



1859

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

**ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS
RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES**

CARRERA DE INGENIERÍA EN ELECTROMECÁNICA

**TÍTULO
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA TRITURADORA
PARA EL RECICLAJE DE BOTELLAS DE VIDRIO**

TESIS DE GRADO PREVIO A OPTAR POR EL TÍTULO DE
INGENIERO ELECTROMECÁNICO

AUTOR

Oscar Vladimir Chicaiza Songor

DIRECTOR

Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

LOJA-ECUADOR

2015

CERTIFICACIÓN

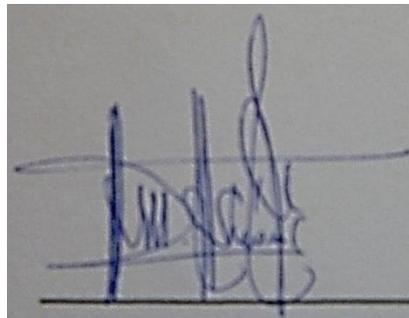
Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA TRITURADORA PARA EL RECICLAJE DE BOTELLAS DE VIDRIO”**, previa a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, realizado por el señor egresado: **Oscar Vladimir Chicaiza Songor**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 19 de Marzo de 2015



Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

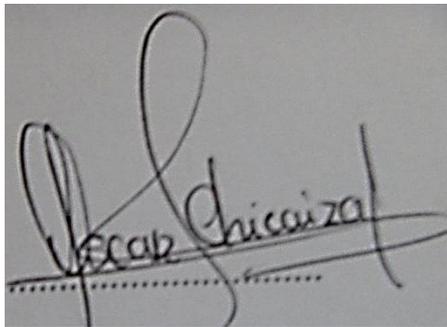
DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA

Yo **OSCAR VLADIMIR CHICAIZA SONGOR**, declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional – Biblioteca Virtual.

Autor: Oscar Vladimir Chicaiza Songor

A photograph of a handwritten signature in black ink on a light-colored surface. The signature is written in a cursive style and reads "Oscar Chicaiza". Below the signature, there is a horizontal line with a dotted pattern underneath it.

Firma:

Cédula: 110350475-7

Fecha: 19/03/2015

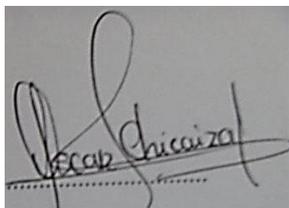
CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO

Yo **OSCAR VLADIMIR CHICAIZA SONGOR**, declaro ser el autor de la tesis titulada: “**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA TRITURADORA PARA EL RECICLAJE DE BOTELLAS DE VIDRIO**”, como requisito para optar por el grado de: **INGENIERO ELECTROMECAÁNICO**; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital de la Universidad.

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a diecinueve días del mes de marzo del dos mil quince.



Firma:

Autor: Oscar Vladimir Chicaiza Songor

Cédula: 110350475-7

Dirección: Loja (Ciudadela: Los Operadores: C/Francisco Madera y Diego Portales Esq.)

Correo Electrónico: osvladimirch@hotmail.com

Teléfono: s/n

Celular: 0989524540

DATOS COMPLEMENTARIOS

Director de tesis: Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

Tribunal de grado: Ing. Luis Armando Salgado Valarezo, Mg. Sc.
Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.
Ing. Julio César Cuenca Tinitana, Mg. Sc.

PENSAMIENTO

*“La disciplina, humildad, esfuerzo y dedicación crea seres humanos de aptitud
intachable de voluntad inquebrantable”*

Oscar Chicaiza Songor

DEDICATORIA

A Dios, le dedico esta tesis con toda la humildad de mi ser; y, agradeciéndole por haberme dado fortaleza en los momentos de debilidad para no desmayar en la consecución de mis metas.

A mi esposa Karina Alexandra Córdova Riofrío y a mi hija Sofía Alexandra Chicaiza Córdova, quienes han sido los pilares fundamentales para acrecentar mis deseos de superación; a ellas que siempre me han apoyado de forma incondicional y constante a pesar de los problemas y las adversidades.

A mis padres que supieron fomentarme desde niño valores, hábitos y buenas costumbres a actuar con cortesía, respeto, responsabilidad; y, que siempre me han apoyado incondicionalmente durante mi formación académica profesional.

A mi querido hermano Dennys Alcides Chicaiza Songor (†), que siempre fue un ejemplo de vida como persona, amigo, hermano por guiarme y cuidarme desde el cielo para tomar las decisiones correctas y oportunas.

Al Ing. Milton Amable León Tapia, director de tesis por su valiosa guía y asesoramiento durante la realización de la misma.

Gracias a todas las personas que me han colaborado directa e indirectamente a lo largo de mi carrera; y, durante la realización y consecución de la tesis previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico.

Oscar Vladimir Chicaiza Songor

AGRADECIMIENTO

A Dios por guiarme y acompañarme a lo largo de toda mi carrera dándome fortaleza en los momentos de debilidad, por darme la oportunidad de disfrutar de los triunfos, los logros alcanzados y por permitirme alcanzar este momento tan especial de mi vida.

A la Universidad Nacional de Loja, Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables y a la Carrera de Ingeniería Electromecánica por permitirme ser parte de tan prestigiosas instituciones como estudiante y culminar mi formación académica como profesional técnico.

A los docentes de la Carrera de Ingeniería Electromecánica, por los conocimientos brindados durante la permanencia universitaria; y, de manera especial al señor Ing. Milton Amable León Tapia por las asesorías brindadas durante el desarrollo y consecución de esta tesis de grado.

Oscar Vladimir Chicaiza Songor

TABLA DE CONTENIDOS

PORTADA	i
CERTIFICACIÓN.....	ii
AUTORÍA	iii
CARTA DE AUTORIZACIÓN	iv
PENSAMIENTO	v
DEDICATORIA.....	vi
AGRADECIMIENTO	vii
TABLA DE CONTENIDOS	viii
1 TÍTULO.....	1
2.1 RESUMEN	3
2.1 ABSTRACT	3
3 INTRODUCCIÓN.....	4
4 REVISIÓN DE LITERATURA	5
4.1 CAPÍTULO I: MOLINOS.....	5
4.1.1 Tipos de molinos	5
4.1.2 Molino de martillos	7
4.1.3 Reducción de tamaño de sólidos	9
4.2 CAPÍTULO II: NOCIONES GENERALES DEL MOVIMIENTO CIRCULAR ...	12
4.2.1 Coeficiente de fluctuación (δ) de velocidad angular de máquinas.....	12
4.2.2 Velocidad angular.....	12
4.2.3 Fuerza tangencial.....	12
4.2.4 Fuerza centrífuga	13
4.3 CAPÍTULO III: FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE DISEÑO MECÁNICO....	14
4.3.1 Resistencias y tensiones simples	14
4.3.2 Grado o coeficiente de seguridad	17
4.3.3 Teorema de los tres momentos	17
4.3.4 Cálculo de ejes. Esfuerzos en ejes	18
4.3.5 Diseño mecánico de elementos de máquinas	24
4.3.6 Transmisión de potencia.....	28
4.3.7 Diseño de tornillos de unión.....	34

5 MATERIALES Y MÉTODOS.....	35
5.1 Materiales	35
5.2 Metodología.....	36
6 RESULTADOS	37
6.1 Diseño conceptual de la máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio	37
6.1.1 Requerimientos.....	37
6.1.2 Etapas para realizar el ciclo de trituración.....	37
6.1.3 Mecanismos para realizar el ciclo de trituración	37
6.1.4 Generación de conceptos para el mecanismo de trituración.....	38
6.1.5 Comparación entre los diseños (Matriz morfológica)	40
6.1.6 Evaluación de los mecanismos para realizar el ciclo de trituración	41
6.1.7 Evaluación del cumplimiento de los requerimientos	42
6.2 Máquina trituradora. Dimensionamiento de los componentes	43
6.2.1 Cálculo de las dimensiones de la criba.....	43
6.2.2 Cálculo de la potencia de la máquina	46
6.2.3 Cálculo de la velocidad del sistema de trituración	47
6.2.4 Cálculo de la velocidad angular en vacío	48
6.2.5 Cálculo de la aceleración tangencial del sistema.....	49
6.3 Diseño de los componentes del molino de martillos	50
6.3.1 Diseño de los martillos	50
6.3.1.1 Análisis de fuerzas presentes en los martillos	52
6.3.1.2 Análisis verificativo del dimensionamiento de los martillos	54
6.3.1.3 Análisis de elementos finitos del martillo	56
6.3.2 Diseño de los separadores de los martillos.....	57
6.3.3 Diseño de los ejes secundarios	58
6.3.3.1 Cálculo del diámetro del eje secundario a flexión.....	60
6.3.3.2 Análisis de la deformación en el eje secundario.....	61
6.3.3.3 Análisis de elementos finitos en el eje secundario	62
6.3.4 Diseño de los discos	63
6.3.4.1 Análisis de elementos finitos del disco porta eje secundarios.....	65
6.3.5 Cálculo de la transmisión por bandas en V	67
6.3.6 Diseño del árbol de transmisión de potencia	78

6.3.6.1	Análisis de fuerzas presentes en el sistema de trituración.....	79
6.3.6.2	Cálculo del eje a la fatiga	81
6.3.6.3	Análisis estático del árbol de transmisión	83
6.3.6.4	Cálculo del diámetro del árbol de transmisión de potencia.....	84
6.3.6.5	Verificación del árbol de transmisión de potencia a la fatiga por flexión.....	85
6.3.6.6	Método de Goodman a la fatiga. Cálculo del coeficiente de seguridad	90
6.3.6.7	Recalculo del diámetro mínimo para el árbol de transmisión de potencia.....	90
6.3.6.7.1	Análisis de elementos finitos del árbol de transmisión de potencia.....	91
6.3.7	Diseño del eje hueco.....	93
6.3.8	Dimensionamiento de la chaveta.....	95
6.3.8.1	Análisis de falla en la chaveta	96
6.3.9	Cálculo del diámetro del perno (unión tapa-bastidor).....	98
6.3.10	Selección de las chumaceras	100
7	DISCUSIÓN.....	102
8	CONCLUSIONES.....	103
9	RECOMENDACIONES	104
10	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	105
10.1	BIBLIOGRAFÍA COMPLEMENTARIA.....	106
11	ANEXOS.....	108

1 TÍTULO

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA TRITURADORA PARA EL RECICLAJE DE BOTELLAS DE VIDRIO

2 RESUMEN

Este proyecto presenta el diseño y simulación de una máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio constituida fundamentalmente por un molino de martillos.

En el apartado de revisión de literatura, constan todos los contenidos que sirven de sustento de la investigación realizada en el presente trabajo.

Su desarrollo se basa en el análisis y cálculos para el diseño de un prototipo de trituradora que utiliza para su cometido un molino de martillos y tiene como objetivo principal triturar botellas de vidrio con lo que se ahorraría espacio para su almacenamiento, acopio y transporte para su posterior reutilización en la elaboración de diferentes productos de vidrio.

En el diseño de los componentes mecánicos de la máquina, se tomó en cuenta consideraciones de análisis estático, de esfuerzos y de fatiga, a los que se encuentran sometidos los componentes de la máquina.

Durante el proceso de diseño y cálculo de los elementos de la máquina trituradora, se ha seleccionado los materiales recomendados para la construcción de la misma, además se han determinado los parámetros de potencia para su funcionamiento (5hp), capacidad (2ton/h), el tipo de transmisión de potencia por bandas en V, las dimensiones y geometría de los diferentes componentes de la máquina, objeto de estudio.

Se realizó los planos técnicos del prototipo de trituradora donde se especifican sus dimensiones, detalles y materiales respectivos recomendados para su construcción.

2.1 ABSTRACT

This project presents the design and simulation of a crushing machine for recycling of bottles of glass made mainly for a hammer mill.

In the section of literature review, there are all the contents that help to the sustenance of the research made in the present job.

Its development is based in the analysis and calculations for the design crusher prototype that uses for committing a hammer mill and it has as main objective mash up bottles of glass, it will save area for its storage, gathering and transport for its late reuse in the elaboration in different products of glass.

In the design of the components mechanics of the machine, it was taken in mind considerations of the static analysis, of efforts and fatigue, to which the machine components are subjected.

During the process of the design and calculation of the elements of the crushing machine, it was selected the materials recommended for the building of the same, in addition, it was determined the parameter for potency for its working (5hp), capacity (2ton/h), the type of transmission of potency by strips in V, the dimensions and geometry of the different components of the machine, object of the study.

The researcher made technical drawings of the prototype of crusher where it is specified its dimensions, details, and respective materials recommended for its construction.

3 INTRODUCCIÓN

La necesidad de reciclar ha tomado gran importancia en los últimos años, en gran medida impulsada por las políticas de reducción en la contaminación ambiental como una solución para reducir el calentamiento global de nuestro planeta.

La utilización de las máquinas trituradoras, está orientada a dar solución a los requerimientos de la industria del reciclaje, por lo que el estudio y diseño de nuevos prototipos de máquinas permiten a sus usuarios facilitar su trabajo y optimizar los resultados obtenidos, así como reducir el tiempo de procesamiento de materiales que por ende mejoran sus procesos de trabajo, con lo que se aporta con una solución para las personas o empresas que se dediquen a la labor del reciclaje de vidrio permitiéndoles ahorrar espacio para el acopio y transporte del material reciclado para su posterior reutilización en la elaboración de productos de similares prestaciones (botellas) o de cualquier otro producto de vidrio.

Este trabajo está encaminado al diseño, selección de materiales y diseño de componentes para un prototipo de máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio, en el cual se presenta una metodología de cálculo y verificación de los componentes de la máquina, por lo que se propuso el siguiente objetivo general al inicio de la investigación:

- ✓ Realizar el diseño y simulación de una máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio con tecnología local.

Para la consecución del objetivo general se trazaron de forma conjunta los siguientes objetivos específicos:

- ✓ Determinar las especificaciones de una máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio.
- ✓ Realizar el diseño conceptual y de detalle de una máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio.
- ✓ Simular el funcionamiento de una máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio.

4. REVISIÓN DE LITERATURA

4.1 CAPÍTULO I: MOLINOS

Definición. Según [14] un molino es una máquina para moler, compuesta de una muela, una solera y los mecanismos necesarios para transmitir y regularizar el movimiento producido por una fuerza motriz, como el agua, el viento, el vapor u otro agente mecánico.

Otra definición brinda [13], señalándolo como una máquina que sirve para triturar, moler, laminar o estrujar materias sólidas; que generalmente se constituye por dos piezas, una móvil que gira sobre otra fija.

4.1.1 Tipos de molinos

Molino de piedra (o molino de platos)

Este molino consiste en dos piedras en forma de disco, con ranuras o estrías sobre el lado en el que se muele. El material es introducido por el centro y se parte sin triturarse, mientras se mueve hacia la periferia, por efecto de la rotación de una piedra sobre la otra. Los discos de piedra han sido sustituidos por discos de hierro fundido, que tienen hendiduras u orillas cortantes sobre las superficies que rozan; por esto, el molino de piedra se conoce también como molino de platos (figura 1).

[8]



Figura 1. Molino de platos

Molino de rodillos trituradores

Este molino consta de dos rodillos laminados que ruedan uno sobre otro, dejando una pequeña apertura a través de la cual pasa el grano durante la operación (figura 2). El rodillo motriz tiene un diámetro mayor y está montado sobre cojinetes fijos de antifricción. El rodillo, más pequeño, movido por el anterior, generalmente está montado sobre cojinetes

móviles y es presionado contra el rodillo motriz mediante una manivela operada manualmente, que hace tensión sobre un juego de fuertes resortes en espiral. [8]



Figura 2. Molino de rodillos

Molino de combinación

Está compuesto de dos o más dispositivos para moler y reducir en una máquina y resulta útil para preparar material mezclado y completo en una operación (figura 3). Por ejemplo, un molino de martillos puede tener un juego de cuchillas para cortar el material en trozos pequeños, antes de ser molido, o bien, a un molino de fricciones se le puede agregar un taladro para triturar el material antes de que llegue a los platos. [8]

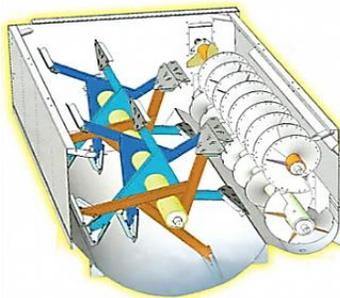


Figura 3. Molino de combinación

Molino de bolas

El molino de bolas (figura 4) es un recipiente cilíndrico donde se introduce el material a moler y la carga molturante (que suelen ser bolas, de ahí su nombre, pero pueden ser también cilindros o varillas). Al girar sobre sí mismo el recipiente y moverse en el interior la carga y las bolas, se produce la disminución del tamaño de la partícula por impacto (partícula-partícula y partícula-bola), por fricción y/o por compresión entre las partículas y las bolas. [9]

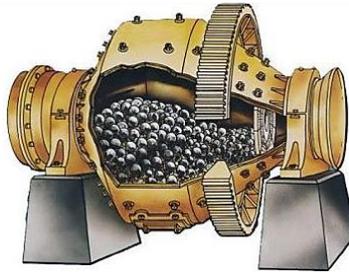


Figura 4. Molino de bolas

4.1.2 Molino de martillos

El molino de martillos (figura 5) consta de varios martillos de acero, montados sobre un eje que rota dentro de un bastidor fuerte, a una velocidad de 1500 a 4000 revoluciones por minuto. Los martillos o agitadores son de tipo rígido u oscilante; golpean el material y reducen su tamaño hasta permitirle pasar a través de una rejilla que se encuentra en la cubierta inferior. Las modificaciones en la velocidad de rotación de los martillos y en el tamaño de las perforaciones de las rejillas intercambiables (2 a 50mm) permiten tener diferentes granos de molienda. [8]

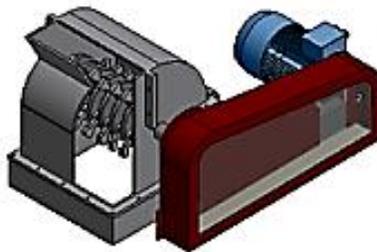


Figura 5. Molino de martillos

Las principales ventajas del molino de martillos son: construcción simple; bajo costo de los repuestos; disponibilidad de una amplia gama de tamaños; larga durabilidad de los martillos, combinada con el hecho de que su eficiencia no se reduce mientras se les usa y el bajo riesgo de que se produzcan daños, debido a la introducción de objetos extraños duros o uso de la máquina vacía. [8]

Principio de funcionamiento de un molino de martillos

El material que entra en el molino es golpeado por un conjunto de martillos girando a gran velocidad. De esta manera, se produce una primera rotura por impacto. Estos martillos lanzan

el material contra el interior del molino, donde se encuentran una serie de placas de impacto, donde el material se rompe por segunda vez por impacto. Este proceso se repite mientras el material se mantiene en el interior del molino.

Cuando es necesario, se equipa al molino con una serie de parrillas o cribas que determinarán el tamaño máximo de la partícula una vez molida. En el paso a través de las parrillas se produce una última rotura por cizalladura.

Las parrillas o cribas se pueden extraer fácilmente del cuerpo del molino. El modo en cómo se sacan, permite la rápida descarga del triturador en caso de atascamiento por corte del fluido eléctrico o parada anormal de la instalación. [12]

Partes de un molino de martillos

Consiste de un rotor horizontal o vertical unido a martillos fijos o pivotantes encajados en una carcasa (figura 6).

En la parte inferior están dotados de un tamiz fijo o intercambiable. Puede operar a más de 1000 rpm haciendo que casi todos los materiales se comporten como frágiles. El tamaño de partícula depende de la velocidad del rotor, tamaño del tamiz, y velocidad de introducción del material.

Estos molinos son fáciles de limpiar y operar, además permiten cambiar sus tamices, y operan en un sistema cerrado reduciendo el riesgo de explosión y contaminación. [15]

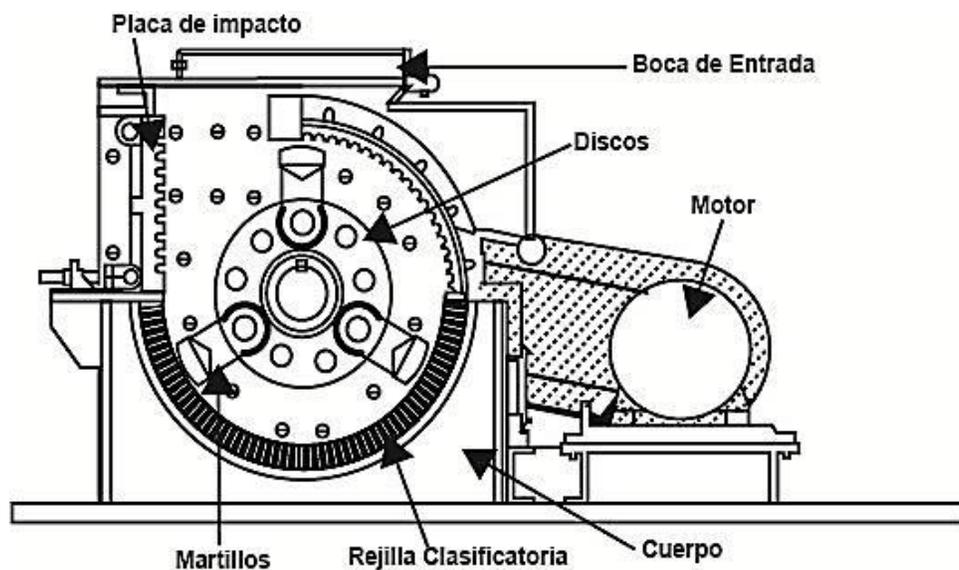


Figura 6. Molino de martillos

4.1.3 Reducción de tamaño de sólidos

Los sólidos se reducen de tamaño mediante diversos métodos. La compresión o trituración se usa para reducir sólidos duros a tamaños más o menos grandes. El impacto produce tamaños gruesos, medianos o finos, el desgaste o frotamiento produce materiales muy finos, el corte se usa para obtener tamaños prefijados. [11]

La cantidad de energía teórica necesaria para la reducción de un fragmento es uno de aspectos más importantes en las operaciones de trituración. [11]

En 1951 Bond publicó, bajo el nombre de Tercera Teoría, un ensayo de justificación matemática de la posición intermedia, relacionando la energía no sólo a D^2 como Rittinger, ni a D^3 como Kick, sino a $D^{2.5}$. La teoría dice que la energía necesaria para una cierta reducción de tamaño es proporcional a la nueva longitud de fisura creada y su fórmula es:

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

Dónde:

P : Potencia (hp).

E_i : Índice de molturabilidad del material.

T : Velocidad de alimentación ($\frac{ton}{min}$).

d_f : Tamaño de alimentación (ft).

D_p : Tamaño de salida (ft). [11]

Dimensiones de la criba

Existen un gran número de métodos para calcular la superficie de cribado pero, en general éstos se pueden agrupar en dos:

- Método de alimentación: Basado en la masa sólida por unidad de tiempo que puede alimentarse a una superficie específica de malla de una determinada luz de paso.
- Método pasante: Basado en la masa sólida por unidad de tiempo que pasa por una superficie específica de malla de una determinada luz de paso. [11]

La fórmula para el cálculo de la superficie de cribado en función de la alimentación es la siguiente:

$$S = \frac{T}{(B * f_t)} \quad \text{Ec. 2}$$

Dónde:

S : Superficie necesaria de cribado (m^2).

T : Velocidad de alimentación ($\frac{ton}{h}$).

B : Capacidad específica de alimentación o pasante ($\frac{ton}{m^2 * h}$).

f_t : Factor de corrección total de la capacidad básica (sin unidades). [11]

El factor total de corrección (f_t), el cual se calcula con la ecuación:

$$f_t = f_d * f_r * f_s * f_e * f_h * f_m \quad \text{Ec. 3}$$

Dónde:

f_d : Factor de corrección de densidad.

f_r : Factor de rechazo.

f_s : Factor de semitamaño.

f_e : Factor de corrección por eficiencia de clasificación.

f_m : Factor de corrección por apertura de la malla. [11]

Independientemente del cálculo de la superficie necesaria, la criba debe tener una capa de material que no tenga un espesor elevado que impida la posibilidad de que las diferentes partículas tengan acceso a la malla. La mayoría de las cribas comerciales guardan una proporción de longitud/ancho del orden de 2,5; por lo cual se puede emplear las siguientes ecuaciones para calcular las dimensiones lineales (ancho y largo) de la criba:

$$A_c = 1000 * \left(\frac{S}{2,5}\right)^{0.5} \quad \text{Ec. 4}$$

$$L_c = 2,5 * A_c \quad \text{Ec. 5}$$

Dónde:

A_c : Ancho de la criba.

S : Superficie de la criba.

L_c : Longitud de la criba. [11]

Como la criba es semicircular, para el radio de la criba se utiliza la ecuación:

$$R_c = \frac{L_c}{\theta} \quad \text{Ec. 6}$$

Dónde:

R_c : Radio de la criba.

L_c : Longitud de la criba.

θ : Ángulo de la criba. [11]

Velocidad del rotor triturador

En el caso de la alimentación central las partículas a fragmentar son arrastradas en un rápido movimiento de rotación por los percutores del rotor. Este movimiento les comunica una aceleración centrífuga que, teniendo en cuenta el frotamiento sobre los percutores, tendrá una velocidad de salida:

$$V_i = 1,27 * \omega * R_i \quad \text{Ec. 7}$$

Dónde:

V_i : Velocidad de impacto.

ω : Velocidad angular.

R_i : Radio de impacto.

La energía específica (e), comunicada a la materia será calculada con la ecuación 8, y se calculará a un rendimiento mecánico del 81 % (o sea un 19 % de pérdida por frotamiento).

$$e = 0,81 * V_i^2 \quad \text{Ec. 8}$$

$$e = \frac{P}{T} \quad \text{Ec. 9}$$

Dónde:

e : Energía específica.

V_i : Velocidad de impacto.

P : Potencia (W).

T : Velocidad de alimentación $\left(\frac{Kg}{s}\right)$. [11]

4.2 CAPÍTULO II: NOCIONES GENERALES DEL MOVIMIENTO CIRCULAR

4.2.1 Coeficiente de fluctuación (δ), de velocidad angular de máquinas

El grado de irregularidad (δ), se lo obtiene dividiendo la diferencia entre la velocidad angular máxima (ω_v) y la velocidad angular mínima (ω_c) dividida para la velocidad angular media (ω), siendo por lo tanto:

$$\delta = \frac{\omega_v - \omega_c}{\omega} \quad \text{Ec. 10}$$

El grado de irregularidad (δ), da valores que indican la amplitud con que varía la velocidad angular respecto a la velocidad angular media. Cuanto mayor es este coeficiente, más irregular es el funcionamiento de la máquina.

$$\omega = \frac{\omega_v - \omega_c}{2} \quad \text{Ec. 11}$$

Dónde:

ω_v : Velocidad angular máxima.

ω_c : Velocidad angular mínima.

ω : Velocidad angular media. [15]

4.2.2 Velocidad angular

La velocidad angular de un cuerpo, es por definición, la variación por unidad de tiempo del ángulo que forma una línea fija en el cuerpo y una recta fija en el espacio. Para la rotación de un cuerpo rígido con aceleración angular, vale la ecuación:

$$\omega_v^2 = \omega_c^2 + \alpha_t \theta \quad \text{Ec. 12}$$

Dónde:

ω_v : Velocidad angular máxima.

ω_c : Velocidad angular mínima.

α_t : Aceleración tangencial [4]

4.2.3 Fuerza tangencial

La fuerza tangencial es una fuerza paralela a las superficies que están en contacto y está dada por la ecuación:

$$F_t = m * \alpha_t * R \quad \text{Ec. 13}$$

Dónde:

m : Masa del cuerpo.

α_t : Aceleración tangencial.

R : Radio.

[5]

4.2.4 Fuerza centrífuga

La fuerza centrífuga, es una fuerza de inercia que se manifiesta cuando un cuerpo en movimiento describe una trayectoria curvilínea; esta fuerza es igual y contradictoria a la fuerza centrípeta, siendo esta la que es precisa aplicar (o anular) para que, el cuerpo venciendo la inercia, describa la trayectoria curva. La dirección de estas fuerzas es radial, dirigida hacia afuera la centrífuga y hacia el centro la centrípeta; al cesar la acción de estas fuerzas, el cuerpo se moverá según una trayectoria tangente a la curva.

El valor de estas fuerzas es:

$$F_{cf} = F_i = \frac{m}{\omega^2 * r} = m * \omega^2 * r \quad \text{Ec. 14}$$

$$W = m * g \quad \text{Ec. 15}$$

Dónde:

F_i : Fuerza de inercia.

F_{cf} : Fuerza centrífuga.

m : Masa del cuerpo.

ω : Velocidad angular.

r : Radio de la trayectoria.

W : Peso del cuerpo.

[7]

4.3 CAPÍTULO III: FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE DISEÑO MECÁNICO

Densidad

La densidad (masa específica), de un cuerpo homogéneo, se define como la relación entre la masa de un cuerpo y su volumen específico.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \text{Ec. 16}$$

Dónde:

m : Masa del cuerpo

V : Volumen del cuerpo. [7]

4.3.1 Resistencias y tensiones simples

Según la disposición de las fuerzas exteriores actuando sobre un cuerpo, este puede estar sometido a esfuerzos por tracción, de compresión, de flexión, de cortadura y de torsión.

Tracción

Una barra recta de sección A , sometida a la acción de dos fuerzas F iguales, que actúan según su eje y en sentido opuesto dirigidas al exterior, se alarga o estira y sufre una tensión longitudinal uniforme de tracción (figura 7), de valor:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 17}$$



Figura 7. Barra sometida a tracción

Compresión

Una barra recta de sección A , sometida a la acción de dos fuerzas F iguales, que actúan según su eje y en sentido opuesto dirigidas al interior, se contrae y sufre tensión longitudinal uniforme de compresión (figura 8), de valor:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 18}$$



Figura 8. Barra sometida a compresión

Flexión

Si una barra está sometida a la acción de una fuerza F , perpendicular a su eje, se dobla o flexa, y considerando la flexión pura, sufre una tensión longitudinal variable (figura 9), de valor máximo:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \pm \frac{M}{W} \quad \text{Ec. 19}$$

Siendo:

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo flexionante.

M : Momento flector.

W : Momento resistente de la barra.

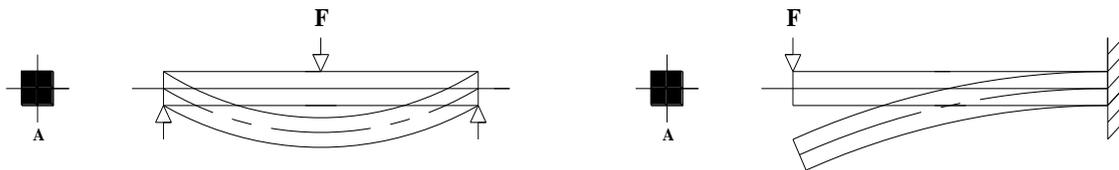


Figura 9. Barra sometida a flexión

Cortadura

Una barra de sección A , sobre la que actúan dos fuerzas F iguales y dirigidas en sentido opuesto perpendiculares a su eje en el mismo plano, que tienden a separar las dos porciones que hay a cada lado del plano de cortadura, sufre en este plano una tensión transversal uniforme (figura 10), de valor:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 20}$$

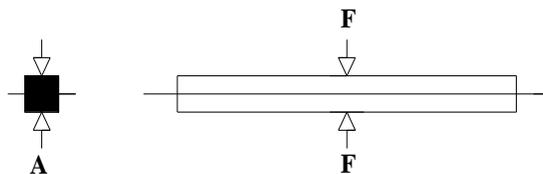


Figura 10. Barra sometida a esfuerzos cortantes

Torsión

Si sobre una barra de sección A, actúan dos pares de fuerzas F, en sentido opuesto y perpendicularmente al eje, estos tienden a hacer girar cada sección transversal respecto a las demás, sometiendo las secciones de la barra a una tensión transversal uniforme (figura 11), de valor:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \quad \text{Ec. 21}$$

Siendo:

M_t : Momento de torsión.

