

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño de una máquina trituradora de neumáticos"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Carlos Giovanni Lalama Ochoa

Andrea Lisette Navarrete Mosquera

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a Dios por darnos la fuerza y fe, para poder alcanzar este logro en nuestras vidas.

A nuestros Padres y Familia que siempre estuvieron ahí dándonos su apoyo y confianza.

Y a los distinguidos profesores de la facultad de Ingeniería Mecánica de la ESPOL, por compartir sus conocimientos y enseñarnos a ser profesionales.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Autor 1: Carlos Giovanni Lalama Ochoa

Autor 2: Andrea Lissette Navarrete Mosquera

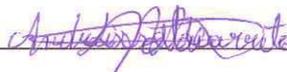
Director 1: Ernesto Rolando Martínez Lozano

Director 2: Jorge Medardo Marcial Hernandez

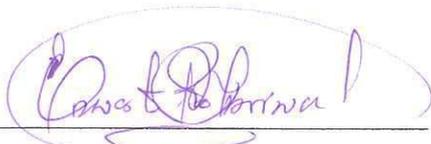
y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Autor 1



Autor 2



Director 1

RESUMEN

En este proyecto se realiza el diseño de una máquina trituradora cortante con cuatro árboles que sirve para triturar neumáticos a una granulometría de 20 mm para una planta de reciclaje de neumáticos, al finalizar el proceso se tendrá como producto final un granulado de caucho de 4 mm. La razón principal para desarrollar el diseño de este tipo de maquinaria es disminuir la contaminación que producen los neumáticos usados cuando su vida útil ha culminado, con un costo de construcción económico.

El diseño de la trituradora se realizó primero decidiendo cuál era tipo de triturador más idóneo para lograr los objetivos que se plantearon, para esto se usaron métodos como matrices de decisión y tablas pareadas. Una vez que se decidió, se procedió a realizar el diseño de forma de toda la trituradora, para así diseñar cada uno de los elementos mecánicos que la componen, esto fue hecho en base a conceptos de diseño que se aprendieron, maquinas trituradoras ya existentes en el mercado, tesis y documentación referente al diseño de máquinas trituradoras.

La trituradora diseñada resultó con una capacidad de 0.64 toneladas por hora, con una potencia total instalada de 140 HP y con 4 árboles con ejes de iguales dimensiones, con un diámetro de 152.4 mm en la longitud del eje donde se ubican 15 cuchillas de un diámetro de 440 mm, ancho de 40 mm y un ángulo de corte de 20°. Además del diseño del resto de elementos se realizó en el capítulo 2 del presente documento.

De acuerdo a los factores de seguridad y a las deformaciones que se obtuvieron de los elementos mecánicos del triturador, se ha determinado que el diseño es confiable y que se podrá lograr un granulado de caucho neumático de 20 mm, con un costo de \$72502,11 que es económico en comparación con trituradoras similares que están en el mercado.

Palabras Clave:

Trituradora de neumáticos, reciclaje de neumáticos, caucho, granulometría.

ABSTRACT

In this project is performed the design of a cutting shredder machine with four trees, which serves to shred tires to a particle size of 20 mm for a tire recycling plant and at the end of the process will have as a final product a rubber granulate of 4 mm. The main reason for developing the design of this type of machinery is to reduce the pollution that used tires produce when their useful life has culminated, with an economic construction cost.

The shredder design was firstly performed deciding which was the most suitable type of crusher to achieve the objectives proposed, methods like decision matrix and paired tables were used for this purpose.

Once decided, the design of form for all the shredder was performed in order to design each of the mechanical elements that compose it, this was made based on design concepts that were learned, existing shredders machines on the market, theses and documentation about the design of shredders.

The shredder designed resulted with a capacity of 0.64 tons per hour, with an installed total power of 140 HP and 4 trees with axes of equal size with a diameter of 152.4 mm in the length of the axis where are located 15 blades of 440 mm of diameter, width of 40 mm and a cutting angle of 20°. Besides the design of the other elements mechanical performed in Chapter 2 of this document.

According to factors of safety and deformations obtained from the mechanical elements of the shredder, it has been determined that the design is reliable and that can achieve a rubber granulate of 20 mm, with a cost of \$72502,11; which is inexpensive compared with similar crushers that are on the market.

Keywords:

Tire shredder, tire recycling, rubber, granulometry.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	i
ABSTRACT.....	ii
ÍNDICE GENERAL.....	iii
ABREVIATURAS.....	vii
SIMBOLOGÍA.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS	xii
ÍNDICE DE TABLAS	xv
ÍNDICE DE PLANOS.....	xvi
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción.....	1
1.1 Descripción del problema.....	1
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo General.....	2
1.2.2 Objetivos Específicos	2
1.3 Marco teórico	2
1.3.1 Neumáticos.....	2
1.3.2 Caucho	5
1.3.3 Problemática de los desechos de neumáticos en Guayaquil.....	6
1.3.4 Métodos para la reutilización de los Neumáticos Usado	10
CAPITULO 2	12
2. Metodología de diseño	12
2.1 Selección del proceso	12
2.1.1 Proceso que interviene en la planta.....	13

2.2	Maquinaria principal en una planta de trituración	15
2.2.1	Destalonadora	16
2.2.2	Trituradora	17
2.2.3	Moledora.....	17
2.2.4	Separador magnético	17
2.2.5	Separador de fibra	18
2.3	Metodología de diseño	19
2.4	Definición de los factores de influencia del diseño	21
2.5	Tipos de trituradoras mecánicas:	21
2.5.1	Trituración-molinos de martillo.....	21
2.5.2	Trituración-molinos batiente	22
2.5.3	Trituradora cortante	23
2.6	Selección de triturador	23
2.7	Diseño de forma.....	31
2.8	Resumen de selección.....	31
2.9	Diseño de las cuchillas.....	31
2.9.1	CAD y Simulación de las cuchillas.....	35
2.9.2	Disposición de las cuchillas	38
2.10	Separador	40
2.11	Calculo de potencia del motor.....	40
2.12	Selección de motorreductor	42
2.13	Diseño del eje	42
2.13.1	Diseño de Forma.....	44
2.13.2	Diagrama de cuerpo libre	45
2.13.3	Determinación de fuerzas que actúan en el eje:	46

2.13.4	Diagrama de momentos	52
2.13.5	Diseño mecánico.....	53
2.13.6	Resumen del diseño del eje	57
2.13.7	Análisis de elementos finitos estático del eje	57
2.13.8	Diseño de la cuña para el eje	59
2.14	Selección del rodamiento.....	61
2.15	Diseño de la estructura	62
2.15.1	Análisis preliminar	62
2.15.2	Simulación de la estructura	65
2.15.3	Análisis de miembros en compresión	68
2.15.4	Análisis de vibraciones	70
2.16	Diseño de la Tolva	73
2.17	Diseño de la cámara de trituración	79
2.18	Diseño de Criba	79
2.19	Calculo del volumen que ocupan los neumáticos	81
CAPÍTULO 3		84
3.	Resultados	84
3.1	Análisis de Resultados	84
3.2	Análisis de Costo	87
3.2.1	Consumo energético.....	87
3.2.2	Análisis financiero.....	88
CAPÍTULO 4		91
4.	Discusión y Conclusiones	91
4.1	Conclusiones.....	91
4.2	Recomendaciones.....	92

BIBLIOGRAFÍA	94
APÉNDICES.....	97

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
ANSI	American National Standards Institute
MAE	Ministro del Ambiente
GTR	Caucho de Ruedas Granulado
CAD	Diseño Asistido por Computadora
AHP	Proceso Analítico Jerárquico
AISC	American institute of steel construction
LRFD	Load and Resistance Factor Design
ASME	American Society of Mechanical Engineers

SIMBOLOGÍA

$^{\circ}$	grado
$^{\circ}\text{C}$	grados centígrados
%	porcentaje
Φ	diámetro
α	ángulo de inclinación
φ	ángulo de claro o de incidencia.
w	ancho en el corte ortogonal
τ	esfuerzo cortante
ρ	densidad
β	ángulo de fricción
σ	Esfuerzo flexionante
σ'_a	esfuerzo alternante
σ'_m	esfuerzo medio
η	factor de seguridad
η_y	factor de seguridad de fluencia
φ_c	Factor de compresión dado por la norma
A	Área de la sección de la estructura
A_S	área del plano de corte
A_z, A_y	Reacciones del rodamiento en el punto A.
B_z, B_y	Reacciones del rodamiento en el punto B
cm	centímetro
cm^2	centímetro cuadrado
cm^3	centímetro cubico
C_r	Carga dinámica del rodamiento
C_{or}	Capacidad de carga estática
δ	Elongación del resorte.
δW	Trabajo de fuerzas exteriores generada por la energía suministrada.
δU_{el}	Cambio de energía elástica del material.
δU_S	Cambio de energía absorbida por el material en la rotura.

δS	Diferencial de área superficial de la propagación de la grieta
E	Módulo de elasticidad del material.
F	fuerza de fricción
F_s	fuerza de corte que actúan sobre la viruta.
F_n	fuerza normal a la fuerza cortante que actúan sobre la viruta
F_c	fuerza cortante que actúa sobre la herramienta
F_t	fuerza de empuje que actúa sobre la herramienta
F_i	Fuerza generada por el impacto de las cuchillas con el neumático
F_R	Fuerza radial causada por el acople entre el motorreductor y el eje.
F_{cr}	Tensión de pandeo por flexión
F_y	Esfuerzo a fluencia de la viga.
F_e	Tensión de pandeo elástico
g	Gravedad
G_c	Energía absorbida por unidad de superficie
GPa	Giga Pascales
HP	caballos de fuerzas
I	Inercia de la sección de la estructura
i	relación de velocidad
in	pulgada
J/m^2	Joule sobre metro cuadrado
k	Coeficiente del resorte.
K	Factor de longitud efectiva
k_t	concentrador de esfuerzo del hombro a flexión
k_{ts}	concentrador de esfuerzo del hombro a torsión
k_a	factor de modificación de la condición superficial
k_b	factor de modificación del tamaño
k_c	factor de modificación de la carga
k_d	factor de modificación de la temperatura
k_e	factor de confiabilidad
k_f	factor de modificación de efectos varios
Kg	kilogramo

kg/h	kilo gramos sobre hora
kg/min	kilogramo sobre minuto
$\frac{kg}{m^3}$	Kilogramo por metro cubico
kpsi	kilo libra por pulgada cuadrada
KW	kilo watts
K	Tenacidad a la fractura.
lb	libra
L_{10h}	vida nominal del rodamiento
m	metro
mm	milímetro
mm^2	milímetro cuadrado
m^3	metro cubico
MPa	Mega pascales
M_a	momento alternante
M_m	momento medio
M_{max}	momento máximo
N	newton
Nm	newton metro
$\frac{N}{m}$	newton sobre metro
$\frac{N}{mm^2}$	newton sobre milímetro cuadrado
P	Potencia requerida
p	factor de tipode rodamiento (bolas o de rodillos)
P_c	Resistencia de diseño en compresión
P_n	Resistencia a la compresión nominal
Q	Fuerza puntual del peso de los separadores y las cuchillas
R	radio
Rpm	revoluciones por minuto
$\frac{rad}{s}$	radianes sobre segundo
S	resistencia cortante del material
S'_e	límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_{ut}	esfuerzo ultimo a la tensión
S_e	resistencia a la fatiga
S_y	Resistencia a la fluencia
S_{sy}	resistencia al cortante
S_o	factor de seguridad estático
t_o	Espesor de viruta durante el corte
t_c	espesor de viruta después del corte
T_m	torque medio
T_a	torque alternante
T_1	Torque generado por las cuchillas.
T	tonelada
TS	resistencia a la tensión
w	Velocidad angular
w_n	Frecuencia natural
x	Desplazamiento del resorte desde la posición de equilibrio.
\ddot{x}	Aceleración del resorte.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Partes de un neumático	4
Figura 2 . Diagrama de barras de la cantidad de neumáticos expresado en toneladas métricas versus año respectivo.	8
Figura 3 . Diagrama de barras de la cantidad de neumáticos expresado en toneladas métricas versus año respectivo, donde las Series 1 representa el total de neumáticos Radiales y las Series 2 el total de neumáticos de todo tipo.	9
Figura 4 .Planta de trituracion de neumaticos	15
Figura 5 . Maquinaria principal en una planta de trituración	16
Figura 6. Destalonadora	16
Figura 7 . Moledora	17
Figura 8 . Separador Magnético	18
Figura 9 .Separador de Fibra	19
Figura 10 . Metodología de Diseño.....	20
Figura 11 . Diagrama esquemático de la trituradora de molino de martillos.....	22
Figura 12 . Diagrama esquemático de la trituradora de molino batiente	22
Figura 13 . Diagrama esquemático de la trituradora cortante	23
Figura 14 . Diseño de Forma del triturador.....	31
Figura 15 . Corte Ortogonal.....	32
Figura 16 . Fuerzas que actuan sobre la viruta	33
Figura 17 . Fuerzas que actuan sobre la herramienta.....	34
Figura 18. Plano de cuchilla	35
Figura 19 . Fuerzas en la Cuchilla.....	36
Figura 20 .Simulacion de las cuchilla (Tension Von Mises)	37
Figura 21 . Simulacion de las cuchilla (desplazamiento).....	37
Figura 22 . Simulacion de las cuchillas (coeficiente de seguridad)	38
Figura 23 . Disposicion de las cuchillas (vista superior)	39
Figura 24 . Dispósicion de ls cuchillas (Vista lateral derecha).....	39
Figura 25 .Plano del Separador.....	40
Figura 26 . Diagrama esquemático de colocación de las cuchillas en el eje	43

Figura 27 . Diseño esquemático del eje, donde se muestran los diferentes elementos que se encuentran en el eje, donde el #1 es la cuchilla, #2 son los rodamientos, #3 es el eje	44
Figura 28 . Diseño de forma del eje	44
Figura 29 . Diagrama del cuerpo libre	45
Figura 30 . Porción de neumático para el análisis de la fuerza de impacto, donde “t” es la longitud de cuchilla, “e” es el espesor de esta porción de neumático y “dc” es el avance del corte a lo largo del todo el espesor en un instante de tiempo	48
Figura 31 . Esquema que muestra la propagación de la grieta a ocasionarse la rotura	49
Figura 32 . Figura 29. Diagrama de momento de flexión del eje en el plano x-y...	52
Figura 33 . Diagrama de momento de flexión del eje en el plano x-z.....	52
Figura 34 . Esquema que presenta el dimensionamiento del eje	57
Figura 35 . Simulación del eje (coeficiente de seguridad estático).....	58
Figura 36 . Simulación del eje (tensión de Von mises).....	59
Figura 37 . Diseño de forma de la estructura de la trituradora	63
Figura 38 . Diagrama de carga distribuida sobre el perfil al cual se le realizara el análisis	63
Figura 39 . Diagrama de momentos flexionantes de la viga de análisis.....	64
Figura 40 . Análisis estructural de las tensiones en inventor.....	66
Figura 41 . Análisis estructural de la deformación en inventor	67
Figura 42 . Análisis estructural del factor de seguridad en inventor	67
Figura 43 . Tolva	74
Figura 44 . Fuerzas en la Tolva.....	74
Figura 45 . Simulacion de la tolva (Von Mises)	75
Figura 46 . Simulacion de la tolva (Desplazamiento)	75
Figura 47 . Simulacion de la tolva (Coeficiente de seguridad).....	76
Figura 48 Tolva con estructura.....	76
Figura 49 . Simulacion de la tolva con estructura (Von Mises).....	77
Figura 50 . Simulacion de la tolva con estructura (Desplazamiento).....	78
Figura 51 . Simulacion de la tolva con estructura (Coeficiente de Seguridad)	78

Figura 52 . Camara de trituracion.....	79
Figura 53 . Tipo de Mallado.....	80
Figura 54 . Criba.....	80
Figura 55 . Monticulo de neumaticos.....	81

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 . Composición de un Neumático (elementos).....	3
Tabla 2 . Composición de un neumático (componentes)	5
Tabla 3 . Selección del proceso	13
Tabla 4 . Objetivos generales y particulares que debe cumplir el triturador seleccionado	25
Tabla 5 . Escala de jerarquización de los objetivos.....	26
Tabla 6 . Comparación pareada de los objetivos generales.	26
Tabla 7 . Comparación pareada de los objetivos enfocados a rendimiento, donde los ítems se estipulan en la tabla.....	27
Tabla 8 . Comparación pareada de los objetivos enfocados a Mantenimiento y Seguridad , donde los ítems se estipulan en la tabla	28
Tabla 9 . Comparación pareada de los objetivos enfocados a costos, donde los ítems se estipulan en la tabla.	28
Tabla 10 . Matriz de decisión por el método de calificación de “pesos” para la selección del tipo de trituradora.....	29
Tabla 11 . Matriz de decisión por el método de calificación de “pesos” para la selección del método de trituración cortante	30
Tabla 12 . Motores estándares NEMA con sus respectivas velocidades	40
Tabla 13 . Potencia de los equipos de la trituradora	87
Tabla 14 . Costo por hora de operación	88
Tabla 15 . Presupuesto de la trituradora de neumáticos	88

ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Planta de trituración de neumáticos.
- PLANO 2 Trituradora.
- PLANO 3 Cámara de trituración.
- PLANO 4 Dimensionamiento de la trituradora.
- PLANO 5 Vista explosionada de la trituradora.
- PLANO 6 Tolva y plano de construcción.
- PLANO 7 Caja de cámara de trituración.
- PLANO 8 Eje de trituradora.
- PLANO 9 Cuchilla de trituradora.
- PLANO 10 Separador
- PLANO 11 Criba
- PLANO 12 Estructura de trituradora.

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

La ciudad de Guayaquil actualmente sufre altos índices de contaminación por distintas causas, entre ellas los residuos sólidos provocados por las llantas neumáticas, que constituyen una problemática, ya que la evacuación y reutilización debido a su tamaño, forma y naturaleza de degradación física-química requiere un gran esfuerzo. Por lo general, cuando un neumático termina su ciclo de vida útil es desechado por medio de la quema directa o del abandono del mismo en lugares que producen daños al medio ambiente; el grave problema con esta acción es la acumulación de los neumáticos y al quemarlos produce polución en el aire. Otra medida para solucionar la problemática es el empleo de las llantas usadas para el reencauchado pero esta solución es parcial, puesto que no todos los neumáticos sirven para ser recuperados.

Con el propósito de combatir este hecho y aumentar el reciclaje de las llantas se busca implementar una planta trituradora de neumáticos en la ciudad, para reutilizar los neumáticos cuya vida útil hayan culminado, promoviendo su almacenamiento adecuado y disminuyendo su destrucción. Su implementación requiere el diseño y construcción de una máquina trituradora para la obtención de los residuos.

Como producto final se obtendrá un granulado de caucho de una granulometría aproximada de 4 mm, que servirá para la elaboración de pisos cauchos que se pueden usar en guarderías, gimnasio, zonas deportivas, piscinas, lugares de alto tránsito, líneas de producción, etc.

La creación de una planta de esta índole en la ciudad de Guayaquil incentivará el crecimiento de un nuevo tipo de industria en el país, dando nuevas oportunidades laborales, además de disminuir la contaminación.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar una máquina trituradora de neumáticos para una planta de reciclado de caucho, que disminuya la contaminación e impacto ambiental, así como también el aprovechamiento de estos residuos para la obtención de granulado de caucho que se podrá utilizar para la fabricación de pisos de caucho.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Reducir el espacio de almacenamiento de las llantas neumáticas usadas.
- Eliminar la contaminación producida por los neumáticos.
- Determinar la capacidad en toneladas por hora que va a tener el equipo de trituración de neumáticos, tomando en consideración la demanda del mercado y la dificultad del acceso a la materia prima.
- Diseñar una máquina trituradora de neumáticos para que sea económicamente accesible para la pequeña empresa.
- Obtener un producto de calidad, el cual debe tener una granulometría de 20 mm.
- Realizar un bosquejo de la planta completa de reciclado de neumáticos usados.

1.3 Marco teórico

1.3.1 Neumáticos

El neumático es la parte neumática de la rueda que se monta en la llanta y permite mantener en su interior el aire a presión. (Ferrer y Checa, 2010)

Los neumáticos tienen innumerables componentes, pero los principales en casi todos son los siguientes:

- Cauchos: caucho natural es el que proporciona elasticidad y el caucho sintético es el que aportan estabilidad térmica.
- Negro de humo: como carga de refuerzo y mejora de la resistencia de los cauchos a la oxidación.
- Acero y textiles: que refuerzan y soportan las sollicitaciones mecánicas.
- Productos químicos: entre los que se destacan el OZn como catalizador de la reacción de vulcanización, plastificantes, aditivos, etc.

En la Tabla 1 proporcionan la composición de un neumático dependiendo si es un automóvil o un camión.

Tabla 1. Composición de un Neumático (elementos)

Material	Automóvil	Camión
Hidrocarburo	48,0	45,0
Negro de humo	22,0	22,0
Acero	15,0	25,0
Textil	5,0	—
Óxido de zinc	1,2	2,1
Azufre	1,0	1,0
Varios	8,0	6,0

Fuente: Elias, 2012, p.1081

Como podemos observar en la figura 1, las principales partes que componen un neumático son: flanco, talón, aro, interior de la cubierta, revestimiento de goma interior, punta de talón, cordón de centrado, lonas de carcasa, lonas de cima, indicadores de desgaste, escultura, cima o banda de rodamiento.



Figura 1. Partes de un neumático

Fuente: Ferrer y Checa, 2010, p.235

Los neumáticos se pueden clasificar según la construcción de la carcasa en diagonales (capas de material se coloca en forma diagonal) y radiales (capas de material se coloca en forma radial).

El peso de los neumáticos varía según su composición y uso. En la Tabla 2 se ofrece información sobre los componentes más comunes, los tipos de neumático y su peso medio. (Convenio de Basilea, 2011, p.9)

Tabla 2 . Composición de un neumático (componentes)

Componente	Automóviles % en peso	Camiones % en peso
Peso (medio) kg.	7-8	16-60
Carbono	70-75	68-72
Hidrógeno	6-7	5-6
Azufre	1-2	1-2
Inertes (rellenos)	3-4	2-3
Hierro	10-12	20-22

Fuente: Elias, 2012, p.1082

1.3.2 Caucho

1.3.2.1 Caucho Natural

El caucho natural se lo obtiene principalmente de hevea brasiliensis la cual es de origen amazónico, también podemos obtener látex de diversas plantas. El caucho natural tiene alta sensibilidad a los rayos solares y a la temperatura.

1.3.2.2 Caucho sintético

El caucho sintético es el que tiene su composición química diferente al caucho natural, pero las propiedades y características de este es muy parecida o semejante. Se conoce al caucho sintético de diversas formas como elastómeros y elestoplásticos.

1.3.2.3 Vulcanización

La vulcanización del caucho consiste en una mezcla entre caucho desintegrado mecánicamente, 3% aproximadamente de azufre, diversos aditivos y aceleradores; los cuales se calentarán a 140°C durante periodos cortos de tiempo. Este proceso complejo sirve para obtener un caucho de mejor calidad y con propiedades especiales.

1.3.2.4 Propiedades

El caucho natural vulcanizado tiene diversas propiedades que son la extensibilidad rápida hasta grandes alargamientos, rigidez y resistencia elevadas al estirado, y la retracción al ser liberado de la tensión externa es rápida y completa. Este tipo de caucho también comparte las mismas propiedades elastómeras ideales.

1.3.3 Problemática de los desechos de neumáticos en Guayaquil

En Guayaquil, como ya se mencionó en la descripción del problema no cuenta con métodos eficientes y amigables con el medio ambiente para el desecho, recolección y reutilización de neumáticos, esto se debe en gran medida a la poca importancia e inversión de recursos para dichos propósitos. Por ejemplo, Guayaquil no dispone de un relleno sanitario exclusivo para el desecho de neumáticos, además de no contar con centros de acopio legales para la recolección de los neumáticos, para que puedan ser reciclados y usarlos de materia prima con otros fines productivos. Por otro la destrucción del neumático es resultado nefasto, ya que por lo general se realiza a través de la quema de este, causando gran contaminación a la atmosfera. Aunque se tenga conocimiento de toda esta información y el grave problema que causa en la ciudad, porque no se han tomado medidas efectivas para el control y aprovechamiento de este desecho sólido como lo es el neumático por parte del gobierno o de la empresa privada, aun sabiendo que de este se puede obtener mucha materia prima reutilizable, como el caucho, acero y fibra de textil. El motivo de esto se debe a diferentes factores, entre ellos se puede nombrar algunos, tales como, falta de información de cómo reciclarlo, no tener inversionista para este mercado, no tener la fiabilidad de que exista materia prima para el proceso de reciclaje, maquinarias que habría que importar, la leve importancia que se le da al impacto ambiental y sobre la salud que el mal control de este desecho puede dar, etc. De todos factores se destaca sobre todo la falta de información tanto de como reciclar el neumático y de saber en la cantidad de materia prima que podría existir para reciclarlo, ya que esto desemboca en el resto de factores.

En el punto 1.3.4 de este proyecto que viene a continuación se aclarar el factor de cómo realizar el reciclado de neumáticos.

Ahora el Ministerio del ambiente (MAE), a través del programa para la gestión integral de Desechos sólidos (PNGIDS), que comenzó en el año 2012, implemento el “Plan Nacional de Movilización de Neumáticos Fuera de Uso”. Este proyecto tiene el objetivo de obtener el 100% de neumáticos fuera de uso que se encuentren en botaderos, rellenos sanitarios o escombrados en lugares inapropiados para posteriormente poder gestionarlos con diferentes propósitos a nivel nacional. El plan tiene como base el Acuerdo Ministerial N° 020 sobre Gestión Integral de Neumáticos usados, que les da principal responsabilidad a los importadores y productores de neumáticos de la movilización de los neumáticos usados, por tal motivo en el año 2014 se estableció que los importadores y productores de neumáticos deben recuperar el 20% de los productos que pusieron en el mercado ecuatoriano, de los cuales el 60% de neumáticos fue destinado para el reciclaje y el 40% a reencauchado. Por lo tanto, analizar la cantidad importada de neumáticos por Guayaquil es punto viable para conocer la existencia de materia prima para el proceso de reciclaje.

De acuerdo a un informe del Banco Central, sobre la estadística de comercio exterior de bienes, entrega las especificaciones de los diferentes tipos neumáticos que entran al mercado de Guayaquil con su respectiva cantidad expresada en toneladas métricas, en un periodo anual desde el año 2010 al 2015. Esto se puede apreciar en la Figura 2.

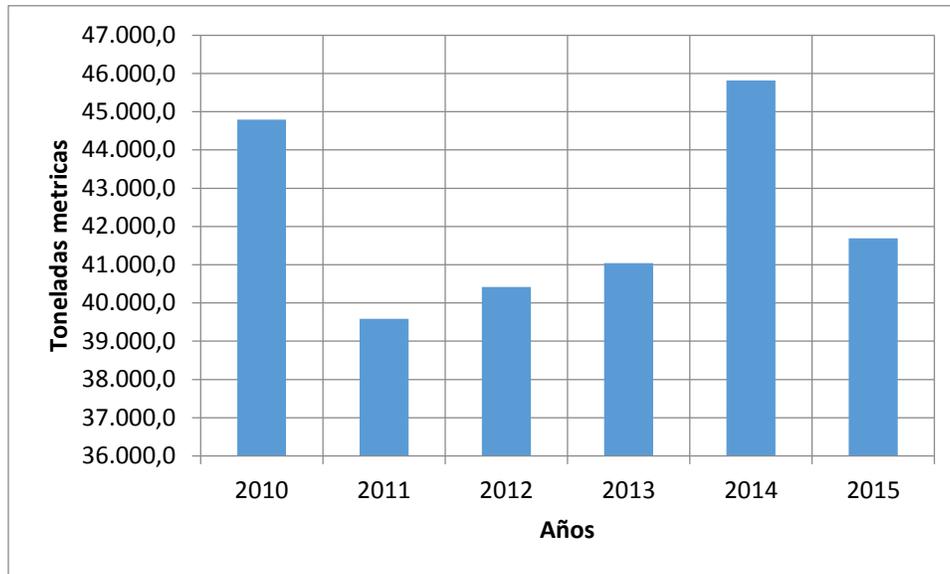


Figura 2 . Diagrama de barras de la cantidad de neumáticos expresado en toneladas métricas versus año respectivo.

Fuente: Banco Central Del Ecuador

Se observa en el diagrama de la figura 2, que la mayor cantidad importaciones de neumáticos existieron en el año 2010 y 2014, con cantidades 44.797,5 y 45.818,9 toneladas métricas respectivamente. En una visión conservadora, se asume que el promedio del total de neumáticos de todo el periodo aún está disponible para su recolección, una vez que terminado su vida útil. Este promedio tiene el valor de 42.225,7 toneladas métricas, donde el 20% de esta cantidad será recuperada. Esto representa el total de neumáticos de diferentes tipos existentes en el mercado disponibles para el reciclaje, pero cabe aclarar que todos estos tipos de neumáticos (radiales, para maquinaria de construcción, para maquinaria agrícola, etc.) no tienen la misma vida útil, así como también no tienen las mismas dimensiones, entonces sería práctico para un análisis específico de la materia prima existente que se necesita para cumplir cierto proceso de reciclaje enfocarnos en el tipo de neumático que más se importa en la ciudad. Para eso se realiza la Figura 3 representada a continuación.

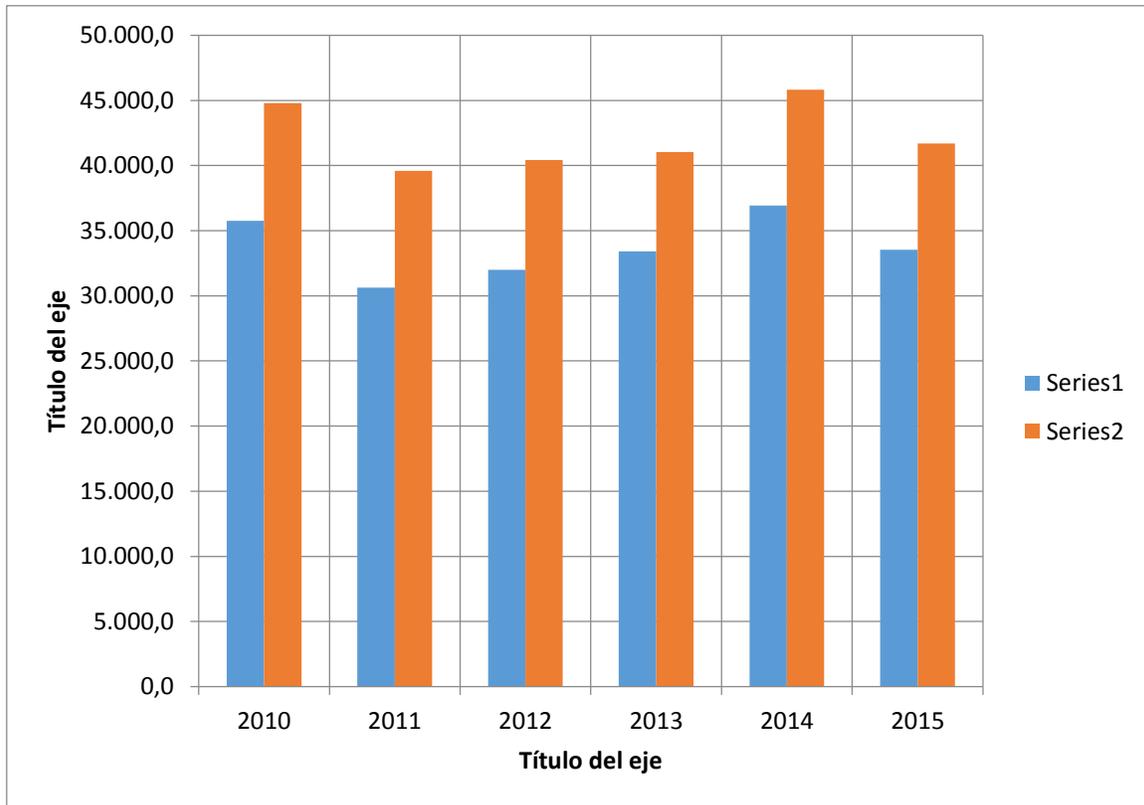


Figura 3 . Diagrama de barras de la cantidad de neumáticos expresado en toneladas métricas versus año respectivo, donde las Series 1 representa el total de neumáticos Radiales y las Series 2 el total de neumáticos de todo tipo.

