

	UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA			
	Documento	Código	Fecha	Revisión
FORMATO HOJA DE RESUMEN PARA TRABAJO DE GRADO	F-AC-DBL-007	10-04-2012	A	
Dependencia	Aprobado		Pág.	
DIVISIÓN DE BIBLIOTECA	SUBDIRECTOR ACADEMICO		1(163)	

RESUMEN – TRABAJO DE GRADO

AUTORES	CARLOS ALONSO CLAVIJO OVALLE NAIRO CARDONA DUARTE
FACULTAD	INGENIERÍAS
PLAN DE ESTUDIOS	INGENIERÍA MECÁNICA
DIRECTOR	EDER NORBERTO FLÓREZ SOLANO
TÍTULO DE LA TESIS	DISEÑO DE UN MOLINO DE MARTILLOS PARA LA PRODUCCIÓN DE PEGAMENTO CERÁMICO PARA LA EMPRESA RAGRAQUÍMICOS

RESUMEN

(70 palabras aproximadamente)

LA PROPUESTA PLANTEA EL DISEÑO DE UN MOLINO DE MARTILLOS PARA LA PRODUCCIÓN DE PEGAMENTO CERÁMICO PARA LA EMPRESA RAGRAQUÍMICOS, ESTE PROYECTO SE FORMULA DE LA NECESIDAD DE DISEÑAR UN EQUIPO QUE CONTRIBUYA CON EL MEJORAMIENTO DEL PRODUCTO, LA CUAL REQUIERE UN PROCESO ESPECIFICO DE REDUCCIÓN DE TAMAÑO, QUE PARA ESTE CASO EN PARTICULAR SE DARÁ POR IMPACTO. ES POR ELLO QUE SE PLANTEA COMO SOLUCIÓN EL DISEÑO DE UN MOLINO DE MARTILLOS CON TODAS LAS ESPECIFICACIONES REQUERIDAS POR LA EMPRESA, PERMITIENDO CON LA INCLUSIÓN DE ESTE EQUIPO UN MEJORAMIENTO EN LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DEL PEGAMENTO Y ASÍ EL PRODUCTO SEA MÁS COMPETITIVO A NIVEL LOCAL Y DEPARTAMENTAL.

CARACTERÍSTICAS

PÁGINAS: 163	PLANOS:3	ILUSTRACIONES:58	CD-ROM:1
--------------	----------	------------------	----------



**DISEÑO DE UN MOLINO DE MARTILLOS PARA LA PRODUCCIÓN DE
PEGAMENTO CERÁMICO PARA LA EMPRESA RAGRAQUÍMICOS**

**CARLOS ALONSO CLAVIJO OVALLE
NAIRO CARDONA DUARTE**

**UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PLAN DE ESTUDIOS DE INGENIERÍA MECÁNICA
OCAÑA
2014**

**DISEÑO DE UN MOLINO DE MARTILLOS PARA LA PRODUCCIÓN DE
PEGAMENTO CERÁMICO PARA LA EMPRESA RAGRAQUÍMICOS**

**CARLOS ALONSO CLAVIJO OVALLE
NAIRO CARDONA DUARTE**

**Proyecto presentado como requisito para optar por el título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
EDER NORBERTO FLÓREZ SOLANO
Ms. Ingeniería Mecánica**

**UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PLAN DE ESTUDIOS DE INGENIERÍA MECÁNICA
OCAÑA
2014**

*A mi madre Yimídiam Clavijo Ovalle por su amor, sostenimiento
y apoyo incondicional.*

*A mi hermano Yamil Alexis Clavijo Ovalle compañero y amigo
incondicional.*

*A toda mi familia que de una u otra manera me han
acompañado en esta etapa de mi vida.*

CARLOS ALONSO CLAVIJO OVALLE

*A mi madre Ángela María Duarte Sanguino, por ser el motor de
mi vida y la gestora de mi formación académica;*

*A mis hermanos Euglís, Yujany y Yandid, que siempre han estado
a mi lado dándome fuerzas para continuar luchando en el
duro camino de la vida.*

*A mis compañeros y amigos por su apoyo incondicional y
sincero.*

NAIRO CARDONA DUARTE

AGRADECIMIENTOS

Primeramente a Dios por todas las bendiciones recibidas y la culminación exitosa de este proyecto.

A nuestro director de tesis Eder Flórez Solano, por su valiosa colaboración y asesoría.

A la universidad Francisco de Paula Santander Ocaña y a todo el grupo de profesores por brindarnos sus conocimientos pues sin ellos nada de esto hubiese sido posible.

A todos nuestros compañeros de carrera quienes compartieron esta etapa que hoy culmina y en especial a Ricardo García León (Carmito Acosta).

A todas aquellas personas que de una u otra manera colaboraron en el triunfo que hoy nos llena de satisfacción.

CONTENIDO

	Pág.
<u>INTRODUCCION</u>	18
<u>1. TITULO</u>	19
<u>1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</u>	19
<u>1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA</u>	19
<u>1.3. OBJETIVOS</u>	20
1.3.1. Objetivo General	20
1.3.2. Objetivos Específicos.....	20
<u>1.4. JUSTIFICACIÓN</u>	20
<u>1.5. DELIMITACIONES</u>	21
1.5.1. Geográficas	21
1.5.2. Conceptual.	21
1.5.3. Operativa	21
1.5.4. Temporal.....	21
<u>2. MARCO REFERENCIAL</u>	22
<u>2.1. MARCO HISTÓRICO</u>	22
2.1.1. Marco histórico mundial	22
2.1.2. Marco Histórico Nacional.....	23
<u>2.2. MARCO CONCEPTUAL</u>	23
<u>2.3. MARCO TEORICO</u>	25
<u>2.4. MARCO LEGAL</u>	40
<u>3. DISEÑO METODOLOGICO</u>	43
<u>3.1. TIPO DE INVESTIGACIÓN</u>	43
<u>3.2. POBLACIÓN</u>	43
<u>3.3. MUESTRA</u>	43
<u>3.4. TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN</u>	43
3.4.1. Análisis De La Información.....	44
3.4.2. Fases Del Proyecto De Investigación	44
<u>4. DISEÑO DEL EQUIPO MOLINO DE MARTILLOS</u>	45
<u>4.1. PARAMETROS DE DISEÑO</u>	45
<u>4.2. DISEÑO Y CALCULO DEL MOLINO DE MARTILLOS</u>	50
4.2.1. Diseño Geométrico	51
4.2.2. Números De Trenes Del Rotor	61
4.2.3. Trasmisión De Potencia	61
4.2.4. Cálculos Para La Vida De Las Bandas.	68
4.2.5. Diseño Y Selección Del Material De Las Piezas Del Rotor	69
4.2.6. Selección De Rodamientos.	87
4.2.7. Selección De Ajustes y sujeciones.....	90

<u>4.3.</u>	<u>ANALISIS EN SOLIWORKS SIMULATION DE PIEZAS MECANICAS</u>	101
4.3.1.	Estudio Estático Martillo	101
4.3.2.	Estudio Sección Crítica Del Martillo.	106
4.3.3.	Estudio Estático Eje Principal.	110
4.3.4.	Estudio Estático Disco Porta Martillos.	114
<u>5.</u>	<u>COSTOS DEL PROYECTO.</u>	118
<u>CONCLUSIONES.</u>		120
<u>RECOMENDACIONES.</u>		121
<u>BIBLIOGRAFÍA.</u>		122
<u>ANEXOS</u>		125

LISTA DE TABLAS

TABLA 1: Momentos de Inercia.....	50
TABLA 2: Costos Del Sistema De Transición.....	118
TABLA 3: Presupuesto De Cámara Y Rotor De Molienda.	119

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: Formas De Reducción De Tamaño	26
FIGURA 2: comparación de los tipos de molienda	29
FIGURA 3: molino de martillos tipo de funcionamiento.	32
FIGURA 4: Martillos	33
FIGURA 5: Rotor De Un Molino De Martillos.	34
FIGURA 6: Resistencia Al Desgaste Abrasivo	39
FIGURA 7: Cernido De La Arcilla Prueba De Laboratorio	46
FIGURA 8: Muestra De Arcilla.....	47
FIGURA 9: masas para la prueba de ruptura.	47
FIGURA 10: Maquina Para Prueba De Ruptura.....	47
FIGURA 11: Martillo	51
FIGURA 12: Bujes Separadores De Martillos.....	54
FIGURA 13: Disco Porta Martillos	56
FIGURA 14: Tambor separador de discos.....	57
FIGURA 15: Sistema De Transmisión De Potencia.....	62
FIGURA 16: Sección De Banda En V.....	65
FIGURA 17: Tensión En La Banda Tipo V	66
FIGURA 18: Sección Critica Del Martillo.	71
FIGURA 19: Sección Del Martillo.	72
FIGURA 20: sección critica del martilla.	74
FIGURA 21: Eje Porta Martillos.	75
FIGURA 22: Distribución De Fuerzas Eje Porta Martillos	76
FIGURA 23: Diagrama Esfuerzo Cortante. (τ_{max}).....	77
FIGURA 24: Diagrama Momento Flexionante (M_{max}).....	77
FIGURA 25: Eje Principal Del Rotor.	78
FIGURA 26: Distribución De Cargas En El Eje Principal.	79
FIGURA 27: Diagrama Esfuerzo Cortante Plano XY.....	79
FIGURA 28: Diagrama Momento Flexionante XY.....	80
FIGURA 29: Diagrama Esfuerzo Cortante Plano XZ.	80
FIGURA 30: Diagrama Momento Flexionante XZ.....	80
FIGURA 31: Eje Redondo Con Filete En El Hombro De Flexión.....	83
FIGURA 32: Eje Redondo Con Filete En El Hombro De torsión.....	84
FIGURA 33: Cargas En El Eje Principal.....	87
FIGURA 34: Rodamientos De Una Sola Hilera.	88
FIGURA 35: Tipo De Rodamiento Seleccionado.....	89
FIGURA 36: forma de la cuña y fuerzas que actúan en ella.....	91
FIGURA 37: Disco Porta Martillos Con Sujeción.	94

FIGURA 38: Forma Del Tornillo Prisionero.....	95
FIGURA 39: Cabeza Hexagonal Tornillo Prisionero	96
FIGURA 40: Diseño Tolva Medidas.	99
FIGURA 41: Características Del Tamiz	100
FIGURA 42: Martillo Fuerzas Y Sujeción	101
FIGURA 43: Tensión Nodal Limite Elástico Del Martillo.....	102
FIGURA 44: Deformación Unitaria Estática Del Martillo.....	103
FIGURA 45: Factor De Seguridad FDS Del Martillo.	104
FIGURA 46: Percepción De Diseño Del Martillo.	105
FIGURA 47: Sección Del Martillo Fuerza Y Sujeción.	106
FIGURA 48: Tensión Nodal Limite Elástico De La Sección Del Martillo	107
FIGURA 49: Deformación Unitaria Estática De La Sección Del Martillo.	108
FIGURA 50: Factor De Seguridad FDS De La Sección Del Martillo.....	109
FIGURA 51: Eje Principal Fuerza, Torsión Y Sujeción.....	110
FIGURA 52: Tensión Nodal Limite Elástico Del Eje Principal.....	111
FIGURA 53: Factor De Seguridad FDS Del Eje Principal.....	112
FIGURA 54: Percepción De Diseño Del Eje Principal.	113
FIGURA 55: Disco Porta Martillos Fuerza Y Sujeción	114
FIGURA 56: Tensión Nodal Limite Elástico Del Disco.	115
FIGURA 57: Factor De Seguridad FDS Del Disco.	116
FIGURA 58: Percepción De Diseño Del Disco.....	117

LISTA DE ECUACIONES

(Ec. 1 Energía Potencial).....	48
(Ec. 2 Energía cinética).....	48
(Ec. 3 Velocidad Tangencial).....	48
(Ec. 4 Coeficiente de fluctuación).....	49
(Ec. 5 Velocidad media).....	49
(Ec. 6 Velocidad de carga).....	49
(Ec. 7 Velocidad angular vacío).....	49
(Ec. 8 Velocidad angular con carga).....	49
(Ec. 9 Aceleración angular).....	50
(Ec. 10 Torque de arranque).....	59
(Ec. 11 Potencia de arranque).....	60
(Ec. 12 Potencia de molienda Bond).....	60
(Ec. 13 Potencia nominal).....	60
(Ec. 14 Numero de granos).....	61
(Ec. 15 Numero de trenes).....	61
(Ec. 16 Velocidad optima poleas).....	62
(Ec. 17 Longitud De paso de la Banda).....	63
(Ec. 18 Distancia Real Entre Centros).....	63
(Ec. 19 Potencia de diseño.).....	64
(Ec. 20 Numero de correas).....	64
(Ec. 21 Angulo de contacto).....	65
(Ec. 22 Variación de fuerza).....	66
(Ec. 23 Fuerza de la correa).....	66
(Ec. 24 Vida en horas de la banda).....	68
(Ec. 25 Numero de pasadas).....	68
(Ec. 26 Factor de seguridad de la banda).....	68
(Ec. 27 Velocidad periférica).....	69
(Ec. 28 Fuerza centrífuga).....	69
(Ec. 29 Fuerza de impacto).....	69
(Ec. 30 Esfuerzo de ruptura máximo).....	71
(Ec. 31 Esfuerzo de fluencia máximo).....	71
(Ec. 32 Esfuerzo contante máximo).....	72
(Ec. 33 Esfuerzo Máximo Por Sensibilidad A La Muesca).....	73
(Ec. 34 Concentración de esfuerzo).....	73
(Ec. 35 Constante de Neuber).....	73
(Ec. 36 Teoría energía de distorsión para ejes).....	78
(Ec. 38 Esfuerzo de Von mises).....	82

(Ec. 39 Concentración de esfuerzos por fatiga.)	83
(Ec. 40 Factor de concentración de esfuerzos relacionada con el momento)	83
(Ec. 41 Concentración de esfuerzo por torsión).....	84
(Ec. 42 Factor de concentración de esfuerzos relacionada con el torque)	84
(Ec. 43 Vida en ciclos)	85
(Ec. 44 Esfuerzo verdadero- deformación verdadera)	85
(Ec. 45 Diámetro máximo del ajuste)	90
(Ec. 46 Diámetro mínimo del ajuste)	90
(Ec. 47 Fuerza en el centro del perno)	95
(Ec. 48 Factor de seguridad tornillo prisionero)	97
(Ec. 49 Conexiones no permanentes, sujetadores reutilizados.)	97
(Ec. 50 Rigidez del sujetador).....	97
(Ec. 51 Rigidez de los elementos Tornillos Prisioneros)	97
(Ec. 52 Constante de rigidez de la unión tornillos prisioneros)	98

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A: Tamizado Muestra De Arcilla	126
ANEXO B: Coeficiente De Fluctuación	127
ANEXO C: Índice De Trabajo W_i	128
ANEXO D: Motores Trifásicos Jaula De Ardilla.....	129
ANEXO E: Secciones De Bandas En V Estándar.....	130
ANEXO F: Circunferencias Interiores De Bandas En V Estándar	130
ANEXO G: Dimensiones De Conversión De Longitud	130
ANEXO H: Factor De Seguridad Maquina Impulsada.....	131
ANEXO I: Potencias Nominales De Bandas En V Estándar	132
ANEXO J: Factor De Corrección Del Angulo De Contacto K_1	133
ANEXO K: Factor De Corrección De Longitud De Banda K_2	133
ANEXO L: Parámetros De Bandas En V.....	134
ANEXO M: Parámetros De Durabilidad Para Algunas Secciones De Banda En V	134
ANEXO N: Barra En Tensión o Compresión Simple Con Un Agujero Trasversal.....	135
ANEXO O: Tabla Principales Materiales Comerciales	136
ANEXO P: Factores De Servicios Para Diversas Condiciones	137
ANEXO Q: Parámetros Del Factor De La Condición Superficial De Marín	138
ANEXO R: Parámetros Del Factor De Carga De Marín	138
ANEXO S: Factor De Concentración De Esfuerzo K_t	139
ANEXO T: Sensibilidad A La Muesca q	140
ANEXO U: Factor De Concentración Esfuerzo K_t s	141
ANEXO V: Sensibilidad A La Muesca q cortante	142
ANEXO W: Tipos Y Características De Rodamientos NKS.....	143
ANEXO X: Rodamientos De Bolas De Una Sola Hilera NKS Dimensiones	144
ANEXO Y: Tabla De Selección De Rodamientos NKS	145
ANEXO Z: Descripción De Ajustes Recomendables	146
ANEXO AA: Grado De Tolerancias Internacionales	147
ANEXO BB: Desviaciones Fundamentales De Ejes.....	148
ANEXO CC: Dimensiones De Algunas Cuñas	149
ANEXO DD: Anillos de Retención	150
ANEXO EE: Coeficiente De Fricción	151
ANEXO FF: Propiedades De Tornillos Comerciales	151
ANEXO GG: Áreas De Roscas Métricas De Paso	152
ANEXO HH: Dimensiones De Pernos De Cabeza Cuadrada	153
ANEXO II: Selección Del Tamiz	154
ANEXO JJ: Molino De Martillos.....	155
ANEXO KK: Rotor Del Molino	156

ANEXO LL: Rotor Explosionado 157
ANEXO MM: Manual Del Usuario.....155

INTRODUCCIÓN

La industria colombiana dedicada a la transformación de materia prima se encuentra en desventaja con respecto a los demás países. Con las nuevas políticas del estado se crea la necesidad de mejorar la calidad de los productos buscando con esto que sean más competitivos en el mercado mundial y así obtener un mejor posicionamiento de la industria colombiana.

Las pequeñas empresas colombianas y en especial las de nuestra región no cuentan con la tecnología ni los recursos necesarios para implementar las estrategias y compra de equipos necesarios para mejorar sus procesos y de esta manera poder brindar a la región productos de buena calidad a menor costo.

En la actualidad las pequeñas empresas Ocañeras buscan posicionarse a nivel nacional con la meta de ser competitivas, y a un futuro no muy lejano participar y competir en el mercado extranjero exportando sus productos.

La empresa Ragraquímicos decide incluir en su portafolio de productos pegante de tableta cerámica, Para elaborar este producto la empresa requiere de un molino de arcilla que sea eficiente, de bajo costo y que permita trabajar ininterrumpidamente de acuerdo con la necesidad de producción generando mayor rentabilidad.

Este documento muestra el diseño y cálculo de elementos de máquinas, para la posible construcción de una máquina para moler material arcilloso, con el cual la empresa pueda satisfacer las necesidades requeridas del producto.