W_t : Módulo de torsión de la barra.

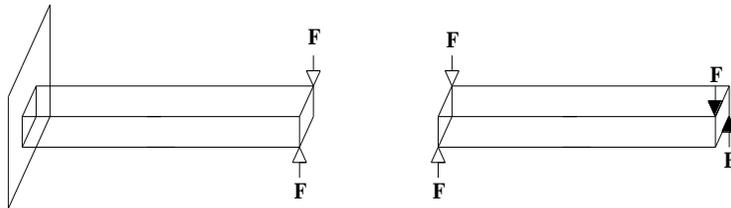


Figura 11. Barra sometida a esfuerzos cortantes

[7]

El estudio de la torsión en secciones circulares, llenas o huecas, determina que el esfuerzo cortante máximo en un árbol macizo de diámetro (d) es:

$$\tau_{max} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad \text{Ec. 21.1}$$

Dónde:

τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo.

T : Torque

d : Diámetro del eje.

En árboles huecos de diámetro exterior (D) e interior (d), se tiene:

$$\tau_{max} = \frac{16 * T * D}{\pi * (D^4 - d^4)} \quad \text{Ec. 21.2}$$

Dónde:

τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo.

T : Torque

D : Diámetro exterior del eje.

d : Diámetro interior del eje.

[6]

4.3.2 Grado o coeficiente de seguridad

El grado o coeficiente de seguridad, es la relación entre la tensión límite y la máxima admisible de un cuerpo sometido a la acción de fuerzas externas.

$$N = \frac{\textit{tensión límite}}{\textit{tensión máxima admisible}} \geq 1 \quad \text{Ec. 22}$$

Como tensión límite suele tomarse la rotura σ_R , o la del límite de elasticidad (iniciación de las deformaciones permanentes) σ_E .

$$\tau_{adm} = \frac{\textit{tensión límite}}{\textit{coeficiente de seguridad}} \quad \text{Ec. 23}$$

La tensión máxima admisible será inferior al coeficiente de elasticidad, para evitar que las deformaciones sean permanentes. [7]

4.3.3 Teorema de los tres momentos

El teorema de los tres momentos o teorema de Clapeyron, es una relación deducida de la teoría de flexión de vigas y usada en análisis estructural para resolver ciertos problemas de flexión hiperestática, fue demostrado por Émile Clapeyron a principios del siglo XIX.

Carga repetida en dos vanos

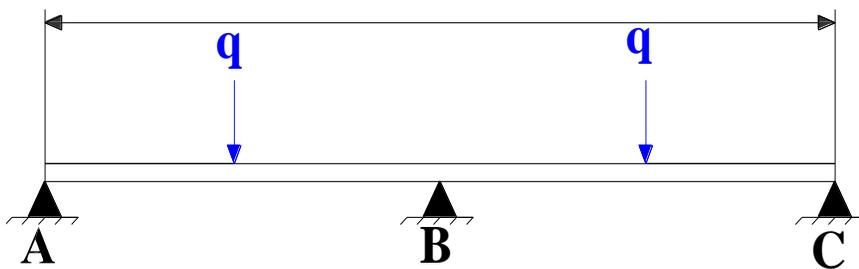


Figura 12. Viga de 2 vanos iguales: carga repartida en los dos vanos.

El cálculo de las reacciones (R_A, R_B, R_C) en los puntos A, B y C (figura 12), se determinan por las ecuaciones:

$$R_A = \frac{3 * q * \frac{L}{2}}{8} \quad \text{Ec. 24}$$

$$R_B = \frac{5 * q * \frac{L}{2}}{4} \quad \text{Ec. 25}$$

$$R_C = \frac{3 * q * \frac{L}{2}}{8} \quad \text{Ec. 26}$$

El momento flector (M_B) en el punto B, está determinado por la ecuación:

$$M_B = -\frac{q * \left(\frac{L}{2}\right)^2}{8} \quad \text{Ec. 27}$$

Dónde:

R_A, R_B, R_C : Reacciones en los puntos A, B y C.

q : Carga o fuerza distribuida.

L : Longitud.

[16]

4.3.4 Cálculo de ejes. Esfuerzos en ejes

Cargas y tensiones en árboles y ejes

El tipo de cargas que actúan sobre un árbol, pueden ser de lo más variado. En considerables ocasiones, las cargas son contantes en el tiempo, aunque las tensiones que producen, como consecuencia de su giro, son variables; haciendo adecuado el diseño de un árbol a la fatiga.

Límite de fatiga

El límite de fatiga es el esfuerzo máximo invertido que puede ser repetido un número indefinido de veces sobre una probeta normalizada y pulimentada girando sometida a flexión, sin que se produzca falla o rotura.

Para aclarar este concepto considere la figura 13, muestra la forma típica de una probeta para el ensayo de fatiga, la cual es de sección circular con diámetro d en la parte más delgada. Esta probeta se somete a un momento flector constante M y se pone a girar a (n) revoluciones por minuto. En el instante mostrado, el punto más crítico (punto A) soporta un esfuerzo normal dado por:

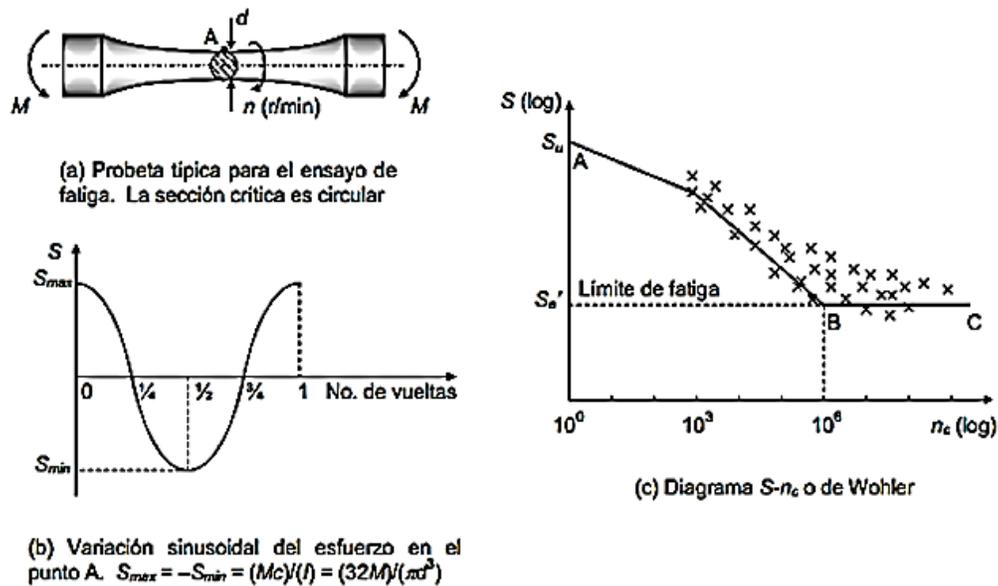


Figura 13. Ensayo de fatiga por flexión giratoria y diagrama de Wohler

[17]

Resistencia a la fatiga de alto ciclaje

En la mayoría de elementos se propone un modelo de resistencia a la fatiga de alto ciclaje, de acuerdo al tipo de componente y de sollicitación; por ejemplo: en el caso de flexión y tracción se propone el método de Gerber; para torsión, el método de Goodman Modificado; para columnas Euler y J. B. Johnson ; y en el caso de las secciones del cigüeñal la teoría del esfuerzo cortante máximo.

El análisis de resistencia a la fatiga basado en vida-esfuerzo se fundamenta en la corrección de la resistencia a la fatiga del material del componente mediante una serie de factores y este relacionarlo con el tipo de esfuerzo al cual se encuentra sometido para determinar el coeficiente de seguridad de trabajo.

En el presente modelo, el límite de resistencia a la fatiga modificado se expresa de la siguiente manera:

$$\sigma_e = \varepsilon_c * \varepsilon_e * \varepsilon_s * \sigma_{-1} * \frac{1}{K_f} \quad \text{Ec. 28}$$

Dónde:

σ_e : Límite de resistencia a la fatiga modificado.

ε_c : Coeficiente de confiabilidad.

ε_e : Coeficiente de escala.

ε_s : Coeficiente de acabado superficial.

K_f : Coeficiente efectivo de concentración de tensiones

Los factores y coeficientes se acoplaron a diversas funciones, las mismas se detallan a continuación:

El factor de confiabilidad de diseño a la fatiga del elemento depende del nivel de confiabilidad (*DMF*) que se desee.

La relación es:

$$\varepsilon_c = 1 - 0,08 * (DMF) \quad \text{Ec. 29}$$

Siendo entonces: *DMF* = (%*confiabilidad*)

El factor de escala, se considera como coeficiente de seguridad debido a dimensiones y formas mayores a las de las probetas generales de pruebas. En el caso de diseño de ejes Deutschman, A., recomienda el valor de 0.85 para ejes de entre 12 hasta 51mm.

Cuando no se tiene información al respecto sugiere un valor de 0.7 y en el caso de cargas axiales, indican que no es necesario hacer corrección por tamaño o escala.

Por su lado el factor de superficie depende de la calidad del acabado de las diferentes piezas y este a su vez del proceso de mecanizado y el límite de fatiga de cada material,

Faires, V., presenta para materiales de acero con límite de resistencia a la tracción de entre 275 y 1500 MPa (40 y 220 Kpsi) una gráfica de donde puede ser obtenido (ver figura 56 ubicada en anexos).

Según Deutschman, A, este factor se considera igual a la unidad cuando el material es suministrado por proveedores, considerado a priori en la resistencia a la fatiga.

Para piezas de acero, basados en la curva mostrada en la figura 56, se obtiene dos ajustes de curva de segundo grado, detallados en anexos mediante la tabla 31.

También incide el efecto de concentración de esfuerzos o tensiones locales en la resistencia a la fatiga, los cuales dependen de los puntos de configuración de la forma de un cuerpo que presenta variaciones bruscas, como en la zona de contacto de las piezas entre sí.

El parámetro principal de las tensiones locales es el coeficiente teórico de concentración de tensiones (K_t), para materiales plásticos el coeficiente mencionado es igual a la unidad, para materiales frágiles como el hierro fundido, independientemente de la forma de la pieza el valor también es igual a 1.

Existe además el coeficiente efectivo de concentración de tensiones (K_f), el cual se ha determinado a través de un gran número de ensayos. La comparación de los resultados obtenidos permite establecer con ciertas limitaciones, la relación entre el coeficiente teórico y el efectivo de concentración de tensiones mediante la siguiente ecuación:

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \quad \text{Ec. 30}$$

Siendo (q) el coeficiente de sensibilidad del material para las tensiones locales, el cual depende principalmente de las propiedades del material. Para aceros aleados de alta resistencia esta variable se halla muy cercana a la unidad, para aceros estructurales su valor oscila entre 0.6 y 0.8, teniendo en cuenta que a un aumento de resistencia de los aceros corresponderá un valor aún mayor de (q). Para el hierro fundido el coeficiente de sensibilidad es cero.

El coeficiente de sensibilidad depende también de las propiedades geométricas del lugar de concentración o entalla (α), se recomienda:

$\alpha = 0.0025$, para aceros templados y revenidos.

$\alpha = 0.01$, para aceros recocidos o normales.

En lo concerniente a los coeficientes efectivos de concentración de esfuerzos, para ciertos casos suelen obtenerse de forma directa de la literatura técnica.

El modelo de resistencia de materiales del cigüeñal (árbol), se lo realiza considerando las cargas de flexión y torsión variables en las secciones críticas. En el análisis se aplica un estudio mediante la ecuación de la teoría del esfuerzo cortante máximo. Las relaciones adicionales del MM se resumen a continuación.

$$\tau_{teórico_max} = \frac{\sigma_{ced}}{2 * \eta} \quad \text{Ec. 31}$$

$$\tau_{teórico_max} \quad \text{Ec. 32}$$

$$= \sqrt{\frac{1}{4} * \left(\sigma_m * \frac{\sigma_{ced}}{\sigma_e} * \sigma_a \right) + \left(\tau_m * \frac{\tau_{ced}}{\tau_e} * \tau_a \right)^2}$$

$$\tau_{teórico_max} = \frac{\sigma_{ced}}{2 * \eta} \quad \text{Ec. 33}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f * D}{2 * I} \quad \text{Ec. 34}$$

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} \quad \text{Ec. 35}$$

$$K_{f_flex} = 1 + q * \left(K_{t1_flex} * K_{t2_flex} * \dots * K_{tn_flex} - 1 \right) \quad \text{Ec. 36}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad \text{Ec. 37}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad \text{Ec. 38}$$

$$\tau_e = \varepsilon_c * \varepsilon_e * \varepsilon_s * \frac{1}{K_{fcort}} * \tau - 1 \quad \text{Ec. 39}$$

$$\tau = \frac{M_t * D}{2 * J} \quad \text{Ec. 40}$$

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} \quad \text{Ec. 41}$$

$$K_{f_cort} = 1 + q \quad \text{Ec. 42}$$

$$* \left(K_{t1_cort} * K_{t2_cort} * \dots * K_{tn_cort} - 1 \right)$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{R_{Ceje} * (1000)}} \quad \text{Ec. 43}$$

En ejes con canal para chaveta, se recomiendan factores efectivos de concentración de tensiones, los mismos que se representan mediante una sola función (ver tabla 33 en anexos).

En caso de ajuste a presión por rodamiento se menciona que:

$K_t = 1.9$, en el caso de flexión.

En el MM de las dimensiones del cigüeñal y los radios de las entalladuras son dependientes del radio de entalladura mínimo permisible del rodamiento y el cambio de sección es función de la altura de hombro recomendada. Por tal razón, se puede determinar los rangos de (K_t) con las relaciones antes mencionadas y el uso de una función basada en las tablas existentes en la literatura técnica pertinente. La figura 14 muestra las componentes en estudio.

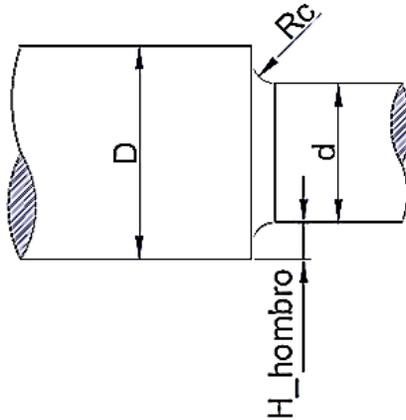


Figura 14. Esquema de eje con cambio de sección y entalle concentrador de tensiones

La relación de diámetros debido al cambio de sección es:

$$R_d = \frac{D}{d} \quad \text{Ec. 44}$$

La relación de la entalladura y el diámetro del árbol son:

$$R_{ent} = \frac{R_c}{d} \quad \text{Ec. 45}$$

Finalmente algunos autores hacen referencia a diversas figuras para determinar el coeficiente teórico de concentración de esfuerzos; tales como por entalladura (figura 57 y figura 58 ubicadas en anexos), por ranura (figura 59 y figura 60 en anexos) y cambio de sección en un eje de sección circular.

De dichas gráficas se establece la siguiente relación:

$$K_t = f * (R_d, R_{ent}, T_{ipo_concent}) \quad \text{Ec. 46}$$

[10]

4.3.5 Diseño mecánico de elementos de máquinas

Chavetas y acoplamientos

Uniones con chavetas

La construcción principal de las chavetas y de las uniones con chavetas se emplea en la construcción de maquinaria que está normalizado. La norma prevé tres grupos de chavetas: en forma de cuña, prismáticas y de disco o lenticulares.

Al grupo de las chavetas en forma de cuña que forman uniones forzadas se refieren: las encastradas o encajadas y las tangenciales; a este grupo se refieren también las chavetas no previstas por la norma, es decir, las planas y las de media caña.

Las chavetas encastradas y planas tienen la sección transversal rectangular; en la chaveta de media caña su faceta que toca al árbol tiene una superficie cilíndrica, cuyo radio es igual al del árbol. La ventaja de esta última consiste en que no necesita ni chavetero, ni rebajo plano en el árbol. Las chavetas encastradas, planas y de media caña trabajan sobre facetas anchas, las chavetas encastradas, en caso de sobrecarga, trabajan además lateralmente, es decir por facetas estrechas. [3]

Diseño de chavetas planas y cuadradas

La mayoría de chavetas son de las llamadas planas o cuadradas. Las chavetas planas son de sección rectangular con la dimensión menor orientada en dirección radial figura 15 y pueden ser o no inclinadas o de cuña.

Las chavetas cuadradas tienen una sección cuadrada ($b \times b$) figura 16 y también pueden ser o no de forma de cuña.

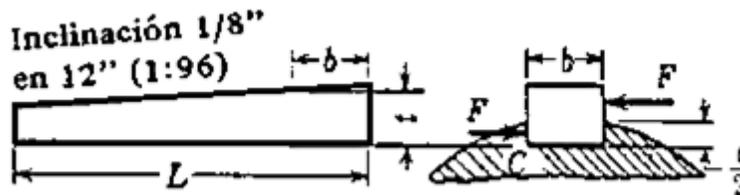


Figura 15. Chaveta plana de cuña. [3]

Cuando está colocada una de estas chavetas en su sitio, el cubo empuja sobre su parte superior por un lado y el eje sobre su parte interior por el otro.

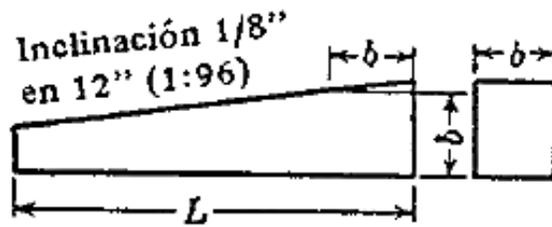


Figura 16. Chaveta cuadrada de cuña. [3]

Un análisis ordinario de esfuerzo simplifica la situación considerablemente y la resistencia se puede expresar en función del momento de torsión que ha de transmitirse a través de la chaveta.

Cizalladura

$$T = \frac{\tau * b * L * D}{2} \quad \text{Ec. 47}$$

Dónde:

T : Momento torsor.

τ : Esfuerzo cortante admisible.

b : Ancho de la chaveta.

L : Longitud de la chaveta.

D : Diámetro del eje.

Como una mitad de la chaveta está alojada en el cubo y la otra en el eje, el área de contacto en cada uno es $(t/2)L$. La fuerza F_n , representada actuando en el eje, no es la fuerza que realmente actúa sobre cada mitad de la chaveta (figura 17).

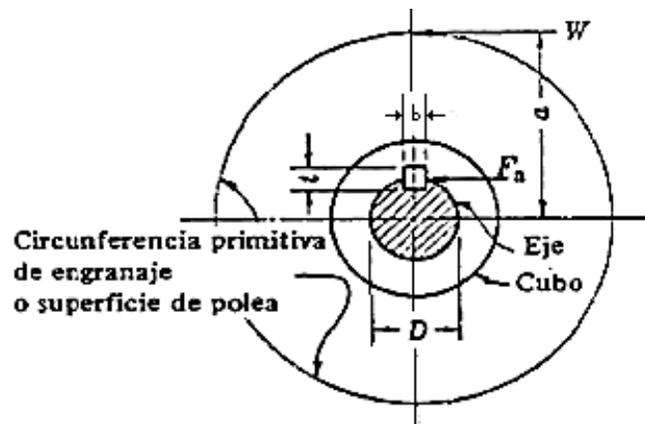


Figura 17. Carga sobre chaveta. [3]

Debido a las inexactitudes inherentes en el análisis y la pequeña diferencia implicada, el brazo de momento de la fuerza se toma igual a $D/2$. Así $F_n = SA = \frac{S_c t L}{2}$ y la capacidad de momento de torsión viene dada por:

$$T = \frac{\sigma_c * t * L * D}{4} \text{ (Compresión)} \quad \text{Ec. 48}$$

Dónde:

T : Momento torsor.

σ_c : Esfuerzo admisible a compresión.

t : Altura de la chaveta.

L : Longitud de la chaveta.

D : Diámetro del eje.

El material usual de chavetas es acero con bajo contenido de carbono (0.2% C o menos) acabado en frío, aunque suelen ser necesarios aceros de aleación sometidos a tratamientos térmicos. [3]

Rodamientos

Rodamientos solicitados dinámicamente En el método de cálculo normalizado (DIN/ISO281) para rodamientos solicitados dinámicamente, se parte de la fatiga del material como causa del deterioro del rodamiento. La fórmula de vida es:

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * 10^6 \text{ rev} \quad \text{Ec. 49}$$

$$L_{10} = \frac{16666}{n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad \text{Ec. 49.1}$$

Siendo:

L_{10} : Vida nominal [10^6 revoluciones].

C : Capacidad de carga dinámica [kN].

P : Carga dinámica equivalente [kN].

n : Revoluciones por minuto.

p : Exponente de vida

L_{10} es la vida nominal en millones de revoluciones alcanzada o rebasada por lo menos de un 90% de un gran lote de rodamientos iguales. La capacidad de carga dinámica C [kN] según *DIN ISO281 – 1993* se indica en las tablas para cada rodamiento. Con esta carga se alcanza una vida L_{10} de 10^6 revoluciones. [2]

La carga dinámica equivalente P [kN] es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial en rodamientos axiales, que es constante en magnitud y sentido. P produce la misma vida que la combinación de cargas.

$$P = X * Fr + Y * Fa \text{ [kN]} \quad \text{Ec. 50}$$

Siendo:

P : Carga dinámica equivalente. [kN].

Fr : Carga radial. [kN]

Fa = Carga axial. [kN]

X : Factor radial.

Y : Factor axial.

Los valores X e Y así como información sobre el cálculo de la carga dinámica equivalente para los distintos tipos de rodamientos están indicados en las tablas de rodamientos o en los textos preliminares. [2]

El exponente de vida (p) es diferente para rodamientos de bolas y de rodillos.

$p = 3$ para rodamientos de bolas

$p = \frac{10}{3}$ para rodamientos de rodillos

Si la velocidad del rodamiento es constante, la duración puede expresarse en horas

$$L_{h10} = L_h = \frac{L * 10^6}{n * 60} [h] \quad \text{Ec. 51}$$

Siendo:

$L_{h10} = L_h$ vida nominal [h].

$L =$ vida nominal [10^6 revoluciones].

$n =$ velocidad (revoluciones por minuto)[min^{-1}].

Siendo

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_P}{500}} \text{ factor de esfuerzos dinámicos.} \quad \text{Ec. 52}$$

Es decir $f_L = 1$ para una vida de 500 horas.

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33^{1/3}}{n}} \text{ factor de velocidad.} \quad \text{Ec. 53}$$

Muchas veces el diámetro del agujero de los rodamientos viene especificado por el diseño general de la máquina o dispositivo. Sin embargo, para determinar finalmente las demás medidas principales y el tipo de rodamiento, conviene averiguar mediante un cálculo de dimensionado, si las exigencias de vida, seguridad estática y rentabilidad quedan satisfechas. En este cálculo se hace una comparación entre la sollicitación del rodamiento y su capacidad de carga. [2]

4.3.6 Transmisión de potencia

Potencia de servicio (P_s)

Es la potencia necesaria para el funcionamiento de la máquina en óptimas condiciones de funcionamiento.

Potencia de a transmitir (P_e)

Es la potencia de servicio entre la eficiencia del sistema de transmisión por correas, en el caso de las bandas en V este valor esta de 70% al 96%, por razones de cálculo se adoptara un valor del 90% de eficiencia y está dada por la expresión:

$$P_e = \frac{P_s}{\eta_T} \quad \text{Ec. 54}$$

Dónde:

P_s : Potencia de servicio.

η_T : Eficiencia de la transmisión.

Potencia de diseño (P_d)

Es la potencia utilizada para el cálculo de la transmisión por bandas en V, pero considerando el factor de servicio (F_s) para una maquinaria impulsada con características del par de torsión normal.

$$P_d = P_s * F_s \quad \text{Ec. 55}$$

Una transmisión de banda plana presenta una eficiencia de aproximadamente 98%, que es más o menos igual a la de una transmisión por engranes. Por otro lado, la eficiencia de una transmisión de banda en V varía de casi 70 a 96%. Las de banda plana producen muy poco ruido y absorben más vibración torsional del sistema que las de banda en V o los engranes. Cuando se emplea una transmisión de banda abierta, los ángulos de contacto y abrasamiento se determinan mediante:

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D - d}{2C} \quad \text{Ec. 56}$$

$$\theta_D = \pi + 2 \sin^{-1} \frac{D - d}{2C} \quad \text{Ec. 57}$$

$$\theta = \sin^{-1} \frac{d_2 - d_1}{2C} \quad \text{Ec. 58}$$

Dónde:

D : Diámetro de la polea mayor.

d : Diámetro de la polea menor.

C : Distancia entre centros.

$\theta =$ Ángulo de contacto.

[1]

Elementos mecánicos flexibles

Los elementos de máquinas elásticos o flexibles como bandas, cables, cadenas y otros similares se emplean en los sistemas de transporte y para transmitir potencia a distancias comparativamente largas. Con frecuencia estos elementos se usan como remplazos de engranes, ejes, cojinetes y otros dispositivos de transmisión de potencia relativamente rígidos. En muchos casos su empleo simplifica el diseño de una máquina y reduce en gran medida el costo.

Además, puesto que estos elementos son elásticos y suelen ser bastante largos, tienen una función importante en la absorción de cargas de impacto y en el amortiguamiento y aislamiento de los efectos de las vibraciones, lo que es una ventaja importante para la vida de la máquina.

La mayoría de los elementos flexibles no tienen vida infinita; cuando se emplean, es importante establecer un programa de inspección para protegerlos contra desgaste, envejecimiento y pérdida de elasticidad. Los elementos se deben remplazar a la primera señal de deterioro.

[1]

Bandas en V

Los fabricantes estandarizaron las dimensiones de la sección transversal de las bandas en V, y designaron cada sección con una letra del alfabeto para los tamaños en pulgadas. Las dimensiones métricas se designan mediante números. Las dimensiones, diámetros mínimos de la polea y el intervalo de potencias de cada una de las secciones designadas con letra se listan en la tabla 25.

Para especificar una banda en V, se proporciona la letra de sección de la banda, seguida por la circunferencia interior en pulgadas (las circunferencias estándar se proporcionan en la tabla 25).

Con frecuencia, los cálculos implicados en la longitud de la banda se basan en la longitud de paso. Para cualquier sección de banda dada, la longitud de paso se obtiene sumando una cantidad a la circunferencia interior (tablas 25 y 26). De manera semejante, los cálculos de las relaciones de velocidad se realizan mediante los diámetros de paso de las poleas, razón

por la cual por lo general se entiende que los diámetros indicados son diámetros de paso, aunque no siempre se especifican así.

El ángulo de la ranura de una polea se hace un poco menor que el de la sección de la banda. Esto provoca que la banda se calce por sí misma en la ranura, lo que incrementa la fricción. El valor exacto de este ángulo depende de la sección de la banda, del diámetro de la polea y del ángulo de contacto. Si dicho ángulo se hace mucho menor que el de la banda, la fuerza requerida para jalar la banda fuera de la ranura, cuando la banda sale de la polea, será excesiva. Los valores óptimos se proporcionan en la literatura comercial.

La longitud de paso L_p y la distancia entre centros C se determinan mediante:

$$L_p = 2 * C + \frac{\pi * (D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4 * C} \quad \text{Ec. 59}$$

$$C \geq \frac{(i + 1) * D}{2} + d \quad \text{Ec. 60}$$

Dónde:

D : Diámetro de paso de la polea mayor.

d : diámetro de paso de la polea menor.

i : Relación de transferencia de movimiento.

En el caso de bandas planas, casi no hay límite para la distancia entre centros. Grandes distancias entre ellos no se recomiendan para bandas en V porque la vibración excesiva del lado flojo reducirá la vida de la banda. En general, la distancia entre centros no deberá ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de la polea y no debe ser menor que el diámetro de la polea mayor. Las bandas en V de tipo eslabón experimentan menos vibraciones, debido al mejor equilibrio, así que se pueden usar para distancias entre centros más grandes.

La base de las clasificaciones de potencia de las bandas en V depende en cierto grado de los fabricantes; con frecuencia no se menciona de manera cuantitativa en la literatura de los distribuidores, pero se puede obtener de ellos. En razón de que el número de bandas debe ser entero. La tabla 30, proporciona las clasificaciones de potencia de las bandas en V de tipo estándar.

La clasificación, ya sea en términos de horas o pasadas de banda, se ofrece para una banda que funciona en poleas de diámetros iguales (cobertura de 180°), de longitud moderada y que transmite una carga constante. Las desviaciones de estas condiciones de prueba de laboratorio se reconocen mediante un ajuste multiplicativo. Si la potencia tabulada para una banda de sección C es 9.46 hp, para una polea de diámetro de 12 pulgadas a una velocidad periférica de 3 000 pies/min (tabla 30), entonces, cuando se utiliza bajo otras condiciones, el valor tabulado H_{tab} se ajusta como sigue:

$$H_a = K_1 * K_2 * H_{tab} \quad \text{Ec. 61}$$

Dónde:

H_a : Potencia permitida, por banda.

K_1 : Factor de corrección del ángulo de cobertura.

K_2 : Factor de corrección de longitud de la banda.

La potencia permitida es aproximadamente igual a H_{tab} , de acuerdo con las circunstancias.

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a} * N_b = 1,2,3, \dots \quad \text{Ec. 62}$$

Dónde:

H_d : Potencia de diseño.

N_b : Número de bandas.

Los diseñadores trabajan con base en una banda.

Las tensiones de banda plana que se muestran en la figura 4 hacían caso omiso de la tensión inducida por flexión de la banda sobre las poleas. Este fenómeno es más pronunciado cuando se trata de bandas en V, como se ilustra en la figura 18.

La tensión centrífuga (F_c) está dada por:

$$F_c = K_c \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \quad \text{Ec. 63}$$

Donde (K_c) proviene de la tabla 29.

