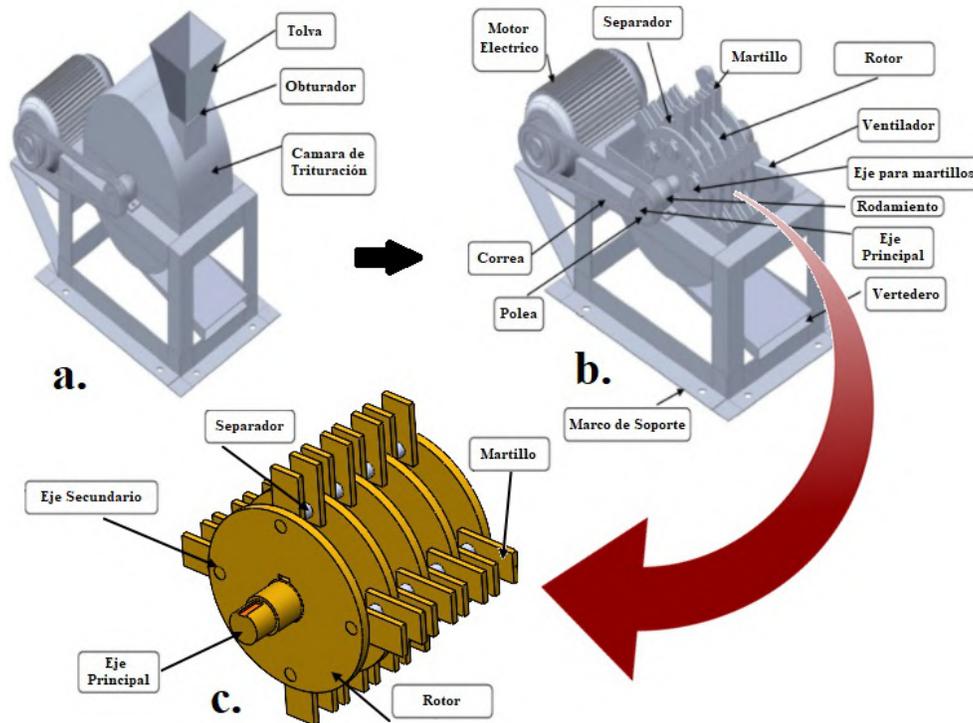


Figura 4-2: a. Parte exterior de un molino de martillos; b. parte interior de un molino de martillos; c. vista isométrica del mecanismo triturador del molino de martillos. Fuente: Autor.

4.1. CONSIDERACIONES PREVIAS

4.1.1. Fuerza de Fractura

La fuerza de fractura que también puede ser llamada Fuerza de Corte, hace referencia a la fuerza necesaria para fracturar el vidrio y es un dato importante para el desarrollo de este proyecto, ya que esta fuerza es la que deben ejercer los martillos de impacto sobre los envases de vidrio entrantes. Para determinar cual es esta fuerza de corte necesaria, se utilizó una investigación previa realizada para la Universidad de Caracas, en la cual mediante procedimientos experimentales y teóricos establecieron los valores aproximados para la rotura de vidrio monolítico de diferentes espesores como se muestra en la Figura 4-3:

Medias Aritméticas según su espesor (mm)			
Tres	Cuatro	Cinco	Seis
4,106	7,304	10,642	13,928
3	4	5	6

Figura 4-3: Fuerza de fractura en kilogramos para vidrio de diferentes espesores. Fuente:[27].

Con base en los resultados mostrados en la Figura 4-3, y teniendo en cuenta que dentro de los envases tomados como muestra del punto de acopio de la Asociación de Aseo y Reciclaje Renacer, el mayor espesor medido fue de 5 mm; se establece como fuerza de corte para el diseño el valor de:

$$F_c = 10,642 \text{ kgf}$$

$$F_c = 104,36 \text{ N}$$

4.1.2. Capacidad de Molienda

La capacidad de molienda es el parámetro que nos indicará que cantidad de material tendrá que procesar el mecanismo triturador en un tiempo determinado. Para este proyecto la capacidad de molienda está especificada directamente por la Asociación de Aseo y Reciclaje Renacer, de acuerdo a las necesidades que esta organización ha tenido mes a mes desde su funcionamiento. Como se mencionó anteriormente este valor corresponde a 60 Toneladas de vidrio reciclado cada mes. Pero, como se espera que la industria del reciclaje siga en crecimiento gracias a las nuevas normas implementadas por el Gobierno Colombiano, y porque día tras día las personas adquirimos mas conciencia ambiental, el diseño para esta maquina tomara como flujo másico el valor de

120 toneladas por mes.

Utilizando los valores que se mostraron en la Tabla **3-1**, se obtiene la masa promedio de las botellas que van a ser trituradas por el mecanismo triturador.

$$m_{botella} = 226,76 \text{ g}$$

Ahora se calculará la cantidad de botellas que deben ser procesadas por hora, teniendo en cuenta que se tendrá una jornada de trabajo de 8 horas, para cumplir con la necesidad de 120 Toneladas por mes.

$$\begin{aligned} 120 * \frac{t}{mes} * \frac{1 \text{ botella}}{0,00022676t} &= 529193,861 * \frac{botellas}{mes} \\ 529193,861 * \frac{botellas}{mes} * \frac{1mes}{30dias} &= 17639,795 * \frac{botellas}{dia} \\ 17639,795 * \frac{botellas}{dia} * \frac{1dia}{8horas} &= 2204,974 * \frac{botellas}{hora} \end{aligned}$$

Se deben triturar aproximadamente 2.205 botellas por hora; con este dato ahora se calculará el flujo másico con el que debe cumplir el mecanismo triturador, el cual es una relación entre la cantidad de masa y el tiempo en el que ésta se tarda en triturarse.

$$\begin{aligned} \dot{m} &= 226,76 \frac{g}{botella} * 2205 \frac{botellas}{hora} \\ \dot{m} &= 499999,999 \frac{g}{hora} \\ \dot{m} &= 500 \frac{kg}{hora} \end{aligned}$$

4.1.3. Velocidad de Rotación

La velocidad de rotación hace referencia a la velocidad angular que tendrá el eje principal del molino, el cual transmitirá el movimiento a los martillos que impactarán a las botellas de vidrio. Esta velocidad es importante porque es la que determinará, entre otros parámetros, la fuerza con la que chocaran los martillos de impacto para romper las botellas y las partículas de vidrio que se producirán debido a la fractura de estas. El valor que se le dará a la velocidad angular en este proyecto está basado en recomendaciones de otros autores y de fabricantes de molinos, los cuales sugieren valores entre 2500 rpm y 3500 rpm. Teniendo en cuenta que este valor está directamente relacionado con el tiempo que una botella deba permanecer en la cámara de trituración y

como se busca que este tiempo sea el menor posible pero sin llegar a límites críticos de operación, se seleccionó una velocidad de 3000 rpm, [19].

$$w = 3000 \text{ rpm}$$

4.1.4. Selección de materiales

El material con el cual se llevó a cabo el diseño de los elementos del mecanismo triturador del molino de martillos fue preseleccionado realizando una comparación entre los materiales escogidos por fabricantes para construir sus máquinas, los escogidos por autores de otros proyectos de diseño de molinos de martillos y los que por sus características podrían ser ideales para el proyecto. Para escoger el material se tuvo en cuenta la disponibilidad en el mercado Colombiano y su relación rendimiento-costeo.

4.1.4.1. Material para los martillos de impacto

Para los martillos de impacto se requería de un material con alta dureza y resistencia al desgaste puesto que el vidrio es un material abrasivo, también se requería un material con alta resistencia al impacto debido al funcionamiento de este tipo de molino. Los materiales que se tuvieron como posibles opciones fueron los siguientes:

- *Acero AISI/SAE 4340*: Acero que se caracteriza por su gran combinación de ductilidad, tenacidad y resistencia a la fatiga en piezas de gran sección sometidas a altos esfuerzos dinámicos. No presenta fragilidad de revenido razón por la cual mantiene una adecuada resistencia mecánica hasta 400°C. Se puede aumentar la resistencia mecánica por medio de tratamiento térmico. Su buena penetración de dureza se ve reflejada en excelentes propiedades de torque. Se suministra en estado bonificado y libre de tensiones internas, lo que significa que las barras no se flectan o deforman durante el maquinado. Se recomienda para trabajo pesado o de alta resistencia, [13].
- *Acero AISI 304*: El acero inoxidable 304 es considerado el más versátil y ampliamente utilizado de los aceros inoxidables austeníticos, contiene básicamente 18 % de cromo y 8 % de níquel, con un contenido de carbono limitado a un máximo de 0,08 %. Tiene gran aplicación en las industrias químicas, farmacéuticas, aeronáutica, naval, uso en arquitectura, industria alimenticia, piletas, revestimientos de ascensores y en un sin número de aplicaciones, [11].
- *Acero Antidesgaste MAXDUR 450*: Es un acero resistente al desgaste para condiciones extremas en el sector de la minería y otras industrias, brinda a las piezas una triple defensa ante las abolladuras, grietas y sobre todo al desgaste. Por

su estructura homogénea, permite ser fácilmente soldado, cortado y plegado. La lámina MAXDUR tiene unos niveles de dureza garantizados superiores a los promedios de las láminas existentes en el mercado, garantizando una resistencia al desgaste que supera a las demás hasta en un 10%. Disponible en durezas entre 425 y 540 HB, [14].

- *Acero HARDOX 450*: Es un acero resistente a la abrasión con una dureza nominal de 450 HBW. Hardox 450 combina buenas cualidades de plegabilidad y soldabilidad, junto con la posibilidad de una resistencia probada. Este acero se puede usar en una gran diversidad de componentes y estructuras sometidas al desgaste. Proporciona resistencia contra las indentaciones y contra la abrasión, así como una vida útil más larga, por lo que resulta aún más rentable, [30].

El material escogido para la construcción de los martillos de impacto fue el Acero AISI/SAE 4340 debido a su resistencia al desgaste, lo cual nos asegura una cantidad mínima de contaminación del vidrio triturado, también porque es un material que se puede conseguir en Colombia y su relación costo-rendimiento, nos asegura que será un material duradero a un buen precio.

4.1.4.2. Material para los ejes motriz y secundarios, y los rotores

- *Acero SAE 1045*: Es un acero grado ingeniería de aplicación universal que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo con respecto a los aceros de baja aleación. Es ampliamente utilizado en la industria automotriz (productos forjados y estampados). Se usa en partes de máquinas que requieran dureza y tenacidad como: manivelas, chavetas, pernos, bulones, engranajes de baja velocidad, acoplamientos, árboles, bielas, cigüeñales, ejes de maquinaria de resistencia media, [15].
- *Acero AISI 316*: El acero inoxidable 316 es uno de los aceros inoxidables austeníticos más utilizados. Debido a la adición de molibdeno (Mo), acero inoxidable AISI 316 tiene una gran mejora en la resistencia a la corrosión y la resistencia a altas temperaturas. Además, el acero inoxidable 316 también es resistente a la corrosión en ambientes marinos e industriales agresivos. Los usos principales son los intercambiadores de calor para equipos de pulpa y papel, equipos de tintura, equipos de procesamiento de películas, tuberías y materiales para uso exterior en áreas costeras. También se usa en el campo de las válvulas solenoides, principalmente para carcasas, abrazaderas, esferas, cuerpos de válvulas, asientos de válvulas, tuercas, vástagos de válvulas, bridas, etc., [28]

- *Acero AISI/SAE 4340*: Acero que se caracteriza por su gran combinación de ductilidad, tenacidad y resistencia a la fatiga en piezas de gran sección sometidas a altos esfuerzos dinámicos. No presenta fragilidad de revenido razón por la cual mantiene una adecuada resistencia mecánica hasta 400°C. Se puede aumentar la resistencia mecánica por medio de tratamiento térmico. Su buena penetración de dureza se ve reflejada en excelentes propiedades de torque. Se suministra en estado bonificado y libre de tensiones internas, lo que significa que las barras no se flectan o deforman durante el maquinado. Se recomienda para trabajo pesado o de alta resistencia, [13].
- *Acero AISI 4140*: Es un acero de temple en aceite de medio carbono aleado al cromo-molibdeno de buena penetración de temple y con buenas características de estabilidad en caliente hasta 400°C sin fragilidad de revenido, muy versátil y apto para esfuerzos de fatiga y torsión en secciones pequeñas y medianas. Puede ser endurecido superficialmente por temple directo (a la llama o por inducción), obteniendo durezas de 57-62 Rockwell C. Generalmente se entrega en estado bonificado (con dureza entre 28 a 32 HRC), [12].

El material seleccionado para el diseño de los ejes fue el Acero AISI 4140, por tener características similares y un poco mas bajas al seleccionado para los martillos; aunque los ejes no serán los principales elementos de impacto inevitablemente impactarán contra las partículas de vidrio cuando el tamaño de estas sea menor a la distancia que habrá entre martillos, es por esto que también se buscaba un material con alta resistencia al impacto y al desgaste, pero podía ser menor que la de los martillos de impacto. Por otra parte este acero se usa comúnmente en ejes de transmisión y es de fácil consecución en el mercado nacional.

4.2. DISEÑO DE LOS MARTILLOS

4.2.1. Cálculo del Radio de Giro

El radio de giro es la distancia que hay desde el eje de rotación hasta el borde del martillo, esta distancia se calcula a partir de conocer la velocidad de impacto de los martillos y la potencia requerida para la trituración. El radio de giro obtenido de este calculo será la distancia minima requerida para que los martillos al impactar al vidrio puedan fracturarlo.

Para el cálculo de la potencia se emplea el Método de Bond, el cual fue desarrollado exclusivamente para aplicarse en la trituración y reducción de tamaño de partículas sólidas. Este método relaciona los tamaños de entrada y salida del material a triturar con la capacidad de molienda y un factor específico para la trituración de distintos materiales como se muestra en la Ecuación 3-4:

$$P = 1,46 * E_i * T * \left(\sqrt{\frac{1}{D_p}} - \sqrt{\frac{1}{d_f}} \right)$$

Se requiere el valor de la capacidad de alimentación en t/min ,

$$T = 0,5 * \frac{t}{h}$$

$$T = 0,00833 * \frac{t}{min}$$

Entonces,

$$P = 1,46 * 12,81 * 0,00833 * \left(\sqrt{\frac{1}{0,0328}} - \sqrt{\frac{1}{0,5}} \right)$$

$$P = 0,857 \text{ hp}$$

$$P = 745,7 \text{ watts}$$

Una vez calculado el valor de la potencia necesaria para la trituración, se calcula ahora la energía específica transmitida por los martillos usando la Ecuación 3-7 :

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

$$e_e = \frac{745,7}{0,1388}$$

$$e_e = 5372,4783 \frac{watts.s}{kg}$$

La energía específica también puede expresarse en función de la velocidad angular y el radio de giro, como lo muestra la Ecuación 3-6:

$$e = \omega^2 * R_g^2$$

Y la velocidad tangencial o velocidad de impacto de los martillos según la Ecuación 3-5, es:

$$v_i = \omega * R_g$$

Reemplazando la Ecuación 3-5 en la Ecuación 3-6 nos queda que:

$$e_e = v_i^2$$

Además, se espera que el mecanismo de trituración tenga un rendimiento del 85 %, por lo tanto:

$$e_e = v_i^2 * 0,85$$

Despejando la velocidad de impacto,

$$v_i = \sqrt{\frac{e}{0,85}}$$

$$v_i = \sqrt{\frac{5372,4783}{0,85}}$$

$$v_i = 79,5019 \frac{m}{s}$$

Debido al funcionamiento del mecanismo y al constante rozamiento mientras está en operación, la velocidad de impacto debe ser corregida con un factor para el triturado en seco de 1.27, [37]:

$$v_i = \omega * R_g * 1,27$$

Con la velocidad angular preseleccionada de 3000 rpm se despeja y calcula el radio de giro:

$$R_g = \frac{v_i}{1,27 * \omega}$$

$$R_g = \frac{79,5019}{1,27 * 314,159}$$

$$R_g = 0,1992 \text{ m}$$

Tomando como valor de diseño un radio de giro de 0.2 m se determinó la longitud del martillo de impacto. Cabe mencionar que esta longitud no debe ser mayor a 20 cm, dado que los martillos están ensamblados al eje secundario que está en el rotor y que el rotor hace parte de la longitud para alcanzar el radio de giro definido. De acuerdo con esto, y teniendo en cuenta esta restricción se debe analizar la relación que existe entre

la longitud de los martillos y el diámetro del rotor que soportará los ejes secundarios, que a su vez soportarán a los martillos. Esta relación indica que a mayor longitud de los martillos menor debe ser el diámetro de los rotores para conservar el radio de giro de 0.2 m. Siguiendo lo anterior, se decide establecer la longitud de los martillo en 10 cm.

$$Rg = 0,2m$$

$$L = 0,1m$$

4.2.2. Cálculo de la masa de los martillos de impacto

Una vez conocido el radio de giro y la longitud establecida para los martillos de impacto, ahora se va a calcular la masa que deben tener los martillos para ocasionar la fractura de las botellas y los trozos de vidrio que se generan con la rotura de la misma. Este calculo se hará a partir del momento de inercia de los martillos y la fuerza de corte que se tomó como una consideración previa. Debido a la rotación del eje con una velocidad angular w , cuando el martillo impacta con el vidrio se produce un momento debido a la fuerza con la que estos chocan. Este momento esta dado por la Ecuación 3-9, como se muestra en la Figura 4-4:

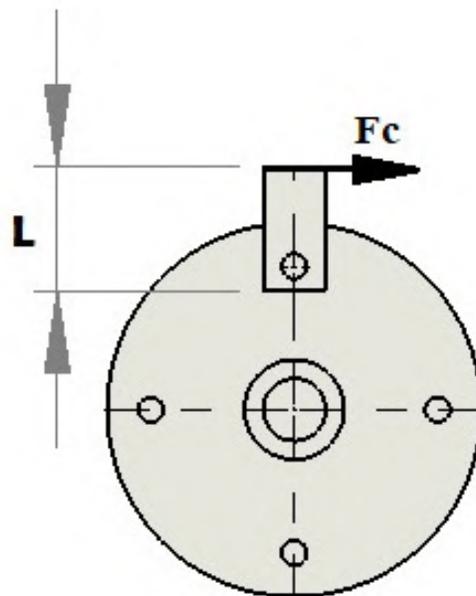


Figura 4-4: Fuerza de corte que produce el Momento. Fuente: Autor.

$$M = F_c * L$$

El momento también puede expresarse en función de la aceleración angular como lo muestra la Ecuación 3-10:

$$M = I * \alpha$$

Para el cálculo de la Inercia del martillo se tiene en cuenta que su geometría es la de una placa rectangular que gira respecto a su extremo, por lo cual está representada por la Ecuación 3-11.

$$I = \frac{1}{3} * m_m * L^2$$

Igualando la Ecuación 3-9 con la Ecuación 3-10 se obtiene:

$$F_c = \frac{I * \alpha}{L}$$

Para calcular la masa del martillo (m_m), se introduce la Ecuación 3-11 en la expresión encontrada para F_c , de donde se obtiene:

$$m_m = \frac{F_c * 3}{\alpha * L}$$

Para calcular este valor de aceleración angular, se usará la Ecuación 4-1:

$$\omega^2 = \omega_0^2 + 2 * \alpha * (\theta - \theta_0) \quad (4-1)$$

Como el sistema parte desde el reposo, $w_0 = 0$ y $\theta_0 = 0$.

$$\alpha = 7854,125 \frac{rad}{s^2}$$

Ahora se tienen los valores necesarios para calcular la masa del martillo m_m , :

$$m_m = \frac{104,36N * 3}{7854,125 \frac{rad}{s^2} * 0,1m} \quad (4-2)$$

$$m_m = 0,398kg \approx 398g$$

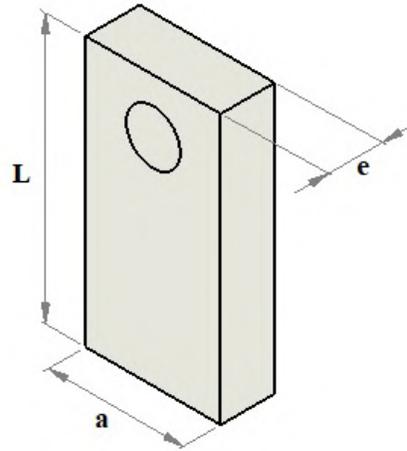


Figura 4-5: Geometría Martillo de Impacto , Fuente: Autor.

4.2.3. Geometría de los martillos de impacto

En la Figura 4-5 se ilustra un martillo de impacto y sus dimensiones; en esta sección se calcularán y se definirán éstas teniendo en cuenta también consideraciones de diseño. Usando la Ecuación 3-1, que no es otra que la relación entre la masa, la densidad y el volumen. El volumen para una placa rectangular está dado por $a * e * L$, de tal manera que quedan dos incógnitas, el ancho y el espesor. Con esta ecuación se calcula el ancho teórico requerido para que el martillo cumpla con su tarea de fracturar el vidrio, mientras que el espesor será asumido, siguiendo una regla que nos dice que el espesor del elemento impactante debe ser mínimo igual al espesor del elemento a impactar. En este caso el espesor que se asumirá es de $e = 1$ cm, el cual es igual al tamaño de salida del material para el cual se está diseñando del mecanismo triturador.

$$m_m = \rho * v$$

$$mm = \rho * a * e * L$$

Como se menciono anteriormente, el material escogido para el diseño de los martillos es el Acero AISI/SAE 4340, el cual tiene una densidad de $\rho = 7850 \frac{kg}{m^3}$.

$$a = \frac{0,398kg}{7850 \frac{kg}{m^3} * 0,1m * 0,01m}$$

$$a = 0,0507m \approx 5,07cm$$

El valor que se obtiene para el ancho del martillo es de aproximadamente 5 cm; este valor es el ancho mínimo que debe tener el martillo de impacto para cumplir con su

función. En este caso, el ancho del martillo es aceptable si se tienen en cuenta los materiales y las dimensiones del material que se encuentran en el mercado.

4.2.4. Separadores de martillos (k)

Los martillos de impacto están separados por unos elementos cilíndricos huecos, cuya única función es mantener la distancia entre martillos y evitar que estos se desplacen a lo largo del eje secundario. Las recomendaciones de fabricantes es que estos tengan una longitud de 2.5 cm a 7.5 cm, y para establecer el valor mas acertado para esta longitud se tiene en cuenta otra recomendación donde se expone que la distancia entre martillos debe ser como mínimo 3 veces el espesor de los martillos, [29].

Por lo tanto, la longitud para los separadores de martillos que se utilizó para el presente diseño es de:

$$k = 30mm$$

4.2.5. Análisis de fuerzas actuantes en los Martillos

4.2.5.1. Esfuerzo normal por tracción

Los martillos se encuentran sometidos a esfuerzos normales por tracción los cuales se deben a la acción de la fuerza centrífuga presente en el martillo y a su peso. A continuación se recalculará la masa del martillo, esta vez, en función de su geometría, esto se hace para comparar este valor con el valor obtenido para la masa del martillo en función de la fuerza de corte, y seleccionar un valor óptimo para el diseño con relación a la masa de los martillos de impacto.

$$a = 0,05m$$

$$e = 0,01m$$

$$L = 0,1m$$

Utilizando estos valores, se recalcula la masa del martillo con la Ecuación 3-1:

$$m_m = 7850 \frac{kg}{m^3} * 0,05m * 0,01m * 0,1m$$

$$m_m = 0,392kg \approx 392,5g$$

Comparando el valor obtenido en la Ecuación y el que se acaba de obtener, se observa que las dos masas tienen una magnitud similar, por lo que se decide trabajar con el valor de la masa $m_m = 0,392kg$, ya que éste valor tiene en cuenta la geometría de diseño.

Por otra parte, en la Figura 4-6, se muestran las fuerzas que están actuando sobre el martillo de impacto las cuales son: la fuerza de corte F_c , la fuerza centrífuga F_{cf} y el peso del martillo W_m . En la Figura 4-7 se representa el área transversal que está sometida a esfuerzo de tracción debido a la fuerza centrífuga: El esfuerzo a tracción

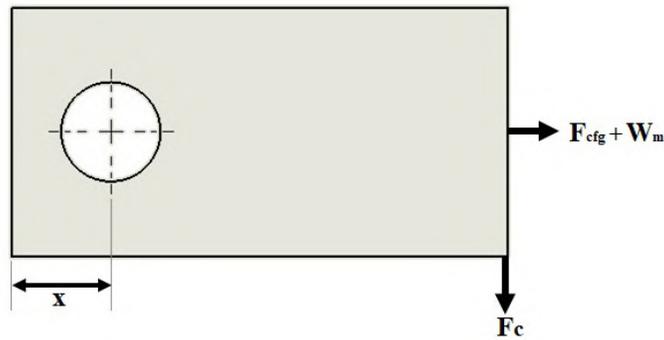


Figura 4-6: Fuerzas actuantes en el Martillo. Fuente: Autor.

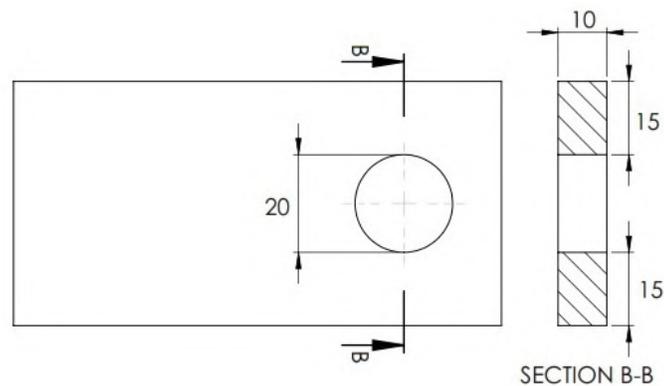


Figura 4-7: Área transversal sometida a tracción. Fuente: Autor.

esta dado por la Ecuación 3-12:

$$\sigma = \frac{F_y}{A}$$

Como se muestra en la Figura 4-6, la F_y es la suma de la Fuerza Centrífuga F_{cfg} y el Peso del martillo W_m .

$$F_y = F_{cfg} + W_m$$

Para el cálculo de la Fuerza centrífuga F_{cfg} , la cual es el resultado del producto de la masa por la aceleración centrífuga, se usa la Ecuación 3-18 de la dinámica del movimiento circular.:

$$F_{cfg} = \omega^2 * m * L \quad (N)$$

El radio de la trayectoria es la distancia que hay desde el centro del agujero hasta el borde que impactaría con el vidrio. De tal manera que la Ecuación 3-18 quedaría así, [24]:

$$F_{c_{fg}} = m_m * \omega^2 * (L - x)$$

$$F_{c_{fg}} = 0,392kg * 314,16^2 \frac{rad^2}{s^2} * (0,1m - 0,02m)$$

$$F_{c_{fg}} = 3099,07N$$

Al sumar $F_{c_{fg}}$ y el W_m se calcula la Fuerza en el eje vertical (F_y).

$$F_y = 3099,07N + \left(9,81 \frac{m}{s^2} * 0,392kg\right)$$

$$F_y = 3102,91N$$

Debido a que esta fuerza se esta ejerciendo sobre un elemento con un agujero, es necesario aplicar un factor de concentración de esfuerzos de acuerdo a la geometría del objeto. En la Figura 4-8, se representan los factores de concentración de esfuerzos para elementos con un agujero que está atravesado por un eje. De acuerdo con la Figura, en nuestro caso las relaciones "d/w=0.4z "h/w=0.4", como no existe línea para valores de "h/w=0.4", se decide trabajar con la línea de "h/w=0.35. extendiéndola para obtener el valor del factor, el cual da, $K_t = 3.7$.

Al reemplazarlo en la Ecuación 3-12, se obtiene el esfuerzo normal a tracción.

$$\sigma = \frac{3102,91 * (3,7)}{0,01 * 0,03}$$

$$\sigma = 38,27MPa$$

Una vez calculado el esfuerzo normal por tracción, ahora se hallara el factor de seguridad que corresponde a este diseño en relación a este tipo de esfuerzo. Ese factor de seguridad es una relación entre el material del cual esta hecho el martillo y el esfuerzo recientemente calculado.

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma}$$

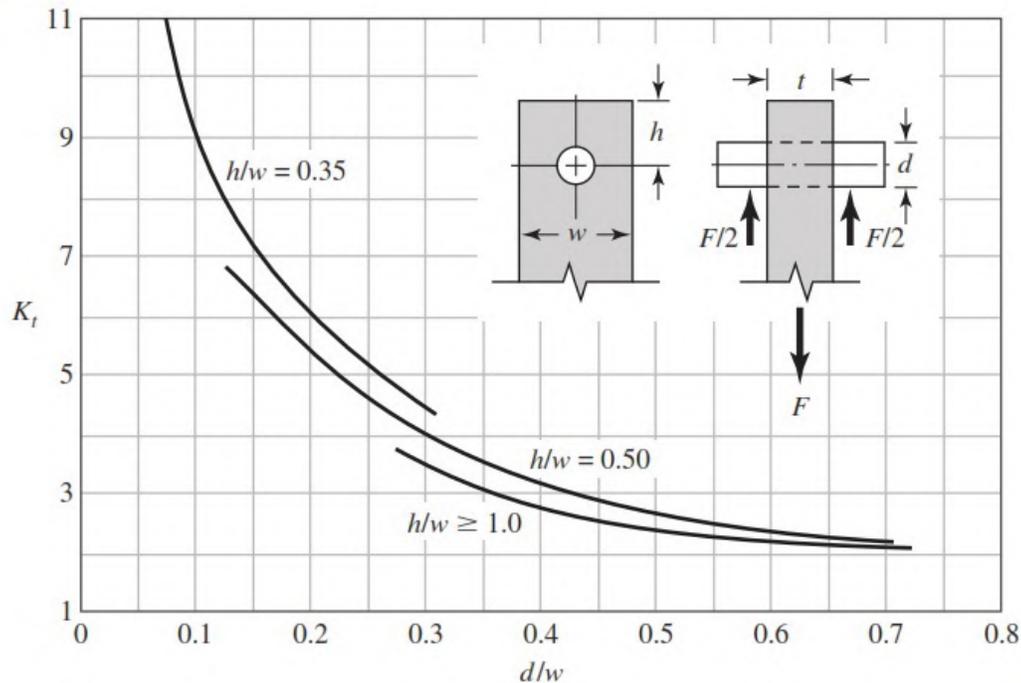


Figura 4-8: Factores de concentración de esfuerzo para una placa cargada en tensión mediante un pasador a través de un agujero. Fuente: [9].