1. TITULO

DISEÑO DE UN MOLINO DE MARTILLOS PARA LA PRODUCCIÓN DE PEGAMENTO CERÁMICO PARA LA EMPRESA RAGRAQUÍMICOS.

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

La situación actual por la que atraviesa la industria de la ciudad de Ocaña evidencia la falta de inversión y gestión que ha llevado a los empresarios a utilizar métodos rudimentarios en ocasiones obsoletos para el tratamiento de materia prima.

Ragraquímicos es una empresa que produce una variedad de productos utilizados en la construcción tradicional de obras civiles y desea seguir creciendo, Esta Organización No cuenta con la maquinaria adecuada para el tratamiento de sus materias primas, Si bien los avances tecnológicos, el desarrollo de nuevos materiales y la adaptación de diversos sistemas constructivos, se encuentran en todos los mercados del mundo; cabe destacar que en la provincia de Ocaña todavía es poco probable la implementación de estos nuevos sistemas de construcción.

La ciudad de Ocaña es privilegiada pues cuenta con abundantes yacimientos de arcilla siendo el material más versátil y utilizado en muchos productos para la construcción, este material reúne diferentes características que hacen que su utilización no sea reemplazable debido, entre otras bondades a dos fuertes componentes: el costo-beneficio desde el enfoque económico, y la componente histórica cultural de identidad, Sin embargo lamentablemente hoy en día nos vemos ante la problemática que aun siendo el material más utilizado en la construcción regional, no se ha generalizado la adopción de criterios técnicos para la molienda de arcilla basándose en estándares de calidad.

Evidentemente, el origen de los problemas que actualmente presenta el sector productivo que utiliza la arcilla como materia prima, tiene su raíz en la repetición de “fórmulas tradicionales”, sin tener en cuenta que al no realizar una reducción de tamaño técnica con los requerimientos y equipos tecnológicos necesarios el producto se verá afectado.

Por las razones presentadas anteriormente Ragraquímicos ve la necesidad del asesoramiento técnico, puesto que en Ocaña no existe ninguna fábrica que cumpla los mínimos estándares de calidad en la fabricación de molinos de arcilla y menos en la venta de máquinas trituradoras con las especificaciones requeridas por el cliente. La finalidad que se quiere es que el material molido sea el óptimo para la fabricación del nuevo producto que va dirigida principalmente a grandes y pequeños constructores de la región con la visión de ingresar en el mercado nacional.

1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿A través del diseño de un molino de martillos, se podrá suplir la necesidad con la que cuenta la empresa Ragraquímicos?

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo General

Diseñar un molino de martillos para la producción de pegante de tabletas cerámicas.

1.3.2. Objetivos Específicos

Analizar los diferentes tipos de molinos existentes para seleccionar el más eficiente.

Definir el modelo geométrico del molino de acuerdo con los requerimientos exigidos por la empresa.

Simular mediante software de análisis numérico el comportamiento de las piezas que estarán expuestas a mayores esfuerzos.

1.4. JUSTIFICACIÓN

La arcilla es el material principal utilizado en el proceso de fabricación de pegamento de cerámica, Existe gran variedad de arcillas utilizadas en la fabricación de pegamento, las diferencias se reflejan en su composición química que afecta directamente en las propiedades fisico-químicas de los productos obtenidos.¹

Ragraquímicos requiere un tamaño de grano específico para la producción del pegamento, para lo cual necesita reducir el tamaño de las rocas de arcilla que provienen de la mina. El término reducción de tamaño se aplica a todas las formas en las que las partículas de sólidos se pueden cortar o romper en piezas más pequeñas y manejables.

En los procesos industriales la reducción de tamaño de sólidos se lleva a cabo por distintos métodos y con fines diferentes. Tanto el mineral o roca extraída de la cantera como el que sufrió una o más etapas de reducción, se puede clasificar de acuerdo a su tamaño.²

Las rocas pueden romperse de diferentes formas, pero solamente cuatro de ellas se utilizan habitualmente en los equipos de molienda que son: compresión, impacto, frotación o rozamiento y corte. Un cascanueces, un martillo, una lima y unas tijeras constituyen Ejemplos de los cuatro tipos de acción. De forma general, la compresión se utiliza para rocas duras, dando lugar relativamente pocos finos; el impacto genera productos grueso medio o fino; la frotación genera productos muy finos a partir de materiales blandos no abrasivos. El corte da lugar a un tamaño definido de partícula.

1 **UNIVERSIDAD DEL ATLÁNTICO.** Ahorro De Energía En La Industria Cerámica. UPME, Col ciencias Colombia.

2 **FIUBA.** (Facultad De Ingenierías Universidad De Buenos Aires). 72.02 INDUSTRIAS I - TRITURACIÓN.

La reducción de tamaño se realizara por medio del impacto puesto que este método de reducción genera partículas finas, el equipo implementado es un molino de martillos que es más eficiente, genera menos ruido y cumple con todos los requisitos exigidos.

1.5. DELIMITACIONES

1.5.1. Geográficas: La realización de este proyecto se realizara en la ciudad de Ocaña Norte de Santander con la asesoría del director del proyecto.

1.5.2. Conceptual: El proyecto tendrá la siguiente conceptualización: Trituración y molienda, impacto, arcilla, granulometría, reducción de tamaño.

1.5.3. Operativa: El proyecto se desarrollará con base en los parámetros del presente documento y con la asesoría del director del mismo y las personas que se necesiten como asesores en el transcurso de la investigación para que de esta manera llevar a cabo la realización de los objetivos del proyecto.

1.5.4. Temporal: El presente proyecto factible tendrá una duración aproximada de 8 semanas a partir de la fecha de aprobación del anteproyecto, como se muestra en el cronograma de actividades

2. MARCO REFERENCIAL

2.1. MARCO HISTÓRICO

2.1.1. Marco histórico mundial

Los molinos movidos por el viento tienen un origen remoto. En el siglo VII d.C. ya se utilizaban molinos elementales en Persia (hoy, Irán) para el riego y para moler el grano. En estos primeros molinos la rueda que sujetaba las aspas era horizontal y estaba soportada sobre un eje vertical. Estas máquinas no resultaban demasiado eficaces, pero aun así se extendieron por China y el Oriente Próximo. Además de emplearse para el riego y moler el grano, los molinos construidos entre los siglos XV y XIX tenían otras aplicaciones, como el bombeo de agua en tierras bajo el nivel del mar, aserradores de madera, fábricas de papel, prensado de semillas para producir aceite, así como para triturar todo tipo de materiales. En el siglo XIX se llegaron a construir unos 9.000 molinos en Holanda.

El avance más importante fue la introducción del abanico de aspas, inventado en 1745, que giraba impulsado por el viento. En 1772 se introdujo el aspa con resortes. Este tipo de aspa consiste en unas cerraduras de madera que se controlan de forma manual o automática, a fin de mantener una velocidad de giro constante en caso de vientos variables. Otros avances importantes han sido los frenos hidráulicos para detener el movimiento de las aspas y la utilización de aspas aerodinámicas en forma de hélice, que incrementan el rendimiento de los molinos con vientos débiles.

El uso de las turbinas de viento para generar electricidad comenzó en Dinamarca a finales del siglo XIX y se ha extendido por todo el mundo. Los molinos para el bombeo de agua se emplearon a gran escala durante el asentamiento en las regiones áridas del oeste de Estados Unidos. Pequeñas turbinas de viento generadoras de electricidad abastecían a numerosas comunidades rurales hasta la década de 1930, cuando en Estados Unidos se extendieron las redes eléctricas. También se construyeron grandes turbinas de viento en esta época.³

También cabe resaltar que a mediados del siglo XIX Aparece la máquina de vapor que da lugar a la aparición de las máquinas romper piedras (máquinas de martillos móviles o de percusión) de forma simultanea tanto en EEUU como en Europa, hasta 1925 evoluciona sólo el machaqueo primario, construyéndose máquinas cada vez más grandes donde se Comienzan a desarrollarse equipos para trituración secundaria y molienda a través de los conos Symos y los molinos. En la actualidad El proceso es totalmente continuo, disponiendo de una gran variedad de equipos, muy desarrollados técnicamente (molinos autógenos, molinos verticales, entre otros)⁴

3 PASCUAL GARCIA, J. M. (S.F.). El Molino. Obtenido de <http://olmo.pntic.mec.es/~jpag0004/resena.htm>

4 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA. (Diciembre de 2011). Tecnología Mineralúrgica: <http://ocw.bib.upct.es/course/view.php?id=88&topic=3>

2.1.2. Marco Histórico Nacional

En la Universidad Francisco de Paula Santander (Cúcuta) se ha desarrollado los siguientes proyectos que tienen cierta afinidad con la propuesta planteada. En la indagación realizada en la biblioteca Eduardo Cote Lamus, se encontraron los siguientes proyectos:

Diseño, cálculo y construcción de un molino de martillos.

Autor: Rubén Darío García, Víctor Adolfo Gutiérrez Gonzáles

El proyecto contiene el estudio y diseño de un molino de martillos para triturar y pulverizar Carbón y coque.

Inicialmente se trata de las bases teóricas de los procesos de trituración y molienda; luego se diseñó y calculo los elementos que componen la máquina. Además se realizaron las pruebas, obteniéndose los resultados deseados

Diseño, cálculo y construcción de una trituradora de simple efecto.

Autor: Oscar Eduardo Gil Quintero, Rolando Villamarín Casas.

La máquina consiste en un bastidor de acero estructura, sobre el cual van montadas las mandíbulas, una fija y una móvil. La desintegración del material (coque) se produce cuando La mandíbula móvil avanza hacia la fija.

El mecanismo permite en una revolución comprimir solamente una vez el coque depositado Dentro de las mandíbulas, con tamaño inicial de 12-15 cm., reduciéndose a 3 cm.

Diseño, cálculo y construcción de una trituradora de material vegetal

Autor: Félix Armando Hernández Romero, Renny Maldonado Moncada.

Se construyó una máquina para la reducción de tamaño de desechos vegetales para utilizarlos como abono, se recopilaron datos de la dependencia de la Universidad Francisco de Paula Santander para determinar las características.

2.2. MARCO CONCEPTUAL

Trituración y molienda: Muchas materias primas requieren la reducción del tamaño de sus trozos, agregados, granos, partículas, etc., antes de que estos puedan utilizarse en la fabricación cerámica. Los diferentes procesos de trituración y molienda persiguen esta finalidad por medios mecánicos y no químicos. En relación con esto se utilizan varios términos, siendo la diferencia entre ellos de aplicación y finalidad más bien que de principio. En general, “trituración” se refiere a la reducción de trozos grandes a un tamaño conveniente para una reducción secundaria.

Se emplea generalmente el término “pulverización” si el producto es un polvo fino. Molienda se utiliza con frecuencia en sentido general, pero en otros casos implica la producción de un polvo fino.⁵

Impacto: En la trituración, el impacto es el choque instantáneo y cortante de un objeto en movimiento contra otro. Ambos objetos pueden estar en movimiento, o uno de los objetos puede estar quieto.

Impacto dinámico: El material que cae frente a un martillo en movimiento (ambos objetos en movimiento) ilustra el impacto dinámico. El objeto estacionario detiene por un momento al material que cae libre y es triturado con un impacto por gravedad. Pero cuando ese material se tritura con un impacto dinámico, el material no tiene soporte y la fuerza de impacto acelera el movimiento de las partículas reducidas hacia los bloques machacadores u otros martillos. El impacto dinámico presenta ventajas definidas en la reducción de muchos materiales.⁶

Arcilla: Suelo o roca sedimentaria, plástica y tenaz cuando se humedece, se endurece permanentemente cuando se cuece o calcina. De gran importancia en la industria, la arcilla se compone de un grupo de minerales aluminio silicatos formados por la meteorización de rocas feldespáticas, como el granito. El grano es de tamaño microscópico y con forma de escamas. Esto hace que la superficie de agregación sea mucho mayor que su espesor, lo que permite un gran almacenamiento de agua por adherencia, dando plasticidad a la arcilla y provocando la hinchazón de algunas variedades.⁷

Granulometría: La granulometría, de "gránulo" (pequeño grano), trata de los métodos de medición del tamaño de un grano y por extensión de una población de granos. Se entiende por "grano" en sentido general a un trozo de materia sólida o líquida, esférica o no, que se encuentre en un fluido inmiscible. Un "grano" puede ser no solamente un grano de arena o de polvo, sino también una gota en una emulsión o un aerosol, una partícula sólida de ceniza en un humo, una burbuja de gas en una espuma, etc.⁸

Reducción de tamaño: La operación de disminución o reducción de tamaños consiste en la producción de unidades de menor masa a partir de trozos mayores; para ello hay que provocar la fractura o quebrantamiento de los mismos mediante la aplicación de presiones.⁹

5 **LADRILLERA LOS ANGELES.** Información técnica y Catálogos. Cúcuta: Ladrillera los Ángeles, 2005.

6 **PENNSYLVANIA CRUSHER** (Sincé 1905) catalogo métodos de trituración.

7 **ROBUSTE, Eloy.** Técnica y Practica de la Industria Ladrillera. España: s.n., 2001. 148 p.

8 **JEAN LOUIS SALAGER.** Granulometría teoría. Universidad de los Andes. Merida Venezuela 2007

9 **AUSTIN, L.G., TRASS O.,** Size Reduction of Solids Crushing and Grinding Equipment, Capítulo 12 en Handbook of Powder Science & Technology, edited for Fayed, M. E., Otten, L., Chapman & Hall, N.Y., 1997.

2.3. MARCO TEORICO

ORIGEN DE LA ARCILLA

Para comprender lo que es la arcilla como materia prima cerámica, es necesario considerar sus orígenes geológicos.

En su origen, hace unos 4.600 millones de años, la tierra era una masa incandescente de materiales en fusión.

Los materiales más pesados, como el níquel (densidad 8,9 gr/cm³) y el hierro (densidad 7,8 gr/cm³), se fueron hundiendo hacia el interior de las capas más profundas; mientras que los más ligeros, como el silicio (d = 2,42 g/cm³) y el aluminio (d = 2,7 g/cm³), se fueron concentrando en las capas más superficiales.

Este proceso dio lugar a la formación de una serie de capas o estratos de composición bastante uniforme dentro de la misma capa.

La variedad que caracteriza a la superficie terrestre actual ha sido la consecuencia de cambios posteriores. Sin embargo, estos cambios han afectado sólo a la superficie, de tal forma que, a partir de una cierta profundidad, la corteza terrestre es uniforme y está constituida por una capa de basalto (roca ígnea formada por enfriamiento del magma).

Luego la arcilla es un Suelo o roca sedimentaria, plástica y tenaz cuando se humedece. Se endurece permanentemente cuando se cuece o calcina. De gran importancia en la industria, la arcilla se compone de un grupo de minerales aluminio silicatos formados por la meteorización de rocas feldespáticas, como el granito. El grano es de tamaño microscópico y con forma de escamas. Esto hace que la superficie de agregación sea mucho mayor que su espesor, lo que permite un gran almacenamiento de agua por adherencia, dando plasticidad a la arcilla y provocando la hinchazón de algunas variedades.¹⁰

REDUCCIÓN DE TAMAÑO

No hay ningún mineral prácticamente, que tal como se extrae de la explotación (mina, cantera, etc.), sea adecuado para su transformación en un producto final, por lo que será necesario procesarlo por medios físicos.

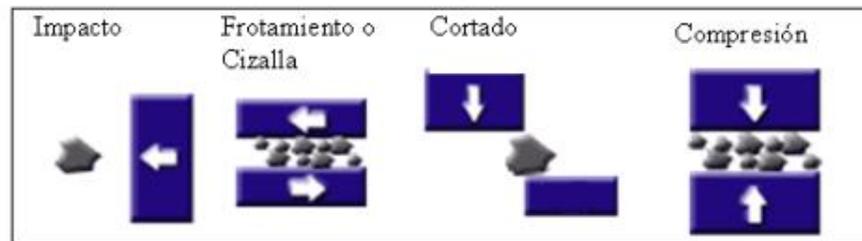
El término reducción de tamaño se aplica a todas las formas en las que las partículas de sólidos se pueden cortar o romper en piezas más pequeñas. En los procesos industriales la reducción de tamaño de sólidos se lleva a cabo por distintos métodos y con fines diferentes. Las grandes piedras de un mineral crudo se desintegran hasta un tamaño manejable; los productos químicos sintéticos se muelen hasta polvo y las láminas de plástico se cortan en

10 **MARCELINO FERNÁNDEZ ABAJO**. MANUAL SOBRE FABRICACIÓN DE BALDOSAS, TEJAS Y LADRILLOS. Laboratorio Técnico Cerámico S.L.

cubos o rombos. Los productos comerciales con frecuencia han de cumplir rigurosas especificaciones con respecto al tamaño y, a veces, con respecto a la forma de las partículas. La reducción de partículas aumenta también la reactividad de los sólidos, permite la separación por métodos mecánicos de ingredientes no deseados y reduce el tamaño de un material fibroso para su fácil tratamiento.

Los sólidos pueden romperse de muy diferentes formas, pero solamente cuatro de ellas se utilizan habitualmente en los equipos de reducción de tamaño: compresión, impacto, frotación o rozamiento, y corte. Un cascanueces, un martillo, una lima y unas tijeras constituyen ejemplos de los cuatro tipos de acción. De una forma general, la compresión se utiliza para la reducción gruesa de sólidos duros, dando lugar a relativamente pocos finos; el impacto genera productos gruesos, medios o finos; la frotación conduce a productos muy finos a partir de materiales blandos no abrasivos. El corte da lugar a un tamaño definido de partícula, y a veces también de forma, con muy pocos o nada de finos.¹¹

FIGURA 1: Formas De Reducción De Tamaño



FUENTE: BRAVO ALMEIDA, Carlos Daniel y VÁZQUEZ FARFÁN, Santiago Andrés. Diseño y construcción del sistema óptimo para la micro pulverización de bentonita sódica en la empresa MINMETEC. Trabajo de Grado. Ingeniero Mecánico.

Tamaños de Partículas

Tanto el mineral o roca extraído de cantera como el que ya sufrió una o más etapas de reducción, se puede clasificar de acuerdo a su tamaño. En general, se clasifican de la siguiente forma:

Material grueso: trozos mayores a 75 cm (30").

Material mediano: trozos de 10 a 75 cm (4" a 30").

Material fino: trozos menores a 10 cm (4")

El Coeficiente De Reducción: es el que nos indica el grado de reducción que sufre un material bajo la acción de una máquina.