[1]

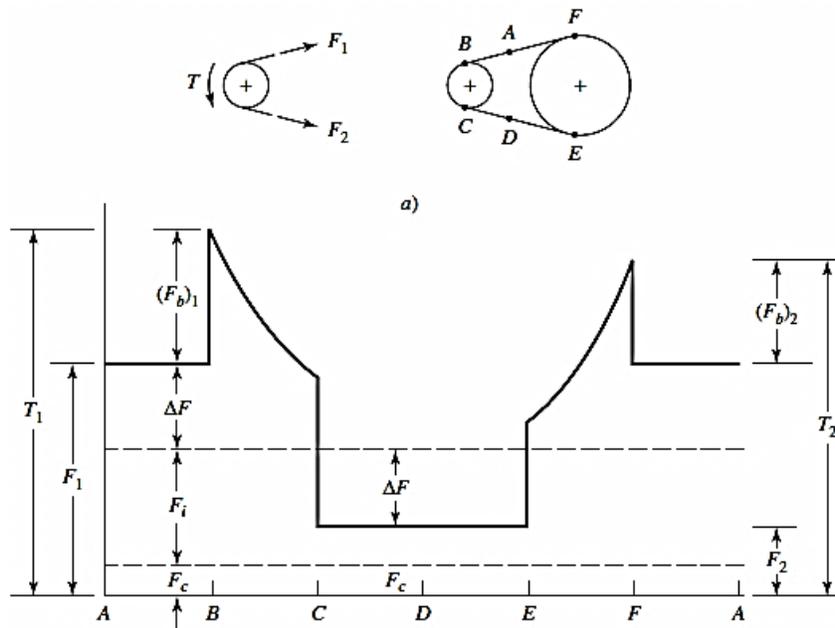


Figura 18. Tensiones en las bandas V.[1]

La potencia que se transmite por banda se basa en:

$$\Delta F = F_1 - F_2 \quad \text{Ec. 64}$$

$$\Delta F = \frac{63025 * \left(\frac{Pd}{Nb}\right)}{n * \left(\frac{d}{2}\right)} \quad \text{Ec. 64.1}$$

Entonces la tensión mayor F_1 está dada por:

$$F_1 = (F_c) + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} \quad \text{Ec. 65}$$

De la definición de ΔF , la tensión menor F_2 se obtiene mediante:

$$F_2 = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c \quad \text{Ec. 67}$$

El factor de seguridad es:

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s} \quad \text{Ec. 68}$$

Las tensiones en las bandas están dadas por las expresiones:

$$T_1 = F_1 + \frac{K_b}{d_1} \quad \text{Ec. 69}$$

$$T_2 = F_2 + \frac{K_b}{d_2} \quad \text{Ec. 70}$$

$$T'_1 = T_1 * \cos\theta \quad \text{Ec. 71}$$

$$T'_2 = T_2 * \cos\theta \quad \text{Ec. 72}$$

$$T_T = T'_1 + T'_2 \quad \text{Ec. 73}$$

Las correlaciones de durabilidad (vida) se complican por el hecho de que la flexión induce esfuerzos de flexión en la banda. [1]

4.3.7 Diseño de tornillos de unión

Fuerza en una junta

Se denomina fuerza externa (F_e), y está dada por:

$$F_e = \frac{F_{eT}}{n_b} \quad \text{Ec. 74}$$

Dónde:

F_{eT} : Fuerza externa que trata de separar la unión.

n_b : Número de pernos.

El área total del perno se determina por medio de la ecuación empírica propuesta por Faires para diámetros menores a 3/4''.

$$A_t = \left(\frac{6 * F_e}{(\text{pulg}^{-1}) * S_y} \right)^{\frac{2}{3}} \quad \text{Ec. 75}$$

El área total del perno se determina por medio de la ecuación empírica propuesta por Faires para diámetros mayores a 3/4'' se propone.

$$A_t = \frac{F_e}{0,4 * S_y} \quad \text{Ec. 76}$$

Como el diseño de pernos es iterativo, las ecuaciones (75) y (76) pueden utilizarse también para calcular un diámetro de prueba en el caso de tracción inicial conocida. [18]

5. MATERIALES Y MÉTODOS

Para el presente proyecto de tesis de grado previo a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, fue necesario cumplir un plan estratégico de métodos, técnicas y procedimientos que permitieron cumplir los objetivos planteados al inicio de la investigación.

El objetivo principal de este trabajo consistió en diseñar y simular una máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio.

Uno de los propósitos principales es presentar una metodología basada en cálculo y análisis para el diseño de una máquina trituradora, por tanto esta actividad se desarrolló en primera instancia de forma investigativa, recopilando información bibliográfica para la elaboración del marco teórico.

A partir de la información bibliográfica recopilada, se inició con la realización de los cálculos de los componentes de la máquina trituradora propuesta, tomando en consideración análisis estático, de resistencia y de fatiga, optando por coeficientes de seguridad aceptables para garantizar la resistencia y funcionalidad de la máquina.

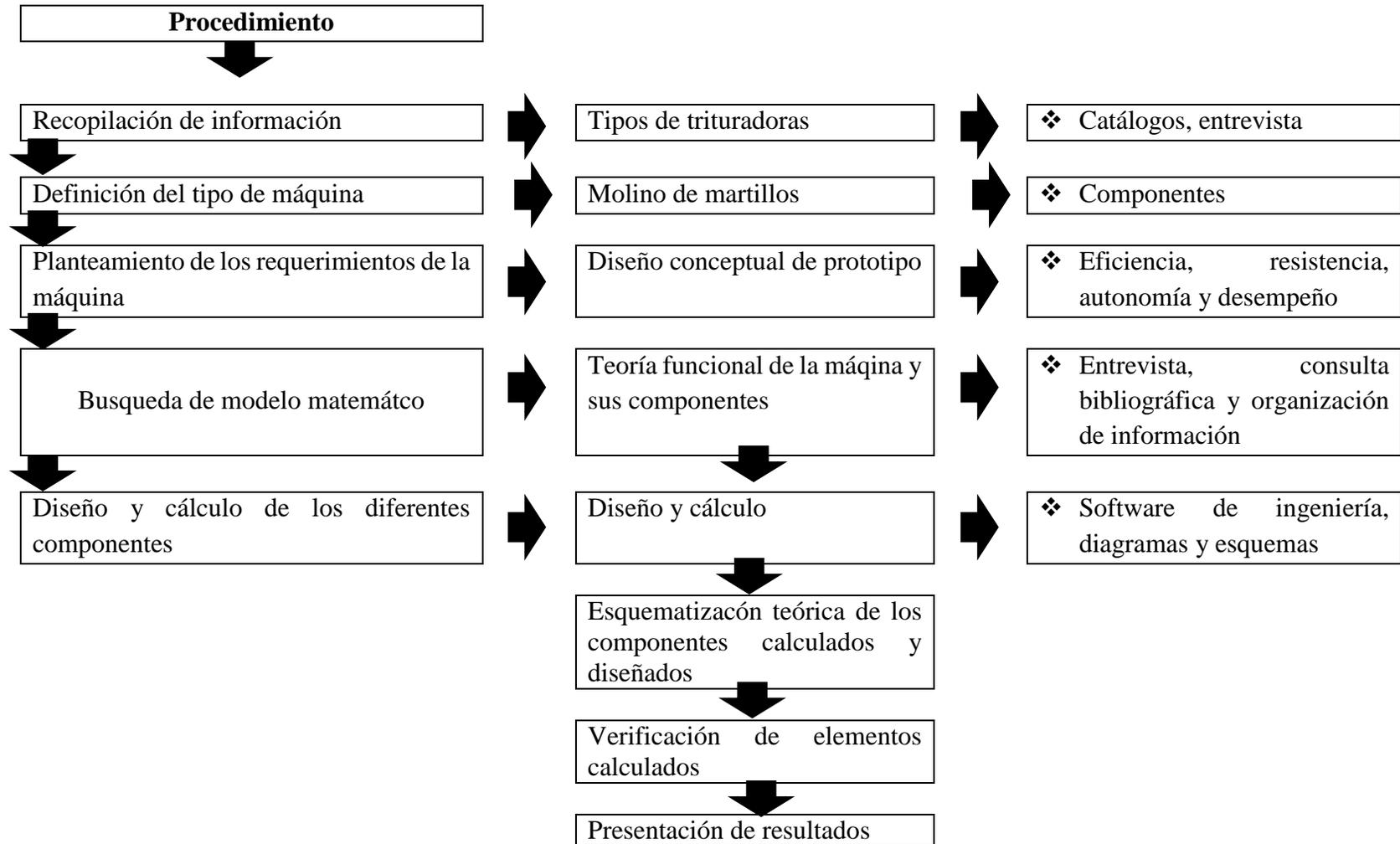
5.1 Materiales

Computador.

Software de Diseño CAD.

Material bibliográfico.

5.2 METODOLOGÍA



6. RESULTADOS

6.1 Diseño conceptual de la máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio

Se realizará el diseño de un prototipo de una máquina trituradora para reciclar botellas de vidrio.

6.1.1 Requerimientos

- La máquina trituradora diseñada debe ser capaz de triturar las botellas de vidrio de manera correcta y eficiente.
- Los materiales a emplearse para la construcción de la máquina trituradora deben cumplir los requisitos de calidad y resistencia.
- La máquina trituradora diseñada debe realizar el proceso de triturado de las botellas de vidrio de forma autónoma con mínima intervención humana.
- La expulsión del vidrio triturado debe realizarse de forma automática.

6.1.2 Etapas para realizar el ciclo de trituración (Figura 19)

- Alimentación de las botellas de vidrio (manual).
- Triturado.
- Desalojo del vidrio triturado.

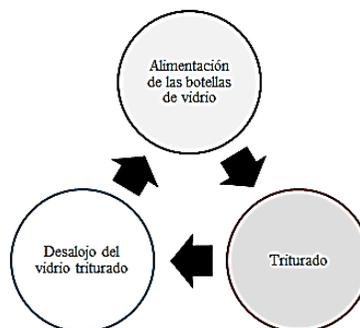


Figura 19. Ciclo de trituración

6.1.3 Mecanismos para realizar el ciclo de trituración

- Mecanismo de alimentación de botellas de vidrio (manual).
- Mecanismo de trituración.
- Mecanismo de desalojo del vidrio triturado.

6.1.4 Generación de conceptos para el mecanismo de trituración

Para generar los posibles conceptos, se inició planteando la solución al requerimiento más importante que es el de contar con una máquina capaz de triturar las botellas de vidrio de forma correcta y eficaz.

Diseño conceptual uno: placa con pistones y criba

Tabla 1. Mecanismos del diseño conceptual uno

Diseño uno	
Mecanismo de alimentación de botellas de vidrio	Manual
Mecanismo de trituración	Placas horizontales, la una provista de pistones con movimientos verticales y la otra a manera de criba fija, trituración por compresión e impacto.
Mecanismo de desalojo del vidrio triturado	Gravedad

Fuente: Autor

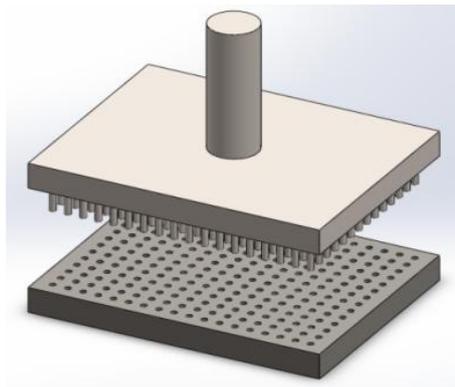


Figura 20. Diseño 1

En este primer diseño (figura 20), se aprecia un sistema de trituración provisto de una placa con una serie de pistones que pueden ser accionados de forma mecánica o hidráulica y con ciclos de movimientos verticales periódicos. Las botellas de vidrio deben ser introducidas por la parte lateral de la máquina por la tolva de alimentación y caen dentro del bastidor de está, donde se produce la trituración del vidrio que es golpeado e impactado por los pistones contra una superficie plana que esta provista de agujeros que clasifican el material triturado de la dimensión que se requiera durante la operación de trituración.

Diseño conceptual dos: rodillos dentados y criba

Tabla 2. Mecanismos del diseño conceptual dos

Diseño dos	
Mecanismo de alimentación de botellas de vidrio	Manual
Mecanismo de trituración	Rodillos dentados y criba fija, trituración por compresión.
Mecanismo de desalojo del vidrio triturado	Gravedad

Fuente: Autor

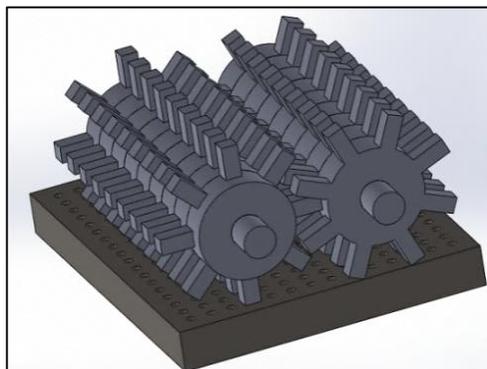


Figura 21. Diseño 2

En este diseño número dos (figura 21) muestra un sistema de trituración de dos rodillos dentados por toda su geometría cilíndrica de forma simétrica; los cilindros giran en sentidos contrarios encajando los dientes unos con otros sobre las superficies de los cilindros. Las botellas de vidrio a triturar ingresan por la parte superior de la máquina produciéndose su rotura durante el recorrido por la superficie de los cilindros hasta introducirse por los orificios de una criba que se encuentra colocada en la parte inferior de la cámara de trituración.

Diseño conceptual tres: molino de martillos y criba

Tabla 3. Mecanismos del diseño conceptual tres

Diseño tres	
Mecanismo de alimentación de botellas de vidrio	Manual
Mecanismo de trituración	Molino de martillos y criba fija, trituración por impacto.
Mecanismo de desalojo del vidrio triturado	Gravedad

Fuente: Autor

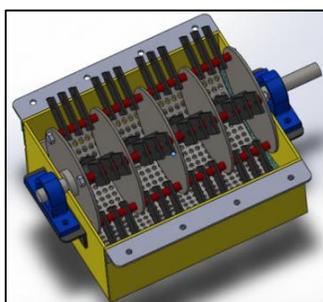


Figura 22. Diseño 3

El diseño número tres (figura 22) es un sistema de trituración conformado por un molino de martillos, que consiste en un eje rotatorio en el cual se encuentran montados todos los elementos de percusión o martillos móviles que son los encargados de realizar la labor de trituración. Las botellas de vidrio se introducen por la parte superior de la máquina, que luego de ser impactadas por los martillos del molino son trituradas y su desalojo de la cámara de trituración es por medio de una criba.

6.1.5 Comparación entre los tres diseños (Matriz morfológica)

En esta matriz se pueden observar las soluciones planteadas para cada uno de los mecanismos principales de la máquina.

Tabla 4. Matriz morfológica de comparación entre los tres diseños

Matriz de comparación entre los cuatro diseños			
Mecanismos	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3
Mecanismo de alimentación	Manual	Manual	Manual
Mecanismo de trituración	Placas horizontales, la una provista de pistones con movimientos verticales y la otra a manera de criba fija, trituración por compresión e impacto.	Rodillos dentados y criba fija, trituración por compresión.	Molino de martillos y criba fija, trituración por impacto.
Mecanismo de desalojo del vidrio triturado	Gravedad	Gravedad	Gravedad

Fuente: Autor

6.1.6 Evaluación de los mecanismos para realizar el ciclo de trituración

Tabla 5. Evaluación de los mecanismos de alimentación

Mecanismo de alimentación		
Diseños	Ventajas	Desventajas
Placas horizontales, la una provista de pistones con movimientos verticales y la otra a manera de criba fija, trituración por compresión e impacto.	En caso de atascamiento de la máquina, el operador detiene inmediatamente el funcionamiento de la misma.	Un operario tiene que realizar esta tarea durante el funcionamiento de la máquina.
Rodillos dentados y criba fija, trituración por compresión.	En caso de atascamiento de la máquina, el operador detiene inmediatamente el funcionamiento de la misma.	Un operario tiene que realizar esta tarea durante el funcionamiento de la máquina.
Molino de martillos y criba fija, trituración por impacto.	En caso de atascamiento de la máquina, el operador detiene inmediatamente el funcionamiento de la misma.	Un operario tiene que realizar esta tarea durante el funcionamiento de la máquina.

Fuente: Autor

Al observar las ventajas y desventajas de las tres opciones de diseño, se determina que como las tres ideas son de iguales prestaciones aun es difícil decidir cuál de las tres opciones es la mejor.

Tabla 6. Evaluación de los mecanismos de trituración

Mecanismo de trituración		
Diseños	Ventajas	Desventajas
Placas horizontales, la una provista de pistones con movimientos verticales y la otra a manera de criba fija, trituración por compresión e impacto.	Las placas del sistema de trituración pueden ser accionadas de forma mecánica o hidráulica. Costo de mantenimiento elevado.	Al ser de movimiento vertical, no hay una trituración continua y la descarga del material será escasa.
Rodillos dentados y criba fija, trituración por compresión.	Los rodillos dentados pueden trabajar de forma constante y tener un buen desempeño.	Dependiendo de la forma de la carcasa de la máquina, si la descarga del material no es continua puede trabarse.
Molino de martillos y criba fija, trituración por impacto.	Fácil construcción, buena capacidad de trituración y reducido costo de mantenimiento.	Varios componentes del sistema de trituración.

Fuente: Autor

En este caso, tanto los sistemas de trituración de rodillos dentados y criba fija como el del molino de martillos y criba fija resultan eficientes, sin embargo el mecanismo de trituración de placas horizontales presenta mayores desventajas por lo que se eligió el mecanismo del molino de martillos para realizar la trituración de las botellas.

Tabla 7. Evaluación de los mecanismos de desalojo del vidrio triturado

Mecanismo de desalojo del vidrio triturado		
Diseños	Ventajas	Desventajas
Placas horizontales, la una provista de pistones con movimientos verticales y la otra a manera de criba fija, trituración por compresión e impacto.	Ninguna.	Al ser el sistema de trituración de movimientos verticales ascendentes y descendentes, solo se producirá la descarga del material al momento de que las placas choquen entre sí.
Rodillos dentados y criba fija, trituración por compresión.	Ninguna.	Si la carcasa de la máquina no se acopla a la forma de los rodillos, puede llenarse y por ende atascarse.
Molino de martillos y criba fija, trituración por impacto.	Al girar los martillos a grandes velocidades, el proceso de trituración y descarga será continuo y eficiente.	La disposición de una criba horizontal provocaría acumulación de material a los costados de la misma.

Fuente: Autor

Al haber elegido el método de trituración por impacto con la utilización del molino de martillos, se optó por elegir la misma opción para el desalojo del vidrio triturado.

6.1.7 Evaluación del cumplimiento de los requerimientos

Al haber optado por la utilización de un sistema de trituración empleando un molino de martillos, se evaluó su diseño en base al cumplimiento de los requerimientos de diseño.

- **Requerimiento:** La máquina trituradora diseñada debe ser capaz de triturar las botellas de vidrio de manera correcta y eficiente.
- **Evaluación:** Si se logra encontrar la geometría adecuada para los martillos y la fuerza necesaria para triturar las botellas se puede realizar una trituración correcta y eficiente.

- **Requerimiento:** Los materiales a emplearse para la construcción de la máquina trituradora deben cumplir los requisitos de calidad y resistencia.
- **Evaluación:** Los elementos del diseño en contacto con el vidrio, se recomiendan construir de materiales que cumplan con requisitos de calidad y resistencia.
- **Requerimiento:** La máquina trituradora diseñada debe realizar el proceso de triturado de las botellas de vidrio de forma autónoma con mínima intervención humana.
- **Evaluación:** Según el diseño planteado, el operario solo interviene durante el proceso de alimentación de la máquina.
- **Requerimiento:** La expulsión del vidrio triturado debe realizarse de forma automática.
- **Evaluación:** El diseño de la máquina se realizó para que cumpla con ese requerimiento.
- La expulsión del vidrio triturado debe realizarse de forma automática.

Una vez evaluados los cumplimientos de los requerimientos, se decidió elegir el diseño conceptual tres: trituración empleando un molino de martillos, para desarrollar el diseño detallado en base al mismo.

6.2 Máquina trituradora. Dimensionamiento de los componentes

6.2.1 Cálculo de las dimensiones de la criba

Datos de entrada:

$$\text{Velocidad de alimentación} \quad T = 2 \frac{\text{ton}}{\text{h}}$$

$$\text{Diámetro pasante} \quad D_p = 8\text{mm}$$

$$\text{Densidad aparente} \quad \rho = 1,7 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3}$$

Para el cálculo de la superficie de cribado en función de la alimentación se utilizó la ecuación

(2):

$$S = \frac{T}{(B * f_t)}$$

- **Factor de corrección total (f_t)**

Para el cálculo del factor de corrección total, se emplea la ecuación (3):

$$f_t = f_d * f_r * f_s * f_e * f_h * f_m$$

- **Cálculo del factor de corrección de densidad (f_d)**

Para el cálculo del factor de corrección de densidad (f_d), se considera que los valores de la capacidad específica están basados en un producto de densidad específica $1,6 \frac{ton}{m^3}$, para nuestro casos se opta por un valor de densidad aparente (ρ_a) de $1,7 \frac{ton}{m^3}$, y para su cálculo se utiliza la siguiente ecuación:

$$f_d = \frac{\rho_a}{1,6}$$

$$f_d = \frac{1,7 \frac{ton}{m^3}}{1,6 \frac{ton}{m^3}}$$

$$f_d = 1,0625$$

- **Cálculo del factor de rechazo (f_r)**

Asumiendo un rechazo R del 10%, de la tabla 11 ubicada en anexos.

$$f_r = 1,06$$

- **Cálculo del factor de semitamaño (f_s)**

Para un 40%, utilizando la tabla 12 ubicada en anexos.

$$f_s = 1$$

- **Cálculo del factor de corrección por eficiencia de clasificación (f_e)**

Para una eficiencia del 90%, de tabla 13 ubicada en anexos.

$$f_e = 1,12$$

- **Cálculo del factor de corrección por apertura de la malla (f_m)**

Para una apertura redonda, utilizando la tabla 15 ubicada en anexos.

$$f_m = 0,8$$

- **Cálculo del factor de corrección total (f_t)**

Reemplazando los datos en la ecuación (3) tenemos que el factor de corrección total (f_t) será:

$$f_t = f_d * f_r * f_s * f_e * f_h * f_m$$

$$f_t = 1,0625 * 1,06 * 1 * 1,12 * 1 * 0,8$$

$$f_t = 1,00912$$

- **Cálculo de la capacidad específica (B)**

De la tabla 10 ubicada en anexos, la capacidad específica (B), para una malla de 8mm pasante es de:

$$B = 12,5 \frac{ton}{m^2 * h}$$

Como el porcentaje pasante de la criba es del 90%, se obtiene:

$$T_p = T * 0,90$$

$$T_p = 2 \frac{ton}{h} * 0,90$$

$$T_p = 1,8 \frac{ton}{h}$$

De la ecuación (2), se obtiene que la superficie de cribado es igual a:

$$S = \frac{T_p}{(B * f_t)}$$

$$S = \frac{1,8 \frac{ton}{h}}{12,5 \frac{ton}{m^2 * h} * 1,00912}$$

$$S = 0,143m^2$$

Se calcula en ancho y largo de la criba mediante las ecuaciones (4) y (5).

- **Ancho de la criba (A_c)**

$$A_c = 1000 * \left(\frac{S}{2,5}\right)^{0.5}$$

$$A_c = 1000 * \left(\frac{0,143m^2}{2,5} \right)^{0.5}$$

$$A_c = 239,6mm \approx 240mm$$

- **Longitud de la criba (L_c)**

$$L_c = 2,5 * A_c$$

$$L_c = 2,5 * 239,6mm$$

$$L_c = 599mm$$

Como la criba es de forma semicircular se utiliza la ecuación (6) para calcular el radio de la criba.

$$R_c = \frac{L_c}{\theta}$$

$$R_c = \frac{600mm}{\pi}$$

$$R_c = 190,67mm$$

Se adopta un radio para la criba de 195mm, que será de geometría semicircular.

6.2.2 Cálculo de la potencia de la máquina

El método de Bond, determinó que el trabajo útil en la fractura que se ha aplicado a un paso dado de material fragmentado es inversamente proporcional a la raíz cuadrada de las partículas del producto; y la potencia de la máquina se calcula con la ecuación (1) donde:

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

Para el cálculo de la potencia necesaria para triturar las botellas de vidrio se partió de los siguientes datos conocidos:

$$E_i = 12,31 \text{ (Tabla 9 ubicada en anexos)}$$

$$T = 2 \frac{ton}{h} * \frac{1h}{60min} = 0,033 \frac{ton}{min}$$

$$d_f = 30,48cm = 1ft$$

$$D_p = 0,8cm = 0,026ft$$

$$P = 1,46 * 12,31 * 0,033 \frac{ton}{min} * \left(\left(\sqrt{\frac{1}{0,026ft}} - \sqrt{\frac{1}{1ft}} \right) \right)$$

$$P = 3,07hp \approx 2,29KW$$

6.2.3 Cálculo de la velocidad del sistema de trituración

Las partículas a fragmentar son arrastradas por los martillos del sistema de trituración comunicándoles una aceleración centrífuga que tendrá una velocidad de salida que se calcula con la ecuación (7).

$$V_i = 1,27 * \omega * R_i$$

La energía específica comunicada a la materia será calculada con un rendimiento mecánico del 81% (o sea un 19% de pérdida por rozamiento) con la ecuación (8).

$$e = 0,81 * V_i^2$$

Con los datos conocidos de la potencia de la máquina (P) y la velocidad de alimentación (T) de está, se calcula el valor de la energía específica (e) con la ecuación (9).

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

De los datos iniciales:

$$P = 2,29KW = 2290W$$

$$T = 2 \frac{ton}{h} * \frac{1000Kg}{1ton} * \frac{1h}{60s} = 0,55 \frac{kg}{s}$$

$$R_i = 0,185m$$

Reemplazando datos en la ecuación (9), se obtiene que el valor de la energía específica:

$$e = \frac{2290W}{0,55 \frac{kg}{s}}$$

$$e = 4163,64 \frac{Ws}{Kg}$$

Para calcular el valor de la velocidad de impacto (V_i), la despejamos de la ecuación (8) y se obtiene que:

$$V_i = \sqrt{\frac{e}{0,81}}$$

$$V_i = \sqrt{\frac{4163,64 \frac{Ws}{Kg}}{0,81}}$$

$$V_i = 73,24 \frac{m}{s}$$

Se calcula el valor de la velocidad angular de la máquina con carga (ω_c) despejándola de la ecuación (7) y se obtiene que:

$$\omega_c = \frac{V_i}{1,27 * R_i}$$

Dónde: $V_i = V_c$

$$\omega_c = \frac{73,24 \frac{m}{s}}{1,27 * 0,185m}$$

$$\omega_c = 311,73 \frac{rad}{s} \approx 2976,80 \frac{rev}{min}$$

Tomando como referencia la velocidad de impacto (V_i), que es equivalente a la velocidad tangencial y por ende a la velocidad de impacto con carga (V_c) del sistema de trituración, se realiza el cálculo de la velocidad del sistema de trituración en vacío (V_v), considerando a todo el sistema de trituración como un solo cuerpo que gira sobre un eje, conocido como volante.

6.2.4 Cálculo de la velocidad angular en vacío (ω_v)

Para proyectos donde se utiliza volantes se emplea el coeficiente de fluctuación que está dado por la ecuación (10).

$$\delta = \frac{\omega_v - \omega_c}{\omega}$$

El valor del coeficiente de fluctuación (δ), para molinos de moliendas lo obtenemos de la tabla 16 ubicada en anexos.

$$\delta = 0,02$$

Despejando de la ecuación (10) la velocidad angular en vacío tiene que:

$$\delta = \frac{\omega_v - \omega_c}{\frac{\omega_v + \omega_c}{2}}$$

Despejando (ω_v), se obtiene:

$$\omega_v = \omega_c * \left(\frac{2 + \delta}{2 - \delta} \right)$$

$$\omega_v = 2976,80rpm * \left(\frac{2 + 0,02}{2 - 0,02} \right)$$

$$\omega_v = 3036rpm \approx 318,03 \frac{rad}{s}$$

Con la ecuación (7) se obtiene la velocidad en vacío.

$$V_v = 1,27 * \omega_v * R_i$$

$$V_v = 1,27 * \omega_v * R_i$$

$$1,27 * 318,03 \frac{rad}{s} * 0,185m$$

$$V_v = 74,72 \frac{m}{s}$$

6.2.5 Cálculo de la aceleración tangencial del sistema (α_t)

Para el cálculo de la aceleración tangencial (α_t) del sistema, se utiliza la ecuación (12).

$$\omega_v^2 = \omega_c^2 + \alpha_t \theta$$

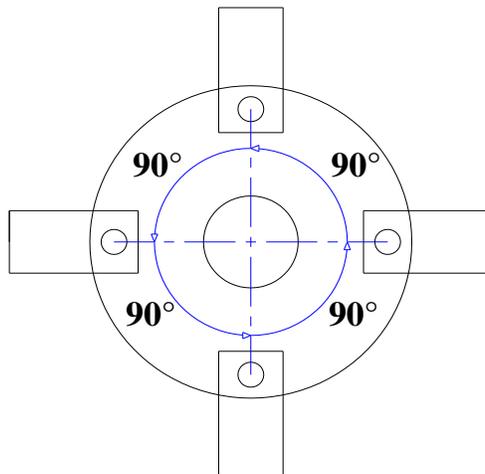


Figura 23. Distancia recorrida por los martillos

Para este cálculo se considera que el ángulo recorrido de los martillos (θ) es de 90° (figura 23), por tanto despejando de la ecuación (12) la aceleración tangencial (α_t) se obtiene que:

$$\alpha_t = \frac{\omega_v^2 - \omega_c^2}{2 * \theta}$$

$$\alpha_t = \frac{\left(318,03 \frac{rad}{s}\right)^2 - \left(311,73 \frac{rad}{s}\right)^2}{2 * 1,5708 rad}$$

$$\alpha_t = 1262,89 \frac{rad}{s^2}$$

6.3 Diseño de los componentes del molino de martillos

6.3.1 Diseño de los martillos

Para el diseño de los martillos se hace imprescindible conocer la fuerza necesaria para provocar la fractura del vidrio. El valor de la fuerza para fracturar el vidrio se obtuvo de una tabla de datos experimentales para vidrios de espesores de 3mm a 5mm que es aproximadamente el espesor de las botellas de vidrio.

Se tomó como referencia un valor medio de la fuerza aplicada para producir la fractura del vidrio de espesores entre 3mm, 4mm y 5mm, de tabla 17 ubicada en anexos.

Dónde:

$$F_{vidrio\ 3mm} = 4,106Kg$$

$$F_{vidrio\ 4mm} = 7,304Kg$$

$$F_{vidrio\ 5mm} = 10,642Kg$$

- **Cálculo de la fuerza necesaria para romper el vidrio (F)**

$$F = \frac{F_{vidrio\ 3mm} + F_{vidrio\ 4mm} + F_{vidrio\ 5mm}}{3}$$

Por lo tanto:

$$F = \frac{4,106Kg + 7,304Kg + 10,642Kg}{3}$$

$$F = 7,35Kg \approx 72,10N$$

Para el cálculo de la masa de los martillos, se toma como consideración que la fuerza tangencial (F_t), es equivalente a la fuerza de impacto (F) y viene dada por la ecuación (13).

$$F_t = F = m_m * \alpha_t * R_i$$

Por lo tanto, se despeja la masa de los martillos (m_m) y se obtiene que:

$$m_m = \frac{F}{\alpha_t * R_i}$$

$$m_m = \frac{72,10N}{1262,89 \frac{rad}{s^2} * 0,185m}$$

$$m_m = 0,30Kg$$

Una vez determinada la masa de los martillos se procede a su respectivo dimensionamiento, tomando en consideración que los martillos a utilizarse serán rectangulares, de una longitud (L_m) de 100mm.

- **Selección del material para los martillos**

Para la construcción de los martillos, se recomienda la utilización de una platina de acero SAE 1008.