El material seleccionado para la construcción de los martillos de impacto es el Acero AISI 4340, con un $S_y = 470 \text{ MPa}$.

$$F_s = \frac{470 \text{ MPa}}{38,27 \text{ MPa}}$$

$$F_s = 12,28$$

El factor de seguridad es más que suficiente para asegurar que no habrá falla del elemento a causa de un esfuerzo normal a tracción, esto teniendo en cuenta que el valor mínimo recomendado para este tipo de esfuerzo es de 7, [63].

Cabe resaltar, que debido a que el martillo puede rotar libremente sobre el eje secundario y a que la fuerza generada sobre éste a causa del impacto es muy pequeña en comparación con su resistencia, el impacto no causará algún tipo de esfuerzo cortante sobre el martillo y las consecuencias debidas al choque con las botellas de vidrio se verá reflejada únicamente como desgaste del material del martillo.

4.3. Cálculo del número de martillos

Para calcular el número de martillos que se usaran en el mecanismo, se debe conocer el grado de desmenuzamiento del material utilizando la Ecuación 3-25. Como se mencionó anteriormente, el diámetro promedio de salida del material es de 10 mm, mientras que el diámetro promedio de entrada se obtiene de la Tabla 3-2, y corresponde a 68 mm. Entonces:

$$\iota = \frac{68}{10}$$

$$\iota = 6,8$$

Una vez obtenida la constante de grado de desmenuzamiento, se procede a calcular la cantidad de granos o fragmentos de vidrio que deben ser impactados en cada revolución. Para realizar este cálculo se mide la masa de un fragmento de vidrio común con un diámetro aproximado de 10 mm. Este presenta una masa de 0.57 g, a partir de la cual se calcularán los fragmentos por revolución de la siguiente manera:

1. Se calcula la cantidad de fragmentos de 10 mm que hay en 1 kg de vidrio, para ello, se pesó un fragmento de 10mm y a partir de esto se obtuvo para 1kg de masa a cuántos fragmentos equivale:

$$\begin{aligned} 1 \text{ Fragmento} &\rightarrow 0.57 \text{ g} \\ 1754.38 \text{ Fragmentos} &\rightarrow 1000 \text{ g} \end{aligned}$$

2. Partiendo de la capacidad de molienda se calcula la cantidad de kilogramos que deben ser triturados por revolución, para esto se debe hallar la cantidad de kilogramos por minuto y con base en esos *kg/min*:

$$500 \frac{kg}{h} = 8,33 \frac{kg}{min}$$

3. Para una velocidad de rotación de 3000 rpm se obtienen los kilogramos por revolución *kilogramos/rev* y finalmente los fragmentos por revolución:

$$8,33 \frac{kg}{min} = 0,00277 \frac{kg}{rev}$$

$$0,00277 \frac{kg}{rev} = 4,872 \frac{\text{Fragmentos}}{rev}$$

Una vez calculados los valores anteriores se establece la cantidad necesaria aproximada de martillos utilizando la Ecuación 3-26:

$$N_oMartillos = \iota * \text{Cantidad de fragmentos por revolución}$$

$$N_oMartillos = 6,8 * 4,872$$

$$N_oMartillos = 33,13$$

Debido a que en el presente diseño se trabaja con 4 martillos ubicados cada uno en un cuadrante de la cara del rotor. Es de mencionar que en el primero y último rotor sólo hay martillos en la cara interior, mientras que en los tres rotores centrales cuentan con martillos igualmente colocados pero en ambas caras. Esta configuración permite conservar el centro de gravedad del mecanismo y por tanto se debe escoger una cantidad de martillos que sea múltiplo de 4. De acuerdo a lo anterior, el valor más próximo al resultado obtenido en el cálculo del número de martillos adecuado es 32 martillos. Con este valor se trabaja el diseño del mecanismo

4.4. CÁLCULO DE LA SUPERFICIE DE CRIBADO

En esta sección se lleva a cabo el desarrollo del cálculo para obtener los valores correspondientes a la superficie de cribado, los cuales hacen referencia al tamaño mínimo necesario de superficie disponible para ubicar la criba o tamiz. Datos necesarios:

Tonelaje a cribar: $0,5 \frac{t}{h}$

Diámetro pasante de la criba: $10mm$

Densidad aparente del material: $1,7 \frac{t}{m^3}$

Para escoger el valor correspondiente a la capacidad específica o básica se utilizan los valores de referencia mostrados en la Figura 3-5. Para la luz de malla la cual hace alusión al tamaño pasante de los agujeros de la malla o criba se sugiere un valor de 10 mm, y en el tipo de material es un material triturado.

Para este caso y utilizando las consideraciones mencionadas anteriormente la Capacidad básica tiene un valor de:

$$B = 14,4 \frac{t}{m^2 * h}$$

El cálculo de la superficie de cribado se desarrolla utilizando la Ecuación 3-20:

$$S = \frac{0,5 \frac{t}{h}}{14,4 \frac{t}{m^2 * h} * f_t}$$

El valor de f_t se obtiene del producto de todos los factores de corrección aplicables para el cálculo de cribado en este diseño, los cuales son los siguientes:

Para una densidad aparente del vidrio de $1,45 \frac{t}{m^3}$,
 $f_d = 0,9$

Asumiendo un rechazo de 15 %,
 $f_r = 1,04$

Utilizando un 40 % de partículas que presentan tamaño reducido,
 $f_s = 1$

Para una eficiencia estimada de 85 %,
 $f_e = 1,26$

Como el proceso de trituración de vidrio se realiza en seco, con una humedad inferior al 3 %,
 $f_h = 1$

Se sugiere una malla de aperturas circulares, entonces,
 $f_m = 0,8$

La malla estará en una posición completamente horizontal,
 $f_i = 0,83$

Debido a que la malla no estará en una estructura de mallas múltiples, y por lo tanto se encuentra en el primer nivel,
 $f_p = 1$

El material que se sugiere para la fabricación de la malla es un alambre de tipo medio que tenga un área libre de paso de 55 %, por lo tanto,
 $f_o = 1,1$

Entonces, de la Ecuación 3-22,

$$f_t = 0,9 * 1,04 * 1 * 1,26 * 1 * 0,83 * 1 * 1,1$$

$$f_t = 1,0767$$

Reemplazando en la Ecuación 3-20:

$$S = \frac{0,5 \frac{t}{h}}{14,5 \frac{t}{m^2 * h} * 1,0767}$$

$$S = 0,032 \text{ m}^2$$

Una vez obtenido se calcularan las relaciones de ancho y longitud de la criba para el valor de superficie calculado, usando las Ecuaciones 3-23 y 3-24, de tal manera que el ancho de la criba debe ser de:

$$A_c = 1000 * \left(\frac{0,032}{2,5} \right)^{0,5}$$

$$A_c = 113,137 m_2$$

Y por consecuencia, la longitud será:

$$L_c = 2,5 * 113,137$$

$$L_c = 282,8427 \text{ m}_2$$

4.5. Diseño del eje secundario

El mecanismo triturador que se está diseñando cuenta con cuatro (4) ejes secundarios, ubicados a espacios angulares (90°) de igual magnitud sobre el rotor, tal como se observa en la Figura 4-9. Los ejes secundarios son los encargados de soportar las

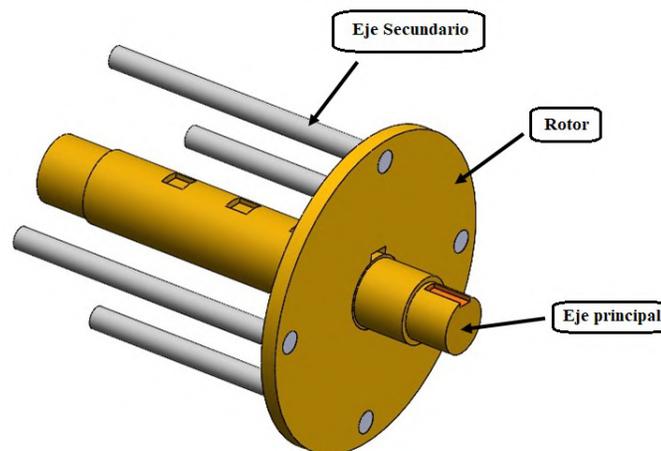


Figura 4-9: Ubicación de los ejes secundarios sobre los rotores. Fuente: Autor.

fuerzas ejercidas por los martillos de impacto. Este eje se encuentra apoyado en los rotores que están ubicados a lo largo del eje motriz. Para el cálculo y diseño de los ejes secundarios se debe tener en cuenta los esfuerzos normales y esfuerzos cortantes a los que están sometidos, el esfuerzo a torsión no afecta a este eje porque se encuentra fijo a los rotores y por lo tanto, no tiene rotación alguna que pudiera ejercer un momento torsor sobre él. Para calcular el diámetro del mismo, se utilizan la fuerza y momento máximo presentes en el eje, valores que fueron calculados mediante el software libre MDSolids 4.0.

Cada eje está apoyado en cinco rotores, y en el espacio entre rotores hay dos martillos de impacto, es de mencionar que los ejes secundarios permanecen allí, debido a que no hay carga axial sobre ellos y a que la tolerancia de ajuste ente el eje y el rotor es mínima. En la Figura 4-10 se muestra la distribución de los martillos y los rotores a lo largo del eje secundario. Debido a la simetría de la estructura se analiza una sección de dos rotores continuos, sección A-A y se halla el momento máximo en la misma.

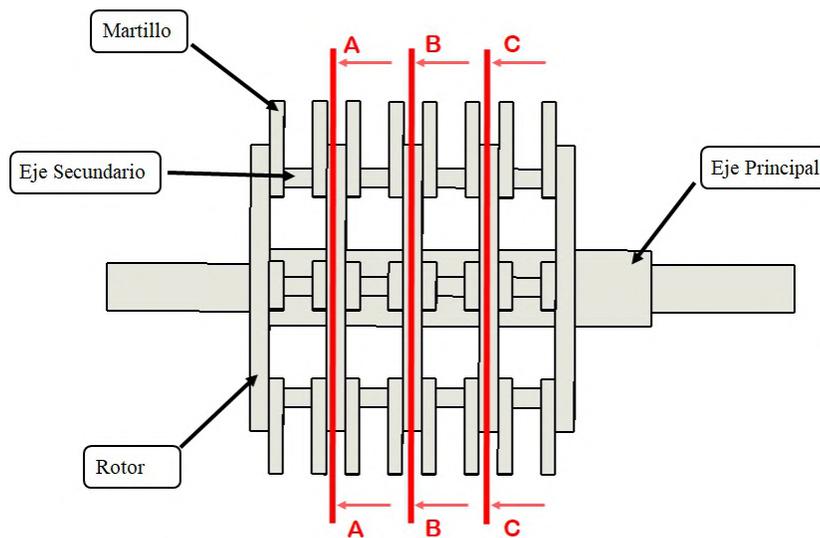


Figura 4-10: Vista de la distribución de martillos en el eje secundario y secciones que se hicieron. Fuente: Autor.

En la Figura 4-11 se aprecian las fuerzas actuantes en el eje debido a los martillos de impacto. Para el cálculo del eje secundario se tomará el instante en el que la dirección de la fuerza centrífuga y el peso del martillo coinciden, puesto que es donde hay mayor fuerza aplicada sobre el eje y por tanto sería el punto crítico, punto demarcado en la Figura.

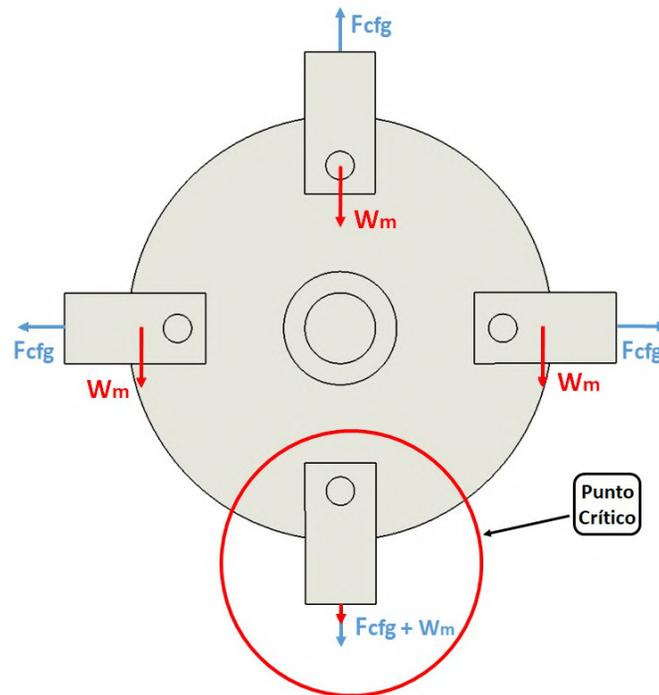


Figura 4-11: Fuerzas presentes en los martillos. Fuente: Autor.

Esta fuerza es:

$$F_y = F_{cfg} + W_m$$

$$F_y = 3099,07 \text{ N} + 3,8441 \text{ N}$$

$$F_y = 3102,91 \text{ N}$$

A continuación, en las Figuras 4-12, 4-13 y 4-14 se muestran los diagramas de cuerpo libre, de fuerzas cortantes y de momentos en el eje secundario. Estos valores se obtienen para un espesor de rotor de 12 mm y espesor de martillos de 10 mm.

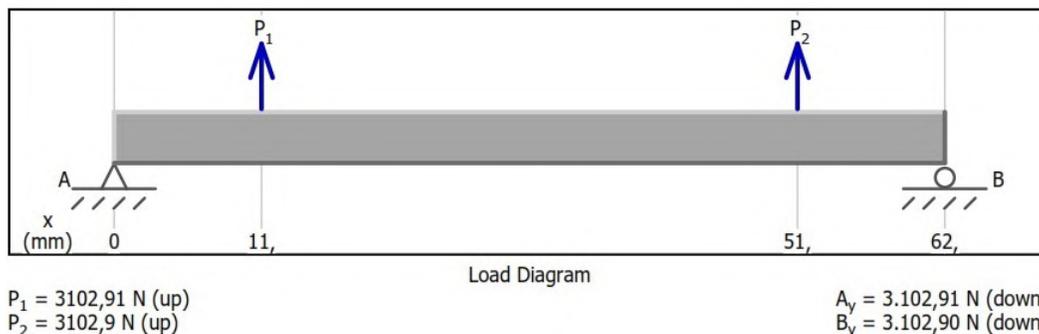


Figura 4-12: Diagrama de cuerpo libre para el eje secundario. Fuente: MDSolids 4.0.

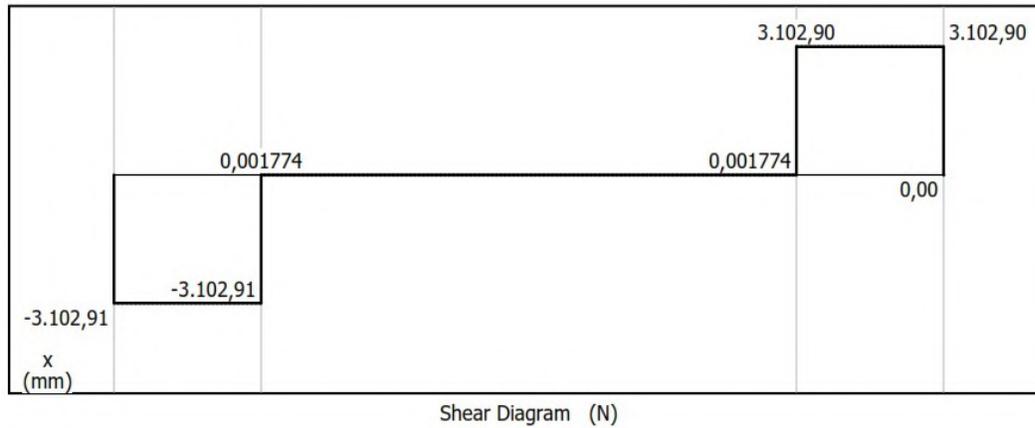


Figura 4-13: Diagrama de fuerzas cortantes. Fuente: MDSolids 4.0.

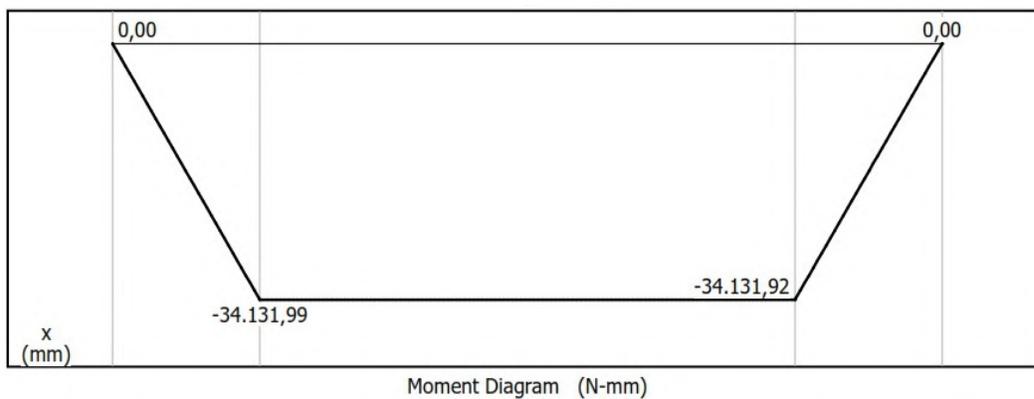


Figura 4-14: Diagrama de momentos. Fuente: MDSolids 4.0.

De lo anterior se tiene que el momento máximo es:

$$M_{max} = 34,13 \text{ N.m}$$

la fuerza cortante en ese punto es:

$$V = 0,001774 \text{ N}$$

Con estos datos se calculan el esfuerzo normal máximo y el esfuerzo cortante máximo. Para el cálculo del esfuerzo normal se utiliza la Ecuación 3-15:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S}$$

Se calcula el módulo de sección con la Ecuación 3-16:

$$S = \frac{\pi * d^3}{32}$$

Para el módulo de sección, se asumirá un diámetro de eje de 20 mm. Este diámetro sera comprobado mas adelante mediante el factor de seguridad que se calculará.

$$S = \frac{\pi * 0,02\mathbf{m}^3}{32}$$

$$S = 7,8539 * 10^{-7} \mathbf{m}^3$$

$$\sigma_{max} = \frac{34,13\mathbf{N.m}}{7,8539x10^{-7} * \mathbf{m}^3}$$

$$\sigma_{max} = 43,4573 \mathbf{MPa}$$

Para el cálculo del esfuerzo cortante máximo se utiliza la Ecuación 3-17:

$$\tau = \left(\frac{4}{3}\right)\left(\frac{V}{A}\right)$$

$$\tau = \left(\frac{4}{3}\right)\left(\frac{0,001774\mathbf{N}}{\pi * (0,01)\mathbf{m}^2}\right)$$

$$\tau = 7,529 * 10^{-6} \mathbf{MPa}$$

Luego de obtenidos los valores máximos de los esfuerzos a los que se somete el eje, se deben calcular los esfuerzos principales. Esto debido a que se tiene tanto un esfuerzo normal como un esfuerzo cortante. Para esto se utilizara el Método del Círculo de Mohr, el cual se desarrolla en el software MDSolids 4.0 como se muestra en la Figura 4-15: De la solución del Círculo de Mohr, se obtienen los esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = 1,304 * 10^{-12} \mathbf{MPa}$$

$$\sigma_2 = -43,457 \mathbf{MPa}$$

Ahora se usa la ecuación del método de energía de distorsión, para obtener el valor del esfuerzo máximo combinado a partir de los esfuerzos principales:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 * \sigma_2)}$$

$$\sigma = 43,457 \mathbf{MPa}$$

Con el valor del esfuerzo máximo combinado se calcula el factor de seguridad del eje para el diámetro asumido de 20 mm, utilizando la Ecuación 3-19:

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$F_s = \frac{415 \mathbf{MPa}}{43,457 \mathbf{MPa}}$$

$$F_s = 9,55$$

El factor de seguridad obtenido con el diámetro asumido cumple satisfactoriamente, aún así, este diámetro se parametrizará en la simulación para evitar un sobredimensionamiento.

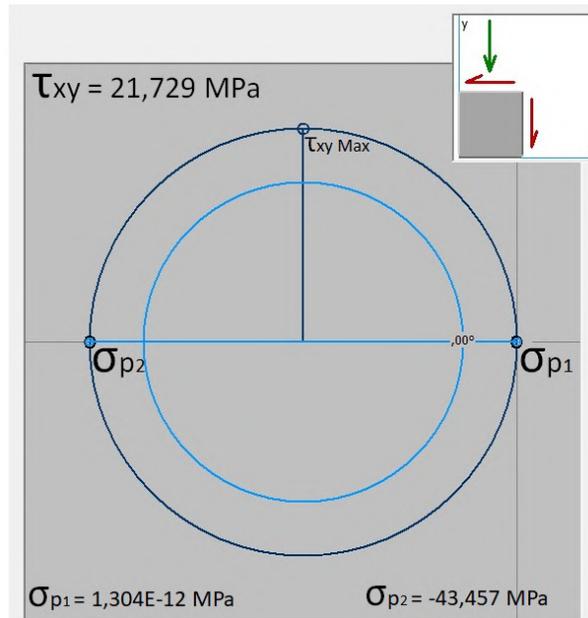


Figura 4-15: Circulo de Mohr. Fuente: MDSolids 4.0.

4.5.1. Diseño del rotor

Los rotores o discos son los encargados de soportar el peso de los ejes secundarios y de los martillos de impacto. Debido a que los martillos de impacto no se encuentran fijos en el eje secundario, es indispensable que su posición en los rotores sea radial, lo cual se logra mediante la fuerza centrífuga que actúa sobre ellos al estar en funcionamiento el mecanismo triturador de la máquina, manteniéndolos siempre perpendicular al eje principal. Teniendo en cuenta lo anterior, es necesario que el rotor tenga forma circular. Por otra parte, la distribución de los ejes en los rotores debe ser equilibrada de manera que no altere el centro de gravedad del rotor. En este caso, los agujeros en los rotores se ubican a 90 grados resultando así una distribución de 4 ejes en el rotor.

De acuerdo y en función de mantener la proporcionalidad geométrica con el radio de giro calculado de 200 mm y la longitud de los martillos de impacto de 100 mm, se asume un diámetro para el rotor de 280 mm, con los agujeros a 20 mm del borde externo. También se propone un espesor de rotor de 12 mm teniendo en cuenta que los rotores generalmente son de un espesor mayor al de los martillos de impacto. Considerando los datos anteriores se calcula un espesor teniendo en cuenta el esfuerzo cortante, el área de desgarre y un factor de seguridad de 3 (a criterio del diseñador), y se compara con el valor asumido para establecer si cumple y no fallará.

Antes de calcular el esfuerzo cortante se requiere saber cuál es la fuerza crítica a la que se somete el rotor. Ésta se determina obteniendo los valores de las reacciones en los rotores, generadas por las cargas que ejercen sobre ellos los martillos de impacto a través del eje secundario. En la Figura 4-16 se muestra la distribución de fuerzas y la ubicación de los rotores, a partir de la cual se obtendrá el valor de las reacciones. Para

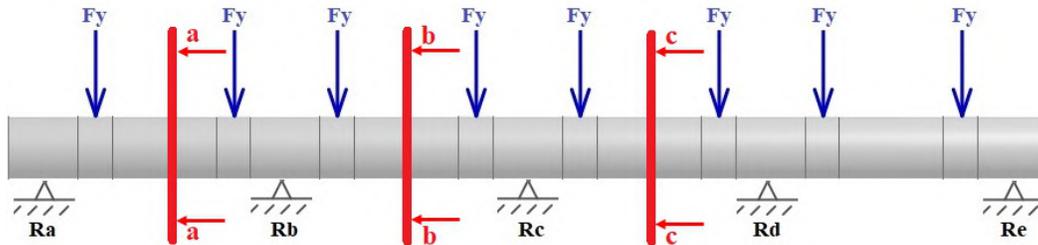


Figura 4-16: Ubicación de las fuerzas que generan las reacciones en los rotores. Fuente: Autor.

calcular todas las reacciones es necesario realizar cortes en diferentes secciones del eje, como se muestra en las Figuras 4-17, 4-18 y 4-19. De acuerdo con el diagrama de

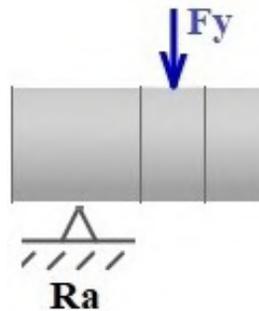


Figura 4-17: Sección a-a, Fuente: Autor.

fuerzas de la sección a-a Figura 4-17 se plantea la ecuación de sumatoria de fuerzas en $y = 0$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_a = F_y$$

$$R_a = 3102,91 \text{ N}$$

Tomando la segunda sección b-b, la cual se muestra en la Figura 4-18, se puede obtener el valor de la reacción R_b :

$$\sum F_y = 0$$

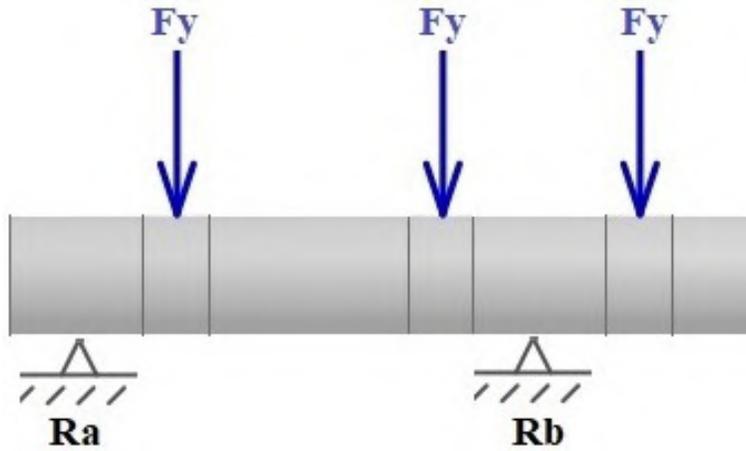


Figura 4-18: Sección b-b, Fuente: Autor.

$$R_a + R_b = 3F_y$$

$$R_b = (3 * 3102,91) - 3102,91 \text{ N}$$

$$R_b = 6205,82 \text{ N}$$

Para calcular el valor de la reacción R_c se hace un último corte de sección c-c como se muestra en la Figura 4-19:

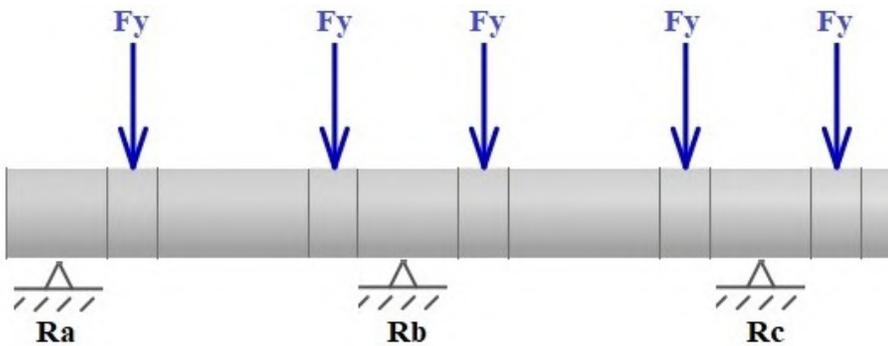


Figura 4-19: Sección c-c, Fuente: Autor.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_a + R_b + R_c = 5F_y$$

$$R_c = (5 * 3102,91) - 3102,91 - 6205,82 \text{ N}$$

$$R_c = 6205,82 \text{ N}$$

Obtenidos los resultados de las reacciones R_a , R_b y R_c ; por simetría del eje se pueden establecer las siguientes relaciones:

$$R_b = R_c = R_d$$

$$R_a = R_e$$

Por lo anterior, se establece que la fuerza de reacción crítica es:

$$R_b = 6,205,82 \text{ N}$$

Ahora se calculará el espesor del rotor utilizando las Ecuaciones 3-13 y 3-19 :

$$\tau = \frac{R_b}{A_d}$$

$$\tau = \frac{\sigma_y}{2 * N}$$

$$A_d = x * e$$

Reemplazando la Ecuación 3-14 en la Ecuación 3-13 y despejando e se tiene que:

$$e = \frac{2 * R_b * F_s}{\sigma_y * x}$$

$$\sigma_y = 196,13 \text{ MPa}$$

$$e = 9,5mm$$

El espesor para el rotor debe ser mínimo de 0.0095 m, para que no ocurra falla por rotura en el area entre el borde externo del rotor y el agujero para los ejes secundarios. Por lo tanto el valor asumido de 0.012 m se conservará para los cálculos de los siguientes elementos.