¹¹ WARREN L. MCCABE; JULIÁN C. SMITH; PETER HARRIOTT .Operaciones Unitarias En Ingeniería Química Cuarta Edición Mcgraw-Hill

La relación entre la dimensión de abertura de la malla cuadrada que permite el paso del 80% de la alimentación y la dimensión de la malla cuadrada que permite el paso del 80 % del producto obtenido en la máquina. Esta relación denominada también razón de reducción, es la más utilizada y se expresa:

$$\text{Razon de reduccion} = \frac{D_{80}}{d_{80}}$$

El coeficiente de reducción máximo que puede obtenerse en una determinada máquina es limitado.¹²

En las máquinas de fragmentación gruesa (máquinas de presión), la razón de reducción varía entre 3/1 – 8/1.

En las máquinas de impacto la razón de reducción puede llegar hasta 30/1.

En las máquinas autógenas se llegan a razones de 1000/1.

Por otra parte, según el tamaño que tienen las partículas a la salida de las máquinas de desintegración, se pueden distinguir las distintas etapas de trituración y molienda.

Seguidamente se detallan las mismas:

Trituración (desintegración grosera)

Trituración gruesa – tamaños de partículas de salida: 15 cm (6").

Trituración mediana – tamaños de partículas de salida: entre 3 y 15 cm (1¼" a 6").

Trituración fina – tamaños de partículas de salida: entre 0.5 y 3 cm (1/5" a 1¼").

MOLIENDA

La molienda es una operación de reducción de tamaño de rocas y minerales de manera similar a la trituración. Los productos obtenidos por molienda son más pequeños y de forma más regular que los surgidos de trituración. Generalmente se habla de molienda cuando se tratan partículas de tamaños inferiores a 1" (2.54 cm) siendo el grado de desintegración mayor al de trituración.

Se utiliza fundamentalmente en la fabricación de cemento, en la preparación de combustibles sólidos pulverizados, molienda de escorias, fabricación de harinas, alimentos balanceados, molienda de arcillas etc.

¹² **Universidad Politécnica de Cartagena-Reducción de Tamaño. Molienda (i)**-Fuente: <http://ocw.bib.upct.es/course/view.php?id=88&topic=3>

La molienda es la última etapa del proceso de fragmentación para la reducción del tamaño de las partículas los tamaños de salida de los productos de esta etapa, según Hukki (ETSIMV, 1996), serán los siguientes:¹³

Molienda (desintegración fina)

Molienda grosera – tamaños de partículas de salida: entre 0.1 y 0.3mm.

Molienda fina – tamaños de partículas de salida: menores de 0.1mm.

Para la molienda se puede optar por una u otra de las siguientes soluciones: vía seca y vía húmeda o mejor vía semi-húmeda, ya que la verdadera vía húmeda es la que utiliza molinos de bolas en los cuales se obtienen barbotinas para atomización o colaje.

VÍA SEMI-HÚMEDA

La vía semi-húmeda, en la que se emplean molinos de rulos o desintegradores para la molturación primaria y laminadores, para la secundaria, es la más extensamente utilizada.

Presenta las siguientes ventajas:

- 1- Se pueden procesar arcillas tanto secas como húmedas.
- 2- Requiere un menor mantenimiento
- 3- Se obtiene una granulometría más granada, lo cual reduce los problemas de secado y de cocción.
- 4- La pieza cocida es más porosa, menos vitrificada y más resistente al impacto.

Cuando se trabaja por vía semi-húmeda, el proceso de humectación de la arcilla puede comenzar desde el mismo lecho de homogeneización, dando tiempo al agua para situarse sobre el cristal arcilloso en las posiciones más estables gracias a los procesos de evaporación y condensación de humedad que allí tienen lugar. En estas condiciones el agua queda fuertemente ligada al cristal arcilloso, todo lo cual da como resultado un aumento de la plasticidad y cohesión de la masa arcillosa, así como de su resistencia a las tensiones de secado.

LA VÍA SECA

Las arcillas duras y secas como los esquistos se preparan mejor en instalaciones por vía seca. Este sistema asegura la obtención de un porcentaje importante de partículas finas que se humectan con más facilidad y rapidez, obteniéndose una masa muy homogénea y de mayor plasticidad; todo lo cual se traduce en un mejor acabado y una mayor resistencia mecánica, tanto del material seco como del producto cocido.

¹³ **Universidad Politécnica de Cartagena-Reducción de Tamaño. Molienda (i)**-Fuente: <http://ocw.bib.upct.es/course/view.php?id=88&topic=3>

FIGURA 2: comparación de los tipos de molienda

Molienda Húmeda	Molienda Seca
<ul style="list-style-type: none">• Requiere menos potencia por tonelada tratada.	<ul style="list-style-type: none">• Requiere más potencia por tonelada tratada.
<ul style="list-style-type: none">• No requiere equipos adicionales para el tratamiento de polvos.	<ul style="list-style-type: none">• Si requiere equipos adicionales para el tratamiento de polvos
<ul style="list-style-type: none">• Consume más revestimiento (por corrosión).	<ul style="list-style-type: none">• Consume menos revestimiento.

FUENTE: Fiuba 72.02 Industrias I Molienda.

MOLINOS

El término molino se utiliza para describir una gran variedad de máquinas de reducción de tamaño para servicio intermedio. El producto procedente de quebrantador con frecuencia se introduce como alimentación de un molino, en el que se reduce a polvo.¹⁴

Se llaman así a las máquinas en donde se produce la operación de molienda. Existen diversos tipos según sus distintas aplicaciones, los más importantes son:

- Molino de Rulos
- Molino laminador
- Molino de Barras.
- Molino de Bolas.
- Molino de martillos
- Molino de Rodillos.
- Molino de Desintegrador

MOLINO DE RULOS

El molino de rulos y el laminador son las máquinas que gozan de más aceptación para la molienda por vía húmeda en las fábricas de baldosas, ladrillos y tejas. El molino de rulos es la máquina más universal, pues permite moler y mezclar toda clase de arcillas, sobre todo las más duras o aquellas que contienen piedras y nódulos.

Es también la máquina de mayor rendimiento para la preparación de arcillas en húmedo. En estos nuevos molinos, el material es alimentado en un chorro giratorio y continuo en la parte central del molino, cayendo enfrente de la muela interna y más pesada, que se desplaza sobre una pista ciega, es decir, sin perforaciones.

Después de aplastado y molido, el material es removido por un sistema de rasquetas hacia la pista perforada externa, donde es molido nuevamente y obligado por la muela externa a pasar a través de los agujeros de la pista.¹⁵

¹⁴ **WARREN L. MCCABE; JULIÁN C. SMITH; PETER HARRIOTT** .Operaciones Unitarias En Ingeniería Química Cuarta Edición McGraw-Hill

MOLINO LAMINADOR

Los laminadores determinan el grado de molienda final de la arcilla húmeda, pudiéndose afirmar que la calidad del material que se está fabricando, depende de la potencia y estado de conservación del laminador.

Los cilindros del laminador trabajan a distinta velocidad para evitar un consumo excesivo de energía en relación al trabajo que deben desarrollar.

Con esta velocidad diferencial se consigue un desmenuzamiento intensivo de la arcilla, mucho mayor del que corresponde a la separación entre cilindros, debido a un efecto de desgarre o corrimiento de las partículas del material laminado.

Los laminadores, con frecuencia, van provistos de un disco graduado en 1/10 mm, que permite una aproximación muy exacta de la distancia entre cilindros.¹⁶

MOLINO DE BARRAS (ROD MILL)

El molino de Barras está formado por un cuerpo cilíndrico de eje horizontal, que en su interior cuenta con barras cilíndricas sueltas dispuestas a lo largo del eje, de longitud aproximadamente igual a la del cuerpo del molino. Éste gira gracias a que posee una corona, la cual está acoplada a un piñón que se acciona por un motor generalmente eléctrico.

Las barras se elevan, rodando por las paredes del cilindro hasta una cierta altura, y luego caen efectuando un movimiento que se denomina “de cascada”. La rotura del material que se encuentra en el interior del cuerpo del cilindro y en contacto con las barras, se produce por frotamiento (entre barras y superficie del cilindro, o entre barras), y por percusión (consecuencia de la caída de las barras desde cierta altura).

El material ingresa por el eje en un extremo del cilindro, y sale por el otro extremo o por el medio del cilindro, según las distintas formas de descarga: por rebalse (se emplea en molienda húmeda), periférica central, y periférica final (ambas se emplean tanto en molienda húmeda como en seca).¹⁷

MOLINO DE BOLAS (BALL MILL)

El molino de Bolas, análogamente al de Barras, está formado por un cuerpo cilíndrico de eje horizontal, que en su interior tiene bolas libres. El cuerpo gira merced al accionamiento de un motor, el cual mueve un piñón que engrana con una corona que tiene el cuerpo cilíndrico.

¹⁵ Publishers. ANDERSON, T.L. (1995). Fracture Mechanics, Fundamentals and Applications. CRC Press.

¹⁶ PUBLICA, S.A. Técnica Cerámica. Nº 301. Barcelona, Marzo 2002.

¹⁷ UNIONE STAMPA PERIODICA ITALIANA. Industrial Ceramics. Vol. 21. Ravenna (Italia), Enero-Abril 2001.

Las bolas se mueven haciendo el efecto “de cascada”, rompiendo el material que se encuentra en la cámara de molienda mediante fricción y percusión. El material a moler ingresa por un extremo y sale por el opuesto. Existen tres formas de descarga: por rebalse (se utiliza para molienda húmeda), por diafragma, y por compartimentado (ambas se utilizan para molienda húmeda y seca).

MOLINO DE RODILLOS

Es muy utilizado en las plantas de molienda de cemento (vía seca). El molino consta de tres rodillos moledores grandes, los cuales son mantenidos a presión por medio de cilindros hidráulicos, sobre un mecanismo giratorio con forma de disco sobre el que existe una huella. El material a moler se introduce a través de una boca de alimentación ubicada al costado de la estructura principal, y cae directamente en las huellas (pistas) de molido.

A medida que el material es molido por los rodillos, se va desplazando por fuerza centrífuga, hacia los bordes del sistema giratorio, ubicándose en el perímetro.

Simultáneamente, una corriente lateral de gas caliente entra fuertemente a la zona de molido a través de un anillo que la rodea; por su acción, el material molido es levantado hacia la zona superior de la caja y el producto de medida aceptable pasa a través de un clasificador hacia una puerta de descarga.

El material con medida superior, cae nuevamente a la zona de molido para un molido “adicional” y así lograr la reducción requerida.

Este molino admite materiales de alimentación de hasta 50 mm (2”) y tiene una capacidad de molienda entre 50 y 100 tn/hora; hay unidades que admiten tamaños de alimentación mayores y por ende tienen mayores capacidades de producción.

El consumo de energía es de alrededor del 50% de la energía consumida por un molino de Bolas que realice un trabajo equivalente.¹⁸

MOLINO DESINTEGRADOR.

Los desintegradores son máquinas para la trituración de arcillas secas o semi-húmedas, se utilizan en lugar del molino de rulos cuando la arcilla no contiene piedras.

En los desintegradores, los tamaños máximos a la entrada son de 200 –250mm. En los más potentes y 150 – 200 en los más pequeños. La granulometría de salida va de 0 a 20 mm en las máquinas más pequeñas y de 0 a 6 mm en los desintegradores más grandes.

Los desintegradores utilizados en la industria ladrillera, van equipados con dos cilindros, uno liso y de gran diámetro que gira a poca velocidad y otro de diámetro menor provisto de cuchillas cambiables que giran a gran velocidad.¹⁹

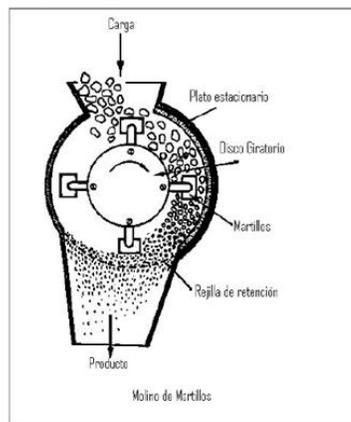
¹⁸ **Gupta, A., Yan, D.** Mineral Processing and Operation, Elsevier, 2006.

MOLINO DE MARTILLOS

El molino de martillos actúa por efecto de impacto sobre el material a desintegrar. El molino cuenta con una cámara de desintegración, una boca de entrada del material en la parte superior y una boca de descarga cerrada por una rejilla. En el interior de la cámara hay un eje, que gira a gran velocidad y perpendicularmente a él van montados articuladamente los elementos de percusión (martillos) los cuales por la fuerza centrífuga que se genera al girar el eje, se posicionan perpendicularmente en posición de trabajo.

El material a moler ingresa por la boca de entrada y por gravedad cae al interior de la cámara de desintegración, donde es golpeado por los martillos. Seguidamente choca contra la cámara de desintegración y nuevamente es golpeado por los martillos. Esto ocurre sucesivamente hasta que alcanza un tamaño tal que puede pasar por la rejilla de la descarga. El tamaño de salida de los materiales triturados puede variarse cambiando la rejilla de salida.

FIGURA 3: molino de martillos tipo de funcionamiento.



FUENTE: MOLINOPENDULAR DE 8000 Francesc Xavier Angulo García.

Martillos. Son los elementos principales de un molino, pues son los que realizan el proceso de desgarramiento. También llamados batidores o percutores, pueden ser fijos u oscilantes (martillos locos). Los martillos fijos son más efectivos que los oscilantes, pero el daño producido en el molino, cuando se introduce algún hierro con la arcilla es mayor.

Los martillos se fabrican en una gran variedad de formas y tamaños, Con el fin de obtener la máxima fuerza eficaz con un espacio mínimo, y que ofrezcan la mayor resistencia al desgaste.

¹⁹ **EDICERAM, S.L.** Ediceram. La revista de la industria de la cerámica. Castellón, Abril Mayo 2001 (Vol. 4), Febrero-Marzo 2002 (Vol. 10), Junio-Julio 2002 (Vol. 12).

La forma de los martillos, en general es una platina de 30 a 50 mm de anchura, de 100 a 120 mm de largo y 3 a 9 mm de espesor, aunque ciertos fabricantes han pensado que unos dientes tallados sobre las extremidades o unos ángulos más o menos agudos mejorarían el rendimiento. Se ha ido también a un efecto multiplicador de los martillos componiéndolos de varias láminas delgadas, de un espesor tal que su suma sea igual a la de un martillo. Solo el ángulo exterior golpea las partículas, por lo cual la forma rectangular es sin duda tan buena como cualquier otra. “Los martillos compuestos de láminas delgadas ciertamente son más eficaces pero son más frágiles”²⁰

La distancia que debe existir entre los martillos y las cribas debe ser pequeña para conjugar el efecto de percusión con el efecto de cizallamiento y frenar las partículas que tienen tendencia a seguir la dirección de los martillos, esta distancia según los constructores, varía entre 5 y 30mm.

Hay martillos sencillos como los de la figura 4 y dobles como los de la figura 5 (tipo balancín). Con estos últimos, se obtiene una granulometría más fina pero la producción del molino disminuye, porque tienen una mayor superficie de arrastre, retrasando la salida del polvo a través de la criba o reja.

Sucede en este caso algo similar a lo que acontece cuando se instalan martillos nuevos: la granulometría obtenida es más fina, pero la producción disminuye, porque la arcilla recircula más, dentro del molino a causa de la mayor superficie del martillo y la menor separación entre el martillo y la placa de desgaste.

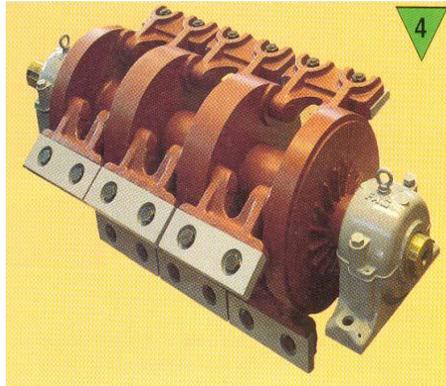
FIGURA 4: Martillos



FUENTE: Laboratorio Técnico Cerámico S.L.

²⁰ WARREN L. MCCABE; JULIÁN C. SMITH; PETER HARRIOTT .Operaciones Unitarias En Ingeniería Química Cuarta Edición Mcgraw-Hill

FIGURA 5: Rotor De Un Molino De Martillos.



FUENTE: Laboratorio Técnico Cerámico S.L.

Para compensar las variaciones citadas, algunos fabricantes cambian solo la mitad de los martillos y luego la otra mitad; otros trabajando con rotor pequeño y martillos fijos, ponen solo la mitad de ellos, uno si otro no; dejando espacios vacíos que aumentan la producción. Ciertos constructores de molinos, suministran martillos con un suplemento atornillado de acero anti desgaste, en la cabeza de impacto, tal como puede verse en la figura 5, también puede dar buen resultado el recubrimiento de las caras de impacto del martillo con tungsteno aplicado mediante soplete, la producción y la granulometría obtenida con un molino de martillos varían además con la humedad contenida en la arcilla, al aumentar el contenido de humedad del polvo, las partículas más finas se adhieren a la criba cegando poco a poco la abertura de malla.

El control de la humedad del material que entra en el molino debería ser constante. Un contenido de humedad en la arcilla a la salida de molino de un 5 – 7 %, puede considerarse ideal; más alto dará lugar a una granulometría más fina y una menor producción del molino.

Por otra parte, cuando se muele arcilla excesivamente seca, pueden producirse flujos incontrolados de polvo en los alimentadores.

El contenido excesivo de humedad en la arcilla a la entrada en el molino, da lugar además, a un desgaste intensivo de los martillos, pues, la arcilla, al quedar pegada en el paladar, llena todo el espacio libre existente entre los martillos y la placa, produciéndose un intenso rozamiento y un rápido desgaste de los martillos.

Otro factor del que depende la producción y la granulometría del molino, es el número de revoluciones del rotor, cuanto mayor sea dicho número, más fina resultará la granulometría obtenida. Como el consumo de un tamiz es inferior al del molino de martillos, lo lógico sería instalar un tamiz, no solo después del molino, como normalmente se hace, sino también antes, con lo cual se podría evitar pasar por el molino entre el 25 y 50 % de la producción según los casos.

En los molinos de martillos, se trabaja con parrillas de mayor sección de salida que la correspondiente a la granulometría deseada y a continuación se tamiza volviendo el rechazo al molino. De esta forma se aumenta el rendimiento del molino ya que se extraen los finos que actúan como cojín en el interior del molino.