Fuente: Banco Central Del Ecuador

Como se puede observar en la figura 3, los neumáticos radiales se tienden a importar más en la ciudad en comparación con el total de todos los neumáticos de todo tipo. Los neumáticos de tipo radial representan aproximadamente el 80% de las importaciones de la ciudad para todos los años dentro del periodo analizado. Por lo tanto, se considera los neumáticos tipo Radiales para nuestro proyecto, realizando la misma asunción que se hizo para el total de neumáticos, se toma el promedio de los neumáticos de tipo Radial, lo que da una cantidad de 33.710,5 toneladas métricas, donde el 20% de esta cantidad será recuperada y el 60% estará disponible para el reciclaje. Finalmente, la cantidad de materia prima disponible para el proceso de reciclaje del proyecto es de 4.045,46 toneladas métricas.

1.3.4 Métodos para la reutilización de los Neumáticos Usado

Existen diferentes métodos para la reutilización de los neumáticos usados los cuales los mencionaremos a continuación:

1.3.4.1 Regeneración

La regeneración se resume en romper las cadenas que forma el material para obtener una materia prima, aunque esta sea diferente al original aún se podría vulcanizar y conseguir caucho de nuevo.

1.3.4.2 Desvulcanización

La desvulcanización es un proceso muy costoso y con capacidad de producción reducida, el cual radica en eliminar los enlaces de azufre existente entre cadenas de hidrocarburos del polímero, consiguiendo de nuevo caucho virgen capaz de ser reprocesado.

1.3.4.3 Pirolisis

El proceso de pirolisis consiste en la descomposición térmica de macromoléculas en ausencia de oxígeno para la obtención de productos de menor peso molecular (líquidos, gases y carbón residuo). Estos productos pueden ser útiles como combustibles o materias primas para otros procesos. (Miranda y Segovia, 2006).

1.3.4.4 Termólisis

La termólisis es un sistema el cual se basa en calentar los materiales de residuos neumáticos en un medio en el que no hay oxígeno, produciendo la destrucción de los enlaces químicos. Esta es la manera de obtener las cadenas de hidrocarburos y todos los compuestos originales del neumático

1.3.4.5 Incineración

La incineración es un proceso costoso el cual consiste en la combustión de los materiales orgánicos de los neumáticos a altas temperatura, se necesita hornos refractarios; hay que tener en cuenta que existe un gran inconveniente puesto que estos materiales tienen diferente velocidad de combustión. Este proceso es altamente contaminante.

1.3.4.6 Triturado

Existen dos tipos de trituración las cuales se detalla a continuación:

Trituración criogénica: este método radica en purificar y separar el caucho y el metal entre sí de los materiales textiles que forman el neumático, provocando que este sistema sea poco recomendable dado que estos productos son de baja calidad; se necesita instalaciones muy complejas lo que hace que tampoco sean rentables económicamente y el mantenimiento de la maquinaria y del proceso es complejo.

Trituración mecánica: es un proceso puramente mecánico y por tanto los productos resultantes son de alta calidad limpios de todo tipo de impurezas, lo que facilita la utilización de estos materiales en nuevos procesos y aplicaciones. La trituración con sistemas mecánicos es, casi siempre, el paso previo en los diferentes métodos de recuperación y rentabilización de los residuos de neumáticos. Este concepto incluye la fragmentación del neumático en gránulos (GTR, Caucho de Ruedas Granulado) y separación de componentes (acero y fibras) y desvulcanización o no. Ejemplos de uso son: materiales de relleno en productos de caucho, modificadores de asfalto, superficies de atletismo y deportes, y productos moldeados y calandrados. (Castro, 2007, p.4).

CAPITULO 2

2. METODOLOGIA DE DISEÑO

La gran mayoría de las plantas de trituración de neumáticos se basan en proceso netamente mecánico, el cual consiste básicamente en la fragmentación de los neumáticos en pequeños granos o más comúnmente llamados gránulos de caucho y en la separación algunos componentes adicionales que contiene el neumático, como acero y fibras de textil. El tamaño de los gránulos de caucho (granulometría) dependerá de la aplicación que se le quiera dar.

Para la lograr el proceso de trituración de neumáticos existen diversos métodos, desde la implementación de una sola maquina hasta un proceso continuo de máquinas, donde la selección de un procedimiento dependerá de muchos factores, donde estos estarán ligados a la necesidad que se desea resolver y a los recursos que existen para hacerlo, aunque la selección de cualquier método tendrá la misma base conceptual.

2.1 Selección del proceso

Antes de seleccionar la maquinaria de una planta de trituración primero se establecerá si el proceso a utilizar es manual o automático.

En el proceso automático se mejora la calidad de vida del trabajador la cual dependerá de la eficiencia del sistema implementado, se reduce el tiempo de producción, se racionaliza la energía y materia prima; las desventajas son que se requiere un capital para comenzar la operación, incremento en la dependencia del mantenimiento y reparación.

En el proceso manual el capital para iniciar la operación es menor que el proceso automático; las desventajas aumentan puesto que el tiempo de producción se incrementa, elevando el número de trabajadores requeridos para la mínima capacidad de producción, la producción depende del rendimiento de los trabajadores.

Tomando en consideración las ventajas y desventajas de cada proceso, y teniendo en cuenta diferentes parámetros; se procedió a realizar la matriz de decisión la cual se muestran en la tabla 3

Tabla 3 . Selecccion del proceso

Parámetros	Proceso Manual	Proceso Automático
Capital Inicial	1	3
Mantenimiento	1	1
Número de trabajadores	3	1
Tiempo de producción	3	1
TOTAL	8	6

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

PONDERACION

3= Alto

2= Medio

1= Bajo

Según la matriz de decisión, con los parámetros definidos anteriormente se escogió un proceso automático para el proyecto.

2.1.1 Proceso que interviene en la planta

Una planta de trituración tiene como finalidad la recuperación del granulado de caucho que proviene de los neumáticos para su reutilización y conservación del material. El objetivo de la planta de trituración es obtener un granulado de caucho de 4 mm y para ello el proceso se divide de la siguiente forma:

- a) Recolección de neumáticos fuera de uso para triturar.
- b) Almacenamiento de neumáticos.
- c) Extracción del acero del talón del neumático.
- d) Triturado.

- e) Molienda.
- f) Extracción de fibra textil y acero restante.
- g) Recolección del material triturado.

Primero se recolecta los neumáticos fuera de uso, de diferentes fuentes como talleres, vulcanizadoras, importadores o distribuidores. Una vez que se tiene la materia prima, se la almacena en un espacio apropiado hasta que se la lleve al proceso de trituración. Antes de que el neumático sea triturado se le debe retirar el acero que lleva en el talón, esto se logra con ayuda de una maquina destalonadora. Cuando se les retira el acero, se los lleva a los neumáticos a la etapa de trituración por medio de una cinta transportadora. Los neumáticos son conducidos a la tolva del triturador de discos rotativos. Los trozos triturados con tamaños mayores a 20 mm son retenidos por una zaranda y retornados de nuevo a la trituración. El material triturado es aportado a una nueva cinta transportadora para llevarlos al proceso de molienda.

El material triturado es llevado a un molino donde se logra llegar al tamaño de 4 mm de granulometría. Una vez molido es aspirado del molino y se lo recolecta, para posteriormente ser transportado a una banda magnético para de nuevo separar las partes de acero más pequeñas del flujo del material. Desde aquí el granulado es transportado hacia un separador de fibra de textil que permitirá extraer la pelusa del granulado. Finalmente, el producto será procesado, recolectado y embolsado.

En la figura 4 podemos observar el bosquejo de la planta de trituración de neumáticos.

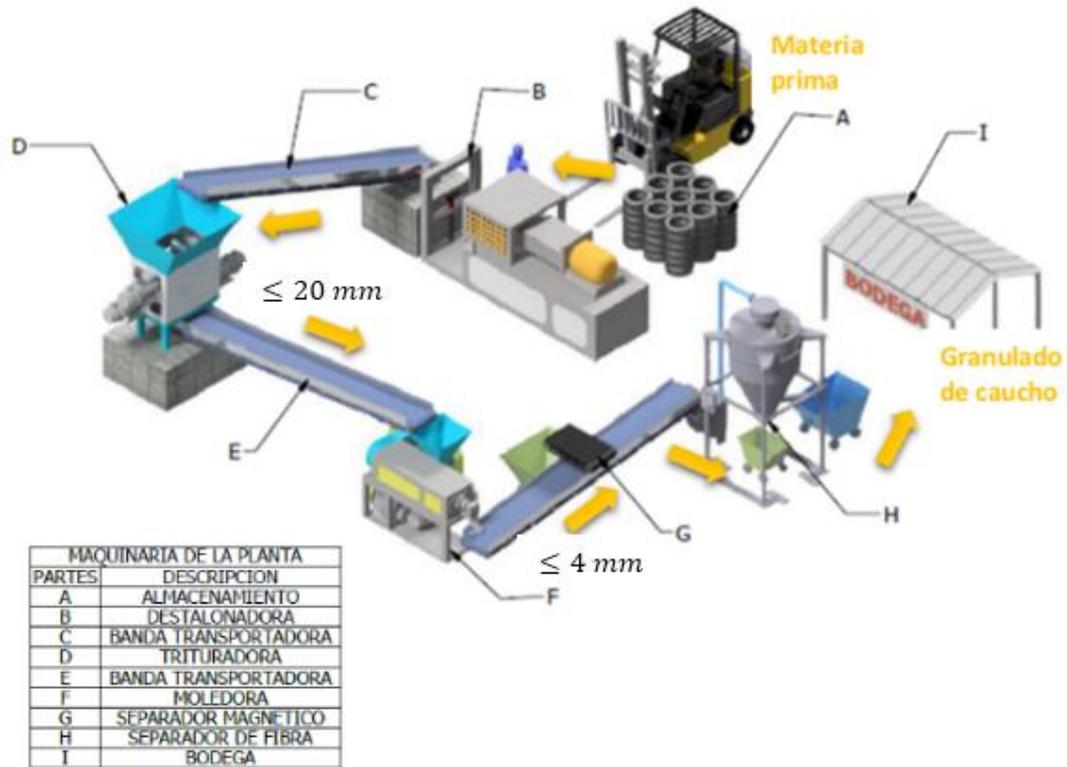


Figura 4 .Planta de trituracion de neumaticos

Fuente: Lalama y Navarrete, 2016

2.2 Maquinaria principal en una planta de trituración

Revisando la información pertinente se determinó que la maquinaria principal que interviene en una planta de trituración de neumáticos se muestra en la siguiente figura 5.



Figura 5 . Maquinaria principal en una planta de trituración

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

2.2.1 Destalonadora

La destalonadora es una máquina que sirve para extraer el anillo de alambre de acero presentes en los neumáticos, existen dos tipos de destalonadoras automáticas y manuales.

La destalonadora automática tiene un precio de \$20000, dimensiones de 4,1 x 1,3 x 1,75 metros, utiliza una potencia de 7,5 KW, pesa 2,8 T, el tamaño de los neumáticos de alimentación es menor o igual 1200 mm y su capacidad es de 40 neumáticos/hora; la cual se observa en la figura 6.



Figura 6. Destalonadora

Fuente: HvstGroup

2.2.2 Trituradora

Es una maquinaria que se basa en que el material que entra, se procesa y se obtiene el mismo material, pero en pedazos más pequeños.

Los diferentes tipos de trituradora y la selección de la misma, se tratará más adelante.

2.2.3 Moledora

La moledora es una máquina que procesa y disminuye la granulometría del material de caucho al deseado el cual es de 4 mm.

En la figura 7 se observa la moledora la cual tiene un precio de \$ 27000, cuya capacidad es de 400 kg/h, peso de 4,5T, potencia del motor principal es 49 KW, rotación principal del eje es de 32 rpm, el tamaño del material de alimentación es de menor o igual a 20 mm, y el tamaño del material de salida es menor o igual a 4 mm.

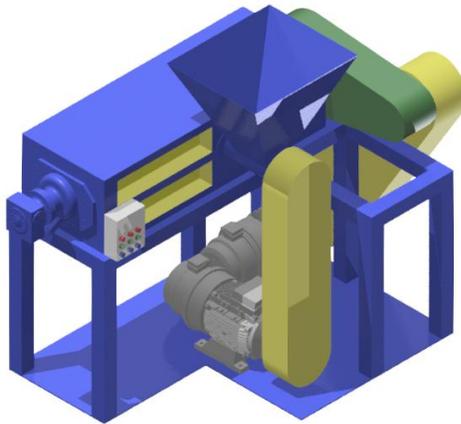


Figura 7 . Moledora

Fuente: XindaGroup

2.2.4 Separador magnético

El separador magnético es un equipo que separa el 99% del acero presente en los neumáticos, el acero es removido por medio de un separador magnético

el cual cuenta con una banda transportadora que se ocupa de conducir el metal hacia un punto de recolección.

En la figura 8 se observa el separador magnético el cual tiene un precio de \$10000, capacidad de tracción de 35 kg, y su dimensión será de 2,89 X 1,713 X 0,868 X 1,320 X 1,430 metros.



Figura 8 . Separador Magnético

Fuente: Chnmag

2.2.5 Separador de fibra

El separador de fibra utiliza el principio de centrifuga para recoger polvo de caucho de alta pureza y reciclar la fibra de nylon, mediante el ajuste de la velocidad de la corriente de aire en la cámara de separación y el tubo de acuerdo con el principio de funcionamiento que la gravedad específica del polvo de caucho es diferente de él de fibra para efectivamente separada.

En la actualidad existe un separador que tiene un precio de \$7000, capacidad de producción de 350 kg/min, dimensiones de 1,5 X 1,5 X 3,4 metros, rotación principal del eje es 464 rpm, potencia del motor principal es 5.5kw y un peso de 1500kg; el cual se observa en la figura 9.



Figura 9 .Separador de Fibra

Fuente: HvstGroup

2.3 Metodología de diseño

En la Figura 10 se observa la metodología de diseño que se utilizara a lo largo del presente trabajo.

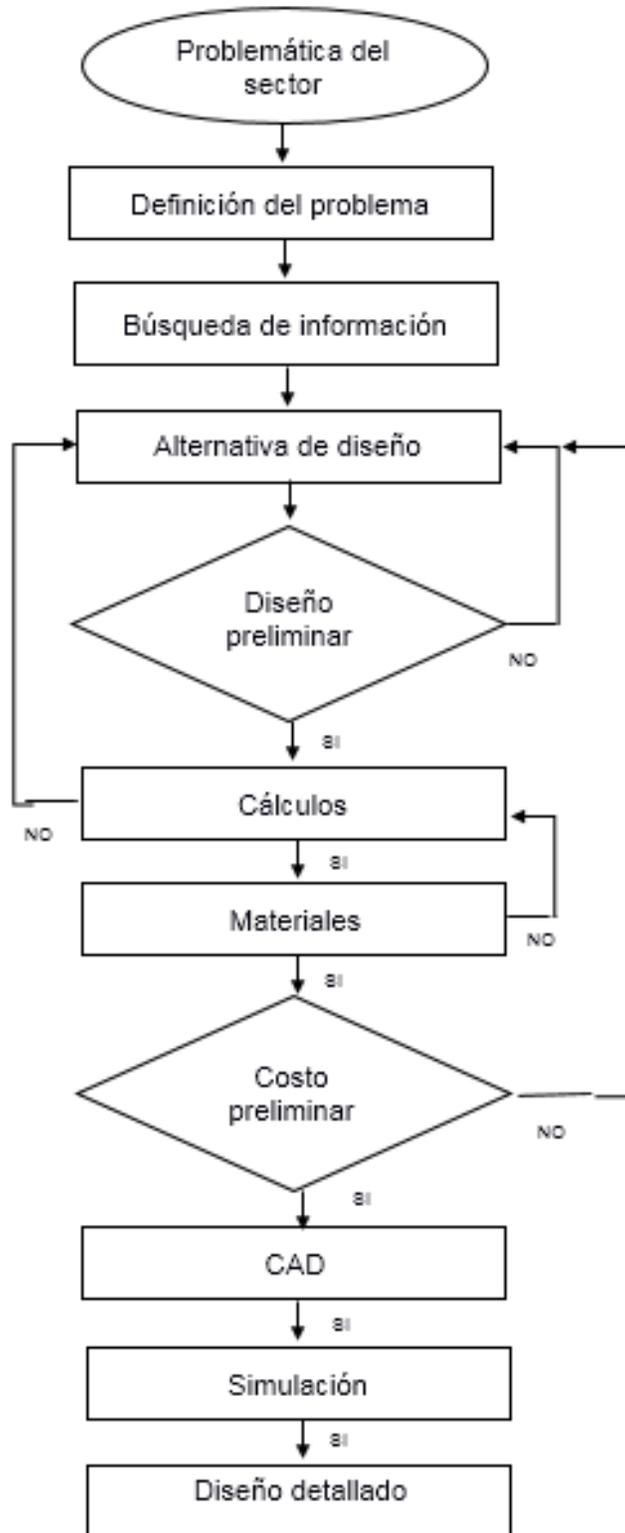


Figura 10 . Metodología de Diseño

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

2.4 Definición de los factores de influencia del diseño

Para comenzar la realización del diseño de la trituradora mecánica se deben tener en cuenta los factores más importantes que intervenga directamente con la decisión del diseño. Estos factores son los siguientes:

- Disponibilidad de materia prima.
- El tipo de material que se va a triturar.
- Tiempo en el que se va a triturar.
- Tonelaje por hora que se desea conseguir.
- Tamaño del elemento que se triturara.
- Disponibilidad de material para la construcción.

2.5 Tipos de trituradoras mecánicas:

Una vez que se tomó la decisión que la planta funcionara a través de una trituración mecánica para los neumáticos, se deben conocer los diferentes métodos de trituración que existentes para lograr la trituración mecánica de desechos sólidos para tomar la decisión de cual escoger.

2.5.1 Trituración-molinos de martillo

En este tipo de trituradora unos martillos son acoplados a un eje giratorio (ver Figura 11), golpean el residuo sólido mientras va ingresando, y posteriormente fuerzan el material triturado a través de la salida del equipo, que puede o no tener equipada parrillas de fondo de diferentes tamaños. Generalmente usados para tipo de materiales duros y frágiles, como el carbón, cemento, yeso, alumbre, ladrillos, baldosas y piedras caliza.

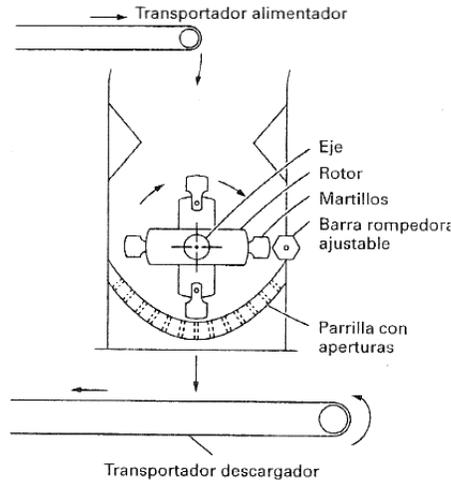


Figura 11 . Diagrama esquemático de la trituradora de molino de martillos

Fuente: Libro, George Tchobanoglous, Gestion Integral de residuos Sólidos, 1994

2.5.2 Trituración-molinos batiente

Este triturador es similar al anterior, con la diferencia que solamente proporciona trituración gruesa, porque los martillos están más separados (ver Figura 12). Operacionalmente este tipo de triturador son de un solo paso, mientras que en un molino de martillos el material permanece hasta que pasa a través de las aperturas en la parrilla del fondo. Usualmente los molinos de batiente se utilizan para romper bolsas, es decir, materiales de una gran dimensión, como rocas.

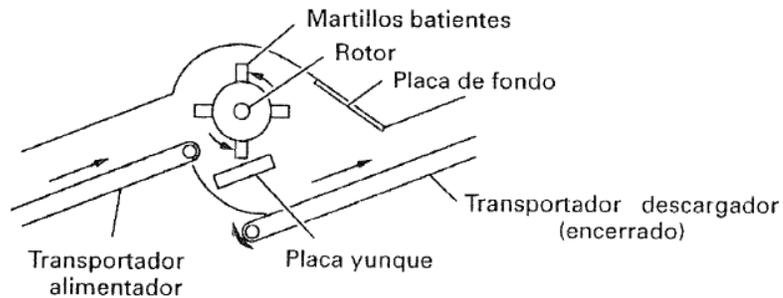


Figura 12 . Diagrama esquemático de la trituradora de molino batiente

Fuente: Libro, George Tchobanoglous, Gestion Integral de residuos Sólidos, 1994

2.5.3 Trituradora cortante

Generalmente está formada por uno, dos o hasta cuatro ejes. Cuando tiene dos ejes (ver Figura 13) estos son paralelos y contra giratorios, con una serie de discos montados perpendicularmente a lo largo de toda la longitud de ambos ejes que sirven como cortadores. El material residual a triturar se dirige al centro de los ejes contra giratorios, para su reducción de tamaño mediante la acción cortante del disco. El material triturado cae de la trituradora.

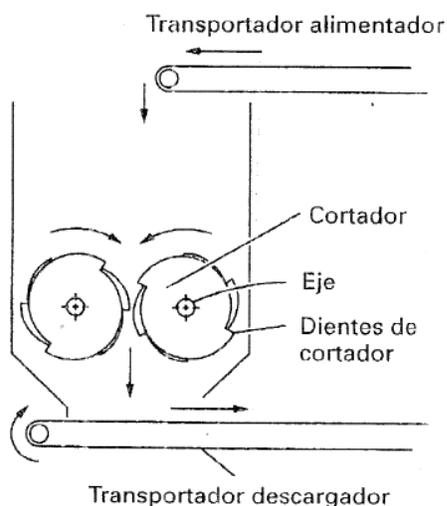


Figura 13 . Diagrama esquemático de la trituradora cortante

Fuente: Libro, George Tchobanoglous, Gestion Integral de residuos Sólidos, 1994

2.6 Selección de triturador

Existen diferentes tipos de diseños mecánicos para lograr la trituración de residuos sólidos, se debe analizar y tomar la decisión de cuál de las opciones mencionadas en el anterior punto es la mejor alternativa para lograr la trituración de los neumáticos, teniendo en cuenta los factores de influencia y las necesidades que el triturado debe cumplir.

La selección del tipo de triturador se plantea dividiendo las necesidades que se requiere cumplir en forma de objetivos generales, donde cada uno de ellos se lo sub-dividirá en objetivos particulares. Principalmente se requieren tres cosas que cumpla la maquinaria:

- Rendimiento
- Mantenimiento y seguridad
- Costos de fabricación y operación.

Bajo estos tres objetivos generales se enfocará el estudio para la selección del triturador. Cada uno de estos objetivos generales se los sub-dividen en objetivos particulares, que especifican las necesidades que debe cumplir el triturador en un área de estudio determinada por el objetivo general correspondiente, estos se pueden ver la siguiente tabla 4:

Tabla 4 . Objetivos generales y particulares que debe cumplir el triturador seleccionado

Objetivos
1. Rendimiento
1.1. Que logre triturar neumáticos tipo Radial completos
1.2. Conseguir un producto final con una granulometría de 20 mm
1.3. Utilizar un proceso mecánico para la trituración
1.4. Que el triturador tenga una eficiencia mínima del 90% de la capacidad de diseño
1.5. Proceso continuo
1.6. Que logre conseguir Acero y textil útil como producto secundario
1.7. Que el producto final sea lo menos húmedo posible
2. Mantenimiento
2.1. Maquinaria de un fácil mantenimiento
2.2. Maquinaria operativamente fácil de controlar
2.3. Resistente a tiempos de operación prolongados
2.4. Disponibilidad de materiales para su construcción y repuestos
3. costos
3.1. Costos de construcción moderados
3.2. Costos de producción
3.3. Cantidad de personal para operar la maquinaria
3.4. Costo de mantenimiento y reparación

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Determinado los objetivos particulares para cada objetivo general en la tabla 4, se los jerarquizara dándoles un valor cuantitativo usando tablas de comparación pareada para lograr este propósito.

La importancia relativa de los objetivos establecidos en la tabla 4, se la establece con un Proceso Analítico Jerárquico (AHP) dando una escala relativa de importancia enfocada en los objetivos. La escala que se usara se señala en la siguiente tabla 5: (Saaty, 1986).

Tabla 5 . Escala de jerarquización de los objetivos

Escala
1: Iguales
5: Mas importante
10: Mucho más importante
1/5: Menos importante
1/10: Mucho menos importante

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Con la tabla 5 se trabaja con los objetivos generales planteados para jerarquizarlos en la tabla de comparación pareada (tabla 6).

Tabla 6 . Comparación pareada del objetivos generales.

Objetivos	Rendimiento	Mantenimiento	Costos	Total	Peso
Rendimiento	1	5	7	13	0,604
Mantenimiento	0,2	1	6	7,2	0,335
Costos	0,143	0,167	1	1,31	0,061
Gran Total				21,51	1,000

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

La tabla 6 determina que el rendimiento es el objetivo general de mayor relevancia de acuerdo al “peso” obtenido, seguidamente de la seguridad y por

último los costos, en orden jerárquico. El peso obtenido para cada objetivo general determina cuantitativamente cuanto es el máximo valor que puede tener cada objetivo particular, es decir, que un objetivo particular como el de “Que logre triturar el caucho de neumáticos tipo radial” no podrá tener un peso mayor a 0,604, ya que este es el máximo valor en peso que puede tener un objetivo particular perteneciente al objetivo general de rendimiento. Dado estas aclaraciones se procede a realizar una tabla de comparación pareada para cada uno de los grupos de objetivos generales, comenzando con los objetivos enfocados al rendimiento (tabla 7).

Tabla 7 . Comparación pareada de los objetivos enfocados a rendimiento, donde los ítems se estipulan en la tabla

Objetivo	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	Total	Peso	Peso Absoluto
1.1	1	2	3	5	6	7	8	32,00	0,27	0,165
1.2	0,50	1	4	5	5	5	8	28,50	0,24	0,147
1.3	0,33	0,25	1	2	2	4	8	17,58	0,15	0,091
1.4	0,20	0,20	0,50	1	3	5	7	16,90	0,14	0,087
1.5	0,17	0,20	0,50	0,33	1	4	6	12,20	0,10	0,063
1.6	0,14	0,20	0,25	0,20	0,25	1	6	8,04	0,07	0,042
1.7	0,13	0,13	0,13	0,14	0,17	0,17	1	1,85	0,02	0,010
Gran Total								117,08	1,00	0,604

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Con la tabla 7 se determina el “peso” de cada uno de los objetivos particulares de acuerdo al rendimiento del triturador que se desea seleccionar, de esta forma se los ha jerarquizado cuantitativamente. Se procede a realizar el mismo procedimiento para los grupos de objetivos enfocados a seguridad y costos. Se presentan las siguientes tablas:

Tabla 8 . Comparación pareada de los objetivos enfocados a Mantenimiento y Seguridad , donde los ítems se estipulan en la tabla

Objetivo	2.1	2.2	2.3	2.4	Total	Peso	Peso Absoluto
2.1	1,0	2,0	3,0	4,0	10,00	0,386	0,129
2.2	0,5	1,0	3,0	4,0	8,50	0,328	0,110
2.3	0,3	0,3	1,0	4,0	5,67	0,219	0,073
2.4	0,3	0,3	0,3	1,0	1,75	0,068	0,023
Gran Total					25,92	1,000	0,335

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Tabla 9 . Comparación pareada de los objetivos enfocados a costos, donde los ítems se estipulan en la tabla.

Objetivo	3.1	3.2	3.3	3.4	Total	Peso	Peso Absoluto
3.1	1,00	2,00	5,00	6,00	14,00	0,40	0,024
3.2	0,50	1,00	6,00	7,00	14,50	0,41	0,025
3.3	0,20	0,17	1,00	4,00	5,37	0,15	0,009
3.4	0,17	0,14	0,25	1,00	1,56	0,04	0,003
Gran Total					35,43	1,00	0,061

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Donde en la tabla 8 se obtiene los “pesos” de cada objetivo particular que se refiere a seguridad y la tabla 9 se obtiene los “pesos” de cada objetivo particular que se refiere a costos. Con estos resultados obtenidos en las tablas anteriores, se jerarquizo cada uno de los objetivos que debe cumplir la trituradora que se desea diseñar. Cabe acatar que los objetivos de las tablas 7, 8 y 9 se representa con números, donde su designación se encuentra en la tabla 4.

Para seleccionar el tipo de triturador se utiliza una matriz decisión por el método de calificación de “pesos”, donde los objetivos con sus respectivos

pesos están descritos en las tablas 7,8 y 9. En la matriz de decisión se compara 4 de las alternativas mencionadas en el punto 2.4 de este documento, siendo estas la trituradora de molinos de martillos, trituradora de molino batientes, triturado cortante y trituradora de molinos de bolas. Usando una escala de valoración de los objetivos a comparar de 1, 3 y 5 para una consideración alta, media y baja respectivamente. La matriz de decisión se presenta en la siguiente tabla 10:

Tabla 10 . Matriz de decisión por el método de calificación de “pesos” para la selección del tipo de trituradora

Selección de criterio	Peso	Concepto					
		Martillos		Batiente		Cortante	
		Valor	Peso total	Valor	Peso total	Valor	Peso total
1.1.	16,50	3,00	49,50	1,00	16,50	5,00	82,50
1.2.	14,70	3,00	44,10	1,00	14,70	5,00	73,50
1.3.	9,10	5,00	45,50	5,00	45,50	5,00	45,50
1.4.	8,70	5,00	43,50	1,00	8,70	5,00	43,50
1.5.	6,30	3,00	18,90	5,00	31,50	5,00	31,50
1.6.	4,20	3,00	12,60	3,00	12,60	3,00	12,60
1.7.	1,00	3,00	3,00	5,00	5,00	5,00	5,00
2.1	12,90	5,00	64,50	3,00	38,70	3,00	38,70
2.2.	11,00	3,00	33,00	3,00	33,00	5,00	55,00
2.3.	7,30	3,00	21,90	3,00	21,90	5,00	36,50
2.4.	2,30	3,00	6,90	1,00	2,30	3,00	6,90
3.1.	2,4	3,00	7,20	3,00	7,20	3,00	7,20
3.2	2,5	3,00	7,50	3,00	7,50	5,00	12,50
3.3.	0,9	3,00	2,70	3,00	2,70	3,00	2,70
3.4.	0,3	5,00	1,50	3,00	0,90	5,00	1,50
TOTAL	100,00	362,30		248,70		455,10	

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

De acuerdo a la última tabla, se determina que la alternativa de la trituradora cortante es la que mejor se adapta a los objetivos planteados en la tabla 4. Ahora de acuerdo al punto 2.4.3 existen 3 formas de una trituradora cortante, la de un solo eje, la de dos o de cuatro ejes, por lo tanto, se necesita decidir con un procedimiento similar para seleccionar cuál de las tres formas de trituración de forma cortante es la idónea para el propósito. Principalmente se basa en los objetivos jerarquizados de rendimiento de la trituradora propuesto en la tabla 7, se realiza una matriz decisión por el método de clasificación de “peso”, la cual se ve en la siguiente tabla 11, siendo una alternativa la trituradora cortante de un eje, otra alternativa una trituradora cortante de dos ejes y por último una trituradora cortante de cuatro ejes:

Tabla 11 . Matriz de decisión por el método de calificación de “pesos” para la selección del método de trituración cortante

Selección de criterio	Peso	Concepto					
		Un Eje		Dos Ejes		Cuatro Ejes	
		Valor	Peso total	Valor	Peso total	Valor	Peso total
1.1.	16,50	3,00	49,50	5,00	82,50	5,00	82,50
1.2.	14,70	3,00	44,10	3,00	44,10	5,00	73,50
1.3.	9,10	5,00	45,50	5,00	45,50	5,00	45,50
1.4.	8,70	1,00	8,70	5,00	43,50	5,00	43,50
1.5.	6,30	3,00	18,90	5,00	31,50	5,00	31,50
1.6.	4,20	3,00	12,60	3,00	12,60	3,00	12,60
1.7.	1,00	1,00	1,00	3,00	3,00	5,00	5,00
TOTAL	60,50	180,30		262,70		294,10	

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Siendo el triturador cortante de cuatro ejes la mejor alternativa para nuestra necesidad de triturar neumáticos y obtener caucho triturador de una granulometría de 20 mm, de acuerdo a la última tabla.