Con el valor comprobado para el espesor del rotor se calcula su peso:

$$m_r = ((\pi * r_r^2) - 4(\pi * r_a^2) - (\pi * r_b^2)) * e * \rho$$

Donde:

m_r = Masa del rotor

r_r = Radio del rotor

r_a = Radio de los agujeros para ejes secundarios

r_b = Radio del agujero para el eje principal

e = Espesor del rotor

ρ = Densidad del material

Para el radio del eje principal se asume un valor de 50 mm, el cual se comprobará en la siguiente sección.

$$m_r = 5,497 \text{ kg}$$

$$W_r = m_r * g$$

$$W_r = 53,9073 \text{ N}$$

4.5.2. Diseño del eje principal

El eje principal es el encargado de soportar el peso y las cargas generadas por los rotores, martillos y ejes secundarios. Estará apoyado sobre dos rodamientos, para los cuales se propone una sección de 48 mm a cada lado del eje. El eje también es el encargado de transmitir el movimiento a los elementos de trituración, este movimiento proviene de un motor conectado a una polea como se menciona en una sección anterior. Para la ubicación de esta polea en el eje teniendo en cuenta el ancho de las correas de transmisión se asigna un espacio de 40 mm. Según lo anterior, a continuación en la Figura 4-20 se observa la longitud estimada del eje principal. Para calcular el diámetro del

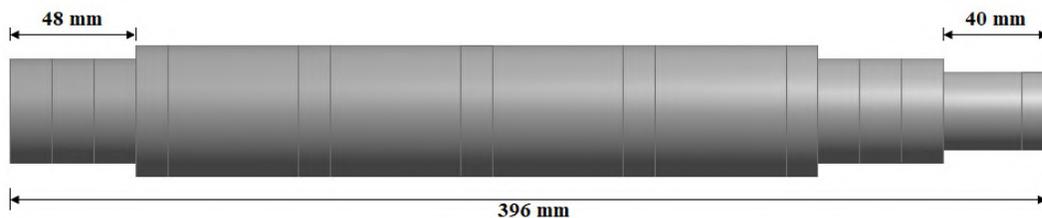


Figura 4-20: Longitud estimada del eje, Fuente: Autor.

eje principal se deben conocer los momentos flectores a los que está sometido. Estos se hallan calculando las reacciones en los puntos de apoyo generadas por las cargas que actúan sobre este. Como el eje se encuentra en rotación, se tienen cargas en 2 planos como se muestra en las Figuras 4-21 y 4-22. **Fuerzas actuantes en el plano X-Y:**

Las fuerzas que actúan sobre el eje en este plano son el peso de los rotores, el peso de los martillos, la carga generada por la fuerza centrífuga en los martillos y la fuerza generada por la tensión de las correas que transmiten el movimiento.

Peso del martillo:

$$W_m = 3,84 \text{ N}$$

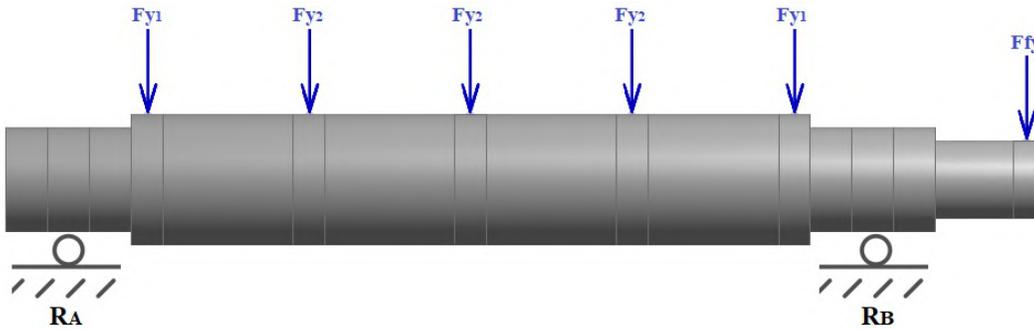


Figura 4-21: Fuerzas en el plano X-Y, Fuente: Autor.

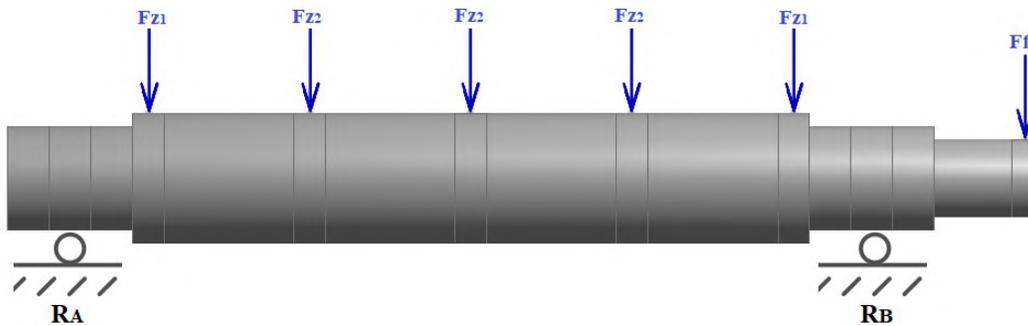


Figura 4-22: Fuerzas en el plano X-Z, Fuente: Autor.

Peso del rotor:

$$W_r = 53,9073 \text{ N}$$

Fuerza centrífuga en los martillos:

$$F_{cfg} = 3099,07 \text{ N}$$

De las relaciones obtenidas en el cálculo de los rotores, para las reacciones actuantes en cada uno de ellos se establece que:

$$F_{y1} = F_{cfg} + W_m + W_r$$

$$F_{y1} = 3156,8173 \text{ N}$$

$$F_{y2} = 2 * (F_{cfg} + W_m) + W_r$$

$$F_{y2} = 6259,7273 \text{ N}$$

Fuerzas actuantes en el plano X-Z:

En este plano solo actuarán las reacciones ocasionadas por la fuerza centrífuga y la fuerza de tensión

$$F_{x1} = F_{cfs}$$

$$F_{x1} = 3099,07 \text{ N}$$

$$F_{x2} = 6198,14 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza tensionante:

El sistema de poleas y correas genera una fuerza tensionante sobre el eje principal. Para calcular esta fuerza es necesario conocer el torque en el eje. Este torque o par motor puede expresarse como lo muestra la Ecuación 3-29, y debido a que el torque es un momento también puede expresarse según la Ecuación 3-9:

$$T = F * (d/2)$$

$$T = \frac{P_{motor}}{\omega}$$

$$T = \frac{1492\text{N.m/s}}{314,15\text{rad/s}}$$

$$T = 4,75 \text{ N.m}$$

Despejando la fuerza de la Ecuación 3-9:

$$F = \frac{T}{d/2}$$

$$F = \frac{4,75}{0,05/2}$$

$$F = 190 \text{ N}$$

Esta fuerza calculada, es la magnitud de la fuerza en el eje principal gracias al torque. A partir de esta, se calcula el valor para la fuerza flexionante utilizando la Ecuación 3-28

$$F_f = 1,5 * F$$

$$F_f = 285 \text{ N}$$

Se propone un ángulo de inclinación entre el eje y el motor de 30 grados, por lo tanto se calculan las componentes de esta fuerza:

$$F_{fx} = \cos 30 * F_f$$

$$F_{fx} = 246,81 \text{ N}$$

$$F_{fy} = \sin 30 * F_f$$

$$F_{fy} = 142,5 \text{ N}$$

Obtenidos todos los datos necesarios, ahora se calcularán los momentos máximos en cada plano mediante el método de diagrama de fuerzas cortantes y momentos utilizando el programa MDSolids 4.0. En las Figuras 4-23, 4-24 y 4-25 se muestran el diagrama de cuerpo libre para el eje principal, el diagrama de fuerzas cortantes y el diagrama de momentos para el plano X-Y. Entonces, el Momento máximo en el plano X-Y es:

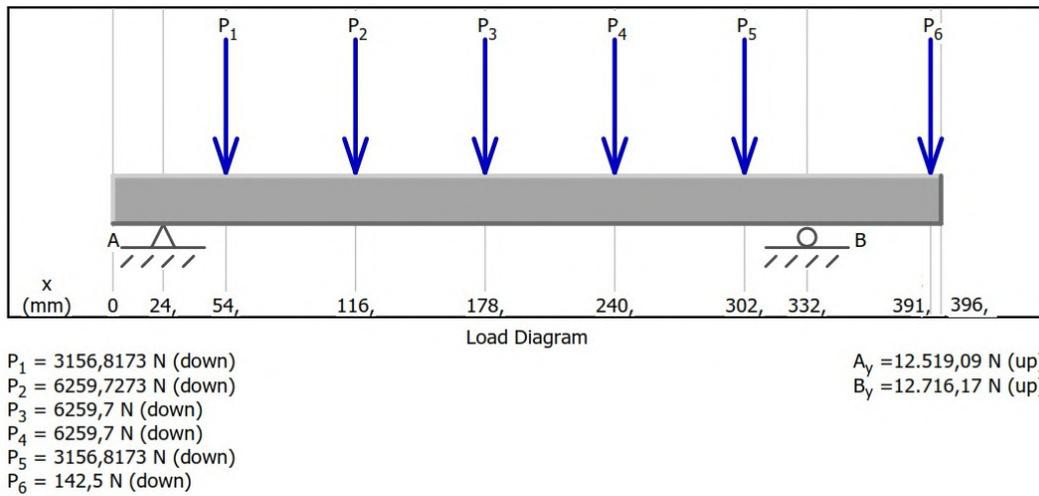


Figura 4-23: Diagrama de cuerpo libre en el plano X-Y para el eje principal, Fuente: Autor.

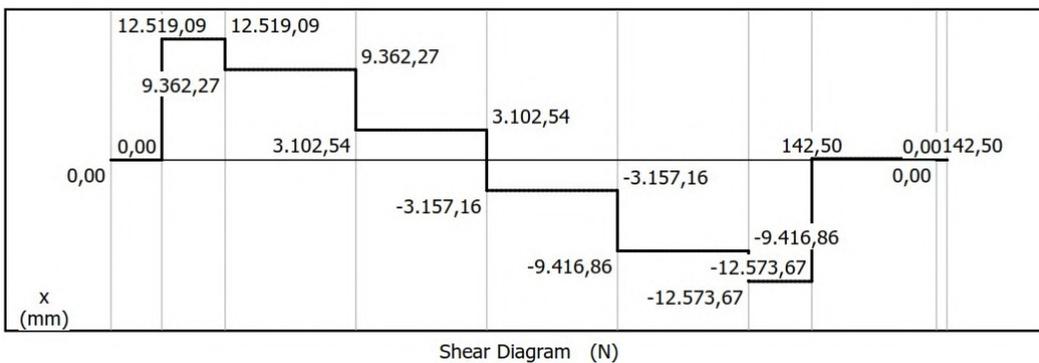


Figura 4-24: Diagrama de fuerzas cortantes en el plano X-Y para el eje principal, Fuente: Autor.

$$M_{fx} = 1148,39 \text{ N.m}$$

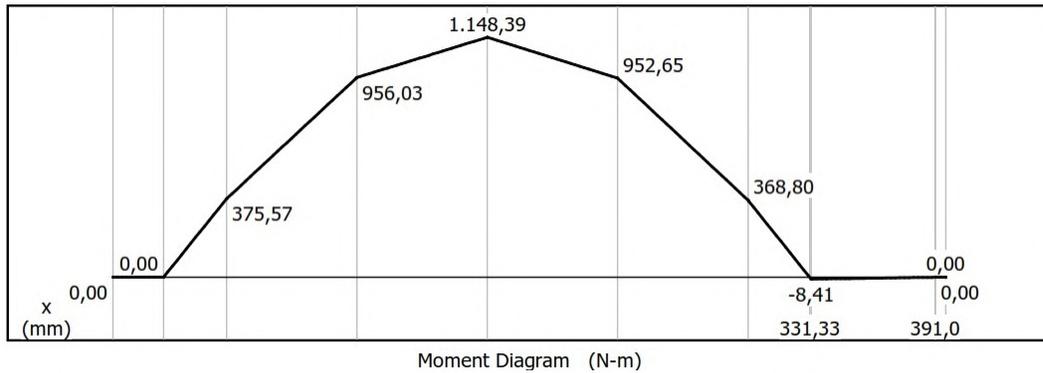


Figura 4-25: Momentos en el plano X-Y para el eje principal. Fuente: Autor.

Para el plano X-Z las Figuras 4-26, 4-27 y 4-28 muestran el diagrama de cuerpo libre para el eje principal, el diagrama de fuerzas cortantes y el diagrama de momentos para el plano X-Z.

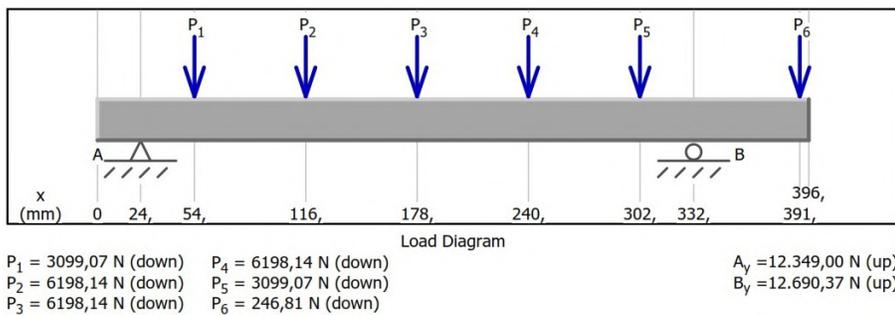


Figura 4-26: Diagrama de cuerpo libre en el plano X-Z para el eje principal. Fuente: Autor.

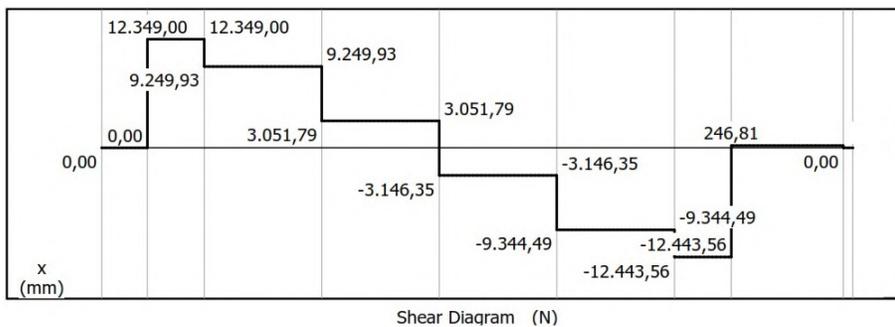


Figura 4-27: Diagrama fuerzas cortantes en el plano X-Z para el eje principal. Fuente: Autor.

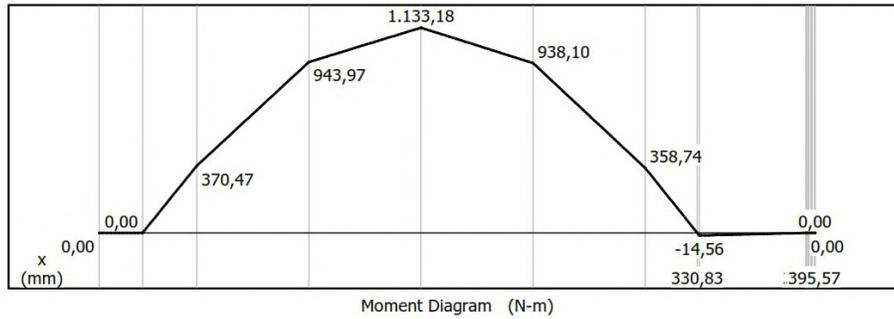


Figura 4-28: Diagrama de momentos en el plano X-Z para el eje principal, Fuente: Autor.

Entonces, el Momento máximo en el plano X-Y es:

$$M_{fy} = 1133,18 \text{ N.m}$$

Conociendo los valores para los momentos flectores máximos en cada plano, se calcula el momento resultante,

$$M_{fr} = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fz}^2}$$

$$M_{fr} = \sqrt{1148,39^2 + 1133,18^2}$$

$$M_{fr} = 1613,3494 \text{ N.m}$$

Para calcular el diámetro de diseño del eje principal, se calcula el valor para la resistencia a la fatiga utilizando la Ecuación 3-30:

$$S'_n = 0,5S_u$$

$$S'_n = 0,5 * 655$$

$$S'_n = 327,5 \text{ MPa}$$

$$S_n = C_b * C_s * C_r * C_o * S'_n$$

Para trabajo a temperatura ambiente:

$$C_b = 1$$

De la Figura 3-12 se selecciona el factor de corrección por superficie.

$$C_s = 0,85$$

Para una confiabilidad de 99 %, según la Figura 3-13 y utilizando la Ecuación 3-32:

$$C_r = 1 - A * B$$

$$C_r = 1 - (0,076 * 2,3)$$

$$C_r = 0,825$$

Factor por esfuerzos residuales para un material con tratamiento térmico:

$$C_o = 1$$

$$S_n = 1 * 0,85 * 0,825 * 1 * 327,5$$

$$S_n = 229,6593 \text{ MPa}$$

De la Tabla 3-14, se selecciona el factor por concentración de esfuerzos:

$$k_f = 1,3$$

Una vez obtenidos los datos correspondientes para los factores de corrección por fatiga, se utiliza la Ecuación

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{32 * 3}{\Pi}\right) * \sqrt{\left(\frac{1,3 * 1613,3494}{229,6593 * 10^6}\right)^2 + 0,694 \left(\frac{4,75}{415 * 10^6}\right)^2}}$$

$$d = 0,06534 \text{ m}$$

El diámetro para el eje motriz será de 65 mm.

4.5.3. Diseño de las cuñas

La cuña será el elemento encargado de transmitir el movimiento de la polea al eje, y del eje a los rotores. Para este diseño se opta por una cuña de area transversal rectangular, puesto que este tipo de cuña es el más recomendado para un diámetro de eje de 65 mm. El material de fabricación de la cuña generalmente es un acero de bajo carbono estándar rolando en frío, el cual tiene una tolerancia negativa que hace que su tamaño nunca exceda el valor nominal y por el contrario siempre sera mas pequeño. En la Figura 4-29 se muestran las dimensiones de la cuña.

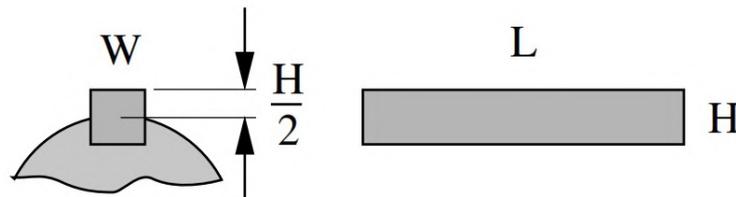


Figura 4-29: Dimensiones de la cuña, Fuente: [45].

Según la Figura 4-30, los valores para las dimensiones de la cuña son:

Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)
$8 < d \leq 10$	3 x 3
$10 < d \leq 12$	4 x 4
$12 < d \leq 17$	5 x 5
$17 < d \leq 22$	6 x 6
$22 < d \leq 30$	8 x 7
$30 < d \leq 38$	10 x 8
$38 < d \leq 44$	12 x 8
$44 < d \leq 50$	14 x 9
$50 < d \leq 58$	16 x 10
$58 < d \leq 65$	18 x 11
$65 < d \leq 75$	20 x 12
$75 < d \leq 85$	22 x 14
$85 < d \leq 95$	25 x 14

Figura 4-30: Dimensiones de la cuña, Fuente: [45].

$$W = 20 \text{ mm}$$

$$H = 12 \text{ mm}$$

4.5.4. Selección de los rodamientos

Para seleccionar el tipo de rodamiento adecuado se tienen en cuenta los siguientes factores: *el diámetro del eje*, puesto que el diámetro interior del rodamiento debe ser menor que el diámetro del eje, *la carga* que soporta el rodamiento, la cual se calculó en la sección del diseño del eje principal y por último, *la velocidad de giro* a la cual trabajará el rodamiento.

De acuerdo con lo anterior, se selecciona el rodamiento 61913 SKF del catálogo de rodamientos SKF, el cual cuenta con las características mostradas en la Figura 4-31, [55]:

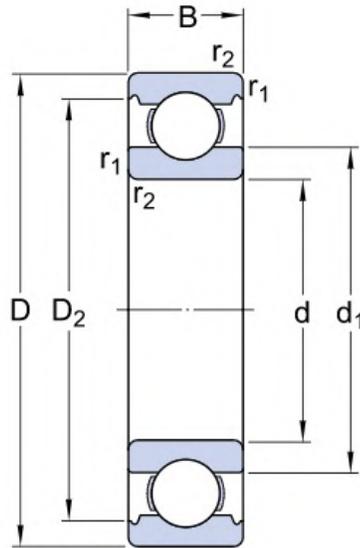


Figura 4-31: Dimensiones del rodamiento 61913 SKF. Fuente: [56].

En la Tabla 4-1, se muestran los valores de las anteriores dimensiones: En la Tabla 4-2

Tabla 4-1: Dimensiones del rodamiento 61913 SKF, [56]

Dimensiones Rodamiento	
d	65 mm
D	90 mm
B	13 mm
d1	73 mm
D1	82.3 mm
D2	84.2 mm
r1,2	min. 1 mm

se muestran las características del rodamiento seleccionado. Ahora se calcula la vida estimada del rodamiento, utilizando la Ecuación, [55]:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a * 1 * 10^6$$

Tabla 4-2: Características mecánicas del rodamiento 61913, [56]

Características del Rodamiento		
Capacidad de carga dinámica básica	C	17.4 kN
Capacidad de carga estática básica	C0	16 kN
Carga límite de fatiga	Pu	0.68 kN
Velocidad de referencia		15 000 rev/min
Velocidad límite		9 500 rev/min
Factor de cálculo	kr	0.02
Factor de cálculo	f0	16.6

$$L = \left(\frac{65000}{12716}\right)^3 * 1 * 10^6$$

$$L = 134,1 * 10^6 rev$$

4.5.5. Cálculo de la transmisión de potencia

Para la transmisión de potencia se eligió el método de transmisión mediante bandas o correas en V, porque presentan varias ventajas para este tipo de trabajos, entre ellas, que permiten transmitir pares de fuerzas mas elevados que otros métodos, ofrecen un trabajo silencioso, no necesitan lubricación y son más económicas que una transmisión por cadena, por ejemplo. Para elegir el tipo de banda y la relación de transmisión se inicia calculando la potencia transmitida a partir de la potencia de servicio calculada anteriormente y la eficiencia de las bandas en V, la cual varía de 70 a 96 por ciento, [9]. Para este diseño se asumió una eficiencia del 85 %, a criterio del diseñador.

$$P_s = P_e * \eta_T$$

$$P_s = 0,857 \text{ hp}$$

$$\eta_T = 0,85$$

$$P_e = \frac{P_s}{\eta_T}$$

$$P_e = \frac{0,857}{0,85}$$

$$P_e = 1,0082 \text{ hp}$$

Con la potencia de transmisión se calcula la potencia de diseño, la cual se utilizará para seleccionar el motor encargado de generar el movimiento del sistema de trituración.

$$P_d = P_e * F_s$$

F_s es un factor de servicio sugerido para transmisiones de bandas en V que impulsan maquinaria sometida a impacto. Para impacto medio se sugiere un valor de 1.4, [9].

$$P_d = 1,0082 * 1,4$$

$$P_d = 1,41 \text{ hp}$$

Con la potencia de diseño calculada, se selecciona un motor con las características mostradas en la Tabla 4-3: A continuación, para escoger el tipo de correa que se

Tabla 4-3: Características del motor

Motor Eléctrico	
<i>Marca</i>	WEG
<i>Tipo</i>	Monofásico
<i>Potencia</i>	2 hp
<i>Corriente</i>	110v - 220v
<i>Velocidad Angular</i>	1800 rpm

empleará en la transmisión de potencia, se utilizó el manual de correas Optibelt del que se toma la gráfica presentada en la Figura 4-32, mediante la cual se selecciona el tipo de correa de acuerdo a los valores de potencia del motor (2 hp) y la velocidad angular de la polea menor (3000 rpm).

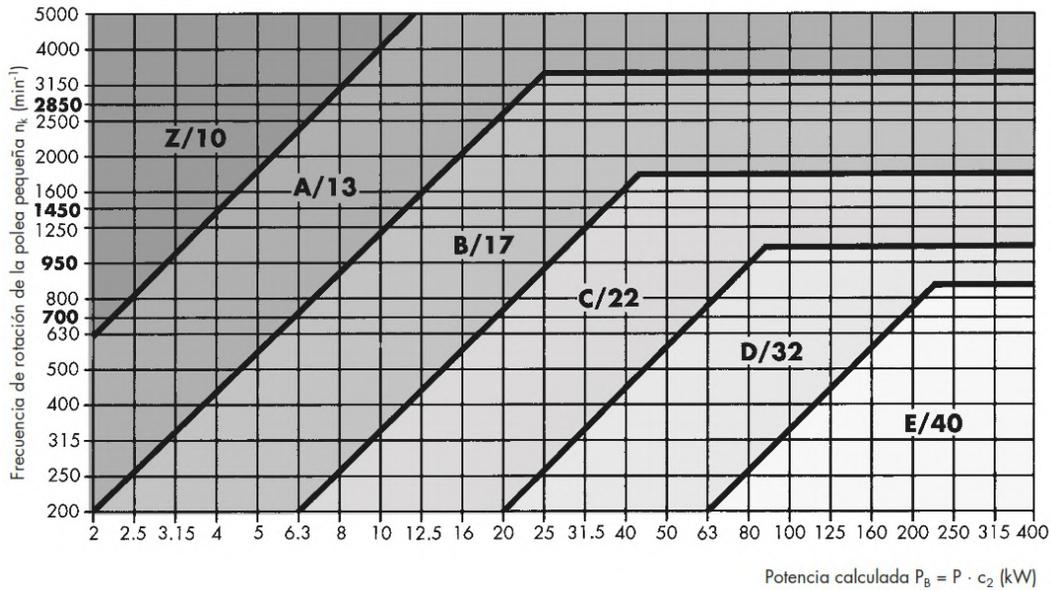


Figura 4-32: Diagrama de selección del tipo de banda en V, Fuente: [46].

De acuerdo con la gráfica anterior el tipo de correa adecuado para utilizar es una correa tipo **Z**. A continuación se calcula la relación de transmisión mediante la Ecuación 4-3. Este valor es una relación entre los diámetros de las poleas y sus respectivas velocidades angulares, y con el se calculará el diámetro de la polea mayor, [35].

$$i = \frac{N}{n} = \frac{D}{d} \quad (4-3)$$

Donde:

i = Relación de transmisión

N = Revoluciones por minuto de la polea menor.

n = Revoluciones por minuto de la polea mayor.

D = Diámetro de la polea mayor.

d = Diámetro de la polea menor.

Como ya conocemos los valores para las revoluciones por minuto de las dos poleas, se procede a calcular el valor de la relación de transmisión del sistema:

$$i = \frac{3000}{1800}$$

$$i = 1,6666$$

Con el valor de la relación de transmisión, y teniendo en cuenta que para correas tipo **Z** el diámetro mínimo para la polea menor (d) según el manual de correas Optibelt es de

50 mm [46], se calcula el diámetro necesario para la polea mayor utilizando la Ecuación 4-3,

$$i = \frac{D}{d}$$

$$1,6666 = \frac{D}{50}$$

$$D = 83,333 \text{ mm}$$

Con los diámetros de las poleas, y la relación de transmisión se calcula la distancia mínima entre ejes usando la Ecuación 4-4:

$$E \geq \frac{(i + 1) * d}{2} + d \quad (4-4)$$

Donde:

E = Distancia mínima entre centros de poleas

i = Relación de transmisión.

d = Diámetro de la polea menor.

$$E \geq 116,65 \text{ mm}$$

La distancia calculada se considera muy corta, por lo que se propone una distancia de 400 mm. Con esta distancia se calcula la longitud necesaria de la correa según la Ecuación 4-5:

$$L_p = 2 * E + \frac{\pi}{2} * (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 * E} \quad (4-5)$$

Donde:

L_p = Longitud de la correa

E = Distancia mínima entre centros de poleas

D = Diámetro de la polea mayor.

d = Diámetro de la polea menor.

$$L_p = 2 * 400 + \frac{\pi}{2} * (85 + 50) + \frac{(85 - 50)^2}{4 * 400}$$

$$L_p = 1012,8231 \text{ mm}$$

Debido a que las correas son fabricadas de manera estándar para medidas fijas, no se puede conseguir una correa de 1012.82 mm. La correa más próxima a la venta de manera comercial es de 1016 mm o 39 pulgadas, así que se optará por esta. Pero al cambiar de correa se debe recalcular la distancia entre ejes, puesto que si se conserva la anterior la correa se podría salir de la polea por falta de tensión.

Con una longitud de correa de 1016 mm, y utilizando nuevamente la Ecuación 4-4 el valor que se obtiene para la distancia entre ejes es de:

$$E = 401,59 \text{ mm}$$

Ahora se calcula el arco de contacto sobre la polea menor utilizando la Ecuación 4-6 :

$$A = 180 - 157 \frac{(D - d)}{E} \quad (4-6)$$

$$A = 180 - 157 \frac{(85 - 50)}{401,59}$$

$$A = 175,032 \text{ grados}$$

La Ecuación 4-6 funciona idealmente para una correa con un arco de contacto de 180 grados, es por eso que el valor obtenido debe afectarse con un factor de corrección de 0.99 para el ángulo obtenido, [35]. Entonces:

$$A = 175,032 * 0,99$$

$$A = 173,28 \text{ grados}$$

Como paso a seguir se calcula la velocidad lineal de la correa para verificar si es menor a $30m/s$, puesto que éste es el valor máximo recomendado para correas en V según fabricantes de elementos flexibles de transmisión de potencia, para esto se utiliza la Ecuación 4-7, [46]:

$$V_t = \frac{\pi * d * N}{60 * 1000} \quad (4-7)$$

Donde:

V_t = Velocidad lineal de la correa.