OPERACION DEL EQUIPO

Para la adecuada selección y operación económica de las máquinas de reducción de tamaño es preciso cuidar muchos detalles del procedimiento y del equipo auxiliar. Para que un molino funcione satisfactoriamente se debe tener en cuenta:

Control de la alimentación de los molinos. La operación más importante para la reducción de tamaño es el control de la alimentación del molino. Las partículas de la alimentación han de tener un tamaño apropiado. Evidentemente no han de ser tan grandes que no puedan ser rotas por el molino. Por otra parte, si una gran cantidad de partículas son muy finas, la eficacia de muchas máquinas se reduce considerablemente. Con algunos sólidos, la compresión o el enfriamiento previo de la alimentación antes de su entrada en el molino aumenta considerablemente la facilidad de molienda del material. En molinos la velocidad de alimentación debe controlarse dentro de límites estrechos para evitar el bloqueo del molino, así como variaciones erráticas de la carga que dan lugar a una disminución de la capacidad de la máquina.

Descarga del molino. Para evitar la acumulación en un molino es necesario que la velocidad de descarga sea igual a la velocidad de alimentación. Además, la velocidad de descarga ha de ser tal que las partes activas del molino puedan actuar sobre el material en la forma más eficaz. Por ejemplo, las partículas se pueden recoger en la abertura de descarga y triturarse muchas veces antes de que salgan del sistema. Tal como se ha indicado anteriormente, esto dará lugar a un despilfarro de energía si el tamaño de muchas partículas se reduce más de lo necesario. Sin embargo, la máquina está generalmente diseñada para operar de tal forma que las partículas trituradas puedan salir fácilmente, posiblemente llevando algunas partículas grandes, que se separan después y se devuelven al sistema de reducción de tamaño.

En la descarga de molinos para molienda fina y ultra fina, la fuerza de gravedades sustituida por el arrastre de un fluido portador. El fluido puede ser un líquido o un gas. La separación del producto en los molinos de frotamiento, en los que utilizan la energía de un fluido y en muchos molinos de martillos, se realiza mediante barrido con aire, vapor de agua o un gas inerte. El polvo se retira de la corriente gaseosa por medio de separadores de ciclón o de filtros de mangas.

Además que **el material que no es triturable** se mantenga fuera de la máquina; y que en el caso de productos de bajo punto de fusión o sensibles al calor se elimine el calor generado en la molienda.²¹

SEPARACIÓN Y CLASIFICACIÓN

Tamaños de las partículas. Se expresan en diferentes unidades dependiendo del intervalo de tamaños que intervienen. Las partículas gruesas se miden en pulgadas o milímetros, las partículas finas en función de la luz del tamiz, y las partículas muy finas en micrómetros o nanómetros. Las partículas ultra finas se describen a veces en función de su área superficial por unidad de masa, generalmente en metros cuadrados por gramo²²

Análisis por tamizado; series normales de tamices. Para medir el tamaño (y la distribución de tamaños) de las partículas en el intervalo de tamaños comprendido entre 3 y 0,0015 pulg (76 mm y 38 μ m), se utilizan tamices normalizados. Los tamices de ensayo se construyen con telas de alambre, cuyas dimensiones y mallas están cuidadosamente normalizadas. Las aberturas son cuadradas. Cada tamiz se identifica por las mallas por pulgada. Sin embargo, las aberturas reales son menores que las correspondientes al número de mallas, debido al espesor de los alambres. Las características de una serie común, que es la serie de tamices normales Tyler. Esta serie de tamices está basada en la abertura del tamiz de 200 mallas, que está establecida en 0,074 mm. El área de las aberturas de un tamiz cualquiera de la serie es exactamente el doble que la de las aberturas del tamiz inmediatamente más pequeño

Para realizar un análisis se coloca un conjunto de tamices normalizados, acoplados verticalmente, con el tamiz más pequeño en el fondo y el más grande en la parte superior. La muestra se coloca en el tamiz superior y el conjunto se somete a sacudidas mecánicas durante un tiempo determinado, tal como veinte minutos. Las partículas retenidas sobre cada tamiz se retiran y se pesan, y las masas de los incrementos individuales sobre cada tamiz se convierten en fracciones máscas o en porcentajes de masa de la muestra total. Las partículas que pasan a través del tamiz más fino se recogen en una tapadera situada en el fondo de la columna de tamices.

Eficacia de la desintegración η_d

Es la relación entre la energía superficial creada por la desintegración mecánica y la energía absorbida por el sólido

$$\eta_d = \frac{e_s(A_p - A_a)}{W_n}$$

²¹ WARREN L. MCCABE; JULIÁN C. SMITH; PETER HARRIOTT .Operaciones Unitarias En Ingeniería Química Cuarta Edición Mcgraw-Hill

²² WARREN L. MCCABE; JULIÁN C. SMITH; PETER HARRIOTT .Operaciones Unitarias En Ingeniería Química Cuarta Edición Mcgraw-Hill

Dónde:

e_s : es la energía superficial por unidad de área.

A_p : Área por unidad de masa de producto.

A_a : Área por unidad de masa de alimentación.

W_n : Energía absorbida por una unidad de masa de material.

La energía superficial creada por fractura es pequeña en comparación con la energía mecánica total almacenada en el material en el momento de la ruptura, y la mayor parte de esta última se convierte en calor. Por tanto, las eficacias de trituración son bajas.

Ley de Rittinger

La ley de desintegración propuesta por Rittinger en 1867 establece que el trabajo que se requiere para la desintegración es proporcional a la nueva superficie creada. Esta ley, que realmente no es más que una hipótesis, es equivalente a establecer que la eficacia de desintegración (η_d) es constante y, para una máquina y material de alimentación dados, es independiente de los tamaños de la alimentación y del producto.

$$\frac{p}{\dot{m}} = k_r \left(\frac{1}{D_a} + \frac{1}{D_b} \right)$$

Dónde:

p = potencia consumida por la máquina.

\dot{m} = velocidad de alimentación

k_r = constantes de cada producto y máquina utilizada.

D_a = diámetro de la alimentación.

D_b = diámetro de la el producto.

Ley de Kick. En 1885 Kick propuso otra «ley», basada en el análisis de esfuerzos de la deformación plástica dentro del límite de elasticidad, y establece que el trabajo que se requiere para triturar una masa dada de material es constante para la misma relación de reducción, o sea, la relación entre el tamaño inicial de las partículas y el tamaño final de las mismas. Esto conduce a la expresión

$$\frac{p}{\dot{m}} = k_k l_n \left(\frac{D_b}{D_a} \right)$$

Donde k_k y k_r son constantes y se determinan experimentalmente en ensayos con la máquina y materiales que se utilizan en la realidad.

Por tanto, la utilidad de estas leyes es limitada y su interés es más bien de carácter histórico.

Ley de Bond e índice de trabajo. Un método algo más realista para estimar la energía necesaria para la trituración y molienda fue propuesta por Bond en 1952. Bond postuló que el trabajo que se requiere para formar partículas de un tamaño D_p a partir de una alimentación muy grande es proporcional a la raíz cuadrada de la relación superficie a volumen del producto.²³

$$p = 0,8043 \dot{m} w_i \left(\frac{1}{\sqrt{D_{pb}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{pa}}} \right)$$

Dónde:

p = Potencia bruta.

\dot{m} = Velocidad de alimentación.

D_{pa} = diámetro de la alimentación.

w_i = Índice de trabajo.

D_{pb} = diámetro del producto.

El índice de trabajo w_i , se define como la energía total, que se necesita para reducir una alimentación muy grande D_{pa} hasta un tamaño tal que el 80 por 100 del producto pase a través de un tamiz D_{pb} después de la molienda.

LA ABRASIÓN

La ASTM (1987) define el desgaste abrasivo como la pérdida progresiva de material de una superficie sólida debido a partículas duras o protuberancias que son forzadas contra dicha superficie en movimiento relativo con respecto a ellas. Desde el punto de vista de la configuración del sistema tribológico, este tipo de desgaste puede clasificarse en dos grandes grupos:

Abrasión a dos cuerpos, cuando las asperezas de dos superficies sólidas interactúan debido a la aplicación de una carga y la existencia de un movimiento relativo. En este caso, las partículas abrasivas están fijas a una de las superficies.

Abrasión a tres cuerpos, cuando entre dos cuerpos existen partículas duras con posibilidad de movimiento relativo respecto a las dos superficies.

Variables que afectan el desgaste abrasivo.

Las variables que influyen el tipo y magnitud del desgaste abrasivo pueden clasificarse en los siguientes grandes grupos:

Características del abrasivo

²³ WARREN L. MCCABE; JULIÁN C. SMITH; PETER HARRIOTT .Operaciones Unitarias En Ingeniería Química Cuarta Edición Mcgraw-Hill

- 1- Propiedades Mecánicas: dureza, tenacidad a la fractura.
- 2- Geometría: tamaño y angulosidad.

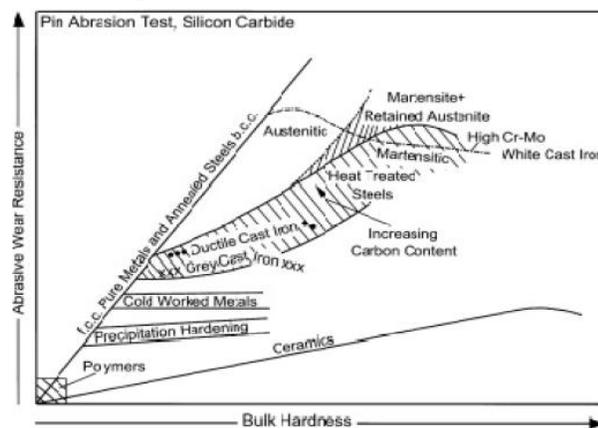
Características de la Superficie

- 1- Dureza.
- 2- Capacidad de Endurecimiento por trabajo.
- 3- Tenacidad.

En lo que concierne a las características del abrasivo, se ha encontrado en numerosas experiencias que cuando la relación de durezas entre abrasivo y superficie (H_a/H_s) es superior al valor de 1,2 el régimen de desgaste pasa de una condición moderada a severa, con incidencia acentuada del mecanismo de microcorte (Torrance, 1981). En relación al tamaño de las partículas abrasivas, por otro lado, se ha observado que partículas mayores llevan a pérdidas de masa más grandes, hasta que se llega a un tamaño a partir del cual no hay variaciones significativas (Hutchings, 1992).

De manera general se afirma que un aumento del contenido de carbono en los aceros, se relaciona con el aumento de la dureza, (Gill y Vanden Berg, 1968). Aunque algunos materiales a determinada dureza tienen comportamientos diferentes a lo esperado; obsérvese por ejemplo en la Figura 6 las curvas de los metales trabajados en frío, con comportamiento relativamente constante de resistencia al desgaste con el incremento de la dureza; o las fundiciones blancas con alto Cr – Mo con disminución de la resistencia al desgaste al incrementar la dureza. El aumento en la dureza de la superficie trae consigo generalmente una mayor resistencia al desgaste en los aceros aleados, este aumento no es tan grande como se espera, debido a que el incremento de la resistencia al desgaste es en general 1/3 del incremento de la dureza de la superficie (Owsiak, 1997).

FIGURA 6: Resistencia Al Desgaste Abrasivo



FUENTE: ZUM GAHR, Kart – Heinz. Wear by hard particles. En: Tribology International. Vol. 31

Natsis et al. (2008) Afirmó que la resistencia al desgaste de las herramientas del arado se asocia principalmente a la dureza de su superficie y que debe haber una relación entre la dureza de la herramienta y la dureza de las partículas con el fin de mantener efectiva resistencia al desgaste, pero también debe tenerse en cuenta el hecho de que la alta dureza implica fragilidad.

Para el caso de las herramientas de arado, en los últimos años en Colombia se ha fabricado gran cantidad de herramientas con aceros de mediano contenido de carbono (ej. 15B30), los cuales tienen una dureza aceptable (aproximadamente 40 HRC), y tienen la ventaja de tener altos niveles de tenacidad, por lo que las fracturas frágiles se han disminuido en las operaciones de campo, respecto a las herramientas fabricadas con contenidos altos de C (ejemplo, con aceros 1070).²⁴

2.4. MARCO LEGAL

Constitución Colombiana: Se tomaron como base los siguientes artículos para la elaboración del proyecto.

Artículo 69. Se garantiza la autonomía universitaria. Las universidades podrán darse sus directivas y regirse por sus propios estatutos, de acuerdo con la ley. La ley establecerá un régimen especial para las universidades del Estado. El Estado fortalecerá la investigación científica en las universidades oficiales y privadas y ofrecerá las condiciones especiales para su desarrollo. El Estado facilitará mecanismos financieros que hagan posible el acceso de todas las personas aptas a la educación superior.

Artículo 71. La búsqueda del conocimiento y la expresión artística son libres. Los planes de desarrollo económico y social incluirán el fomento a las ciencias y, en general, a la cultura. El Estado creará incentivos para personas e instituciones que desarrollen y fomenten la ciencia y la tecnología y las demás manifestaciones culturales y ofrecerá estímulos especiales a personas e instituciones que ejerzan estas actividades.

Artículo 74. Todas las personas tienen derecho a acceder a los documentos públicos salvo los casos que establezca la ley. El secreto profesional es inviolable.

Artículo 78. La ley regulará el control de calidad de bienes y servicios ofrecidos y prestados a la comunidad, así como la información que debe suministrarse al público en su comercialización. Serán responsables, de acuerdo con la ley, quienes en la producción y en la comercialización de bienes y servicios, atenten contra la salud, la seguridad y el adecuado aprovisionamiento a consumidores y usuarios. El Estado garantizará la participación de las organizaciones de consumidores y usuarios en el estudio de las disposiciones que les conciernen. Para gozar de este derecho las organizaciones deben ser representativas y observar procedimientos democráticos internos.

²⁴ **González Sánchez Hugo Alberto. 2012.** Universidad Nacional de Colombia. Desarrollo de un modelo para determinación de abrasividad de suelos con características vérticas.

Artículo 79. Todas las personas tienen derecho a gozar de un ambiente sano. La ley garantizará la participación de la comunidad en las decisiones que puedan afectarlo.

Es deber del Estado proteger la diversidad e integridad del ambiente, conservar las áreas de especial importancia ecológica y fomentar la educación para el logro de estos fines.

Artículo 80. El Estado planificará el manejo y aprovechamiento de los recursos naturales, para garantizar su desarrollo sostenible, su conservación, restauración o sustitución.

Además, deberá prevenir y controlar los factores de deterioro ambiental, imponer las sanciones legales y exigir la reparación de los daños causados. Así mismo, cooperará con otras naciones en la protección de los ecosistemas situados en las zonas fronterizas.

Contaminación ambiental. Para efectos de contaminación ambiental se tuvo en cuenta el siguiente artículo.

Artículo 155. Para obtener en los establecimientos de trabajo un medio ambiente que no perjudique la salud de los trabajadores, por los riesgos químicos a que están expuestos, se deberán adoptar todas las medidas necesarias para controlar en forma efectiva los agentes nocivos preferentemente en su origen, pudiéndose aplicar uno o varios de los siguientes métodos: sustitución de sustancias, cambio o modificación del proceso, encerramiento o aislamiento de procesos, ventilación general, ventilación local exhaustiva y mantenimiento.

Otros métodos complementarios, tales como limitación del tiempo de exposición y protección personal; solo se aplicarán cuando los anteriormente citados sean insuficientes por sí mismos o en combinación.

Resolución 08321 de agosto 4 de 1983.

Por la cual se dictan normas sobreprotección y conservación de la audición de la salud y el bienestar de las personas, por causa de la producción y emisión de ruidos.

En uso de las atribuciones legales y en especial de las que le confiere la ley 09 de 1979.

Norma ISO 2954. Vibración mecánica en maquinaria rotativa y alternativa Requerimientos para los instrumentos de medida de la severidad de vibración. Dice los requisitos para medir dispositivos si las incorrecciones de la medición no son sobrepasar un valor especificado. Los dispositivos cubiertos dan la señal directa o la grabación de la raíz de media cuadrada la velocidad de vibración.

Universidad Francisco de Paula Santander. Teniendo en cuenta los estatutos de la universidad.

ARTICULO 140. El estudiante podrá optar por una de las siguientes modalidades del trabajo de grado:

a. Proyecto de Investigación.

Monografía.

Trabajo de Investigación: Generación o aplicación de conocimientos.

Sistematización del conocimiento.

b. Proyecto de Extensión.

Trabajo social.

Labor de consultoría en aquellos proyectos en los cuales participe la Universidad.

Pasantía.

Trabajo dirigido.

PARÁGRAFO 1. El estudiante podrá optar como componente alterna al proyecto de grado, créditos especiales como cursos de profundización académica o exámenes preparatorios.

PARÁGRAFO 2. Para algunos Planes de Estudio y de acuerdo a sus características el Consejo Académico podrá obviar la presentación del trabajo de grado.

ARTICULO 141. El proyecto de grado incluye las siguientes etapas:

a. Presentación del anteproyecto o plan de trabajo según corresponda a la modalidad del proyecto seleccionado.

b. Desarrollo de la investigación o ejecución física del proyecto.

c. Sustentación de la investigación y/o verificación o aval de la realización del proyecto.

ARTICULO 142. Las condiciones y procedimientos para la presentación, desarrollo y evaluación de cada una de las modalidades de trabajo de grado, o sus componentes alternas, harán parte de la reglamentación específica de cada facultad, para cada plan de estudios.

PARÁGRAFO. La Universidad incorporará los trabajos de grado, como componente básico de su hacer y creará bancos de proyectos en los Departamentos Académicos y en la Vicerrectoría Asistente de Investigación y Extensión.

3. DISEÑO METODOLOGICO

3.1. TIPO DE INVESTIGACIÓN

Investigación Proyectiva

También conocida como proyecto factible, consiste en la elaboración de una propuesta o modelo para solucionar un problema. Intenta responder preguntas sobre sucesos hipotéticos del futuro (de allí su nombre) o del pasado a partir de datos actuales. Se ubican las investigaciones para inventos, programas y diseños.²⁵

Busca confrontar la teoría con la realidad y en el caso de esta investigación donde se desarrollara el diseño de un prototipo.

El Proyecto Factible consiste en requerimientos o necesidades de organizaciones o grupos sociales; puede referirse a la formulación de políticas, programas, tecnologías, métodos o procesos. El Proyecto debe tener apoyo en una investigación de tipo documental, de campo o un diseño que incluya ambas modalidades.²⁶

3.2. POBLACIÓN

La población objeto de este proyecto corresponde a los molinos de martillos diseñado para la reducción de tamaño de la arcilla, en donde se simulara la geometría y los efectos de su funcionamiento, mediante el análisis numérico con el fin de obtener información la cual permitirá determinar sus parámetros de funcionamiento.