Datos de diseño:

$$\rho = 7850 \frac{Kg}{m^3} \text{ (Tabla 18 de anexos)}$$

$$L_m = 100mm = 0,1m$$

$$a_m = 50mm = 0,05m$$

Con las dimensiones propuestas de diseño, se realiza el cálculo del espesor necesario para los martillos mediante la ecuación (16).

$$\rho = \frac{m_m}{V_m}$$

El volumen del martillo viene dado por la expresión:

$$V_m = L_m * a_m * e_m$$

Reemplazando la ecuación del volumen del martillo (V_m) en la ecuación (16) se obtiene que:

$$e_m = \frac{m_m}{\rho * L_m * a_m}$$

$$e_m = \frac{0,30Kg}{7850 \frac{Kg}{m^3} * 0,1m * 0,05m}$$

$$e_m = 0,00752m \approx 7,52mm$$

Se normaliza las dimensiones de los martillos con los materiales existentes en el mercado, recomendando la utilización de una platina de acero SAE 1008 de 2x3/8'' (50x9mm), para su construcción.

6.3.1.1 Análisis de fuerzas presentes en los martillos

Los martillos se encuentran bajo efectos de esfuerzos normales por tracción (figura 24), por efectos de la fuerza centrífuga (F_{cf}) y el propio peso del martillo (W_m). La fuerza sobre los martillos (F_y), viene dada por la expresión:

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

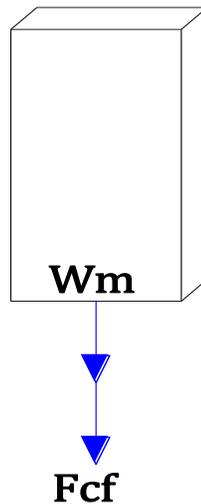


Figura 24. Fuerzas presentes en el martillo

- **Cálculo de la fuerza centrífuga (F_{cf})**

Se manifiesta cuando un cuerpo en movimiento describe una trayectoria curvilínea y se la calcula con la ecuación (14).

$$F_{cf} = \omega^2 * m_m * L_m$$

$$F_{cf} = \left(318,03 \frac{rad}{s} \right)^2 * 0,30Kg * 0,1m$$

$$F_{cf} = 3034,29N$$

- **Cálculo del peso del martillo (W_m)**

$$W_m = m_m * g$$

$$W_m = 0,30Kg * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_m = 2,94N$$

Reemplazando datos se obtiene que:

$$F_y = 3034,29N + 2,94N$$

$$F_y = 3037,23N$$

Al realizar el análisis de las fuerzas presentes en los martillos además de la fuerza centrífuga (F_{cf}) y el peso del martillo (W_m), aparece una fuerza (F_r) de reacción, como consecuencia del impacto entre los martillos y las botellas del vidrio (figura 25) y viene dada por:

$$F_r = \left[\frac{1}{12} * m_m * L_m^2 + \left(\frac{L_m}{2} \right)^2 * m_m \right] * \alpha_t$$

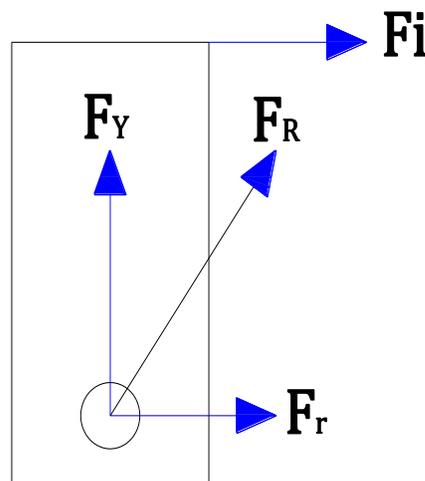


Figura 25. Fuerzas que actúan sobre el martillo

Por lo tanto:

$$F_r = \left[\frac{1}{12} * 0,30Kg * (0,1m)^2 + \left(\frac{0,1m}{2} \right)^2 * 0,30Kg \right] * 1262,89 \frac{rad}{s^2}$$

$$F_r = 1,26N$$

Para el análisis verificativo de los martillos la fuerza a la cual se encuentran sometidos estos, estará dada por:

$$F_R = \sqrt{F_y^2 + F_r^2}$$

$$F_R = \sqrt{(3037,23N)^2 + (1,26N)^2}$$

$$F_R = 3037,23N$$

6.3.1.2 Análisis verificativo del dimensionamiento de los martillos

Se realizara el análisis de rotura (desgarre) en el martillo de la figura 26, debido a la presencia del orificio en donde irá alojado el eje secundario, el cual tiene un diámetro de 15mm, que se justificará más adelante en el cálculo del diámetro del eje secundario.

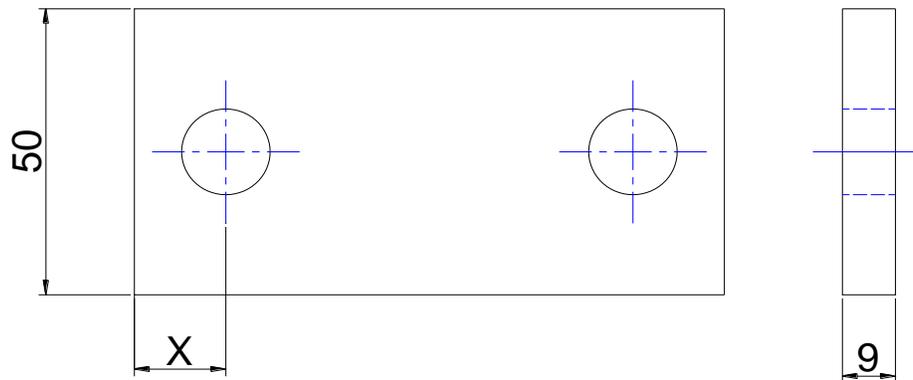


Figura 26. Esquema para el análisis de rotura en el martillo

Dimensiones conocidas de diseño del martillo:

$$a_m = 50mm = 0,05m$$

$$L_m = 100mm = 0,1m$$

$$e_m = 9mm = 0,009m$$

$$F_R = 3037,23N$$

$$d_{es} = 15mm = 0,015m$$

$$X = 12\text{mm} = 0,012\text{m}$$

- **Área de desgarre (A_d)**

$$A_d = e_m * X * 2$$

$$A_d = 0,009\text{m} * 0,012\text{m} * 2$$

$$A_d = 2,16 * 10^{-4}\text{m}^2$$

- **Cálculo del esfuerzo cortante (τ)**

Se calcula empleando la ecuación (20).

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

$$\tau = \frac{3037,23\text{N}}{2,16 * 10^{-4}\text{m}^2}$$

$$\tau = 14,06\text{MPa}$$

- **Cálculo del factor de seguridad (N)**

Con el cálculo del factor de seguridad (N), se puede garantizar las prestaciones del material y de la herramienta y está dada por la ecuación (22).

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

El valor de (σ_y) a tracción para el acero SAE 1008 (acero suave) se obtuvo de la tabla 20 ubicada en anexos.

$$\sigma_y = 900 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 88,29 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (22), obtiene que:

$$N = \frac{88,29 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{2 * \left(14,06 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)}$$

$$N = 3,1$$

El factor de seguridad calculado (N) de los martillos, es aceptable por lo que se garantiza que no existirán fallas por la presencia de fuerzas dinámicas.

La forma, material y dimensiones definitivas recomendadas para la construcción de los martillos se especifican en: Anexos (Planos de la máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio).

6.3.1.3 Análisis de elementos finitos del martillo

La figura 27, muestra la geometría del martillo exento de la aplicación de fuerzas externas.

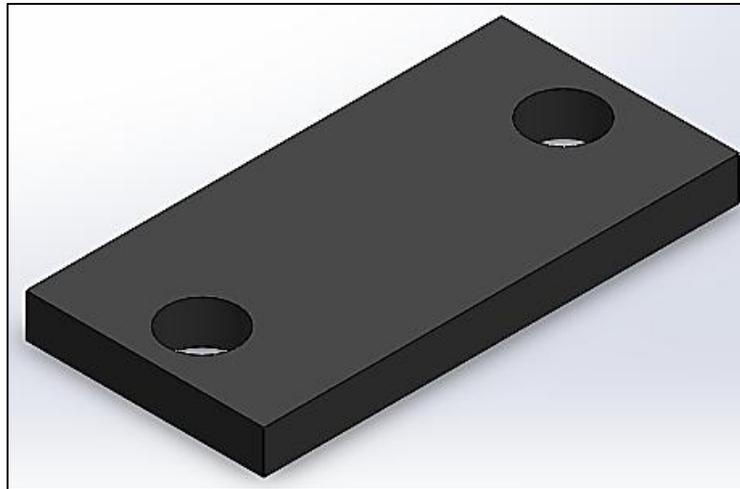


Figura 27. Martillo

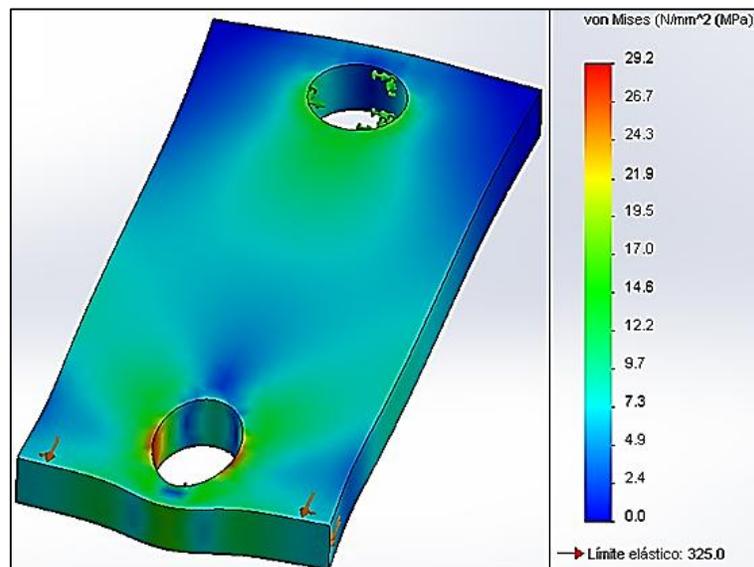


Figura 28. Tensión de Von Mises en el martillo

De acuerdo con los resultados obtenidos del análisis de elementos finitos del martillo que se presenta en las figuras 28, se ratifica las dimensiones preestablecidas del martillo, ya que la

máxima tensión de Von Mises es de 29,2 MPa y es inferior al límite elástico del material que es de 325 MPa.

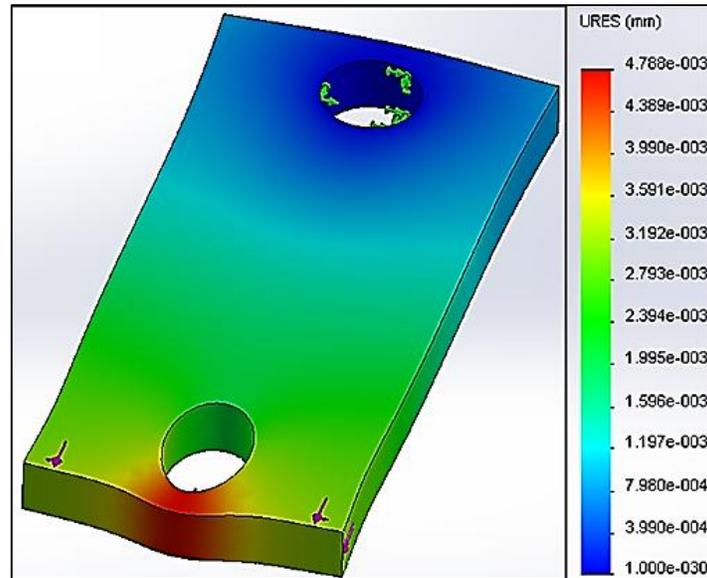


Figura 29. Desplazamientos en el martillo

Según la figura 29, por la presencia de las fuerzas aplicadas en el martillo se generan desplazamientos en el elemento en análisis, por lo que el máximo desplazamiento es de $4,788 \times 10^{-3} \text{ mm}$ que se puede considerar prácticamente despreciable.

6.3.2 Diseño de los separadores de los martillos

Los separadores de martillos son cilindros huecos que tienen la función específica de mantener la distancia de separación adecuada entre los martillos. Los separadores de martillos deben ser de un material liviano para que no represente un peso significativo para los ejes secundarios.

- **Cálculo de la longitud de los separadores de martillos (K)**

Según los fabricantes de los molinos de martillos, los separadores de los martillos deben tener una longitud mínima mayor a (K) y se la calcula con la siguiente expresión:

$$K > 3 * e_m$$

$$K > 3 * 9 \text{ mm}$$

$$K > 27 \text{ mm}$$

La longitud de los separadores de martillos (K) que se adopta es de 28mm, tomando en consideración el espesor de los martillos (e_m) de 9mm.

El diámetro interior de los separadores de martillos (D_i), es definido por el diámetro del eje secundario que es de 15mm, que se justificará más adelante.

- **Selección del material para los separadores de martillos**

Para la construcción de los separadores de martillos se recomienda la utilización de tubería sin costura de acero Cédula 40 de 1/2" de diámetro (ver tabla 21 de anexos).

La forma, material y dimensiones definitivas de los separadores de martillos se especifican en: Anexo (Planos de la máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio).

6.3.3 Diseño de los ejes secundarios

Los ejes secundarios se encuentran montados en los discos y a su vez soportan sobre su estructura a los martillos y a sus respectivos separadores. Para el cálculo del diámetro de los ejes secundarios se debe considerar que estos se encuentran sometidos a esfuerzos por flexión y corte; no así a esfuerzos de torsión por el simple hecho que se encuentran fijos y no giran.

Para el cálculo del diámetro del eje secundario se realizará el análisis utilizando el método de una viga apoyada sobre tres puntos (figura 30) con carga distribuida, en donde las reacciones en los puntos A, B y C se calculan con las ecuaciones (24), (25) y (26).

$$R_A = \frac{3 * q * \frac{L}{2}}{8}$$

$$R_B = \frac{5 * q * \frac{L}{2}}{4}$$

$$R_C = \frac{3 * q * \frac{L}{2}}{8}$$

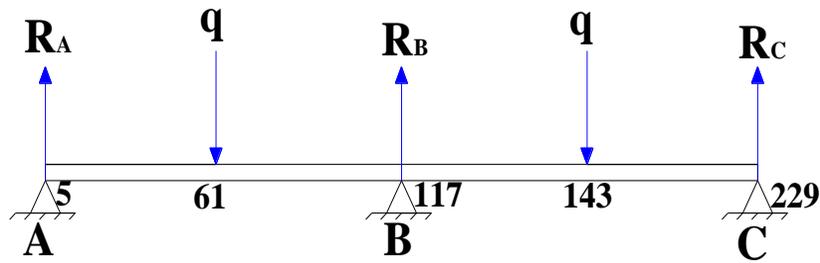


Figura 30. Esquema para el cálculo de reacciones en el eje secundario

- **Cálculo de la carga distribuida (q)**

La carga (q), está representada por el número de martillos colocados entre cada par de discos en nuestro caso de 3 por lo tanto:

$$q = \frac{N^{\circ} \text{ martillos} * F_R}{\frac{L}{2}}$$

$$q = \frac{3 * 3037,23N}{\frac{0,229m}{2}}$$

$$q = 79578,08 \frac{N}{m}$$

- **Cálculo de las reacciones (R_A, R_B, R_C)**

Reemplazando los valores en las ecuaciones (24), (25) y (26) y obtenemos que:

$$R_A = R_C = \frac{3 * 79578,08 \frac{N}{m} * \frac{0,229m}{2}}{8}$$

$$R_A = 3416,88N$$

$$R_C = 3416,88N$$

$$R_B = \frac{5 * 79578,08 \frac{N}{m} * \frac{0,229m}{2}}{4}$$

$$R_B = 11389,61N$$

- **Cálculo del momento flector máximo (M_f)**

El momento flector es un requisito imprescindible para el cálculo de la sección del eje secundario que viene dado por la ecuación (27).

$$M_f = \frac{-q * \left(\frac{L}{2}\right)^2}{8}$$

$$M_f = \frac{-79578,08 \frac{N}{m} * \left(\frac{0,229m}{2}\right)^2}{8}$$

$$M_f = 130Nm$$

6.3.3.1 Cálculo del diámetro del eje secundario a flexión

Para el cálculo del diámetro del eje secundario se emplean las ecuaciones (34) y para la inercia la ecuación (35).

$$\sigma_f = \frac{M_f * R}{I}$$

$$I = \frac{\pi * D^4}{64}$$

Sustituyendo ecuación (35) en la ecuación (34) se tiene que:

$$\sigma_f = \frac{M_f * \frac{D}{2}}{\frac{\pi * D^4}{64}}$$

Se despeja el diámetro (D) del eje secundario y se obtiene que:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * M_f}{\pi * \sigma_f}}$$

Consideración:

$$N * \sigma_d \geq [\sigma_{ced}]$$

$$\sigma_d = \frac{[\sigma_{ced}]}{N}$$

El valor del esfuerzo a la cedencia (σ_{ced}) del acero AISI 4340 (705). Tabla 19 de anexos.

$$\sigma_{ced} = 70 \frac{Kg}{mm^2} = 686,7MPa$$

Por lo tanto:

$$\sigma_d = \frac{686,7MPa}{2}$$

$$\sigma_d = 343,35MPa$$

Reemplazando los valores se tiene que:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * 130Nm}{\pi * \left(343,35 * 10^6 \frac{N}{m^2}\right)}}$$

$$D = 0,0146m = 15mm$$

6.3.3.2 Análisis de la deformación en el eje secundario

Se empleó el análisis de flecha con carga distribuida, con lo cual se verifica el pandeo que se produce en el eje secundario como consecuencia de la presencia de las fuerzas en los martillos, que se calcula con la ecuación:

$$y = \frac{-q * \left(\frac{3 * L}{16}\right)}{24 * E * I} * \left[\frac{L^3}{8} - L * \left(\frac{3 * L}{16}\right)^2 + \left(\frac{3 * L}{16}\right)^3\right]$$

Dónde:

$$q = 79578,08 \frac{N}{m}$$

$$E = 210GPa$$

$$L = 0,229m$$

- **Cálculo de la inercia del eje secundario**

Se lo calcula empleando la ecuación (35) y se obtiene que:

$$I = \frac{\pi * D^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi * (0,015m)^4}{64}$$

$$I = 2,49 * 10^{-9}m^4$$

Reemplazando valores:

$$y = \frac{-79578,08 \frac{N}{m} * \left(\frac{3 * 0,229m}{16}\right)}{24 * \left(210 * 10^9 \frac{N}{m^2}\right) * (2,49 * 10^{-9}m^4)} * \left[\frac{(0,229m)^3}{8} - 0,229m * \left(\frac{3 * 0,229m}{16}\right)^2 + \left(\frac{3 * 0,229m}{16}\right)^3\right]$$

$$y = 3,15 * 10^{-4}m = 0,315mm$$

Con el cálculo realizado empleando el análisis de flecha, se pudo determinar que la deformación que se produce en el eje secundario es mínima por lo que no habría ningún inconveniente con el diámetro calculado de 15mm.

La forma, material y dimensiones definitivas de los ejes secundarios se especifican en: Anexos (Planos de la máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio).

6.3.3.3 Análisis de elementos finitos en el eje secundario

La figura 31, muestra la geometría eje secundario exento de la aplicación de fuerzas externas.

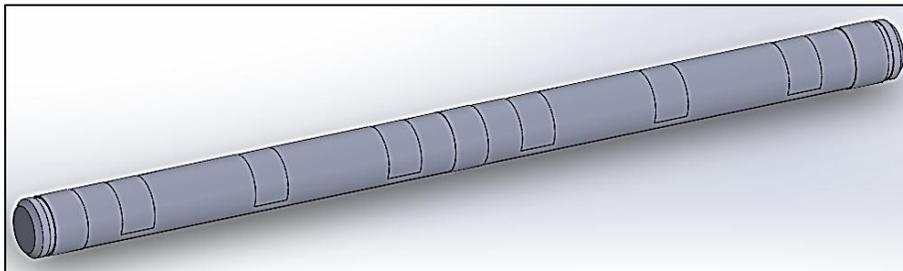


Figura 31. Eje secundario

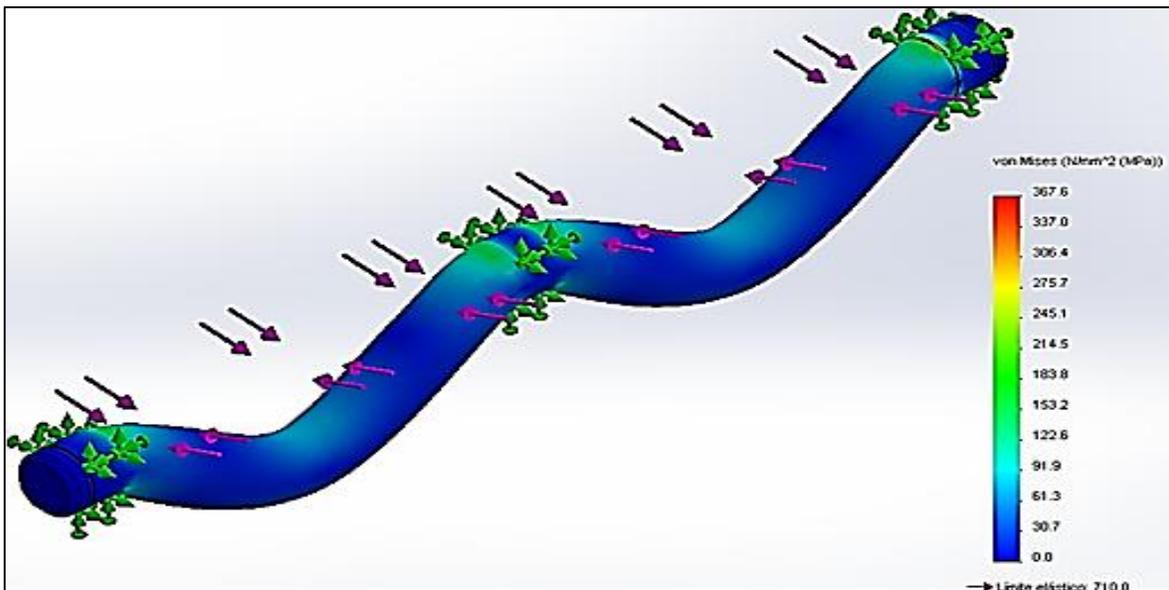


Figura 32. Tensión de Von Mises en el eje secundario

Para el análisis de elementos finitos del eje secundario se lo realizó en un Software de Diseño CAD, primeramente se empotran los apoyos (discos) y se aplica las fuerzas que están representadas por los martillos que se encuentran montados en este.

En la figura 32, se observa que el mayor esfuerzo de Von Mises que soporta el eje secundario es de 367,6 MPa siendo éste inferior al límite elástico del material (Acero AISI 4330) que es 710 MPa por lo que se concluye que las dimensiones del eje secundario brindan las garantías de calidad y resistencia en condiciones de funcionamiento.

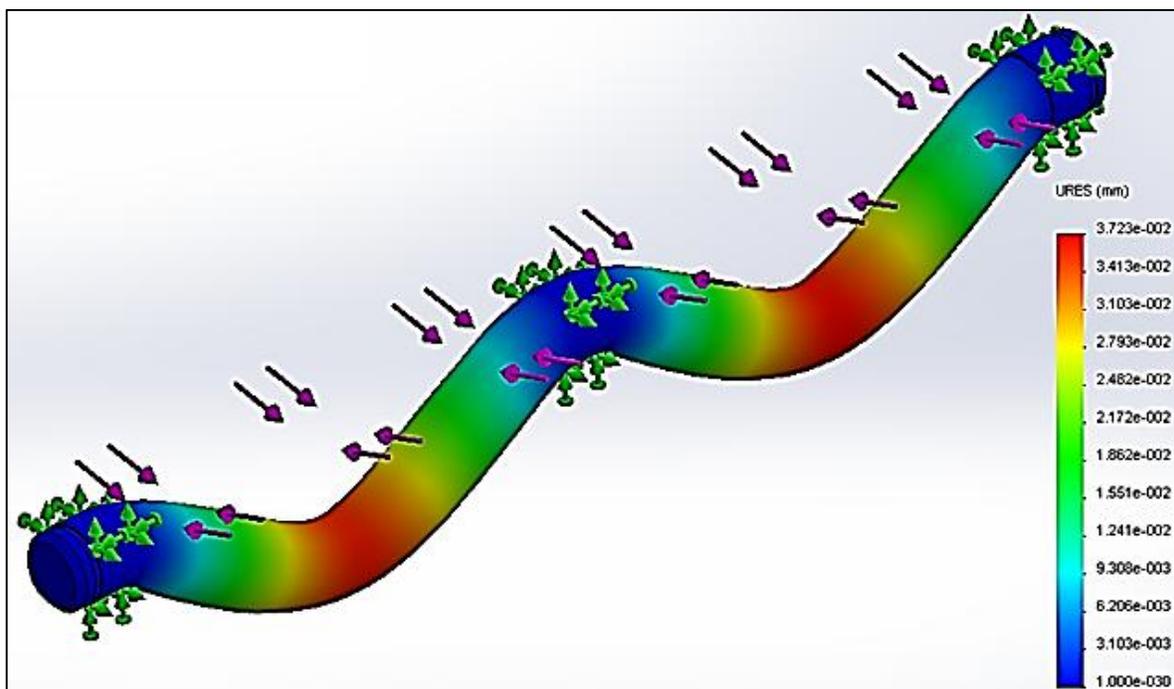


Figura 33. Desplazamientos en el eje secundario

En la figura 33, se muestra el análisis de desplazamientos en el eje secundario donde el máximo desplazamiento presente por acción de las fuerzas aplicadas es de $3,723 \times 10^{-2}$ mm que puede considerarse despreciable.

6.3.4 Diseño de los discos

La forma circular del disco porta ejes secundarios permite que en todo momento, la fuerza centrífuga sea radial colocando a los martillos en su posición de trabajo. El molino de martillos debe estar equilibrado y la distribución de los ejes secundarios debe ser tal que no

alteren el centro de gravedad del disco. Las fuerzas que actúan sobre los discos, son las reacciones de las fuerzas presentes en el eje secundario, puesto que los apoyos de los ejes secundarios son única y exclusivamente los discos. Para el diseño de los discos se asume un diámetro de 225mm, en función del radio de giro del molino de martillos y se procede al cálculo de su espesor.

Datos:

$$D_d = 225mm = 0,225m$$

$$X = 15,5mm = 0,0155m$$

- **Cálculo del esfuerzo cortante**

Para el cálculo del esfuerzo cortante se lo realiza utilizando la ecuación (20), donde el área (A_d) esta propensa a fallar o desgarrarse por la presencia el orificio donde irá alojado el eje secundario (figura 34) y se adopta un coeficiente de seguridad (N) igual a 2.

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

Para determinar el coeficiente de seguridad (N), se emplea la ecuación (22).

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

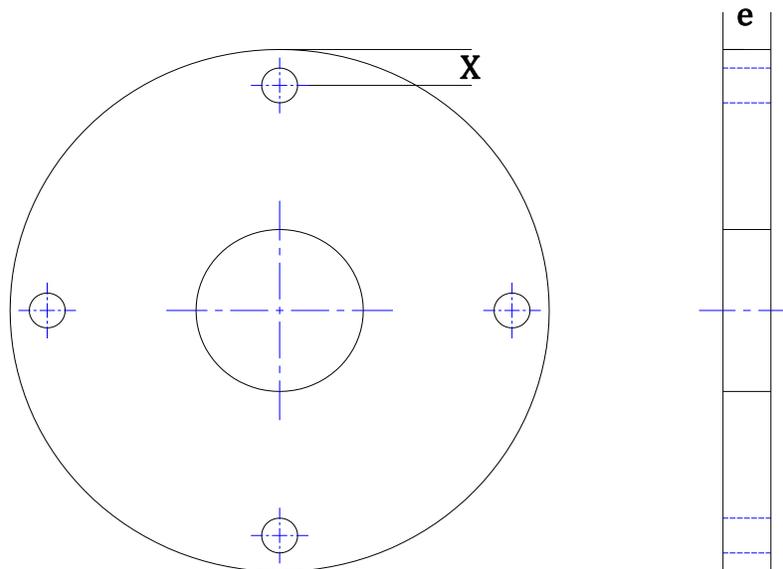


Figura 34. Esquema para análisis por desgarre o rotura del disco

Datos:

$$R_B = 11389,61N$$

$$X = 15,5mm = 0,0155m$$

$$e_d = 9mm = 0,009m$$

$$\sigma_y \text{ Acero SAE 1008} = 1200 \frac{Kg}{cm^2} = 177,72MPa \text{ (Tabla 20 ubicada en anexos)}$$

Por tanto:

$$A_d = e_d * X * 2$$

Reemplazando los datos en la ecuación (22) se tiene que:

$$N = \frac{\sigma_y}{2 * \left(\frac{R_B}{e_d * X * 2} \right)}$$

De donde:

$$e_d = \frac{R_B * N}{\sigma_y * X}$$

$$e_d = \frac{11389,61N * 2}{(177,72 * 10^6) * 0,0155m}$$

$$e_d = 8,27 * 10^{-3}m = 8,26mm$$

Con en el espesor calculado, se selecciona el acero SAE 1008 de 3/8'' (9mm), que se recomienda para su construcción.

La forma, material y dimensiones definitivas de los discos porta ejes secundarios se especifican en: Anexos (Planos de la máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio).

6.3.4.1 Análisis de elementos finitos del disco porta ejes secundarios

Para establecer si el disco de 22,5cm de diámetro y espesor de 9mm, soportará las fuerzas máximas a las que se encuentra sometido, se realizará el análisis de elementos finitos empleando un Software de Diseño CAD en el cual se determinará la tensión de Von Mises y los desplazamientos que se producen en las zonas críticas del disco porta ejes secundarios. La figura 35, muestra la geometría del disco porta ejes secundarios exento de la aplicación de fuerzas externas.