N = Revoluciones por minuto de la polea menor.

d = Diámetro de la polea menor.

$$V_t = \frac{\pi * 50 * 3000}{60 * 1000}$$

$$V_t = 7,854 \text{ m/s}$$

Con el valor de la velocidad lineal de la correa se puede verificar que es óptimo utilizar una correa en V, puesto que no supera los $30m/s$. Por ultimo se calcula el numero de correas necesarias para transmitir la potencia. Para esto, se requiere primero calcular la potencia efectiva y la potencia corregida del motor.

Para calcular la potencia efectiva se utiliza la Ecuación 4-8, [35]:

$$P_e = P_b * F_{cl} * F_{cA} \quad (4-8)$$

Donde:

P_e = Potencia efectiva.

P_b = Prestación base de la correa

F_{cl} = Factor por longitud de correa.

F_{cA} = Factor por arco de contacto.

Obtención de los factores:

De la Tabla del Anexo A.2 se obtiene el P_b , teniendo en cuenta que es para un eje con velocidad angular de 3000 rpm y un diámetro de polea menor de 50 mm y su valor es de 0.8.

Según la Tabla del Anexo A.3 el valor de F_{cA} , para un área de contacto de 175° es de 0.99.

De la Tabla del Anexo A.4 se obtiene el valor de F_{cl} para una longitud de correa de 39 pulgadas, el cual tiene un valor de 0.935.

Entonces,

$$P_e = 0,8 * 0,935 * 0,99$$

$$P_e = 0,7405 \text{ hp}$$

La potencia corregida es la potencia del motor afectada por un factor de servicio que depende del tipo de carga de la maquina y las horas diarias de trabajo. Para un tipo de carga irregular trabajando 8 horas al dia, el factor de servicio es de 1.4, [35]

$$P_c = P * 1,4$$

$$P_c = 2 * 1,4$$

$$P_c = 2,8 \text{ hp}$$

El numero de correas necesarias se obtiene con la Ecuación 4-9 :

$$N_o \text{ Correas} = \frac{P_c}{P_e} \quad (4-9)$$

Donde:

$N_o \text{ Correas}$ = Numero requerido de correas.

P_c = Potencia corregida.

P_e = Potencia efectiva.

$$N_o \text{ Correas} = \frac{2,8}{0,7405}$$

$$N_o \text{ Correas} = 3,78$$

El número de correas necesarias para el mecanismo de transmisión de potencia es de 4 correas.

4.6. SIMULACIÓN DE LOS ELEMENTOS MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

En esta sección se desarrolla la simulación de los elementos del mecanismo de trituración del molino de martillos utilizando el software de ingeniería asistida por computadora ANSYS, en el cual se construyó un modelo computarizado de cada elemento a partir de los datos calculados teóricamente. El cálculo de los valores requeridos como parámetro de salida en las simulaciones se realiza internamente por el software utilizando el método de elementos finitos. Se espera que estos valores sean muy próximos a los calculados teóricamente, pero no se puede perder de vista el hecho de que en determinadas situaciones los valores teóricos pueden diferir de los valores arrojados por la simulación.

Se puede considerar que los resultados obtenidos en ANSYS son más precisos que los calculados mediante la teoría, esto se debe a que algunas veces en la teoría se suelen hacer simplificaciones y omisiones de algunos valores que se pueden considerar como despreciables, mientras que en ANSYS se tienen en cuenta incluso esos datos. Es por eso, que una vez obtenidos los resultados a partir de la simulación con las dimensiones calculadas teóricamente, de ser posible, se optimizará el valor de dichas dimensiones hasta alcanzar el factor de seguridad deseado para garantizar el buen funcionamiento del mecanismo.

4.6.1. Simulación del martillo de impacto

De la sección de cálculos teóricos, las dimensiones que resultaron para el martillo de impacto fueron las siguientes:

$$L = 100 \text{ mm}$$

$$a = 50 \text{ mm}$$

$$e = 10 \text{ mm}$$

Siendo:

L = Longitud del martillo. a = Ancho del martillo. e = Espesor del martillo. En la Figura 4-33 se presenta la geometría del martillo de impacto con las dimensiones mencionadas anteriormente: Luego de construir de manera computarizada la geometría

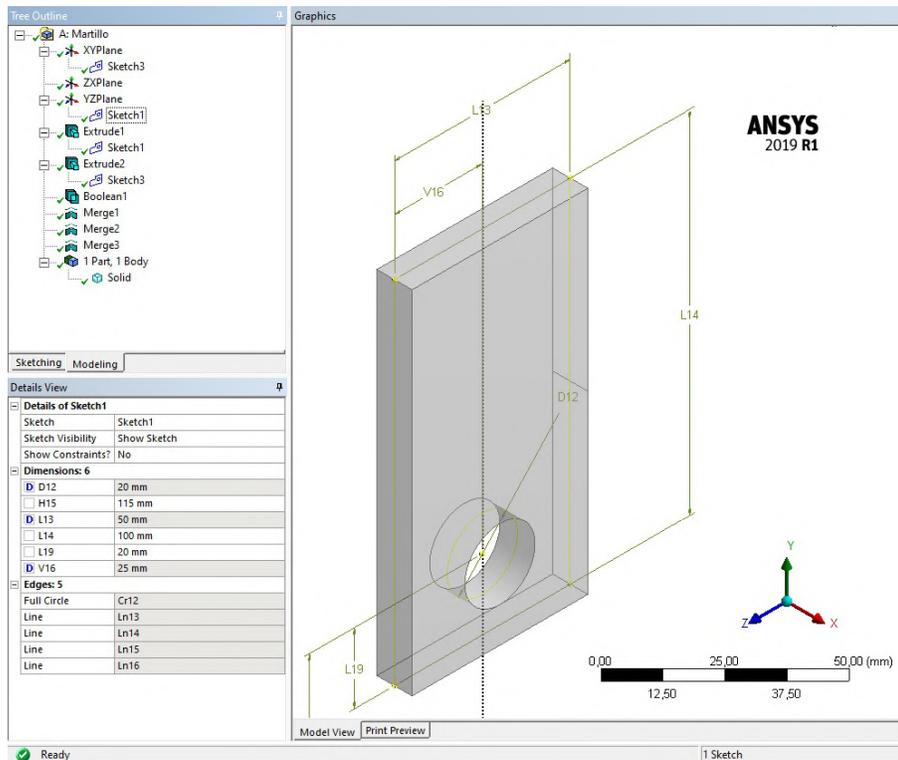


Figura 4-33: Geometría del martillo de impacto. Fuente: Autor.

del martillo en la interfaz de ANSYS, se parametrizaron las medidas para el ancho del martillo y el diámetro del agujero. Estas parametrizaciones lo que nos permiten es poder modificar estos valores para obtener sus respectivos resultados sin la necesidad de construir una nueva geometría. Con la geometría construida, se establece en el software el material designado para este elemento. Como se mencionó en la sección de selección de materiales, el martillo de impacto se diseña para ser construido en acero AISI 4340 como se muestra en la Figura 4-34.

Ahora se establece un mallado para el objeto. El mallado hace parte del método de elementos finitos y representa la forma en la que el objeto se divide en una cantidad finita de elementos, lo que permite llegar a la solución requerida de manera eficiente. La cantidad de elementos dependerá del tipo y calidad de la malla. Para el martillo de impacto la configuración de malla es la que se muestra en la Figura 4-35:

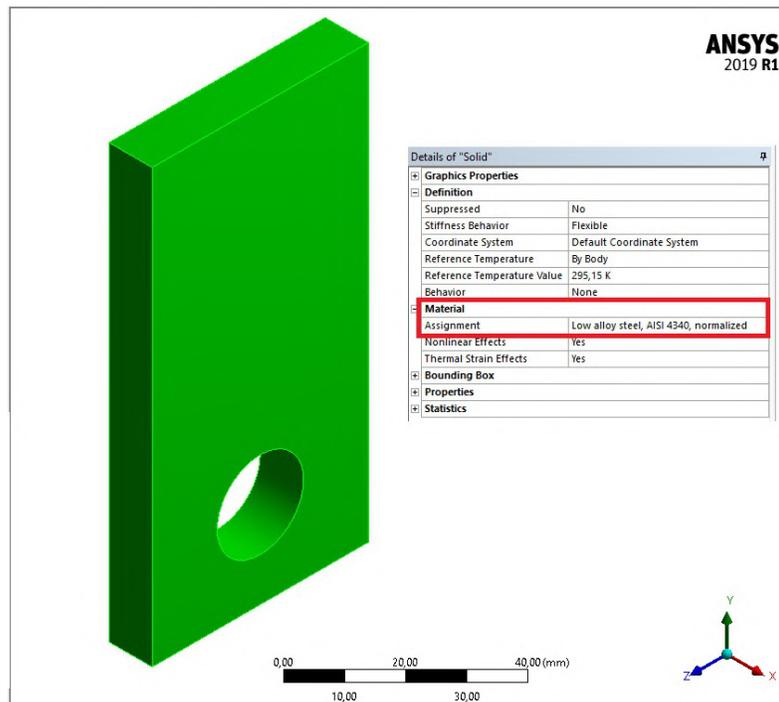


Figura 4-34: Material para el martillo de impacto, Fuente: Autor.

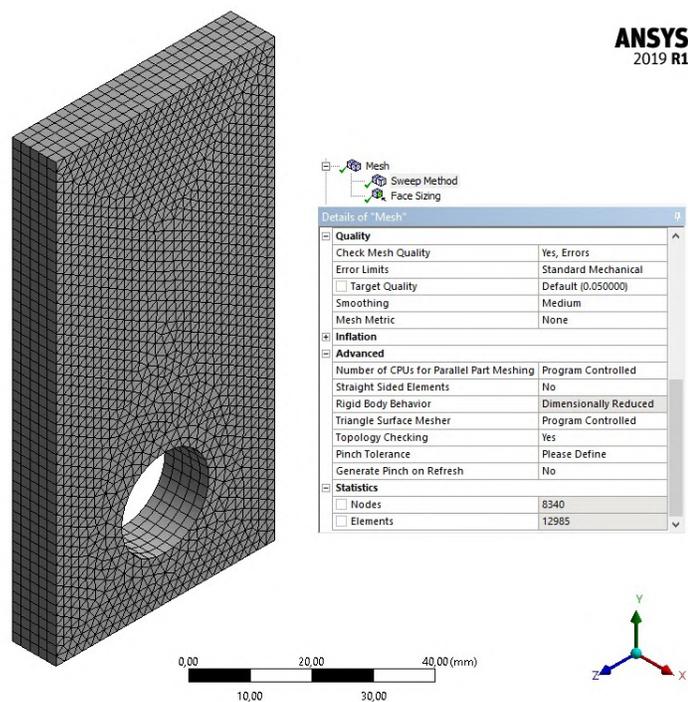


Figura 4-35: Mallado del martillo, Fuente: Autor.

El tipo de malla para el martillo se establece mediante un método de mallado: “*Sweep Method*”, el cual consiste en seleccionar una cara del objeto para generar una malla de acuerdo a su geometría, y crear elementos de alta calidad para luego hacer un barrido por todo el volumen. Posteriormente se utiliza una función de “*Sizing*”, la cual permite optimizar la calidad de la malla al cambiar el tamaño, por defecto, de los elementos de la malla por uno elegido por el usuario. Para esta malla se establece el tamaño de los elementos en 2 mm; de esta forma el número de elementos de la malla es de 8340 y el número de nodos de 12985. Una vez generada la malla, se procede a introducir las condiciones iniciales de trabajo. Como se buscan obtener resultados para los esfuerzos generados por cargas cíclicas a fatiga, la simulación se realiza en un sistema “*Transient Structural*”. Este sistema de análisis permite estudiar el objeto bajo cargas dinámicas y cíclicas, y de esta manera conocer su resistencia a fatiga. En la Figura 4-36, se muestran las condiciones y cargas actuantes en el martillo de impacto. Las condiciones

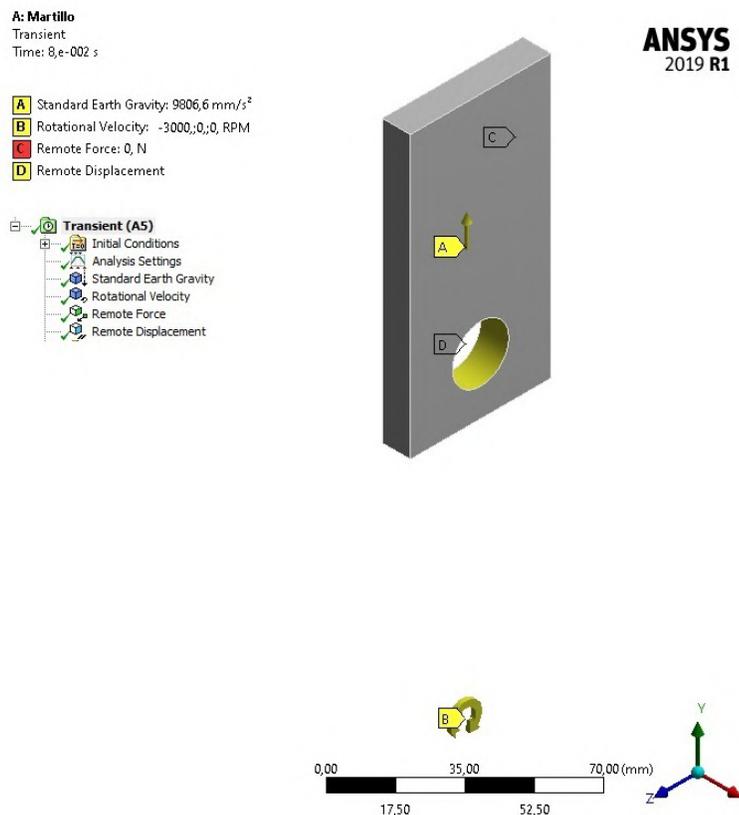


Figura 4-36: Condiciones de trabajo del martillo, Fuente: Autor.

de trabajo para el martillo son:

1. *La aceleración de la gravedad*, que como se observa en la Figura 4-36 esta repre-

sentada por la letra **A**. También se puede ver que la dirección de la gravedad está en la componente positiva del eje Y, esto se debe a que se quería representar el caso crítico en el que la gravedad y la fuerza centrífuga del martillo están en la misma dirección.

2. *La velocidad de rotación*, la cual es de 3000 rpm. En la Figura 4-36 se evidencia con la flecha amarilla, marcada con la letra D, la cual representa el giro del eje principal del mecanismo triturador, el cual está ubicado a 120 mm del eje secundario que soporta los martillos.
3. *La fuerza remota*, que representa la fuerza al momento de impactar con el vidrio. Esta fuerza es introducida como una carga cíclica como se muestra en la tabla de la Figura 4-37, con una magnitud de 104.36 N que no actúa constantemente, si no que golpea al martillo en un instante específico de cada revolución, en la zona que aparece de color rojo en la figura.

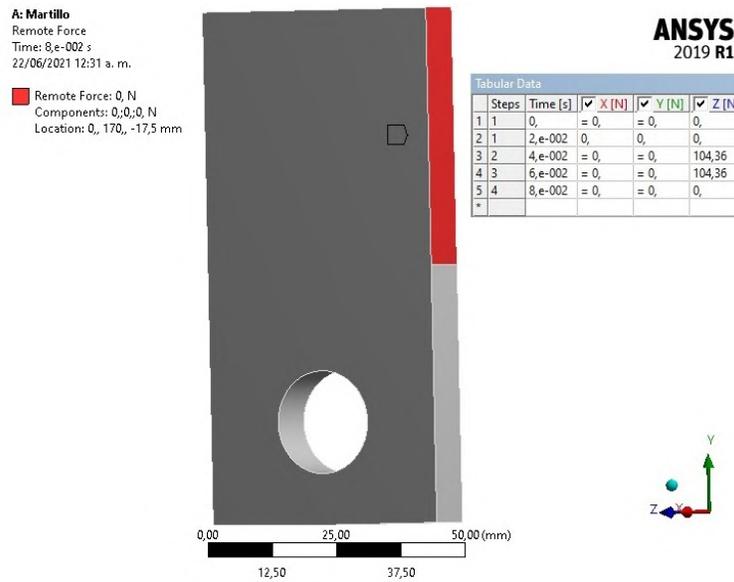


Figura 4-37: Fuerza remota sobre el martillo. Fuente: Autor.

4. *El soporte del martillo*, para lo cual se usa un desplazamiento remoto identificado con la letra **D**. Se utiliza un desplazamiento remoto porque el martillo no está fijado al eje secundario y tiene rotación libre.

4.6.1.1. Resultados de la simulación del martillo

Como primer resultado de la simulación se obtiene la deformación total del elemento a causa de la rotación y del impacto, como se muestra en la Figura 4-38.

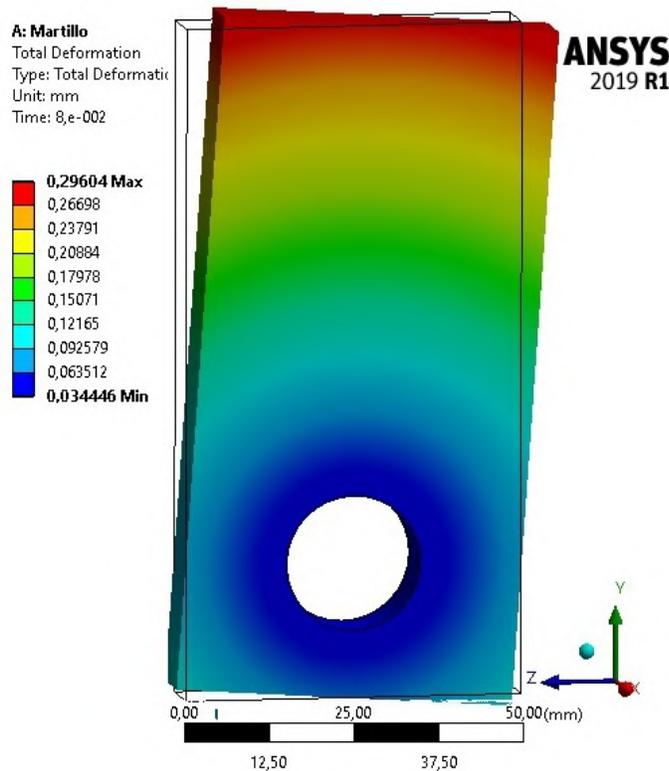


Figura 4-38: Deformación total en el martillo, Fuente: Autor.

Los valores que se muestran en la figura obedecen al desplazamiento ocasionado por el impacto y no a una deformación como tal del martillo, esto es gracias a que éste no está fijado al eje secundario. También se obtuvo el valor del Esfuerzo Equivalente de Von-Mises. En la Figura 4-39 se puede observar la magnitud máxima de este esfuerzo y la zona donde se encuentra aplicado. Con este valor se puede obtener el factor de seguridad del material y comprobar si el diseño será seguro con estas dimensiones. En la Figura 4-40, se muestra el factor de seguridad a fatiga del martillo.

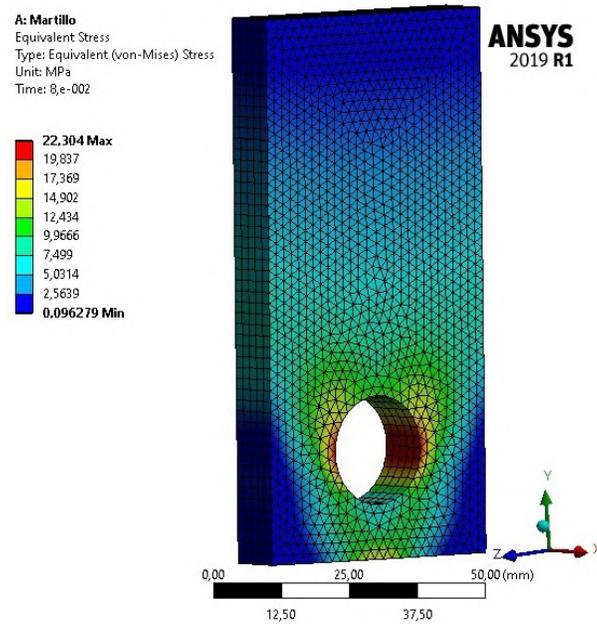


Figura 4-39: Esfuerzo equivalente de von-Mises en el martillo. Fuente: Autor.

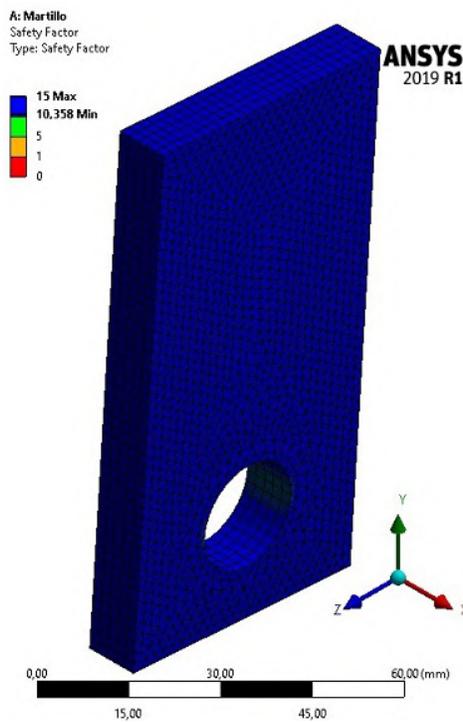


Figura 4-40: Factor de seguridad a fatiga del martillo. Fuente: Autor.

El valor del Factor de seguridad a fatiga es de:

$$F_s = 10,358$$

Este valor es mayor al factor de seguridad a fatiga deseado de 3, por lo que se podría optimizar. Pero se decide conservar estas dimensiones porque con este factor de seguridad se garantiza que el material no va a fallar por fractura y que su vida útil a fatiga por la carga dinámica es mayor a los 10^6 ciclos. El martillo de impacto se deteriorara debido al desgaste generado por su operación normal, ya que el vidrio es un material abrasivo; entonces, al conservar su ancho se pretende que el martillo pueda durar mas tiempo antes de ser cambiado.

4.6.2. Simulación del eje secundario

Al igual que con el elemento anterior, se construye el diseño de este elemento utilizando los valores calculados teóricamente, los cuales son:

$$d = 0,02 \text{ m}$$

$$L = 0,260 \text{ m}$$

Donde:

d = Diámetro del eje.

L = Longitud del eje.

En la Figura 4-41 se presenta la geometría del eje secundario con las dimensiones mencionadas anteriormente.

Para este elemento, se parametriza el diámetro del eje y la longitud de la extrusión. También se realizan operaciones booleanas (representadas por las circunferencias), que permiten crear las zonas donde hacen contacto los martillos de impacto y los rotores. El material para la construcción del eje es el Acero AISI 4140 como se muestra en la Figura 4-42.

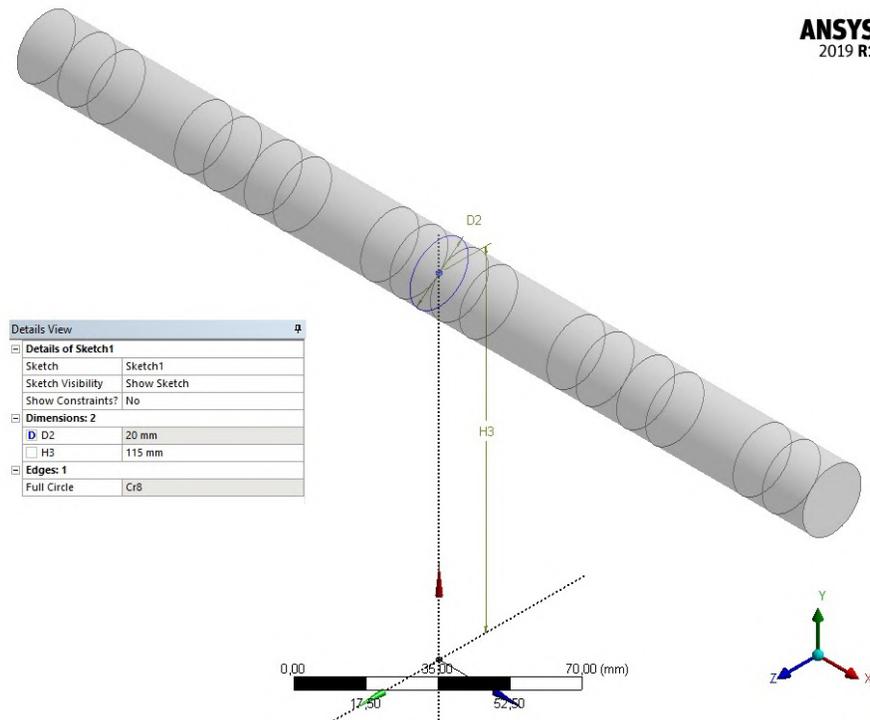


Figura 4-41: Geometría del eje secundario. Fuente: Autor.

Details of "Eje_Sec"	
+ Graphics Properties	
- Definition	
<input type="checkbox"/> Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperature	By Environment
Behavior	None
- Material	
Assignment	Low alloy steel, AISI 4140, normalized
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes
+ Bounding Box	
+ Properties	
+ Statistics	

Figura 4-42: Selección de material para el eje secundario. Fuente: Autor.

Para el tipo de mallado, al igual que con el martillo se utiliza un método de barrido como se muestra en la Figura 4-43. Una vez generada la malla, se continúa con la

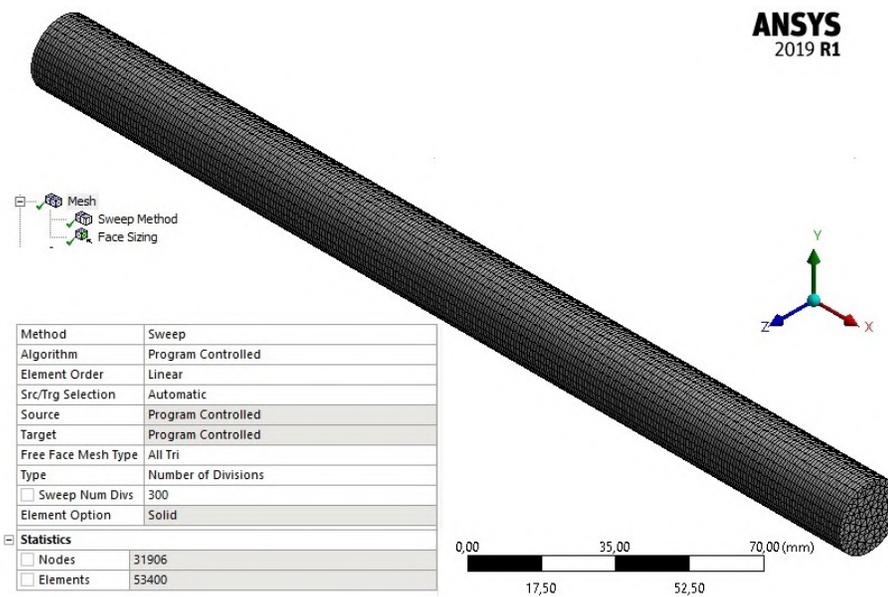


Figura 4-43: Características de la malla del eje secundario. Fuente: Autor.

alimentación de las condiciones de trabajo como se puede ver en la Figura 4-44

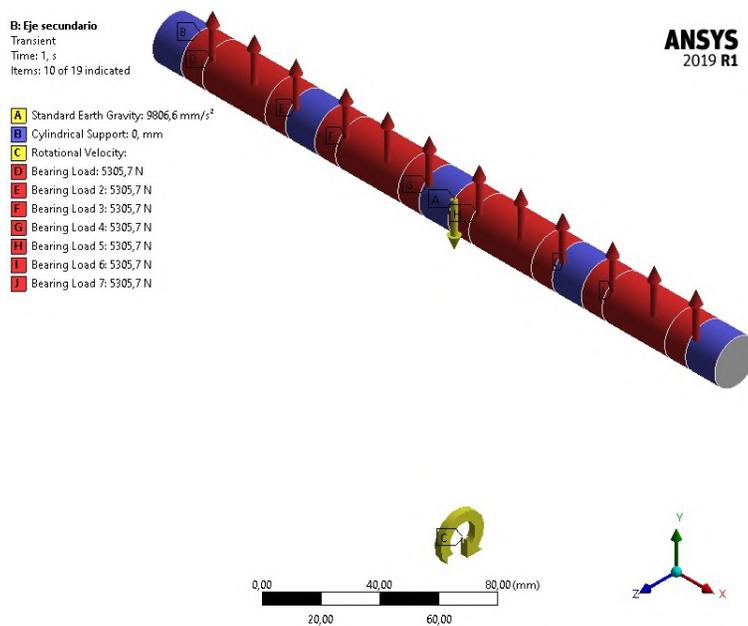


Figura 4-44: Condiciones de operación del eje secundario, Fuente: Autor.

Las cargas que soporta el eje son las generadas por la reacción de los martillos de impacto debido a la fuerza centrífuga adquirida por el movimiento circular que realizan y las cargas debido al peso de los separadores, que aunque sean aproximadamente 20 veces más pequeñas que la de los martillos y puedan parecer despreciables, se deben tener en cuenta para aumentar la precisión de los cálculos y de la solución final. Al igual que los martillos, el eje secundario también está sometido a una rotación angular y a la fuerza gravitatoria.