2.7 Diseño de forma

La figura 14, se, muestra el diseño de forma del triturador de 4 ejes el cual deberá triturar neumáticos radiales de un diámetro menor o igual a 1089 mm y un ancho menor o igual a 318 mm.

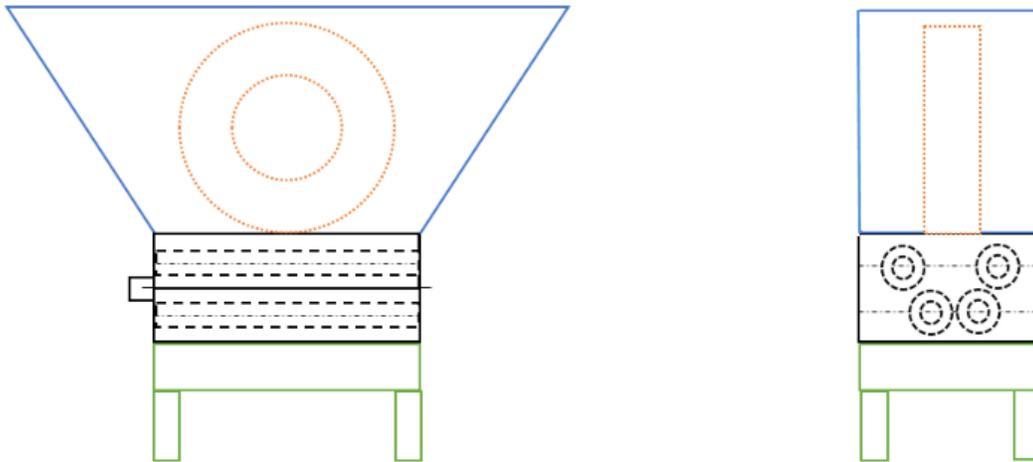


Figura 14 . Diseño de Forma del triturador

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016.

2.8 Resumen de selección

Triturador mecánico de cuchillas rotativas

Triturador de 4 ejes

Capacidad aproximada de 0,64 Toneladas métricas por hora

Tamaño del neumático de alimentación es de igual o menor de 1089 mm

2.9 Diseño de las cuchillas

Para diseñar las cuchillas, se utilizó el modelo de corte ortogonal y las ecuaciones de Merchant. En la Figura 15 se muestra el corto ortogonal en donde α es el ángulo de inclinación y ϕ ángulo de claro o de incidencia.

Durante el corte el espesor de la viruta antes de su formación t_o y al formarse la viruta a lo largo del plano de corte, incrementa su espesor a t_c . Además, el corte ortogonal tiene una dimensión de anchura w .

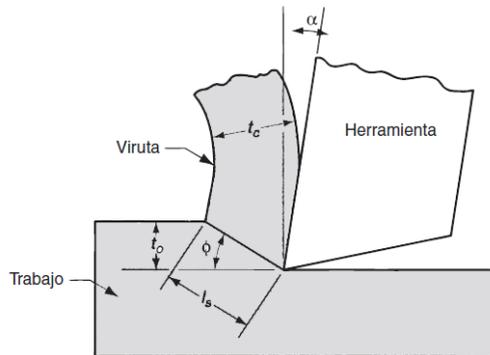


Figura 15 . Corte Ortogonal

Fuente: Fundamentos de manufactura moderna, 2010, p.487

La relación de t_o a t_c se llama **relación del grueso de la viruta** (o simplemente relación de viruta) r .

$$r = \frac{t_o}{t_c}$$

Suponiendo que t_o es igual a 15 mm y t_c 20 mm, se obtiene:

$$r = 0.75$$

La forma del modelo de corte ortogonal permite establecer una relación importante entre el espesor de la viruta, el ángulo de inclinación y el ángulo del plano de corte. La cual es:

$$\tan \varphi = \frac{r \cos \alpha}{1 - r \sin \alpha}$$

Suponiendo un ángulo de inclinación de 20° :

$$\tan \varphi = 0.9479$$

$$\varphi = 43.46^\circ$$

Se puede definir varias fuerzas respecto al modelo de corte ortogonal. Con base en estas fuerzas, se puede definir el esfuerzo cortante, el coeficiente de fricción y algunas otras relaciones.

En la figura 16 se observa las fuerzas que la herramienta aplica contra la viruta se pueden separar en dos componentes mutuamente perpendiculares: la fuerza de fricción F es la que resiste el flujo de la viruta a lo largo de la cara inclinada de la herramienta y la fuerza normal a la fricción, N , es perpendicular a la fuerza de fricción. Además de las fuerzas de la herramienta que actúan sobre la viruta, el trabajo impone dos componentes de fuerza sobre la viruta: la fuerza cortante F_s es la fuerza que causa la deformación de corte que ocurre en el plano de corte, y la fuerza normal a la cortante, F_n es normal a la fuerza cortante.

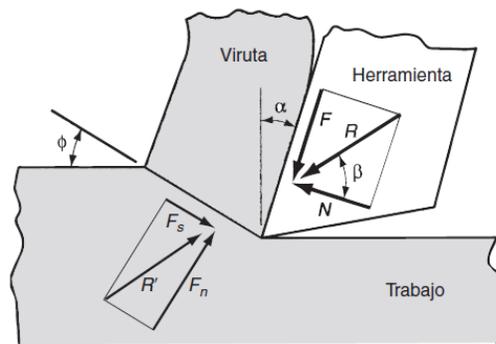


Figura 16 . Fuerzas que actúan sobre la viruta

Fuente: Fundamentos de manufactura moderna, 2010, p.491

El área del plano de corte se lo define por la siguiente ecuación:

$$A_s = \frac{t_o w}{\sin \phi}$$

$$A_s = 872.14 \text{ mm}^2$$

Con base en la fuerza cortante se puede definir el esfuerzo cortante que actúa a lo largo del plano de corte entre el trabajo y la viruta:

$$\tau = \frac{F_s}{A_s}$$

Por lo tanto, este esfuerzo es igual a la resistencia cortante del material de trabajo ($\tau = S$) bajo las condiciones en las que ocurre el corte. La resistencia a la cortante S se puede estimar a partir de los datos de resistencia a la tensión, por medio de la aproximación:

$$S = 0.7 (TS)$$

$$S = 17.5 \text{ MPa}$$

$$S = 17.5 \text{ N/mm}^2$$

Si, $\tau = S$ entonces:

$$F_s = S * A_s$$

$$F_s = 15262.5531 \text{ N}$$

La ecuación de Merchant nos permite relacionar todos los ángulos presentes en el corte ortogonal con la siguiente ecuación:

$$\varphi = 45^\circ + \frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2}$$

En donde,

$$\beta = 2 \left(45 + \frac{\alpha}{2} - \varphi \right)$$

$$\beta = 23.08^\circ$$

La figura 17 se observa que la fuerza de corte F_c que va en la dirección del corte, la misma dirección de la velocidad de corte, y la fuerza de empuje F_t , es perpendicular a la fuerza de corte.

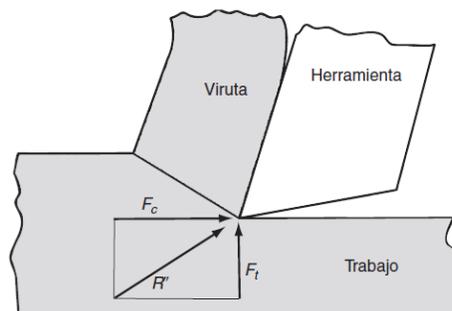


Figura 17 . Fuerzas que actúan sobre la herramienta

Fuente: Fundamentos de manufactura moderna, 2010, p.491

La fuerza de corte y la fuerza de empuje están relacionadas con la resistencia al corte del material de la siguiente manera:

$$F_c = \frac{F_s \cos(\beta - \alpha)}{\cos(\varphi + \beta - \alpha)}$$

$$F_c = 22153.6 \text{ N}$$

$$F_t = \frac{F_s \sin(\beta - \alpha)}{\cos(\varphi + \beta - \alpha)}$$

$$F_t = 1185.28 \text{ N}$$

2.9.1 CAD y Simulación de las cuchillas

Por medio de un CAD como Autodesk Inventor Professional 2016, se realizó el diseño y simulación estática de la cuchilla.

En la figura 18 se observa el plano de la cuchilla la cual tiene un diámetro de 440 mm y un ancho de 40 mm.

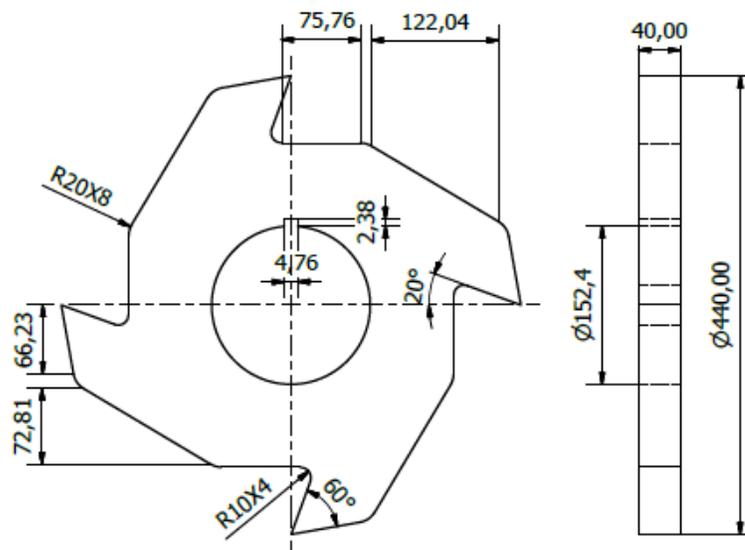


Figura 18. Plano de cuchilla

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

El material que se utiliza para la simulación es un acero de alta resistencia y baja aleación, también se colocaron las fuerzas de corte (F_c), fuerza de empuje (F_t), y el peso de la misma (g); las cuales se pueden observar en la figura 19.

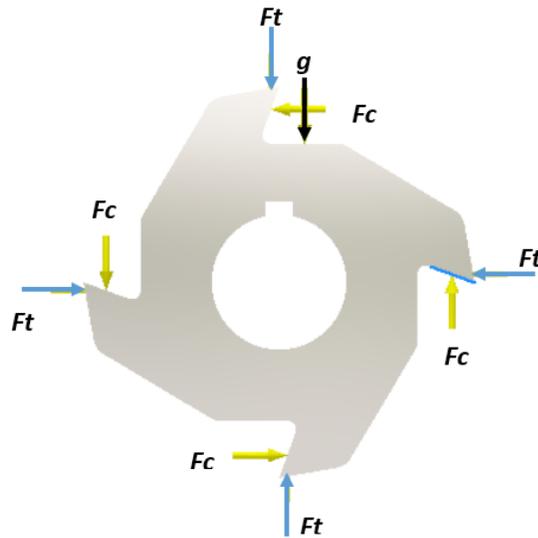


Figura 19 . Fuerzas en la Cuchilla

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

En la figura 20 se observa la simulación de la cuchilla usando la teoría de Von Mises, cuyo esfuerzo mínimo es de 0 MPa el cual se encuentra alejada de las fuerzas aplicadas y el esfuerzo máximo es de 26.29 MPa como se puede percibir se encuentra en la cara de corte de las cuchillas.

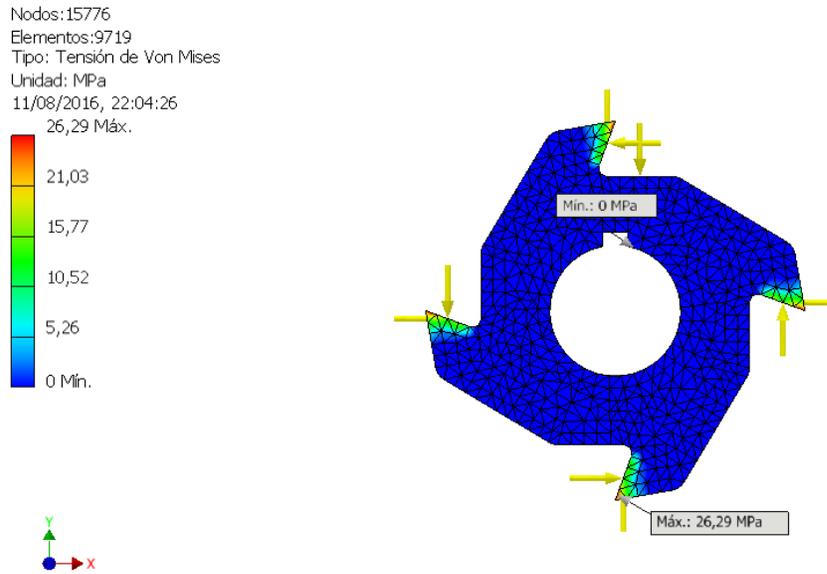


Figura 20 .Simulacion de las cuchilla (Tension Von Mises)

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

En la figura 21 se observa el comportamiento del desplazamiento de las cuchillas cuyo máximo desplazamiento será de 0.0025 mm en el filo de corte.

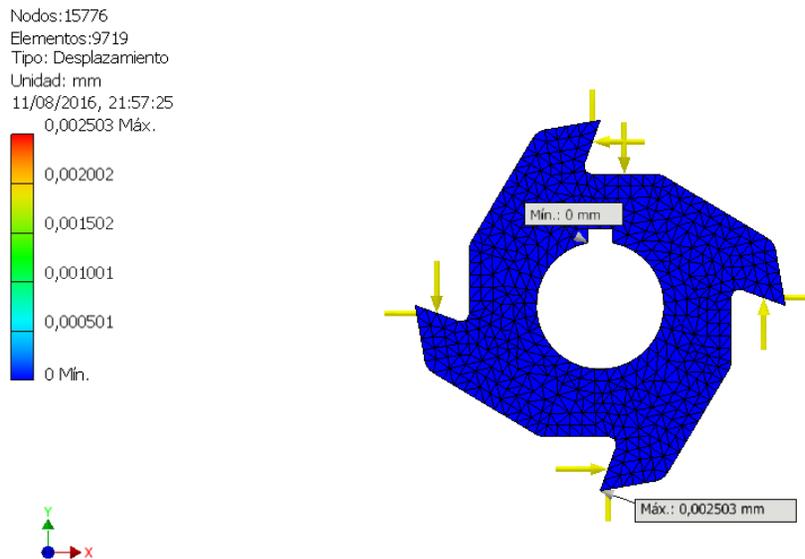


Figura 21 . Simulacion de las cuchilla (desplazamiento)

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

En la figura 22 se observa la simulación del coeficiente de seguridad de las cuchillas, el cual el mínimo coeficiente de seguridad estático es de 10.49 en el plano de corte.

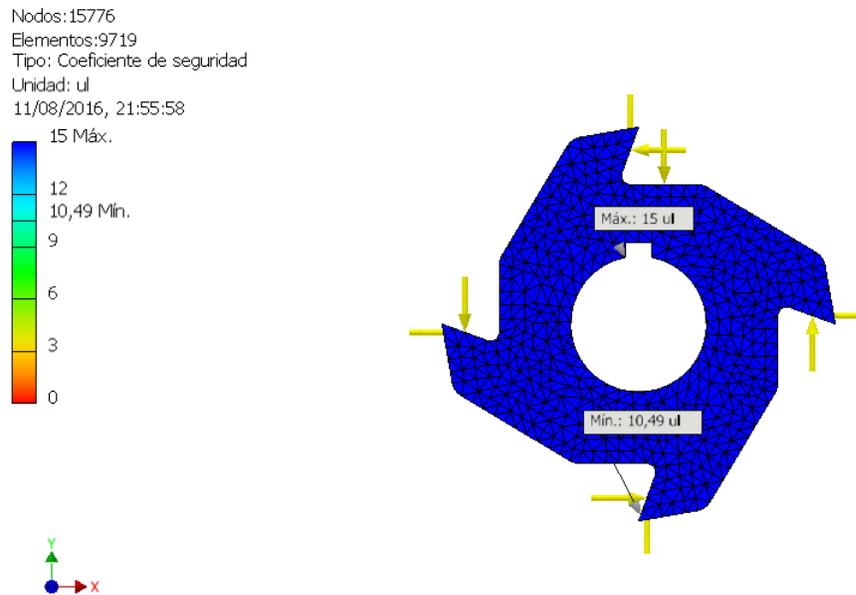


Figura 22 . Simulacion de las cuchillas (coeficiente de seguridad)

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

2.9.2 Disposición de las cuchillas

Las cuchillas se colocarán en el eje las cuales serán 15, estas cuchillas se sujetarán por medio de un pasador y cuña, la cuña en la cuchilla variara cada 24, las cuchillas estarán separadas por medio de un separador el cual tendrá un ancho de 40 mm y un diámetro de 200mm, esta disposición se puede observar en la figura 23 y en la figura 24.

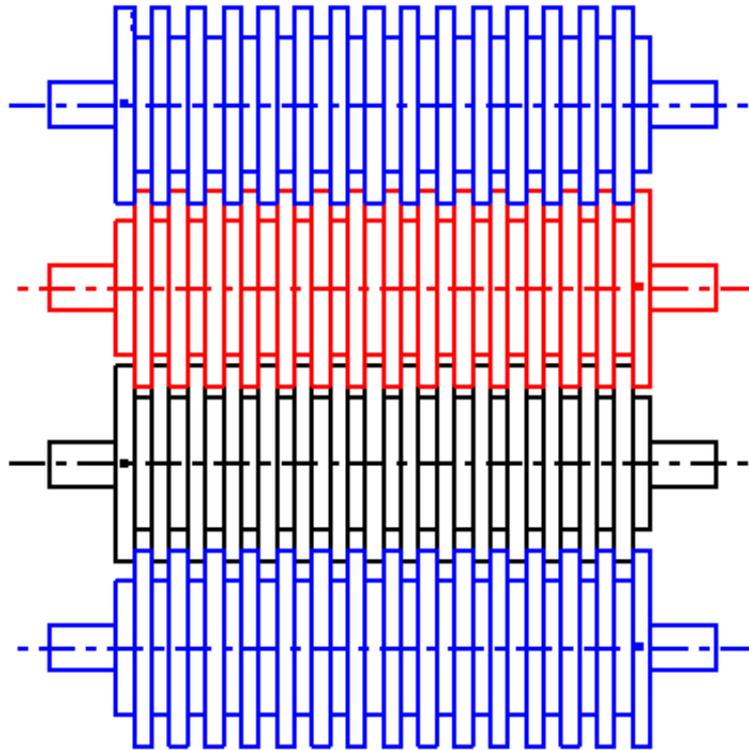


Figura 23 . Disposición de las cuchillas (vista superior)

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

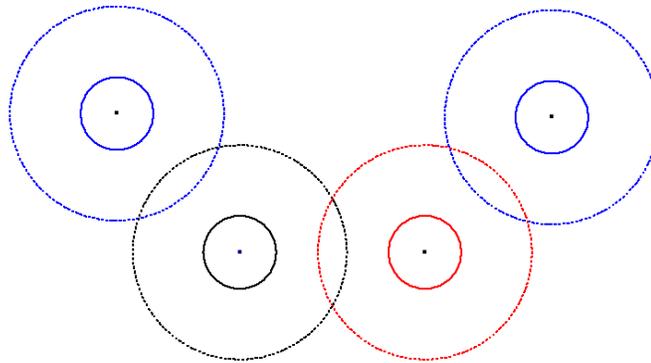


Figura 24 . Disposición de las cuchillas (Vista lateral derecha)

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

2.10 Separador

Para el diseño de los separadores, lo único que se analizó fue que sirven para separar las cuchillas, el material a utilizar para los separadores es AISI 1045 el cual tiene buena tenacidad.

En la Figura 25 se muestra las dimensiones que tendrá el separador.

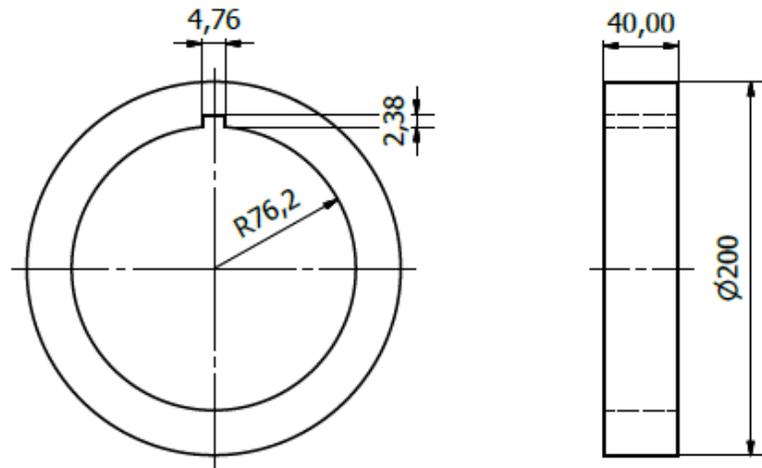


Figura 25 .Plano del Separador

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

2.11 Calculo de potencia del motor

Antes de determinar la potencia, se debe conocer cuáles son los motores estándares comerciales disponibles en mercado con su respectiva velocidad, para ello se coloca la siguiente tabla:

Tabla 12 . Motores estándares NEMA con su respectivas velocidades

Caballos de fuerza (HP)	RPM de motor			
	0.50	900	1200	1800
0.75	900	1200	1800	3600
1.00	900	1200	1800	3600

1.50	900	1200	1800	3600
2.00	900	1200	1800	3600
3.00	900	1200	1800	3600
5.00	900	1200	1800	3600
7.50	900	1200	1800	3600
10.00	900	1200	1800	3600
15.00	900	1200	1800	3600
20.00	900	1200	1800	3600
25.00	900	1200	1800	3600
30.00	900	1200	1800	3600
40.00	900	1200	1800	3600
50.00	900	1200	1800	3600
75.00	900	1200	1800	3600
100.00	900	1200	1800	3600
125.00	900	1200	1800	3600
150.00	900	1200	1800	3600
200.00	900	1200	1800	3600
250.00	900	1200	1800	3600
300.00	900	1200	1800	3600

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Para determinar la potencia del motor se puede usar las siguientes ecuaciones:

$$P = Tw$$

$$T = Fr$$

Dónde,

P: Potencia requerida

T: Torque

w: Velocidad angular

F: Fuerza de corte de las cuchillas

r: Radio de las cuchillas

El modelo matemático para determinar la potencia es más complejo, ya que, el análisis del esfuerzo que ejercen las cuchillas sobre el neumático a triturador es variable; por esta razón es preferible determinar la potencia del motor por medio de un benchmarking de trituradores existentes en el mercado con finalidades similares al triturador que se desea diseñar. De acuerdo a la marca “TRITOTUTTO” un triturador con nuestras características requiere una potencia total de:

$$P = 140 \text{ HP}$$

2.12 Selección de motorreductor

Para determinar el motorreductor se tiene los siguientes datos:

$$P = 35 \text{ HP}$$

$$RPM \text{ del motor} = 1750$$

$$RPM \text{ del eje} = 18$$

Por lo tanto, la relación de velocidad es:

$$i = \frac{RPM \text{ del motor}}{RPM \text{ del eje}}$$

$$i = 95$$

Se selecciona el motorreductor “C68340” de acuerdo a lo datos del catálogo “Motorreductores y reductores de engranajes helicoidales” de la empresa “WEG CESTARI”

2.13 Diseño del eje

El triturador cuenta con 4 ejes que están sometidos a diferentes cargas de flexión y de torsión por causa de la transmisión de movimiento del motor al eje, por el peso de las cuchillas que están en el eje, el torque que genera las cuchillas en la trituración y la fuerza de impacto que se genera al triturar las

llantas. Además, hay que tomar en consideración las cargas que puedan generar los diferentes elementos mecánicos que se acoplen al eje como rodamientos y el motorreductor.

En la figura 26, se muestra un diagrama esquemático de cómo van colocadas las cuchillas en el eje.

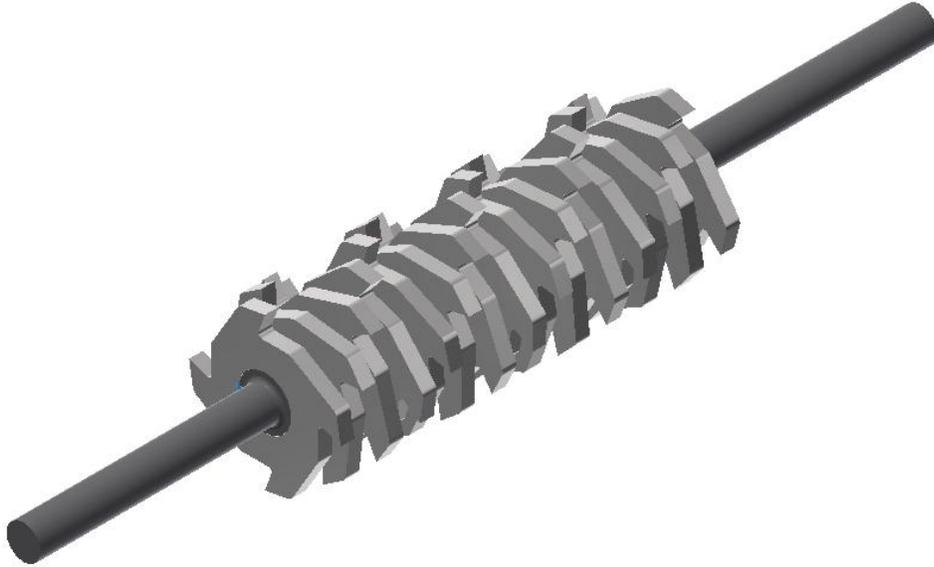


Figura 26 . Diagrama esquemático de colocación de las cuchillas en el eje

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Aunque cada cuchilla causa un torque y una de fuerza impacto, para simplificar el análisis se reemplazaran estas fuerzas por un sistema de fuerzas equivalentes de una fuerza y un torque. Bajo estas consideraciones se muestra un esquema de los elementos que se añaden al eje y que hay considerar para el diseño.

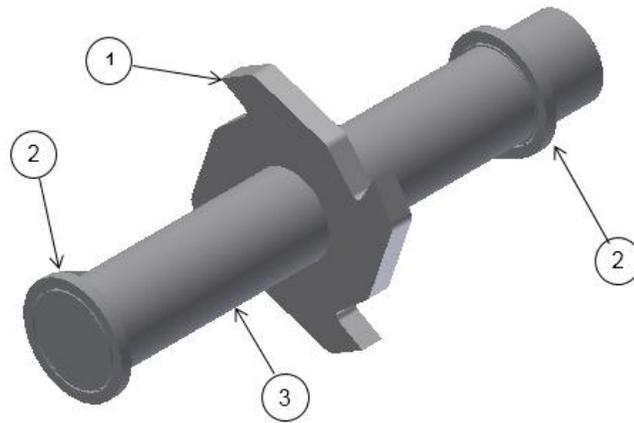


Figura 27 . Diseño esquemático del eje, donde se muestran los diferentes elementos que se encuentran en el eje, donde el #1 es la cuchilla, #2 son los rodamientos, #3 es el eje

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

2.13.1 Diseño de Forma

En la siguiente figura se muestra el diseño de forma que se usara para el eje.

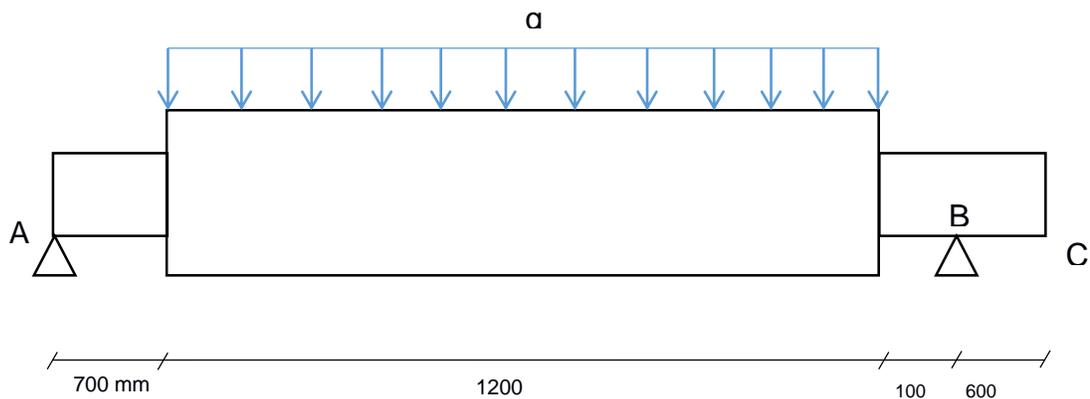


Figura 28 . Diseño de forma del eje

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Donde q es peso distribuido de las cuchillas y los separadores en la longitud del eje. En el punto A y B se colocarán rodamientos y en el punto C se acoplará un motorreductor.

2.13.2 Diagrama de cuerpo libre

Se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre del eje, en el cual se muestran las fuerzas y reacciones que actúan en el eje.

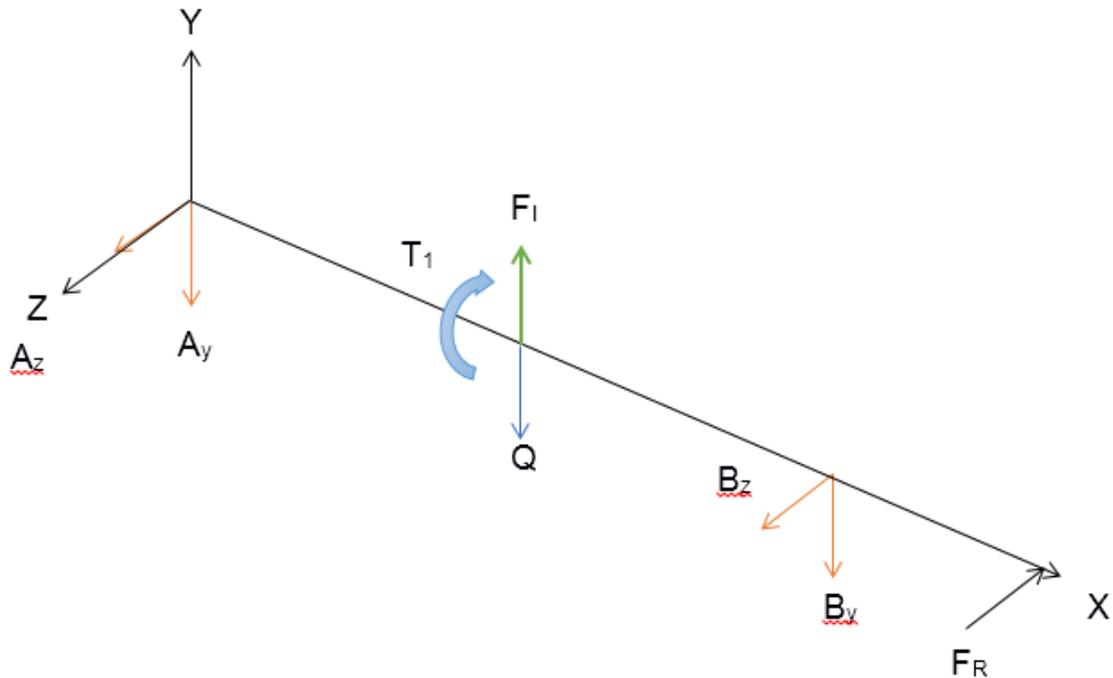


Figura 29 . Diagrama del cuerpo libre

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

En donde:

A_z, A_y : Reacciones del rodamiento en el punto A.