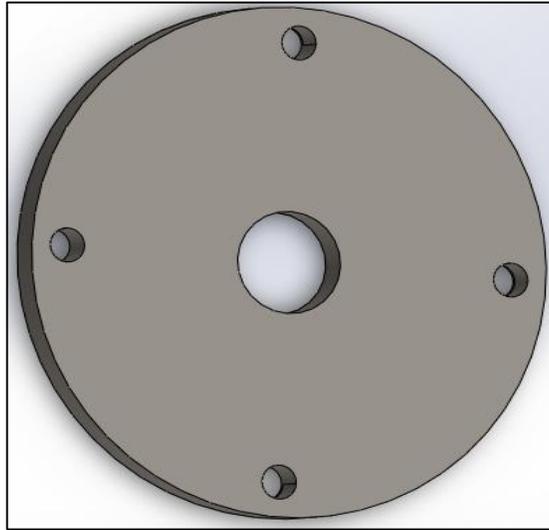


Figura 35. Disco porta ejes secundarios

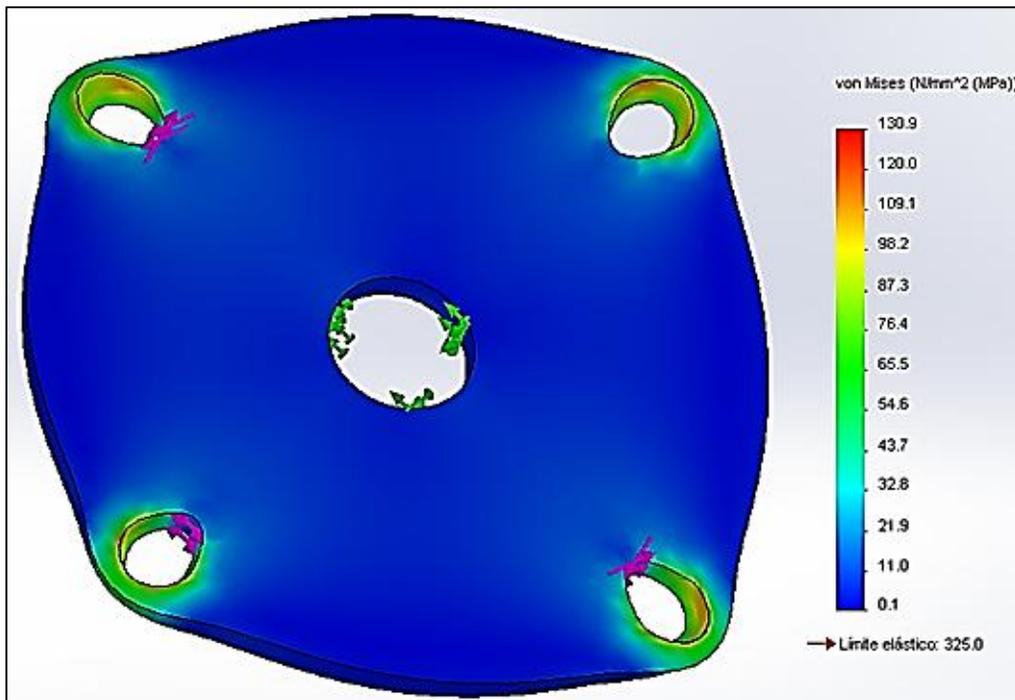


Figura 36. Tensión de Von Mises en el disco porta ejes secundarios

De acuerdo con los resultados obtenidos del análisis de elementos finitos del disco porta ejes secundarios que se presenta en las figuras 36, se ratifica las dimensiones preestablecidas de este, ya que la máxima tensión de Von Mises es de 130,9 MPa y es inferior al límite elástico del material que es de 325 MPa.

En la figura 36, se observa que las zonas más afectadas se localizan en los orificios, debido que en esta sección se localiza cada uno de los ejes secundarios y por medio de estos se transmiten las fuerzas al disco.

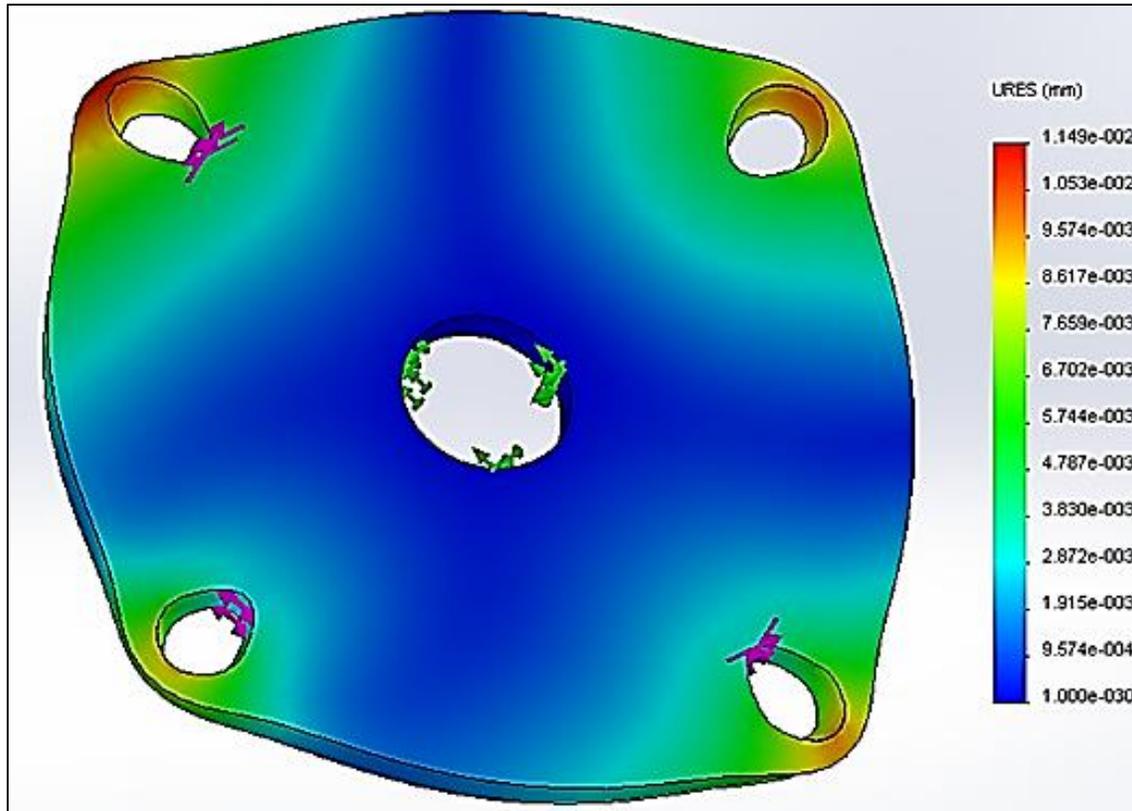


Figura 37. Desplazamientos en el disco porta ejes secundarios

Según la figura 37, por la presencia de las fuerzas aplicadas en el disco porta ejes secundarios se generan ciertos desplazamientos en el elemento en análisis, por lo que el máximo desplazamiento es de $1,149 \times 10^{-2}$ mm que se puede considerar prácticamente despreciable.

6.3.5 Cálculo de la transmisión por bandas en V

- **Potencia de servicio (P_s)**

Es la potencia necesaria para el funcionamiento de la máquina en óptimas condiciones de funcionamiento: ya calculada de:

$$P_s = 3,07hp = 2,29KW$$

- **Potencia de a transmitir (P_e)**

Es la potencia de servicio entre la eficiencia del sistema de transmisión por correas, en el caso de las bandas en V este valor está de 70% al 96%, por razones de cálculo se adopta un valor del 90% de eficiencia y está dada por la ecuación (54).

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

Por lo tanto:

$$P_e = \frac{3,07}{0,9}$$

$$P_e = 3,41hp = 2,54KW$$

- **Potencia de diseño (P_d)**

Es la potencia utilizada para el cálculo de la transmisión por bandas en V, pero considerando el factor de servicio (F_s), para una maquinaria impulsada con características del par de torsión normal y está dada por la ecuación (55).

$$P_d = P_e * F_s$$

Dónde:

$$F_s = 1,4 \text{ (Tabla 22 de anexos)}$$

Por lo tanto:

$$P_d = 3,41hp * 1,4$$

$$P_d = 4,77hp = 3,56KW$$

Con esta información se selecciona un motor marca Weg (tabla 23 de anexos), que se comercializa en nuestro medio, que tiene las siguientes características:

- **Selección del motor. Motor monofásico marca Weg**

- ✓ Potencia 5hp o 3,7KW.
- ✓ Tensión de 110/220 V.
- ✓ 3000 rpm.
- ✓ Eficiencia del 82,5%.

- Selección del perfil de la correa
- Cálculo de la relación de transferencia de movimiento (i_t)

Para calcular la relación de transferencia de movimiento o relación de transmisión total del sistema (figura 38), se la obtiene a partir de la expresión:

$$i_t = \frac{n_c}{n_v}$$

$$i_t = \frac{3000 \text{ rpm}}{3036 \text{ rpm}} = 0,99$$

$$i_t = 0,99$$

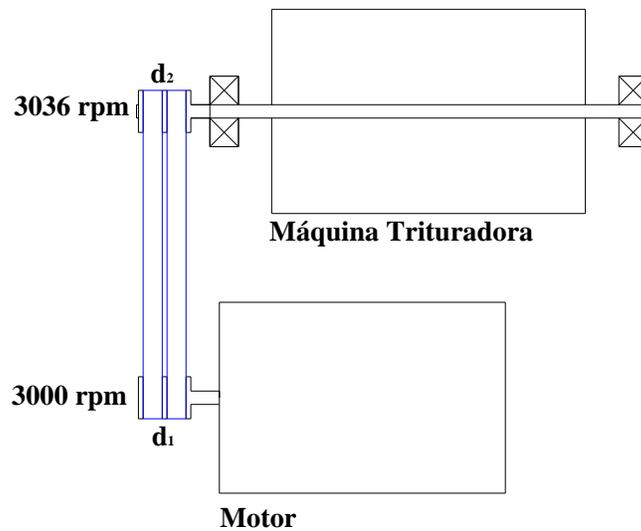


Figura 38. Esquema relación de transferencia de movimiento

- Geometría y cálculo de las transmisiones

Tomando en consideración la potencia de diseño y la velocidad de giro de la máquina trituradora (tabla 24 de anexos), el tipo de sección de la correa requerida para la transmisión es una correa de tipo A.

Una vez seleccionado el tipo de correa a utilizar se procede al cálculo de los diámetros de las poleas conductora y conducida del sistema de transmisión.

- **Cálculo del diámetro de las poleas**

Para el tipo de correa A el diámetro mínimo es de 3 pulgadas, por lo que se opta por un diámetro de 5 pulgadas para la polea conducida y se procede al cálculo correspondiente del diámetro de la polea conductora.

- **Diámetro de la polea conducida (d_2)**

$$d_2 = 5 \text{ pulg} = 0,127m$$

- **Diámetro de la polea conductora (d_1)**

Empleando la definición de relación de transmisión el diámetro de la polea conductora será:

$$n_1 * d_1 = n_2 * d_2$$

$$d_1 = \frac{n_2 * d_2}{n_1}$$

$$d_1 = \frac{3036rpm * 5pulg}{3000rpm}$$

$$d_1 = 5,06pulg = 0,129m$$

- **Distancia entre centros de las poleas**

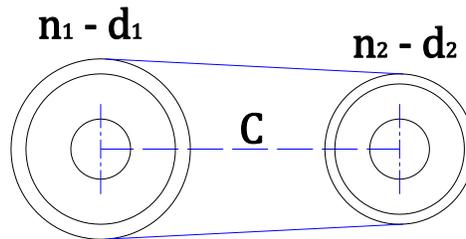


Figura 39. Distancia entre centro de las poleas

La figura 39, muestra la distancia entre centros de las poleas (C), que suele estar establecida en la transmisión que debe calcularse, no obstante puede que en algunos casos este dato no esté decidido, quedando a criterio calcular esta distancia empleando la ecuación (60).

$$C \geq \frac{(i + 1) * d_1}{2} + d_2$$

$$C \geq \frac{(0,99 + 1) * 5,06 \text{ pulg}}{2} + 5pulg$$

$$C \geq 10,3 \text{ pulg} = 0,262\text{m}$$

Tomando en consideración las dimensiones del radio de giro de la máquina trituradora y las dimensiones del motor se establece una distancia entre ejes (C) de 18,15 pulgadas (0,461m), dato que se utilizará para el diseño y cálculos pertinentes de la relación de transmisión.

- **Cálculo de la longitud de la correa y sus ángulos correspondientes**
- **Ángulo de abrazamiento (θ)**

Se lo calcula empleando la ecuación (58) y se obtiene:

$$\theta = \sin^{-1} \frac{d_2 - d_1}{2C}$$

$$\theta = \sin^{-1} \frac{5 \text{ pulg} - 5,06 \text{ pulg}}{2 \times 18,15 \text{ pulg}}$$

$$\theta = -0,0947$$

De la misma manera se calcula los ángulos que actúan entre las bandas y las poleas a una distancia entre centros ya definida anteriormente.

- **Ángulo de contacto**

El ángulo de contacto está constituido por el arco efectivo a través del que se transmite la potencia, y el arco inactivo (figura 40).

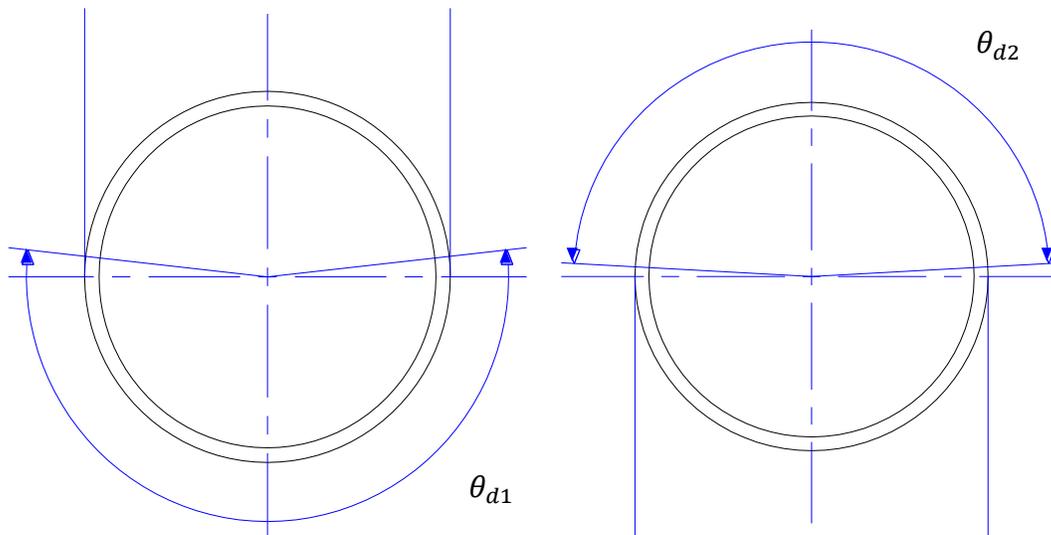


Figura 40. Arcos de contacto de las poleas

Los ángulos de contacto de la polea conductora y de la polea conducida se calculan con las ecuaciones (56) y ecuación (57) respectivamente.

- **Polea conductora:**

$$\theta_{d1} = \pi - 2 * \sin^{-1} \frac{d_2 - d_1}{2 * C}$$

$$\theta_{d1} = \pi - 2 * \sin^{-1} \frac{5pulg - 5,06 pulg}{2 * 18,15pulg}$$

$$\theta_{d1} = 183,33^\circ$$

- **Polea conducida:**

$$\theta_{d2} = \pi + 2 * \sin^{-1} \frac{d_2 - d_1}{2 * C}$$

$$\theta_{d2} = \pi + 2 * \sin^{-1} \frac{5pulg - 5,06 pulg}{2 * 18,15pulg}$$

$$\theta_{d2} = 177,05^\circ$$

- **Longitud de paso de la correa (L_p)**

Se la calcula empleando la ecuación (60) y se obtiene que:

$$L_p = 2 * C + \frac{\pi * (d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4 * C}$$

$$L_p = 2 * 18,15pulg + \frac{\pi * (5pulg + 5,06pulg)}{2} + \frac{(5pulg - 5,06pulg)^2}{4 * 18,15pulg}$$

$$L_p = 52,1pulg = 1,32m$$

Para cualquier sección de banda dada, la longitud de paso (L_p) se obtiene sumando una cantidad a la circunferencia interior (tabla 25 y tabla 26). Por lo tanto con la longitud de paso, se procede a calcular la longitud de la correa para posteriormente seleccionar el tipo de correa necesaria. Los cálculos implicados en la longitud de la banda se basan en la longitud de paso (L_p), donde la distancia a sumar para una correa de sección A es de 1,3 (tabla 26).

$$L_p = L + 1,3$$

$$L = L_p - 1,3$$

$$L = 52,1\text{pulg} - 1,3\text{pulg}$$

$$L = 50,8\text{pulg} = 1,29\text{m}$$

Con el dato calculado de la longitud de la correa (L), se selecciona el tipo de correa ha utilizar siendo esta una correa A51 (tabla 25 ubicada en anexos).

- **Cálculo de la velocidad periférica de la transmisión**

La velocidad de operación de los molinos, se refiere generalmente a su velocidad periférica que expresada en metros por minuto o (pies/min), es la velocidad de rotación de cualquier punto del círculo descrito por el diámetro interior de las poleas.

$$v = \frac{\pi * n_1 * d_1}{60}$$

$$v = \frac{\pi * 3000\text{rpm} * 0,129\text{m}}{60}$$

$$v = 20 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- **Cálculo de la velocidad angular de la transmisión**

$$\omega = \frac{2\pi * n_1}{60}$$

$$\omega = \frac{2\pi * 3000\text{rpm}}{60}$$

$$\omega = 314,16 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

- **Cálculo de las tensiones y fuerzas**

- **Potencia transmitida por banda (H_a)**

Para calcular la potencia que puede transmitir cada banda se utiliza la ecuación (61).

$$H_a = k_1 * k_2 * H_{tab}$$

- **Cálculo de k_1**

Para un tipo de banda A51, que tiene un ángulo de contacto (θ_{d1}) aproximado de 180° el factor de corrección del ángulo de cobertura (tabla 27 de anexos) es:

$$k_1 = 0,75$$

- **Cálculo de k_2**

Para un tipo de banda A51, el factor de corrección de la longitud (tabla 28 de anexos) de la banda es:

$$k_2 = 0,95$$

- **Cálculo H_{tab}**

Para este cálculo se emplea la velocidad periférica de la transmisión (v) pero considerada en unidades de $\left(\frac{pies}{min}\right)$, por lo tanto:

$$v = 20 \frac{m}{s} = 3937 \frac{pies}{min}$$

Interpolando (tabla 30 de anexos) se obtiene que:

3000	2,64
3937	H_{tab}
4000	2,96

$$H_{tab} = 2,96 - 0,02016$$

$$H_{tab} = 2,94hp = 2,21KW$$

Reemplazando valores en ecuación (61), para la potencia permitida por banda se obtiene:

$$H_a = 0,75 * 0,95 * 2,94hp$$

$$H_a = 2,09hp = 1,56KW$$

Con el dato de la potencia que puede transmitir cada banda, se procede al cálculo del número de bandas necesarias para el sistema de transmisión.

- **Cálculo del número de bandas (N_b)**

Para el cálculo del número de bandas necesarias para el sistema de transmisión de potencia se utiliza la ecuación (62).

$$N_b \geq \frac{P_d}{H_a}$$

$$N_b \geq \frac{5hp}{2,09hp}$$

$$N_b \geq 2,39 \text{ bandas}$$

Con el cálculo realizado para determinar el número de bandas (N_b), se determina que la cantidad de bandas necesarias para asegurar la transmisión de potencia desde el eje del motor al árbol de transmisión de la máquina será de:

$$N_b = 3 \text{ bandas}$$

- **Cálculo de la tensión centrífuga (F_c)**

La tensión centrífuga (F_c) está dada por la ecuación (63).

$$F_c = k_c * \left(\frac{V}{1000} \right)^2$$

El valor de (k_c) para bandas de sección A, se obtiene de la tabla 29 de anexos:

$$k_c = 0,561$$

Dónde:

$$V = v = 20 \frac{m}{s}$$

Reemplazando datos en la ecuación (63) de la tensión centrífuga se tiene que:

$$F_c = 0,561 * \left(\frac{20 \frac{m}{s}}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 2,24 * 10^{-4} N = 9,98 * 10^{-4} lbf$$

La potencia que se transmite por banda se basa en la ecuación (64) y la ecuación (64.1):

$$\Delta F = F_1 - F_2$$

Dónde:

$$\Delta F = \frac{63025 * \left(\frac{Pd}{Nb}\right)}{n * \left(\frac{d}{2}\right)}$$

$$\Delta F = \frac{63025 * \left(\frac{5 \text{ hp}}{3}\right)}{3036 \text{ rpm} * \left(\frac{5,06 \text{ pulg}}{2}\right)}$$

$$\Delta F = 13,68 \text{ lbf} = 60,85 \text{ N}$$

- **Cálculo de las fuerzas de la correa**

$$\phi = \alpha = 183,33^\circ = 3,2 \text{ rad}$$

$$\exp(f\phi) = \exp(0,8 * \phi)$$

$$\exp(f\phi) = \exp(0,8 * 3,2 \text{ rad})$$

$$\exp(f\phi) = 6,96$$

Entonces la tensión mayor (F_1) está dada por la ecuación (65).

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F * \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1}$$

$$F_1 = 9,98 * 10^{-4} \text{ lbf} + \frac{13,68 \text{ lbf} * 6,96}{6,96 - 1}$$

$$F_1 = 15,98 \text{ lbf} = 71,08 \text{ N}$$

De la definición de ΔF , la tensión menor (F_2), se obtiene mediante la ecuación (64).

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

$$F_2 = 15,98 \text{ lbf} - 13,68 \text{ lbf}$$

$$F_2 = 2,3 \text{ lbf} = 10,23 \text{ N}$$

- **Cálculo de la tensión inicial (F_i)**

Para el cálculo de la tensión inicial (F_i) se emplea la ecuación (66).

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$$

$$F_i = \frac{15,98\text{ lbf} + 2,3\text{ lbf}}{2} - (9,98 * 10^{-4} \text{ lbf})$$

$$F_i = 9,14\text{ lbf} = 40,65\text{ N}$$

Para el cálculo de las tensiones que se presentan en las bandas (figura 41) del sistema de transmisión de potencia, se precisa el valor de (k_b), que se lo obtiene de la tabla 29 ubicada en anexos, de acuerdo al tipo de sección de la banda en V que para nuestro caso es una banda de sección A por lo tanto:

$$k_b = 220$$

Las tensiones en las bandas vienen dadas por las ecuaciones (69) y (70) por tanto:

$$T_1 = F_1 + \frac{K_b}{d_1}$$

$$T_1 = 15,98\text{ lbf} + \frac{220}{5,06\text{ pulg}}$$

$$T_1 = 59,46\text{ lbf} = 264,48\text{ N}$$

$$T_2 = F_2 + \frac{K_b}{d_2}$$

$$T_2 = 2,31\text{ lbf} + \frac{220}{5\text{ pulg}}$$

$$T_2 = 46,31\text{ lbf} = 205,99\text{ N}$$

Para el cálculo de las proyecciones de las tensiones (T'_1), (T'_2) y (T_T) se emplean las ecuaciones (71), (72) y (73) respectivamente.

Dónde:

$$\theta = -0,0947$$

Por lo tanto, se tiene que:

$$T'_1 = T_1 * \cos\theta$$

$$T'_1 = 59,46 * \cos(-0,0947)$$

$$T'_1 = 59,46\text{ lbf} = 264,48\text{ N}$$

$$T'_2 = T_2 * \cos\theta$$

$$T_2' = 46,31\text{ lbf} * \cos(-0,0947)$$

$$T_2' = 46,31\text{ lbf} = 205,99\text{ N}$$

$$T_T = T_1' + T_2'$$

$$T_T = 59,46\text{ lbf} + 46,31\text{ lbf}$$

$$T_T = 102,77\text{ lbf} = 457,12\text{ N}$$

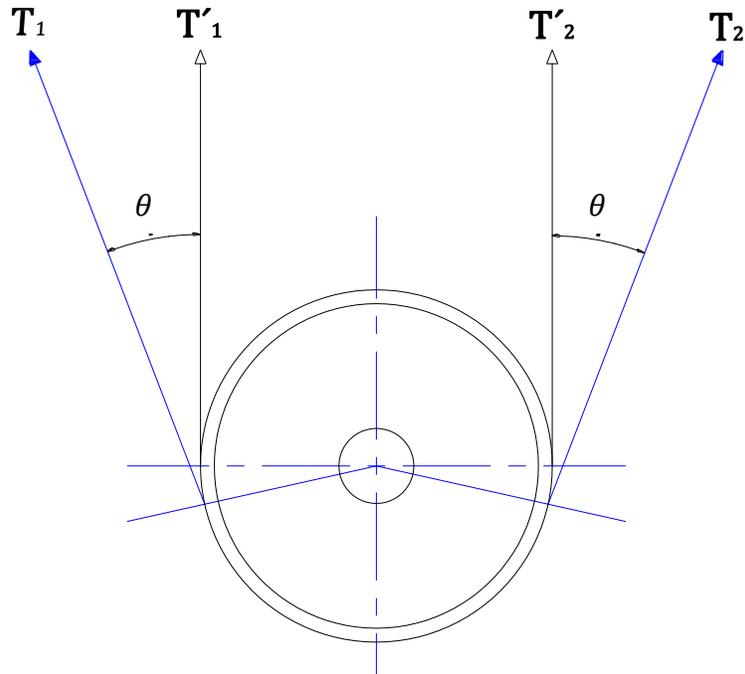


Figura 41. Esquema de tensiones presentes en las bandas

6.3.6 Diseño del árbol de transmisión de potencia

Dimensionamiento del árbol de transmisión

Para este cálculo es necesario conocer la posición en la que irán dispuestos tanto el eje del motor como el eje de la máquina trituradora (figura 43), para determinar la incidencia de las diferentes reacciones presentes en el árbol de transmisión.

$$\text{Sen}\theta = \frac{0,138\text{ mm}}{0,461\text{ mm}}$$

$$\theta = 17,42^\circ$$

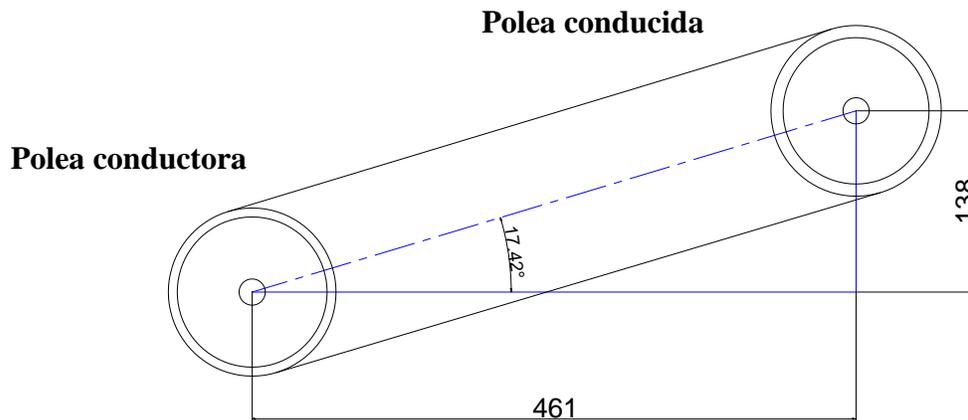


Figura 43. Disposición de los centros de las poleas

6.3.6.1 Análisis de las fuerzas presentes en el sistema de trituración

La fuerza resistente (F_r) presente entre la criba y los martillos, es resultado del impacto entre el material acumulado en el fondo de la criba y los martillos. El valor del coeficiente de rozamiento se lo adopta tomando en consideración que durante el cálculo de la potencia de la máquina trituradora se estableció un rendimiento mecánico del 81% y unas pérdidas por rozamiento (frotamiento) del 19%, por lo tanto:

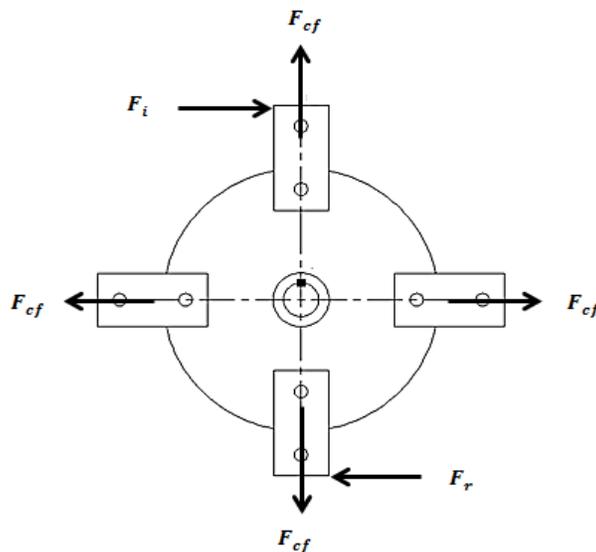


Figura 44. Análisis de las fuerzas del molino de martillos

En la figura 44, se puede apreciar que las fuerzas centrífugas se eliminan y la fuerza resistente (F_r), estará dada por:

$$F_r = F_i * \mu$$

Donde:

$$\mu = 0,19$$

$$F_i = 72,10N$$

Por lo tanto:

$$F_r = F_i * 0,19$$

$$F_r = 72,10N * 0,19$$

$$F_r = 13,7N$$

Por lo tanto la fuerza (F) provocada por el impacto de los martillos con las botellas de vidrio durante la trituración será de:

$$F = (F_i - F_r) * N^{\circ}_{martillos \times hilera}$$

$$F = (72,10N - 13,7N) * 6$$

$$F = 350,4N$$

6.3.6.2 Cálculo del eje a la fatiga

- **Análisis en el eje X**

En la figura 45, se representa las fuerzas presentes en el árbol de transmisión de potencia en el eje X.

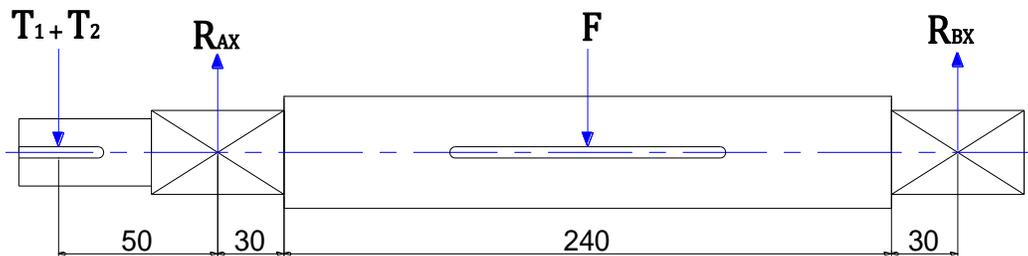


Figura 45. Diagrama de fuerzas en eje X

$$\sum F_x = 0$$

$$-F - (T_1 + T_2) * \cos\theta + R_{Ax} + R_{Bx} = 0$$

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

$$0,05m * R_{Ax} - 0,2m * F + 0,35m * R_{Bx} = 0$$

- Eje Y

En la figura 46, se representa las fuerzas presentes en el árbol de transmisión de potencia en el eje Y.