3.3. MUESTRA

Se recopilaran los datos obtenidos de la simulación del prototipo que serán utilizados para determinar el comportamiento del mismo en las condiciones establecidas por el diseño.

3.4. TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN

Se utilizara una investigación de tipo documental Con el propósito de ampliar y profundizar el conocimiento y naturaleza del proyecto, con el apoyo, principalmente, en trabajos previos, información y datos divulgados por medios impresos, audiovisuales o electrónicos.²⁶

La originalidad del estudio del proyecto se verá reflejada en el enfoque, criterios, Conceptualizaciones, reflexiones, conclusiones, y recomendaciones dadas por los autores del proyecto.

25 ORTEGA DEVOTO, D. (13 de abril de 2011). Universidad Ecotec.

26 UNIVERSIDAD PEDAGÓGICA EXPERIMENTAL LIBERTADOR. (2002). Manual de Trabajos de Grado de Especialización y Maestría y Tesis Doctorales. FEDUPEL: Caracas Venezuela.

3.4.1. Análisis De La Información

Con la información recolectada en la investigación documental se hará una comparación determinando los principales parámetros de funcionamiento los cuales van hacer claves para el diseño del prototipo.

3.4.2. Fases Del Proyecto De Investigación

Fases para el desarrollo de la propuesta cumpliendo los objetivos específicos: Se formula cada una de las fases y sus respectivas actividades a fin de dar solución al problema de investigación, las cuales son:

FASE I. Indagación del tema: Investigación documental. En esta fase se hará una revisión bibliográfica relacionada con los molinos de martillos y trituración de arcilla para recopilar y estudiar la información preliminar delimitando los conceptos y teorías necesarias para el desarrollo del molino triturador.

FASE II. Determinación de los variables de diseño: Con los conocimientos adquiridos en las asignaturas del pregrado y con el apoyo de asesorías en el área de diseño se procederá a identificar los principales parámetros de diseño.

FASE III. Presentación de la propuesta: se procederá a realizar los cálculos del diseño, selección de materiales, geometría del equipo, velocidades, transmisión de potencia entre otros teniendo como apoyo la simulación por medio de análisis numérico.

FASE IV. Presentación del proyecto: Por ultimo después de haber obtenido las conclusiones del proyecto se determinara ficha técnica y recomendaciones para su mantenimiento.

4. DISEÑO DEL EQUIPO MOLINO DE MARTILLOS

4.1. PARAMETROS DE DISEÑO

La empresa requiere un molino con Capacidad 1000 kg/h de producción para satisfacer la demanda del nuevo producto, se tiene que un 1 grano de arcilla de la muestra tiene un peso promedio de 4,5 gr, con la siguiente conversión tendremos aproximadamente cuantos granos por minuto son necesarios golpear para cumplir con la capacidad requerida:

$$1000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{1000 \text{ gr}}{1 \text{ kg}} * \frac{1 \text{ grano}}{4,5 \text{ gr}} * \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} = 3703,7037 \frac{\text{granos}}{\text{min}}$$

Considerando que el valor recomendado para la velocidad angular de un molino de martillos para molienda de arcilla oscila entre 800 y 3200 rpm según catálogos de fabricantes brasileños, Con base en lo anterior se escoge un velocidad de 1600 rpm como velocidad del rotor que es un valor intermedio, con la velocidad del rotor y los granos por minutos se hace la siguiente operación:

$$\frac{3703,7037 \frac{\text{granos}}{\text{min}}}{1600 \text{ rpm}} = 2,3148 \text{ grano/rev} \cong 3 \text{ granos/ rev}$$

Como se evidencia del cálculo anterior se obtiene aproximadamente el número de granos que deberá golpear cada martillo por revolución, dado que estos cálculos se hacen con base de suposiciones se debe multiplicar este valor por un factor de seguridad que garantice evitar futuros atascamientos y bajo rendimiento de la máquina, para este caso en específico se le da un valor de $n = 2$ como factor de seguridad.

Con la prueba que se realizó para determinar la energía de ruptura del grano de arcilla se evidencio que el material tenía que ser golpeado de 2 a 4 veces para dar el tamaño granulométrico deseado, el número de martillos es igual al número de granos por revolución este valor sede multiplica por 3, valor intermedio seleccionado de la experiencia realizada de la cual se obtiene:

$$N_{\text{martillos}} = \left(3 \frac{\text{granos}}{\text{revoluion}} \times 3 \right) n$$

$$N_{\text{martillos}} = \left(3 \frac{\text{granos}}{\text{revoluion}} \times 3 \right) 2$$

$$N_{\text{martillos}} = 18 \text{ martillos}$$

Tamaño inicial de alimentación: 15 mm (Diámetro promedio del grano de arcilla de la muestra)

Tamaño final del producto entre mallas: # 50 y # 100 que son respectivamente $297\mu\text{m}$ $149\mu\text{m}$ aproximado $0,5\text{mm}$ teniendo el ensayo de granulometría realizado según la norma NTC 1522.

El espesor de martillos tiene que ser mayor o igual al diámetro del grano de arcilla.

FIGURA 7: Cernido De La Arcilla Prueba De Laboratorio



FUENTE: Autores Del Proyecto

Energía necesaria para romper la arcilla

Se dejó caer una masa de 543 gr de una altura de 50 cm sobre grano de arcilla de 4,5 gr de masa y una humedad del 4%, para determinar la energía necesaria para fracturar el grano de arcilla.²⁷ (Ver anexo A.)

²⁷ CUADRADO MONCAYO IVAN RAFAEL. RUEDA CASTILLO JOSE LUIS.2009.Universidad San Francisco de Quito. Diseño y Construcción de un Molino de Martillos.

FIGURA 8: Muestra De Arcilla



FUENTE: Autores Del Proyecto

FIGURA 9: masas para la prueba de ruptura.



FUENTE: Autores Del Proyecto

FIGURA 10: Maquina Para Prueba De Ruptura



FUENTE: Autores Del Proyecto

Energía Potencial.

Es la energía que debe tener el martillo cuando gira y choca con el grano de arcilla.

$$E_p = mgh \text{ (Ec. 1 Energía Potencial)}$$

$$E_p = 0.543\text{kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0,3\text{m}$$

$$E_p = 2,6634 \text{ Nm}$$

La E_p es igual a la energía de ruptura (E_r) del grano de arcilla.

Energía Cinética.

Es la energía del grano al momento de chocar con el martillo.

$$E_c = \frac{1}{2}mv_v^2 \text{ (Ec. 2 Energía cinética)}$$

Velocidad tangencial del martillo

La velocidad tangencial es igual a la velocidad al vacío o sin carga (v_v), cuando el molino entra en funcionamiento y el grano impacta el martillo se produce una disminución de la velocidad, a esta velocidad se le conoce como velocidad de carga.

Se igualan la energía potencial y la cinética y se despeja la velocidad de vacío.

$$E_p = E_c$$

$$mgh = \frac{1}{2}mv_v^2$$

$$v_v = \sqrt{\frac{mgh}{0.5m_A}} \text{ (Ec. 3 Velocidad Tangencial)}$$

m_A = masa de la arcilla

v_v = Velocidad de vacío del martillo.

$$v_v = \sqrt{\frac{(543\text{gr}) \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) * (0,5\text{m})}{(0.5)4,5\text{gr}}} = 34,38 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Las velocidades recomendadas para molinos de arcilla están entre 30m/s y 45 m/s

Para el cálculo de la velocidad de carga se analiza el conjunto moedor como un volante y para analizar volantes se debe tener en cuenta el coeficiente de fluctuación.

v_c = velocidad de carga.

c_s = coeficiente de fluctuación.

Coeficiente de fluctuación para trituradores: 0,2 para maquinas trituradoras, Ver Anexo B:

$$c_s = \frac{v_v - v_c}{v} \quad (\text{Ec. 4 Coeficiente de fluctuación})$$

$$v = \frac{v_v + v_c}{2} \quad (\text{Ec. 5 Velocidad media})$$

Se Reemplaza (4) en (5):

$$v_c = -v_v \frac{c_s - 2}{c_s + 2} \quad (\text{Ec. 6 Velocidad de carga})$$

$$v_c = -34,378 \frac{\text{m}}{\text{s}} * \frac{0,2 - 2}{0,2 + 2} = 28,1274 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Radio De Giro

$$w = \frac{v_c * 60}{2\pi r_g} \quad (\text{Ec. 7 Velocidad angular vacío})$$

Despejamos r_g = radio de giro

$$r_g = \frac{v_c * 60}{w} = \frac{28,1274 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 60}{2\pi * 1600 \text{ rpm}} = 0,1679\text{m} \cong 0,17\text{m}$$

Hallamos w_c = velocidad angular del rotor

$$w_c = \frac{v_c}{r_g} \quad (\text{Ec. 8 Velocidad angular con carga})$$

$$w_c = \frac{28,1274 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,17\text{m}}$$

$$w_c = 165,4573 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1579,94 \text{ rpm} \cong 1600 \text{ rpm} = 167,5516 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Como en cada disco van tres ejes porta martillos, el ángulo de separación entre ellos será de: 120° grados.

$$\theta = 120^\circ = 2,0944 \text{ rad}$$

Aceleración Angular

$$\alpha = \frac{w_v^2 - w_c^2}{2\theta} \text{ (Ec. 9 Aceleración angular)}$$

$$\alpha = \frac{167,5516^2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} - 165,45^2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{2(2,0944 \text{ rad})} = 159,7719 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

4.2. DISEÑO Y CALCULO DEL MOLINO DE MARTILLOS.

TABLA 1: Momentos de Inercia.

Nombre	Ecuación
Ejes paralelos prisma rectangular	$I = n \left[\frac{1}{12} m((L^2 + C^2) + (md^2)) \right]$
Ejes Paralelos para elementos redondos	$I = n \left[\left[\left(\frac{1}{2} mr^2 \right) + (md^2) \right] \right]$
Ejes Paralelos para cilindros huecos	$I = n \left[\frac{1}{2} m(r_e^2 - r_i^2) + (md^2) \right]$
Volumen rectángulo	$V = Ltc$
Masa	$M = \frac{\gamma * V_1}{g * 1000}$
Volumen cilindros	$V = r^2 \pi l$
Volumen cilindros huecos	$V_{\text{bujete}} = \pi l(r_e^2 - r_i^2)$

FUENTE: Autores del proyecto

4.2.1. Diseño Geométrico

Martillos

Peso unitario acero al carbono (γ) $0,0765\text{kg/mm}^2\text{s}^2$

Radio de perforaciones: $r = 10\text{ mm}$

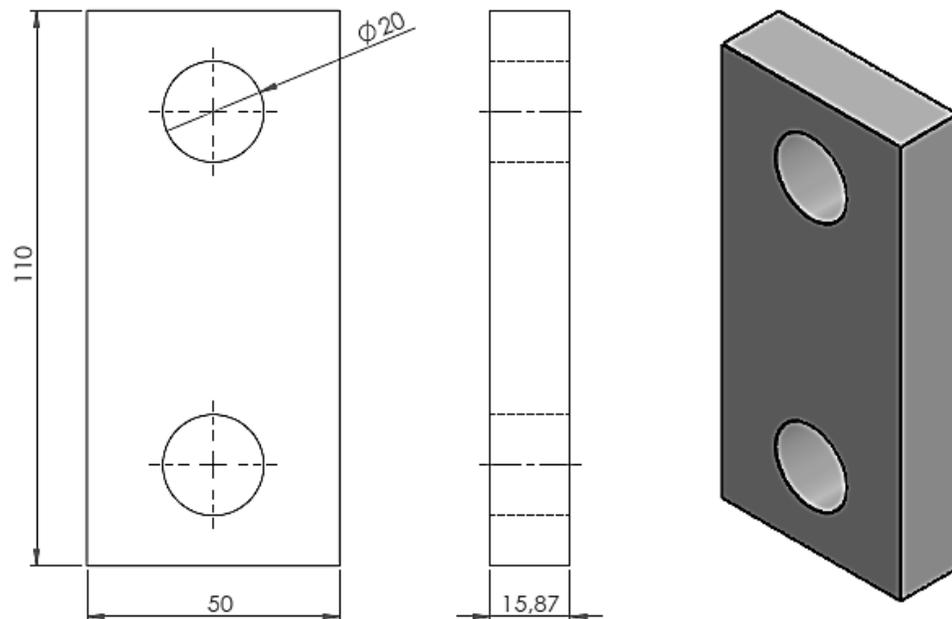
Espeser del martillo tiene que ser mayor o igual que el diámetro del grano de arcilla: $t = 5/8$ pulg = $(15,87\text{mm})$

Se asume un ancho de cara $C = 50\text{ mm}$

Largo del martillo: $L = 110\text{ mm}$ (el largo de los martillos se escoge desde 100mm hasta 120mm según recomendación de fabricantes)²⁸

Cantidad de martillos: 18 unidades

FIGURA 11: Martillo



FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo Realizado en el Software CAD solidWorks

Volumen Del Martillo

$V_1 = \text{volumen martillo macizo}$

$$V_1 = Ltc$$

$$V_1 = (110\text{mm})(50\text{mm})(15,87\text{mm}) = 87285\text{mm}^3$$

$V_2 = \text{volumen perforaciones}$

²⁸ WARREN L. MCCABE; JULIÁN C. SMITH; PETER HARRIOTT .Operaciones Unitarias En Ingeniería Química Cuarta Edición Mcgraw-Hill

$$V_2 = r^2 \pi t$$

$$V_2 = \pi(10\text{mm})^2(15,87\text{mm}) = 4985,707\text{mm}^3$$

V_{total} = volumen martillo con perforaciones

$$V_{\text{total}} = V_1 - V_2$$

$$V_{\text{total}} = 87285\text{mm}^3 - 4985,7075 \text{mm}^3$$

$$V_{\text{total}} = 77313,586 \text{mm}^3$$

Masa Martillo Macizo

$$m_{\text{ma}} = \frac{\gamma * V_1}{g * 1000}$$

$$m_{\text{ma}} = \frac{0,0765\text{kg}/\text{mm}^2\text{s}^2 * 87285\text{mm}^3}{9,81\text{m}/\text{s}^2 * 1000} = 0,6806 \text{kg}$$

Masa Perforación Del Martillo

$$m_{\text{per}} = \frac{\gamma * V_2}{g * 1000}$$

$$m_{\text{per}} = \frac{0,0765\text{kg}/\text{mm}^2\text{s}^2 * 4985,707\text{mm}^3}{9,81\text{m}/\text{s}^2 * 1000} = 0,0388 \text{kg}$$

Masa Martillo Con Perforaciones

$$m_{\text{martillo}} = m_{\text{ma}} - 2m_{\text{per}}$$

$$m_{\text{martillo}} = 0,6806\text{kg} - 2(0,388 \text{kg})$$

$$m_{\text{martillo}} = 0,603 \text{kg}$$

d = distancia desde el centro del eje principal hasta el centro de masa del martillo 115mm

Inercia Martillo Macizo

Inercia Ejes Paralelos

$$I_1 = 18 \left[\frac{1}{12} m_{\text{ma}} ((L^2 + C^2) + (m_{\text{ma}} d^2)) \right]$$

$$I_1 = 18 \left[\frac{1}{12} 0,6806 \text{ kg} [((110\text{mm})^2 + (50\text{mm})^2) + ((0,6806\text{kg})(115\text{mm})^2)] \right]$$

$$I_1 = 176921,97 \text{ kg mm}^2$$

Inercia Perforaciones

d_1 = Distancia desde el centro del eje principal hasta el centro de la perforación inferior del martillo 10mm

d_2 = Distancia desde el centro del eje principal hasta el centro de la perforación superior del martillo 150mm

$$I_2 = 18 \left[\left[\left(\frac{1}{2} m_{per} r_{per}^2 \right) + (m_{per} d_1^2) \right] + \left[\left(\frac{1}{2} m_{per} r_{per}^2 \right) + (m_{per} d_2^2) \right] \right]$$

$$I_2 = 18 \left[\left[\left(\frac{1}{2} 0,0388\text{kg} * 10\text{mm}^2 \right) + (0,0388\text{kg} * 150\text{mm}^2) \right] + \left[\left(\frac{1}{2} 0,0388\text{kg} * 10\text{mm}^2 \right) + (0,0388\text{kg} * 80\text{mm}^2) \right] \right]$$

$$I_2 = 20253,6 \text{ kg mm}^2$$

Inercia Total Martillo Con Perforaciones

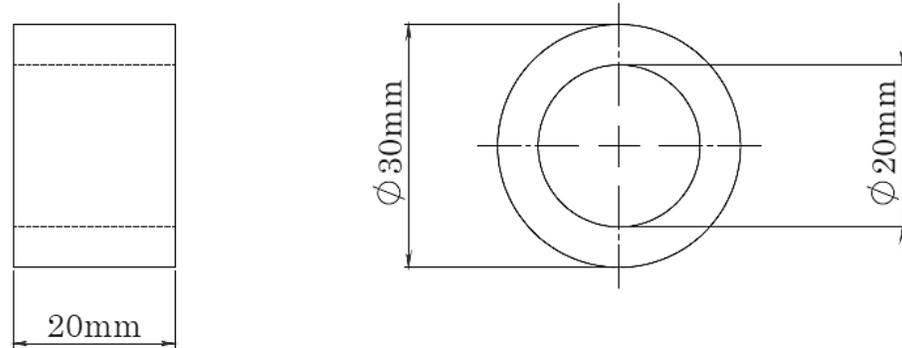
$$I_{\text{martillo}} = I_2 - I_1$$

$$I_{\text{martillo}} = 176921,97 \text{ kg mm}^2 - 20253,6 \text{ kg mm}^2$$

$$I_{\text{martillo}} = 156668,37 \text{ kg mm}^2$$

Bujes Separadores Para los Martillos

FIGURA 12: Bujes Separadores De Martillos



FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo Realizado en el Software CAD solidWorks

Cantidad de bujes: 12 unidades.