B_z, B_y : Reacciones del rodamiento en el punto B

Q : Fuerza puntual del peso generado por la carga distribuida rectangular de los separadores y las cuchillas

F_i : Fuerza generada por el impacto de las cuchillas con el neumático al triturar en un instante de tiempo

F_R : Fuerza radial causada por el acople entre el motorreductor y el eje.

T_1 : Torque generado por las cuchillas.

2.13.3 Determinación de fuerzas que actúan en el eje:

Para determinar las reacciones que causan los rodamientos en el eje, primero hay que calcular cada una de las fuerzas que actúan sobre el eje.

2.13.3.1 Carga q:

Se asumirá que la carga q es una distribución rectangular que resulta de la suma entre las cargas de las cuchillas y los separadores que ejercen sobre el eje. Las cuchillas y separadores se fabrican con un acero AISI S1, con una densidad de:

$$\rho = 8000 \frac{kg}{m^3}$$

Para el cálculo de la carga se necesita el volumen las cuchillas y los separadores, por lo tanto, también se requiere el área de los mismos, estas son:

$$A_{cuchillas} = 134210 \text{ mm}^2$$
$$A_{separadores} = 23562 \text{ mm}^2$$

Conociendo que el espesor de las cuchillas y separadores es de 40 mm, el volumen por lo tanto es,

$$V_{cuchillas} = 0.08053 \text{ m}^3$$
$$V_{separadores} = 0.01414 \text{ m}^3$$

Sumando estos valores para luego multiplicarlos por la densidad y dividiendo para longitud del eje donde se encuentra la carga distribuida de las cuchillas y los separadores de 1,204 m, da un resultado de:

$$q = 6164 \frac{N}{m}$$

2.13.3.2 Torque T_1 :

Se lo determina con la siguiente ecuación:

$$T_1 = F_c r n$$

Dónde:

F_c : Fuerza de corte de las cuchillas

r : Radio de las cuchillas

n : numero de cuchillas

Conociendo que la fuerza de corte tiene un valor de 22153 N y hay un total de 15 cuchillas de trabajo sobre el eje con un radio de 0,22 m, por lo tanto, el torque es:

$$T_1 = 73105 N * m$$

2.13.3.3 Fuerza de impacto F_i :

Al momento que las cuchillas se encuentran en un instante de tiempo se genera una fuerza impacto, debido a la energía que se suministra para que se pueda triturar el neumático. Para calcular esta fuerza se analiza una proporción del neumático que se debe triturar y que está sometida a esta carga de impacto representada a continuación:

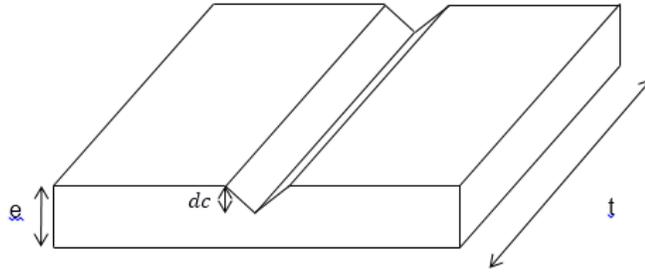


Figura 30 . Porción de neumático para el análisis de la fuerza de impacto, donde “t” es la longitud de cuchilla, “e” es el espesor de esta porción de neumático y “dc” es el avance del corte a lo largo del todo el espesor en un instante de tiempo

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

En la figura 30, para que se cumpla la rotura o el avance de corte del neumático en la trituración se debe cumplir lo siguiente:

$$\delta W \geq \delta U_{el} + \delta U_s$$

Dónde:

δW : Trabajo de fuerzas exteriores generada por la energía suministrada.

δU_{el} : Cambio de energía elástica del material.

δU_s : Cambio de energía absorbida por el material en la rotura.

Lo que significa que la rotura solo sucederá cuando la energía suministrada por las fuerzas exteriores es mayor o igual a la gastada para el proceso de rotura del material. Debido a la naturaleza del proceso de trituración el cambio de energía elástica es despreciable en comparación al trabajo realizado por las cuchillas al cortar, debido a que la rotura del neumático es de rápida propagación de la grieta, por lo tanto, la ecuación se reduce a:

$$\delta W = \delta U_s$$

Para calcular el δU_s se propone el siguiente esquema:

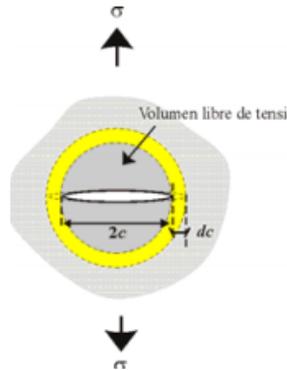


Figura 31 . Esquema que muestra la propagación de la grieta a ocasionarse la rotura

Fuente: Universidad de Navarra, 2009

La figura 31, describe como se crea una nueva superficie al ocasionarse una rotura en el material, es este caso en el neumático. Por lo tanto, la ecuación que describe este fenómeno es la siguiente:

$$\delta U_s = G_c \delta S$$

Dónde:

G_c : Energía absorbida por unidad de superficie en J/m^2

δS : Diferencial de área superficial de la propagación de la grieta

La energía absorbida por unidad de superficie es una propiedad del material. Si se observa la figura 28, la ecuación se convierte en:

$$\delta U_s = G_c * 2dc * t$$

Por lo tanto, si reemplazamos esta ecuación y el δW por $F_i dc$, se obtiene:

$$F_i = 2G_c t$$

Con esta ecuación se calcula la fuerza de impacto, pero para determinar G_c se necesita la tenacidad a la fractura del material para calcularlo con la siguiente ecuación:

$$K = \sqrt{EG_c}$$

Dónde:

K : Tenacidad a la fractura.

E : Módulo de elasticidad del material.

Tanto el valor de K y E se obtiene de un libro de base de datos de materiales de la universidad de Cambridge. Estos valores son:

$$K = 0.5 \text{ MPa} * \text{m}^{0.5}$$

$$E = 0.0025 \text{ GPa}$$

Reemplazando estos valores y despejando se obtiene:

$$G_c = 25000 \frac{\text{J}}{\text{m}^2}$$

Si la longitud de la cuchilla (espesor) es 40 mm, entonces la fuerza de impacto es:

$$F_i = 2000 \text{ N}$$

2.13.3.4 Fuerza radial F_R

Se selecciona un motorreductor de acuerdo al catálogo de motorreductores "WEG CESTARI", en él se da el valor de la fuerza radial del acople del motorreductor con el eje dependiendo la potencia que el eje necesita, el radio y el número de revoluciones del eje, este valor es:

$$F_R = 3200 \text{ N}$$

2.13.3.5 Determinación de las reacciones

Una vez que se obtiene las fuerzas que actúan sobre el eje, se procede a calcular las reacciones que causan los rodamientos. Primero realizamos una sumatoria de fuerzas y momentos en el plano x-y:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ F_I - q - A_y - B_y &= 0 \\ \sum M_A &= 0 \\ F_I(1.3) - q(1.3) - B_y(2) &= 0\end{aligned}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtiene:

$$\begin{aligned}A_y &= -594.5 \text{ N} \\ B_y &= -1104 \text{ N}\end{aligned}$$

Ahora se realiza sumatoria de fuerzas y momentos en el plano x-z.

$$\begin{aligned}\sum F_z &= 0 \\ A_z + B_z - F_R &= 0 \\ \sum M_A &= 0 \\ F_R(2.6) - B_z(2) &= 0\end{aligned}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtiene:

$$\begin{aligned}A_z &= -966 \text{ N} \\ B_z &= 4186 \text{ N}\end{aligned}$$

2.13.4 Diagrama de momentos

Se realiza el diagrama de momentos de flexión de cada plano para determinar cuál es el momento máximo de flexión que resiste el eje.

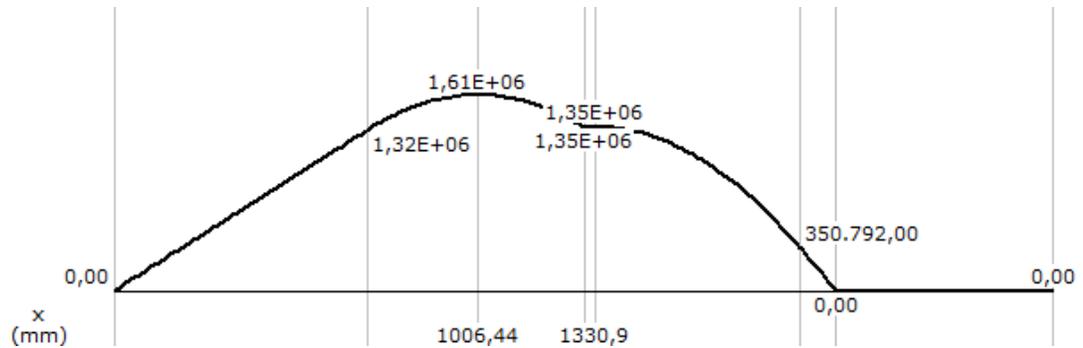


Figura 32 . Figura 29. Diagrama de momento de flexión del eje en el plano x-y

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

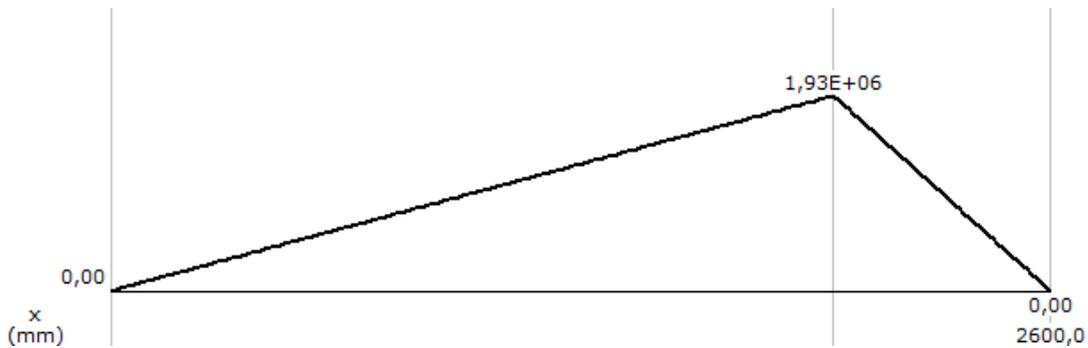


Figura 33 . Diagrama de momento de flexión del eje en el plano x-z

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

El máximo momento se obtiene de la suma vectorial de los máximos momentos de cada plano en el punto de concentración de esfuerzos del cambio de sección, de la siguiente manera:

$$M_{max,xy} = 1610 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{max,xz} = 1200 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{max} = \sqrt{M_{max,xy}^2 + M_{max,xz}^2}$$

$$M_{max} = 2513 \text{ N} * \text{m}$$

2.13.5 Diseño mecánico

Para comenzar el análisis del diseño mecánico, tenemos que tener en cuenta los concentradores de esfuerzos que existen en el eje que son dos, generados por los cambios de diámetros del eje. Se analizará el concentrador de esfuerzos que está cerca del punto B, ya que, aquí soporta mayor carga y mayores momentos flexionante.

En este punto existe un momento flexionante alternante máximo y un torque medio, estos valores son:

$$M_a = 2513 \text{ N} * \text{m}$$

$$T_m = 73105 \text{ N} * \text{m}$$

El momento medio y el torque alternante en este punto son cero.

Siendo conservador se asume que el filete de cambio de diámetro es redondo y generoso en el hombro, para estos casos el libro de diseño de ingeniería mecánica de Shigley da una tabla con los valores de k_t y k_{ts} , estos valores son:

$$k_t = 1.7$$

$$k_{ts} = 1.5$$

Se elige el acero AISI 1018 rolado en frio para el eje que tiene valores esfuerzo ultimo y de fluencia de 440 MPa y 370 MPa respetivamente. El eje está sometido a esfuerzos fluctuantes, por lo tanto, se usa un análisis por fatiga para determinar el diámetro del eje. Por eso motivo se debe calcular el factor S_e , con la ecuación de Marin:

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

Donde,

k_a = factor de modificación de la condición superficial

k_b = factor de modificación del tamaño

k_c = factor de modificación de la carga

k_d = factor de modificación de la temperatura

k_e = factor de confiabilidad

k_f = factor de modificación de efectos varios

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

Se calcula el factor S'_e

$$S'_e = 0.5 S_{ut}$$

$$S'_e = 220 \text{ MPa}$$

Ahora se procede a calcular cada uno de los factores k:

$$k_a = a(S_{ut})^b$$

Donde,

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

Por lo tanto,

$$k_a = 0.8832$$

Ahora k_b , siendo conservadores se asume un factor de:

$$k_b = 0.9$$

El factor k_e se obtiene con un 90% de confiabilidad, este valor es:

$$k_e = 0.897$$

Los demás factores tienen un valor de 1. Por lo tanto, el valor de resistencia a la fatiga para la viga rotaria con esta geometría y condiciones de uso es:

$$S_e = 159.6 \text{ MPa}$$

Se usará el criterio de Goodman para el cálculo de diámetro ya que es sencillo y conservador, despejando el diámetro de la ecuación de Goodman se obtiene:

$$d = \left\{ \frac{16\eta}{\pi} \left[\frac{1}{S_e} \left(4(K_f M a)^2 + 3(K_{fs} T a)^2 \right)^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left(4(K_f M m)^2 + 3(K_{fs} T m)^2 \right)^{1/2} \right] \right\}^{1/3}$$

Donde los $K_f = k_t$, $K_{fs} = k_{ts}$ y $\eta = 1.5$ siendo conversador. Por lo tanto, reemplazando los valores se obtiene:

$$d = 151.8 \text{ mm}$$

Probablemente todas las estimaciones han sido conservadoras y de acuerdo al dimensionamiento que se desea en la caja de trituración, se selecciona un diámetro estándar de:

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

Se tiene el diámetro del eje, pero se debe valorar el diseño de la siguiente forma:

En un cambio de diámetro una relación típica $\frac{D}{d}$ es de 1.2, siendo D el diámetro mayor y d el diámetro de menor para el soporte en un hombro, entonces:

$$D = 1.2d$$

$$D = 120 \text{ mm}$$

Debido a las suposiciones conservadoras se escogerá un diámetro comercial de **152.4** mm que es lo que existe en el mercado.

Posteriormente se asume que,

$$r \approx \frac{d}{10}$$

Donde r es el radio del filete, por lo tanto:

$$\frac{r}{d} = 0.1$$

Se procede a calcular los nuevos valores de k_t y k_{ts} , cola figura A-15-9 y A-15-8 del libro de ingeniería mecánica de shigley respectivamente, estos valores son:

$$k_t = 1.55$$

$$k_{ts} = 1.38$$

Se procede a calcular los valores de K_f y K_{fs} con las siguientes ecuaciones:

$$K_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1)$$

Donde “q” y “q_s” tienen un valor de 0,8 y 0,95 respectivamente. Entonces:

$$K_f = 1,44$$

$$K_{fs} = 1.361$$

A continuación, se calcula el nuevo S_e y los nuevos factores k:

$$k_a = 0.8832$$

$$k_b = 0.7032$$

$$k_c = k_d = k_f = 1$$

$$k_e = 0.897$$

$$S_e = 127.7 \text{ MPa}$$

Entonces usando el criterio de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, se tienen las siguientes ecuaciones:

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_m = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\sigma'_a = 36.9 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = 87.8 \text{ MPa}$$

Usando el criterio de Goodman:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

Esto nos da:

$$n_f = 2.05$$

Esto valor supera el $\eta = 1.5$ dado para encontrar d, esto valida el diseño.

Se verifica la fluencia con la siguiente ecuación:

$$\eta_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m}$$

Reemplazando:

$$\eta_y = 2.97$$

Por lo tanto, el diseño es confiable.

2.13.6 Resumen del diseño del eje

Se debe construir un eje de material AISI 1018 rolado en frío con las dimensiones que se muestran en la siguiente figura:

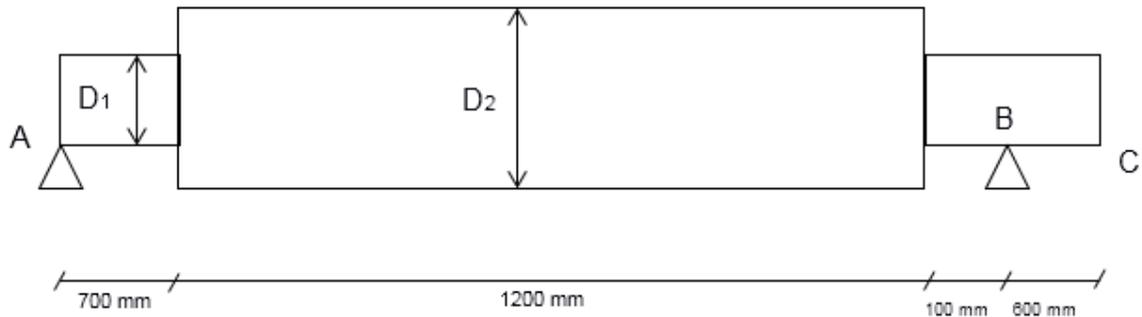


Figura 34 . Esquema que presenta el dimensionamiento del eje

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Donde $D_1 = 100 \text{ mm}$ y $D_2 = 152.4 \text{ mm}$

2.13.7 Análisis de elementos finitos estático del eje

El eje en el triturador es un elemento mecánico que está sometida a grandes cargas y esfuerzos durante el proceso de trituración, por esta razón es importante ver el comportamiento del eje por medio de elementos finitos, para determinar si el diseño del eje es confiable.

Analizando la figura 35 se observa que el factor de seguridad estático mínimo es de 1.57, esto indica que el eje no fallara con las cargas a las cuales está sometida.

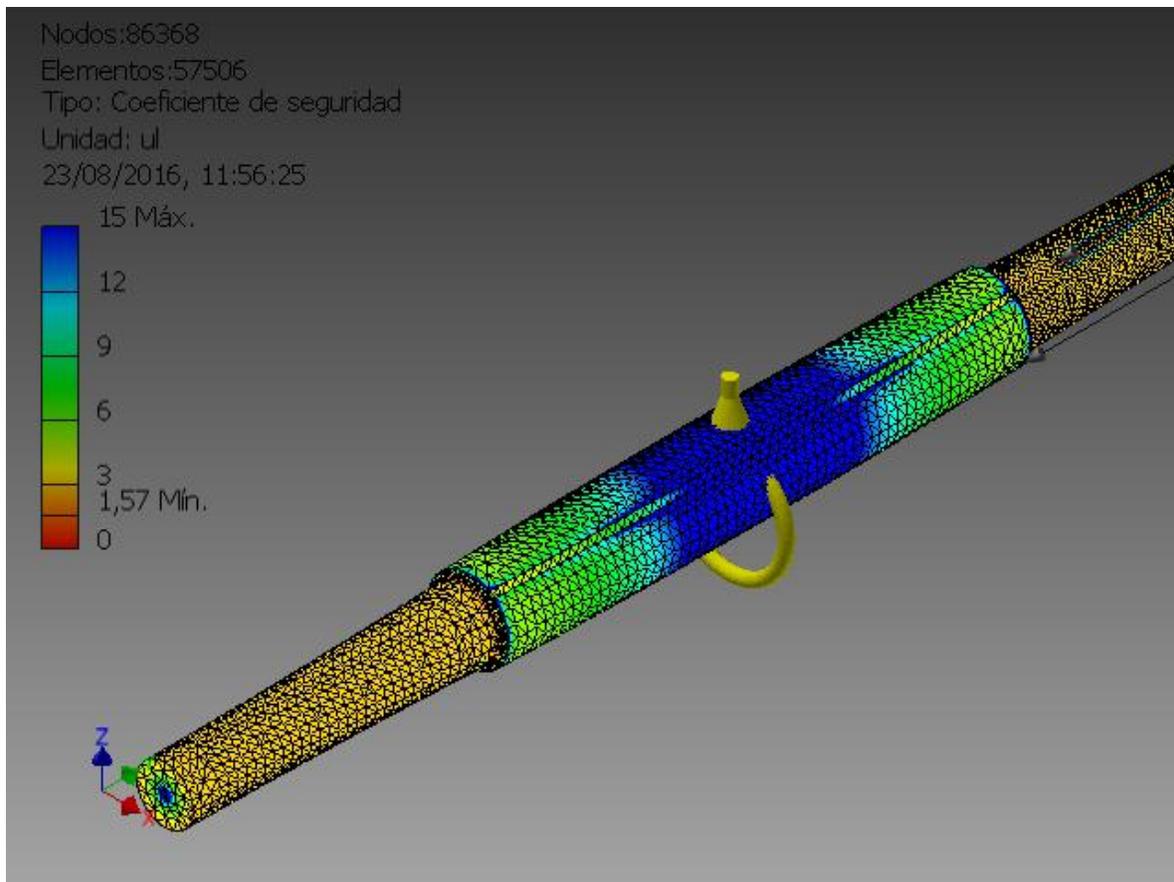


Figura 35 . Simulación del eje (coeficiente de seguridad estático)

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Si se observa la gama de colores de la figura 36 muestra que los máximos esfuerzos suceden justo en los cambios de diámetros del eje donde existen concentradores de esfuerzos, la tensión máxima o el esfuerzo máximo que experimenta de acuerdo al análisis es de 235.6 MPa, este valor es menor a limite elástico que tiene el eje, significa que el eje no presentara deformaciones considerables.

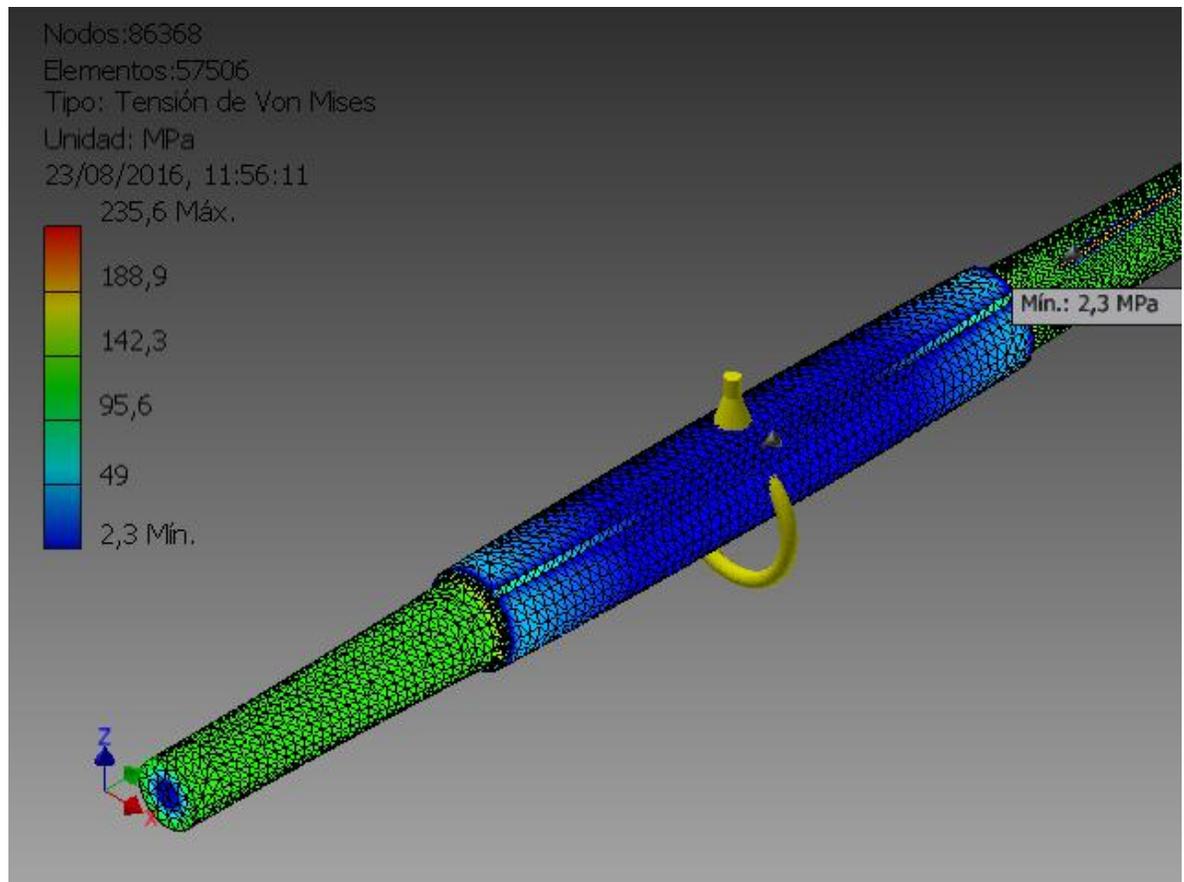


Figura 36 . Simulación del eje (tensión de Von mises)

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

2.13.8 Diseño de la cuña para el eje

Se diseña la cuña que debe sostener las cuchillas al eje, las cuchillas ocupan 1.2 m de la longitud del eje, por lo cual la longitud de la cuchilla debe ser igual. De tamaños estándares de cuñas se elige una cuña cuadrada de dimensiones 3/16 in (4.7625 mm), tanto como de espesor de profundidad usando acero AISI 1018 estirado en frio, que tiene una resistencia a la fluencia de 65 kpsi.

Para conocer el par de torsión (T) que genera en la cuña se usa la siguiente ecuación:

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

Dónde:

H : Potencia que se transmite al eje

n : RPM del eje

Reemplazando datos se obtiene:

$$T = 490194 \text{ lb} * \text{in}$$

La fuerza ejercida (F) de la cuña sobre la superficie del eje está dada por la ecuación:

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

Dónde:

r : Radio del eje

Sustituyendo resulta:

$$F = 163398 \text{ lb}$$

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

$$S_{sy} = 0.577S_y$$

Dónde:

S_y : Resistencia a la fluencia

Por lo el S_{sy} es,

$$S_{sy} = 37.5 \text{ kpsi}$$

Se analiza la falla por cortante, donde el esfuerzo cortante (τ) viene dado por:

$$\tau = \frac{F}{tl}$$

Dónde:

t : Espesor de la cuña

l : Longitud de la cuña

Sustituyendo el esfuerzo por la resistencia entre el factor de seguridad, se tiene:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl}$$

Reemplazando los datos se obtiene un factor de seguridad de:

$$n = 2.03$$

Este factor de seguridad está bien para soportar el par de torsión.

2.14 Selección del rodamiento

Ambos rodamientos serán iguales por factores de facilidad de la selección. Para comenzar el análisis se debe encontrar la carga radial que soportaran los rodamientos, pero el rodamiento que soporta mayor carga radial es el que se encuentra en el punto B (ver figura 33), el cual tiene un valor de:

$$F_r = 4329 \text{ N}$$

Para la selección del rodamiento se conoce el número de revoluciones por minuto al cual el eje va girar, que es de 18 rpm. Se seleccionará un rodamiento del catálogo "Rodamientos de bolas y de rodillos" de la NTN.

Para la selección se necesita saber la capacidad de carga dinámica de carga del rodamiento, lo cual se lo calcula con la siguiente ecuación:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left[\frac{C_r}{P} \right]^p$$

Dónde:

L_{10h} : vida nominal del rodamiento

C_r : Carga dinamica del rodamiento

P : carga que soporta el rodamiento

p : factor de tipode rodamiento (bolas o de rodillos)

El valor de L_{10h} se lo obtiene de la tabla 3.4 del catálogo de selección de rodamientos de la NTN. El valor es:

$$L_{10h} = 20000 \text{ horas}$$

Como no hay cargas axiales que tenga que soportar el rodamiento el valor de P es:

$$P = F_r$$

Y por último de forma conservadora en nuestra selección, se escogerá un rodamiento de bolas que tiene un valor p de:

$$p = 3$$

Reemplazando estos valores y despejando C_r en la ecuación se obtiene:

$$C_r = 12.06 \text{ KN}$$

Buscando en las tablas de selección del catálogo se concluye que el rodamiento a seleccionar es 7920, con un diámetro interior de 100 m. Un rodamiento similar en el mercado local es uno de 1220M.

Para comprobar que la selección es correcta, se usa la siguiente ecuación de acuerdo al catálogo:

$$S_o = \frac{C_{or}}{P}$$

Dónde:

C_{or} : Capacidad de carga estatica

S_o : factor de seguridad estatico

De acuerdo al catálogo:

$$C_{or} = 52.5 \text{ KN}$$

Por lo tanto,

$$S_o = 12$$

El catalogo afirma que para un requerimiento rotacional normal el S_o debe ser mínimo mayor a 1 por lo tanto la selección es correcta.

2.15 Diseño de la estructura

2.15.1 Análisis preliminar

El diseño de la estructura se basa en la selección de varias vigas y columnas que soporten las cargas de la trituradora. Para el diseño de la estructura se usará el siguiente diseño de forma que se observa en la figura 37 para la estructura:

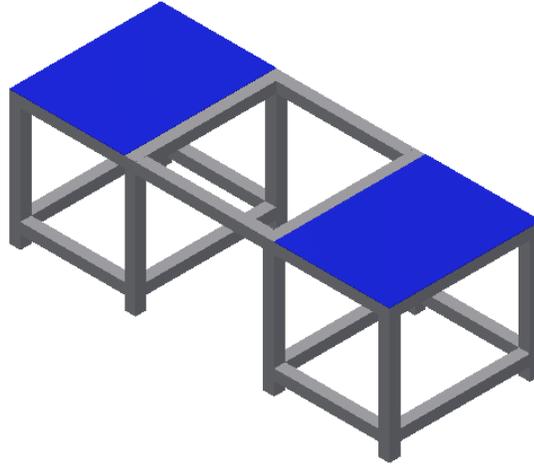


Figura 37 . Diseño de forma de la estructura de la trituradora

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Para esta estructura se selecciona un tubo cuadrado estructural de 100x100x4 en sus dimensiones de un material de acero ASTM A-500, que proporciona la empresa DIPAC. Con este diseño se espera que la estructura pueda soportar las cargas y vibraciones que genere la trituradora, de tal forma que de estabilidad y rigidez a toda la máquina.

Para verificar el factor de seguridad de la estructura, se analiza el perfil que este las condiciones más críticas de flexión, que en este caso sería el perfil con la longitud más larga y en las condiciones como se indica en la siguiente figura.