4.6.2.1. Resultados de la simulación

En la Figura 4-45 se muestran los valores de la deformación total máxima en el eje secundario. Esta deformación es causada por las cargas aplicadas y la rotación del mismo. La magnitud de esta deformación en su punto más alto es de 0.003 mm, la cual se considera irrelevante en comparación a las dimensiones del eje. El valor para el

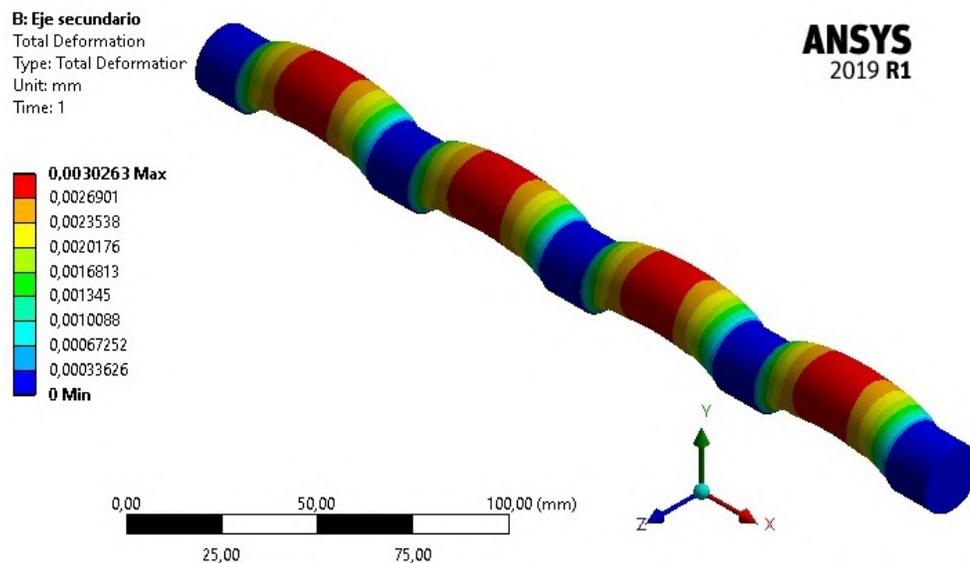


Figura 4-45: Deformación total del eje secundario, Fuente: Autor.

esfuerzo equivalente obtenido se muestra en la Figura 4-46. Donde se observa el lugar donde el eje soporta el máximo esfuerzo, el cual puede ser soportado perfectamente debido a la alta resistencia que proporciona el material seleccionado para su diseño. Y por ultimo se obtuvo el factor de seguridad a fatiga, el cual es mostrado en la Figura 4-47.

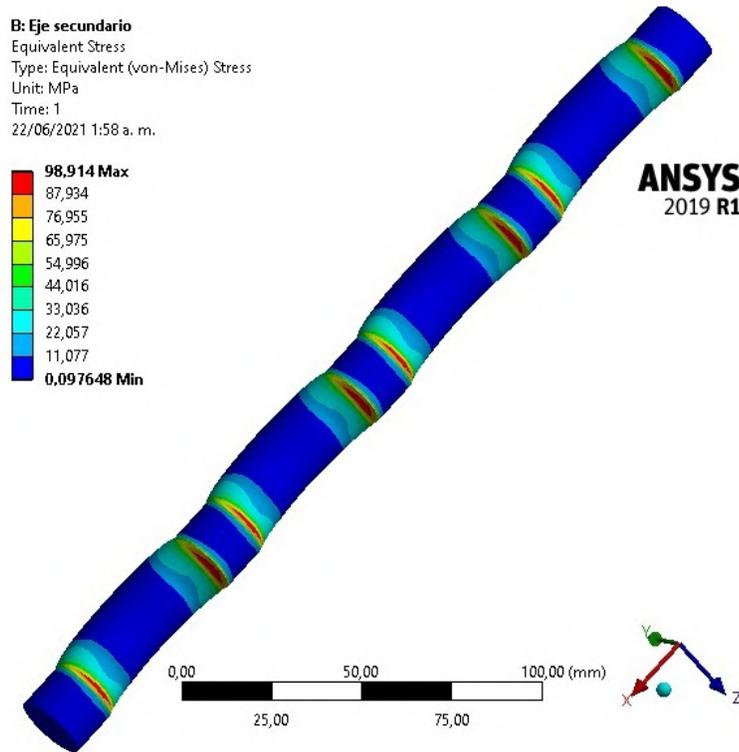


Figura 4-46: Esfuerzo equivalente del eje secundario, Fuente: Autor.

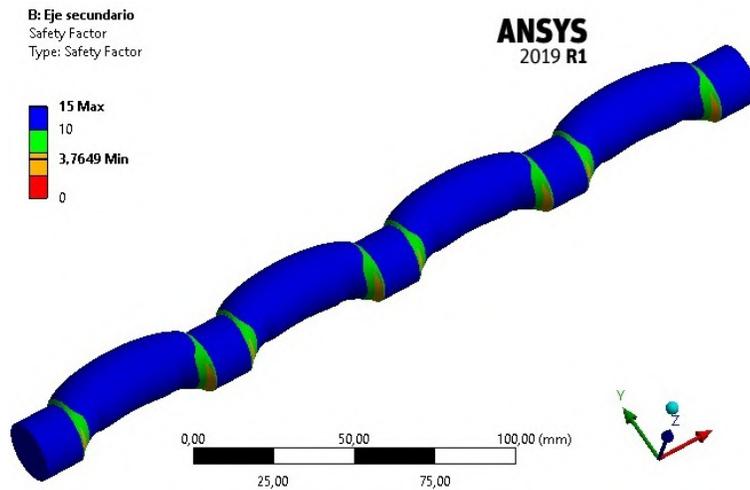


Figura 4-47: Factor de seguridad a fatiga para el eje secundario, Fuente: Autor.

El valor obtenido para el factor de seguridad, satisface las consideraciones de diseño. De esta simulación se obtienen también las reacciones en los soportes cilíndricos que serán transmitidas a los rotores.

4.6.3. Simulación del rotor crítico

Debido a que el mecanismo triturador diseñado tiene cinco (5) rotores, par efectos de realizar la simulación del mismo se debe escoger el que está sometido a la mayor carga, esto es, el rotor ubicado en la posición que tiene un recuadro rojo, ver Figura 4-48, en la cual se muestran las reacciones que se transmiten y el rotor más crítico. En el

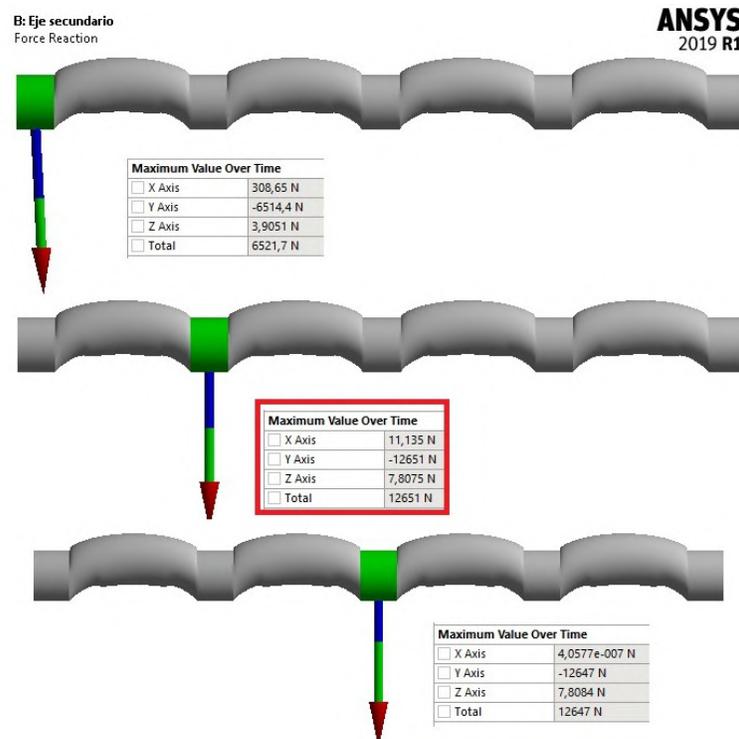


Figura 4-48: Cargas a transmitir al rotor desde el eje secundario, Fuente: Autor.

análisis teórico se estableció que los tres (3) rotores centrales estaban sometidos a las mismas cargas sin embargo, en la simulación se comprueba que si bien el análisis teórico no es incorrecto, en éste no se tiene en cuenta la deformación del eje, que aunque es mínima, existe y afecta la distribución de cargas en los rotores haciendo que el segundo y cuarto rotor sean los más críticos.

En la Figura 4-49 se muestra la geometría utilizada para los rotores. En esta simulación se parametrizo el valor del diámetro exterior del martillo, el diámetro de los agujeros para ejes secundarios y el diámetro del agujero para el eje principal. Este diseño utiliza como material el acero AISI 4140, y las medidas utilizadas para la construcción del modelo fueron:

$$D = 0,28 \text{ m}$$

$$d = 0,02 \text{ m}$$

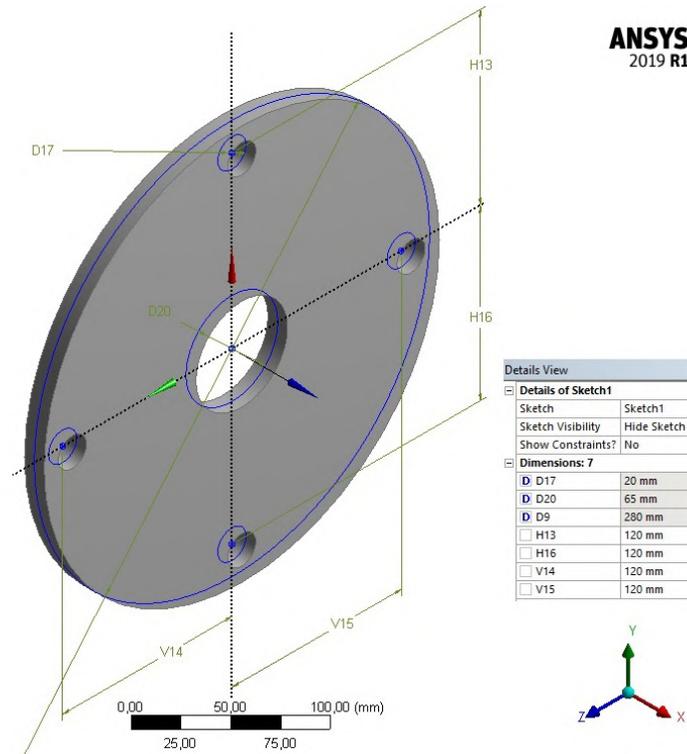


Figura 4-49: Geometría del rotor, Fuente: Autor.

$$d_p = 0,02 \text{ m}$$

$$e = 0,012 \text{ m}$$

Donde:

D = Diámetro exterior del rotor.

d = Diámetro agujeros para ejes secundarios.

d_p = Diámetro agujero eje principal.

e = Espesor del rotor.

Para el mallado, al igual que con las piezas anteriores se utiliza un método de *Sweep*, el cual se adapta de una forma óptima a este tipo de geometría. Posteriormente, se aplica una reducción de tamaño de elementos de la malla a 2 mm, con el fin de mejorar la calidad del mallado y aumentar la precisión de las soluciones. La cantidad de elementos para esta malla es de 70900 y la cantidad de nodos es de 310514. En la Figura 4-50 se muestra la malla generada para el rotor del mecanismo. Una de las cargas que actúan en el rotor son las reacciones obtenidas en la simulación de los ejes. Se selecciona la reacción de mayor magnitud y se aplican en la superficie de contacto entre el rotor y el eje secundario. Sobre el rotor también actúa la fuerza de la gravedad y la velocidad de



Figura 4-50: Malla aplicada en el rotor del mecanismo. Fuente: Autor.

rotación a la que este está sometido. En la Figura 4-51 están representadas las cargas actuantes en el rotor.

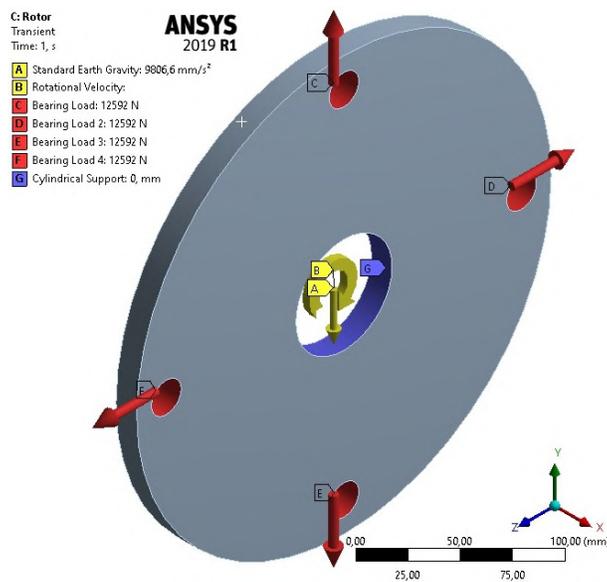


Figura 4-51: Cargas actuantes en el rotor. Fuente: Autor.

4.6.3.1. Resultados de la simulación

Al igual que en los casos anteriores, se presenta la deformación total del rotor a causa de las cargas originadas por su contacto con los ejes secundarios. La deformación se muestra en la Figura 4-52, donde se puede ver la magnitud y dirección de la misma. El valor de esta magnitud es de 0.013979 mm, el cual puede ser despreciado porque no afecta el funcionamiento del mecanismo. La deformación recién mencionada, es consecuencia de

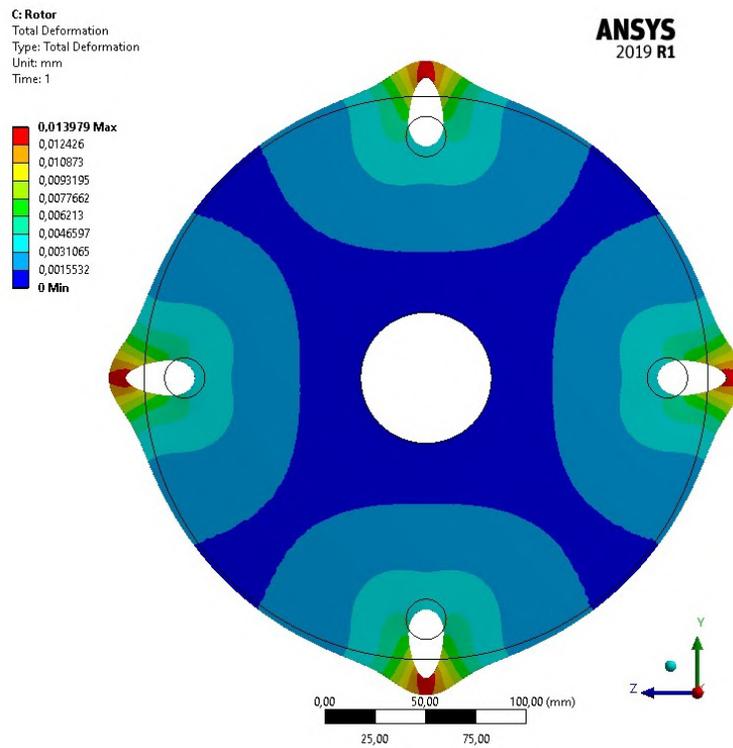


Figura 4-52: Deformación total en el rotor, Fuente: Autor.

los esfuerzos a los que está sometido el rotor. Estos esfuerzos se muestran en la Figura 4-53, en la que se pueden observar los puntos exactos donde se ejercen, y como era de esperarse, los esfuerzos máximos se presentan en los agujeros para las ejes secundarios.

En el diseño de este elemento se requirió de recalculer las dimensiones iniciales propuestas, puesto que con estos valores la pieza no cumplía con el factor de seguridad deseado. Con este fin es que se ha venido parametrizando algunos valores en las geometrías; de los valores parametrizados para esta pieza, el único que sólo depende de ella misma es el ancho del rotor, por lo que éste será el valor que se modificará hasta obtener un factor de seguridad adecuado. En la Figura 4-54 se muestra la parametri-

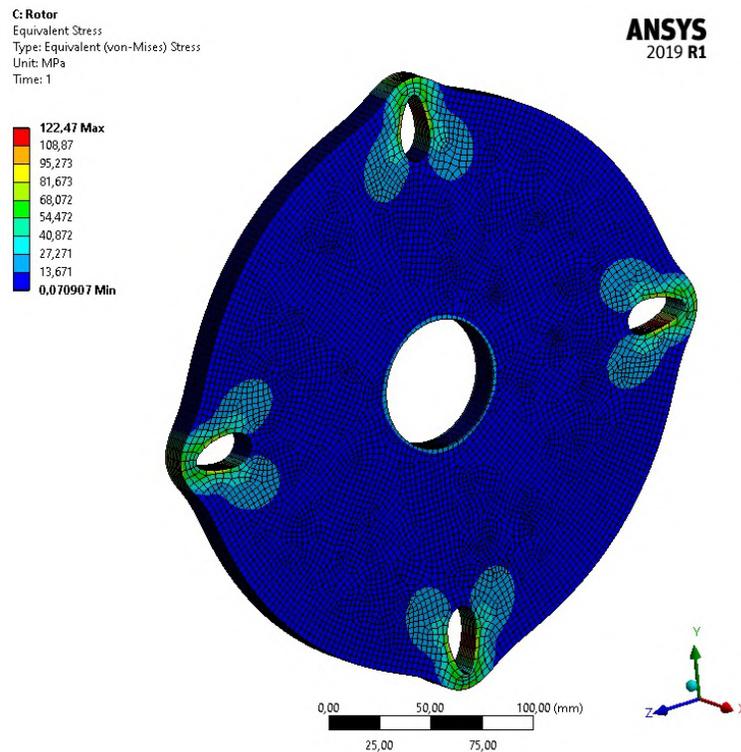


Figura 4-53: Esfuerzos equivalentes en el rotor, Fuente: Autor.

zación utilizada para obtener las nuevas medidas de la pieza.

Table of Design Points						
	A	B	C	D	E	F
1	Name	P28 - Ancho_rotor	P29 - Diametro_rotor	P30 - Diametro_agujeros...	P43 - Diametro_eje_prin...	P19 - Safety Factor Minimum
2	Units	mm	mm	mm	mm	
3	DP 12	6	280	20	65	2,6673
4	DP 13 (Current)	7	280	20	65	3,1027
*						

Figura 4-54: Datos de la parametrización aplicada en el rotor. Fuente: Autor.

En la Figura 4-55 se presenta una gráfica que muestra el comportamiento del factor de seguridad a fatiga del rotor en función de su ancho medio.

En la Figura 4-54 se puede ver que para obtener un factor de seguridad superior a 3 solo fue necesario incrementar en un milímetro el ancho medio del rotor. Al aplicar este cambio de medidas, el nuevo valor del espesor del rotor es de 14 mm. Se debe tener en cuenta que al cambiar esta medida también cambiará la longitud del eje secundario.

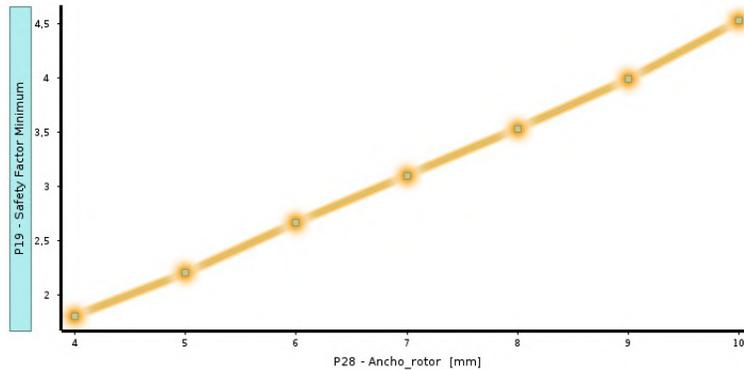


Figura 4-55: Gráfica de Factor de Seguridad vs Ancho de rotor. Fuente: Autor.

De acuerdo con lo anterior se indica que los valores presentados en la Figura 4-47 del eje secundario, ya han sido actualizados a las medidas finales.

Entonces, debido al cambio de tamaño del rotor, en la Figura 4-56 se muestra la parametrización realizada para verificar que el cambio en la longitud del eje secundario no disminuya el factor de seguridad por debajo de lo sugerido en este diseño.

Table of Design Points						
	A	B	C	D	F	G
1	Name	P50 - longitud_media_...	P51 - Diametro_Eje_Sec	P52 - ancho_rotor	P54 - ancho_medio_rotor	P14 - Safety Factor Minimum
2	Units	mm	mm	mm	mm	
3	DP 12	130	20	12	6	3,6062
4	DP 13 (Current)	135	20	14	7	3,7649

Figura 4-56: Datos de la parametrización aplicada al eje secundario, Fuente: Autor.

4.6.4. Simulación del eje principal

Por último, habiendo definido las dimensiones finales de acuerdo con las parametrizaciones mencionadas en la simulación del rotor se construirá el modelo computarizado del eje principal. En la Figura 4-57 se muestra la geometría usada para el diseño del eje; el diámetro mayor del eje principal es el calculado teóricamente, mientras que la longitud utilizada, es la longitud corregida a causa del cambio en el ancho del rotor. Al igual que el eje secundario, se sugiere la construcción de este eje en acero AISI 4140. Para generar la malla en esta pieza se utiliza un método diferente al que se había venido usando para las demás piezas del mecanismo, esto debido a los cambios de sección en el eje, los cuales fueron realizados para ubicar los rodamientos y la polea conducida, por lo cual, no es conveniente utilizar el método “Sweep” sino un método llamado

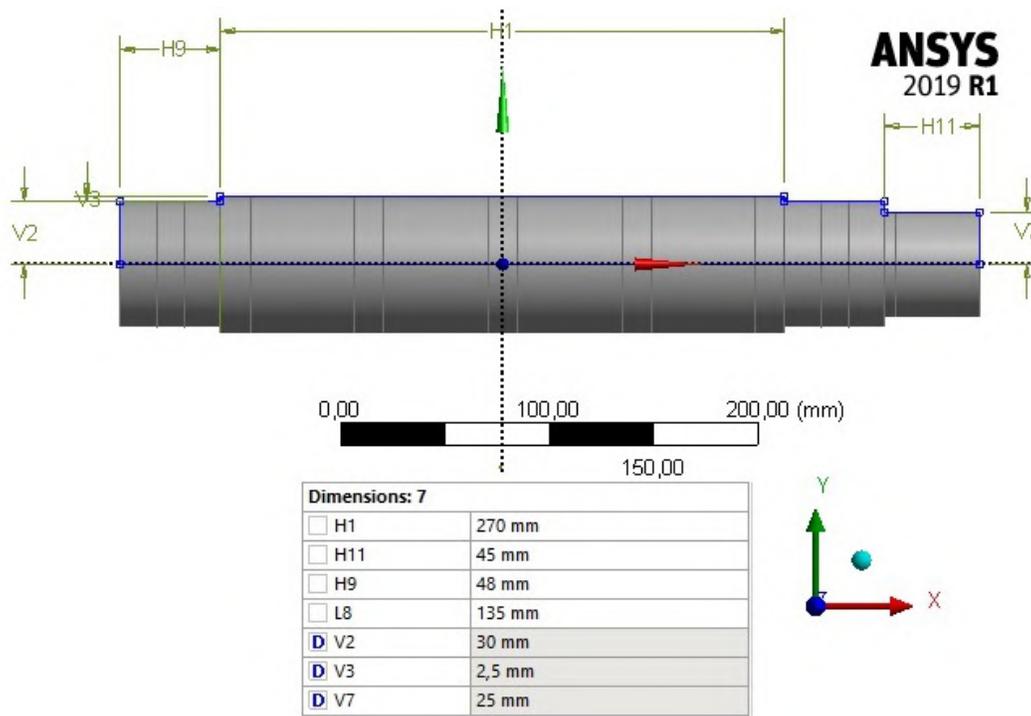


Figura 4-57: Geometría del eje principal. Fuente: Autor.

“MultiZone”, el cual funciona de manera similar al anterior con la diferencia de que con *MultiZone* generará una malla más eficiente en las nuevas zonas que aparecen por el cambio de sección. En la Figura 4-58 se muestra la malla generada para el eje principal, esta malla también se optimiza con una reducción del tamaño de elementos a 6 mm. Se aclara que no se pudo aplicar una reducción de tamaño menor debido a que excedía la capacidad de hardware. Con la malla establecida para el eje, se introducen ahora las cargas actuantes sobre el. Como primera carga actuante se tiene la generada por la reacción de los rotores sobre el eje. En este caso se divide la reacción en sus componentes sobre el eje $X - Y$ y $X - Z$, y se aplica sobre cada zona de contacto correspondiente.

La segunda carga que se ejerce sobre el eje principal es el momento generado por la transmisión de potencia desde el motor, la cual se hace efectiva en el eje a través del sistema de correas.

Y por último, la fuerza ejercida por la gravedad. A parte de las fuerzas aplicadas directamente sobre el eje, este también se ve afectado por la velocidad de rotación. En la Figura 4-59 se muestra la distribución de las cargas descritas:

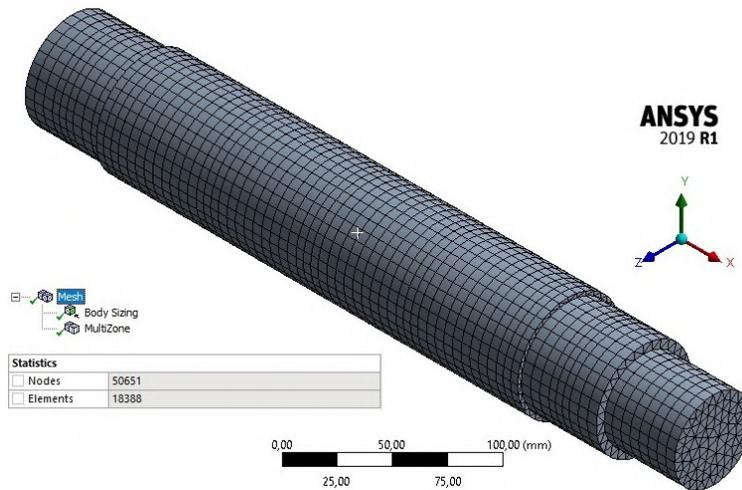


Figura 4-58: Malla generada para el eje principal. Fuente: Autor.

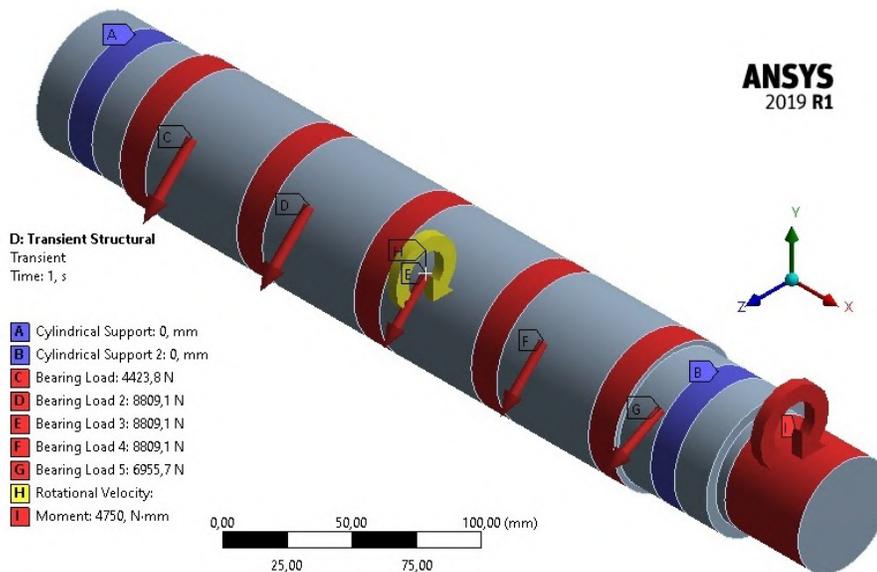


Figura 4-59: Cargas actuantes sobre el eje principal. Fuente: Autor.

4.6.4.1. Resultados de la simulación del eje principal

El eje principal presenta su mayor deformación en la zona central como se esperaba, teniendo en cuenta que fue en esta zona donde se presentó el momento flector máximo. De esta deformación se puede asegurar que no afectará el normal funcionamiento del mecanismo triturador, esto se debe a que en comparación al diámetro del eje, la cantidad deformada es muy pequeña. La ubicación y magnitud de esta deformación se

muestra en la Figura 4-60. A continuación, en la Figura 4-61 se observan las zonas

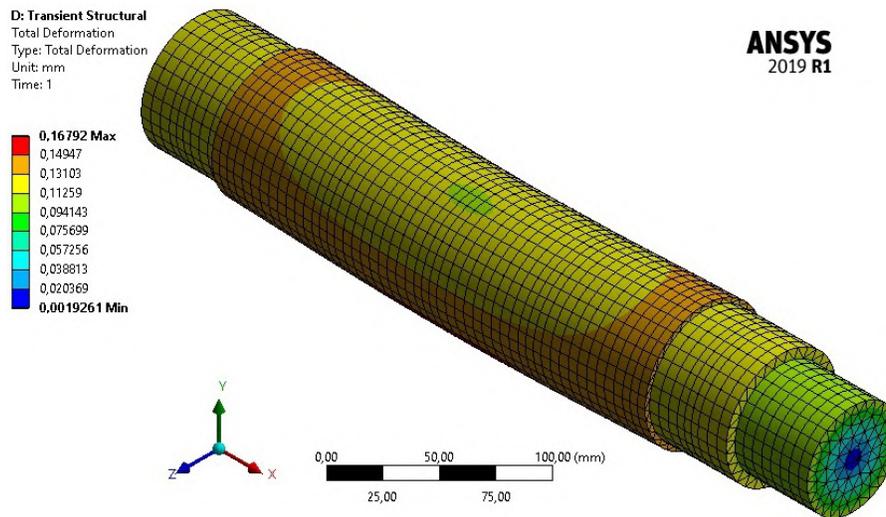


Figura 4-60: Deformación total en el eje principal. Fuente: Autor.

donde se presenta mayor esfuerzo equivalente, las cuales corresponde a la sección donde se encuentran los rodamientos y en la parte central del eje. Estos serían los puntos críticos de falla, es decir, si el eje llegara a colapsar por algún tipo de esfuerzo, esos serían los lugares por donde iniciaría la falla. Para asegurarse de que el eje no va a fallar mediante ningún tipo de esfuerzo se debe calcular su factor de seguridad a partir de el valor máximo mostrado en la imagen. A partir del esfuerzo equivalente encontrado, se

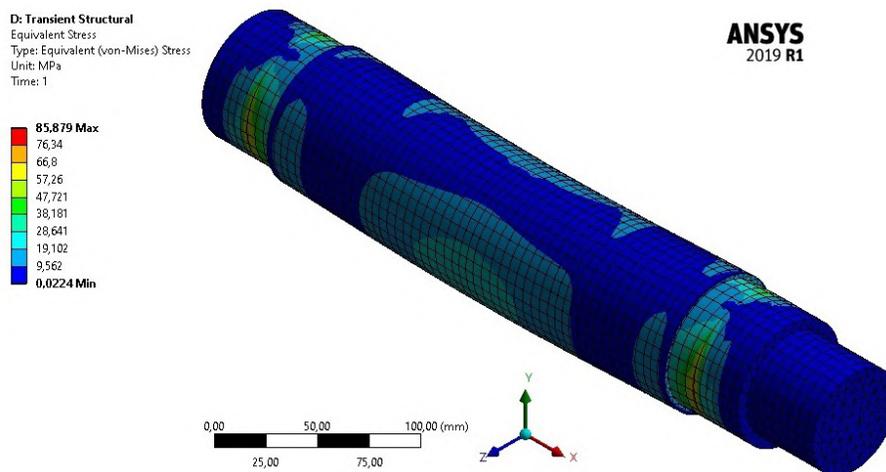


Figura 4-61: Esfuerzo equivalente Von-Mises en el eje principal. Fuente: Autor.

puede calcular el factor de seguridad a fatiga para el eje. Para el cual se trabaja con

un factor de resistencia a la fatiga de 0.7.