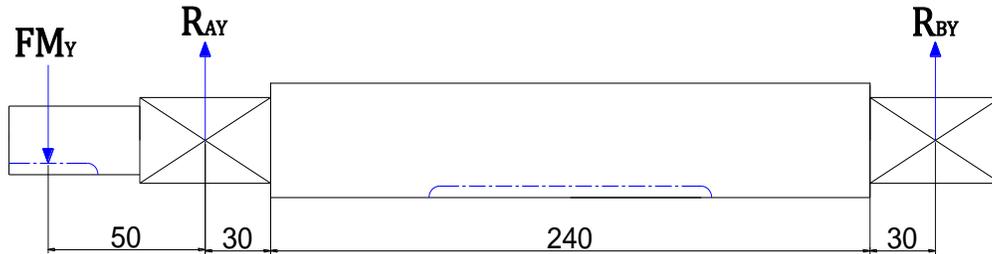


Figura 46. Diagrama de fuerzas en eje Y

$$\sum F_y = 0$$

$$(T_1 + T_2) * \text{Sen}\theta + R_{Ay} + R_{By} = 0$$

$$\sum My_A = 0$$

$$0,05m * R_{Ay} + 0,35m * R_{By} = 0$$

Solución del sistema de ecuaciones:

$$R_{Ax} + R_{Bx} = (457,12N * \text{Cos}17,42^\circ) + 350,4N$$

$$R_{Ax} + R_{Bx} = 786,56N$$

$$0,05m * R_{Ax} + 0,35m * R_{Bx} = 0,2m * F$$

$$0,05m * R_{Ax} + 0,35m * R_{Bx} = 0,2m * 350,4N$$

$$0,05m * R_{Ax} + 0,35m * R_{Bx} = 70,08N$$

$$R_{Bx} = \frac{70,08N - 0,05m * R_{Ax}}{0,35m}$$

Por tanto:

$$R_{Ax} + \frac{70,08N - 0,05m * R_{Ax}}{0,35m} = 786,56N$$

$$R_{Ax} = \frac{(786,56N * 0,35m) - 70,08N}{0,35m - 0,05m}$$

$$R_{Ax} = 684,07N$$

$$R_{Bx} = \frac{70,08N - (0,05m * 684,07N)}{0,35m}$$

$$R_{Bx} = 102,5N$$

$$R_{Ay} + R_{By} = -(T_1 + T_2) * \text{Sen}\theta$$

$$R_{Ay} + R_{By} = -350,4N * \text{Sen}17,42^\circ$$

$$R_{Ay} + R_{By} = -136,77N$$

$$0,05m * R_{Ay} + 0,35m * R_{By} = 0$$

$$R_{By} = -\frac{0,05m * R_{Ay}}{0,35m}$$

$$R_{Ay} - \frac{0,05m * R_{Ay}}{0,35m} = -136,77N$$

$$R_{Ay} = \frac{(-136,77N * 0,35m)}{0,35m - 0,05m}$$

$$R_{Ay} = -159,57N$$

$$R_{By} = -\frac{0,05m * (-159,57N)}{0,35m}$$

$$R_{By} = 22,8N$$

6.3.6.3 Análisis estático del árbol de transmisión

- Diagramas de cortante y momentos

- Eje X (figura 47)

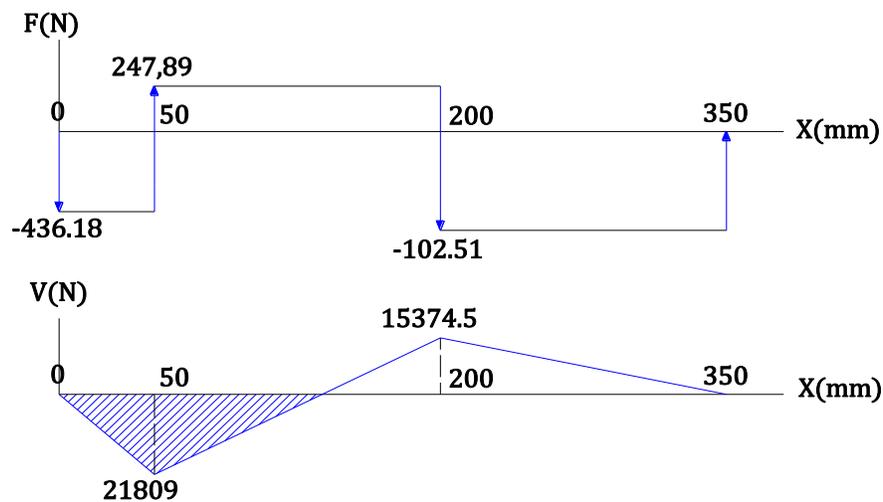


Figura 47. Diagramas de cortante y momentos en eje X

- **Diagramas de cortante y momentos.**

- **Eje Y (figura 48)**

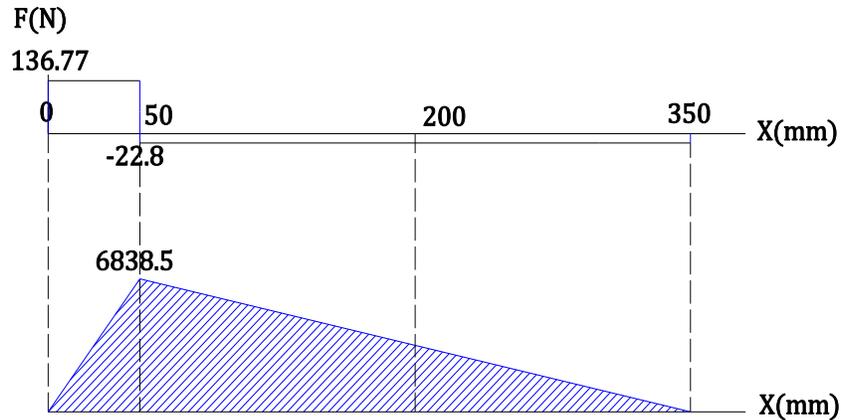


Figura 48. Diagramas de cortante y momentos en el eje Y

- **Cálculo del momento flector resultante**

Para este cálculo se obtienen los datos de los diagramas de momentos tanto en eje X como en eje Y, por lo tanto el momento flector resultante (M_{fr}) será:

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

$$M_{fr} = \sqrt{\left(21809Nmm * \frac{1m}{1000mm}\right)^2 + \left(6838.5Nmm * \frac{1m}{1000mm}\right)^2}$$

$$M_{fr} = 22,86Nm$$

- **Cálculo del momento torsor del motor (M_t)**

$$M_t = \frac{p_d}{\omega_v}$$

$$M_t = \frac{5hp * \frac{745,7W}{1hp}}{314,16 \frac{rad}{s}}$$

$$M_t = 11,87Nm$$

6.3.6.4 Cálculo del diámetro del árbol de transmisión de potencia

Para la construcción del árbol de transmisión se recomienda la utilización de un acero de transmisión SAE 1020, que tiene un coeficiente de esfuerzo admisible (σ_{adm}) tomado de la tabla 32 ubicada en anexos, de 207MPa.

Consideración:

$$[\sigma_{adm}] \geq \sigma_d * N$$

Se considera un factor de seguridad mínimo (N) de 2.

Por lo tanto:

$$\sigma_d = \frac{[\sigma_{adm}]}{N}$$

$$\sigma_d = \frac{207MPa}{2}$$

$$\sigma_d = 103,5MPa$$

Para el cálculo del diámetro del árbol de transmisión se tiene que considerar que este se encuentra bajo la influencia de esfuerzos combinados por lo que su diámetro se calculó con la siguiente expresión:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * \sigma_d} * \sqrt{M_t^2 + M_{fr}^2}}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * \left(103,5 * 10^6 \frac{N}{m^2}\right)} * \sqrt{(11,87Nm)^2 + (22,86Nm)^2}}$$

$$D \geq 0,014m$$

De los cálculos obtenidos para el árbol de transmisión, se determina que el diámetro mínimo (D) será de 14mm, tomando en cuenta esta consideración se recomienda para su construcción un acero SAE 1020 con un diámetro de 15mm.

6.3.6.5 Verificación del árbol de transmisión de potencia a la fatiga por flexión

Consideraciones iniciales:

- Cambio de sección.

- Chavetero.
- Ajuste por inferencia con la polea.

El material recomendado será un acero SAE 1020 que tiene un límite a la fatiga de 189,3MPa, obtenido de la tabla 32 de anexos.

El esfuerzo a la flexión ($\sigma_{flexión}$), se calcula con la ecuación (34).

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_{fr} * D}{2 * I}$$

Para el cálculo de la inercia (I), se emplea la ecuación (35).

$$I = \frac{\pi * D^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi * (0,015m)^4}{64}$$

$$I = 2,49 * 10^{-9}m^4$$

Reemplazando los datos obtenidos en la ecuación (34), se tiene que:

$$\sigma_{flexión} = \frac{22,86Nm * 0,015m}{2 * (2,49 * 10^{-9}m^4)}$$

$$\sigma_{flexión} = 68,86MPa$$

- **Calculo de los esfuerzos**
- **Esfuerzo máximo ($\sigma_{máx}$)**

$$\sigma_{máx} = \sigma_{flexión} = 68,86MPa$$

- **Esfuerzo mínimo (σ_{min})**

$$\sigma_{min} = -\sigma_{máx}$$

$$\sigma_{min} = -68,86MPa$$

- **Esfuerzo medio (σ_{med})**

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_{med} = \frac{68,86MPa - 68,86MPa}{2}$$

$$\sigma_{med} = 0$$

- **Esfuerzo de amplitud (σ_a)**

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{68,86MPa - (-68,86MPa)}{2}$$

$$\sigma_a = 68,86MPa$$

- **Cálculo del esfuerzo a la fatiga totalmente corregido ($\sigma_{(e)}$)**

El esfuerzo a la fatiga totalmente corregido se calcula en función del coeficiente de confiabilidad (C_c), coeficiente de escala (C_e), coeficiente de acabado superficial (C_{as}) y el esfuerzo a la fatiga ($\sigma_{(-)}$), para ello se emplea la ecuación (28).

$$\sigma_{(e)} = \frac{\varepsilon_c * \varepsilon_e * \varepsilon_s * \sigma_{(-)}}{K_{ft}}$$

Para el coeficiente efectivo de concentración de tensiones (K_{ft}), debido al ajuste con la polea, la chaveta, por el cambio de sección, etc; y, se calcula con la expresión:

$$K_{ft} = K_{fp} * K_{fch} * K_f$$

- **Coficiente de confiabilidad (ε_c)**

Para una confiabilidad del 90% de la tabla 31 de anexos, se obtiene el valor de (DMF) que es necesario para calcular el coeficiente de confiabilidad:

$$DMF = 1,28$$

$$\varepsilon_c = 1 - 0,08 * DMF$$

$$\varepsilon_c = 1 - (0,08 * 1,28)$$

$$\varepsilon_c = 0,897$$

- **Coficiente de escala (ε_e)**

Según el autor Alan Deutschman para ejes de diámetros entre 12 y 51mm, el coeficiente de escala es:

$$\varepsilon_e = 0,85$$

- **Coefficiente de acabado superficial (ε_{as})**

Para un acabado mecanizado el valor del coeficiente de acabado superficial es:

$$\varepsilon_{as} = 0,92$$

- **Esfuerzo a la fatiga ($\sigma_{(-)}$)**

Para el acero SAE 1020, la resistencia última a la tracción, de la tabla 32 de anexos.

$$\sigma_{(-)} = 379MPa$$

Se aplica un criterio de factor de seguridad (N) de 2, para calcular el esfuerzo de diseño y se obtiene que:

$$[\sigma_{(-)}] \geq \sigma_{(-)d} * N$$

$$\sigma_{(-)d} = \frac{\sigma_{(-)}}{N}$$

$$\sigma_{(-)d} = \frac{379MPa}{2}$$

$$\sigma_{(-)d} = 189,5MPa$$

- **Relación de entalladura (R_d)**

Es relación de diámetros debido al cambio de sección (figura 49).

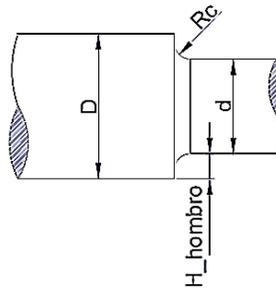


Figura 49. Relación de entalladura

La relación de diámetros debido al cambio de sección se calcula con la ecuación (44).

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

$$R_d = \frac{19mm}{15mm}$$

$$R_d = 1,27$$

- **Radio de entalladura (R_{ent})**

$$R_{ent} = 0,15 \text{ (Figura 57 de anexos)}$$

- **Ajuste de la polea**

$$K_{fp} = 1,9$$

Por existencia de la chaveta (flexión)

$$K_{fch} = 1,6$$

$$K_t = 1,5$$

- **Coefficiente de sensibilidad del material (q)**

Se la calcula con la ecuación (43) y se obtiene que:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{R_{c_{eje}}}}$$

Dónde:

$\alpha = 0,01$ (Para aceros recocidos o normales)

$$R_{c_{eje}} = \frac{D - d}{2}$$

$$R_{c_{eje}} = \frac{19\text{mm} - 15\text{mm}}{2}$$

$$R_{c_{eje}} = 2\text{mm}$$

Por tanto:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0,01}{2\text{mm}}}$$

$$q = 0,995$$

- **Cambio de sección**

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + [0,995 * (1,5 - 1)]$$

$$K_f = 1,5$$

- **Cálculo del coeficiente de concentradores de esfuerzos (K_{ft})**

$$K_{ft} = K_{fp} * K_{fch} * K_f$$

$$K_{ft} = 1,9 * 1,6 * 1,5$$

$$K_{ft} = 4,56$$

- **Cálculo del esfuerzo a la fatiga totalmente corregida ($\sigma_{(e)}$)**

Reemplazando los datos en la ecuación (28) se obtiene:

$$\sigma_{(e)} = \frac{\varepsilon_c * \varepsilon_e * \varepsilon_s * \sigma_{(-)}}{K_{ft}}$$

$$\sigma_{(e)} = \frac{0,897 * 0,85 * 0,92 * (189,5MPa)}{4,56}$$

$$\sigma_{(e)} = 29,25MPa$$

6.3.6.6 Método de Goodman a la fatiga. Cálculo del coeficiente de seguridad (N)

$$N = \frac{1}{\frac{\sigma_{med}}{\sigma_{ced}} + \frac{\sigma_a}{\sigma_{(e)}}}$$

$$N = \frac{1}{\frac{0}{\sigma_{ced}} + \frac{68,68MPa}{29,15MPa}}$$

$$N = 0,42$$

Con el coeficiente de seguridad calculado (N), se concluye que el eje soporta los esfuerzos estáticamente pero a la fatiga no se asegura su funcionamiento durante los largos periodos de trabajo, por tal razón es necesario modificar el diámetro mínimo del eje hasta lograr un coeficiente de seguridad (N) de 2 que es un valor aceptable.

6.3.6.7 Recalculo del diámetro mínimo para el árbol de transmisión de potencia

Para este caso se establece un coeficiente de seguridad (N) de 2.

Por lo tanto con la ecuación (22), tomando en cuenta el coeficiente de seguridad y el esfuerzo a la fatiga totalmente corregido $\sigma_{(e)}$, se calcula el esfuerzo admisible (σ_{adm}) para recalcular el diámetro del árbol de transmisión.

$$N = \frac{\sigma_{(e)}}{\sigma_{adm}}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{(e)}}{N}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{29,15MPa}{2}$$

$$\sigma_{adm} = 14,58MPa$$

El esfuerzo admisible de diseño será igual al esfuerzo por flexión que se calcula empleando la ecuación (34).

$$\sigma_{adm} = \sigma_{flexión} = \frac{M_{fr} * D}{2 * I}$$

La fórmula de la inercia del árbol de transmisión está dada por la ecuación (35).

$$I = \frac{\pi * D^4}{64}$$

Reemplazando la ecuación (35) en la ecuación (34) y se despeja el nuevo diámetro del eje a recalcular.

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{fr} * D}{2 * \left(\frac{\pi * D^4}{64}\right)}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * M_{fr}}{\pi * \sigma_{adm}}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * 22,86Nm}{\pi * \left(14,58 * 10^6 \frac{N}{m^2}\right)}}$$

$$D = 0,037m = 37mm$$

Con el nuevo cálculo realizado se logró determinar, el nuevo diámetro mínimo que debe tener el árbol de transmisión de potencia de la máquina trituradora.

Tomando en consideración el rodamiento para el acople con el árbol de transmisión de potencia de la máquina trituradora, se opta por un diámetro de $1\frac{1}{2}$ " (38,1mm) al que se la aplicará un cambio de sección a $1\frac{3}{5}$ " (40mm) y posteriormente a una sección de $1\frac{3}{4}$ " (45mm) recomendando un acero SAE 1020 para su construcción.

La forma, material y dimensiones definitivas del árbol de transmisión de potencia se especifican en: Anexos (Planos de la máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio).

6.3.6.7.1 Análisis de elementos finitos del árbol de transmisión de potencia

La figura 50, muestra la geometría del árbol de transmisión de potencia exento de la aplicación de fuerzas externas.

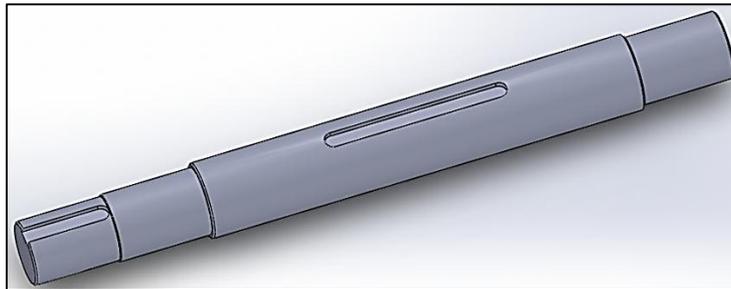


Figura 50. Árbol de transmisión de potencia

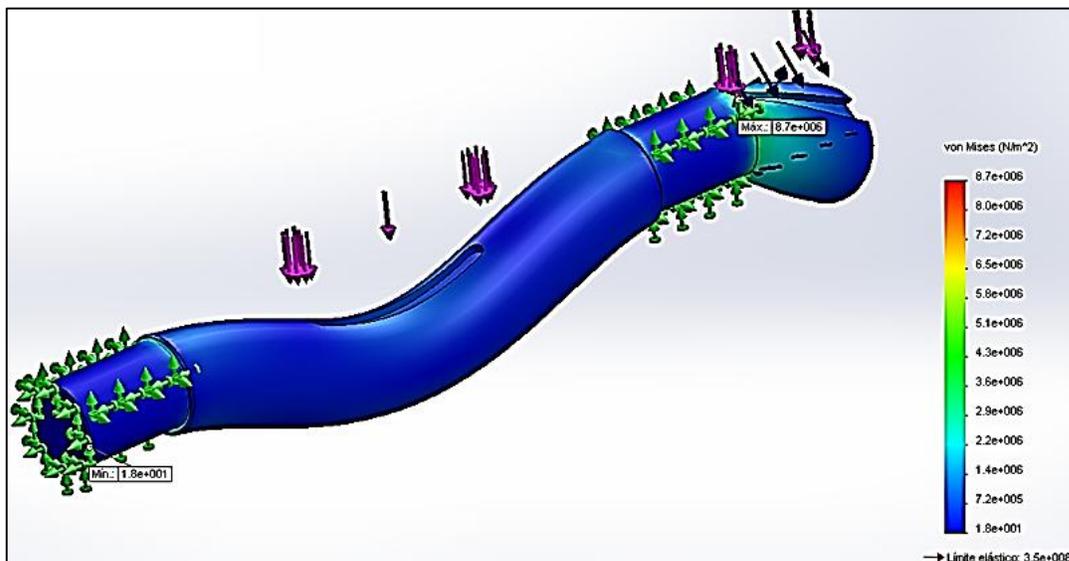


Figura 51. Tensión de Von Mises en el árbol de transmisión de potencia

Para el análisis de elementos finitos de este componente, se aplica la fuerza máxima a la que está sometido el árbol de transmisión de potencia, la tensión producida por las correas de la transmisión y el momento torsor, dichos valores ya fueron calculados anteriormente. El análisis se realiza mediante un Software de Diseño CAD.

En la figura 51, se observa que el mayor esfuerzo de Von Mises que soporta el árbol de transmisión de potencia es de 8,7MPa, siendo éste inferior al límite elástico del material que es 350 MPa; además que el área más afectada se localiza donde se acoplará la polea y el árbol de transmisión de potencia debido a la presencia de concentradores de esfuerzos como son el chavetero y el cambio de sección donde irá acoplado el rodamiento.

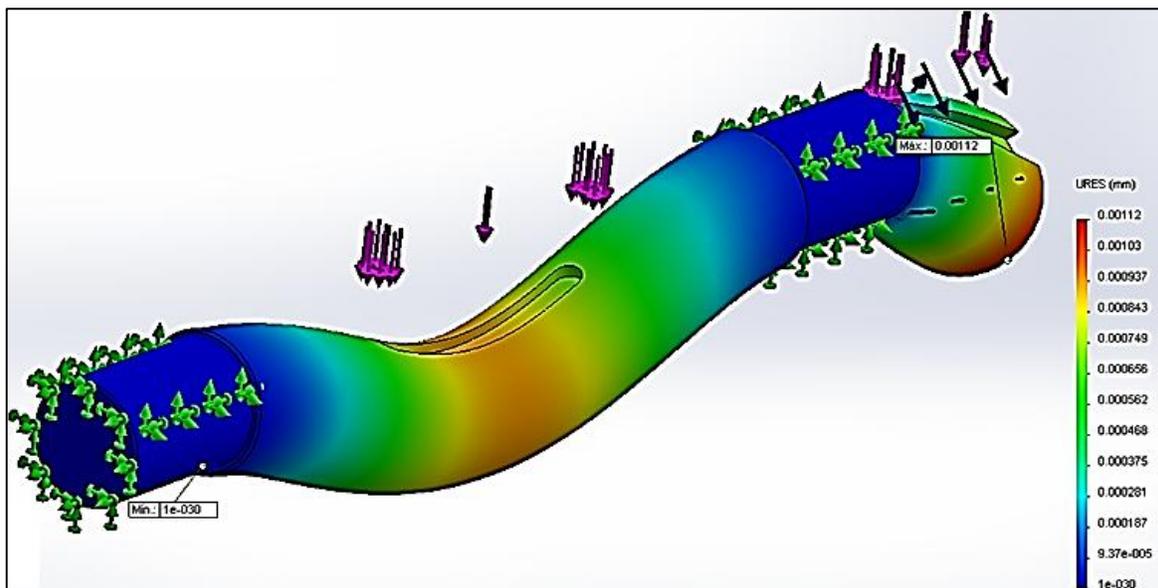


Figura 52. Desplazamientos en el árbol de transmisión de potencia

El análisis de desplazamientos en el árbol de transmisión de potencia que se indica en la figura 52, muestra que el máximo desplazamiento que se presenta por acción de las fuerzas aplicadas es de $1,12 \times 10^{-3}$ mm y se localiza en la zona destinada para el acople entre el árbol de transmisión de potencia y la polea del sistema de transmisión.

6.3.7 Diseño del eje hueco

Para el diseño del eje hueco se lo realiza a torsión, para lo cual se emplea la ecuación (21.2).

$$\tau_{max} = \frac{16 * T * D}{\pi * (D^4 - d^4)}$$

Para este caso el valor del diámetro interior (d), es igual al diámetro del árbol de transmisión de potencia, por lo tanto:

$$d = 45mm = 0,045m$$

Para el diseño del eje hueco se utilizará un acero SAE 1008 (acero suave), que tiene un esfuerzo admisible de torsión de:

$$\tau = 900 \frac{Kg}{cm^2} = 88,29MPa \text{ (Tabla 20 de anexos)}$$

- **Cálculo del momento torsor**

$$M_t = \frac{p_d}{\omega}$$

$$M_t = \frac{5hp * \frac{745,7W}{1hp}}{314,16 \frac{rad}{s}}$$

$$M_t = 11,87Nm$$

Para calcular el esfuerzo al corte de diseño, se adopta un coeficiente de seguridad de 3 y se emplea la ecuación (22)

$$N = \frac{\tau}{\tau_d}$$

$$\tau_d = \frac{\tau}{N}$$

$$\tau_d = \frac{88,29MPa}{3}$$

$$\tau_d = 29,43MPa$$

Para el cálculo del diámetro exterior del eje hueco (D), se lo realiza empleando una metodología por medio de iteraciones. Despejando el diámetro exterior del eje hueco (D), de la ecuación (21.2).

$$D[(\pi * \tau_d * D^3) - 16 * T] = \pi * \tau_d * d^4$$

$$D[(\pi * \tau_d * D^3) - 16 * T] = \pi * \left(29,43 * 10^6 \frac{N}{m^2}\right) * (0,045m)^4$$

$$D[(\pi * \tau_d * D^3) - 16 * T] = 379,13Nm^2$$

Iteración 1 para: $D = 0,0455m = 45,5mm$

$$387,62Nm^2$$

Iteración 2 para: $D = 0,0453m = 45,3mm$

$$380,7Nm^2$$

Iteración 3 para: $D = 0,04526m = 45,26mm$

$$379,27Nm^2$$

Según el cálculo realizado la variación del diámetro exterior (D) con respecto al diámetro interior (d), es de 0,26mm por lo que se establece en 1mm desde el extremo más cercano de uno de los vértices de la chaveta (figura 53), considerando previamente la altura de chavetero a mecanizarse para el acople con el árbol de transmisión de potencia.

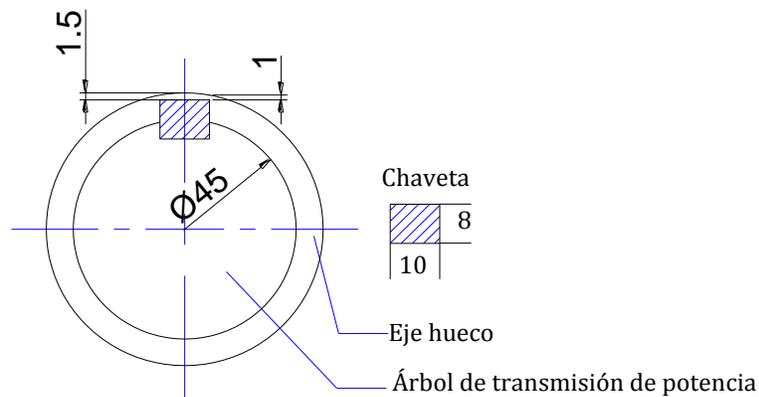


Figura 53. Unión árbol de transmisión y eje hueco

Por lo tanto el radio definitivo del eje hueco (figura 53) es:

$$R = \frac{d}{2} + \left(\frac{h}{2}\right)_{chaveta} + 1,5mm$$

$$R = \frac{45mm}{2} + \frac{8mm}{2} + 1,5mm$$

$$R = 28mm$$

Diámetro definitivo del eje hueco (D) será:

$$D = 56\text{mm}$$

6.3.8 Dimensionamiento de la chaveta

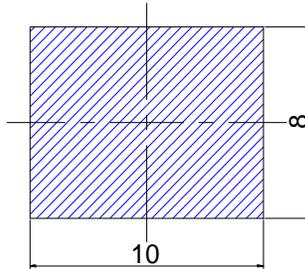


Figura 54. Chaveta paralela serie normal

Tomando en consideración el diámetro del árbol de transmisión de 38,1mm; la chaveta (figura 54) requerida para el acople con el cubo del elemento transmisor de potencia de la polea es de 10x8mm (tabla 38 de anexos), que se utilizará como base para el cálculo de su dimensionamiento respectivo.

6.3.8.1 Análisis de falla en la chaveta

- **Falla por cizalladura**

Las chavetas se construyen con aceros con una aleación baja de carbono. Para este caso se elige un acero SAE 1008 (acero suave), para su diseño que tiene un esfuerzo admisible de corte de:

$$\tau = 720 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 70,63\text{MPa} \text{ (Tabla 20 de anexos)}$$

Para el análisis a la cizalladura (corte) de la chaveta se emplea la ecuación (47).

$$T = \frac{\tau * b * L * D}{2}$$

El esfuerzo admisible a corte para el diseño de la chaveta, se calcula adoptando un coeficiente de seguridad de 3, recomendado para operaciones industriales por tanto:

$$\frac{\tau_d}{n} = \frac{0,5 * \tau}{3}$$

$$\tau_d = \frac{0,5 * (70,63\text{MPa})}{3}$$

$$\tau_d = 11,77MPa$$

Dónde:

$$D = 0,0381m = 38,1mm$$

$$b = 0,01m = 10mm$$

$$T = 11,87Nm$$

Despejando la longitud (L) de la chaveta de la ecuación (47) tenemos:

$$L = \frac{2 * T}{\tau_d * b * D}$$

$$L = \frac{2 * 11,87Nm}{\left(11,77 * 10^6 \frac{N}{m^2}\right) * 0,01m * 0,0381m}$$

$$L = 0,0053m = 5,3mm$$

- **Falla por aplastamiento**

Material: acero SAE 1008 (acero suave), para su diseño que tiene un esfuerzo admisible de compresión de:

$$\sigma_c = 900 \frac{Kg}{cm^2} = 88,29MPa \text{ (Tabla 20 de anexos)}$$

Para el análisis al aplastamiento (compresión) de la chaveta se emplea la ecuación (48).

$$T = \frac{\sigma_c * h * L * D}{4}$$

El esfuerzo admisible a compresión para el diseño de la chaveta, se calcula adoptando un coeficiente de seguridad de 3, recomendado para operaciones industriales por tanto:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_c}{3}$$

$$\sigma_d = \frac{88,29MPa}{3}$$

$$\sigma_d = 29,43MPa$$

Dónde:

$$D = 0,0381m = 38,1mm$$

$$h = 0,008m = 8mm$$

$$T = 11,87Nm$$

Despejando la longitud (L) de la chaveta de la ecuación (48) tenemos:

$$L = \frac{4 * T}{\sigma_d * h * D}$$

$$L = \frac{4 * (11,87Nm)}{\left(29,43 * 10^6 \frac{N}{m^2}\right) * 0,008m * 0,0381m}$$

$$L = 0,00529m = 5,29mm$$

Del análisis realizado en el dimensionamiento de la chaveta se concluye que la longitud mínima de la chaveta (L), tanto para el caso de falla por cizalladura como para el caso de falla por aplastamiento es aproximadamente igual. Por lo que de acuerdo a los cálculos realizados se concluye que la longitud de la chaveta es demasiado pequeña, por lo que se elige una chaveta de longitud mayor (tabla 37 ubicada en anexos), que hace referencia a las chavetas paralelas serie normal según la norma (UNE 17.102 h1) y se obtiene:

La chaveta para el acople entre el árbol de transmisión de potencia y el cubo el elemento transmisor de potencia (polea) de una longitud de:

$$L = 45mm$$

La chaveta para el acople entre el árbol de transmisión de potencia y el eje hueco porta discos de una longitud de:

$$L = 110mm$$

6.3.9 Cálculo del diámetro del perno (Unión tapa-bastidor)

En la figura 55, muestra el esquema para el cálculo del diámetro de los pernos que se deben utilizar para asegurar el bastidor y la tapa de la máquinatr trituradora.