Radio exterior: $r_e = 15\text{mm}$

Radio interior: $r_i = 10\text{mm}$

Espesor: 20mm (el espesor de los bujes separadores tiene que ser mayor que el espesor del martillos para evitar atascamientos)

Volumen Bujes

$$V_{\text{bujes}} = \pi t(r_e^2 - r_i^2)$$

$$V_{\text{bujes}} = \pi * 20\text{mm}[(15\text{mm})^2 - (10\text{mm})^2]$$

$$V_{\text{bujes}} = 7853,98 \text{ mm}^3$$

Masa Buje

$$m_{\text{per}} = \frac{\gamma * V_{\text{bujes}}}{g * 1000}$$

$$m_{\text{bujes}} = \frac{0,0765\text{kg}/\text{mm}^2\text{s}^2 * 7853,98 \text{ mm}^3}{9,81\text{m}/\text{s}^2 * 1000}$$

$$m_{\text{bujes}} = 0,0612 \text{ kg}$$

Inercia Bujes

d_2 = Distancia desde el centro del eje principal hasta el centro de la perforación del buje 80mm.

$$I_{\text{bujes}} = n \left[\frac{1}{2} m_{\text{bujes}} (r_e^2 - r_i^2) + (m_{\text{bujes}} d_2^2) \right]$$

$$I_{\text{bujes}} = 12 \left[\frac{1}{2} 0,0612 \text{kg} ((15 \text{mm})^2 - (10 \text{mm})^2) + (0,0612 \text{kg} (80 \text{mm})^2) \right]$$

$$I_{\text{bujes}} = 4746,06 \text{ kg mm}^2$$

Eje Porta Martillos

Cantidad de ejes: 3 unidades.

Largo del eje: 280 mm

Radio del eje: 9,5 mm diámetro comercial $\frac{3}{4}$ de pulgada (19,05 mm)

Volumen Eje Porta Martillos

$$V_{\text{eje pm}} = \pi r^2 l$$

$$V_{\text{eje pm}} = \pi (280 \text{mm}) (9,5 \text{mm})^2$$

$$V_{\text{eje pm}} = 79388,0463 \text{ mm}^3$$

Masa Eje

$$m_{\text{eje pm}} = \frac{\gamma * V_{\text{eje pm}}}{g * 1000}$$

$$m_{\text{eje pm}} = \frac{0,0765 \text{kg/mm}^2 \text{s}^2 * 79388,0463 \text{ mm}^3}{9,81 \text{m/s}^2 * 1000}$$

$$m_{\text{eje pm}} = 0,61908 \text{kg}$$

Inercia Ejes Porta Martillos

d_2 = distancia desde el centro del eje principal hasta el centro eje porta martillos 80mm.

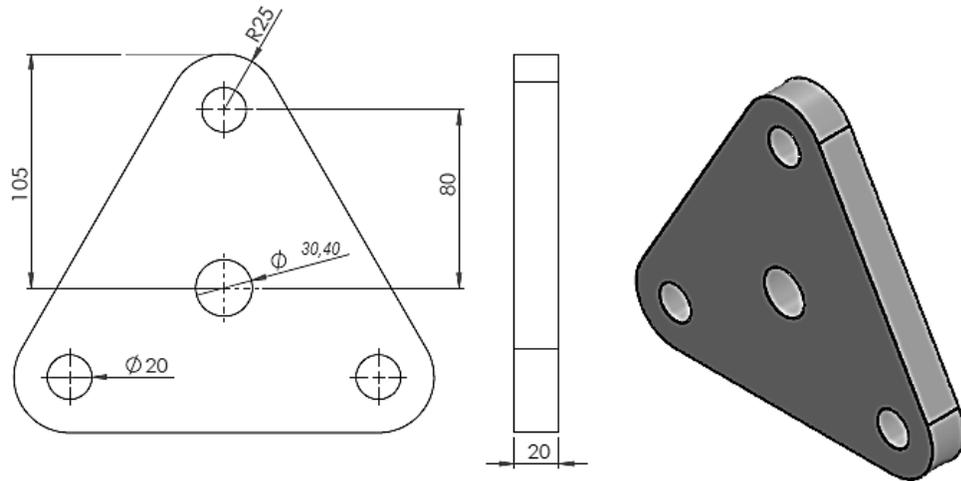
$$I_{\text{eje pm}} = n \left[\frac{1}{2} m_{\text{eje pm}} (r^2) + (m_{\text{eje pm}} d_2^2) \right]$$

$$I_{\text{eje pm}} = 3 \left[\frac{1}{2} 0,61908 \text{ kg} (9,5 \text{mm})^2 + (0,61908 \text{ kg} (80 \text{mm})^2) \right]$$

$$I_{\text{eje pm}} = 11970,1439 \text{ kg mm}^2$$

Discos Porta Martillos

FIGURA 13: Disco Porta Martillos



FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo Realizado en el Software CAD solidWorks

Cantidad de discos separadores: 3 unidades.

Teniendo en cuenta el largo asumido de los martillos y el radio de giro se tiene que el radio exterior del disco es: $r_e=105$ mm.

Espesor: $t = 20$ mm

Se tomara el eje principal de 1 pulgada con un hombro de 2 mm

Radio interior: $r_i= 15,7$ mm

Volumen Disco

$$V_{\text{disco}} = V_{\text{total}} - V_{\text{puntas}} - V_{\text{perf}} - V_{\text{perf eje princ}}$$

$$V_{\text{total}} = \frac{1}{2} bht$$

$$V_{\text{total}} = \frac{1}{2} (225,17\text{mm})(195\text{mm})(20\text{mm})$$

$$V_{\text{total}} = 439081,5 \text{ mm}^3$$

$$V_{\text{puntas}} = \frac{1}{2} bht$$

$$V_{\text{puntas}} = \frac{1}{2}(28,87\text{mm})(25\text{mm})(20\text{mm})$$

$$V_{\text{puntas}} = 7217,5 \text{ mm}^3$$

$$V_{\text{perf}} = r^2\pi t$$

$$V_{\text{perf}} = \pi(10\text{mm})^2(20\text{mm}) = 6283,1853 \text{ mm}^3$$

$$V_{\text{perf eje prin}} = r^2\pi t$$

$$V_{\text{perf eje prin}} = \pi(15,7 \text{ mm})^2(20\text{mm}) = 15487,4234 \text{ mm}^3$$

$$V_{\text{disco}} = 439081,5 \text{ mm}^3 - 7217,5 \text{ mm}^3 - 6283,1853 - 15487,4234 \text{ mm}^3$$

$$V_{\text{disco}} = 410093,3913 \text{ mm}^3$$

Masa Disco

$$m_{\text{disco}} = \frac{0,0765\text{kg/mm}^2\text{s}^2 * 410093,3913 \text{ mm}^3}{9,81\text{m/s}^2 * 1000} = 3,1979 \text{ kg}$$

Inercia Disco

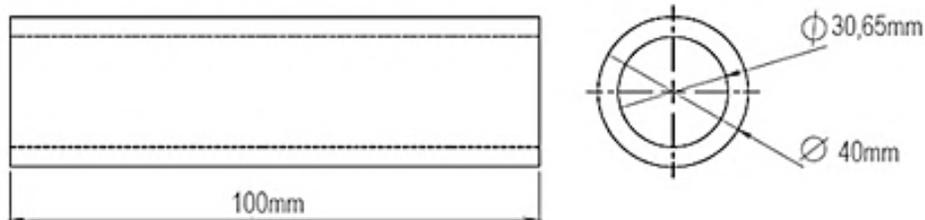
Por facilidad se obtiene la inercia por medio de un software (solidWorks)

$$I_{\text{disco}} = 3(11387,07 \text{ kg mm}^2)$$

$$I_{\text{disco}} = 34161,21 \text{ kg mm}^2$$

Tambores Separadores

FIGURA 14: Tambor separador de discos



FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo Realizado en el Software CAD solidWorks

Cantidad de tambores: 2 unidades

Radio exterior: $r_e = 20 \text{ mm}$

Radio interior: $r_i = 15,325 \text{ mm}$

Largo: $l = 100 \text{ mm}$

Volumen Tambores

$$V_{\text{tambores}} = \pi l (r_e^2 - r_i^2)$$

$$V_{\text{tambores}} = \pi * 100 \text{ mm} [(20\text{mm})^2 - (15,325\text{mm})^2]$$

$$V_{\text{tambores}} = 51881,6355 \text{ mm}^3$$

Masa Tambores

$$m_{\text{tambores}} = \frac{0,0765 \text{ kg/mm}^2 \text{ s}^2 * 51881,6355 \text{ mm}^3}{9,81 \text{ m/s}^2 * 1000} = 0,4045 \text{ kg}$$

Inercia Tambores

$$I_{\text{tambores}} = n \left[\frac{1}{2} m_{\text{tambores}} (r_e^2 + r_i^2) \right]$$

$$I_{\text{tambores}} = 2 \left[\frac{1}{2} 0,4045 \text{ kg} ((20\text{mm})^2 + (15,325\text{mm})^2) \right]$$

$$I_{\text{tambores}} = 256,7991 \text{ kg mm}^2$$

Eje Principal

Cantidad: 1 unidad

Largo: $l = 500 \text{ mm}$

Diámetro: 25,4 mm diámetro comercial 1 de pulgada

Volumen Eje Principal

$$V_{\text{eje principal}} = \pi l r^2$$

$$V_{\text{eje principal}} = \pi (500\text{mm}) (25,4 \text{ mm})^2$$

$$V_{\text{eje principal}} = 1013414,958 \text{ mm}^3$$

Masa Eje Principal

$$m_{\text{eje principal}} = \frac{0,0765 \text{ kg/mm}^2 \text{ s}^2 * 1013414,958 \text{ mm}^3}{9,81 \text{ m/s}^2 * 1000} = 7,9027 \text{ kg}$$

Inercia Eje Principal

$$I_{\text{eje principal}} = n \left[\frac{1}{2} m_{\text{eje principal}} (r_e)^2 \right]$$
$$I_{\text{eje principal}} = 1 \left[\frac{1}{2} (7,9027 \text{ kg}) (15\text{mm})^2 \right]$$
$$I_{\text{eje principal}} = 889,0537 \text{ kg mm}^2$$

Inercia Total

$$I_{\text{TOTAL}} = \sum I$$
$$I_{\text{TOTAL}} = I_{\text{martillo}} + I_{\text{bujes}} + I_{\text{eje pm}} + I_{\text{disco}} + I_{\text{tambores}} + I_{\text{eje principal}}$$
$$I_{\text{TOTAL}} = 156668,37 \text{ kg mm}^2 + 4746,06 \text{ kg mm}^2 + 11970,1434 \text{ kg mm}^2$$
$$+ 34161,21 \text{ kg mm}^2 + 256,7991 \text{ kg mm}^2 + 889,0537 \text{ kg mm}^2$$
$$I_{\text{TOTAL}} = 208691,6362 \text{ kg mm}^2$$

Potencia Del Rotor

Velocidad y Aceleración Angular

$$\alpha = \frac{w}{t} \quad w = \frac{2\pi n}{60}$$
$$w = \frac{2\pi(1600\text{rpm})}{60} = 167,55 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Tomando 1 segundo como el tiempo que tarda en alcanzar velocidad de régimen

$$\alpha = \frac{167,55 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{1 \text{ s}} = 167,55 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Torque De Arranque

$$T_a = (\alpha) \sum I \text{ (Ec. 10 Torque de arranque)}$$

$$T_a = 167,55 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} * \frac{208691,6362 \text{ kg mm}^2}{10^6}$$

$$T_a = 34,9662 \text{ N.m.}$$

Potencia De Arranque

$$H_a = T_a * w \text{ (Ec. 11 Potencia de arranque)}$$

$$H_a = (34,9662 \text{ N.m.}) \left(167,55 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$$

$$H_a = 5858,6008 \text{ watt}$$

$$H_a = 7,8561 \text{ Hp}$$

Potencia De Molienda

Según la Teoría de Bond

$$p = \frac{4}{3} \left[0,8043 w_i * \left(\frac{1}{\sqrt{D_p}} - \frac{1}{\sqrt{D_A}} \right) * T \right] \text{ (Ec. 12 Potencia de molienda Bond)}$$

w_i = Índice de trabajo, se toma (6.30 Kw.h/ton), Ver anexo C

T = Capacidad máxima para molienda

$$T = 1 \text{ ton} * \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} = 0,0167 \text{ ton/min}$$

D_A = Tamaño de alimentación aproximado (20 mm = 0.020m)

D_p = Tamaño del producto (0,5 mm = 0.0005 m)

p = Potencia bruta

$$p = \frac{4}{3} \left[0,8043 \left(6.30 \text{ Kw.} \frac{\text{h}}{\text{ton}} \right) * \left(\frac{1}{\sqrt{0,0005\text{m}}} - \frac{1}{\sqrt{0,015\text{m}}} \right) * (0,0167 \text{ ton/min}) \right]$$

$$p = 4,1245 \text{ Hp}$$

Potencia Nominal

$$H = H_a + p \text{ (Ec. 13 Potencia nominal)}$$

$$H = 7,8561 \text{ Hp} + 4,1245 \text{ Hp}$$

$$H = 11,976 \text{ Hp} \cong 15 \text{ HP a } 1800 \text{ rpm}$$

Motor GP 10 para usos generales de carcasa en fundición gris, Ver anexo D

4.2.2. Números De Trenes Del Rotor

N_g = Numero de granos

N_t = Número de trenes

M_g = Masa del grano

w_c = velocidad angular del rotor

Q = Capacidad de molienda

$$N_g = \frac{Q}{m_g} \quad (\text{Ec. 14 Numero de granos})$$

$$N_t = \frac{N_g}{w_c} \quad (\text{Ec. 15 Numero de trenes})$$

$$Q = 1 \text{ ton/h} = 0,277 \text{ kg/seg}$$

$$w_r = 1600 \text{ rpm}$$

$$N_g = \frac{0,277 \text{ kg / seg}}{4,5 \times 10^{-3} \text{ kg}} = 61,55 \text{ granos /seg}$$

$$N_t = \frac{61,55 \text{ kg/seg}}{1600 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}} = 2,30 \text{ trenes}$$

$$N_t = 3 \text{ trenes}$$

4.2.3. Trasmisión De Potencia

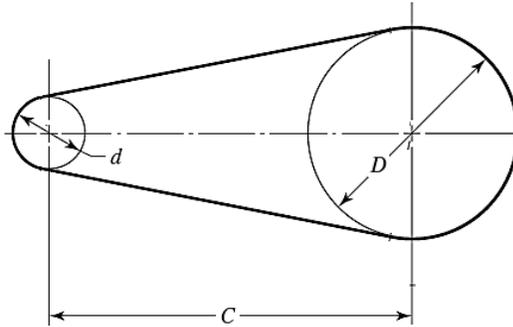
H = Potencia Nominal (15 HP)

n = Velocidad polea Impulsora. (1800 rpm)

N = Velocidad polea Impulsada. (1600 rpm)

Horas de Servicio. 8 h/Dia

FIGURA 15: Sistema De Transmisión De Potencia.



FUENTE: Diseño de elementos de maquinas shigley 8 edicion.

Selección Del Tipo De Sección

Para transmitir la potencia requerida de 15HP se selecciona una banda en V de sección B para rango de 1-25 HP, Ver anexo E

Diámetro mínimo de la polea impulsora $d_{\min} = 5,4''$ (pulg) = 137,16 mm

Espesor $b = 7/16$ (pulg)

Ancho $a = 21/32$ (pulg)

Se asume un $d = 6,2$ pulg=157,48mm.

D = Diámetro polea impulsada.

$$D = \frac{n}{N} = \frac{(1800 \text{ rpm})(6,2)}{1600} = 6,975'' = 177,165 \text{ mm}$$

Distancia entre centros

Esta distancia no debe superar tres veces la suma de los diámetros de las poleas y a su vez no debe ser menor que el diámetro de la polea mayor.

$$D \leq C \leq 3(D + d)$$

$$177,165 \text{ mm} \leq C \leq 3(177,165\text{mm} + 157,48 \text{ mm})$$

$$177,165 \text{ mm} \leq C \leq 1003,935 \text{ mm}$$

Se toma una distancia entre centros $C = 410\text{mm}$.

Velocidad optima de buen funcionamiento.

$$V_{opt} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} \text{ (Ec. 16 Velocidad optima poleas)}$$

$$V_{\text{opt}} = \frac{\pi \cdot (6,2'')(1800 \text{ rpm})}{12}$$

$$V_{\text{opt}} = 2921,6811 \text{ ft}/\text{min}$$

V_{opt} Se encuentra dentro del rango.

Longitud De paso de la Banda. (L_p)

$$L_p = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4C} \text{ (Ec. 17 Longitud De paso de la Banda)}$$

$$L_p = 2(410\text{mm}) + 1,57(177,165\text{mm} + 157,48\text{mm}) + \frac{(177,165\text{mm} - 157,48\text{mm})^2}{4(410\text{mm})}$$

$$L_p = 1345,6289\text{mm} = 52,977''$$

Se selecciona para una sección B una longitud estándar inferior, ver anexo F

$$L_i = 51''$$

Se toma el valor de F sección B, $F = 1,8$, Ver anexo G

Recalculando Longitud De Paso

$$L_p = L_i + f$$

$$L_p = 51'' + 1,8''$$

$$L_p = 52,8'' \cong 53'' \cong 1346,2 \text{ mm}$$

$$L_p = 53''$$

se selecciona BANDA (B53)

Distancia Real Entre Centros

$$C' = 0,25 \left[\left(L_p - \pi/2 (D + d) \right) + \sqrt{\left(L_p - \pi/2 (D - d) \right)^2 - 2(D - d)^2} \right]$$

(Ec. 18 Distancia Real Entre Centros)

$$C' = 410,1523 \text{ mm} = 16,14''$$

Numero De Correas

Hi = Potencia Indicada. (15 Hp)

Hd = Potencia de diseño.

$$Hd = Hi \times Ks \text{ (Ec. 19 Potencia de diseño.)}$$

Ks = 1,2 para molinos de martillo. (Ver anexo H)

$$Hd = 15 H_p \times 1.2$$

$$Hd = 18 H_p = 13,428 \text{ kw}$$

Potencia corregida (Ha')

$$Ha' = k_1 \cdot k_2 \cdot Ha$$

Numero de correas

$$N_c = \frac{H_d}{Ha'} \text{ (Ec. 20 Numero de correas)}$$

Nc = Numero de correas.

K1 = Factor de corrección del Angulo de cobertura.

K2 = Factor de corrección de longitud de banda.

Calculando Ha con la velocidad óptima para una sección B y diámetro de patea 6,2". Ver anexo I.