En la Figura 4-62 se muestra el factor de seguridad obtenido para el eje principal. Este dato nos asegura que el mecanismo cumplirá con su función y no presentará fallas mecánicas debido a los esfuerzos actuantes en el eje principal.

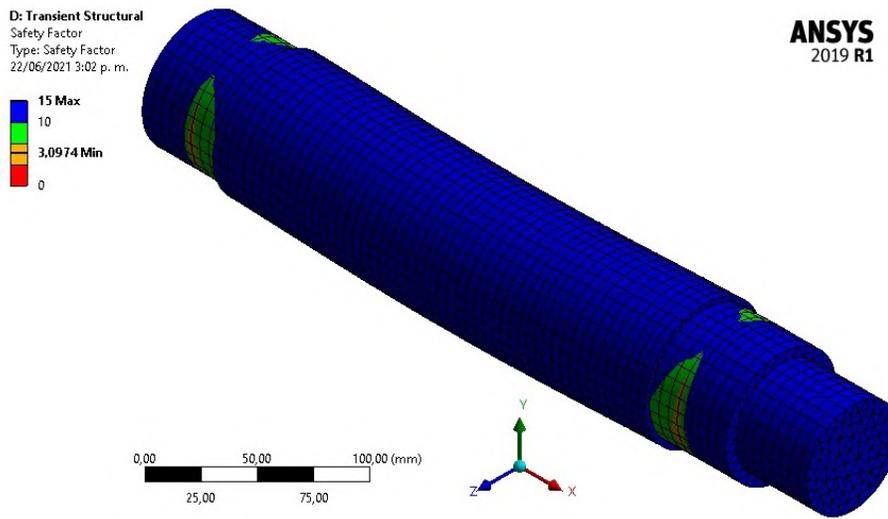


Figura 4-62: Factor de seguridad a fatiga para el eje principal, Fuente: Autor.

4.7. ANÁLISIS DE COSTOS PARA LA FABRICACIÓN DEL MECANISMO

En esta sección se hace un listado de precios de los elementos principales del mecanismo en los cuales está enfocado el presente proyecto. Se realizaron cotizaciones de estos elementos mediante empresas nacionales e internacionales especializadas en la comercialización de los productos necesarios para el funcionamiento del mecanismo. A continuación, en la Tabla 4-4 se pueden observar los precios para cada uno de estos elementos.

Tabla 4-4: Tabla de precio para los elementos del mecanismo, Fuente: Autor

Descripción	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
Rodamiento	2	\$ 420.000	\$ 840.000
Motor de 2 hp	1	\$ 900.000	\$ 900.000
Correa en V de 39 in	4	\$ 7.000	\$ 28.000
Poleas para correas	2	\$ 63.000	\$ 126.000
Eje de 65 mm	1	\$ 109.107	\$ 109.107
Eje de 20 mm	4	\$ 11.774	\$ 47.096
Placa para martillo	32	\$ 18.000	\$ 576.000
Rotor	5	\$ 75.000	\$ 375.000
			\$ 3.001.203

Dado que los elementos diseñados y seleccionados en este proyecto no conforman la totalidad de una máquina trituradora, se revisan los costos de fabricación de máquinas trituradoras diseñadas por otros autores en las que podría encajar el mecanismo diseñado en el presente trabajo, esto con el fin de establecer un valor estimativo de lo que podría llegar a costar la construcción de la máquina completa. En la Tabla 4-5 se muestran los precios aproximados para los elementos que complementarían al mecanismo diseñado y permitirían su construcción. Teniendo en cuenta estos datos, el costo estimado para la construcción de la máquina es de \$4,000,000. Es necesario dejar claro que, los precios presentados en la Tabla 4-4 se obtuvieron tras realizar cotizaciones por vía telefónica a diferentes empresas colombianas comercializadoras de dichos materiales; por otra parte, los precios presentados en la Tabla 4-5 fueron tomados del trabajo realizado por el ingeniero Luis Aquino Fajardo en la ciudad de El Milagro, Ecuador, quien construyó una máquina trituradora para vidrio con características similares a las del mecanismo diseñado en el presente trabajo. Para presentar estos precios en moneda colombiana, se calculó el incremento del dólar desde el año en que se construyó la máquina del ingeniero Aquino hasta el día de hoy utilizando una tasa de inflación de 1,74 % y luego convirtiendo el dólar a pesos colombianos. Es por lo anterior, que el costo estimado presentado en este proyecto es un aproximado de lo que podría llegar a valer la construcción para una máquina que utilizará el mecanismos propuesto en este proyecto, [3].

Tabla 4-5: Tabla de precios aproximados de los elementos no diseñados, Fuente: [3]

Descripción	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
Carcasa	1	\$ 550.000	\$ 550.000
Chumacera	2	\$ 75.500	\$ 151.000
Enchufe 220v Trifásico	1	\$ 7.500	\$ 7.500
Platina	1	\$ 26.500	\$ 26.500
Pernos	12	\$ 6.942	\$ 83.300
Pintura anticorrosiva por galón	1	\$ 45.400	\$ 45.400
Ángulos en acero	2	\$ 51.100	\$ 102.200
			\$ 965.900

Capítulo 5

ANÁLISIS DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En esta sección se comparan los valores teóricos calculados para las dimensiones de diseño de las piezas del mecanismo triturador con los resultados obtenidos mediante la simulación por el método de elementos finitos. Para llevar a cabo esta comparación se presentan tablas con los valores finales de cada método y se analizan las causas de su diferencia en caso de que las haya.

En las Tablas 5-1 y 5-2 se muestran los valores finales para las dimensiones de los martillos de impacto calculadas teóricamente y obtenidas como resultado de la simulación en ANSYS, respectivamente.

Tabla 5-1: Dimensiones para el martillo de impacto calculadas teóricamente.

Martillo de Impacto	
Largo	100 mm
Ancho	50 mm
Espesor	10 mm
Diámetro agujero	20 mm
Material	AISI 4340
Factor de Seguridad	12,28

Tabla 5-2: Dimensiones para el martillo de impacto obtenidas como resultado de la simulación.

Martillo de Impacto	
Largo	100 mm
Ancho	50 mm
Espesor	10 mm
Diámetro agujero	20 mm
Material	AISI 4340
Factor de Seguridad	10,358

Como se mencionó en la sección de simulación, para construir la geometría de la pieza en ANSYS se tomaron los valores para las dimensiones calculadas y en el módulo de *transient structural* se introdujeron las cargas actuantes en ella para efectos de la simulación. Como se puede observar en las Tablas 5-1 y 5-2 el factor de seguridad calculado difiere del obtenido en los resultados de la simulación, siendo el primero de **12.28** y el segundo de **10.358**; esta diferencia se puede atribuir a que la simulación tuvo en cuenta la fuerza remota ejercida por el impacto con las botellas de vidrio, mientras que para el cálculo no se utilizó ya que ésta es de una magnitud muy inferior comparada con la resistencia del material y no ocasiona un esfuerzo significativo en la pieza. Lo aquí mencionado se observa en la Figura 4-39, en la cual se puede apreciar que el esfuerzo está aplicado principalmente en la zona de contacto entre el martillo y el eje secundario.

Por otra parte, debido a que el factor de seguridad para ambos métodos dio un poco alto en comparación al valor de 3 considerado idóneo para efectos de diseño; por lo cual se realizó una parametrización de la pieza con la que se puede calcular el factor de seguridad para diferentes dimensiones de la geometría. En el caso del martillo de impacto la dimensión que se decide variar es el ancho de la pieza, puesto que es el valor que no afectará a las otras piezas, ya que variar su longitud implicaría una variación de radio de giro, y por otra parte, el diámetro del agujero está definido por el diámetro del eje secundario. En la Figura 5-1 se muestran los resultados obtenidos de la parametrización modificando el ancho de la pieza, y en la Figura 5-2 el comportamiento del factor de seguridad debido a la variación en el ancho de la pieza.

Observando el comportamiento del factor de seguridad, se puede inferir que su valor

Table of Design Points						
	E	F	G	H	I	J
1	P24 - Ancho	P3 - Solid Volume	P4 - Solid Mass	P6 - Equivalent Stress Maximum	P7 - Equivalent Alternating Stress Maximum	P8 - Safety Factor Minimum
2	mm	cm ³	g	MPa	MPa	
3	50	46,858	367,84	22,304	42,893	10,358
4	50	46,858	367,84	22,304	42,893	10,358
5	48	44,858	352,14	22,254	42,796	10,382
6	46	42,858	336,44	21,616	41,57	10,688
7	44	40,858	320,74	21,289	40,941	10,852
8	42	38,858	305,04	20,772	39,945	11,123
9	40	36,858	289,34	20,675	39,76	11,175
10	38	34,858	273,64	20,136	38,722	11,474
11	36	32,858	257,94	19,752	37,985	11,697
12	35	31,858	250,09	20,56	39,539	11,237

Figura 5-1: Resultados parametrización ancho del martillo. Fuente: Autor.

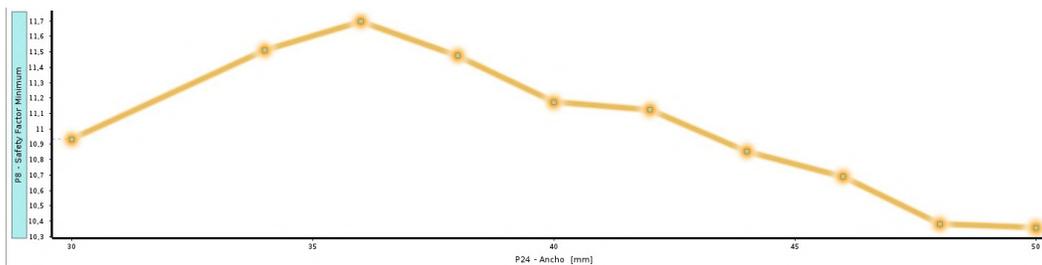


Figura 5-2: Gráfica factor de seguridad vs ancho de la pieza. Fuente: Autor.

aumenta a medida que disminuye el ancho de la pieza hasta llegar al punto donde este ancho tiene valor de **36 mm**; a partir de allí el factor de seguridad disminuirá constantemente debido a que esta disminución del ancho se acercará demasiado al agujero del martillo, creando una zona crítica de falla. Por lo anterior, la pieza más segura sería con un valor de ancho de 36 mm; pero para este diseño se decide conservar la dimensión de **50 mm**, debido a que la pieza estará sometida a desgaste ya que el material a triturar es bastante abrasivo, entonces, mientras mayor sea el ancho mayor será la durabilidad de la pieza en términos de desgaste, y un factor de seguridad de **10,358** es más que suficiente para resistir los esfuerzos actuantes en el material.

A continuación, en las Tablas 5-3 y 5-4 se presentan las dimensiones para el eje secundario obtenidas mediante el cálculo teórico y la simulación por el método de elementos finitos, respectivamente. Al igual que en el caso anterior, para la construcción del sólido computarizado del eje secundario en ANSYS se tomaron las dimensiones utilizadas para los cálculos teóricos. En las tablas presentadas para la comparación de los datos se pueden ver dos diferencias. La primera son los factores de seguridad, esta diferencia nuevamente se da a causa de algunas omisiones y simplificaciones en los cálculos de

manera teórica, en este caso para dichos cálculos se omitió la presencia de los separadores de martillo con el criterio de que eran demasiado pequeños en comparación al eje secundario y por lo tanto la carga ejercida por su peso podría considerarse como despreciable, mientras que para la simulación si se tuvo en cuenta; sin embargo, el factor de seguridad obtenido en el resultado de la simulación, aún cumple con el factor de seguridad propuesto para este diseño de **3**, es por esto, que el diámetro del eje se mantiene en 20 mm.

Tabla 5-3: Dimensiones para el eje secundario calculadas teóricamente.

Eje Secundario	
Largo	260 mm
Diámetro	20 mm
Material	AISI 4140
Factor de Seguridad	9,5

Tabla 5-4: Dimensiones para el eje secundario obtenidas como resultado de la simulación.

Eje Secundario	
Largo	270
Diámetro	20 mm
Material	AISI 4140
Factor de Seguridad	3,7

La segunda diferencia entre los valores teóricos y los resultados simulados es la longitud del eje, esta diferencia es a causa de los rotores y se explicará mas adelante en el análisis correspondiente a estos.

Debido a que el factor de seguridad para el eje secundario fue superior a 3, se realizó una parametrización de su diámetro con el fin de reducir al máximo el valor de esta dimensión hasta que el factor de seguridad fuera lo mas cercano a 3. A continuación, en

la Figura 5-3 se muestran los resultados obtenidos de la parametrización modificando el diámetro del eje secundario, y en la Figura 5-4 el comportamiento del factor de seguridad debido a la variación en el diámetro de la pieza. De las gráficas anteriores,

1	Name	P50 - longitud_media_...	P51 - Diametro_Eje_Sec	P52 - ancho_rotor	P53 - ancho_medio_rotor	P14 - Safety Factor Minimum
2	Units	mm	mm	mm	mm	
3	DP 12	130	20	12	6	3,6062
4	DP 13 (Current)	135	20	14	7	3,7649
5	DP 14	135	19	14	7	3,4984
6	DP 15	135	18	14	7	3,1582
7	DP 16	135	17	14	7	2,8869
8	DP 17	135	16	14	7	2,6332
9	DP 18	135	15	14	7	2,4134
10	DP 19	135	14	14	7	2,1107
11	DP 20	135	13	14	7	1,8402
12	DP 21	135	12	14	7	1,5902
13	DP 23	135	11	14	7	1,3503

Figura 5-3: Resultados parametrización diámetro del eje secundario. Fuente: Autor.

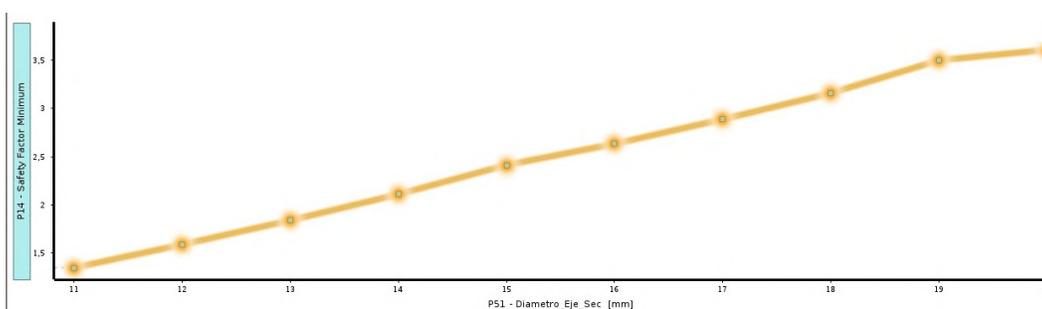


Figura 5-4: Resultados parametrización diámetro del eje secundario. Fuente: Autor.

el valor óptimo para el diámetro del eje secundario sería el de **18 mm**; sin embargo se conservará el valor de **20 mm** debido a una restricción dada por las dimensiones del rotor, la cual se explicará en su respectivo análisis desarrollado a continuación.

Para el diseño de los rotores y su representación gráfica en ANSYS se utilizaron los valores teóricos calculados en la sección de diseño de los rotores, dichos valores son mostrados en la Tabla 5-5, y las dimensiones utilizadas y el factor de seguridad obtenido en la simulación se muestra en la Tabla 5-6.

Como se observa en las tablas de dimensiones para el rotor, el factor de seguridad obtenido como resultado de la simulación difiere del factor de seguridad utilizado en los cálculos teóricos para obtener el espesor del rotor. Esta diferencia se le atribuye a la omisión de los separadores en el cálculo del eje secundario, la cual se explicó

anteriormente. Lo anterior se debe a que la magnitud de la reacción transmitida a los rotores por los ejes secundarios incrementa al añadir el peso de los separadores, y como consecuencia disminuye el factor de seguridad para el rotor con las dimensiones calculadas teóricamente. En vista de que el factor de seguridad no cumple con el

Tabla 5-5: Dimensiones para el rotor calculadas teóricamente.

Rotor	
Diámetro exterior	280 mm
Diámetro agujero para eje principal	50 mm
Diámetro agujeros para ejes secundarios	20 mm
Espesor	12 mm
Material	AISI 4140
Factor de Seguridad	3

Tabla 5-6: Dimensiones para el rotor usadas en la simulación.

Rotor	
Diámetro exterior	280 mm
Diámetro agujero para eje principal	50 mm
Diámetro agujeros para ejes secundarios	20 mm
Espesor	12 mm
Material	AISI 4140
Factor de Seguridad obtenido	2,69

requerido para el diseño, se parametrizarán las dimensiones del rotor hasta encontrar unas con las que se obtenga un factor de seguridad superior a 3. En esta parametrización se variaran los valores para el espesor del rotor y para el ancho de los agujeros, puesto que del análisis del eje secundario se obtuvo que las dimensiones del diámetro podrían reducirse hasta el valor de **18 mm**. En la Figura 5-5 se muestra la parametrización

realizada para el rotor; es necesario aclarar que el diámetro para el agujero del eje principal que se trabaja en esta parametrización es el diámetro que se obtuvo como resultado de dicha simulación, el cual tiene una magnitud de **65 mm**. De la anterior

	A	B	C	D	E	F
1	Name	P28 - Ancho_rotor	P29 - Diametro_rotor	P30 - Diametro_agujeros_...	P43 - Diametro_eje_principal	P19 - Safety Factor Minimum
2	Units	mm	mm	mm	mm	
3	DP 12	6	280	20	65	2,6673
4	DP 13 (Current)	7	280	20	65	3,1027
5	DP 14	4	280	20	65	1,8041
6	DP 15	5	280	20	65	2,1989
7	DP 16	8	280	20	65	3,5348
8	DP 17	9	280	20	65	3,9892
9	DP 18	10	280	20	65	4,5303
10	DP 19	7	280	20	65	3,1027
11	DP 22	7	280	18	65	2,9968
12	DP 23	6	280	18	65	2,6158

Figura 5-5: Resultados parametrización rotor. Fuente: Autor.

figura tenemos que:

1. En el recuadro de color naranja, los resultados obtenidos para las dimensiones del rotor utilizando el espesor calculado teóricamente de **12 mm** con agujeros para los ejes secundarios de **20 mm**; en el que el factor de seguridad no alcanza a ser el requerido para el diseño.
2. En el recuadro rojo, los resultados obtenidos para las dimensiones del rotor aumentando su espesor y seleccionando el punto de diseño en el que el factor de seguridad es mayor a 3. En este punto de diseño también se utiliza un diámetro para los agujeros secundarios de **20 mm**.
3. En el recuadro azul, se muestra la parametrización con el espesor escogido en el paso anterior, variando el diámetro de los agujeros para los ejes secundarios según lo mostrado en los resultados del eje secundario, donde se obtuvo que el diámetro del eje podría llegar hasta los **18 mm**. En estos dos puntos de diseño se evidencia que el factor de seguridad no cumple con ninguno de los espesores propuestos anteriormente.

Es necesario mencionar, que debido a que el espesor de los rotores fue cambiado, en consecuencia cambiará la longitud de los ejes secundarios a 270 mm. Entonces, los dimensiones finales para el rotor son las que se muestran a continuación en la Tabla 5-7.

Tabla 5-7: Dimensiones finales para el rotor

Rotor	
Diámetro exterior	280 mm
Diámetro agujero para eje principal	65 mm
Diámetro agujeros para ejes secundarios	20 mm
Espesor	14 mm
Material	AISI 4140
Factor de Seguridad obtenido	3,1

Por último, se analizan los resultados obtenidos para las dimensiones del eje principal.

En las Tablas 5-8 y 5-9 se presentan las dimensiones para el eje principal obtenidas mediante el cálculo teórico y la simulación por métodos finitos, respectivamente. De las tablas anteriores, se puede observar que la diferencia entre los dos factores de seguridad es mínima, por lo que para esta pieza no fue necesario realizar ninguna parametrización de sus dimensiones, ya que el factor de seguridad obtenido como resultado de la simulación esta de acuerdo al esperado; por lo tanto todas las dimensiones calculadas teóricamente se conservaran como dimensiones finales para construcción del mecanismo triturador.

De las tablas anteriores, se puede observar que la diferencia entre los dos factores de seguridad es mínima, por lo que para esta pieza no fue necesario realizar ninguna parametrización de sus dimensiones, ya que el factor de seguridad obtenido como resultado de la simulación esta de acuerdo al esperado.

De acuerdo con lo aquí mencionado todas las dimensiones calculadas teóricamente se conservaran como dimensiones finales para construcción del mecanismo triturador.

Tabla 5-8: Dimensiones para el eje principal calculadas teóricamente.

Eje principal	
Diámetro 1	65 mm
Diámetro 2	60 mm
Diámetro 3	50 mm
Longitud	411 mm
Material	AISI 4140
Factor de Seguridad obtenido	3

Tabla 5-9: Dimensiones para el eje principal usadas en la simulación.

Eje principal	
Diámetro 1	65 mm
Diámetro 2	60 mm
Diámetro 3	50 mm
Longitud	411 mm
Material	AISI 4140
Factor de Seguridad obtenido	3,09

5.2. CONCLUSIONES

1. De acuerdo con lo investigado y el estado del arte en Colombia no se encontró ninguna construcción que empleara un mecanismo triturador de molino de martillos de impacto especialmente diseñado para la trituración de vidrio en el país. Sin embargo en la búsqueda de información, si se evidenció la inmensa necesidad de este tipo de dispositivos en nuestro país, debido a la crisis ambiental que se padece por la acumulación de residuos sólidos en los diferentes puntos de acopio de las ciudades que no se encuentran cerca de las cuatro (4) plantas de tratamiento que

existen actualmente. Por lo anterior, se puede concluir que la fabricación local y personalizada de éste tipo maquinaria ayudará significativamente a disminuir este problema ambiental.

2. Teniendo en cuenta el precio estimado después de realizar el análisis de costos, esto es \$4,000,000, se puede asegurar que el costo de una máquina construida de manera local puede llegar a ser mucho más económico que realizar su importación. Adicional a esto, la fabricación local de este tipo de maquinaria puede hacerse de manera personalizada y que se ajuste de forma mas óptima a las necesidades de cada cliente, mientras que al comprar la máquina en el extranjero, ésta generalmente vienen con tamaños y capacidades de molienda fijas a ciertos valores, que no son en la mayoría de los casos los que el cliente necesita.
3. En el desarrollo del trabajo, al obtener los resultados de la simulación para los martillos de impacto se pudo observar que a pesar de que el factor de seguridad obtenido es un poco alto, se decide conservar la geometría propuesta para su construcción. Esto es porque además de garantizar que la pieza no va a fallar por ningún tipo de esfuerzo normal o cortante, se espera que sufra desgaste en la parte que impacte con las botellas de vidrio. Por lo tanto, se recomienda que en cuanto el martillo haya sufrido desgaste al punto de que no realice bien su función, se gire a la otra cara de la pieza con el fin de incrementar la durabilidad del mecanismo.
4. Al realizar los modelos computarizados en ANSYS utilizando los valores teóricos obtenidos mediante cálculos matemáticos, y obtener de los resultados de la simulación valores concordantes con la teoría se pudo comprobar que la herramienta del análisis mediante el método de elementos finitos es un potente complemento a la hora de diseñar, ya que ahorra grandes cantidades de tiempo al diseñador gracias a las parametrizaciones que permiten hacer cambios en las dimensiones o cargas aplicadas en las piezas y conocer los efectos que estos cambios generan. Se concluye que las pequeñas diferencias que hubo pueden deberse a valores omitidos o simplificados en los cálculos teóricos, razón por la que los resultados de la simulación tuvieron prioridad para las dimensiones finales de las piezas.

5.3. RECOMENDACIONES

- Para reducir costos a causa de recambios de piezas e incrementar vida útil de los martillos de impacto se recomienda voltear estos para que impacten por la cara que no estaba siendo utilizada. Y en un caso mas óptimo, utilizar un motor que

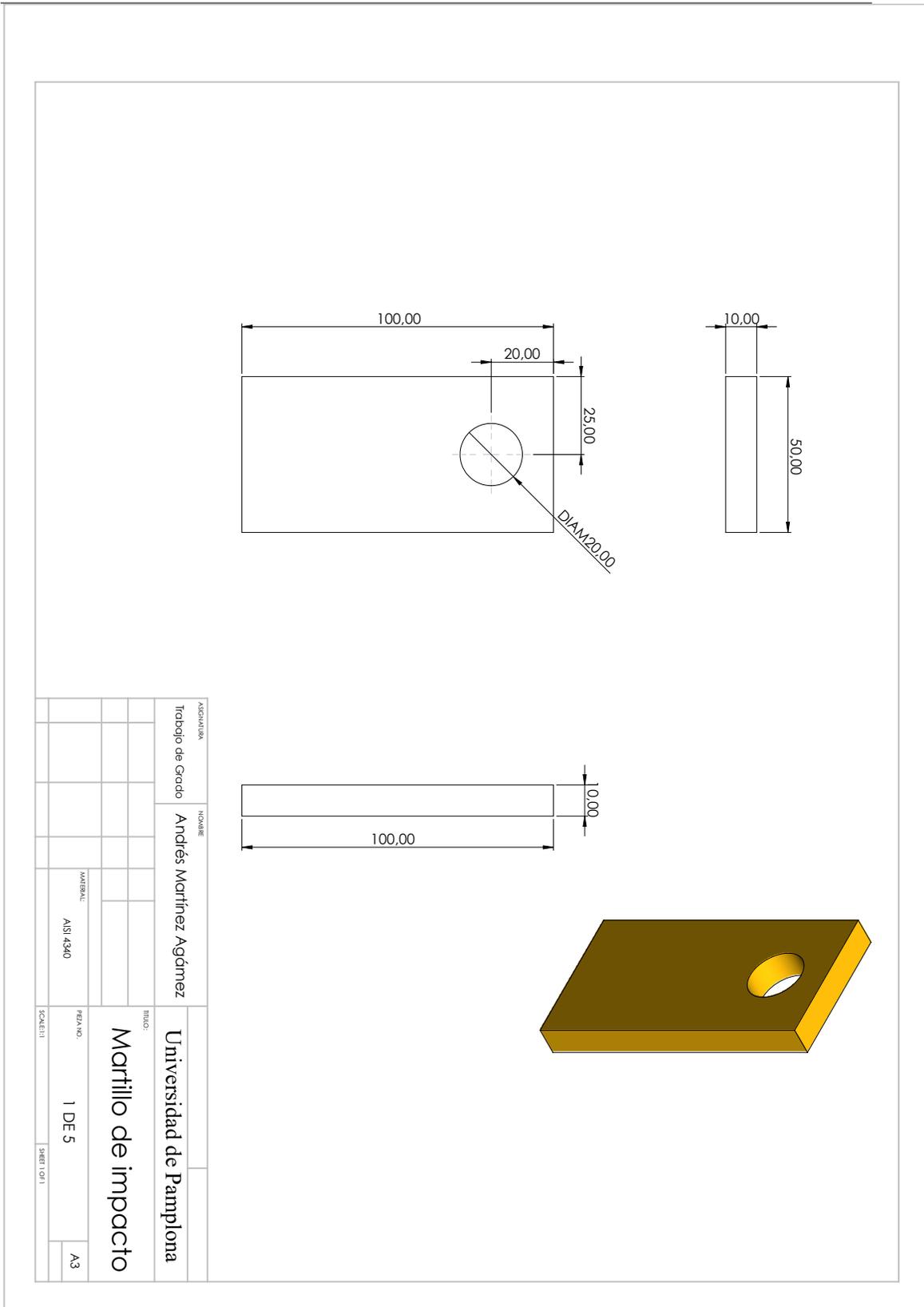
cuenta con giro en ambos sentidos, ahorraría el tiempo de trabajo empleado en voltear estas piezas.