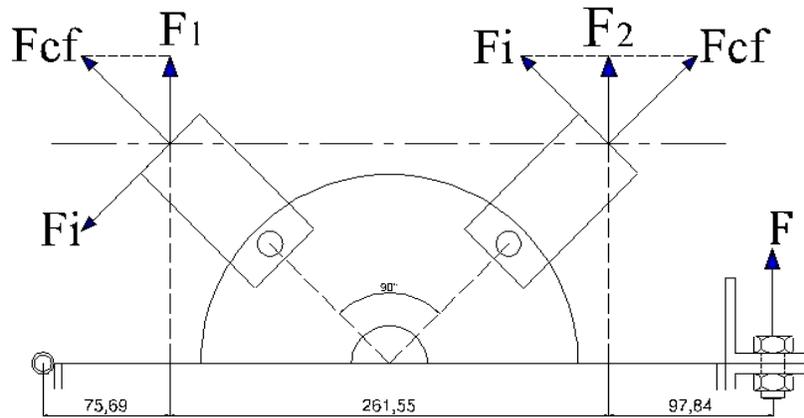


Figura 55. Esquema para el cálculo del diámetro del perno (Unión tapa-bastidor)

Del análisis del esquema se obtiene:

$$F_1 = F_{cf} * N^{\circ}_{martillos} * \text{Cos}45^{\circ}$$

$$F_1 = 3024,29N * 6 * \text{Cos}45^{\circ}$$

$$F_1 = 12830,98N$$

$$F_2 = F_{cf} * N^{\circ}_{martillos} * \text{Cos}45^{\circ} + F_i * \text{Cos}45^{\circ}$$

$$F_2 = (3024,29N * 6 * \text{Sen}45^{\circ}) + (72,10N * \text{Sen}45^{\circ})$$

$$F_2 = 13136,87N$$

$$\sum M_o A = 0$$

$$75,69F_1 + 337,31F_2 + 435,08F = 0$$

$$75,69 * 12830,98N + 337,31 * 13136,87N = -435,08F$$

$$F = -\frac{5402374,50N}{435,08}$$

$$F = 12416,97N$$

- **Cálculo del perno a tracción**

El perno utilizado para unir la tapa y el bastidor de la máquina trituradora (figura 49), se encuentra sometido a esfuerzos de tracción y para diámetros menores a 3/4'' se lo calcula con la ecuación (75):

$$A_t = \left(\frac{6 * F_e}{\text{pulg}^{-1} * S_y} \right)^{\frac{2}{3}}$$

La fuerza externa (F_e), es igual a la relación entre la fuerza externa total y el número de pernos para este caso 2, y se calcula con la ecuación (74):

$$F_e = \frac{F_{eT}}{n_b}$$

$$F_e = \frac{12416,97N}{2}$$

$$F_e = 6208,49N \approx 1395,72\text{ lbf}$$

Se selecciona un perno SAE grado 5 de 1/4'' a 1''. En la tabla 36 de anexos, se encuentran las propiedades para los pernos desde 1/4'' a 1''.

$$S_p = 85\text{Ksi}$$

$$S_y = 92\text{Ksi}$$

$$S_u = 120\text{Ksi}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (75) se obtiene que:

$$A_t = \left(\frac{6 * 1395,72\text{ lbf}}{\text{pulg}^{-1} * 92000 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2}} \right)^{\frac{2}{3}}$$

$$A_t = 0,2024\text{ pulg}^2$$

De la tabla 35 de anexos, se selecciona un perno unificado de rosca fina de diámetro (d) igual a 9/16'', ya que el área de esfuerzo de este es la más cercana, por encima del área requerida. Los datos de interés son:

$$A_t = 0,2030\text{ pulg}^2$$

$$d = \frac{9}{16}\text{ pulg} \approx 14,2875\text{ mm}$$

6.3.10 Selección de las chumaceras

La duración del producto se determina con la ecuación (49) y se obtiene:

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * 10^6 \text{ rev}$$

La carga dinámica (C) se obtiene de la tabla 38 ubicada en anexos para un rodamiento de diámetro interior de 45mm tipo UCPG209D1 donde:

$$C = 32,5KN = 32500N$$

Reemplazando los datos en la ecuación (49) se obtiene que:

$$L = \left(\frac{32500N}{684,07N}\right)^3 * 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = 107237,94 * 10^6 \text{ rev (Vida)}$$

Cuando los rodamientos giran a una velocidad constante resulta más práctico calcular la duración en horas con la ecuación (49.1) y se obtiene que:

$$L_{10} = \frac{16666}{n} * \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

$$L_{10} = \frac{16666}{3036} * \left(\frac{32500N}{684,07N}\right)^3$$

$$L_{10} = 588,68 * 10^3 \text{ horas de vida}$$

7 DISCUSIÓN

Los cálculos efectuados en este trabajo permiten justificar un estudio sobre el diseño de una máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio para la industria del reciclaje. Aplicando como base su principio de funcionamiento y la teoría de Bond para el cálculo de la potencia que requiere la máquina trituradora para su normal funcionamiento, así como las dimensiones de la superficie de la criba. Considerando los resultados obtenidos se estableció un modelo de diseño (prototipo) con garantías de validez y confiabilidad.

Para determinar las prestaciones óptimas de la máquina trituradora, fue necesario conocer en primera instancia la capacidad de la máquina para luego dimensionar los diferentes elementos del sistema de trituración y por ende de la máquina, tomando como referencia diferentes catálogos de fabricantes de molinos empleados para la trituración de materiales.

Los datos necesarios para los diferentes cálculos de los elementos de la máquina trituradora han sido tomados de tablas referentes, específicamente de las propiedades mecánicas de los materiales empleados para el diseño y recomendados para la posterior construcción de la máquina trituradora.

En el apartado (6) se explica de forma detallada y precisa los diferentes procedimientos y cálculos concernientes al diseño y dimensionamiento de los componentes de la máquina trituradora, siendo en este caso la capacidad de la máquina de: $2 \frac{ton}{h}$ y la velocidad de operación de la máquina de $3036rpm$.

8 CONCLUSIONES

- ✚ Se realizó el diseño conceptual y de detalle de la máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio, presentando tres diseños alternativos para solucionar el problema de la trituración, analizando el ciclo de operación de la máquina (alimentación, trituración y desalojo del vidrio), los mecanismos para cumplir este fin, destacando las ventajas y desventajas de cada uno de los diseños para finalmente seleccionar para el sistema de trituración un molino de martillos que es el que mejor cumple los requerimientos planteados como: triturar de manera autónoma, correcta y eficaz, los materiales recomendados para su construcción deben cumplir parámetros de calidad y resistencia y el desalojo del material triturado será de forma automática.
- ✚ Se determinó las especificaciones de la máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio como: la capacidad de la máquina (2 ton/h); la potencia necesaria para su funcionamiento (5 hp); la velocidad de operación (3036 rpm); el sistema de transmisión de potencia por medio de correas trapezoidales (tipo A51 en un número de 3); la geometría, así como los materiales recomendados para la construcción de la máquina trituradora luego de haber realizado los diferentes análisis de resistencia, rigidez y fatiga de los materiales a emplearse; además los resultados de diseño de la máquina se evidencian en el conjunto de esquemas técnicos para su futura construcción y montaje.
- ✚ Mediante el análisis por elementos finitos se logró validar los diseños propuestos para los elementos principales de la máquina trituradora como: árbol de transmisión de potencia, discos porta ejes secundarios, ejes secundarios y los elementos de percusión o martillos garantizando de esta manera el diseño propuesto para cada uno de estos componentes.

9 RECOMENDACIONES

- ✚ Para futuros estudios de diseño de prototipos o máquinas de este tipo, se recomienda la realización de simulación dinámica ya que en el presente proyecto se efectuó un análisis de simulación estática en condiciones de trabajo.
- ✚ Realizar un análisis de elementos finitos para la carcasa y bastidor de la máquina trituradora, para conocer el comportamiento de estos componentes en condiciones de trabajo y los efectos o deformaciones que se producen por el impacto del material triturado en la cámara de trituración.
- ✚ Desarrollar modelos matemáticos (MM), basados en las fuerzas centrífugas e impacto provocadas por las altas revoluciones en máquinas.
- ✚ Se recomienda realizar análisis de resonancia, ya que el funcionamiento de la máquina es a altas revoluciones y pueden provocarse daños severos por este fenómeno.

10 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] **Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. 2008.** DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. México D.F. : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V., 2008. ISBN 978-970-10-6404-7.
- [2] **F. S. E. GmbH, «Rodamientos FAG,»** FAG Sales Europe GmbH, Barcelona, 2000.
- [3] **V. Faires. 1997.** Diseño de elementos de máquinas, BARCELONA: MONTANER Y SIMON S. A..
- [4] **Tipler, Paúl A. 2006.** Física Preuniversitaria. Barcelona – España. EDITORIAL REVERTE., S.A. ISBN 84-291-1377-7.
- [5] **García Roiz, Jesús Fernando. 2007.** Física I. Bachillerato. México. Primera Edición. PEARSON EDUCACIÓN. ISBN 978-970-26-0931-5.
- [6] **Pytel, Andrew y Singer, Ferdinand L. 2008.** Resistencia de Materiales. [ed.] S.A. de C.V. Alfaomega Grupo Editor. Traducción de la Cuarta Edición. México : OXFORD. ISBN 978-970-15-1056-8 ; ISBN 970-15-1056-9.
- [7] **Larburu Arrizabalaga, Nicolas. 1990.** MÁQUINAS PRONTUARIO TÉCNICAS MÁQUINAS HERRAMIENTAS. Madrid : PARANINFO, S.A., 1990. ISBN 518. 84-283-1734-8.
- [8] **Ghosh, Biswa Nath.1986.** Maquinaria para el procesamiento de cosechas. San José, Costa Rica: IICA, 1986. ISBN 92-9039-114-6.
- [9] **Monrós, Guillermo...[et al.]. 2003.** El color de la cerámica: nuevos mecanismos en pigmentos para los nuevos procesados de la industria cerámica. Castelló. Publicaciones de la Universidad Jaume I, ed. III. ISBN 84-8021-449-X.
- [10] **Solórzano Castillo, Byron Agustín. 2014.** Construcción de un modelo matemático integral de un compresor tipo reciprocante, de pistón, mono-cilíndrico, vertical y de simple acción, destinados a procesos especiales. La Habana-Cuba.
- [11] **De Caires, Juan; De Caires Quirino. 2004.** Trabajo Especial de Grado. DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE ENVASES DE VIDRIO PARA LA INDUSTRIA DEL RECICLAJE. Caracas-Venezuela.

- [12] <http://www.gruberhermanos.com/images/Catalogos/7-Molinos-de-martillos.pdf>. Consultado en línea: 27/02/2015 a las 11H00.
- [13] https://www.google.com.ec/?gfe_rd=cr&ei=rJrwVKfYCSmw8weV6wE&gws_rd=ssl#q=MOLINO+DEFINICI%C3%93N. Consultado en línea: 27/02/2015 a las 12H30.
- [14] <http://lema.rae.es/drae/srv/search?id=8jCajaPmRDXX2HbcS8Zz>. Consultado en línea: 27/02/2015 a las 12H30.
- [15] <https://juliocorrea.files.wordpress.com/2007/09/volantes-y-reguladores.pdf>. Consultado en línea: 19/02/2015 a las 12H00.
- [16] <http://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/25612/1/Estructuras%20Met%C3%A1licas%20-%20Material%20apoyo.pdf>. Consultado en línea: 28/02/2015 a las 20h00.
- [17] <http://www.utp.edu.com/~lvanegas/disI/Cap5>. Consultado en línea: 28/02/2015 a las 21h00.
- [18] Fuente: <http://www.utp.edu.com/~lvanegas/disI/Cap8.pdf>. Consultado en línea: 08/03/2015 a las 20H00.

<https://www.dipacmanta.com>. **DIPAC PRODUCTOS DE ACERO**. Catálogo de Aceros Especiales: Vigas, Ejes, Acero Inoxidable; Tuberías sin costura, Aluminio, Rejilla Metálica.

10.1 BIBLIOGRAFÍA COMPLEMENTARIA

- ✚ **Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. 2012.** DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHINGLEY. Novena Edición. México : McGRAW-HILL/ INTERAMERICANA EDITORES, S.A. C.V., 2012. ISBN 978-607-15-0771-6.
- ✚ **Hibbeler, Russell C. 2010.** INGENIERÍA MECÁNICA. DINÁMICA. Decimosegunda. México : PEARSON EDUCACIÓN, 2010. ISBN 978-607-442-560-4.
- ✚ **Marín García, Juan M. 2008.** Apuntes de Diseño de Máquinas. Segunda. Alicante : Editorial Club Universitario, 2008. ISBN 978-84-8454-761-7.

- ✚ **Riba Romeva, Carles. 2008.** Selección de materiales en el diseño de máquinas. Primera Edición. Catalunya : Edicions de la Universitat Politècnica de Catalunya, SL, 2008. ISBN 978-84-9880-406-5.

- ✚ **Mott, Robert L. 2006.** Diseño de Elementos de Máquinas. Cuarta. Méxicco : PEARSON EDUCACIÓN, 2006. págs. 494-497. 970-26-0812-0.

- ✚ **Cortizo Rodriguez, José L. 2004.** Elementos de Máquinas: Teoría y Problemas. [ed.] Universidad de Oviedo. Oviedo : s.n., 2004. ISBN 8483173700.

- ✚ **PINTADO SANJUÁN, Publio. 2000.** Alrededor de las máquinas-herramienta. Tercera. Castilla-La Mancha : Ediciones de la Universidad de Castilla-La Mancha, 2000. ISBN 84-8427-075-0.

- ✚ **ESPOL.** Manual de Diseño Mecánico Escuela Superior Politécnica del Litoral. Normas para el cálculo de una transmisión.

- ✚ **SARMIENTO, Giormar. 1970.** “Reciclaje una solución a nuestro alcance”, pachancma art- Ecovillage Network of the America, Caracas, Venezuela.

11 ANEXOS

Tabla 8. Factores de conversión de unidades seleccionadas

Advierta que estos factores de conversión (y otro), están incorporados en los archivos UNITMAST Y STUDENT del TKSolver						
Multiplique esto por		esto	para obtener esto	Multiplique esto por		esto para obtener esto
Aceleración <i>in/sec²</i> <i>ft/sec²</i>	x x	0.0254 12- 0.3048	= <i>m/sec²</i> = <i>in/sec² - m/sec²</i>	Momento de inercia de masa <i>lb-in-sec²</i>	x	0.1138 = <i>N-m-sec²</i>
Ángulos radián	x	57.2958	=grados	Momentos y Energía. <i>in-lb</i> <i>ft-lb</i> <i>N-m</i> <i>N-m</i>	x x x x	0.1138 12- 0.139 8.7873- 0.101 0.7323- 0.128 = <i>N-m</i> = <i>in-lb; m-kg</i> = <i>in-lb; m-kg</i> = <i>ft-lb- m-kg</i>
Área <i>in²</i> <i>ft²</i>	x x	645.16 144- 0.0929	= <i>mm²</i> = <i>in² - m²</i>	Potencia <i>HP</i> <i>HP</i> <i>HP</i> <i>HP</i> <i>N.m/sec</i>	x x x x x	550 33000 6600 745.7 8.7873 = <i>ft-lb/sec</i> = <i>pie-lb/min</i> <i>I=</i> <i>n-lb/sec</i> = <i>watts</i> = <i>pie-lb/sec</i>
Momento de inercia del área <i>in⁴</i> <i>in⁴</i> <i>m⁴</i> <i>m⁴</i> <i>ft⁴</i>	x x x x x	416.231 4.162E-07 1.0E-12 1.0E-08 20.736- 8.63x ⁻⁶	= <i>mm⁴</i> = <i>m⁴</i> = <i>mm⁴</i> = <i>cm⁴</i> = <i>in⁴ - m⁴</i>	Presión y esfuerzos <i>psi</i> <i>psi</i> <i>psi</i> <i>kpsi</i> <i>N/m²</i> <i>N/mm²</i>	x x x x x x	6894.8 6.895E-3 144 1000 1 1 = <i>P_a</i> = <i>Mp_a</i> = <i>psf</i> = <i>psi</i> = <i>P_a</i> = <i>Mp_a</i>
Densidad <i>in/sec²</i> <i>in/sec²</i> <i>in/sec²</i> <i>in/sec²</i>	x x x x	27.6805 0.001 1728 1.0E-06	= <i>g/cc</i> = <i>g/mm³</i> = <i>lb/in³</i> = <i>g/mm³</i>	Tasa de resorte <i>lb/in</i> <i>lb/ft</i>	x x	175.126 0.08333 = <i>N/m</i> = <i>lb/in</i>
Fuerza <i>lb</i> <i>N</i> tonelada corta	x x x	4.448 1.0E-06 2000	= <i>N</i> = <i>dyna</i> = <i>lb</i>	Intensidad de esfuerzo <i>Mp_a - m^{0.5}</i>	x	0.909 = <i>ksi-in^{0.5}</i>
Longitud <i>In</i> <i>ft</i>	x x	25.4 12	= <i>mm</i> = <i>in</i>	Velocidad <i>in/sec</i> <i>ft/sec</i> <i>rad/sec</i>	x x x	0.0254 12 9.5493 = <i>m/sec</i> = <i>in/sec</i> = <i>rpm</i>
Masa <i>blob</i> <i>slug</i> <i>blob</i> <i>kg</i> <i>kg</i> <i>kg</i>	x x x x x x	386.4 32.2 12 2.205 9.8083 1000	= <i>lb</i> = <i>lb</i> = <i>slug</i> = <i>lb</i> = <i>N</i> = <i>g</i>	Volumen <i>in³</i> <i>ft³</i> <i>cm³</i> <i>m³</i>	x x x x	16387.2 1728 0.061023 1.0E+9 = <i>mm³</i> = <i>in³</i> = <i>in³</i> = <i>mm³</i>

Fuente: R. L. NORTON, Diseño de Máquinas

Tabla 9. Índice de triturabilidad (molturabilidad) de Bond de algunos materiales

Baritina	4,73
Yeso	6,73
Fluorita	8,91
Pirita	8,93
Cuarcita	9,58
Magnesita	9,97
Mineral plomo-zinc	10,57
Feldespatos	10,8
Dolomia	11,27
Mineral de zinc	11,56
Vidrio	12,31
Caliza	12,54
Mineral de cobre	12,73
Hematites	12,93
Cuarzo	13,57
Mineral de oro	14,93
Granito	15,05
Grafito	43,56
Esmeril	56,7

Fuente: SARMIENTO, Giormar, “Reciclaje una solución a nuestro alcance”, pachanma art-Ecovillage Network of the America ,Caracas, Venezuela

Tabla 10. Capacidad básica o específica

CAPACIDAD BÁSICA B ($\frac{\text{ton}}{\text{m}^2 \times \text{h}}$)		
Luz de malla (mm)	Triturado	Natural
0,50	2,7	3,5
0,80	3,4	4,4
1,00	3,7	4,9
1,25	4,1	5,5
2,00	5,3	7,1
4,00	8,0	10,5
5,60	10,0	13,0
6,30	10,8	14,0
8,00	12,5	16,0
10,00	14,4	18,6
12,50	16,6	21,5
16,00	19,0	25,1
20,00	22,0	29,0
25,00	26,0	33,4
31,50	30,0	37,9
40,00	34,7	42,5
50,00	39,0	47,4
63,00	44,0	52,0
80,00	49,0	57,0
100,00	56,0	63,0

Fuente: SARMIENTO, Giormar, “Reciclaje una solución a nuestro alcance”, pachanma art-Ecovillage Network of the America ,Caracas, Venezuela

Tabla 11. Factor de rechazo

R (%)	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Factor f_r	1,10	1,08	1,06	1,04	1,02	1,00	0,98	0,96	0,94	0,92

Fuente: SARMIENTO, Giormar, “Reciclaje una solución a nuestro alcance”,pachancma art-Ecovillage Network of the America ,Caracas, Venezuela

Tabla 12. Factor de semitamaño

Semitamaño (%)	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Factor f_s	0,50	0,55	0,60	0,65	0,72	0,77	0,85	0,92	1,00	1,10

Fuente: SARMIENTO, Giormar, “Reciclaje una solución a nuestro alcance”,pachancma art-Ecovillage Network of the America ,Caracas, Venezuela

Tabla 13. Factor de eficiencia

E (%)	98	96	94	92	90	85	80
Factor f_e	0,60	0,85	1,00	1,05	1,12	1,26	1,41

Fuente: SARMIENTO, Giormar, “Reciclaje una solución a nuestro alcance”,pachancma art-Ecovillage Network of the America ,Caracas, Venezuela

Tabla 14. Factor de humedad

CONDICIÓN	f_h
Humedad > 9 %	No se puede cribar en seco
6 % ≤ Humedad ≤ 9%	0,75
3 % ≤ Humedad ≤ 6%	0,85
Humedad ≤ 3%	1,00

Fuente: SARMIENTO, Giormar, “Reciclaje una solución a nuestro alcance”,pachancma art-Ecovillage Network of the America ,Caracas, Venezuela

Tabla 15. Factor de apertura de malla

TIPO DE MALLA	f_m
Apertura cuadrada	1,0
Apertura redonda	0,8

Fuente: SARMIENTO, Giormar, “Reciclaje una solución a nuestro alcance”,pachancma art-Ecovillage Network of the America ,Caracas, Venezuela

Tabla 16. Coeficientes de fluctuación según Dubbel

Hélices de buques (por medio de motores).....	1 : 20
Máquinas de corte, bombas.....	1 : 25
Mecanismos de transmisión de talleres.....	1 : 35
Telares, máquinas de fábricas papeleras.....	1 : 40
Molinos de moliendas.....	1 : 50
Máquinas de hilar para números de hilos bajos.....	1 : 60
Máquinas de hilar para números de hilos altos.....	1 : 100
Generadores de corriente continua para alumbrado.....	1 : 100 a 1 : 120
Generadores de corriente alterna para conexión en paralelo en redes de turbinas.....	1 : 300

Fuente: <http://juliocorrea.files.wordpress.com/2007/09/volantes-y-reguladores.pdf>. Consultado en línea 19/02/2015 a las 12H00

Tabla 17. Fuerza para fracturar el vidrio (Kg)

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

Fuente: <http://saber.ucv.ve/jspui/bitstream/123456789/2507/1/Tesis%20WB%20%26%20JD.pdf>.
Consultado en línea 19/02/2015 a las 15H00

Tabla 18. Propiedades de los aceros de máquinas

Aceros aleados		20°C	200°C	400°C	0 - 200°C	0 - 400°C
Propiedades físicas						
Densidad	Mg/m^3	7,85				
Coefficiente dilatación	$\mu m/m * K$				11,6 - 13,0	13,2 - 13,8
Calor específico	$J/Kg * K$	460 - 480	500 - 520	600 - 620		
Conductividad térmica	$W/m * K$	38 - 48	24 - 44	42 - 45		
Resistividad eléctrica	$n\Omega * m$	220 - 240	290 - 350	460 - 500		
Módulo de elasticidad	GPa	205 - 210				
Coefficiente de Poisson	-	0,3				

Fuente: Riba Romeva, Carles. 2008. Selección de materiales en el diseño de máquinas

Tabla 19. Propiedades de acero AISI 304 (705)

Propiedades Mecánicas				
Diámetro	Resistencia Mecánica	Punto de Fluencia	Elongación	DUREZA
(mm)	(N/mm ²)	(N/mm ²)	% Min.	ROCKWELL B
16 o menos	1200 - 1400	1000	9	240 - 380
16 - 40	1100 - 1300	900	10	241 - 380
41 - 100	1000 - 1200	800	11	242 - 380
Composición química				
%C	%Si	%Mn	%P	%S
0,34	0,1 - 0,35	0,60 - 0,80	0,04 - 0,30	0,002 - 0,03

Fuente: www.dipacmanta.com. DIPAC PRODUCTOS DE ACERO. Catálogo de Aceros Especiales: Vigas, Ejes, Acero Inoxidable; Tuberías sin costura, Aluminio, Rejilla Metálica

Resistencia a la tracción	90 – 110 Kg/mm ²
Esfuerzo de cedencia	70 Kg/mm ²
Resistencia impacto, KU	aprox. 20 J
Elongación, A5	min 12%
Reducción de área	min 45%
Dureza	270 – 330 HB

Fuente:

<http://centraltrust.net/ivanbohman/productopdf/acero%20bonificado%20705=Aisi%204140.pdf>.
Consultado en línea 28/02/2015 a las 15H00

Tabla 20. Coeficientes de trabajo admisibles de materiales

Material	Módulos		Características		Coeficientes de trabajo admisibles en $\frac{Kg}{cm^2}$													
	Elasticidad	Desgarramiento	Carga de rotura	Alargamiento	Tracción			Compresión		Flexión			Cortadura			Torsión		
	$\frac{Kg}{cm^2}$	$\frac{Kg}{cm^2}$	$\frac{Kg}{mm^2}$	%	I	II	III	I	II	I	II	III	I	II	III	I	II	III
Acero suave	2150000	830000	35 - 50	25 - 15	900 a 1500	600 a 1000	300 a 500	900 a 1500	600 a 1000	900 a 1500	600 a 1000	300 a 500	720 a 1200	480 a 800	240 a 400	600 a 1200	400 a 600	200 a 400
Acero duro	2200000	850000	50 - 70	20 - 10	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	1200 a 1800	800 a 1200	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	960 a 1440	640 a 960	320 a 480	900 a 1440	600 a 960	300 a 480
Acero muelles	2000000	900000	70 - 150	16 - 5						7500	5000					6000	4000	
Acero al níquel	2150000	850000	45 - 60	20 - 16	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	1200 a 1800	800 a 1200	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	960 a 1440	640 a 960	320 a 480	900 a 1440	600 a 950	300 a 480
Acero cromo-níquel	2080000	850000	85 - 115	20 - 13	2500	1600	900	2500	1600	2500	1600	900	2000	1300	700	2000	1300	700
Acero fundido	2150000	830000	38 - 60	20 - 10	600 a 1200	400 a 600	200 a 400	900 a 1500	600 a 1000	750 a 1200	500 a 800	250 a 400	480 a 960	320 a 640	160 a 320	480 a 960	320 a 640	160 a 320
Fundición gris	750000	300000	11 - 36		300 a 350	200 a 230	100 a 120	900 a 1000	600 a 660	460 a 600	310 a 400	150 a 200	300 a 350	200 a 230	100 a 120	270 a 350	180 a 230	90 a 120
Fundición mecanizada	750000	300000	19 - 35							560 a 720	370 a 480	190 a 240	190 a 240	190 a 240	190 a 240	380 a 500	250 a 330	130 a 160
Fundición maleable	1050000	400000	28 - 36	7,5 - 1	450 a 700	300 a 470	150 a 230	600 a 900	400 a 600	450 a 700	300 a 470	150 a 230				300 a 400	200 a 270	100 a 130
Cobre laminado	1150000		20 - 27	35 - 25	400 a 540	270 a 360	130 a 180	400 a 540	270 a 360	400 a 540	270 a 360	130 a 180						
Plomo	1150000		1,25	37														
Aluminio fundido	685000	260000	9 - 15	13 - 8	100 a 120	70 a 80	30 a 40			150 a 200	100 a 130	50 a 70						
Bronce fundido	1200000		35 - 60	30 - 10	400 a 500	270 a 330	130 a 170	400 a 500	270 a 330	400 a 500	270 a 330	130 a 170						
Bronce fosforoso	1200000		30 - 44	41 - 34	600 a 950	400 a 600	200 a 300	600 a 900	400 a 600	600 a 900	400 a 600	200 a 300	450 a 700	300 a 470	150 a 230	450 a 700	300 a 470	150 a 230
Latón	800000		15	12	400 a 600	270 a 400	130 a 200	400 a 600	270 a 400	400 a 600	270 a 400	130 a 200	320 a 480	210 a 320	110 a 160	320 a 480	210 a 320	110 a 160
Metal delta	1050000		40 - 75	40 - 10	600 a 1000	400 a 670	200 a 330	600 a 1000	400 a 670	600 a 1000	400 a 670	200 a 330	480 a 800	320 a 530	160 a 270	480 a 600	320 a 530	160 a 270

Casos de carga.- I, Carga estática o permanente. II, Carga alternativa, de un valor máximo a cero. III, Carga oscilante de un valor máximo positivo a máximo negativo.

Fuente: Larburu Arrizabalaga, Nicolás. 1990. MÁQUINAS PRONTUARIO TÉCNICAS MÁQUINAS HERRAMIENTAS

Tabla 21. Propiedades de tubos de acero

Diámetro Nominal Pulg. Mm	Diám. Ext. D mm	Diám. Interior mm	Espesor t mm	Peso kg/m	Area cm ²	Momento de Inercia cm ⁴	Modulo de Sección cm ³	Radio de Giro cm	No. de Cédula
1/2	21.33	17.53	1.89	0.960					30
12.7	21.33	15.79	2.77	1.347					40
	21.33	13.87	3.73	1.62					80

Fuente: <http://www.acerosdelpacifico.com.mx/especificaciones/AHMSA147.pdf>. Consultado en línea 25/02/2015 a las 12H00

Tabla 22. Factores de servicio sugeridos para transmisiones de banda en V

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

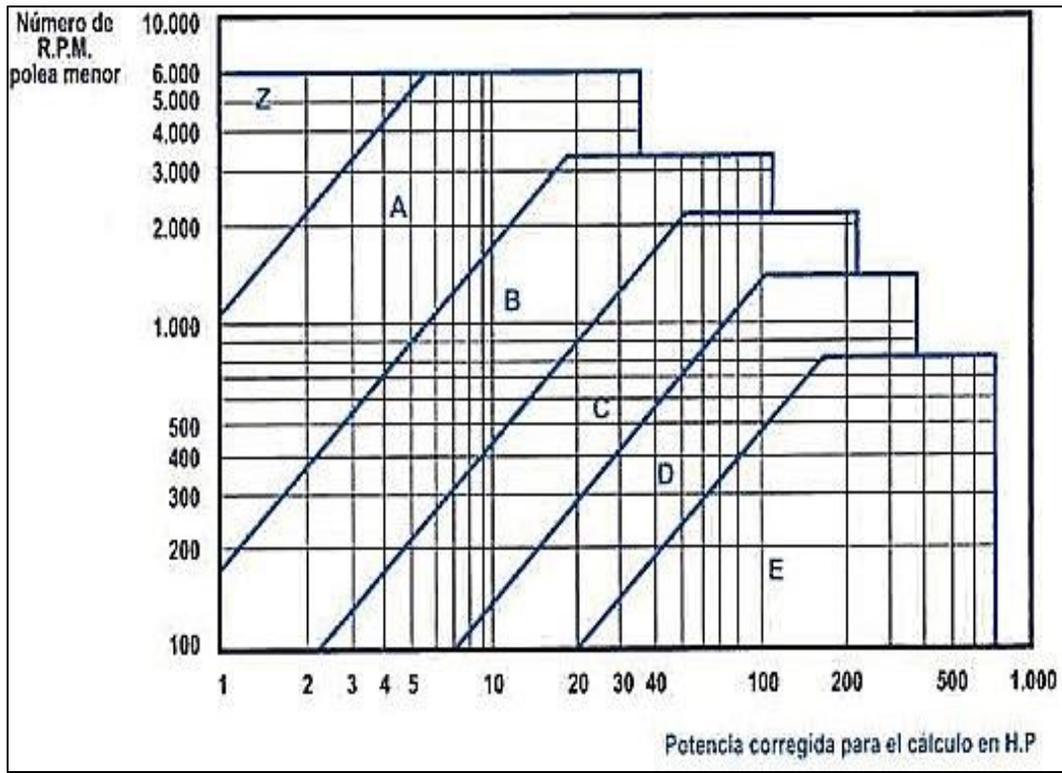
Fuente: Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. 2008. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. México D.F. : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. 978-970-10-6404-7.