Se tiene:

Para una velocidad óptima $2921,6811 \text{ ft}/\text{min}$

$$Ha = 3,8780 H_p \cong 2,8929 \text{ Kw}$$

$$\frac{D - d}{C'} = \frac{6,975 - 6,2}{16,14} = 0,04801$$

Con el valor hallado tenemos, Ver anexo J

$$\theta \text{ grados} = 174,74$$

$$K1 = 0,7591 \text{ plana V}$$

K2 factor de corrección de longitud de banda, Ver anexo K

$K_2 = 0,9$ para banda tipo B con L_p de 48 a 60"

Entonces

$$H_a' = K_1 \cdot K_2 \cdot H_a$$

$$H_a' = (0,7591) (0,9) (3,878 \text{ Hp})$$

$$H_a' = 2,6494 \text{ Hp} \approx 1,976 \text{ Kw}$$

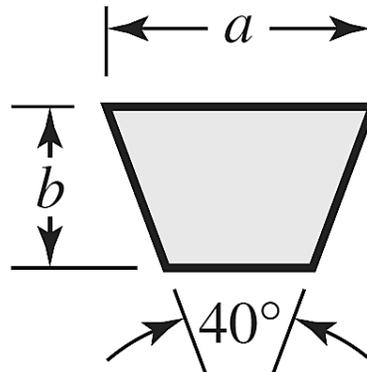
$$N_c = \frac{H_d}{H_a'}$$

$$N_c = \frac{18 \text{ Hp}}{2,6494 \text{ Hp}} = 6,7939 \approx 7 \text{ bandas}$$

Designación 7B-53

Sección de la banda.

FIGURA 16: Sección De Banda En V



FUENTE: Diseño de elementos de maquinas shigley 8 edicion

$$b = \frac{7}{16} = 11,11 \text{ mm}$$

$$a = \frac{21}{32} = 16,66 \text{ mm}$$

Angulo de contacto:

$$\theta = \theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C} \text{ (Ec. 21 Angulo de contacto)}$$

Polea menor

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{6,975 - 6,2}{2(410,1523)}$$

$$\phi = \theta_d = 3,1397 \text{ rad}$$

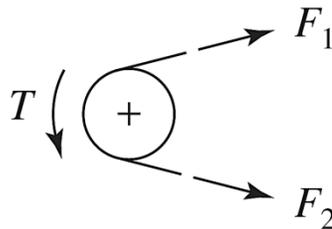
La gates rubber company declara que su coeficiente de fricción efectivo.²⁹

$$f = 0,5123$$

$$e^{(f\phi)}$$

$$e^{[(0,5123)(3,1397)]} = 4,995$$

FIGURA 17: Tensión En La Banda Tipo V



FUENTE: Diseño de elementos de maquinas shigley 8 edicion

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{Hd}{Nc}}{n^{(d/2)}} \text{ (Ec. 22 Variación de fuerza)}$$

$$F_c = Kc \left(\frac{v}{1000} \right)^2 \text{ (Ec. 23 Fuerza de la correa)}$$

Se toma el valor para Kc = 0,965, Ver anexo L

$$F_1 = \frac{F_c + \Delta F \cdot e^{f\phi}}{e^{(f\phi-1)}}$$

$$F_c = 0,965 \left(\frac{2921,6811 \text{ ft}/\text{min}}{1000} \right)^2 = 8,237 \text{ lbf}$$

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{18 \text{ Hp}}{7 \text{ bandas}}}{1800(6,2/2)}$$

²⁹ **Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett.** Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. México: Mc Graw Hill, 2008.p.880.

$$\Delta F = 29,04 \text{ lbf}$$

$$F_1 = 8,2371 \text{ lb} + \left(\frac{(29,0416)(4,9951)}{(4,9951) - 1} \right) = 44,9533 \text{ lbf}$$

$$F_1 = 44,9533 \text{ lbf} \left(\frac{4,448 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} \right) = 199,95227 \text{ N}$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$
$$\Delta F = 29,04 \text{ lbf} \left(\frac{4,448 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} \right) = 129,1699 \text{ N}$$

$$F_2 = (199,95227 \text{ N}) - (129,1699 \text{ N})$$

$$F_2 = 70,7823 \text{ N}$$

Calculo De Tensiones

$$T_1 = F_1 + (F_b)_1 \quad (F_b)_1 = \frac{Kb}{d}$$

$$T_2 = F_1 + (F_b)_2 \quad (F_b)_2 = \frac{Kb}{D}$$

Se toma el valor para Kb para tipo B, Kb = 576, Ver anexo L

$$(F_b)_1 = \frac{576}{6,2}$$

$$(F_b)_1 = 92,90 \text{ lbf}$$

$$(F_b)_2 = \frac{576}{6,975}$$

$$(F_b)_2 = 82,58061 \text{ lbf}$$

$$T_1 = 44,9533 \text{ lbf} + 92,901 \text{ lbf} = 137,8549 \text{ lbf}$$

$$T_2 = 44,9533 \text{ lbf} + 82,5806 \text{ lbf} = 127,5339 \text{ lbf}$$

4.2.4. Cálculos Para La Vida De Las Bandas.

La vida en horas está dada por:³⁰

$$t = \frac{N_p \cdot L_p}{720 V} \text{ (Ec. 24 Vida en horas de la banda)}$$

N_p = numero de pasadas

Para bandas de sección B, Ver anexo M

$K = 1193$

$b = 10,926$

$$N_p = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \text{ (Ec. 25 Numero de pasadas)}$$

$$N_p = \left[\left(\frac{1193}{137,8549} \right)^{-10,926} + \left(\frac{1193}{127,5339} \right)^{-10,926} \right]^{-1}$$

$$N_p = 12,1766 \text{ xt } 10^9 \text{ pasadas}$$

Debido a que N_p , se encuentra fuera del intervalo de validez de la ecuación (17-27) shigley pág. 886 la vida se establece como mayor que 10^9 pasadas.³¹

$$t > \frac{N_p L_p}{720 V} = \frac{10^9 (53)}{720 (2921,6811)}$$

$$t = 25575,07 \text{ horas}$$

Factor De Seguridad De La Banda

$$F_S = \frac{H_a' N_b}{H_a K_S} \text{ (Ec. 26 Factor de seguridad de la banda)}$$

$$F_S = \frac{(2,6494)(7)}{(15)(1.2)} = 1,03$$

$F_S > 1$ Como el factor de seguridad es mayor a 1 esto garantiza seguridad y confiabilidad.

³⁰ **Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett.** Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. México: Mc Graw Hill, 2008.p.884.

³¹ **Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett.** Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. México: Mc Graw Hill, 2008.p.886.

4.2.5. Diseño Y Selección Del Material De Las Piezas Del Rotor

Martillos

$$L = 110 \text{ mm}$$

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

$$t = \frac{5}{8} = 17.87 \text{ mm}$$

r_{cm} = distancia desde el centro del eje principal hasta el centro de masa del martillo: 115mm

$$r_g = 0.17\text{m}$$

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

V_p = Velocidad periférica

$$V_p = \frac{2\pi n}{60} * r_g \text{ (Ec. 27 Velocidad periférica)}$$

$$V_p = \frac{2\pi(1600\text{rpm})}{60} * 0,17\text{m} = 28,484 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

F_c = Fuerza centrífuga

$$F_c = \frac{(m_{martillo})V_p^2}{r_{cm}} \text{ (Ec. 28 Fuerza centrífuga)}$$

$$F_c = \frac{(0,603\text{kg})(28,484 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{0,115\text{m}} = 4254,235 \text{ N}$$

F_i = Fuerza de impacto

$$F_i = \frac{m_p V_p}{\Delta t} \text{ (Ec. 29 Fuerza de impacto)}$$

$$F_i = \frac{(0,0114779 \text{ kg}) \left(28,484 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)}{0.02 \text{ S}} = 16,3468 \text{ N}$$

m_p = Masa del grano (arcilla)

Δt = Valor que oscila entre 0.001 S y 0.02 S., para sustancias elásticas y prácticamente inelásticas respectivamente, para la arcilla.³² $\Delta t = 0.02 \text{ S}$.

³² TAGGART, Arthur. Elementos de preparación de minerales. México: Mc Graw Hill, 1966. p.420.

Densidad de la arcilla: $\rho = 2,74 \text{ gr/cm}^3$ (ver anexo A)

V_{arcilla} = volumen del grano de arcilla

$$V_{\text{arcilla}} = \frac{4}{3}\pi r^3 = \frac{4}{3}\pi(1 \text{ cm})^3 = 4,189 \text{ mm}^3$$

$$\rho = \frac{m_p}{V_{\text{arcilla}}}$$

Despejando m_p = Masa partícula

$$m_p = \rho V_{\text{arcilla}}$$
$$m_p = 4,189 \text{ cm}^3 * 2,74 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}$$

$$m_p = 11,4779 \text{ gr} = 0,0114779 \text{ kg}$$

Fuerza total

$$F_{\text{total}} = \sqrt{F_c^2 + F_i^2}$$

$$F_{\text{total}} = \sqrt{(4254,2664 \text{ N})^2 + (16,3468 \text{ N})^2}$$

$$F_{\text{total}} = 4254,2664 \text{ N} = 4.25 \text{ KN}$$

Comprobación De Esfuerzos

A_{trav} = Área de la sección transversal.

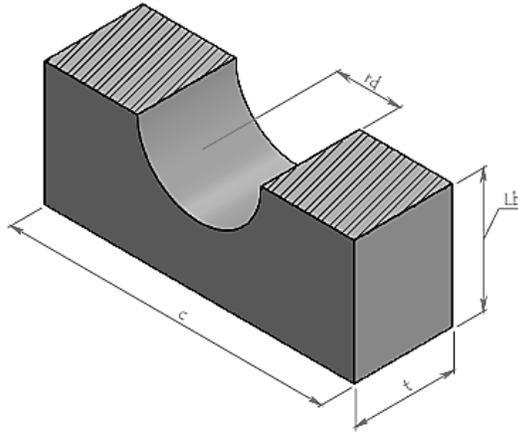
Largo: $L = 110 \text{ mm}$.

Ancho: $C = 50 \text{ mm}$.

Espesor: $t = 15,87 \text{ mm}$.

$r_d = 10 \text{ mm}$.

FIGURA 18: Sección Crítica Del Martillo.



FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo Realizado en el Software CAD solidWorks

Material seleccionado:

Acero 1020 HR $S_y = 210 \text{ Mpa}$ $S_{ut} = 380 \text{ Mpa}$ $HB = 111$ Ver anexo O

Fuerza que produce ruptura en el martillo:

$$S_{ut} = \frac{F_{ut}}{A_{trav}} \text{ (Ec. 30 Esfuerzo de ruptura máximo)}$$

$$F_{ut} = (380 \text{ Mpa}) \cdot (15,87\text{mm} \times 50\text{mm}) = 301,53 \text{ KN}$$

$$F_{ut} > F_{total} = 301,53 \text{ KN} > 4.25\text{KN}$$

Cumple la fuerza total no supera F_{ut} (no va existir falla por ruptura).

Comprobación en sección crítica perforación:

$$S_y = \frac{F_{sy}}{A_{trav2}} \text{ (Ec. 31 Esfuerzo de fluencia máximo)}$$

$$F_{sy} = (210 \text{ Mpa}) \cdot \{ [15,87\text{mm} \times 50\text{mm}] - [15,87\text{mm} \times (2 \times 10\text{mm})] \} = 99,9 \text{ KN}$$

$$F_{sy} > F_{total} = 99,9 \text{ KN} > 4.25\text{KN}$$

Cumple la fuerza total no supera la F_{sy} (deformaciones mínimas)

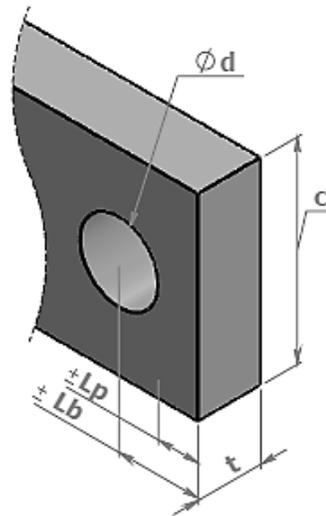
Comprobación De Esfuerzo Por Desgarro.

$$C = 50\text{mm.}$$

$$t = 15.87\text{mm.}$$

$$d = 20\text{mm.}$$

FIGURA 19: Sección Del Martillo.



FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo Realizado en el Software CAD solidWorks

$$L_p = 20\text{mm} - \left(\frac{d}{2}\right) = 20\text{mm} - 10\text{mm} = 10\text{mm}$$

$$\tau = \frac{F_{total}}{2 \cdot t \cdot L_b} \text{ (Ec. 32 Esfuerzo constante máximo)}$$

$$\tau = \frac{4254.2664 \text{ N}}{2(15,87\text{mm})(10\text{mm})} = 13,4035 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{F_{total}}{2 \cdot t \cdot L_b} \leq \frac{S_{sy}}{n}$$

$$s_{sy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = \frac{210}{\sqrt{3}} = 121.24 \text{ Mpa}$$

$$n = \frac{s_{sy}}{\tau} = \frac{121.24}{13.4035} = 9.045$$

$$A_{trav} = \frac{F_{total}(n)}{2(s_{sy})} = \frac{4254,2664 \text{ N}(9,045 \text{ mm})}{2(121,24 \text{ Mpa})} = 158,693 \text{ mm}^2$$

$$A_{trav} = L_p \cdot t = L_p = \frac{158,693\text{mm}^2}{15,87 \text{ mm}} = 9,999 \text{ mm}$$

$$L_b = L_p + \frac{d}{2} = 9,999\text{mm} + \frac{20\text{mm}}{2} = 19.999 \text{ mm} = 20\text{mm}$$

$$C_{\text{minimo}} = 2(19,999\text{mm}) = 39,999 \text{ mm} = 40\text{mm}$$

$$C_{\text{minimo}} < C$$

$$40\text{mm} < 50\text{mm}$$

No existirá desgarro en la zona más crítica dado a que el C real supera en 10mm al C mínimo.

Esfuerzo Máximo Por Concentración Del Esfuerzo Y Sensibilidad A La Muesca

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{k_f F_{\text{total}}}{A_{\text{trav}}} \text{ (Ec. 33 Esfuerzo Máximo Por Sensibilidad A La Muesca)}$$

$$A_{\text{trav}} = (C - d)t = (50\text{mm} - 20 \text{ mm}) * 15,87\text{mm} = 476,25\text{mm}^2$$

$$k_f = 1 + \left(\frac{k_t - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \right) \text{ (Ec. 34 Concentración de esfuerzo)}$$

k_t Se escoge, Ver anexo N

Entonces

$$\frac{d}{c} = \frac{20\text{mm}}{50\text{mm}}$$

$$k_t = 2,25$$

$$\sqrt{a} = (0,0245799) - [(0,307794 \times 10^{-2})(s_{ut})] + [(0,150874 \times 10^{-4})(s_{ut})^2] - [(0,150874 \times 10^{-7})(s_{ut})^3] \text{ (Ec. 35 Constante de Neuber)}$$

$$\sqrt{a} = 0,11771$$

$$k_f = 1 + \left(\frac{2,25 - 1}{1 + \frac{0,11771}{\sqrt{10/25,4}}} \right) = 2,053$$

$$\sigma_{\max} = \frac{(2,053)(4254,2664\text{N})}{476,25\text{mm}^2} = 18,345 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{S_{\text{ult}}}{n} \geq \frac{k_f F_{\text{total}}}{A_{\text{trav}}}$$

Factor de seguridad

$$n = \frac{S_{\text{ult}}}{\sigma_{\max}} = \frac{380 \text{ Mpa}}{18,345 \text{ Mpa}} = 20,7$$

El martillo no presentara sensibilidad a la muesca determinando que es altamente confiable.

Comprobación Por Aplastamiento.

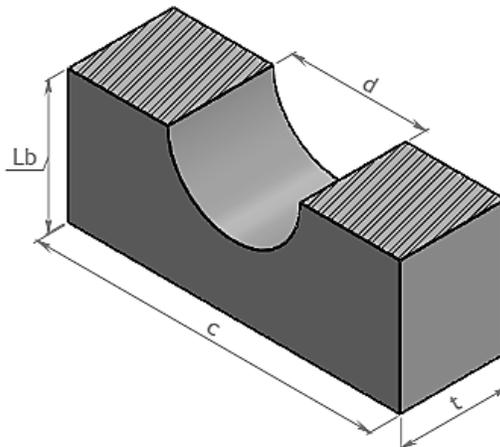
$$F_{\text{total}} = 4274,2664 \text{ N.}$$

$$L_b = 20\text{mm.}$$

$$t = 15,87\text{mm.}$$

$$d = 20\text{mm.}$$

FIGURA 20: sección crítica del martilla.



FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo Realizado en el Software CAD solidWorks

$$\sigma_{\text{aplas}} = \frac{F_{\text{total}}}{t \cdot d} = \frac{(4254,2664\text{N})}{(15,87\text{mm})(20\text{mm})} = 13,4034 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\text{aplas}} = \frac{F_{\text{total}}}{t \cdot d} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$n = \frac{S_y \cdot t \cdot d}{F_{\text{total}}} = \frac{(210 \text{ Mpa})(9,525)(20)}{(4254,2664\text{N})} = 9,4$$

Poca probabilidad de falla por aplastamiento dado que $n > 1$

Discos Porta Mazos.

En cada agujero habrá una tracción por consecuencia de las fuerzas centrifugas de los martillos por lo que en cada agujero se tendrá una fuerza equivalente $2F_c$ de un martillo.

$$\eta_f = \frac{S_y}{2 \cdot \tau} \therefore \tau = \frac{F_c}{Ad}$$

$$\tau = \frac{2F_c}{t \cdot d_1 \cdot 2} = \frac{F_c}{t \cdot d_1}$$

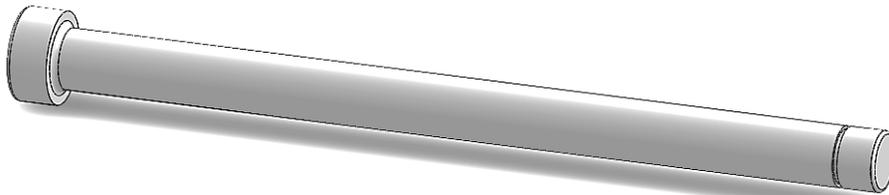
$$\eta_f = \frac{S_y}{2 \cdot \left(\frac{F_c}{t \cdot d_1}\right)} \rightarrow t = \frac{F_c \cdot n \cdot 2}{d_1 \cdot S_y}$$

$$t = \frac{(4254,2664\text{N}) \cdot (4) \cdot (2)}{(0,01\text{m}) \cdot \left(308 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)}$$

$$t = 11,0468 \times 10^{-3} \text{m} = 11,0468 \text{ mm.}$$

Eje Porta Martillos.