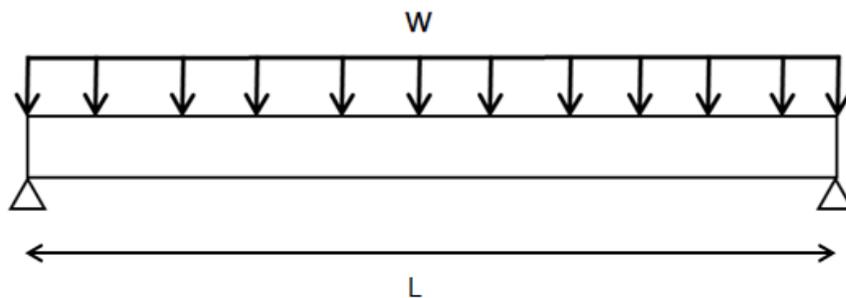


Figura 38 . Diagrama de carga distribuida sobre el perfil al cual se le realizara el análisis

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

En la figura 38 el perfil esta simplemente apoyado en los extremos, “L” longitud de la viga y “w” es la carga distribuida que resiste el perfil que tiene un valor de:

$$w = 810 \frac{N}{m}$$

Realizando la sumatoria de fuerzas se tiene la siguiente ecuación para calcular las reacciones en los extremos:

$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2}$$

En la ecuación $l = 3.7 m$, por lo tanto, el valor de las reacciones es:

$$R_1 = R_2 = 1500 N$$

Ahora se hace el diagrama de momentos que se lo presenta en la siguiente figura:

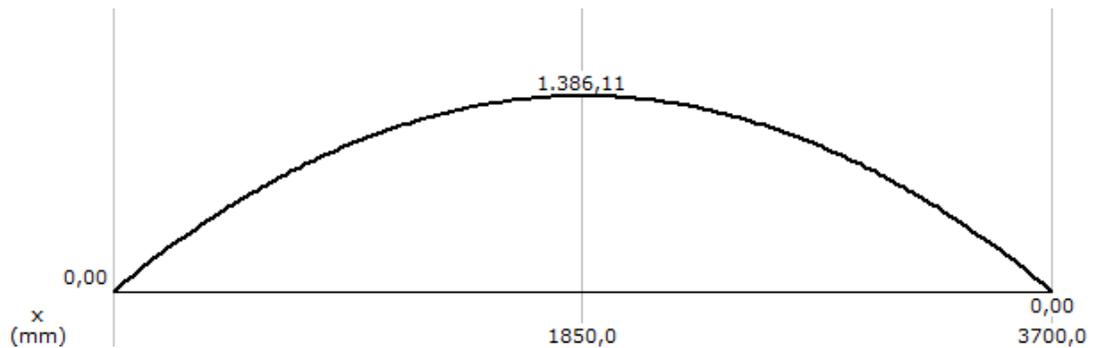


Figura 39 . Diagrama de momentos flexionantes de la viga de análisis

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Por lo tanto el momento flexionante máximo es:

$$M = 1386.11 N * m$$

Para calcular el factor de seguridad se usa las siguientes ecuaciones:

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

$$\sigma = \frac{M}{S}$$

Dónde:

η : Factor de seguridad

S_y : Resistencia a la fluencia del perfil (270 MPa)

S : Módulo de resistencia de la sección (42.55 cm³)

σ : Esfuerzo flexionante

Reemplazando los datos en las últimas ecuaciones se obtiene un factor de seguridad de:

$$\eta = 8.3$$

2.15.2 Simulación de la estructura

El análisis se realiza con ayuda del software Inventor Professional y las normas AISC 360 y LRFD. La simulación se realiza aplicando la carga a la que está sometida estructura por todos las partes de la trituradora.

En la figura 40, se observa la tensión normal máxima a la que está sometida la estructura, que tiene un valor de 25 MPa, este valor es muy pequeño como para causar alguna deformación importante en la estructura.

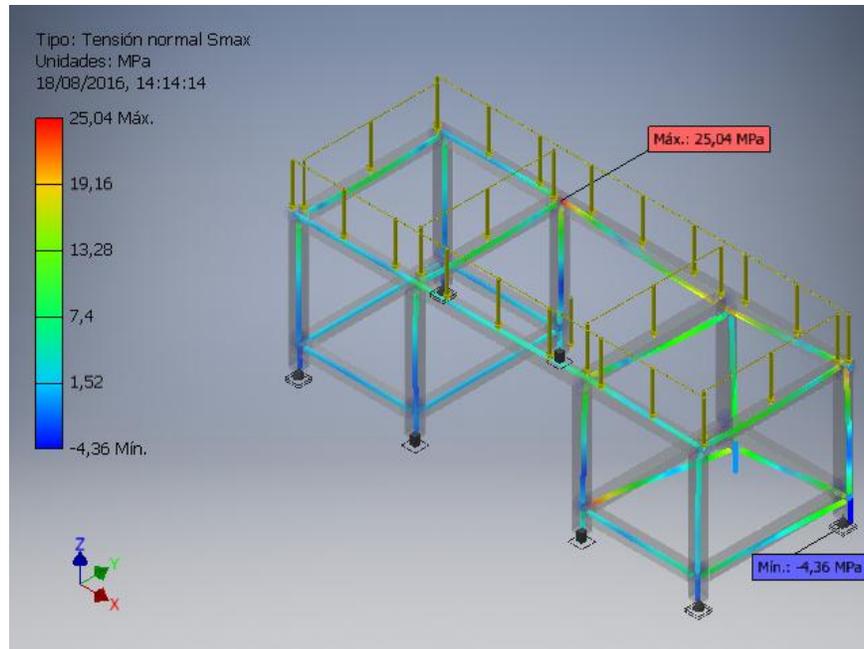


Figura 40 . Análisis estructural de las tensiones en inventor

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Como se observa en la figura 41, el desplazamiento máximo que tendrá la estructura es de 0,8532 mm, como era de esperarse, la estructura no sufrirá grandes deformaciones mientras la trituradora esté operando y resistirá la carga a la que está sometida.

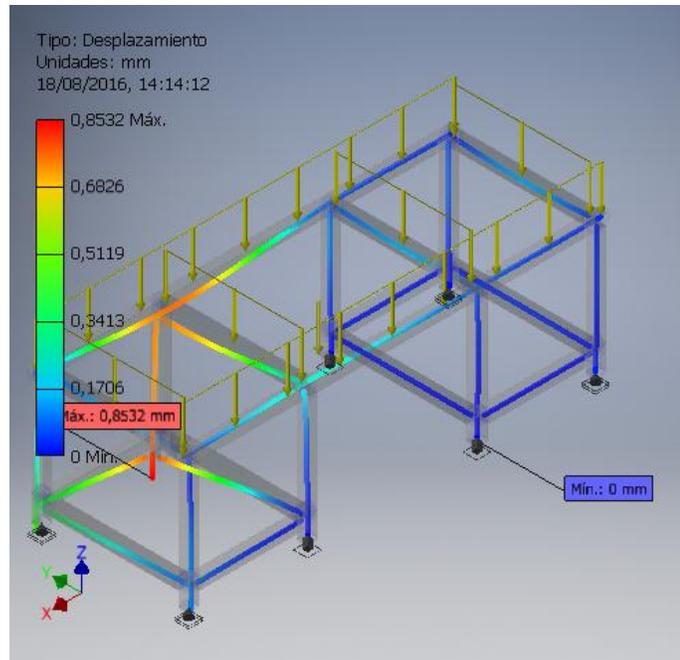


Figura 41 . Análisis estructural de la deformación en inventor

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Analizando la figura 42, el factor de seguridad mínimo de la estructura es de 15, por lo tanto, esta estructura soportará las cargas a las que estará sometido.

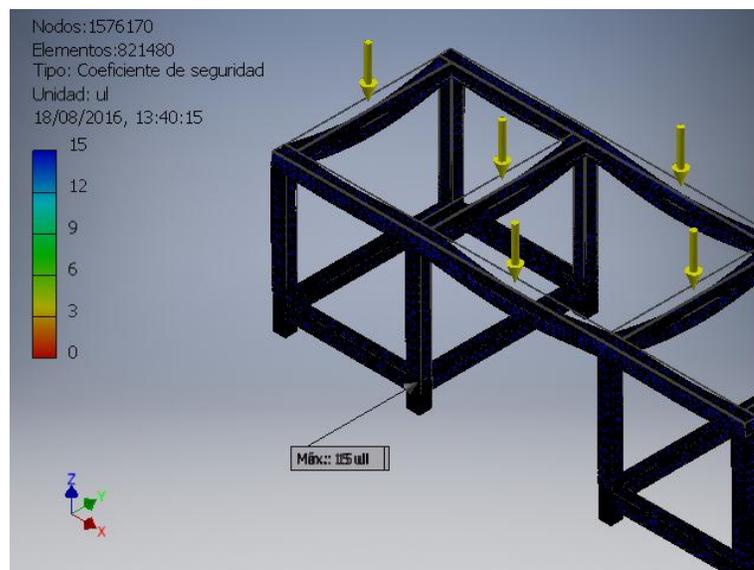


Figura 42 . Análisis estructural del factor de seguridad en inventor

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

2.15.3 Análisis de miembros en compresión

De acuerdo a la norma AISC 360, se debe comprobar que la estructura es lo suficientemente esbelta para la aplicación, para lo cual, se debe cumplir la siguiente relación:

$$\frac{KL}{r} < 200$$

Dónde:

K : Factor de longitud efectiva

L : Longitud lateral del miembro

r : Radio de giro

El valor de K de acuerdo a la norma tiene un valor de 1, L es la longitud más larga de la estructura con un valor de 3.7 m y para r se lo obtiene con la siguiente ecuación:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Dónde:

I : Inercia de la sección de la estructura

A : Área de la sección de la estructura

Los valores de inercia y área son:

$$I = 226.09 \text{ cm}^4$$

$$A = 15.36 \text{ cm}^2$$

Entonces, r es

$$r = 3.84 \text{ cm}$$

Relanzando valores en la relación se obtiene que:

$$\frac{KL}{r} = 96.35 < 200$$

El cumplimiento de la relación quiere decir que la estructura cumple con el requerimiento de esbeltez necesario.

Ahora se procede a determinar la resistencia del diseño en compresión, para hacerlo la norma indica la siguiente ecuación:

$$P_c = \phi_c P_n$$

Dónde:

P_c : Resistencia de diseño en compresión

ϕ_c : Factor de compresión dado por la norma

P_n : Resistencia a la compresión nominal

De acuerdo a la norma el valor de ϕ_c es

$$\phi_c = 0.9$$

Para calcular el P_n se tiene la siguiente ecuación:

$$P_n = F_{cr} A$$

Dónde:

F_{cr} : Tensión de pandeo por flexión

A : Área de la sección

El cálculo de la tensión de pandeo por flexión se determina de las siguientes formas de acuerdo como indica la norma:

(a) Cuando,

$$\frac{KL}{r} \leq 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Se usa,

$$F_{cr} = \left[0.685 \frac{F_y}{F_e} \right] F_y$$

(b) Cuando

$$\frac{KL}{r} > 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Se usa,

$$F_{cr} = 0.877 F_e$$

Dónde:

E : Módulo de elasticidad del material de la estructura.

F_y : Esfuerzo a fluencia de la viga.

F_e : Tensión de pandeo elástico.

Los valores de E y F_y son:

$$E = 200000 \text{ MPa}$$

$$F_y = 270 \text{ MPa}$$

Reemplazando los datos en la relación se determina que la tensión de pandeo por flexión se calculara con la ecuación:

$$F_{cr} = \left[0.685 \frac{F_y}{F_e} \right] F_y$$

La tensión de pandeo elástico se determina con la ecuación:

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r} \right)^2}$$

Reemplazando los datos se obtiene:

$$F_e = 212.63 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, la tensión de pandeo es:

$$F_{cr} = 167 \text{ MPa}$$

Entonces la resistencia a la compresión nominal es

$$P_n = 256512 \text{ N}$$

Por último, la resistencia de diseño en compresión es

$$P_c = 230860 \text{ N}$$

Esto quiero decir que la estructura resistirá a la compresión, debido a que su resistencia de diseño es mayor a las fuerzas de compresión a las que está sometida.

2.15.4 Análisis de vibraciones

Además de analizar si la estructura soporta las cargas a las que va estar sometida durante la operación del triturador, también es muy importante analizar el comportamiento de las vibraciones que genera la máquina y si la

estructura puede soportar las oscilaciones, ya que estas podrían producir daños la estructura.

Para determinar si la estructura soporta las vibraciones, hay que verificar que esta no entre en resonancia con la frecuencia a la que opera la trituradora o al menos que no esté cerca de ella. Los códigos ASME recomiendan que, para evitar grandes desplazamientos de oscilación, la frecuencia natural (w_n) debe ser mayor a la frecuencia de operación (w_{op}) de la trituradora, aproximadamente 20 veces mayor.

Modelamos la estructura como un sistema de masa con resorte y aplicando las leyes de Newton en estado estático, se obtiene:

$$\sum F = m\ddot{x} = mg - k(\delta + x)$$

Dónde:

m : Masa del sistema.

k : Coeficiente del resorte.

δ : Elongación del resorte.

g : Gravedad

x : Desplazamiento del resorte desde la posición de equilibrio.

\ddot{x} : Aceleración del resorte.

Analizando la deflexión estática en la posición de equilibrio, se obtiene la siguiente relación:

$$k\delta = mg$$

Entonces,

$$m\ddot{x} + kx = 0$$

Esta ecuación diferencial también se puede escribir como:

$$x + w_n^2 x = 0$$

Por lo tanto, la frecuencia natural es

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{g}{\delta}}$$

Con la última ecuación se puede encontrar la frecuencia natural de las vigas de la estructura, para ello se analiza la viga de mayor longitud de la figura 37

y redefinimos las variables de la última ecuación, siendo "m" la masa de la viga y "δ" de deflexión máxima de la viga.

Para la viga de la figura de la figura 37, la ecuación del momento flexionante, para $0 \leq x \leq l$, es

$$M = \frac{wl}{2}x - \frac{w}{2}x^2$$

Conociendo que

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2}$$

Entonces,

$$EI \frac{dy}{dx} = \int M dx$$

$$EI y = \iint M dx$$

Donde "y" es la deflexión de la viga Integrando 2 veces la ecuación se obtiene:

$$EI y = \frac{wL}{12}x^3 - \frac{w}{24}x^4 + C_1x + C_2$$

Donde C_1 y C_2 son constantes de integración. Evaluando condiciones fronteras se encuentra:

$$C_1 = -\frac{wL^3}{24}$$

$$C_2 = 0$$

Reemplazando en la ecuación de la deflexión se tiene:

$$y = \frac{wx}{24EI} (2Lx^2 - x^3 - L^3)$$

La deflexión máxima ocurre cuando $x = \frac{l}{2}$, por lo tanto:

$$\delta = y_{max} = \frac{5wl^4}{384EI}$$

Ahora la gravedad puede escribirse como:

$$g = \frac{w}{m}$$

Reemplazando ambas ecuaciones en la ecuación de la frecuencia natural y se obtiene:

$$w_n = \sqrt{\frac{384EI}{5L^4m}}$$

Conociendo que:

$$m = 44.61 \text{ kg}$$

$$E = 200000 \text{ MPa}$$

$$I = 226.04 \text{ cm}^4$$

$$L = 3.7 \text{ m}$$

Reemplazando se obtiene:

$$w_n = 64.44 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

La frecuencia de operación de la maquina se obtiene a través de la velocidad de operación de los ejes de los trituradores que es:

$$n = 18 \text{ RPM}$$

Que es igual a,

$$w_{op} = 1.885 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Entonces,

$$\frac{w_n}{w_{op}} = 34.2$$

Como la relación entre la frecuencia natural con la frecuencia de operación es mayor a 20, se puede decir que la estructura resiste las vibraciones sin ocasionar mayores daños.

2.16 Diseño de la Tolva

Se elige una tolva trapezoidal para que los neumáticos puedan ingresar a la cámara de trituración, la tolva tiene un alto de 1100 mm para que el neumático entre completamente, la sección inferior es de 1256x1374 mm y la sección superior es de 1804x1902 mm; en la figura 43 se puede observar.

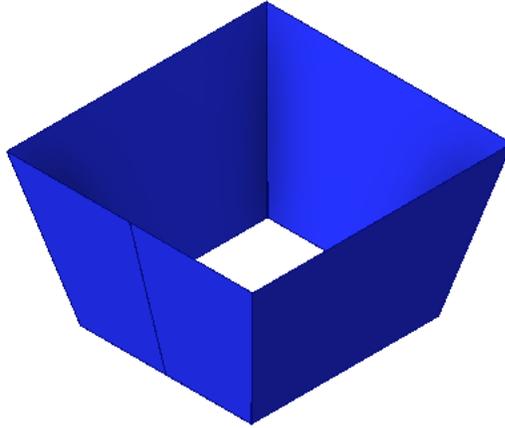


Figura 43 . Tolva

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Por medio de Autodesk Inventor se realizó una simulación de la tolva, a la cual se le colocaron las fuerzas del peso del neumático en todas las caras internas de la tolva y también se agrega el peso de la misma, el material utilizado para la construcción de la tolva es acero ASTM A36 esto se observa en la siguiente figura 44

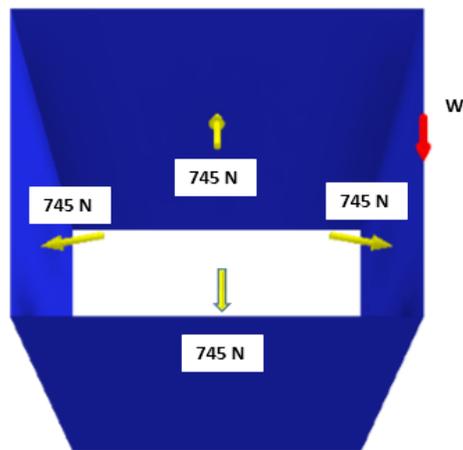


Figura 44 . Fuerzas en la Tolva

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

En la figura 45 se observa la simulación de la tolva usando la teoría de Von Mises, cuyo esfuerzo mínimo es de 1 MPa el cual se encuentra en todas las caras de la tolva especialmente en la parte inferior y el esfuerzo máximo es de 2823 MPa como se puede percibir se encuentra en la parte superior de la tolva.

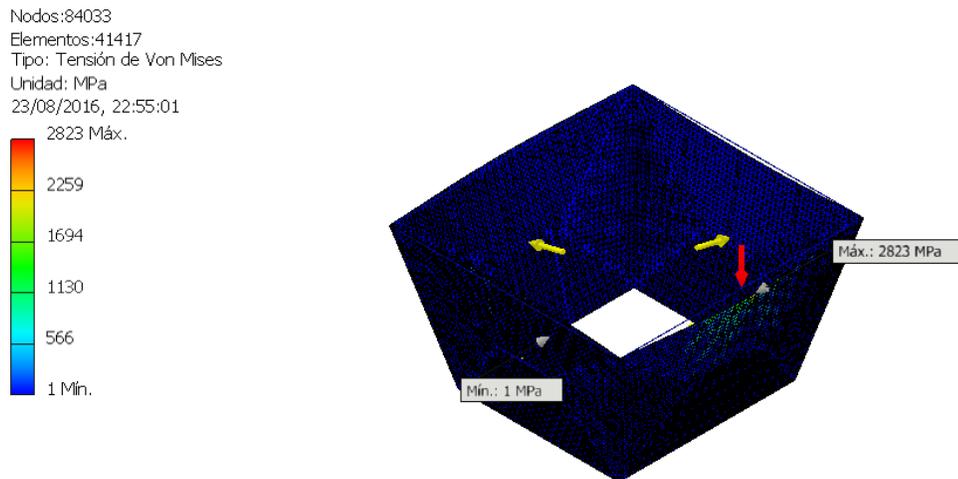


Figura 45 . Simulación de la tolva (Von Mises)

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

En la figura 46 se observa el comportamiento del desplazamiento de la tolva cuyo máximo desplazamiento es de 1026 mm en la parte superior, por lo tanto, se va deformar de forma abruptamente, lo cual no se desea.

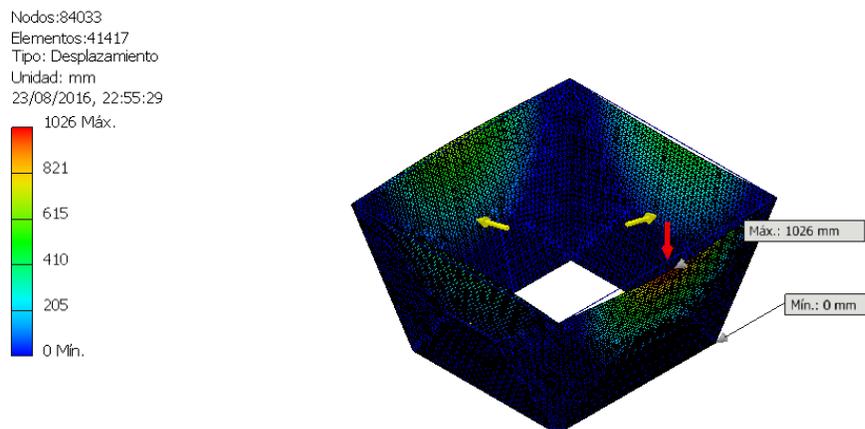


Figura 46 . Simulación de la tolva (Desplazamiento)

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

En la figura 47 se observa la simulación del coeficiente de seguridad de la tolva, el cual el mínimo coeficiente de seguridad estático mínimo es de 0,09 por lo tanto se determina que el diseño no es válido.

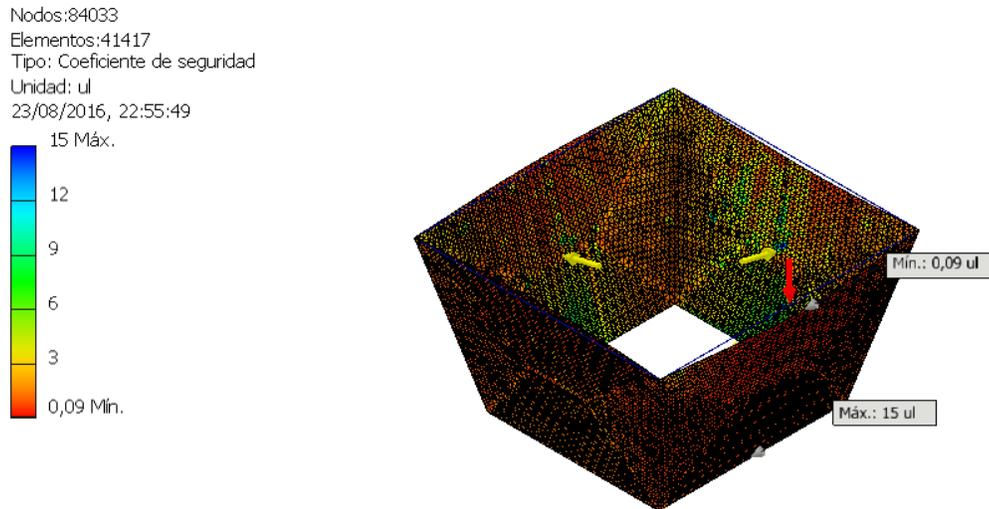


Figura 47 . Simulación de la tolva (Coeficiente de seguridad)

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Como se puede observar en la figura 46 y 47 la tolva diseñada no va a aguantar el peso del neumático, esto implica que sufrirá grandes deformaciones durante la operación de la trituradora, por lo tanto, para hacerla más resistente y rígida se le colocó una estructura para rigidizarla, la cual es tubo cuadrado de 50x50x2 mm en cada cara como se observa en la figura 47.

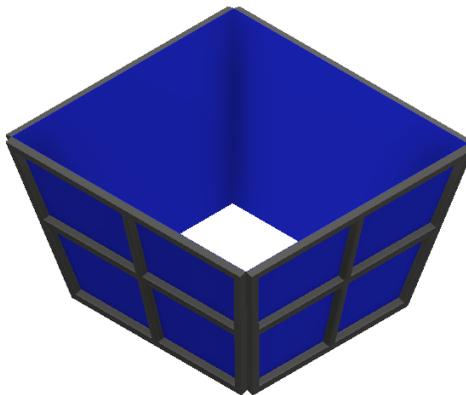


Figura 48 Tolva con estructura

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

En la figura 49 se observa la simulación de la tolva con estructura usando la teoría de Von Mises, cuyo esfuerzo mínimo es de 0,02 MPa el cual se encuentra en todas las caras de la tolva especialmente en la parte inferior y el esfuerzo máximo es de 12,14 MPa como se puede percibir se encuentra en la parte superior de la tolva.

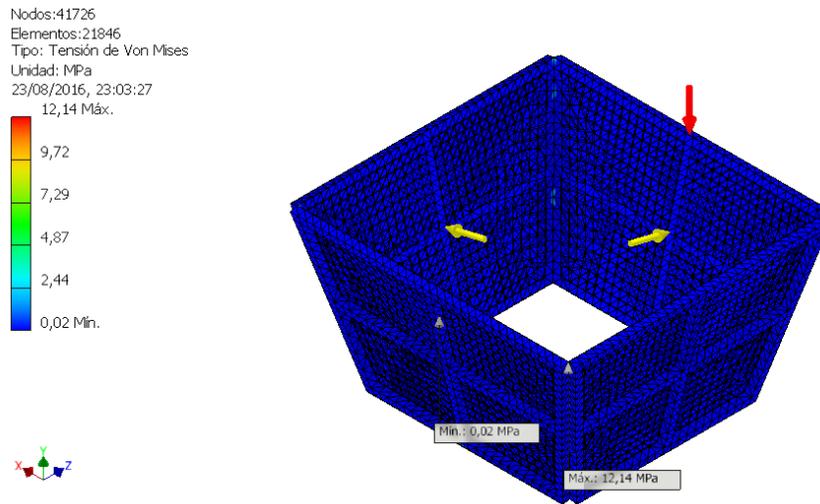


Figura 49 . Simulación de la tolva con estructura (Von Mises)

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

En la figura 50 se observa el comportamiento del desplazamiento de la tolva con estructura cuyo máximo desplazamiento será de 0.074 mm en la parte superior de las caras.

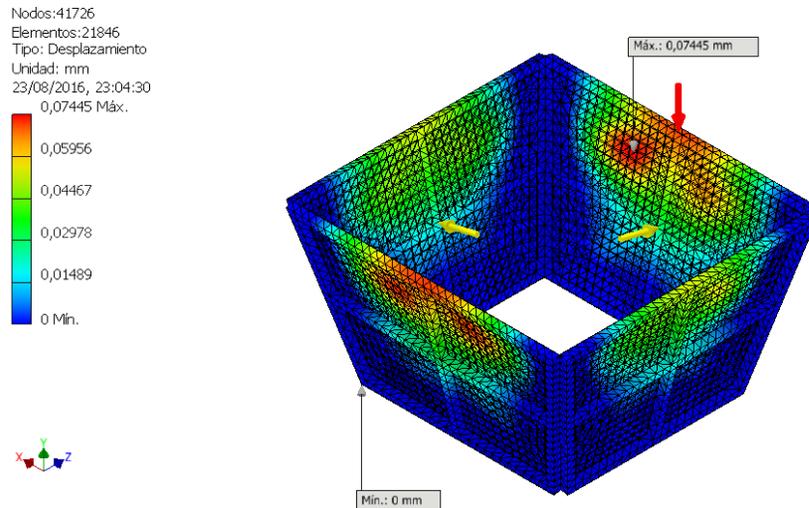


Figura 50 . Simulacion de la tolva con estructura (Desplazamiento)

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

En la figura 51 se observa la simulación del coeficiente de seguridad de la tolva con estructura, el cual el mínimo coeficiente de seguridad estático es de 15 por lo tanto se determina que el diseño es válido.

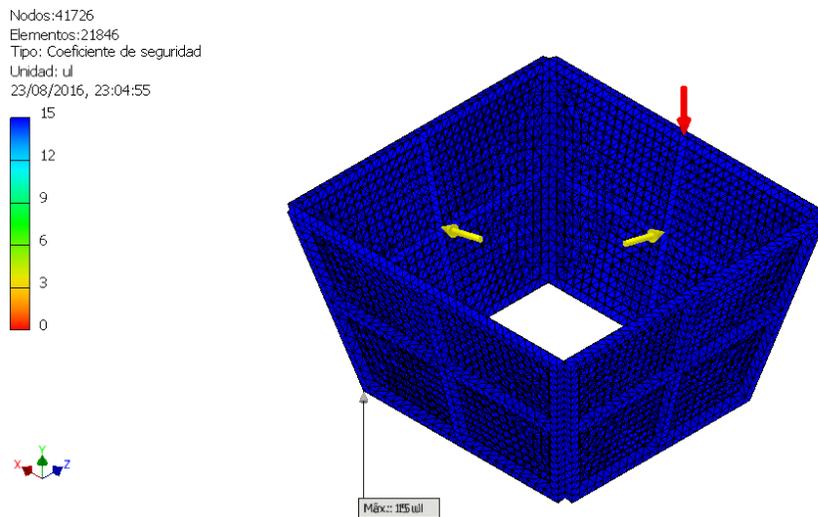


Figura 51 . Simulacion de la tolva con estructura (Coeficiente de Seguridad)

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

2.17 Diseño de la cámara de trituración

Para el diseño de la cámara de trituración se deben tomar en cuenta muchos factores por lo cual se realizó un benchmarking, se analizó para que sea fácil de armar y de dar mantenimiento a las partes internas que contiene como son las cuchillas, separadores y ejes.

En la figura 52 se muestra nuestro diseño de cámara de trituradora la cual está conformada por 3 etapas para facilitar el mantenimiento, unidas por bisagra y pernos.

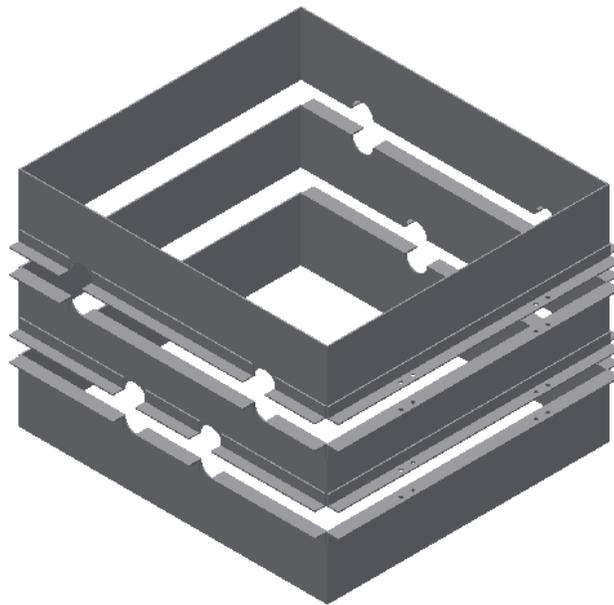


Figura 52 . Camara de trituracion

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

2.18 Diseño de Criba

La criba es un método de separación de una mezcla de gránulos de caucho en 2 o más fracciones de tamaño, los de gran tamaño son atrapados por encima de la malla, mientras que los de tamaño menor pueden pasar a través esta.

La criba utilizada en la triturada de neumáticos usados permite el paso gránulos de caucho, la cual tiene una dimensión D de 20 mm (diámetro de la perforación) y C de 25,65 mm (distancia entre centros), en la figura 53 se puede observar este tipo de mallado.

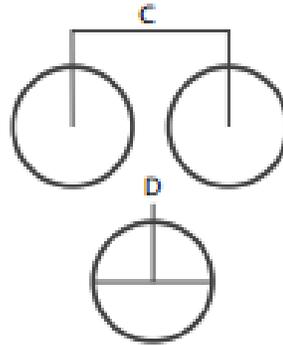


Figura 53 . Tipo de Mallado

Fuente: Acerimallas

En la figura 54 se puede observar el diseño de nuestra criba la cual se ajusta perfectamente en la cámara de trituración y a la forma que tienen los ejes.

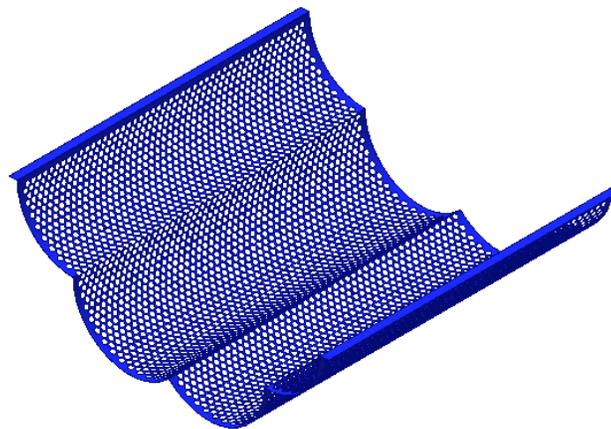


Figura 54 . Criba

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

2.19 Calculo del volumen que ocupan los neumáticos

Analizando el pequeño almacenamiento que se tiene en el bosquejo de la planta el cual se muestra en la figura 55, se determina que hay 3 filas y 3 columnas de neumáticos, y en cada columna tenemos 6; por lo tanto, existen 54 neumáticos.