- Para futuros diseños se recomienda realizar una simulación que permita conocer el desgaste de los martillos, puesto que por lo investigado en este proyecto, el desgaste sera la causa principal de cambio de los martillos de impacto, y sería importante poder conocer aproximadamente cual es la duración en tiempo de un martillo de impacto a desgaste.
- Si se desea una calidad de triturado optima es recomendable hacer una adecuada separación de materiales para evitar productos no deseados como metales y plásticos en el proceso de trituración; esto también ayudara a conservar el mecanismo triturador en buen estado, ya que este fue diseñado para la trituración de vidrio y no de otros materiales.

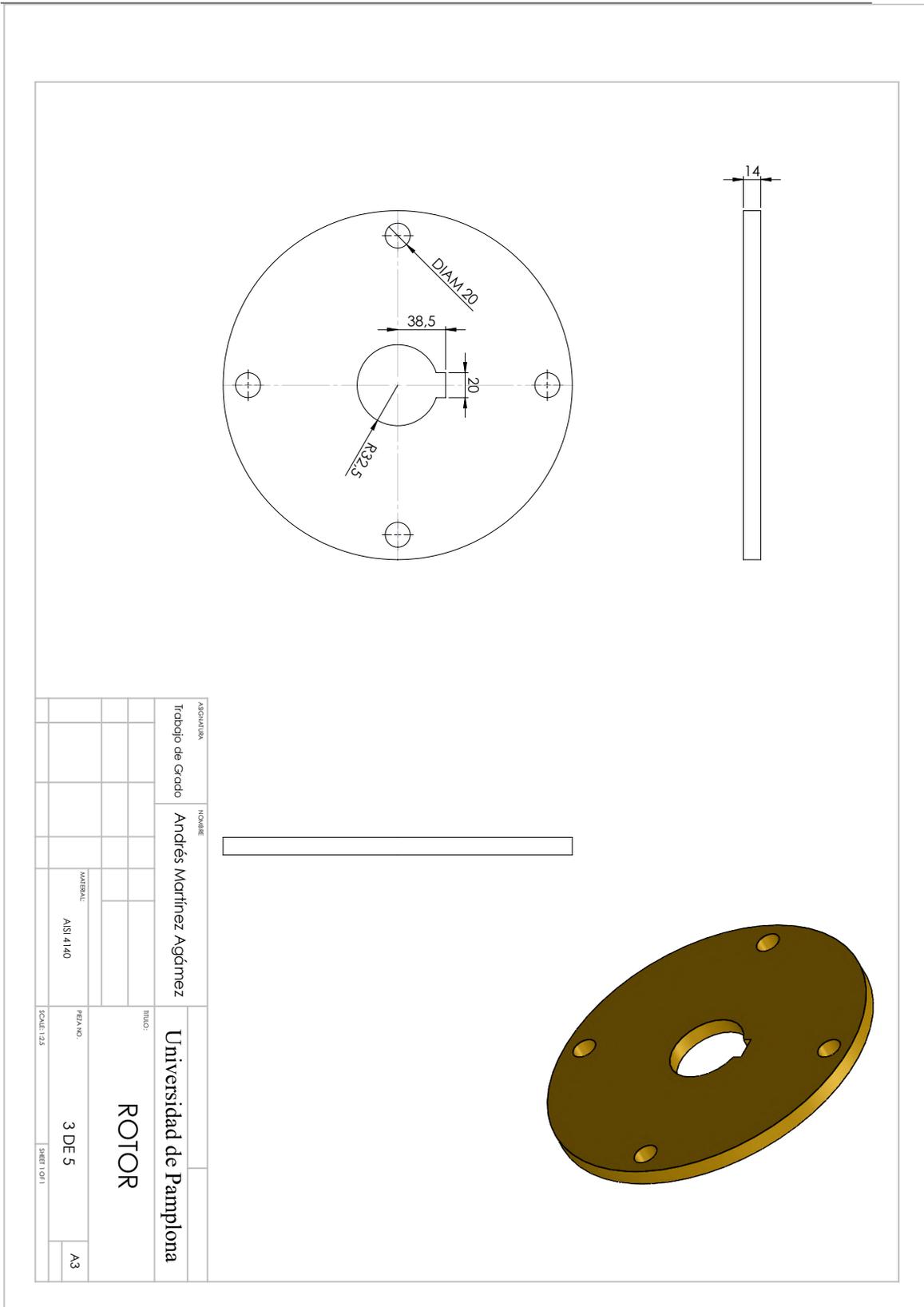
Apéndice A

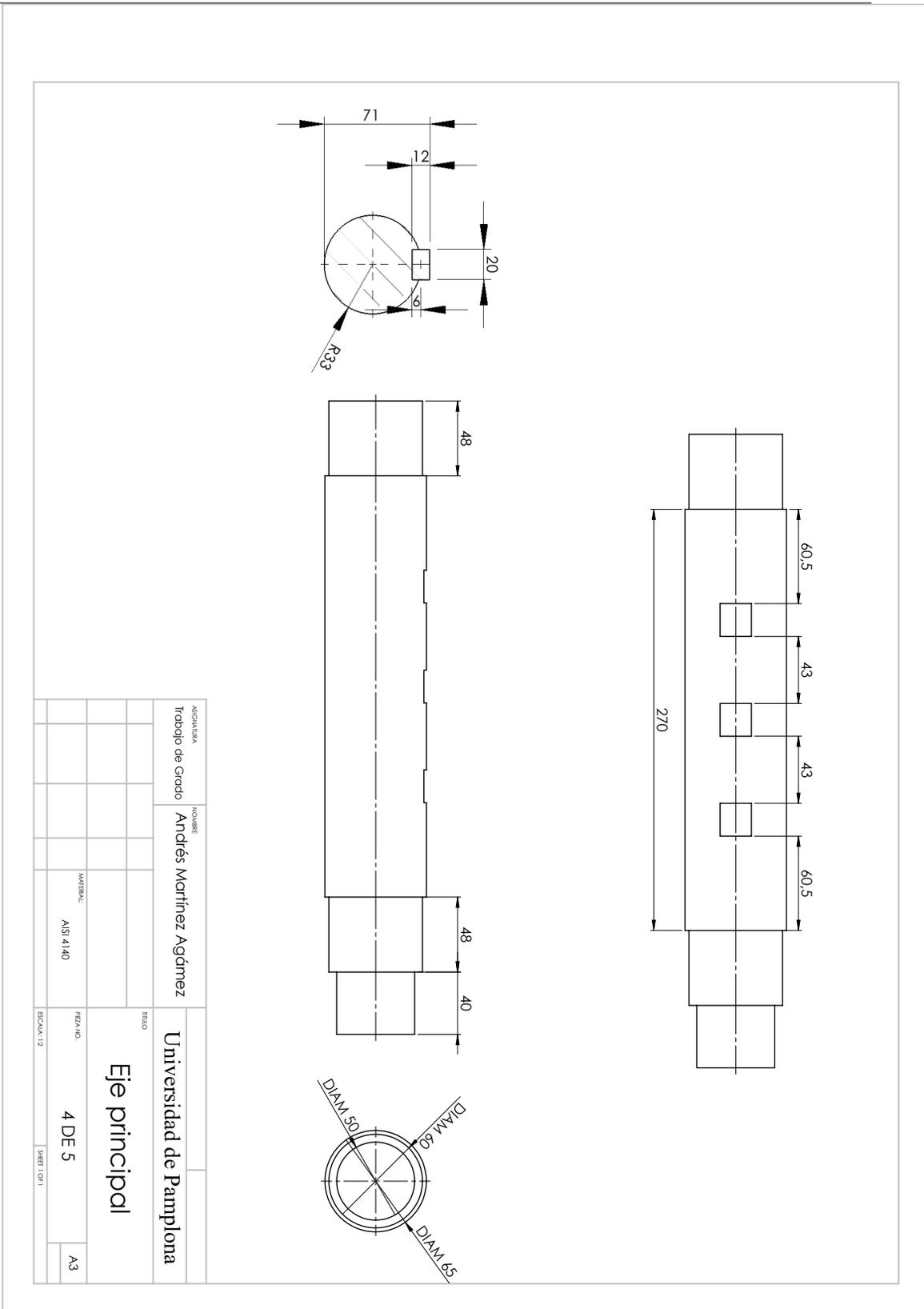
ANEXOS

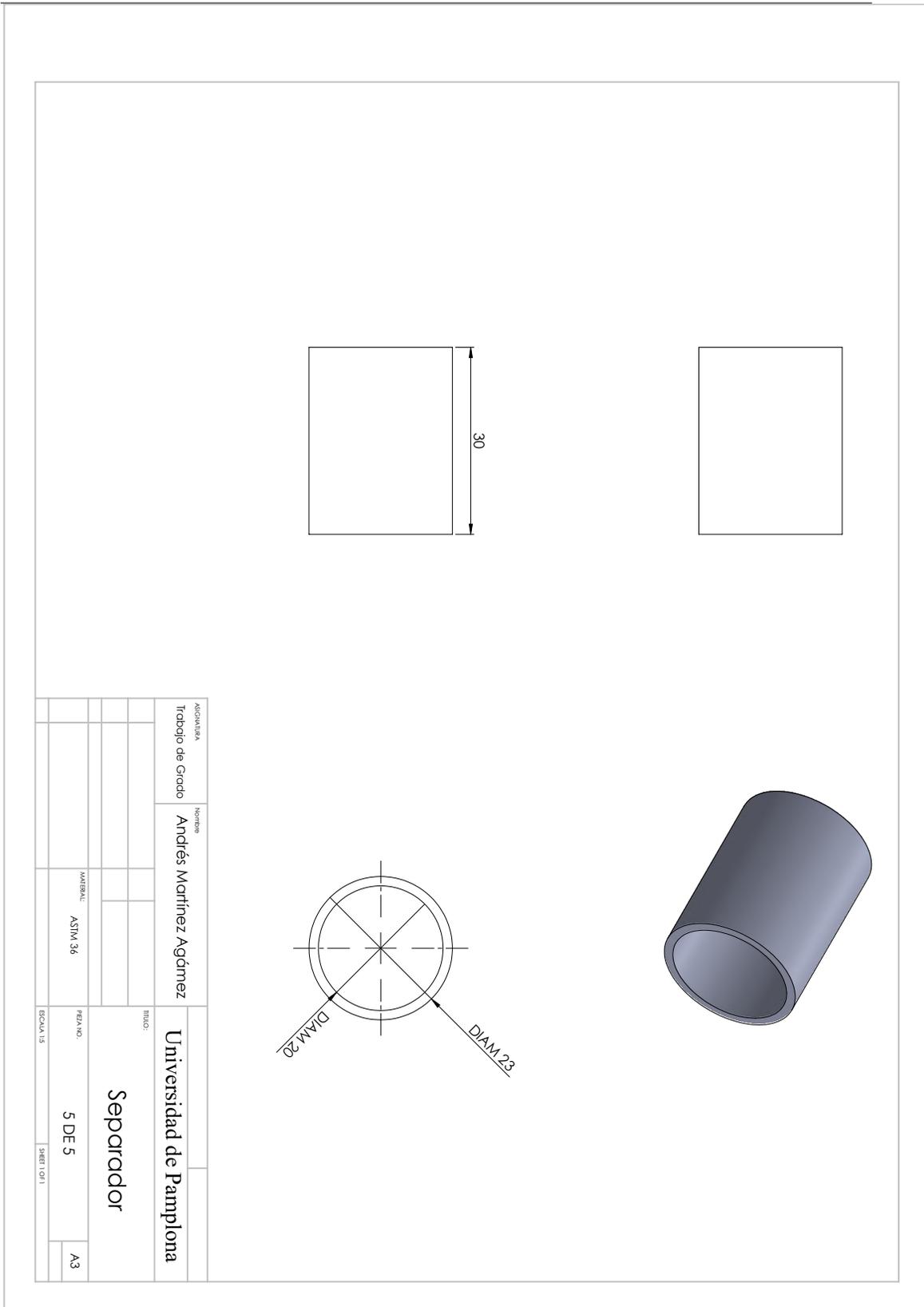
A.1. Planos del Mecanismo Triturador

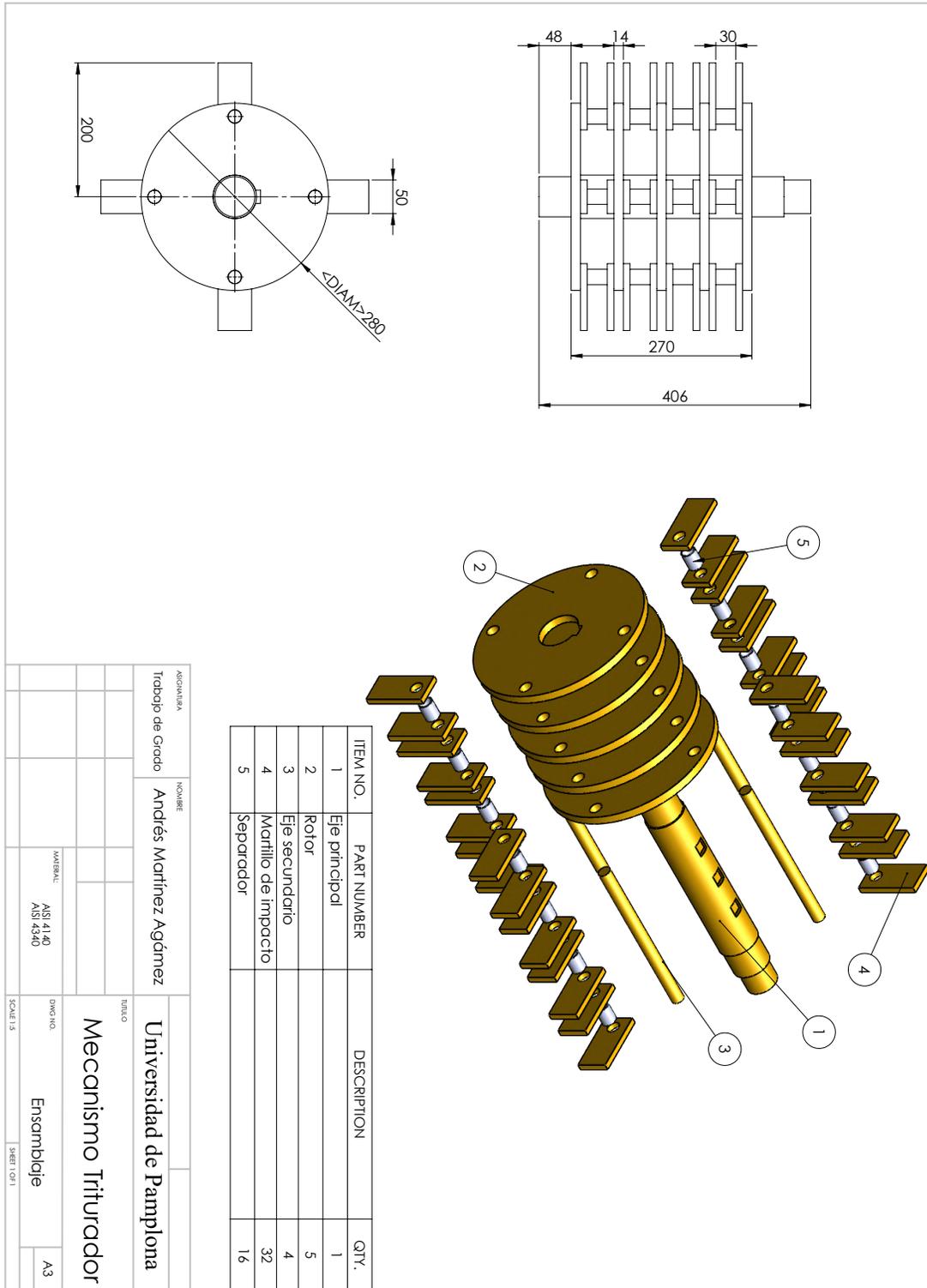


ASIGNATURA		NOMBRE		TÍTULO:	
Trabajo de Grado		Andrés Martínez Agámez		Universidad de Pamplona	
				Eje Secundario	
MATERIAL:		FECHA:		ESCALA:	
ANSI A14.40		2 DE 5		1:1	
				A3	









A.2. Tabla de prestaciones base de la correa

27/6/2021

prestacionbase.jpg (1169x6383)

Sección Z															Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)							
Nº R.P.M. De la polea menor	Prestación Base (en HP)														1.02 al 1.04	1.05 al 1.08	1.09 al 1.12	1.13 al 1.18	1.19 al 1.24	1.25 al 1.34	1.35 al 1.51	1.52 al 1.99
	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)																					
	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110								
1160	0.15	0.24	0.32	0.40	0.49	0.57	0.65	0.74	0.82	0.89	0.97	1.05	1.13	1.28	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07
1750	0.19	0.31	0.43	0.55	0.67	0.79	0.91	1.02	1.14	1.25	1.36	1.47	1.58	1.80	0.01	0.03	0.05	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11
3450	0.22	0.44	0.66	0.88	1.08	1.28	1.48	1.67	1.86	2.04	2.22	2.39	2.55	2.85	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.18	0.20	0.22
200	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.20	0.23	0.25	0.28	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
400	0.07	0.11	0.14	0.17	0.21	0.24	0.27	0.30	0.33	0.36	0.39	0.42	0.45	0.51	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02
600	0.10	0.15	0.19	0.24	0.29	0.33	0.38	0.42	0.47	0.51	0.56	0.60	0.64	0.73	0.00	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03
800	0.12	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48	0.54	0.60	0.65	0.71	0.77	0.82	0.94	0.00	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05
1000	0.14	0.21	0.29	0.36	0.43	0.51	0.58	0.65	0.72	0.79	0.86	0.93	1.00	1.13	0.00	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.06
1200	0.15	0.24	0.33	0.42	0.50	0.59	0.67	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.32	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07
1400	0.17	0.27	0.37	0.47	0.57	0.66	0.76	0.86	0.95	1.05	1.14	1.23	1.32	1.50	0.01	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
1600	0.18	0.29	0.41	0.52	0.63	0.74	0.85	0.95	1.06	1.16	1.27	1.37	1.47	1.67	0.01	0.03	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
1800	0.19	0.31	0.44	0.57	0.68	0.81	0.93	1.05	1.16	1.28	1.39	1.51	1.62	1.84	0.01	0.03	0.05	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11
2000	0.20	0.34	0.47	0.61	0.74	0.88	1.01	1.14	1.26	1.39	1.51	1.64	1.76	1.99	0.01	0.04	0.06	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12
2200	0.20	0.36	0.51	0.65	0.80	0.94	1.08	1.22	1.36	1.50	1.63	1.76	1.89	2.14	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14
2400	0.21	0.37	0.54	0.69	0.85	1.00	1.16	1.30	1.45	1.60	1.74	1.88	2.01	2.28	0.02	0.05	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.15
2600	0.22	0.39	0.56	0.73	0.90	1.06	1.22	1.38	1.54	1.69	1.84	1.99	2.13	2.41	0.02	0.05	0.08	0.10	0.12	0.13	0.15	0.16
2800	0.22	0.41	0.59	0.77	0.95	1.12	1.29	1.46	1.62	1.78	1.94	2.09	2.24	2.53	0.02	0.05	0.08	0.10	0.13	0.15	0.16	0.17
3000	0.22	0.42	0.61	0.80	0.99	1.17	1.35	1.53	1.70	1.87	2.03	2.19	2.35	2.64	0.02	0.06	0.09	0.11	0.14	0.16	0.18	0.19
3200	0.22	0.43	0.64	0.84	1.03	1.22	1.41	1.60	1.77	1.95	2.12	2.28	2.44	2.74	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.17	0.19	0.20
3400	0.22	0.44	0.66	0.87	1.07	1.27	1.47	1.66	1.84	2.02	2.20	2.37	2.53	2.83	0.03	0.07	0.10	0.13	0.15	0.18	0.20	0.21
3600	0.22	0.45	0.68	0.90	1.11	1.32	1.52	1.72	1.91	2.09	2.27	2.44	2.61	2.91	0.03	0.07	0.11	0.14	0.16	0.19	0.21	0.22
3800	0.22	0.46	0.70	0.92	1.14	1.36	1.57	1.77	1.97	2.15	2.34	2.51	2.67	2.97	0.03	0.07	0.11	0.15	0.17	0.20	0.22	0.24
4000	0.22	0.47	0.71	0.95	1.18	1.40	1.62	1.82	2.02	2.21	2.40	2.57	2.73	3.03	0.03	0.08	0.12	0.15	0.18	0.21	0.23	0.25
4200	0.21	0.47	0.73	0.97	1.21	1.43	1.66	1.87	2.07	2.26	2.45	2.62	2.78	3.07	0.03	0.08	0.12	0.16	0.19	0.22	0.24	0.26
4400	0.21	0.48	0.74	0.99	1.23	1.47	1.69	1.91	2.11	2.31	2.49	2.66	2.82	3.10	0.04	0.09	0.13	0.17	0.20	0.23	0.26	0.28
4600	0.21	0.48	0.75	1.01	1.26	1.50	1.73	1.94	2.15	2.34	2.53	2.69	2.85	3.11	0.04	0.09	0.14	0.18	0.21	0.24	0.27	0.29
4800	0.20	0.48	0.76	1.03	1.28	1.53	1.76	1.97	2.18	2.37	2.55	2.72	2.86	3.11	0.04	0.10	0.14	0.19	0.22	0.25	0.28	0.30
5000	0.19	0.48	0.77	1.04	1.30	1.55	1.78	2.00	2.21	2.40	2.57	2.73	2.87	3.09	0.04	0.10	0.15	0.19	0.23	0.26	0.29	0.31
5200	0.18	0.48	0.77	1.05	1.31	1.56	1.80	2.02	2.23	2.41	2.58	2.73	2.86	3.06	0.04	0.10	0.16	0.20	0.24	0.28	0.31	0.33
5400	0.17	0.48	0.78	1.06	1.33	1.58	1.82	2.04	2.24	2.42	2.58	2.72	2.84	-	0.05	0.11	0.16	0.21	0.25	0.29	0.32	0.34
5600	0.16	0.47	0.78	1.07	1.34	1.59	1.83	2.05	2.24	2.42	2.57	2.70	2.81	-	0.05	0.11	0.17	0.21	0.26	0.30	0.33	0.35
5800	0.14	0.47	0.78	1.07	1.34	1.60	1.83	2.05	2.24	2.41	2.56	2.67	-	-	0.05	0.12	0.17	0.22	0.27	0.31	0.34	0.36
6000	0.13	0.46	0.78	1.07	1.35	1.60	1.84	2.05	2.23	2.40	2.53	2.63	-	-	0.05	0.12	0.18	0.23	0.28	0.32	0.35	0.38

Sección A															Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)								
Nº R.P.M. De la polea menor	Prestación Base (en HP)														1.00 al 1.01	1.02 al 1.04	1.05 al 1.08	1.09 al 1.12	1.13 al 1.18	1.19 al 1.24	1.25 al 1.34	1.35 al 1.51	1.52 al 1.99
	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)																						
	66	71	76	81	86	91	96	102	107	112	117	122	127										
1160	0.54	0.69	0.84	0.99	1.13	1.28	1.42	1.56	1.70	1.84	1.98	2.12	2.26	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	
1750	0.68	0.90	1.11	1.32	1.53	1.73	1.93	2.13	2.33	2.53	2.72	2.91	3.10	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.20	0.23	0.26	
3450	0.85	1.21	1.57	1.91	2.25	2.57	2.88	3.19	3.48	3.76	4.02	4.28	4.52	0.00	0.06	0.13	0.19	0.26	0.32	0.39	0.45	0.52	
200	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	0.34	0.37	0.40	0.43	0.46	0.48	0.51	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	
400	0.26	0.32	0.38	0.43	0.49	0.55	0.60	0.66	0.71	0.77	0.82	0.88	0.93	0.00	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	
600	0.35	0.43	0.52	0.60	0.68	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.23	1.31	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	
800	0.43	0.53	0.64	0.75	0.85	0.95	1.06	1.16	1.26	1.37	1.47	1.57	1.67	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	
1000	0.49	0.62	0.75	0.88	1.01	1.14	1.26	1.39	1.51	1.64	1.76	1.88	2.00	0.00	0.02	0.04	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	
1200	0.55	0.71	0.86	1.01	1.16	1.31	1.46	1.60	1.75	1.89	2.04	2.18	2.32	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.16	0.18	
1400	0.61	0.78	0.96	1.13	1.30	1.47	1.64	1.81	1.97	2.14	2.30	2.46	2.62	0.00	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	
1600	0.65	0.85	1.05	1.24	1.43	1.62	1.81	2.00	2.18	2.37	2.55	2.73	2.90	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	
1800	0.69	0.91	1.13	1.34	1.56	1.77	1.97	2.18	2.38	2.58	2.78	2.97	3.17	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.24	0.27	
2000	0.73	0.97	1.21	1.44	1.67	1.90	2.12	2.35	2.57	2.78	2.99	3.20	3.41	0.00	0.04	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.26	0.30	
2200	0.76	1.02	1.28	1.53	1.78	2.02	2.26	2.50	2.74	2.97	3.19	3.42	3.64	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.21	0.25	0.29	0.33	
2400	0.79	1.07	1.34	1.61	1.88	2.14	2.39	2.65	2.89	3.14	3.38	3.61	3.84	0.00	0.04	0.09	0.13	0.18	0.22	0.27	0.31	0.36	

<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut121/prestacionbase.jpg>

1/5

27/6/2021

prestacionbase.jpg (1169x6383)

2600	0.81	1.11	1.40	1.69	1.97	2.24	2.51	2.78	3.04	3.29	3.54	3.78	4.02	0.00	0.05	0.10	0.15	0.19	0.24	0.29	0.34	0.39
2800	0.83	1.14	1.45	1.75	2.05	2.34	2.62	2.90	3.17	3.43	3.69	3.94	4.18	0.00	0.05	0.10	0.16	0.21	0.26	0.31	0.37	0.42
3000	0.84	1.17	1.49	1.81	2.12	2.42	2.72	3.00	3.28	3.55	3.81	4.07	4.31	0.00	0.06	0.11	0.17	0.22	0.28	0.34	0.39	0.45
3200	0.85	1.19	1.53	1.86	2.18	2.49	2.80	3.09	3.38	3.66	3.92	4.18	4.42	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48
3400	0.85	1.21	1.56	1.90	2.24	2.56	2.87	3.17	3.46	3.74	4.01	4.26	4.50	0.00	0.06	0.13	0.19	0.25	0.32	0.38	0.44	0.51
3600	0.85	1.22	1.59	1.94	2.28	2.61	2.93	3.23	3.52	3.80	4.07	4.32	4.56	0.00	0.07	0.13	0.20	0.27	0.34	0.40	0.47	0.54
3800	0.84	1.23	1.60	1.96	2.31	2.65	2.97	3.28	3.57	3.85	4.11	4.36	4.58	0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.36	0.43	0.50	0.57
4000	0.83	1.22	1.61	1.98	2.33	2.67	3.00	3.31	3.60	3.87	4.13	4.36	4.58	0.00	0.07	0.15	0.22	0.30	0.37	0.45	0.52	0.60
4200	0.81	1.22	1.61	1.99	2.35	2.69	3.01	3.32	3.61	3.87	4.12	4.34	4.54	0.00	0.08	0.16	0.24	0.31	0.39	0.47	0.55	0.63
4400	0.78	1.20	1.60	1.98	2.35	2.69	3.01	3.31	3.59	3.85	4.08	4.29	4.47	0.00	0.08	0.16	0.25	0.33	0.41	0.49	0.58	0.66
4600	0.75	1.18	1.58	1.97	2.33	2.68	3.00	3.29	3.56	3.80	4.02	4.21	4.37	0.00	0.09	0.17	0.26	0.34	0.43	0.52	0.60	0.69
4800	0.72	1.15	1.56	1.95	2.31	2.65	2.96	3.25	3.50	3.73	3.93	4.09	4.23	0.00	0.09	0.18	0.27	0.36	0.45	0.54	0.63	0.72
5000	0.67	1.11	1.53	1.91	2.27	2.61	2.91	3.19	3.43	3.64	3.81	3.95	-	0.00	0.09	0.19	0.28	0.37	0.47	0.56	0.65	0.75
5200	0.63	1.07	1.48	1.87	2.23	2.55	2.84	3.10	3.33	3.51	3.66	-	-	0.00	0.10	0.19	0.29	0.39	0.49	0.58	0.68	0.78
5400	0.57	1.02	1.43	1.81	2.16	2.48	2.76	3.00	3.20	3.36	-	-	-	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.61	0.71	0.81
5600	0.51	0.96	1.37	1.75	2.09	2.39	2.65	2.87	3.05	3.18	-	-	-	0.00	0.10	0.21	0.31	0.42	0.52	0.63	0.73	0.84
5800	0.44	0.89	1.30	1.67	2.00	2.28	2.53	2.72	2.87	-	-	-	-	0.00	0.11	0.22	0.33	0.43	0.54	0.65	0.76	0.87
6000	0.37	0.81	1.21	1.57	1.89	2.16	2.38	2.55	-	-	-	-	-	0.00	0.11	0.22	0.34	0.45	0.56	0.67	0.79	0.90
6200	0.28	0.72	1.02	1.47	1.77	2.02	2.22	2.36	-	-	-	-	-	0.00	0.12	0.23	0.35	0.46	0.58	0.70	0.81	0.93
6400	0.20	0.63	1.02	1.35	1.64	1.86	2.03	-	-	-	-	-	-	0.00	0.12	0.24	0.36	0.48	0.60	0.72	0.84	0.96
6600	0.10	0.53	0.90	1.22	1.49	1.69	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.12	0.25	0.37	0.49	0.62	0.74	0.86	0.99
6800	0.00	0.41	0.78	1.08	1.32	1.49	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.13	0.25	0.38	0.51	0.64	0.76	0.89	1.02
7000	-	0.29	0.64	0.92	1.13	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.13	0.26	0.39	0.52	0.65	0.79	0.92	1.05
7200	-	0.16	0.49	0.75	0.93	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.13	0.27	0.40	0.54	0.67	0.81	0.94	1.08
7400	-	0.02	0.33	0.56	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.14	0.28	0.41	0.55	0.69	0.83	0.97	1.11
7600	-	0.00	0.15	0.36	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.14	0.28	0.43	0.57	0.71	0.85	0.99	1.14
7800	-	-	0.00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.15	0.29	0.44	0.58	0.73	0.87	1.02	1.16
8000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.15	0.30	0.45	0.60	0.75	0.89	1.05	1.19