Tabla 23. Motores marca Weg de uso general

Potencia kW	HP	Carcasa IEC	RPM	Corriente nominal en 220V A	Corriente con rotor bloqueado Ip / In	Momento Nominal Cn (NM)	Momento con rotor bloqueado Cp / Cn	Momento máximo Cmax. Cn	220 V						Factor de servicio F.S.	Momento de Inercia J kgm ²	Tiempo max. con rotor bloqueado en caliente / frío (s)	Peso aprox. (kg)
									Rendimiento η%			Factor de Potencia Cos φ						
									% de la potencia nominal									
II Polos - 3000 rpm																		
0,37	0,5	71	2910	3,10	6,5	0,12	3	2,9	52	62	66	0,64	0,74	0,82	1,00	0,0005	6/13	13,5
0,37	0,5	71	2910	3,10	6,5	0,12	3	2,9	52	62	66	0,64	0,74	0,82	1,00	0,0005	6/13	13,5
0,55	0,75	71	2890	4,00	5,2	0,19	2,2	2,3	56	63,5	69,6	0,72	0,84	0,9	1,00	0,0006	6/13	14
0,55	0,75	71	2890	4,00	5,2	0,19	2,2	2,3	56	63,5	69,6	0,72	0,84	0,9	1,00	0,0006	6/13	14
0,75	1	80	2900	5,60	7	0,25	3	2,8	65	71,5	73,5	0,7	0,77	0,82	1,00	0,001	6/13	18,5
0,75	1	80	2900	5,60	7	0,25	3	2,8	65	71,5	73,5	0,7	0,77	0,82	1,00	0,001	6/13	18,5
1,1	1,5	80	2860	7,64	6	0,38	2,5	2,3	75	77	77	0,68	0,79	0,85	1,00	0,001	6/13	18,9
1,1	1,5	80	2860	7,64	6	0,38	2,5	2,3	75	77	77	0,68	0,79	0,85	1,00	0,001	6/13	18,9
1,5	2	90S	2900	10,40	6	0,49	2	2,1	73	76,5	77	0,69	0,8	0,85	1,00	0,0231	6/13	24
1,5	2	90S	2900	10,40	6	0,49	2	2,1	73	76,5	77	0,69	0,8	0,85	1,00	0,0231	6/13	24
2,2	3	90L	2890	13,90	6,2	0,74	2	2,1	75	78	79	0,74	0,85	0,91	1,00	0,003	6/13	27
2,2	3	90L	2890	13,90	6,2	0,74	2	2,1	75	78	79	0,74	0,85	0,91	1,00	0,003	6/13	27
3	4	100L	2880	19,00	6,5	0,99	2,2	2,3	72	76,5	79,5	0,77	0,85	0,9	1,00	0,00733	6/13	38,9
3	4	100L	2880	19,00	6,5	0,99	2,2	2,3	72	76,5	79,5	0,77	0,85	0,9	1,00	0,00733	6/13	38,9
3,7	5	112M	2900	22,00	6,4	1,23	2,6	2,4	78	81,5	82,5	0,77	0,85	0,9	1,00	0,0092	6/13	48,6
3,7	5	112M	2900	22,00	6,4	1,23	2,6	2,4	78	81,5	82,5	0,77	0,85	0,9	1,00	0,0092	6/13	48,6
5,5	7,5	132M	2910	33,00	6,3	1,85	2,3	2,5	83	84	84,5	0,83	0,87	0,9	1,00	0,0243	6/13	70,9
5,5	7,5	132M	2910	33,00	6,3	1,85	2,3	2,5	83	84	84,5	0,83	0,87	0,9	1,00	0,0243	6/13	70,9
7,5	10	132M	2930	42,00	7	2,44	1,8	2,5	83,2	84,5	85,6	0,84	0,9	0,93	1,00	0,0318	6/13	80,9
7,5	10	132M	2930	42,00	7	2,44	1,8	2,5	83,2	84,5	85,6	0,84	0,9	0,93	1,00	0,0318	6/13	80,9

Fuente: Baja tensión. Catálogo de Motores. América Latina. Motores Monofásicos

Tabla 24. Diagrama para determinar tipo de correa



Fuente: Solórzano Castillo, Byron Agustín. Construcción de un modelo matemático integral de un compresor tipo recíprocante, de pistón, mono-cilíndrico, vertical y de simple acción, destinados a procesos especiales. La Habana 2014

Tabla 25. Circunferencias interiores de bandas en V estándar

Sección	Circunferencia, pulg
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Fuente: Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. 2008. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. México D.F. : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. 978-970-10-6404-7.

Tabla 26. Dimensiones de conversión de longitud. (Sume la cantidad que se muestra a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas)

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Fuente: Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. 2008. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. México D.F. : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. 978-970-10-6404-7.

Tabla 27. Factor de corrección del ángulo de contacto (k_1)

$\frac{D-d}{C}$	θ , grados	VV	K_1 Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

*Un ajuste de curva de la columna VV en términos de θ es
 $K_1 = 0.143\ 543 + 0.007\ 46\ 8\ \theta - 0.000\ 015\ 052\ \theta^2$
 en el intervalo de $90^\circ < \theta < 180^\circ$.

Fuente: Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. 2008. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. México D.F. : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. 978-970-10-6404-7.

Tabla 28. Factor de corrección de la longitud de la banda (k_2)

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

*Multiplique la potencia nominal de la banda por este factor para conseguir la potencia corregida.

Fuente: Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. 2008. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. México D.F. : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. 978-970-10-6404-7.

Tabla 29. Parámetros de bandas en V

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

*Datos cortesía de Gates Rubber Co., Denver, Colo.

Fuente: Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. 2008. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. México D.F. : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. 978-970-10-6404-7.

Tabla 30. Potencias nominales de bandas en V estándar

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90	
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 y mayor	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
17.0 y mayor	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7	
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28.0 y mayor	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

Fuente: Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. 2008. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. México D.F. : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. 978-970-10-6404-7.

Tabla 31. Nivel de confiabilidad de diseño a la fatiga

% de confiabilidad	90	95	98	99
DMF	1,28	1,64	2,05	2,33

Fuente: Solórzano Castillo, Byron Agustín. Construcción de un modelo matemático integral de un compresor tipo recíprocante, de pistón, monocilíndrico, vertical y de simple acción, destinados a procesos especiales. La Habana 2014

Tabla 32. Características mecánicas de los materiales en función de su denominación (extracto)

$(E_e, \sigma_{ced_e}, \sigma_{comp_e}, \sigma_{-1_e}, \sigma_{-1_{ce}}, \sigma_{ut_e}, \tau_{ced_e}, \tau_{-1_e}, \tau_{ut_e}, \rho_e, c_{m_e}, E_{me_e}, \alpha_e) = f(mat_e)$														
mat_e	E_e	σ_{ced_e}	σ_{comp_e}	σ_{-1_e}	$\sigma_{-1_{ce}}$	σ_{ut_e}	τ_{ced_e}	τ_{-1_e}	τ_{ut_e}	ρ_e	c_{m_e}	E_{me_e}	α_e	k_{caior_e}
	(Gpa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(Kg/m ³)	(USD/kg)	Kwh/m ³	-	W/m ² K
Hierro gris (C-20)	66.15	-	572.0	69.0	290	152	-	48.64	179	7272	5.00*	1500	-	52
Hierro gris (C-30)	89.57	-	752.0	96.5	380	221	-	71.04	276	7272	6.00*	1500	-	52
Hierro dúctil **	158.50	324.0	359.0	206.7	182	448		143.36	337	6900	6.20*	1500	0.010	43
Acero AISI 10-20	206.80	207.0	312.0	189.3	153	379	120	109.91	226	7800	2.50*	2500	0.010	54
Acero inoxidable (AISI 304)	189.60	276.0	333.1	234.0	184**	568	150	164.72	334	7800	4.81*	1389	0.010	73
Aluminio fundido (molde)	70.90	172.0	137.8	83.0	45**	234	-	51.48	193	2702	9.00*	240	0.025	164
Aluminio fundido (arena)	70.90	165.0	124.1	69.0	40**	248	-	54.56	180	2702	10.00*	240	0.025	164
Aluminio aleado**	71.70	73.0	145.3	90.0	47	182	-	40.04	203	2800	12.00*	278	0.025	164
Bronce fosforado**	111.00	131.0	186.1	213.0	79	324	-	87.48	-	8010	32.30*	888	0.020	56
Bronce al aluminio**	101.00	310.0	317.1	194.5	134	565	-	152.55	-	8666	28.23*	888	0.020	83
PTFE (DIN 53479)	0.70	25.3	41.4	-	-	34.5	-	-	-	2100	78.80*	-	-	0.25

Fuente: Solórzano Castillo, Byron Agustín. Construcción de un modelo matemático integral de un compresor tipo recíprocante, de pistón, monocilíndrico, vertical y de simple acción, destinados a procesos especiales. La Habana 2014

Tabla 33. Función del coeficiente efectivo de concentración de tensiones (chaveteros)

$K_{f_chav_eje_trans_cignal} = f(T_{ipo_carga}, P_{erfil}, T_{ipo_acero})$			
$K_{f_chav_eje_trans_cignal}$	T_{ipo_carga}	P_{erfil}	T_{ipo_acero}
1.6	Flexión	Recto	Recocido
1.3	Torsión		
1.3	Flexión	Suavizado	
1.3	Torsión		
2.0	Flexión	Recto	Endurecido
1.6	Torsión		
1.6	Flexión	Suavizado	
1.6	Torsión		

Fuente: Solórzano Castillo, Byron Agustín. Construcción de un modelo matemático integral de un compresor tipo reciprocante, de pistón, mono-cilíndrico, vertical y de simple acción, destinados a procesos especiales. La Habana 2014

Tabla 34. Fórmulas de aplicación del teorema de los tres momentos

	Reacciones
	$R_A = R_C = \frac{3qL}{8}$ $R_B = \frac{5qL}{4}$
	Cortantes
	$V_{AB} = \frac{q}{8} \cdot (3L - 8x)$ $V_B^{izq} = -V_B^{der} = -\frac{5qL}{8}$ $V_{BC} = \frac{q}{8} \cdot (13L - 8x)$
	Flectores
	$M_{AB} = \frac{qx}{8} \cdot (3L - 4x)$ $M_{BC} = \frac{q}{8} \cdot (2L - x) \cdot (4x - 5L)$ $M_B = -\frac{qL^2}{8}$ $M_{m\acute{a}x} = \frac{9qL^2}{128} \quad \text{para } x = \frac{3L}{8} \text{ y } x = \frac{13L}{8}$

Fuente: <http://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/25612/1/Estructuras%20Met%20C3%A1licas%20-%20Material%20apoyo.pdf>. Consultado en línea 28/02/2015. A las 20H00

Tabla 35. Dimensiones de roscas unificadas (UNS)

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) d (in)	ROSCA BASTA (UNC)			ROSCA FINA (UNF)			Ancho aproximado entre caras A_T (in)	
		Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Cabeza	Tuerca
0	0.0600	-	-	-	80	0.0438	0.0018		
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028		
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039		
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052		
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066		
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083		
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101		
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147		
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200		
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258		
¼	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364	7/16	7/16
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581	½	½
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878	9/16	9/16
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187	5/8	11/16
½	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600	¾	¾
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030	13/16	7/8
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560	15/16	15/16
¾	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730	1 1/8	1 1/8
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095	1 5/16	1 5/16
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630	1 ½	1 ½
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557	1 11/16	1 11/16
1 ¼	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729	1 7/8	1 7/8
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147	2 1/16	2 1/16
1 ½	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810	2 ¼	2 ¼
1 ¾	1.7500	5	1.4902	1.8995				2 5/8	2 5/8
2	2.0000	4.5	1.7113	2.4982				3	3
2 ¼	2.2500	4.5	1.9613	3.2477				3 3/8	3 3/8
2 ½	2.5000	4	2.1752	3.9988				3 ¾	3 ¾
2 ¾	2.7500	4	2.4252	4.9340				4 1/8	4 1/8
3	3.0000	4	2.6752	5.9674				4 ½	4 ½
3 ¼	3.2500	4	2.9252	7.0989				4 7/8	
3 ½	3.5000	4	3.1752	8.3286				5 ¼	
3 ¾	3.7500	4	3.4252	9.6565				5 5/8	
4	4.0000	4	3.6752	11.083				6	

Fuente: <http://www.utp.edu.co/~ivanegas/disI/Cap8.pdf>. Consultado en línea 08/03/2015, a las 20H00

Tabla 36. Especificaciones SAE para pernos UNS de acero

Grado SAE	Intervalo de tamaños (inclusive) (in)	Resistencia límite mínima a la tracción S_p (ksi)	Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_y (ksi)	Resistencia última mínima a la tracción S_t (ksi)	Características del acero
1	¼ a 1½	33	36	60	Medio o bajo carbono
2	¼ a ¾	55	57	74	Medio o bajo carbono
	7/8 a 1½	33	36	60	
4	¼ a 1½	65	100	115	Medio carbono estirado en frío
5	¼ a 1	85	92	120	Medio carbono templado y revenido
	1 1/8 a 1½	74	81	105	
5.2	¼ a 1	85	92	120	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido
7	¼ a 1½	105	115	133	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8	¼ a 1½	120	130	150	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8.2	¼ a 1	120	130	150	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido

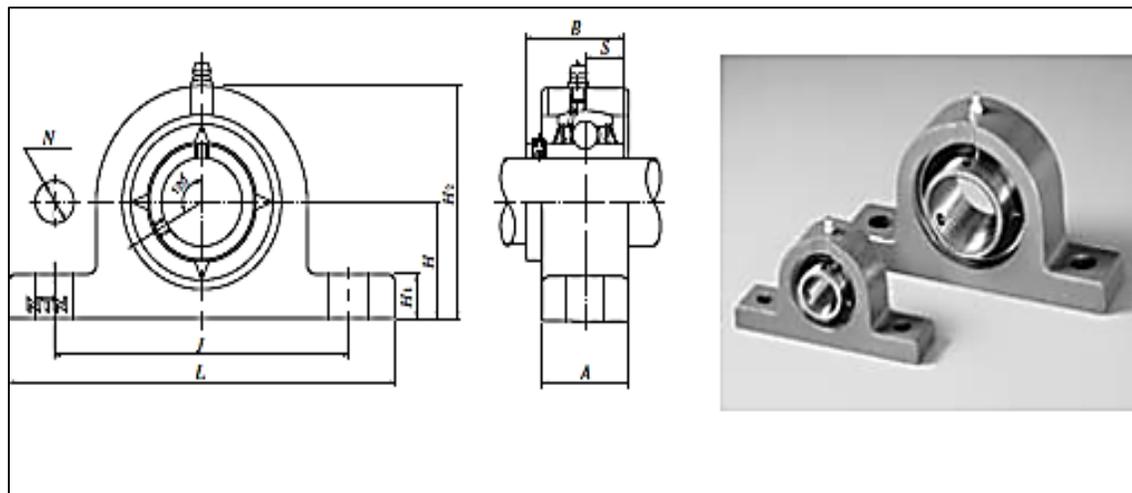
Fuente: <http://www.utp.edu.co/~lvanegas/disI/Cap8.pdf>. Consultado en línea 08/03/2015, a las 20H00

Tabla 37. Chavetas paralelas serie normal

Diámetro del eje d		CHAVETA								
		Sección	Ancho (b)		Altura h		Chafán (b1)		Longitud (l)	
Mas de	hasta	b x h	Nominal	Toler. H9	Nominal	Toler. H9 y h11	Mín.	Máx.	De...	...a
10	12	4x4	4		4		0,16	0,25	8	46
12	17	5x5	5	0	5	0	0,25	0,40	10	56
17	22	6x6	6	-0,03	6	-0,03	0,25	0,40	14	70
22	30	8x7	8	0	7		0,25	0,40	18	90
30	38	10x8	10	-0,036	8		0,40	0,60	22	110
38	44	12x8	12		8	0	0,40	0,60	28	140
44	50	14x9	14	0	9	-0,09	0,40	0,60	36	160
50	58	16x10	16	-0,043	10		0,40	0,60	45	180
58	65	18x11	18		11		0,40	0,60	50	200
65	75	20x12	20		12		0,40	0,80	56	220
75	85	22x14	22	0	14	0	0,60	0,80	63	250
85	95	25x14	25	-0,052	14	-0,11	0,60	0,80	70	280
95	110	28x16	28		16		0,60	0,80	80	320
110	130	32x18	32		18		0,60	0,80	90	360
130	150	36x20	36		20		0,60	1,20	100	400
150	170	40x22	40	0	22	0	1,00	1,20		
170	200	45x25	45	-0,062	25	-0,13	1,00	1,20		
200	230	50x28	50		28		1,00	1,20		
230	260	56x32	56		32		1,00	2,00		
260	290	63x32	63	0	32		1,60	2,00		
290	330	70x36	70	-0,074	36	0	1,60	2,00		
330	380	80x40	80		40	-0,16	2,50	3,00		
380	400	90x45	90	0	45		2,50	3,00		
400	500	100x50	100	-0,087	50		2,50	3,00		

Fuente: Larburu Arrizabalaga, Nicolás. 1990. MÁQUINAS PRONTUARIO TÉCNICAS MÁQUINAS HERRAMIENTAS.

Tabla 38. Chumaceras. Pillow Block Unit; UCPG2 series. Cylindrical bore with set screw



Bore dia. mm	Part number	Boundary dimensions mm										Nominal bolt dia.	Insert bearing number	Basic dynamic rated load kN Cr	Basic static rated load kN Cor	Housing part number	Mass kg (Ref.)		
		H	L	J	A	N	H1	H2	B	S									
12	UCPG201D1	30.2	127	95	25	12	14	62	31	12.7	M10	UC201D1	12.8	6.65	PG203D1	0.7			
15	UCPG202D1											UC202D1							
17	UCPG203D1											UC203D1							
20	UCPG204D1	33.3	65	UC204D1	PG204D1														
25	UCPG205D1	36.5	140	105	30	15	71	34	14.3	UC205D1		14.0			7.85		PG205D1	0.8	
30	UCPG206D1	42.9	165	121	35	17	83	38.1	15.9	M14	UC206D1	19.5	11.3	PG206D1	1.3				
35	UCPG207D1	47.6	167	127			93	42.9	17.5		UC207D1	25.7	15.3	PG207D1	1.6				
40	UCPG208D1	49.2	184	137			18	98	49.2		19	UC208D1	29.1	17.8	PG208D1	1.9			
45	UCPG209D1	54	190	146	20	106	UC209D1	32.5				20.4	PG209D1	2.2					
50	UCPG210D1	57.2	206	159	45	19	21	114	51.6		M16	UC210D1	35.0	23.2	PG210D1	2.6			
55	UCPG211D1	63.5	219	171			23	126	55.6	22.2		UC211D1	43.5	29.2	PG211D1	3.3			
60	UCPG212D1	69.8	241	184	50	25	138	65.1	25.4	UC212D1		52.5	36.0	PG212D1	4.6				
65	UCPG213D1	76.2	265	203			151			27		74.8	30.2	UC213D1	57.5	40.0	PG213D1	5.9	
70	UCPG214D1	79.4	266	210	55	28	163	77.8	M20					UC214D1	62.0	44.0	PG214D1	6.6	
75	UCPG215D1	82.6	275	217							24			30	175	82.6	UC215D1	66.0	49.5
80	UCPG216D1	88.9	292	232	60	32	187	85.7		34.1		UC216D1	72.5				53.0	PG216D1	9.0
85	UCPG217D1	95.2	310	247								UC217D1	83.5				64.0	PG217D1	11
90	UCPG218D1	101.6	327	262	65	26	33	200		96	39.7	M22	UC218D1	96.0	71.5	PG218D1	13		

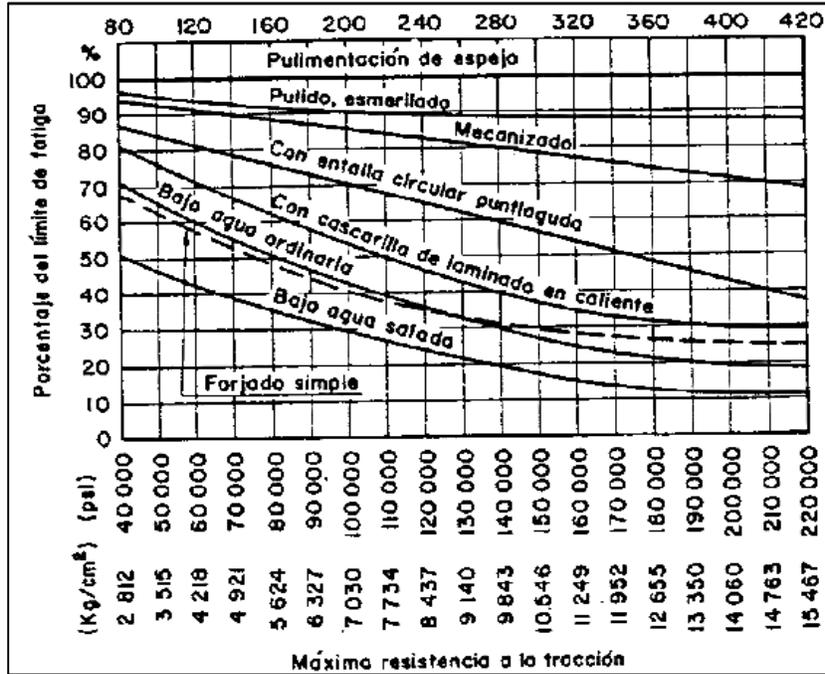
Fuente: For New Technology Network. NTN Corporation. Bearing Units Steel Series. CAT. N° 3902

Tabla 39. Planchas de acero

Planchas				
Plancha Laminada en Caliente				
Recubrimiento: Negro				
Norma de Fabricación: NTE INEN 115, ASTM A 6				
Observaciones: Otros largos y espesores previa consulta				
Dimensiones		Espesores		Calidad de Acero
mm	mm	mm		
1220 x	2440	1.50 - 12.00		ASTM A36
1220 x	6000	2.00 - 12.00		
1500 x	6000	4.00 - 12.00		
1800 x	6000	4.00 - 12.00		
2000 x	6000	6.00 - 100.00		
1220 x	2440	3.00 - 12.00		ASTM A572 Gr. 50
1220 x	6000	3.00 - 12.00		
1500 x	6000	3.00 - 12.00		
2500 x	6000	6.00 - 30.00		ASTM A 283/ A36
1500 x	6000	3.00 - 12.00		
2440 x	12000	6.00 - 30.00		
2500 x	6000	6.00 - 30.00		
2500 x	12000	6.00 - 30.00		
Plancha Naval - ASTM A131, ASTM A 6				
Recubrimiento: Negro o Galvanizado				
Norma de Fabricación: ASTM A131, ASTM A 6, Certificación Lloyd's				
Observaciones: Otros largos y espesores previa consulta				
Espeor	Ancho	Largo	Peso Aprox.	
mm	mm	mm	kg	
4	1524	6096	292	
5	1524	6096	385	
6	1524	6096	438	
8	1524	6096	583	
9	1524	6096	656	
12	1524	6096	875	
15	1524	6096	1094	
Plancha para Tanques				
Recubrimiento: 6 m o 12 m				
Norma de Fabricación: Negro o Galvanizado				
Observaciones: ASTM A516 GR.70, ASTM A 6				
Otras dimensiones y largos previa consulta				
Espeor	Ancho	Largo	Peso Aprox.	
mm	mm	mm	kg	
4.00 a 25.00	2440	6000	460 - 2873	
	2440	12000	919 - 5746	
6.35 a 42.00	2500	6000	748 - 4946	
	2500	12000	748 - 9891	

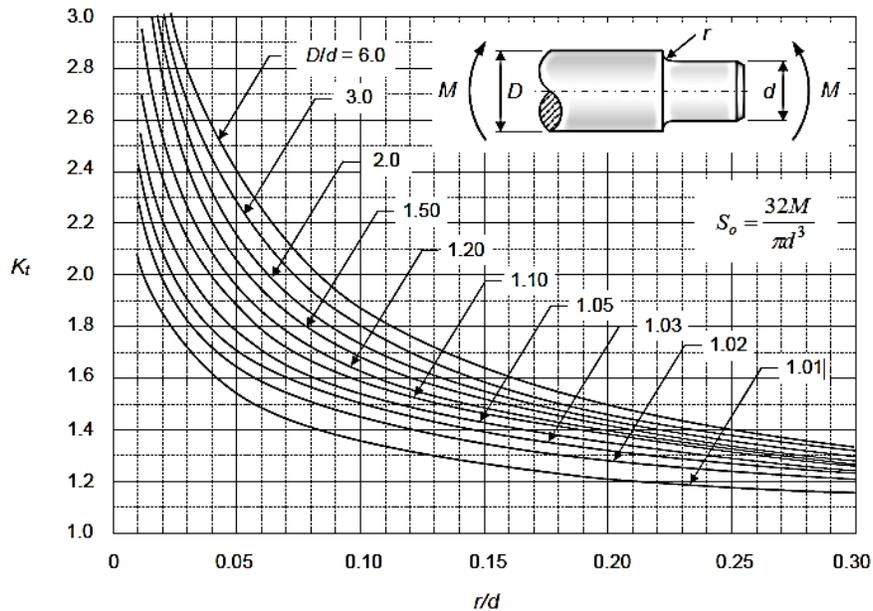
Fuente: <http://www.ipac-acero.com>. Catálogo_IPAC.pdf. Consultado en línea 08/03/2015, a las 20H00

Figura 56. Curva de obtención del coeficiente de superficie para el acero



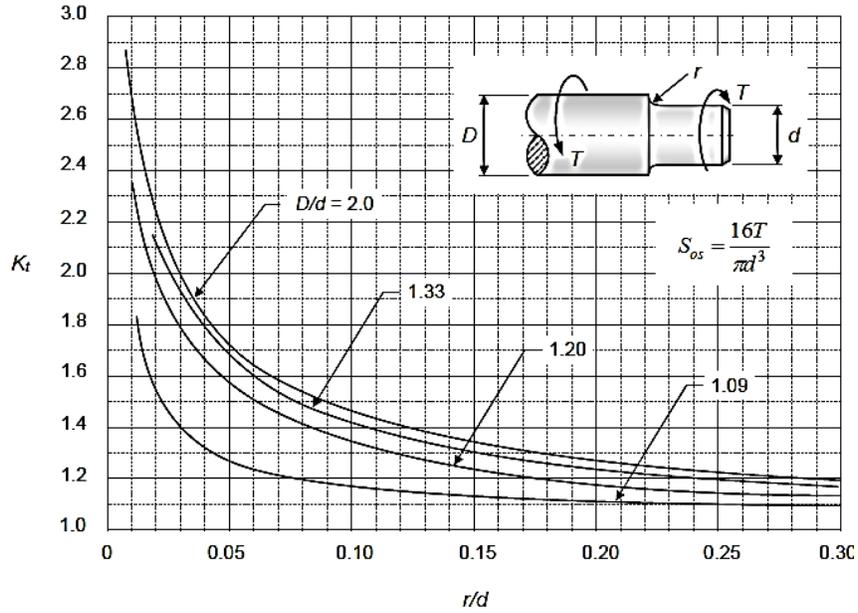
Fuente: Solórzano Castillo, Byron Agustín. Construcción de un modelo matemático integral de un compresor tipo recíprocante, de pistón, mono-cilíndrico, vertical y de simple acción, destinados a procesos especiales. La Habana 2014

Figura 57. Curvas de coeficiente teórico de concentración de esfuerzos por entalladura y cambio de sección en un eje de sección circular (flexión)



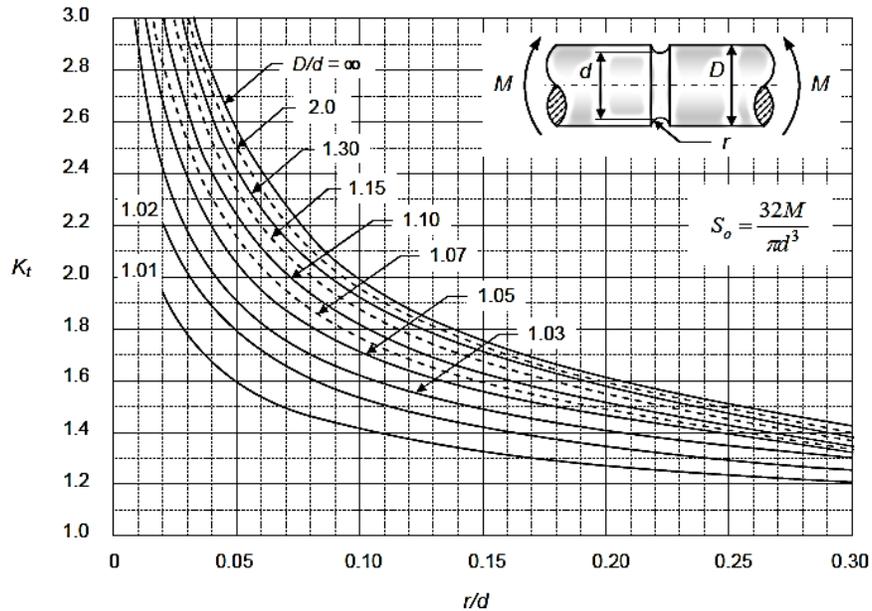
Fuente: Solórzano Castillo, Byron Agustín. Construcción de un modelo matemático integral de un compresor tipo recíprocante, de pistón, mono-cilíndrico, vertical y de simple acción, destinados a procesos especiales. La Habana 2014

Figura 58. Curvas de coeficiente teórico de concentración de esfuerzos por entalladura y cambio de sección en un eje de sección circular (torsión)



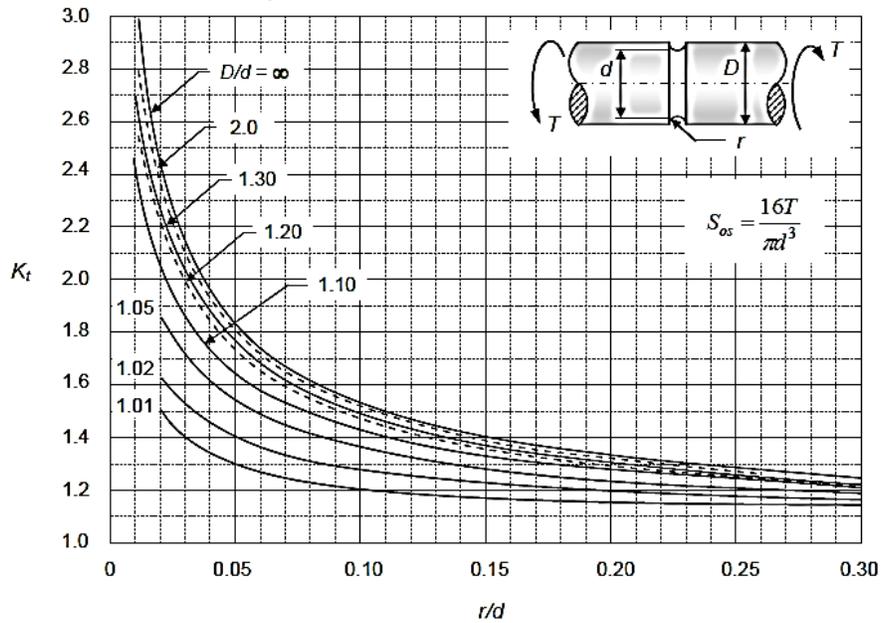
Fuente: Solórzano Castillo, Byron Agustín. Construcción de un modelo matemático integral de un compresor tipo recíprocante, de pistón, mono-cilíndrico, vertical y de simple acción, destinados a procesos especiales. La Habana 2014

Figura 59. Curvas de coeficiente teórico de concentración de esfuerzos por ranura en un eje de sección circular (flexión)



Fuente: Solórzano Castillo, Byron Agustín. Construcción de un modelo matemático integral de un compresor tipo recíprocante, de pistón, mono-cilíndrico, vertical y de simple acción, destinados a procesos especiales. La Habana 2014

Figura 60. Curvas de coeficiente teórico de concentración de esfuerzos por ranura en un eje de sección circular (torsión)



Fuente: Solórzano Castillo, Byron Agustín. Construcción de un modelo matemático integral de un compresor tipo recíprocante, de pistón, mono-cilíndrico, vertical y de simple acción, destinados a procesos especiales. La Habana 2014

CERTIFICACIÓN

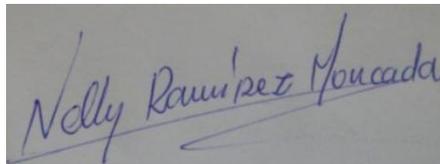
Lic. Nelly Susana Ramírez Moncada

TRADUCTORA

CERTIFICA:

Haber realizado la traducción del texto de la página tres (RESUMEN), a petición del señor egresado de la carrera de Ingeniería Electromecánica: **Oscar Vladimir Chicaiza Songor** para su tesis de grado cuyo tema versa en “**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA TRITURADORA PARA EL RECICLAJE DE BOTELLAS DE VIDRIO**”.

Loja, 19 de Marzo de 2015



Lic. Nelly Susana Ramírez Moncada

TRADUCTORA