Figura 55 . Monticulo de neumaticos

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Cada neumático tiene un diámetro de 1089 mm, ancho de 318 mm y con una masa de 75,3 Kg. De modo que el área que ocupan los 54 neumáticos es:

$$Area = 3(diámetro) * 3(diámetro)$$

$$Area = 10673289 \text{ mm}^2$$

$$Area = 10.67 \text{ m}^2$$

También se calcula el volumen que ocupan los neumáticos antes de la trituración:

$$Volumen_{antes} = Area * altura$$

$$Volumen_{antes} = Area * 6(ancho)$$

$$Volumen_{antes} = 20.35 \text{ m}^3$$

Para determinar el volumen que ocupan los neumáticos después de la trituración se determina la densidad que tiene el neumático por medio de la gravedad específica del caucho vulcanizado:

$$Gravedad_{especifica} = \frac{densidad}{densidad_{H_2O}}$$

$$densidad = Gravedad_{especifica} * densidad_{H_2O}$$

$$densidad = 0.93 * 1000$$

$$densidad = 930 \frac{kg}{m^3}$$

Por medio de esta densidad se determina el volumen que ocupan los 54 neumáticos:

$$densidad = \frac{masa}{volumen}$$

$$volumen = \frac{masa}{densidad}$$

$$volumen = 0.08096 m^3$$

$$Volumen_{despues} = 0.08096 * 54$$

$$Volumen_{despues} = 4.37 m^3$$

Con estos valores se calcula el volumen de ahorro el cual es:

$$Volumen_{ahorro} = V_{antes} - V_{despues}$$

$$Volumen_{ahorro} = 15.98 m^3$$

$$Porcentaje_{ahorro} = \left(\frac{V_{antes} - V_{despues}}{V_{antes}} \right) * 100$$

$$Porcentaje_{ahorro} = 78.52 \%$$

Analizando estos valores resultantes nos podemos dar cuenta que con la trituración de neumático estaríamos ahorrando un 78.52% del volumen utilizado.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

3.1 Análisis de Resultados

- Capacidad en toneladas por hora que va a tener el equipo de trituración de llantas.

Se determinó la capacidad del equipo de trituración de llantas el cual es de 0,64 toneladas por hora; este valor se obtuvo analizando la demanda del mercado en la ciudad de Guayaquil y la dificultad del acceso a la materia prima (importado o hecho aquí en Ecuador).

- Selección de proceso de trituración y tipo de trituración de la maquina
Tanto el proceso de trituración como el tipo de máquina trituradora de neumáticos para la planta fueron seleccionados a través de tablas pareadas y matrices de decisión. Hubo diferentes consideraciones que se tomaron en cuenta en las matrices, entre las más importantes están rendimiento, mantenimiento, producción y costos. La decisión de selección final resulto en un proceso automático con una destalonadora, trituradora, moledora, separador magnético y por ultimo un separador de fibra, donde el triturador que se seleccionó para triturar los neumáticos fue uno cortante de discos giratorios de 4 árboles. El bosquejo completo de toda la planta se encuentra en Apéndices A (Plano 1).

- Diseño, dimensionamiento y disposición de las cuchillas en el triturador
El diseño de las cuchillas se lo realizo con un modelo de corte ortogonal, donde aquí se obtuvo las fuerzas de corte y de empuje con valores de 22153 N y 1185 N respectivamente, con un ángulo de corte de 20°. El dimensionamiento de las cuchillas se puede observar en la figura 18. Por ultimo a través del software de Autodesk Inventor Professional se determinó los esfuerzos de Von

mises máximos y desplazamientos máximos del diseño de las cuchillas con valores 26.3 Mpa y 0.0025 mm, así como también el valor mínimo del factor seguridad de 10.5.

Se eligió que en el triturador haya 15 cuchillas por árbol, cada una de ellas está separada una de otra por medio de separadores y desfasadas en un ángulo de 24°.

- Potencia Instalada y selección de motorreductores

Para determinar la potencia total instalada se realizó un benchmarking de trituradores similares a la que se diseñó en el mercado, y se encontró que la potencia total instalada para la trituradora fue de 140 HP, donde cada motor de la trituradora debió tener una potencia de 35 HP.

Se seleccionó el motorreductor “C68340” de acuerdo a lo datos del catálogo “Motorreductores y reductores de engranajes helicoidales”, en base a la potencia requerida y el radio.

- Diseño del eje y cuña

El diseño del se realizó de acuerdo al diseño de forma escogido y a los componentes que lleva, calculando las fuerzas que actúan sobre el eje, para así determinar su dimensionamiento y factores de seguridad que lo rigen. El eje está sometido a fatiga por esfuerzos fluctuantes, por lo tanto, se usan los criterios de Goodman y Von mises para encontrar los diámetros del eje de la trituradora, que fueron un diámetro menor de 100 mm y uno mayor de 152.4 mm con un acero AISI 1018, con un factor de seguridad por fatiga de 2.05 y uno de fluencia de 2.97.

Además, se simulo el eje diseñado en Autodesk Inventor Professional verificando los valores máximos de esfuerzos de Von mises y los valores mínimos del factor de seguridad, que tienen un valor 235.6 MPa y 1.57 respectivamente. Por último, se diseñó la cuña cuadrada estándar de 3/16 in de un material AISI 1018 con un factor de seguridad 2.03.

- Selección de rodamiento

Se seleccionó rodamientos de bolas de acuerdo a la carga máxima radial que deben soportar. El del rodamiento seleccionado fue número 7920 según el catálogo de rodamientos de la NTN o un 1220M de acuerdo al mercado local.

- Diseño de estructura

Se usó un diseño de forma de acuerdo a las dimensiones requeridas y la que se observa en figura 36. Para la estructura se usó un perfil cuadrado con dimensiones en la sección de 100x100x4 de un material ASTM A-500, donde un diseño preliminar demostró un factor de seguridad de 8.3.

Realizando la simulación de la estructura en Autodesk Inventor Professional dio resultados de tensiones normales máximas de 25 MPa, una deformación máxima de 0.8532 mm y un factor de seguridad mínimo 15.

Además, se realiza un análisis de la esbeltez y de la compresión de la estructura con ayuda de la norma AISC 360, lo cual dio como resultado de que la estructura es lo suficientemente esbelta y que soporta una carga de compresión de 230860 N.

Por último, se analizó si la estructura soportaba las vibraciones de operación de la trituradora calculando y comparando la frecuencia natural del sistema que dio un valor de 64.44 rad/s y frecuencia de operación de un valor de 1.885 rad/s

- Diseño de tolva

Se seleccionó un diseño de forma de una tolva trapezoidal con rigidizadores y para verificar que era un diseño fiable se lo simulo en Autodesk Inventor Professional dando resultados de esfuerzos de Von mises máximos de 12.14 Mpa, deformaciones máximas de 0.074 mm y un factor de seguridad mínimo de 15.

- Diseño de cámara de trituración y criba

Aquí se realizó simplemente un diseño de forma de acuerdo a un benchmarking, seleccionando una caja separada en 3 etapas para facilitar el mantenimiento de la trituradora. Por otro lado, la selección de la criba fue similar, seleccionando un diseño de forma como se observa en la figura 53. La criba debía tener una malla de tal forma que permita pasar gránulos de caucho con una dimensión de 20 mm

- Reducir el espacio de almacenamiento de las llantas neumáticas usadas.

El análisis de la reducción del volumen que ocupan los 54 neumáticos usados, se concluyó que existe un ahorro de 78.52% del volumen después de la trituración, es decir que por medio de la trituración ahorramos el espacio de almacenamiento de que ocupa un $20.35 m^3$ antes de la trituración a un volumen de $4.37 m^3$ después de la trituración.

3.2 Análisis de Costo

Para implementar el triturado de caucho, se analiza el costo de fabricación de la trituradora y análisis del consumo energético.

3.2.1 Consumo energético

Para su operación la trituradora consta de lo siguiente:

Tabla 13 . Potencia de los equipos de la trituradora

Elemento	Característica	Equivalencia
4 Motorreductor	140 hp	105 Kw
Potencia instalada	140 hp	105 Kw

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

El costo por el consumo de energía oscila entre (0.08 - 0.1) Kwh

Tabla 14 . Costo por hora de operacion

Potencia instalada	Hora de operación	Precio Kwh
105 Kw	1 h	\$ 9.45
Total	\$ 9.45 por hora de operación	

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

El tiempo total empleado por la trituradora será de 8 horas de trabajo, por lo consiguiente el costo energía de operación de la maquina diaria es de \$75,6.

3.2.2 Análisis financiero

La implementación del diseño requiere de una serie de rubros de construcción. A continuación, se ha realizado el presupuesto para la construcción de la trituradora.

Tabla 15 . Presupuesto de la trituradora de neumaticos

PRESUPUESTO DE LA TRITURADORA DE NEUMATICOS				
ELEMENTO	DETALLES	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	VALOR TOTAL
Tolva	Planchas de acero ASTM A36 e=2 mm	4	\$26,97	\$107,88
	Planchas de acero ASTM A36 e=50 mm	1	\$1559	\$1559
Cámara de trituración	Planchas de acero ASTM A36 e=6 mm	4	\$93,31	\$373,24
	Perfil en L 50x50x6 de largo de 6 m	3	\$34,77	\$104,31
	Bisagra	4	\$50	\$200

Eje	Acero AISI 1018 diámetro 152 mm y de largo 2600 mm	4	\$1545	\$6180
Cuchilla	Acero k100 templado diámetro 440 mm y ancho 40	15	\$587,90	\$8818,5
Separador	Acero AISI 1045 de diámetro 200 mm y ancho 40 mm	15	\$45	\$675
Cuña	Barra cuadrada de ½ pulgada de largo 6 m	2	\$5,78	\$11,56
Criba	Planchas de acero ASTM A36 e=0,5 mm	1	\$9	\$9
Chumacera	Soporte FAG partidos serien SNV de diámetro de eje 100 mm, modelo SNV180	8	\$324	\$2592
Rodamiento	De bolas de contacto angular de diámetro de eje 100mm, modelo 1220M	8	\$184	\$1472
Soporte de la trituradora	Perfil cuadrado de 100x100x4 de largo 6 m	6	\$87,48	\$524,88
	Plancha de acero ASTM A36 e=5 mm	2	\$77,81	\$155,62
Soporte de Chumaceras	Plancha de acero ASTM A36 e=10 mm	1	\$155,61	\$155,61
Soporte del reductor	Plancha de acero ASTM A36 e=10 mm	1	\$155,61	\$155,61

Motorreductor	Motorreductor de 35hp y 18 rpm	4	\$10180,2	\$40720,8
Pernos	Pernos, arandelas y tuercas	192	\$0,5	\$96
Mano de obra	Soldadura, torneado, fresado, doblado e instalación	1	\$2000	\$2000
			Subtotal	\$ 65911,01
			Diseño e Ingeniería (%10)	\$6591,10
			Total	\$72502,11

Fuente: Carlos Lalama y Andrea Navarrete, 2016

Por medio de la tabla 15 se determina que el costo total de fabricación de una trituradora es de \$72502,11; comparada con la cotización realizada de diferentes trituradoras de 4 ejes para neumático las cuales oscilan alrededor de \$95000, se determina que nuestra trituradora es económicamente accesible para la pequeña empresa ecuatoriana en un 23,68%.

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

4.1 Conclusiones

- Se redujo el espacio de almacenamiento que ocupan los neumáticos usados triturándolos, ahorrando 78.52% del volumen que ocupaban 54 neumáticos almacenados antes de la trituración.
- La trituración disminuye la contaminación que producen los neumáticos cuando terminan su vida útil, reutilizando el granulado caucho del neumático se puede obtener diferentes aplicaciones como pisos de caucho, canchas de futbol, pavimento, entre otras.
- Para lograr el diseño fue muy importante determinar la capacidad de toneladas por hora que la maquina tendrá en base a la demanda del mercado y la disponibilidad de materia prima, de acuerdo a los resultados nuestra trituradora producirá aproximadamente 0.64 toneladas por hora. Esta capacidad que se obtuvo, no quiere decir que es la mayor que se puede conseguir en un proceso de trituración dentro del país, ya que el estudio se basó en las normas implementadas por el MAE y a las limitaciones auto impuestas por la posible aparición de diferentes competidores, esto quiere decir que el mercado de reciclaje de neumáticos está en crecimiento y se puede llegar mayores producciones.
- El costo total de diseño y construcción de una maquina triturador \$72502,11 aproximadamente, que es un costo económico en comparación con costos de \$95000 de trituradores que existen para su importación, por lo tanto,

pequeñas empresas o personas podrán invertir en este proyecto ya que tiene un costo accesible.

- La trituradora diseñada lograra triturar los neumáticos de tipo radial para obtener granulometría de 20 mm, para posteriormente pasar a un proceso donde al final se obtendrá un granulado de 4 mm que sirve para elaborar pisos de caucho que sería el objetivo principal de este proceso de reciclado.
- Cabe recalcar que todo el diseño del triturador puede cambiar dependiendo de los materiales usados, las consideraciones que se tomen para el diseño y la granulometría que se desee obtener, porque entre menor granulometría se desee obtener al final del proceso de trituración, los costos de fabricación son mayores.

4.2 Recomendaciones

- Para diseñar una trituradora de neumáticos es recomendable revisar información de trituradoras ya diseñadas o fabricadas, de diferentes tesis o empresas, para así tener una referencia de como comenzar a diseñar la trituradora para la aplicación que se desea, ya que aún no existe normas reconocidas o confiables sobre diseño de trituradora de neumáticos. Si se tiene la posibilidad económica se pueden comprar patentes o libros sobre el diseño y/o construcción de máquinas trituradoras.
- Al momento de diseñar y dimensionar los diferentes elementos que componen el triturador, hay que tener en cuenta si el diseño de forma, las dimensiones, materiales y los elementos seleccionados para el triturador, existen en componentes estándares en el mercado local, por el motivo de que, al momento de querer conseguir estos elementos de la máquina, no se encuentren y haya que rediseñar.

- Si se desea cambiar la producción de la planta, la granulación final que se obtiene, el tipo de neumático de materia prima u otros factores con esta trituradora, se lo puede realizar, pero habría que hacer ciertos cambios como la criba del triturador, agregar una etapa de pre-trituración o un segundo molidor si desea una menor granulación, la potencia instalada entre otras opciones dependiendo de lo que se requiera cambiar.

BIBLIOGRAFÍA

1. Julián Ferrer, Gema Checa, 2010. Mantenimiento mecánico preventivo del vehículo, Editex
2. Xavier Elías, 2012. Reciclaje de Residuos Industriales: Residuos sólidos urbanos y fangos de depuradora, Madrid: Díaz de Santos.
3. Pedro Ramos Castellano, 2002. Medio Ambiente: Calidad Ambiental. España: Editorial Salamanca.
4. T.A Geissman, 1974. Principios de química orgánica. Los Ángeles: Editorial Reverte S.A
5. Miranda, Segobia, Sosa, 2006. Pirolisis de llantas usadas: Estudio Cinético. Facultad de Ciencias Químicas, UANL
6. Castro, 2007. Reutilización, reciclado y disposición final de neumáticos. Departamento de Ingeniería Mecánica F.I.U.B.A.
7. Mikell Groover, 2007. Fundamentos de manufactura moderna. México: McGraHill.
8. Budynas, Nisbett, 2008. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. México: McGraHill.
9. Portalanza, Rodríguez, 2013. Diseño y construcción de una máquina trituradora de restos alimenticios y farmacéuticos fuera de especificación en envases de Tetra Pack y recipientes plásticos. (Tesis de la Universidad Politécnica del Ejército).

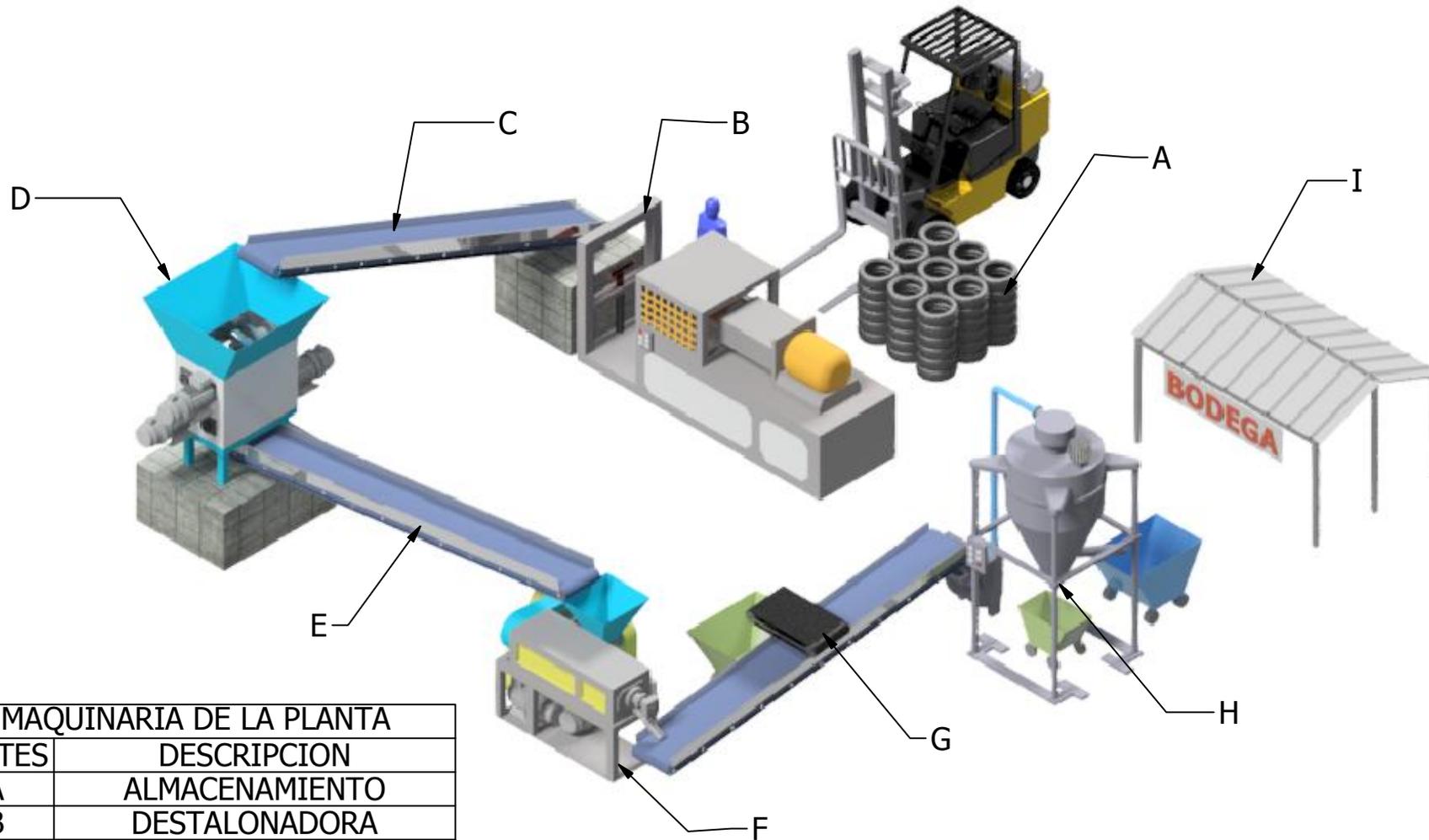
10. Mendez, Solano, 2010. Diseño de triturador de neumáticos usados: capacidad 1 Ton/h, para la empresa municipal de aseo de Cuenca (Emac). (Tesis de la Universidad Politécnica Salesiana)
11. George Tchobanoglous, 1994. Gestión integral de residuos sólidos. Mexico: McGraw-Hill.
12. Banco central del Ecuador, 2016. Datos de importaciones anuales de neumáticos. Guayaquil: Ecuador.
13. Rodgers M. Hill, 1986. Three types of low speed shredder design.
Recuperado de
<http://www.seas.columbia.edu/earth/wtert/sofos/nawtec/1986-National-Waste-Processing-Conference/1986-National-Waste-Processing-Conference-28.pdf>
14. Shih, McCall, 2004. Kinematics and wear of tool blades for scrap tire shredding. (informe de la universidad de Michigan).
15. Patarroyo, Beltran, 2012. Diseño de una máquina para la reducción del volumen en las llantas deterioradas. (Tesis de escuela tecnológica instituto técnico central la Salle).
16. Cardona, Sanchez, 2011. Aprovechamiento de llantas usadas para fabricación de pisos decorativos. (Tesis de la universidad de Medellín).
17. Alex Valconez, 2013. Diseño y simulación de una máquina trituradora de plásticos de 15 kg/h para el laboratorio de conformado de la facultad de ingeniería mecánica. (tesis de la Escuela Politécnica Nacional).

18. Vera, Haro, Córdova, 2013. Planta recicladora de neumáticos usados en la ciudad de Guayaquil. (tesis de la Escuela Superior Politécnica Del Litoral).
19. Geosyntec consultants, 2008. Guidance Manual for Engineering Uses of scrap tires.
20. Marcos Siguenza, 2015. Diseño de una planta recicladora de neumáticos para la industria ecuatoriana. (tesis de la Escuela Superior Politécnica Del Litoral).
21. Cambridge University Engineering Department, 2003. Material data book.
22. Molinos para plásticos, 2016. *Trituradora para llantas, purga, tarimas, madera, etc.* [archivo en video]. Disponible en https://www.youtube.com/watch?v=FXNcnFk_QWA

APÉNDICES

APÉNDICE A

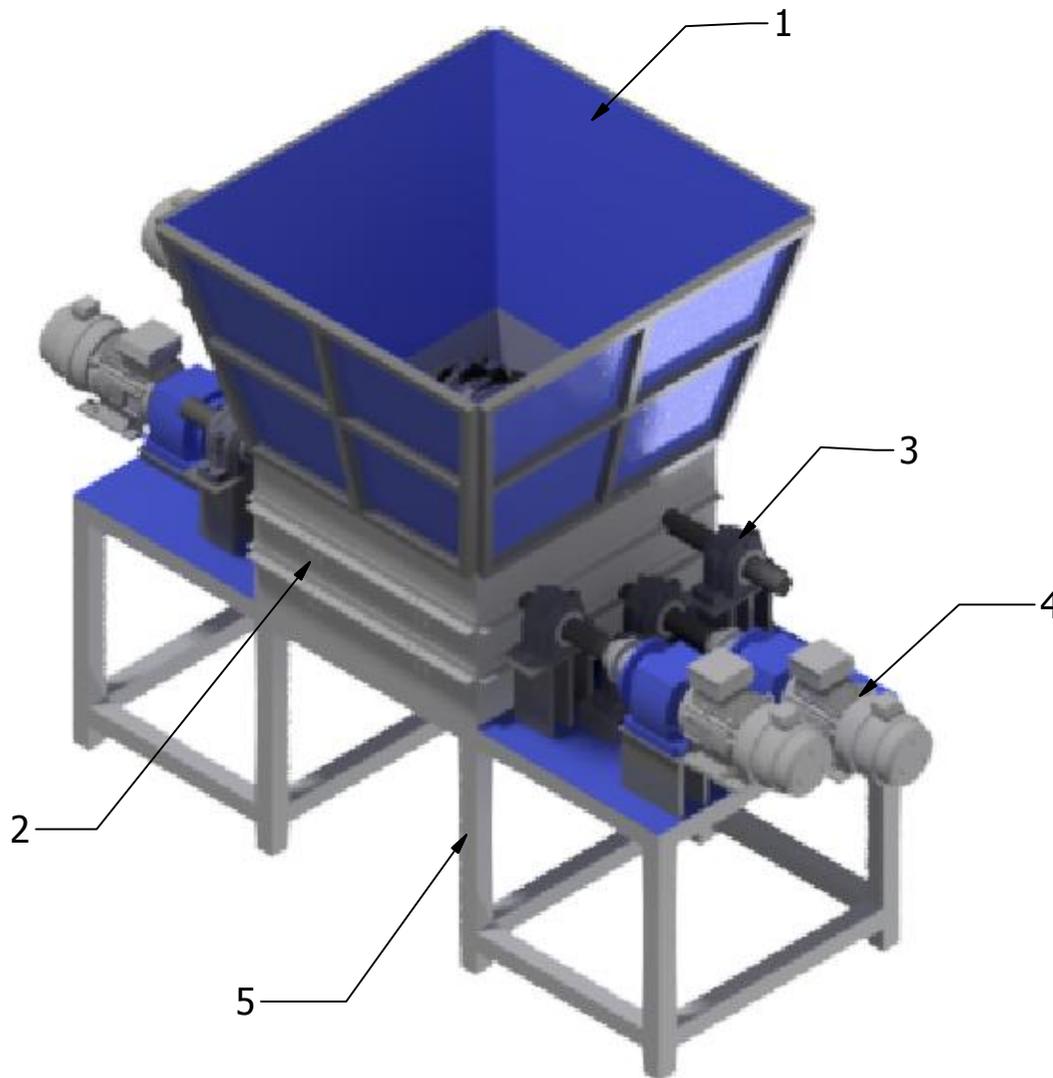
Planos Esquemáticos



MAQUINARIA DE LA PLANTA	
PARTES	DESCRIPCION
A	ALMACENAMIENTO
B	DESTALONADORA
C	BANDA TRANSPORTADORA
D	TRITURADORA
E	BANDA TRANSPORTADORA
F	MOLEDORA
G	SEPARADOR MAGNETICO
H	SEPARADOR DE FIBRA
I	BODEGA

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha
LALAMA-NAVARRETE	ING.MARTINEZ	ING.MARTINEZ	27/08/2016	27/08/2016
<h1>ESPOL</h1>		PLANTA DE TRITURACION DE NEUMATICOS		
		MAQUINARIA	Edición	Hoja
				1/12

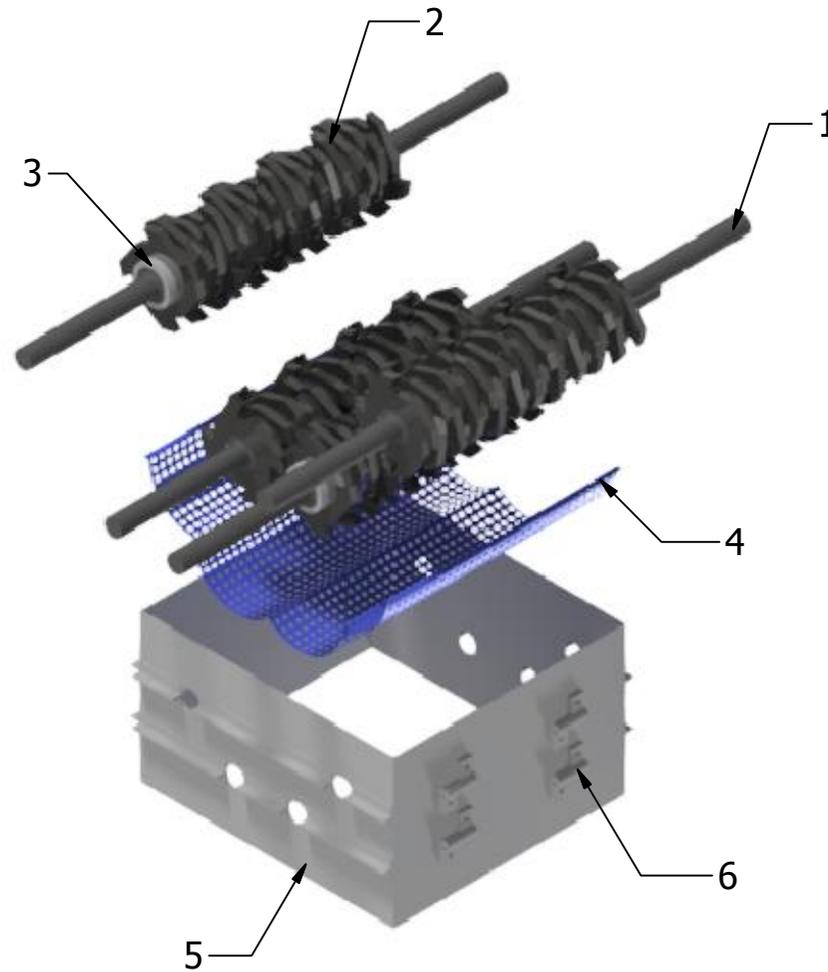
TRITURADORA	
PARTES	DESCRIPCION
1	TOLVA
2	CAMARA DE TRITURACION
3	CHUMACERAS
4	MOTORREDUCTOR
5	ESTRUCTURA DE SOPORTE



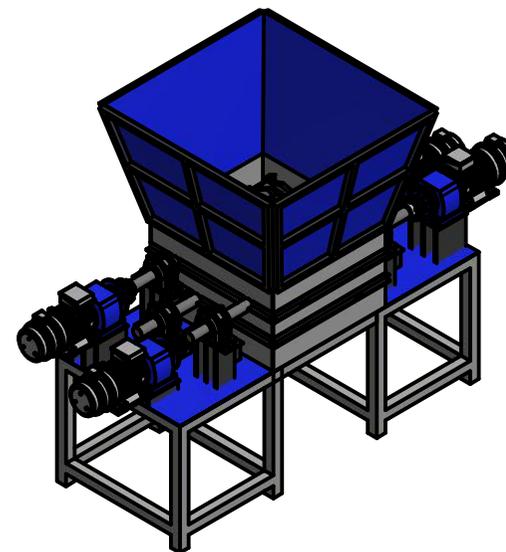
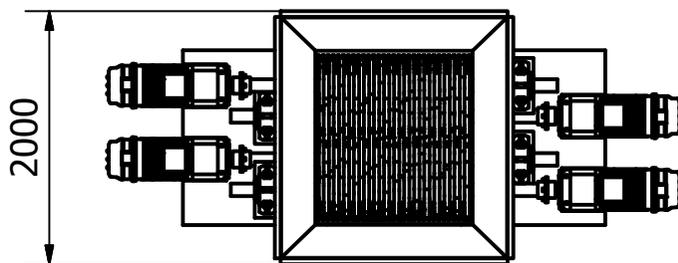
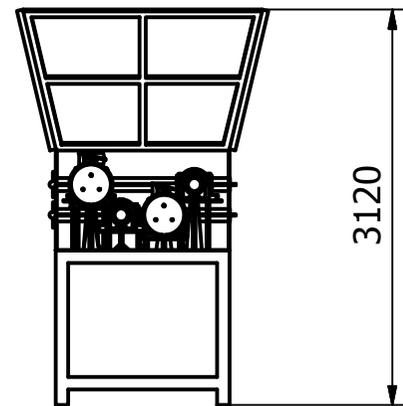
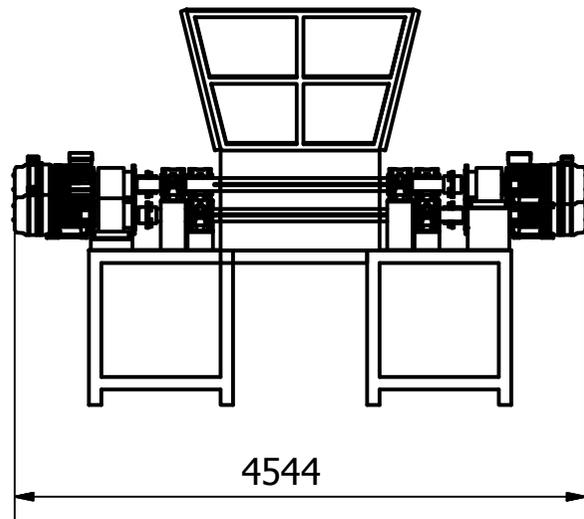
Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	Fecha
LALAMA-NAVARRETE	ING.MARTINEZ	ING.MARTINEZ	27/08/2016	27/08/2016	27/08/2016