Sección B		Prestación Base (en HP)																	Prestación adicional por relación de transmisión (en %)											
Nº R.P.M. De la polea menor	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)																													
	117	122	127	132	137	142	147	152	157	162	168	173	178	183	188	193	198	203	1.00 al 1.01	1.02 al 1.04	1.05 al 1.08	1.09 al 1.12	1.13 al 1.16	1.19 al 1.24	1.25 al 1.34	1.35 al 1.51	1.52 al 1.68			
870	1.74	1.93	2.12	2.31	2.49	2.68	2.87	3.05	3.24	3.42	3.60	3.79	3.97	4.15	4.33	4.50	4.68	4.86	0.00	0.04	0.09	0.13	0.17	0.21	0.26	0.30	0.35			
1160	2.12	2.36	2.61	2.85	3.09	3.32	3.56	3.80	4.03	4.26	4.49	4.72	4.94	5.17	5.39	5.61	5.83	6.05	0.00	0.06	0.11	0.17	0.23	0.28	0.34	0.40	0.46			
1750	2.72	3.06	3.39	3.72	4.05	4.37	4.69	5.01	5.32	5.62	5.92	6.22	6.51	6.80	7.08	7.36	7.64	7.92	0.00	0.09	0.17	0.26	0.34	0.43	0.51	0.60	0.69			
200	0.57	0.62	0.67	0.72	0.77	0.82	0.87	0.92	0.97	1.02	1.07	1.12	1.17	1.22	1.27	1.32	1.36	1.41	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08			
400	0.97	1.07	1.16	1.26	1.35	1.45	1.54	1.64	1.73	1.82	1.91	2.01	2.10	2.19	2.28	2.37	2.47	2.56	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16			
600	1.32	1.46	1.60	1.73	1.87	2.01	2.14	2.28	2.41	2.54	2.68	2.81	2.94	3.07	3.20	3.33	3.46	3.59	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24			
800	1.63	1.81	1.99	2.16	2.34	2.51	2.69	2.86	3.03	3.20	3.37	3.54	3.71	3.88	4.05	4.21	4.38	4.54	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31			
1000	1.91	2.13	2.34	2.56	2.77	2.98	3.19	3.40	3.61	3.81	4.02	4.22	4.42	4.62	4.82	5.02	5.22	5.41	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.38			
1200	2.17	2.42	2.67	2.92	3.16	3.41	3.65	3.89	4.13	4.37	4.60	4.84	5.07	5.30	5.52	5.75	5.98	6.20	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.29	0.35	0.41	0.46			
1400	2.39	2.68	2.96	3.24	3.52	3.79	4.07	4.34	4.61	4.87	5.13	5.39	5.65	5.91	6.16	6.41	6.66	6.90	0.00	0.07	0.14	0.21	0.27	0.34	0.41	0.48	0.54			
1600	2.59	2.91	3.22	3.53	3.84	4.14	4.44	4.74	5.03	5.32	5.61	5.89	6.17	6.44	6.72	6.98	7.25	7.51	0.00	0.08	0.16	0.24	0.31	0.39	0.47	0.55	0.62			
1800	2.76	3.11	3.45	3.78	4.12	4.45	4.77	5.09	5.40	5.71	6.02	6.32	6.61	6.90	7.19	7.47	7.74	8.01	0.00	0.09	0.18	0.26	0.35	0.44	0.53	0.62	0.70			
2000	2.90	3.28	3.64	4.00	4.36	4.71	5.05	5.39	5.72	6.04	6.36	6.68	6.98	7.29	7.57	7.86	8.14	8.41	0.00	0.10	0.20	0.29	0.39	0.49	0.59	0.69	0.78			
2200	3.02	3.41	3.80	4.18	4.56	4.92	5.28	5.63	5.98	6.31	6.64	6.96	7.27	7.57	7.87	8.15	8.42	8.69	0.00	0.11	0.22	0.32	0.43	0.54	0.65	0.75	0.85			
2400	3.11	3.52	3.93	4.32	4.71	5.09	5.46	5.82	6.17	6.51	6.84	7.16	7.47	7.77	8.05	8.33	8.59	8.84	0.00	0.12	0.24	0.35	0.47	0.59	0.71	0.82	0.93			
2600	3.16	3.59	4.01	4.42	4.82	5.21	5.58	5.95	6.30	6.64	6.96	7.28	7.58	7.86	8.13	8.39	8.63	8.86	0.00	0.13	0.26	0.38	0.51	0.64	0.76	0.89	1.01			
2800	3.19	3.63	4.06	4.48	4.88	5.27	5.65	6.01	6.35	6.68	7.00	7.30	7.58	7.85	8.10	8.33	8.54	8.73	0.00	0.14	0.27	0.41	0.55	0.69	0.82	0.96	1.09			
3000	3.18	3.63	4.06	4.48	4.89	5.28	5.65	6.00	6.33	6.65	6.95	7.23	7.48	7.72	7.94	8.13	8.31	8.46	0.00	0.15	0.29	0.44	0.59	0.74	0.88	1.03	1.17			
3200	3.13	3.59	4.02	4.44	4.84	5.22	5.58	5.92	6.24	6.53	6.80	7.05	7.27	7.47	7.65	7.80	-	-	0.00	0.16	0.31	0.47	0.63	0.78	0.94	1.10	1.26			
3400	3.05	3.51	3.94	4.35	4.74	5.11	5.45	5.76	6.05	6.32	6.55	6.77	6.95	7.10	-	-	-	-	0.00	0.17	0.33	0.50	0.67	0.83	1.00	1.17	1.34			
3600	2.93	3.38	3.81	4.21	4.58	4.92	5.24	5.53	5.78	6.01	6.21	6.37	-	-	-	-	-	-	0.00	0.18	0.35	0.53	0.71	0.88	1.06	1.24	1.42			
3800	2.77	3.21	3.62	4.00	4.35	4.67	4.96	5.21	5.42	5.60	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.19	0.37	0.56	0.75	0.93	1.12	1.30	1.49			
4000	2.57	3.00	3.39	3.74	4.07	4.35	4.60	4.80	4.96	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.20	0.39	0.59	0.78	0.98	1.18	1.37	1.56			
4200	2.33	2.73	3.10	3.42	3.71	3.95	4.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.21	0.41	0.62	0.82	1.03	1.24	1.44	1.64			
4400	2.04	2.42	2.76	3.04	3.28	3.47	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.22	0.43	0.65	0.86	1.07	1.28					

27/6/2021

prestacionbase.jpg (1169x6383)

4200	1.70	2.05	2.34	2.59	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.22	0.43	0.65	0.86	1.08	1.29	1.51	1.72	
4600	1.70	2.05	2.34	2.59	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.23	0.45	0.68	0.90	1.13	1.35	1.58	1.81
4800	1.32	1.63	1.88	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.24	0.47	0.71	0.94	1.18	1.41	1.65	1.89
5000	0.88	1.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.25	0.49	0.73	0.98	1.23	1.47	1.72	1.97
5200	0.40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.26	0.51	0.76	1.02	1.27	1.53	1.78	2.04

Sección C																							
Nº R.P.M. De la polea menor	Prestación Base (en HP)													Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)									
	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)													1.00	1.02	1.05	1.09	1.13	1.19	1.25	1.35	1.52	
	178	190	203	216	229	241	254	267	279	292	305	317	330	al 1.01	al 1.04	al 1.08	al 1.12	al 1.18	al 1.24	al 1.34	al 1.51	al 1.99	
870	4.43	5.26	6.09	6.90	7.70	8.49	9.26	10.00	10.80	11.50	12.30	13.00	13.70	0.00	0.12	0.24	0.36	0.47	0.59	0.71	0.83	0.95	
1160	5.28	6.32	7.34	8.34	9.31	10.30	11.20	12.10	13.00	13.90	14.70	15.50	16.30	0.00	0.16	0.32	0.47	0.63	0.79	0.95	1.11	1.26	
1750	6.23	7.56	8.84	10.10	11.20	12.30	13.30	14.30	15.20	16.00	16.80	17.40	18.00	0.00	0.24	0.48	0.72	0.95	1.19	1.43	1.67	1.91	
100	0.86	0.98	1.10	1.22	1.34	1.46	1.58	1.70	1.82	1.93	2.05	2.16	2.28	0.00	0.01	0.03	0.04	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	
200	1.49	1.72	1.95	2.17	2.40	2.62	2.84	3.06	3.28	3.50	3.72	3.93	4.15	0.00	0.03	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	
300	2.05	2.37	2.70	3.03	3.35	3.67	3.99	4.31	4.62	4.94	5.25	5.56	5.87	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.25	0.29	0.33	
400	2.55	2.97	3.39	3.81	4.23	4.65	5.06	5.47	5.87	6.28	6.68	7.08	7.47	0.00	0.05	0.11	0.16	0.22	0.27	0.33	0.38	0.44	
500	3.01	3.53	4.04	4.55	5.06	5.56	6.06	6.55	7.05	7.53	8.02	8.50	8.98	0.00	0.07	0.14	0.20	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	
600	3.43	4.04	4.64	5.24	5.83	6.42	7.00	7.58	8.15	8.72	9.28	9.83	10.40	0.00	0.08	0.16	0.25	0.33	0.41	0.49	0.57	0.65	
700	3.83	4.52	5.21	5.89	6.56	7.23	7.89	8.54	9.19	9.82	10.50	11.10	11.70	0.00	0.10	0.19	0.29	0.38	0.48	0.57	0.67	0.76	
800	4.19	4.97	5.74	6.50	7.25	7.99	8.72	9.44	10.20	10.90	11.50	12.20	12.90	0.00	0.11	0.22	0.33	0.44	0.55	0.65	0.76	0.87	
900	4.53	5.39	6.23	7.06	7.88	8.69	9.49	10.30	11.00	11.80	12.60	23.30	14.00	0.00	0.12	0.25	0.57	0.49	0.61	0.74	0.86	0.98	
1000	4.84	5.77	6.69	7.59	8.47	9.34	10.20	11.00	11.90	12.70	13.50	14.20	15.00	0.00	0.14	0.27	0.41	0.55	0.68	0.82	0.95	1.09	
1100	5.12	6.12	7.10	8.07	8.01	9.94	10.90	11.70	12.60	13.50	14.30	15.10	15.90	0.00	0.15	0.30	0.45	0.60	0.75	0.90	1.05	1.20	
1200	5.37	6.44	7.48	8.51	9.51	10.50	11.40	12.40	13.30	14.10	15.00	15.80	16.60	0.00	0.16	0.33	0.49	0.65	0.82	0.98	1.14	1.31	
1300	5.60	6.73	7.83	8.90	9.94	11.00	12.00	12.90	13.80	14.70	15.60	16.40	17.20	0.00	0.18	0.35	0.53	0.71	0.89	1.06	1.24	1.42	
1400	5.79	6.98	8.13	9.24	10.30	11.40	12.40	13.40	14.30	15.20	16.10	16.90	17.70	0.00	0.19	0.38	0.57	0.76	0.95	1.14	1.34	1.53	
1500	5.96	7.19	8.39	9.54	10.70	11.70	12.80	13.80	14.70	15.60	16.40	17.20	18.00	0.00	0.20	0.41	0.61	0.82	1.02	1.23	1.43	1.64	
1600	6.09	7.37	8.60	9.79	10.90	12.00	13.10	14.00	15.00	15.90	16.70	17.40	18.10	0.00	0.22	0.44	0.65	0.87	1.09	1.31	1.53	1.74	
1700	6.20	7.51	8.77	9.98	11.10	12.20	13.30	14.20	15.20	16.00	16.80	17.50	18.10	0.00	0.23	0.46	0.69	0.93	1.16	1.39	1.62	1.85	
1800	6.26	7.61	8.89	10.10	11.30	12.40	13.40	14.30	15.20	16.00	16.70	17.40	17.90	0.00	0.25	0.49	0.74	0.98	1.23	1.47	1.72	1.96	
1900	6.30	7.67	8.97	10.20	11.40	12.40	13.40	14.30	15.20	15.90	16.50	17.10	17.50	0.00	0.26	0.52	0.80	1.04	1.30	1.55	1.81	2.07	
2000	6.30	7.69	8.99	10.20	11.40	12.40	13.40	14.20	15.00	15.60	16.20	-	-	0.00	0.27	0.55	0.82	1.09	1.36	1.64	1.91	2.18	
2100	6.26	7.66	8.97	10.20	11.30	12.30	13.20	14.00	14.70	15.20	-	-	-	0.00	0.29	0.57	0.86	1.15	1.43	1.72	2.00	2.29	
2200	6.19	7.59	8.88	10.10	11.20	12.10	13.00	13.70	14.20	-	-	-	-	0.00	0.30	0.60	0.90	1.20	1.50	1.80	2.10	2.40	
2300	6.07	7.47	8.74	9.90	10.90	11.80	12.60	13.20	-	-	-	-	-	0.00	0.31	0.63	0.94	1.25	1.57	1.88	2.19	2.51	
2400	5.92	7.30	8.55	9.66	10.60	11.50	12.10	-	-	-	-	-	-	0.00	0.33	0.66	0.98	1.31	1.64	1.96	2.29	2.62	
2500	5.72	7.08	8.29	9.35	10.20	11.00	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.34	0.68	1.02	1.36	1.70	2.04	2.39	2.73	
2600	5.48	6.81	7.97	8.96	9.77	10.40	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.35	0.71	1.06	1.42	1.77	2.13	2.48	2.84	
2700	5.20	6.48	7.58	8.49	9.20	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.37	0.74	1.10	1.47	1.84	2.21	2.58	2.94	
2800	4.87	6.10	7.13	7.95	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.38	0.76	1.14	1.53	1.91	2.29	2.67	3.05	
2900	4.49	5.66	6.60	7.32	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.40	0.79	1.19	1.58	1.98	2.37	2.77	3.16	
3000	4.07	5.17	6.07	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.41	0.82	1.23	1.64	2.05	2.45	2.86	3.27	
3100	3.59	4.60	5.35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.42	0.85	1.27	1.69	2.11	2.53	2.96	3.38	
3200	3.07	3.98	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.44	0.87	1.31	1.75	2.18	2.62	3.05	3.49	
3300	2.48	3.30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.45	0.90	1.35	1.80	2.25	2.70	3.15	3.60	
3400	1.85	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.46	0.93	1.39	1.85	2.32	2.78	3.24	3.71	
3500	1.16	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.48	0.96	1.43	1.91	2.39	2.86	3.34	3.82	

Sección D																							
R.P.M. de la polea	Prestación Base (en HP)													Prestación adicional por relación de transmisión									
	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)													1.00	1.02	1.05	1.09	1.13	1.19	1.25	1.35		
	178	190	203	216	229	241	254	267	279	292	305	317	330	al 1.01	al 1.04	al 1.08	al 1.12	al 1.18	al 1.24	al 1.34	al 1.51	al 1.99	

<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut121/prestacionbase.jpg>

27/6/2021

prestacionbase.jpg (1169x6383)

350	18.70	20.80	22.80	24.90	26.90	28.90	30.90	32.90	34.80	36.70	38.60	40.50	42.30	44.10	46.00	47.70	49.50	51.20	52.90	0.00	0.32	0.65	0.97	1.29	1.62	1.94	2.26	2.59
400	20.60	22.90	25.20	27.40	29.70	31.90	34.10	36.20	38.40	40.40	42.50	44.50	46.50	48.50	50.40	52.30	54.20	56.00	57.80	0.00	0.37	0.74	1.11	1.48	1.85	2.22	2.59	2.96
450	22.30	24.80	27.40	29.80	32.30	34.60	37.00	39.30	41.60	43.80	46.00	48.20	50.30	52.40	54.40	56.40	58.30	60.20	62.00	0.00	0.42	0.83	1.25	1.66	2.08	2.49	2.91	3.32
500	23.90	26.60	29.30	32.00	34.60	37.10	39.70	42.10	44.50	46.90	49.20	51.40	53.60	55.70	57.80	59.80	61.70	63.60	65.40	0.00	0.46	0.92	1.38	1.85	2.31	2.77	3.23	3.69
550	25.40	28.30	31.20	34.00	36.70	39.40	42.00	44.60	47.10	49.50	51.80	54.10	56.30	58.50	60.50	62.50	64.40	66.20	67.90	0.00	1.51	1.02	1.52	2.03	2.54	3.05	3.56	4.07
600	26.70	29.80	32.80	35.70	38.60	41.40	44.10	46.70	49.20	51.70	54.10	56.30	58.50	60.60	62.60	64.50	66.30	68.00	69.50	0.00	0.55	1.11	1.66	2.22	2.77	3.32	3.88	4.43
650	27.80	31.00	34.20	37.20	40.20	43.00	45.80	48.40	51.00	53.40	55.80	58.00	60.10	62.10	64.00	65.70	67.30	68.80	70.10	0.00	0.60	1.20	1.80	2.40	3.00	3.60	4.20	4.80
700	28.80	32.20	35.40	38.50	41.50	44.40	47.20	49.80	52.30	54.70	57.00	59.10	61.10	62.90	64.60	66.10	67.50	68.60	-	0.00	0.65	1.29	1.94	2.59	3.23	3.88	4.52	5.16
750	29.60	33.10	36.40	39.50	42.60	45.40	48.20	50.80	53.20	55.50	57.60	59.60	61.40	63.00	64.40	65.60	-	-	-	0.00	0.69	1.39	2.08	2.77	3.46	4.16	4.85	5.54
800	30.30	33.80	37.10	40.30	43.30	46.10	48.80	51.30	53.60	55.80	57.70	59.40	60.90	62.20	-	-	-	-	-	0.00	0.74	1.48	2.22	2.96	3.70	4.43	5.17	5.91
850	30.80	34.30	37.60	40.80	43.70	46.50	49.10	51.40	53.50	55.50	57.10	58.60	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.79	1.57	2.35	3.14	3.93	4.71	5.49	6.27
900	31.00	34.50	37.90	41.00	43.80	46.50	48.90	51.00	52.90	54.60	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.83	1.66	2.49	3.33	4.16	4.99	5.82	6.64
950	31.10	34.60	37.80	40.80	43.60	46.10	48.20	50.10	51.70	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.88	1.76	2.63	3.51	4.39	5.26	6.14	7.01
1000	31.00	34.40	37.60	40.40	43.00	45.20	47.20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.92	1.85	2.77	3.70	4.62	5.54	6.46	7.37
1050	30.60	34.00	37.00	39.70	42.00	44.00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.97	1.94	2.91	3.88	4.85	5.82	6.79	7.75
1100	30.10	33.30	36.10	38.50	40.60	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	1.02	2.03	3.05	4.06	5.08	6.09	7.11	8.12
1150	29.30	32.30	34.90	37.10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	1.06	2.13	3.18	4.25	5.31	6.37	7.43	8.48
1200	28.20	31.00	33.40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	1.11	2.22	3.32	4.43	5.54	6.65	7.76	8.86
1250	26.90	29.50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	1.16	2.31	3.46	4.62	5.77	6.93	8.08	9.23
1300	25.40	27.60	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	1.20	2.40	3.60	4.80	6.01	7.20	8.40	9.59
1350	23.60	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	1.25	2.50	3.74	4.99	6.24	7.48	8.73	9.97

A.3. Tabla de factores de corrección por arco de contacto

Factor de corrección		
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83
140°	0.89	0.84
137°	0.88	0.85
134°	0.87	0.85
130°	0.86	0.86
127°	0.85	0.85
124°	0.84	0.84
120°	0.82	0.82
118°	0.81	0.81
115°	0.80	0.80
113°	0.79	0.79
110°	0.78	0.78
108°	0.77	0.77
106°	0.77	0.77
104°	0.76	0.76
102°	0.75	0.75
100°	0.74	0.74
98°	0.73	0.73
96°	0.72	0.72
94°	0.71	0.71
92°	0.70	0.70
90°	0.69	0.69

A.4. Tabla de factores por longitud de correa

Sección de la correa						
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-
158	-	-	1.13	1.02	0.92	-
173	-	-	1.15	1.04	0.93	-
180	-	-	1.16	1.05	0.94	0.91
195	-	-	1.18	1.07	0.96	0.92
210	-	-	1.19	1.08	0.98	0.94
240	-	-	1.22	1.11	1.00	0.96
270	-	-	1.25	1.14	1.03	0.99
300	-	-	1.27	1.16	1.05	1.01
330	-	-	-	1.19	1.07	1.03
360	-	-	-	1.21	1.09	1.05
390	-	-	-	1.23	1.11	1.07
420	-	-	-	1.24	1.12	1.09
480	-	-	-	-	1.16	1.12
540	-	-	-	-	1.18	1.14
600	-	-	-	-	1.20	1.17
660	-	-	-	-	1.23	1.19

Bibliografía

- [1] ABARCAL, Luis ; MARTÍNEZ, Ernesto: Diseño y Análisis Estructural de una trituradora de vidrio para reciclar botellas. (2009), p. 7
- [2] ÁLVAREZ, Marjorie Valentina G. ; LUCERO, Gustavo Adolfo R.: *Implementación del molino de palas modelo SK 100 en el laboratorio metalurgico*, Tesis de Grado, 2019. – 54 p.
- [3] AQUINO FAJARDO, Jorge L. ; TAMAYO DAVALOS, Patricio P.: Diseño Y Construcción De Una Trituradora De Vidrio. En: *Repositorio de la Universidad Estatal de Milagro* 4,Número 5 (2011), p. 10
- [4] ARISAC. *Vidrio Triturado*. 2021
- [5] ASOCIACION NACIONAL DE FABRICANTES DE ENVASES DE VIDRIO. *Historia del vidrio*. 2021
- [6] BARLUENGA, Gonzalo B.: *Materiales Ceramicos y vidrios*. 2014, p. 20
- [7] BOLES YUNUS, A. ÇENGEL, Michael A.: *Termodinámica, 6ta Edición*. 2000. – 1050 p.
- [8] BOPP COMPANY. *Eligiendo la malla adecuada*. 2021
- [9] BUDYNAS, Richard ; NISBETT, Keith: *Diseno en Ingenieria Mecanica de Shigley*. 2005
- [10] CEMPRE: ¿Que es el vidrio? 2009, p. 236–242
- [11] COMPAÑIA GENERAL DE ACEROS. *Acero aisi 304*
- [12] COMPAÑIA GENERAL DE ACEROS. *Acero aisi 4140*
- [13] COMPAÑIA GENERAL DE ACEROS. *Acero aisi 4340*
- [14] COMPAÑIA GENERAL DE ACEROS. *Acero maxdur 450*

- [15] COMPAÑIA GENERAL DE ACEROS. *Acero sae 1045*
- [16] CONCRETONLINE, Nciese E N.: Canteras | Graveras Cálculo de la superficie de cribado. , p. 19
- [17] CONNOR, Nick. *Qué es Volumen ?* 2019
- [18] COSAS DE INGENIEROS: Método de los elementos finitos para estudio de fatiga en un placa con entalla. 1 (2021), Nr. I, p. 4–7
- [19] CUADRADO, Iván Rafael ; RUEDA, José Luís: *Diseño y construcción de un molino de martillos*, Tesis de Grado, 2009. – 110 p p.
- [20] ECOVIDRIO: El proceso de reciclaje del vidrio: plantas de tratamiento H.V. 2021 (1). – Informe de Investigación. – 2 p.
- [21] EMILIO ANDREA BLANCO: Capítulo 7. Trituración. En: *Optimización de procesos en plantas industrilaes: Trituración y clasificación*. 2011, p. 1–80
- [22] EMILIO ANDREA BLANCO: Capítulo 5. fragmentación. (2018), Nr. 18, p. 21
- [23] FERDINAND P. BEER: *Mecanica de Materiales*
- [24] GARCIA, Angel F.: Fuerza Centrifuga. 2010, p. 3
- [25] GARCIA, Guillermo P.: Un proceso General De Diseno En Ingenieria Mecanica. En: *Ingeniería e Investigación* 0 (2011), Nr. 10, p. 35–43. – ISSN 2248–8723
- [26] GARCÍA GAYOL, Natalia: *Simulación de un proceso de embutición mediante ANSYS LS-DYNA*, Tesis de Grado, 2009. – 154 p.
- [27] GIL PACHECO, Karina A.: Diseño y construcción de un mecanismo para el corte de vidrio laminado plano. En: *Bibliogeo.Ing.Ucv.Ve* (2003), p. 138. ISBN 9806956001
- [28] GRADOS MATERIAL MUNDIAL. *Acero aisi 316*
- [29] HALL, Carl W. *Equipo para procesamiento de productos agricolas*. 1968
- [30] HARDOX WEAR PLATE: Hardox 450. 2021. – Informe de Investigación
- [31] HIBBELER, R. C.: *Ingenieria Mecanica Dinamica*. 1967
- [32] HIBBELER, R. C.: *Ingenieria Mecánica - Estática*. 2010. – 672 p.. – ISBN 9786074425611

- [33] INDUSTRIAS I: Generalidades de Trituración. 2015. – Informe de Investigación. – 2–27 p.
- [34] ING ; BAVARESCO, Guillermo: Procedimiento para el diseño de ejes. , p. 1–11
- [35] INGEMECANICA, Ingeniería Consultoria y F.: Cálculo y Diseño de Transmisión por Bandas en V. (2021), p. 1–31
- [36] INTEREMPRESAS. *Trituradores industriales de cuatro ejes: trituración de diversos tipos de materiales*
- [37] KELLY, Errol G.: *Introducción al Procesamiento de Minerales*. 1990. – 531 p.. – ISBN 9681833376
- [38] KINGLINK. *Solutions for crushing*. 2021
- [39] LARROTTA, Silvia ; CHOCONTÁ, Ortega: Análisis por elementos finitos de la falla ocurrida en una mirilla de vidrio templado. En: *8º Congreso Iberoamericano De Ingeniería Mecánica* (2007), Nr. 18, p. 8. – ISSN 1815–5944
- [40] MATA, Alejandro ; GALVEZ, Carlos: Reciclaje de vidrio. En: *Vidriera De Guadalajara* 35 (1996), Nr. 3, p. 15. – ISSN 0366–3175
- [41] MENDOZA, Arturo ; ZARAGOZA, Jorge ; GARCÍA, P. de J. ; ALMAZÁN, Saúl: Diseño de un rompedor de vidrio. En: *Memorias del xv congreso internacional anual de la somim* (2009), p. 2–6. ISBN 9786079530914
- [42] METTLER TOLEDO: Todo lo que es preciso saber sobre la medición de la densidad. 2021. – Informe de Investigación. – 1–30 p.
- [43] MIRLISENNA, Giuseppe. *Metodo de los elementos finitos: Qué es?* 2016
- [44] NIKISHKOV, G. P. *Introduction to the Feature*. 2008
- [45] NORTON, Robert L.: *Diseño de máquinas: un enfoque integrado*. 2011. – 888 p.. – ISBN 9780136123705
- [46] OPTIBELT: Manual técnico Correas trapeciales · Correas múltiples d a d.
- [47] RECIMED: En riesgo el reciclaje de cartón y vidrio en el Valle de Aburrá. 2019 (574). – Informe de Investigación
- [48] RETSCH. *Molino de impacto de palas SK 300*

- [49] REYES, Jesus David D.: *Diseño y construcción de un molino de bolas para la pulverización de arcillas en el laboratorio de materiales y catálisis de la universidad de córdoba*, Universidad de Cordoba, Tesis de Grado, 2016. – 154 p.
- [50] RODRÍGUEZ, Adrián: *Simulación mediante el método de los elementos finitos de una estructura metálica*, Tesis de Grado, 2010. – 88 p.
- [51] SAN JUAN DEMOLICIONES. *Usos de una trituradora industrial*
- [52] SANZ, David: El proceso del reciclaje del vidrio en un corto. (2011)
- [53] SEMANA SOSTENIBLE: El 78 por ciento de los hogares colombinos no recicla. 2020. – Informe de Investigación
- [54] SERWAY, Raymond A. ; KIRKPATRICK, Larry D.: *Física de Serway Vol 1*. 1988. – 254–255 p.. – ISBN 9786074813579
- [55] SKF BEARINGS: Catalogo de Rodamientos.
- [56] SKF BEARINGS: Rodamiento SKF 61913. (2021), p. 4–7
- [57] TECNOLOGICO DE COSTA RICA: Rotacion de cuerpos rigidos. 63
- [58] TIEMPO: Colombia viene creciendo en reciclaje. 2019. – Informe de Investigación. – 2–5 p.
- [59] TWENERGY: Colombia apuesta por el reciclaje de vidrio. 2019. – Informe de Investigación
- [60] UNICAST. *Crusher rotor assemblies*. 2021
- [61] UNICAST. *Titanium carbide hammers*. 2021
- [62] UNIVERSIDAD DE CANTABRIA: Capítulo 6. Esfuerzo cortante. , p. 1–24
- [63] UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE PEREIRA: Factores de Seguridad. (2016), p. 11
- [64] VÁSQUEZ, J: Procesamiento de minerales auríferos. 1995. – Informe de Investigación. – 5 p.
- [65] VIDRIPACK. *Botella Borgona 75*. 2021
- [66] WORLD FERTILIZER. *Hammer mill updates*. 2019
- [67] YECO MACHINERY. *Wear and Spare Parts For Jaw Crusher*. 2020