<h1>ESPOL</h1>	<h2>TRITURADORA</h2>		
	PARTES PRINCIPALES	Edición	Hoja
			2/12

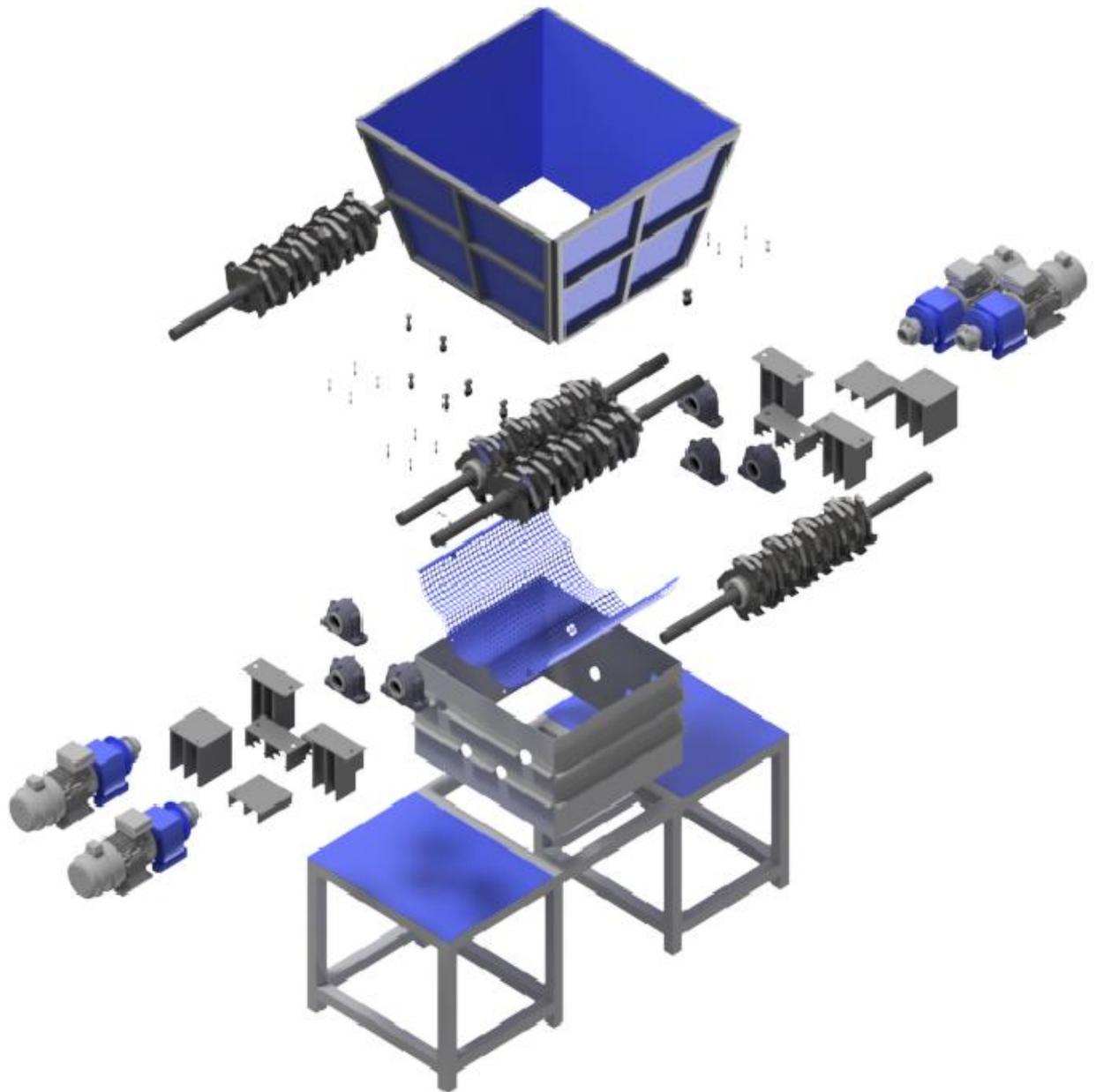
CAMARA DE TRITURACION	
PARTES	DESCRIPCION
1	EJE
2	CUCHILLA
3	SEPARADOR
4	CRIBA
5	PAREDES
6	BISAGRA



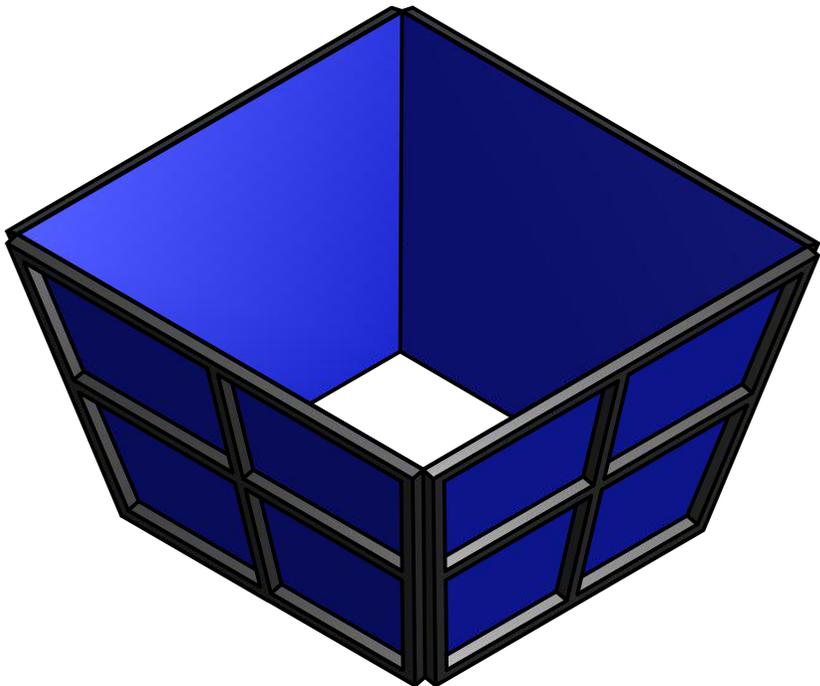
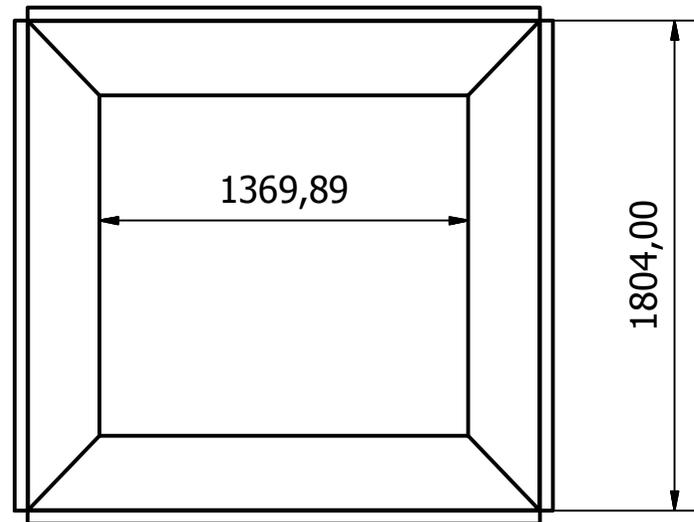
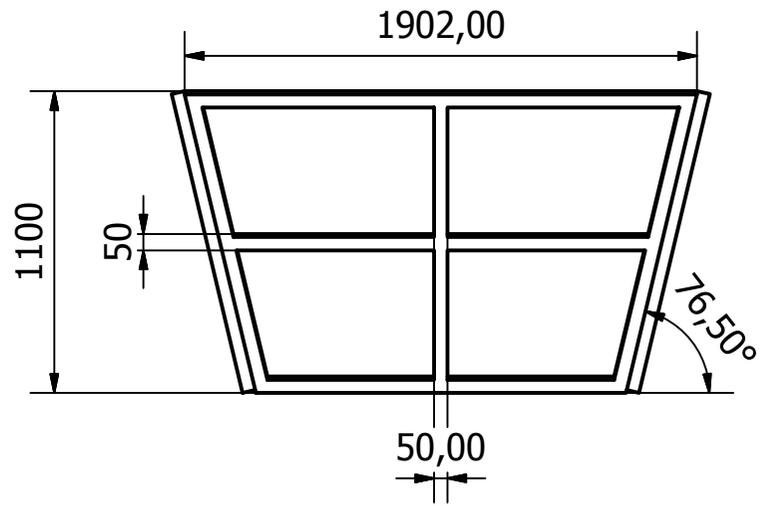
Diseño de LALAMA-NAVARRETE	Revisado por ING. MARTINEZ	Aprobado por ING. MARTINEZ	Fecha 27/08/2016	Fecha 27/08/2016
ESPOL		CAMARA DE TRITURACION		
		PARTES PRINCIPALES	Edición	Hoja 3/12



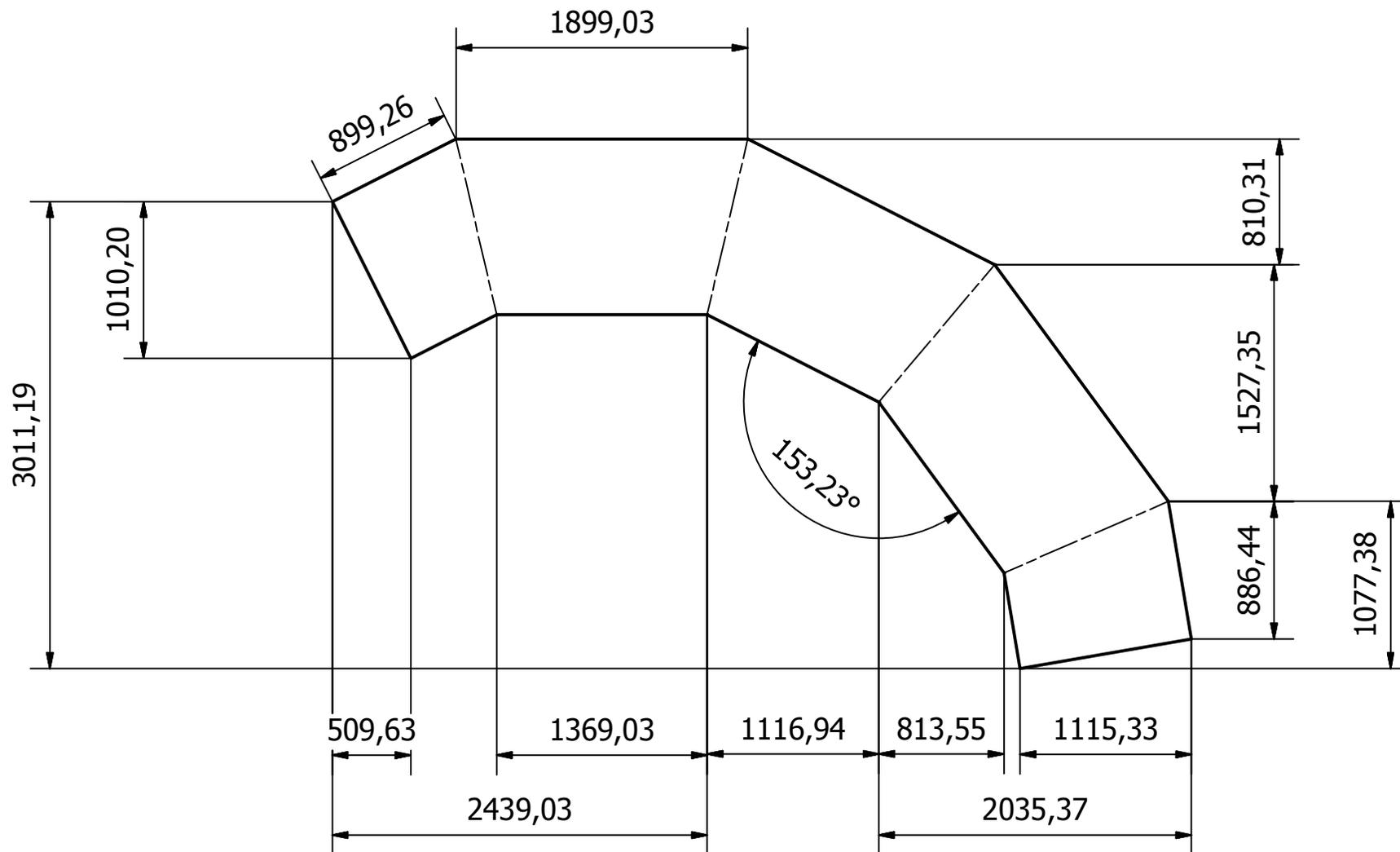
Diseño de LALAMA-NAVARRETE	Revisado por ING.MARTINEZ	Aprobado por ING.MARTINEZ	Fecha 27/08/2016	Fecha 27/08/2016
ESPOL		TRITURADORA		
		DIMENSIONES PRINCIPALES	Edición	Hoja 4/12



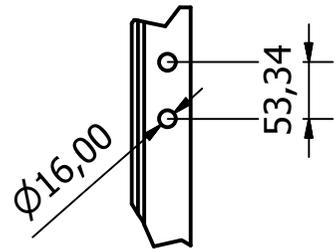
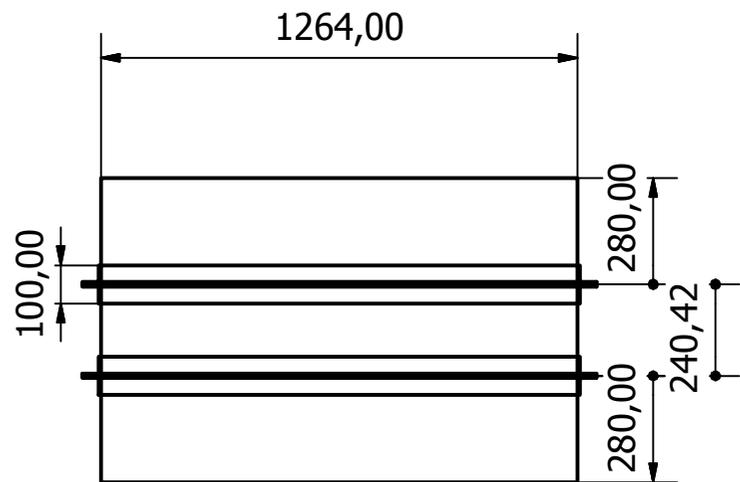
Diseño de LALAMA-NAVARRETE	Revisado por ING. MARTINEZ	Aprobado por ING. MARTINEZ	Fecha 27/08/2016	Fecha 27/08/2016
ESPOL		TRITURADORA		
		VISTA EXPLOSIONADA	Edición	Hoja 5/12



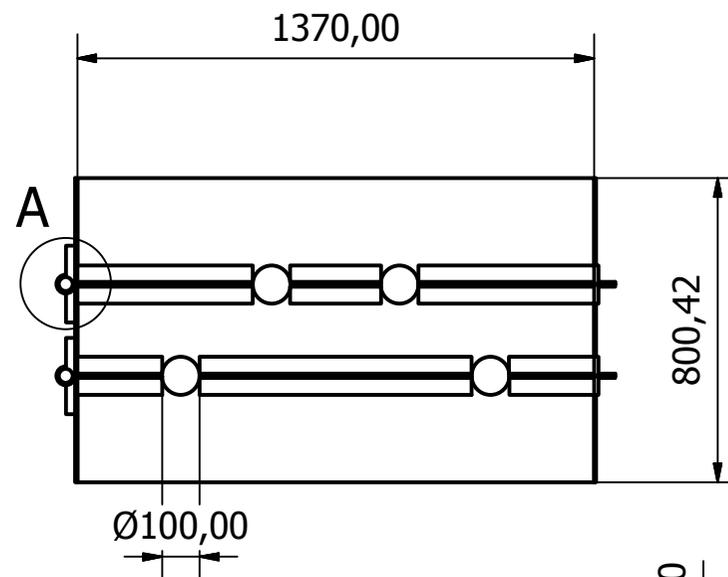
Diseño de LALAMA-NAVARRETE	Revisado por ING. MARTINEZ	Aprobado por ING. MARTINEZ	Fecha 17/08/2016	Fecha 27/08/2016
ESPOL		TOLVA		
		DIMENSIONES		Edición Hoja 6/12



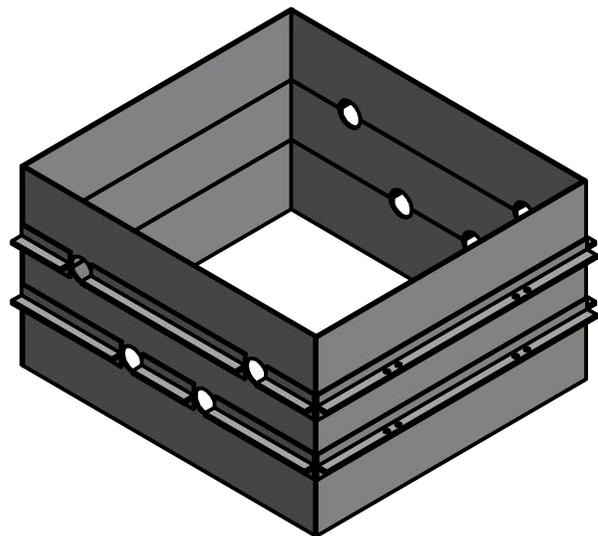
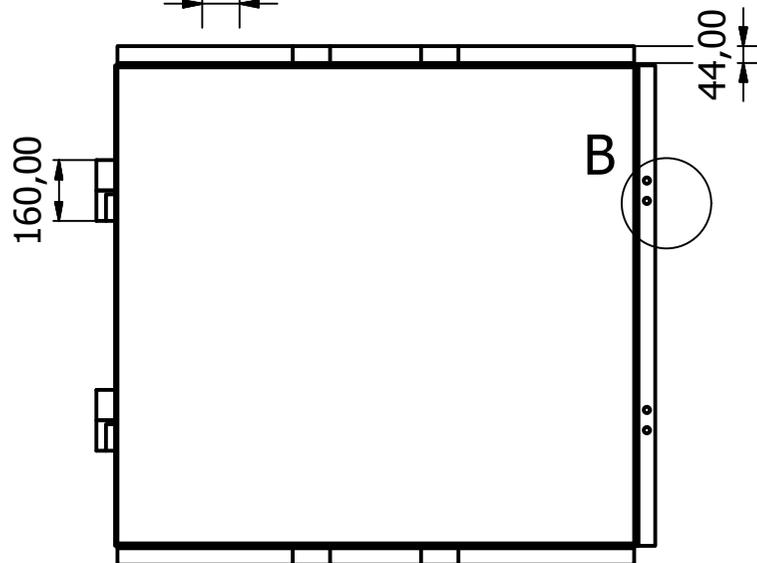
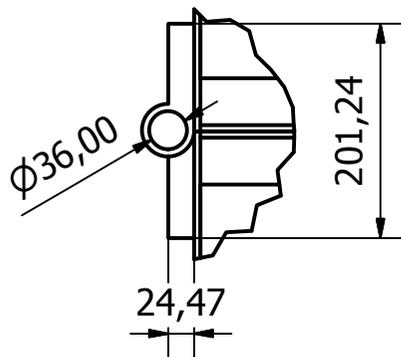
Diseño de LALAMA-NAVARRETE	Revisado por ING. MARTINEZ	Aprobado por ING. MARTINEZ	Fecha 17/08/2016	Fecha 27/08/2016
<h1>ESPOL</h1>		PLANO DE CONTRUCCION-TOLVA		
		DIMENSIONES		Edición



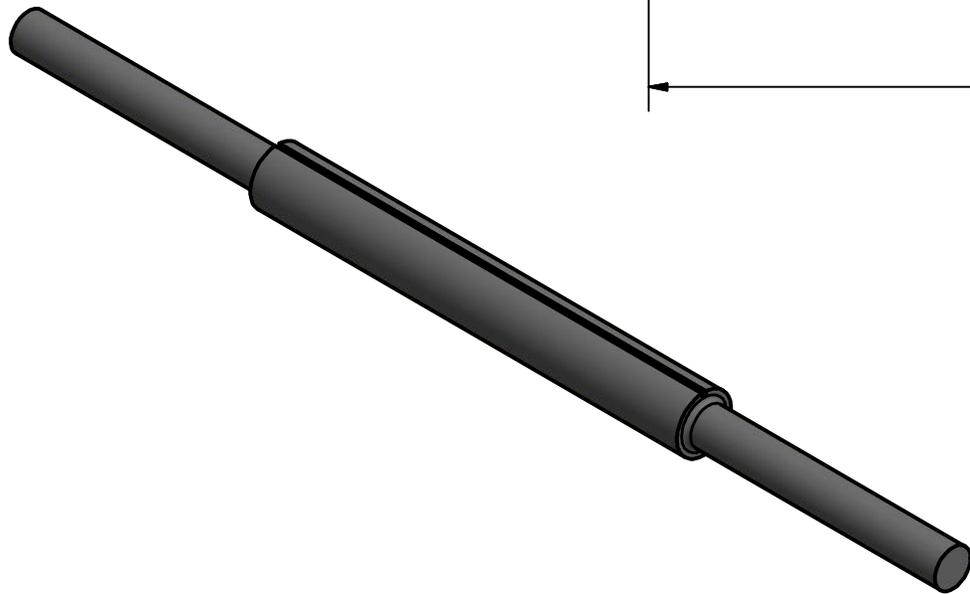
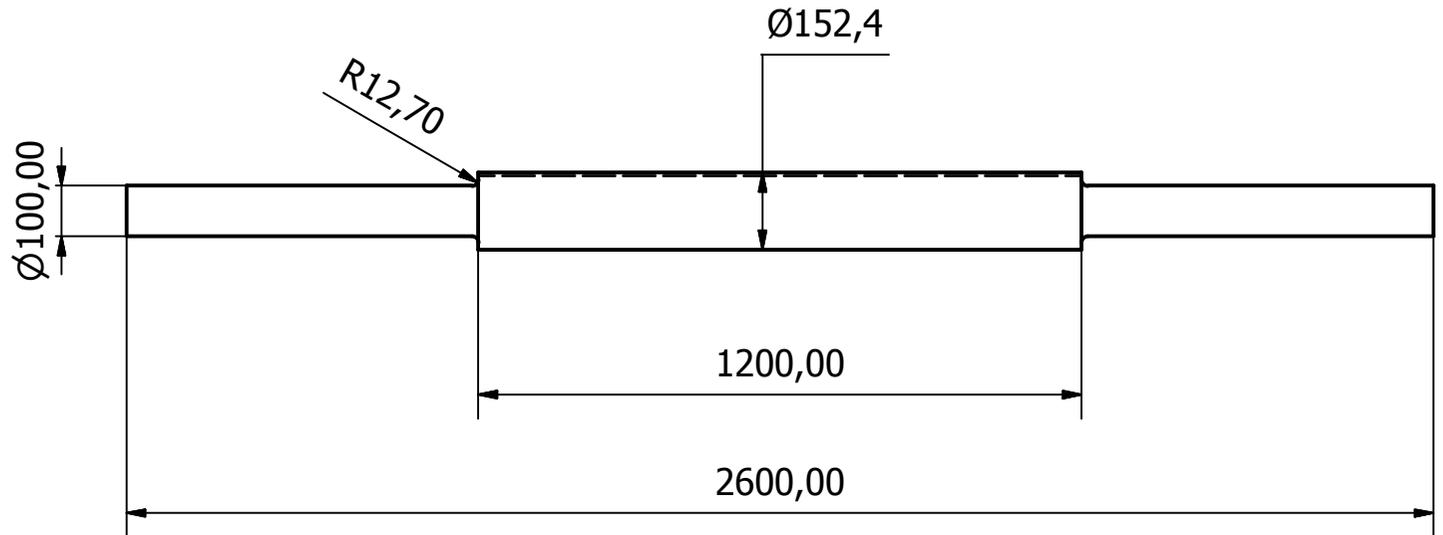
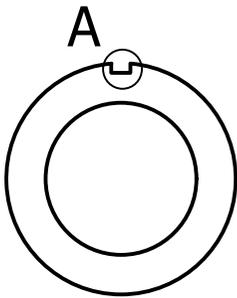
B (0,14 : 1)



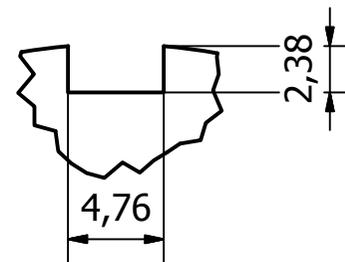
A (0,14 : 1)



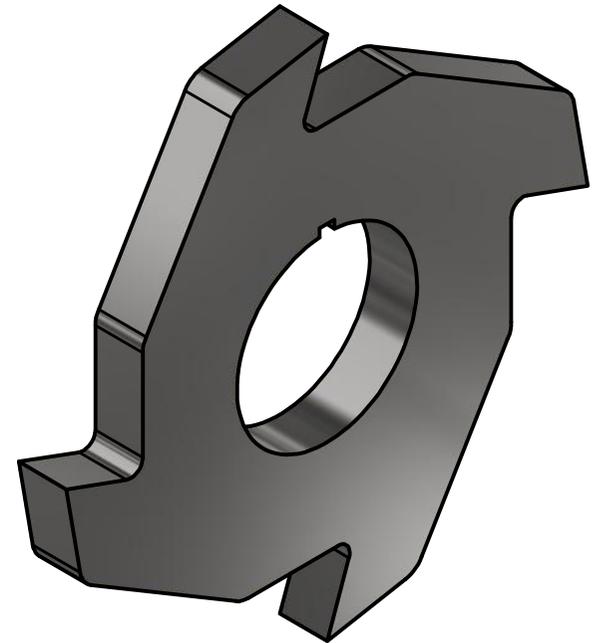
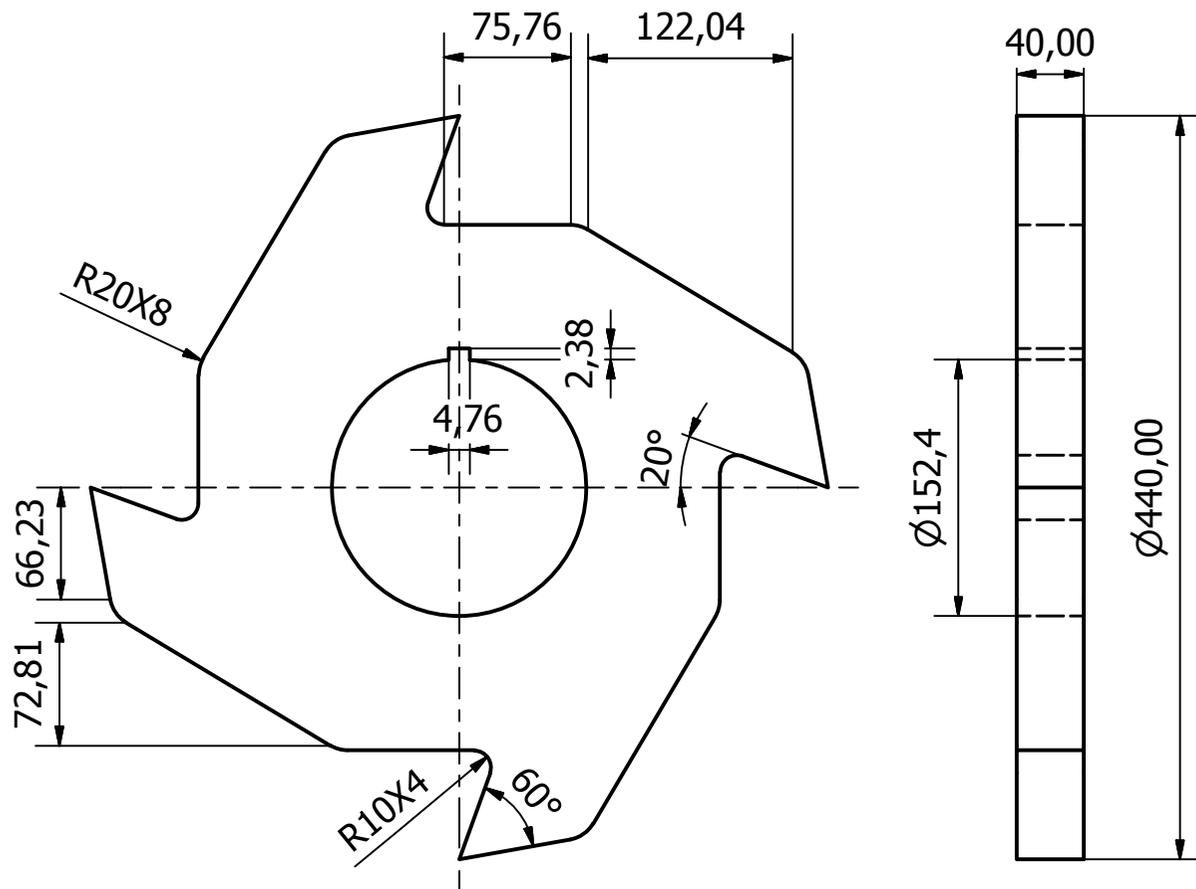
Diseño de LALAMA-NAVARRETE	Revisado por ING. MARTINEZ	Aprobado por ING. MATINEZ	Fecha 17/08/2016	Fecha 27/08/2016
ESPOL		CAMARA DE TRITURACION		
		DIMENSIONES		Edición Hoja 7/12



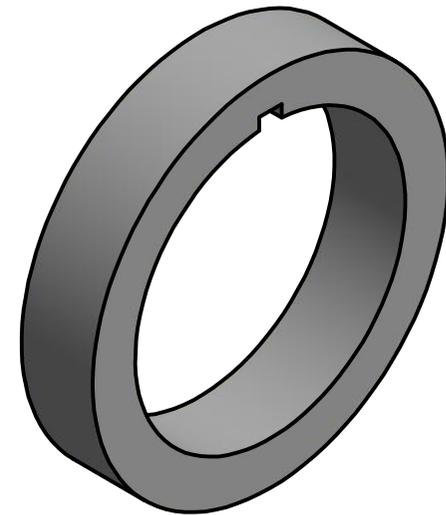
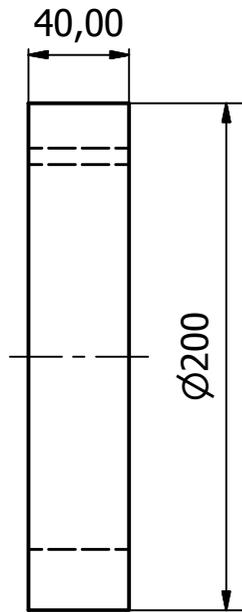
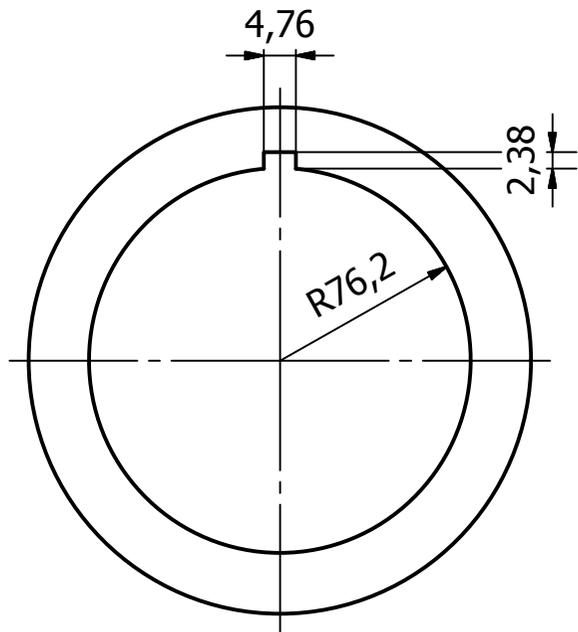
A (1 : 1)



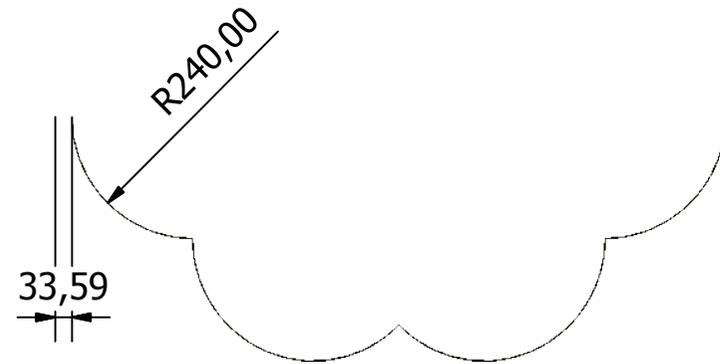
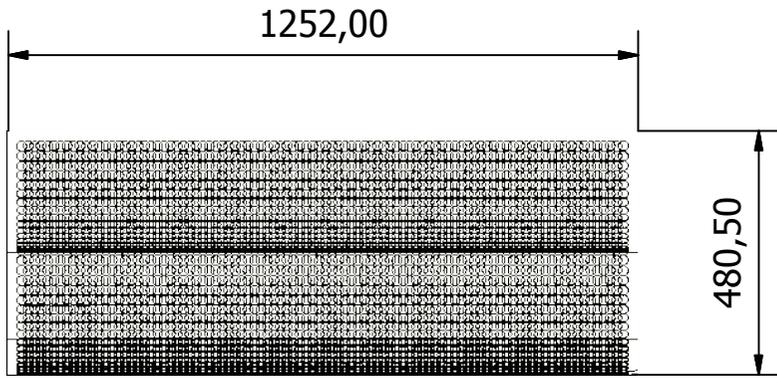
Diseño de LALAMA-NAVARRETE	Revisado por ING. MARTINEZ	Aprobado por ING. MARTINEZ	Fecha 17/08/2016	Fecha 27/08/2016
ESPOL		EJE DE TRITURADORA		
		DIMENSIONES		Edición Hoja 8/12



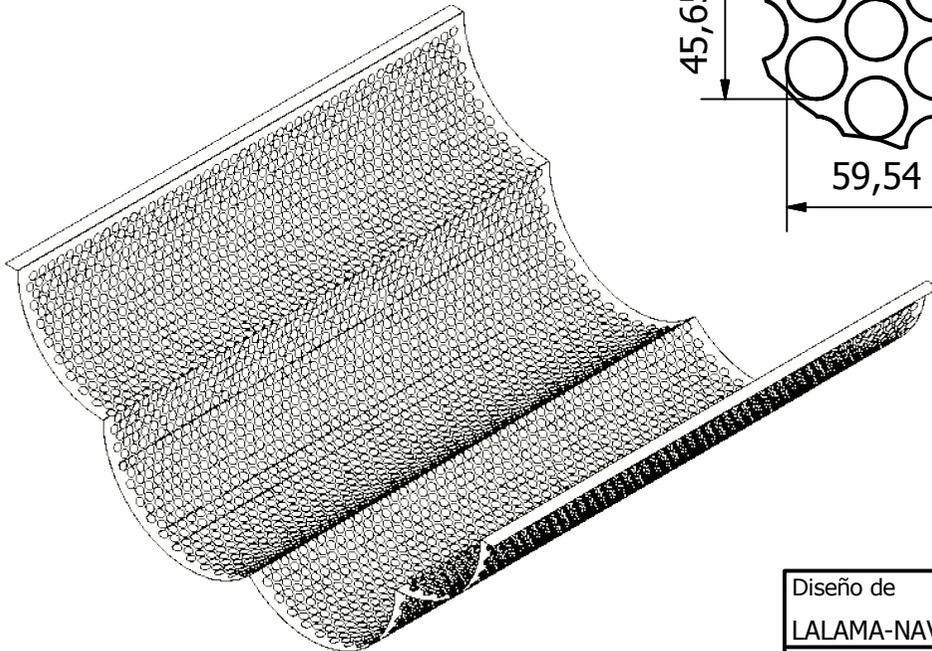
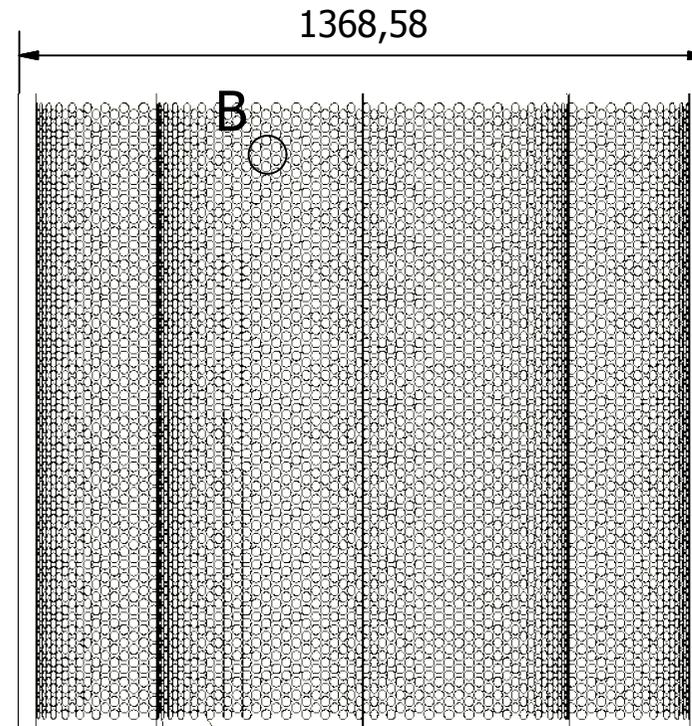
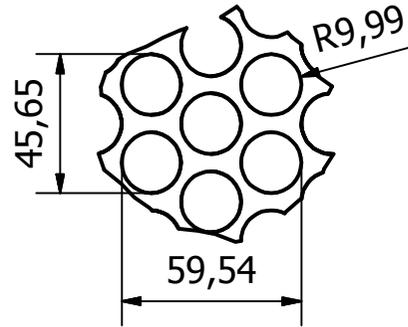
Diseño de LALAMA-NAVARRETE	Revisado por ING.MARTINEZ	Aprobado por ING.MARTINEZ	Fecha 27/08/2016	Fecha 27/08/2016
ESPOL		CUCHILLA		
		DIMENSIONES PRINCIPALES	Edición	Hoja 9/12



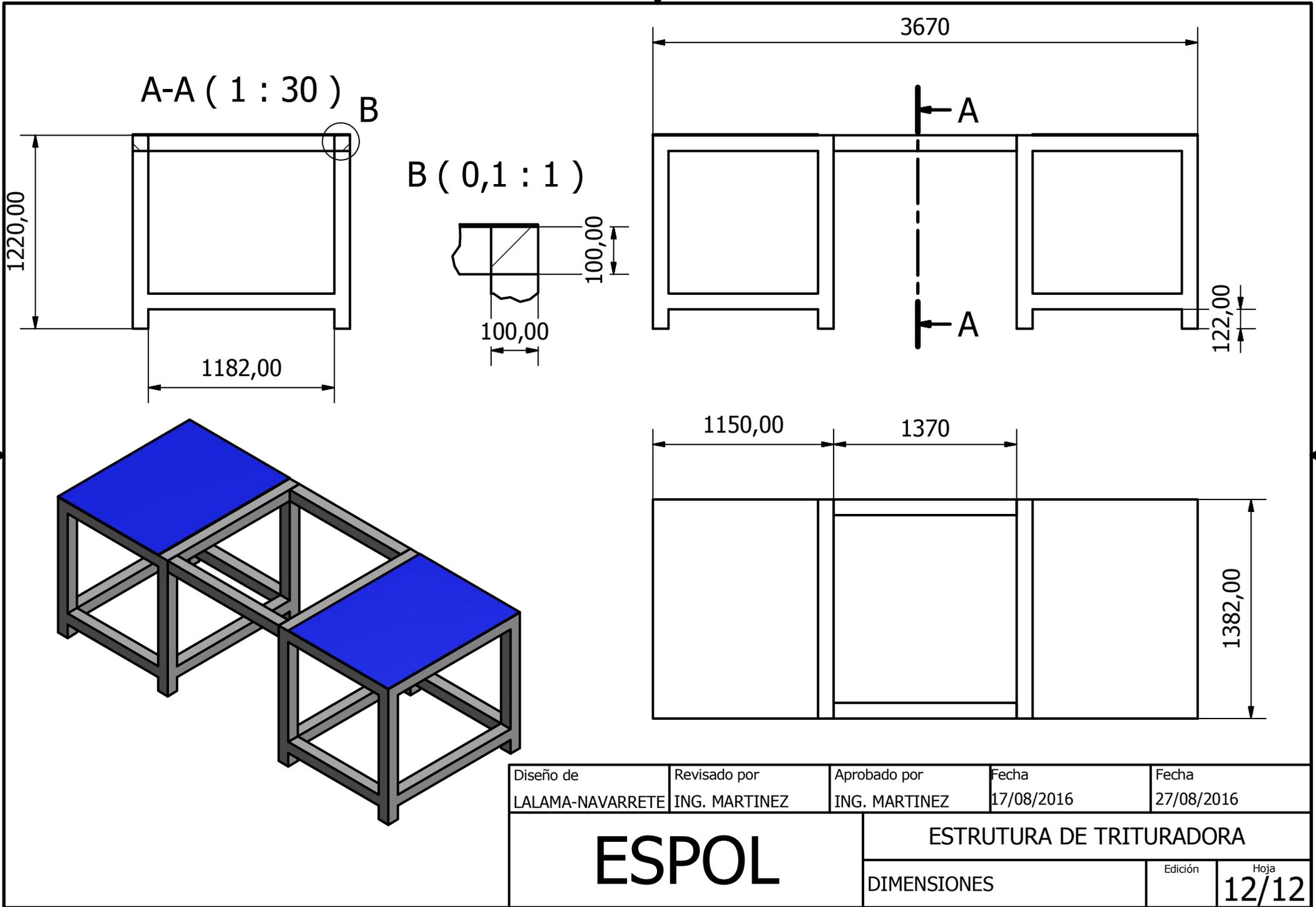
Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha
LALAMA-NAVARRETE	ING.MARTINEZ	ING.MARTINEZ	27/08/2016	27/08/2016
ESPOL		SEPARADOR		
		DIMENSIONES PRINCIPALES	Edición	Hoja
				10/12



B (0.4 : 1)



Diseño de LALAMA-NAVARRETE	Revisado por ING. MARTINEZ	Aprobado por ING. MARTINEZ	Fecha 17/08/2016	Fecha 27/08/2016
ESPOL		CRIBA		
		DIMENSIONES		Edición Hoja 11/12



Diseño de LALAMA-NAVARRETE	Revisado por ING. MARTINEZ	Aprobado por ING. MARTINEZ	Fecha 17/08/2016	Fecha 27/08/2016
-------------------------------	-------------------------------	-------------------------------	---------------------	---------------------

ESPOL	ESTRUTURA DE TRITURADORA		
	DIMENSIONES	Edición	Hoja 12/12

APÉNDICE B

- Norma AISC 360

Especificación ANSI/AISC 360-10 para Construcciones de Acero

versión en español

Basado en la publicación "Specification for Structural Steel Buildings"
(estándar nacional estadounidense ANSI/AISC 360-10)
editado por la American Institute of Steel Construction (AISC)



ASOCIACIÓN
LATINOAMERICANA
DEL ACERO

Benjamin 2944, 5º Piso
Las Condes
Santiago de Chile

CAPÍTULO E

DISEÑO DE MIEMBROS EN COMPRESIÓN

Este capítulo abarca el diseño de miembros solicitados a compresión axial aplicada en el eje centroidal

El capítulo está organizado de la siguiente manera:

- E1. Disposiciones Generales
- E2. Longitud Efectiva
- E3. Pandeo por Flexión de Miembros sin Elementos Esbeltos
- E4. Pandeo Flexo-Torsional para Miembros sin Elementos Esbeltos
- E5. Compresión de Ángulos Simples
- E6. Miembros Armados
- E7. Miembros con Elementos Esbeltos

Nota: Para miembros que no se incluyen en este capítulo, las siguientes secciones aplican: H1-H2 Miembros solicitados a combinación de compresión axial y flexión.
 H3 Miembros solicitados a compresión axial y torsión.
 I2 Miembros compuestos cargados axialmente
 J4.4 Resistencia de compresión de elementos de conexión.

E1. DISPOSICIONES GENERALES

La resistencia de diseño en compresión, $\phi_c P_n$, o la resistencia admisible en compresión, P_n/Ω_c , deben ser determinadas de la siguiente manera.

La resistencia de compresión nominal, P_n , es el menor valor obtenido de acuerdo con los estados límites que aplican pandeo por flexión, pandeo torsional, y pandeo flexo-torsional.

$$\phi_c = 0,90 \text{ (LRFD)} \quad \Omega_c = 1,67 \text{ (ASD)}$$

E2. LONGITUD EFECTIVA

El factor de longitud efectiva, K , para calcular la esbeltez de columna, KL/r , debe ser determinada de acuerdo con el Capítulo C o el Anexo 7, donde:

L = longitud no arriostrada lateralmente del miembro, cm (mm).

r = radio de giro, cm (mm).

Nota: Para miembros diseñados sólo en compresión, se recomienda que la razón de esbeltez KL/r no sea mayor que 200.

E3. PANDEO POR FLEXIÓN DE MIEMBROS SIN ELEMENTOS ESBELTOS

Esta sección aplica para miembros solicitados en compresión con secciones compactas y no compactas, como se define en Sección B4 para elementos en compresión uniforme.

Nota: Cuando la longitud torsional no arriostrada es mayor que la longitud lateral no arriostrada, esta sección puede controlar el diseño de columnas de ala ancha y formas similares.

La resistencia de compresión nominal, P_n , debe ser determinada basada en el estado límite de pandeo por flexión:

$$P_n = F_{cr} A_g \quad (E3-1)$$

La tensión de pandeo por flexión, F_{cr} , se determina como sigue:

(a) Cuando $\frac{KL}{r} \leq 4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$ (o $\frac{F_y}{F_e} \leq 2,25$)

$$F_{cr} = \left[0,658 \frac{F_y}{F_e} \right] F_y \quad (E3-2)$$

(b) Cuando $\frac{KL}{r} > 4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$ (o $\frac{F_y}{F_e} > 2,25$)

$$F_{cr} = 0,877 F_e \quad (E3-3)$$

Donde

F_e = tensión de pandeo elástico determinada de acuerdo con Ecuación E3-4, o según lo especificado en Anexo 7, Sección 7.2.3 (b), o de acuerdo con un análisis de pandeo elástico, cuando es aplicable, kgf/cm² (MPa).

- Libro de datos de materiales

Materials Data Book

2003 Edition



Cambridge University Engineering Department

II.3 YOUNG'S MODULUS, E

		E (GPa)		
Metals	Ferrous	Cast Irons	165 - 180	
		High Carbon Steels	200 - 215	
		Medium Carbon Steels	200 - 216	
		Low Carbon Steels	200 - 215	
		Low Alloy Steels	201 - 217	
		Stainless Steels	189 - 210	
	Non-ferrous	Aluminium Alloys	68 - 82	
		Copper Alloys	112 - 148	
		Lead Alloys	12.5 - 15	
		Magnesium Alloys	42 - 47	
		Nickel Alloys	190 - 220	
		Titanium Alloys	90 - 120	
	Zinc Alloys	68 - 95		
	Ceramics	Glasses	Borosilicate Glass	61 - 64
			Glass Ceramic	64 - 110
			Silica Glass	68 - 74
Porous		Soda-Lime Glass	68 - 72	
		Brick	10 - 50	
		Concrete, typical	25 - 38	
Technical		Stone	6.9 - 21	
		Alumina	215 - 413	
		Aluminium Nitride	302 - 348	
		Boron Carbide	400 - 472	
		Silicon	140 - 155	
		Silicon Carbide	300 - 460	
Composites		Metal	Tungsten Carbide	280 - 310
			Tungsten Carbide	600 - 720
		Polymer	Aluminium/Silicon Carbide	81 - 100
	CFRP		69 - 150	
	GFRP		15 - 28	
Natural	Bamboo	15 - 20		
	Cork	0.013 - 0.05		
	Leather	0.1 - 0.5		
	Wood, typical (Longitudinal)	6 - 20		
	Wood, typical (Transverse)	0.5 - 3		

		E (GPa)	
Polymers¹	Elastomer	Butyl Rubber	0.001 - 0.002
		EVA	0.01 - 0.04
		Isoprene (IR)	0.0014 - 0.004
	Thermoplastic	Natural Rubber (NR)	0.0015 - 0.0025
		Neoprene (CR)	0.0007 - 0.002
		Polyurethane Elastomers (elPU)	0.002 - 0.003
		Silicone Elastomers	0.005 - 0.02
		ABS	1.1 - 2.9
		Cellulose Polymers (CA)	1.6 - 2
		Ionomer (I)	0.2 - 0.424
		Nylons (PA)	2.62 - 3.2
		Polycarbonate (PC)	2 - 2.44
		PEEK	3.5 - 4.2
		Polyethylene (PE)	0.621 - 0.896
	Thermoset	PET	2.76 - 4.14
		Acrylic (PMMA)	2.24 - 3.8
		Acetal (POM)	2.5 - 5
		Polypropylene (PP)	0.896 - 1.55
		Polystyrene (PS)	2.28 - 3.34
		Polyurethane Thermoplastics (tpPU)	1.31 - 2.07
		PVC	2.14 - 4.14
		Teflon (PTFE)	0.4 - 0.552
		Epoxies	2.35 - 3.075
		Phenolics	2.76 - 4.83
	Polyester	2.07 - 4.41	
	Polymer Foams	Flexible Polymer Foam (VLD)	0.0003 - 0.001
		Flexible Polymer Foam (LD)	0.001 - 0.003
Flexible Polymer Foam (MD)		0.004 - 0.012	
Rigid Polymer Foam (LD)		0.023 - 0.08	
Rigid Polymer Foam (MD)		0.08 - 0.2	
Rigid Polymer Foam (HD)		0.2 - 0.48	

¹ For full names and acronyms of polymers – see Section V
(Data courtesy of Granta Design Ltd)

II.5 FRACTURE TOUGHNESS (PLANE STRAIN), K_{IC}

		K_{IC} (MPa√m)	
Metals	Ferrous	Cast Irons	22 - 54
		High Carbon Steels	27 - 92
		Medium Carbon Steels	12 - 92
		Low Carbon Steels	41 - 82
	Non-ferrous	Low Alloy Steels	14 - 200
		Stainless Steels	62 - 280
		Aluminium Alloys	22 - 35
		Copper Alloys	30 - 90
		Lead Alloys	5 - 15
		Magnesium Alloys	12 - 18
		Nickel Alloys	80 - 110
		Titanium Alloys	14 - 120
		Zinc Alloys	10 - 100
		Ceramics	Glasses
Glass Ceramic	1.4 - 1.7		
Silica Glass	0.6 - 0.8		
Porous	Soda-Lime Glass		0.55 - 0.7
	Brick		1 - 2
Technical	Concrete, typical		0.35 - 0.45
	Stone		0.7 - 1.5
	Alumina		3.3 - 4.8
	Aluminium Nitride		2.5 - 3.4
	Boron Carbide		2.5 - 3.5
	Silicon		0.83 - 0.94
	Silicon Carbide		2.5 - 5
Tungsten Carbide	4 - 6		
Composites	Metal Polymer		Aluminium/Silicon Carbide
		CFRP	6.1 - 88
		GFRP	7 - 23
Natural	Bamboo	5 - 7	
	Cork	0.05 - 0.1	
	Leather	3 - 5	
	Wood, typical (Longitudinal)	5 - 9	
	Wood, typical (Transverse)	0.5 - 0.8	

(Data courtesy of Granta Design Ltd)

		K_{IC} (MPa√m)	
Polymers¹	Elastomer	Butyl Rubber	0.07 - 0.1
		EVA	0.5 - 0.7
		Isoprene (IR)	0.07 - 0.1
		Natural Rubber (NR)	0.15 - 0.25
		Neoprene (CR)	0.1 - 0.3
		Polyurethane Elastomers (elPU)	0.2 - 0.4
	Thermoplastic	Silicone Elastomers	0.03 - 0.5
		ABS	1.19 - 4.30
		Cellulose Polymers (CA)	1 - 2.5
		Ionomer (I)	1.14 - 3.43
		Nylons (PA)	2.22 - 5.62
		Polycarbonate (PC)	2.1 - 4.60
		PEEK	2.73 - 4.30
		Polyethylene (PE)	1.44 - 1.72
		PET	4.5 - 5.5
		Acrylic (PMMA)	0.7 - 1.6
		Acetal (POM)	1.71 - 4.2
		Polypropylene (PP)	3 - 4.5
		Polystyrene (PS)	0.7 - 1.1
		Polyurethane Thermoplastics (tpPU)	1.84 - 4.97
	Thermoset	PVC	1.46 - 5.12
		Teflon (PTFE)	1.32 - 1.8
		Epoxies	0.4 - 2.22
		Phenolics	0.79 - 1.21
		Polyester	1.09 - 1.70
		Polymer Foams	Flexible Polymer Foam (VLD)
	Flexible Polymer Foam (LD)		0.015 - 0.05
	Flexible Polymer Foam (MD)		0.03 - 0.09
	Rigid Polymer Foam (LD)		0.002 - 0.02
	Rigid Polymer Foam (MD)		0.007 - 0.049
	Rigid Polymer Foam (HD)		0.024 - 0.091

¹ For full names and acronyms of polymers – see Section V.

Note: K_{IC} only valid for conditions of linear elastic fracture mechanics (see I. Formulae & Definitions). Plane Strain Toughness, G_{IC} , may be estimated from $K_{IC}^2 = E G_{IC} / (1 - \nu^2) \approx E G_{IC}$ (as $\nu^2 \approx 0.1$).

- Manual de la NTN

For New Technology Network

NTN®

NTNcorporation

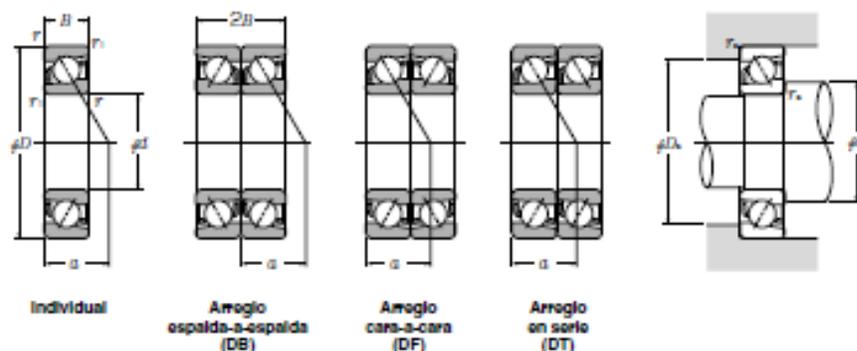
Rodamientos de Bolas y de Rodillos



CAT. NO. 2202-VI/S

Rodamientos de Bolas a Contacto Angular Individuales y Apareados

NTN



d 85 ~ 120mm

d	Dimensiones principales					Capacidad básica de carga				Velocidades límites ¹⁾		Números de rodamientos	Centro de carga mm	Masa Individual (aprox.) kg
	D	B	2B	r _{ns} ²⁾	r _{ns} ²⁾	C _r	C _e	C _r	C _e	grasa	aceite			
85	180	41	82	3	1.1	159	133	16 200	13 500	4 200	5 600	7317	59	4.34
	180	41	82	3	1.1	146	122	14 800	12 400	3 600	4 800	7317B	76	4.43
90	125	18	36	1.1	0.6	36.0	38.0	3 650	3 850	5 200	7 000	7918	40	0.658
	140	24	48	1.5	1	65.0	63.5	6 650	6 450	4 900	6 500	7018	45	1.35
	160	30	60	2.0	1	118	103	12 000	10 500	4 400	5 900	7218	51	2.18
	160	30	60	2.0	1	107	94.0	10 900	9 550	3 800	5 000	7218B	67.5	2.22
	190	43	86	3.0	1.1	171	147	17 400	15 000	4 000	5 300	7318	62	5.06
190	43	86	3.0	1.1	156	135	15 900	13 800	3 400	4 500	7318B	80.5	5.16	
95	130	18	36	1.1	0.6	37.0	40.5	3 800	4 150	5 000	6 600	7919	41.5	0.688
	145	24	48	1.5	1	67.0	67.0	6 800	6 800	4 600	6 100	7019	46.5	1.41
	170	32	64	2.1	1.1	133	118	13 600	12 000	4 100	5 500	7219	54.5	2.67
	170	32	64	2.1	1.1	121	107	12 300	11 000	3 500	4 700	7219B	71.5	2.72
	200	45	90	3	1.1	183	162	18 600	16 600	3 700	5 000	7319	65	5.89
200	45	90	3	1.1	167	149	17 100	15 200	3 200	4 200	7319B	84.5	6	
100	140	20	40	1.1	0.6	48.0	52.5	4 900	5 350	4 700	6 200	7920	44.5	0.934
	150	24	48	1.5	1	68.5	70.5	6 950	7 200	4 400	5 800	7020	48	1.47
	180	34	68	2.1	1.1	144	128	14 700	12 800	3 900	5 200	7220	57.5	3.2
	180	34	68	2.1	1.1	130	114	13 300	11 700	3 400	4 500	7220B	76	3.26
	215	47	94	3	1.1	207	193	21 100	19 700	3 500	4 700	7320	69	7.18
215	47	94	3	1.1	190	178	19 400	18 100	3 000	4 000	7320B	89.5	7.32	
105	145	20	40	1.1	0.6	48.5	54.5	4 950	5 550	4 400	5 900	7921	46	0.972
	160	26	52	2	1	80.0	81.5	8 150	8 350	4 100	5 500	7021	51.5	1.86
	190	36	72	2.1	1.1	157	142	16 000	14 400	3 700	5 000	7221	60.5	3.79
	190	36	72	2.1	1.1	142	129	14 500	13 100	3 200	4 300	7221B	80	3.87
	225	49	98	3	1.1	220	210	22 400	21 500	3 400	4 500	7321	72	8.2
225	49	98	3	1.1	202	194	20 600	19 700	2 900	3 800	7321B	93.5	8.36	
110	150	20	40	1.1	0.6	49.5	56.0	5 050	5 700	4 200	5 700	7922	47.5	1.01
	170	28	56	2	1	92.0	93.0	9 350	9 450	3 900	5 300	7022	54.5	2.3
	200	38	76	2.1	1.1	170	158	17 300	16 100	3 500	4 700	7222	64	4.45
	200	38	76	2.1	1.1	154	144	15 700	14 700	3 000	4 000	7222B	84	4.54
	240	50	100	3	1.1	246	246	25 100	25 100	3 200	4 300	7322	76	9.6
240	50	100	3	1.1	226	226	23 000	23 100	2 700	3 700	7322B	99	9.8	
120	165	22	44	1.1	0.6	61.0	69.5	6 200	7 100	3 900	5 200	7924	52	1.66

1) Este valor se logra con jaulas maquinadas; cuando se utilizan jaulas prensadas, sólo el 80% de este valor es aceptable.

2) Los números que llevan el sufijo "B" tienen un ángulo de contacto de 40°; los rodamientos sin sufijo tienen ángulos de contacto de 30°.

3) Dimensión mínima permitida para el chavlan r o r.

- Perfil cuadrado



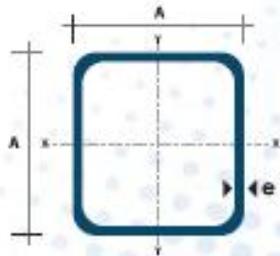
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO



Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A-600
Recubrimiento	Negro o Galvanizado
Largo Normal	6.00 m
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20.00 mm a 100.00 mm
Espesor	Desde 1.20 mm a 5.00 mm

TUBERÍA



Dimensiones			Área		Ejes X-Xe Y-Y	
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm ³
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.90	1.25	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.16	1.34	0.69	0.69	0.72
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92
30	1.2	1.08	1.38	1.91	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.48	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.25
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.45	1.54
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52
50	1.5	2.25	2.85	11.95	4.42	1.37
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94
50	3.0	4.48	5.61	21.20	4.48	1.31
60	2.0	3.66	3.74	21.25	7.09	2.39
60	3.0	5.42	5.81	35.08	11.69	2.34
75	2.0	4.52	5.74	50.47	13.46	2.37
75	3.0	6.71	8.41	71.54	19.28	2.32
75	4.0	8.59	10.95	89.98	24.00	2.87
100	2.0	6.17	7.74	122.88	24.80	3.39
100	3.0	9.17	11.41	175.85	35.38	3.84
100	4.0	12.13	14.95	226.09	45.22	3.89
100	5.0	14.40	18.36	275.57	54.11	3.84

- Eje



EJES ACERO DE TRANSMISIÓN



Especificaciones Generales

Calidad	AISI 1018
Descripción	Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas, exigidas al desgaste y donde la dureza del núcleo no es muy importante.
Aplicaciones	Levas, uniones, bujes, pinas, pivotes, zemos grado 3
Longitud	6 m

Composición Química

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0,20	0 - 0,25	0 - 0,70	0 - 0,04	0 - 0,05

Propiedades Mecánicas

Resistencia Mecánica (N/mm ²)	Punto de fluencia (N/mm ²)	Elongación %Min.	Dureza ROCKWELL B
410 - 520	235	20	143

Dimensiones

Diámetro
3/8"
1/4"
5/8"
3/4"
7/8"
1"
1 1/4"
1 1/2"
1 3/4"
2"
2 1/4"
2 1/2"
2 3/4"
3"
4"
5"
6"

EJES

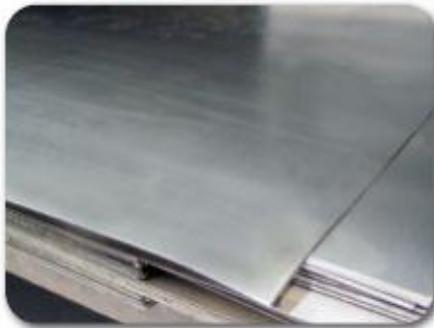


www.dipacmanta.com

- Planchas



PLANCHAS LAMINADAS AL FRIO



Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A366 JIS 3141 SPCC SAE 1008 SAE 1010
Espesores	0,45mm a 1,90mm
Roles	X 1219mm
Planchas	4 X 8 pies y medidas especiales

Calidad	Designación	Carbón	Manganeso	Fósforo	Azufre	Aluminio
Calidad Comercial	CS TIPO A	0,10	0,6	0,03	0,035	
	CS TIPO B	0,02 a 0,15	0,6	0,03	0,035	
	CS TIPO C	0,08	0,6	0,10	0,035	
Embutido leve	FS TIPO A	0,10	0,5	0,02	0,035	
	FS TIPO B	0,02 to 0,10	0,5	0,02	0,030	
Embutido profundo	DDS	0,06	0,5	0,02	0,025	0,01
	EDDS	0,02	0,4	0,02	0,020	0,01
Estructural SS Grd	30 (230)	0,20		0,040	0,040	
	37 (255)	0,20		0,10	0,040	
	40(275)	0,25		0,10	0,040	
	50(340)	0,40		0,20	0,040	
	50(340)	0,50		0,040	0,040	
	80 (550)	0,20		0,040	0,040	

PLANCHAS

- Catálogo de motorreductor

Potencia de entrada



30,00 kW - 1750 rpm



rpm	i tot	fs	Fr (N)	código	páginas
19,0	92,2	0,86	62000	C66339	128 a 130
72,2	24,3	3,58	120000	C68227	131 a 133
67,5	25,9	3,56	120000	C68228	131 a 133
59,4	29,5	3,54	120000	C68229	131 a 133
67,5	25,9	4,24	100000	C68328	131 a 133
58,8	29,8	3,69	100000	C68329	131 a 133
54,7	32,0	3,44	110000	C68330	131 a 133
47,3	37,0	2,97	120000	C68331	131 a 133
41,4	42,3	2,60	120000	C68332	131 a 133
36,6	47,8	2,30	120000	C68334	131 a 133
31,8	55,0	2,00	120000	C68335	131 a 133
29,7	59,0	1,86	120000	C68336	131 a 133
25,6	68,3	1,61	120000	C68337	131 a 133
22,4	78,1	1,41	120000	C68338	131 a 133
19,9	88,1	1,25	120000	C68339	131 a 133
18,4	94,9	1,16	120000	C68340	131 a 133
16,0	110	1,00	120000	C68341	131 a 133
13,8	127	0,87	120000	C68342	131 a 133

- Trituradora de referencia