FIGURA 21: Eje Porta Martillos.



FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo Realizado en el Software CAD solidWorks

Longitud real del eje $L_{\text{real}} = 300\text{mm}$.

$$\delta_{\text{acero}} = 0,0765 \text{ Kg./mm}^2\text{s.}^2$$

$$\emptyset = \frac{3}{4} = 19,05 \text{ mm (Diámetro del eje.)}$$

$$V_{\text{rael}} = \pi \cdot r^2 \cdot L_{\text{real}} = \pi(9,5)^2(300) = 85058,6211\text{mm}^2$$

$$M_{\text{real}} = \frac{\delta_{\text{acero}}(V_{\text{rael}})}{g} = \frac{(0,0765)(85058,6211)}{9810} = 0,6633 \text{ Kg}$$

Velocidad periférica del eje $V_{p_{\text{rael}}}$

$$V_{p_{\text{rael}}} = r \cdot \omega \quad r = \text{radio de curvatura al centro de la masa}$$

$$V_{p_{\text{rael}}} = (0,08) \left(\frac{2\pi(1600)}{60} \right) = 13,404 \text{ m/s}$$

Fuerza Centrífuga En El Centro De Masa

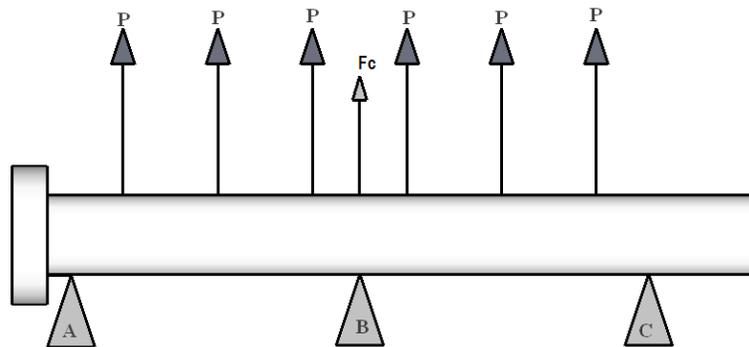
$$F_c = \frac{M_{\text{real}}(V_{p_{\text{rael}}})^2}{r} = \frac{0,6633 \text{ Kg}(13,404 \text{ m/s})^2}{0,08}$$

$$F_c = 1489,665 \text{ N}$$

Cálculos Del Eje Porta Mazos A Carga Estática.

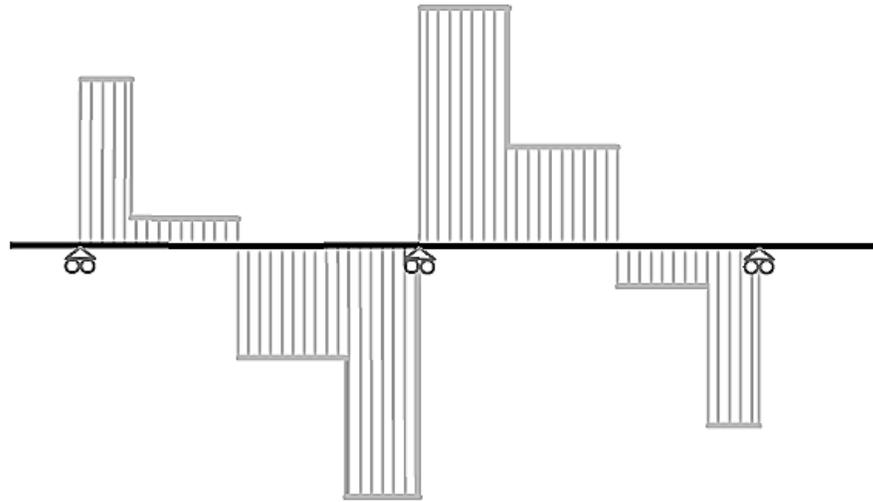
Los cálculos se realizaron por medio del programa XWIGAS software gratuito disponible en internet.

FIGURA 22: Distribución De Fuerzas Eje Porta Martillos



FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo realizado en el software sketchup.

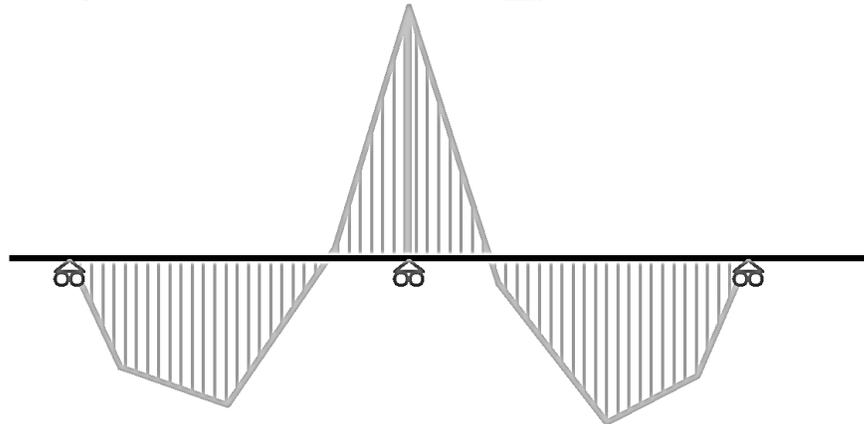
FIGURA 23: Diagrama Esfuerzo Cortante. (τ_{max}).



FUENTE: Autores Del Proyecto Realizado En XVIGAS software gratuito

$$\tau_{max} = 8,06311 \times 10^3 \text{ N}$$

FIGURA 24: Diagrama Momento Flexionante (M_{max}).



FUENTE: Autores Del Proyecto Realizado En XVIGAS software gratuito

$$M_{max} = 1,912634 \times 10^2 \text{ N.m}$$

M_{max} = Momento flexionante máximo

τ_{max} = Cortante máximo

Se selecciona un acero 1045 CD. Ver anexo O.
 $S_{ut} = 630 \text{ Mpa}$ $S_y = 530 \text{ Mpa}$ Dureza Brinell 179

Diámetro Del Eje Porta Mazos.

$$d = \left[\frac{16 \cdot n}{\pi \cdot S_y} (4 \cdot M_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \text{ (Ec. 36 Teoría energía de distorsión para ejes)}$$

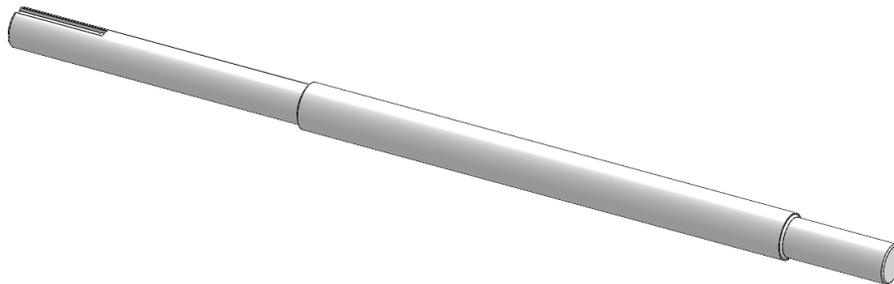
$$d = \left[\frac{16 \cdot (1,2)}{\pi \cdot (530)} (4 \cdot (1,912634 \times 10^2)^2 + 3 \cdot (8,06311 \times 10^3)^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 16,40 \text{ mm}$$

$$d \cong 19,05 \text{ mm} = \frac{3}{4} \text{ pulg} \rightarrow \text{valor comercial}$$

Eje Principal.

FIGURA 25: Eje Principal Del Rotor.



FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo Realizado en el Software CAD solidWorks

Peso del rotor $W_e = 245,5937 \text{ N}$

$F_R = 270,7346 \text{ N}$ Fuerza resultante tenciones de bandas $F_1 + F_2$

$L_{ejep} = 600 \text{ mm}$

Diámetro del eje principal 1 pulg

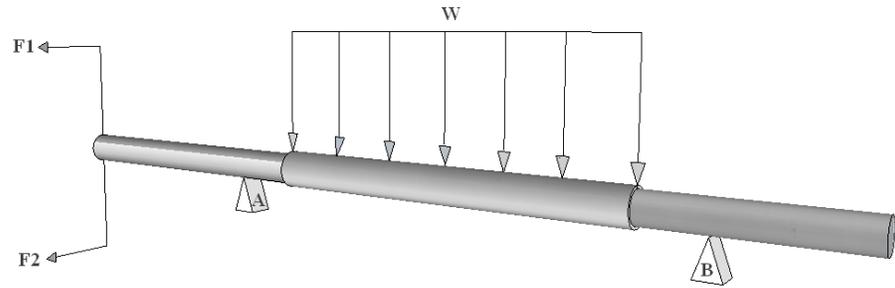
$L_r =$ longitud del rotor 300mm

$W =$ peso del rotor y eje principal

$$W = \frac{W_e}{L} = \frac{245,5937 \text{ N}}{300 \text{ mm}} = 0,8186 \text{ N/mm}$$

$$W = 818,6456 \text{ N/m}$$

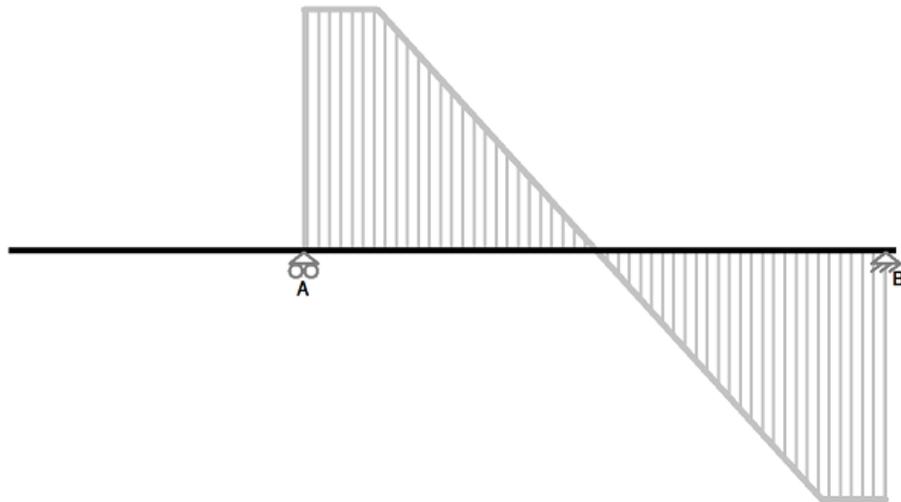
FIGURA 26: Distribución De Cargas En El Eje Principal.



FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo realizado en el software sketchup.

Cargas Distribuida Plano (XY).

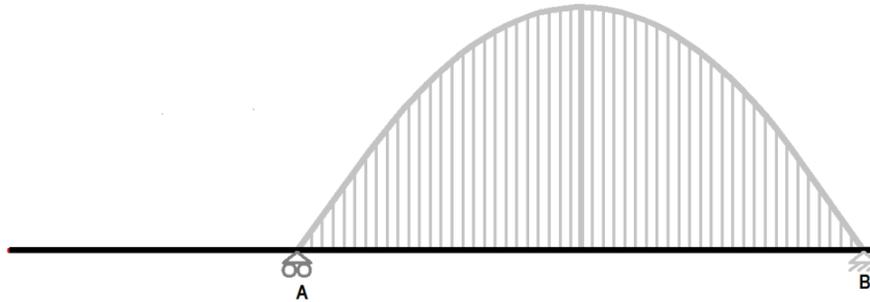
FIGURA 27: Diagrama Esfuerzo Cortante Plano XY.



FUENTE: Autores Del Proyecto Realizado En XVIGAS software gratuito

$$\tau_{\max} = 1,231046 \times 10^2 \text{ N.}$$

FIGURA 28: Diagrama Momento Flexionante XY

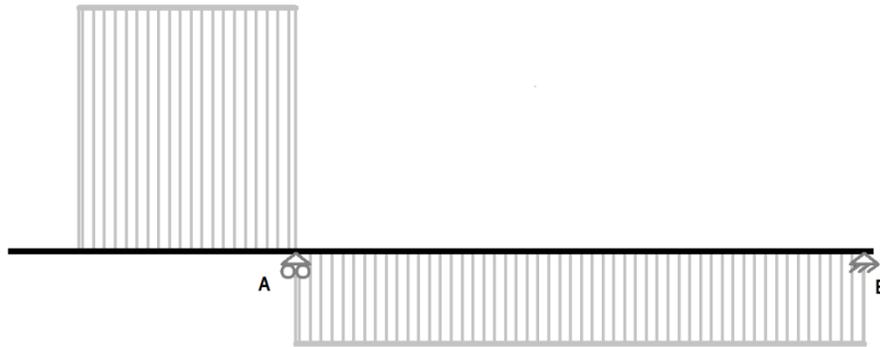


FUENTE: Autores Del Proyecto Realizado En XVIGAS software gratuito

$$M_{\max} = 15288,11 \text{ N.m.}$$

Cargas Distribuida Plano (XZ).

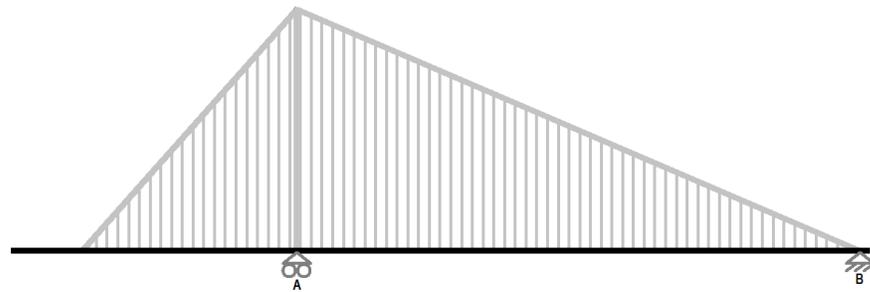
FIGURA 29: Diagrama Esfuerzo Cortante Plano XZ.



FUENTE: Autores Del Proyecto Realizado En XVIGAS software gratuito

$$\tau_{\max} = 2,700734 \times 10^2 \text{ N.}$$

FIGURA 30: Diagrama Momento Flexionante XZ.



FUENTE: Autores Del Proyecto Realizado En XVIGAS software gratuito

$$M_{\max} = 24366,11 \text{ N.m.}$$

Se escoge para el diseño del eje el M_{\max} que ocurre en el punto A plano (XZ) carga puntual.

$$M_{\max} = 24366,11 \text{ N.mm}$$

Por teoría de distorsión.

$$d = \left[\frac{16 \cdot n}{\pi \cdot S_y} (4 \cdot M_{\max}^2 + 3 \cdot T_{\max}^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$T_{\max} = 34,8044 \text{ N.m.}$ Torque máximo que soporta el eje principal.

$n = 1.4$ Factor de seguridad (tritador de motor eléctrico). Ver anexo P.

Selección de material.

Acero 1045 CD, Ver anexo O.

$S_y = 530 \text{ Mpa (77 Kpsi)}$ $S_{ut} = 630 \text{ Mpa (91 Kpsi)}$ $\text{BHN} = 179$

$$d = \left[\frac{16 \cdot (1.4)}{\pi \cdot (530)} (4 \cdot (24366,11)^2 + 3 \cdot (34804,4)^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 9,3356 \text{ mm}$$

Análisis Punto Crítico Punto A.

Límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e' \text{ (Ec. 37 Límite de resistencia a la fatiga)}$$

Factor de superficie K_a .

$$K_a = a S_{ut}^b$$

Material maquinado o laminado en frío. Ver anexo Q.

$$a = 4,45$$

$$b = -0,265$$

$$K_a = (4,45)(630)^{-0,235} = 0,8063$$

Factor de modificación de tamaño K_b .

$$K_b = 1,24d^{-0,107}$$

Con un diámetro de eje 25,4mm.

$$K_b = 1,24(25,4)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,8772$$

Parámetro del Factor de carga $K_c = 1$, Ver anexo R.

Factor de temperatura.

No existen efectos de temperatura por tanto

$$K_d = 1$$

Factor de efectos varios.

$$K_e = 1$$

Límite De Resistencia A La Fatiga En Vida Rotatoria.

$$S_e' = 0,506(S_{ut})$$

$$S_e' = 318,78 \text{ Mpa}$$

Reemplazando tenemos:

$$S_e = (0,8063) \cdot (0,8772) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (318,78 \text{ Mpa})$$

$$S_e = 225,4687 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de Von mises σ'

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \text{ (Ec. 38 Esfuerzo de Von mises)}$$

De donde:

$$\sigma_x = K_f \frac{32 M}{\pi d^3}$$

K_f = Concentración de esfuerzos por fatiga.

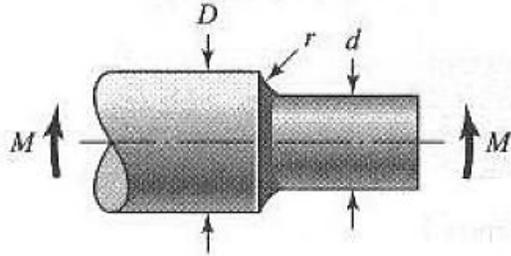
$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \text{ (Ec. 39 Concentración de esfuerzos por fatiga.)}$$

K_t = Factor de concentración de esfuerzos relacionado con el esfuerzo de von mises máximo, Ver anexo S.

$$K_t = 0,622 + 0,38 \left(\frac{D}{d}\right)^{-4,4} + \left[\left(\frac{r}{d}\right)^{-0,5} * \sqrt{\frac{-0,322 - 0,277 \left(\frac{D}{d}\right)^2 + 0,599 \left(\frac{D}{d}\right)^4}{1 - 2,55 \left(\frac{D}{d}\right)^2 + 5,27 \left(\frac{D}{d}\right)^4}}\right]$$

(Ec. 40 Factor de concentración de esfuerzos relacionada con el momento)

FIGURA 31: Eje Redondo Con Filete En El Hombro De Flexión.



FUENTE: Diseño De Elemento De Maquinas Shigley 6 Edición.

D = 30mm
d = 25,4mm
r = 1,5 mm

$$\frac{D}{d} = \frac{30}{25,4} = 1,1811 \quad \therefore \quad \frac{r}{d} = \frac{1,5}{25,4} = 0,05905$$

$$K_t = 1,8075$$

q = Sensibilidad a la muesca con r = 1,5 y $S_{ut} = 91$ Kpsi. Ver anexo T.

$$q = 0,77$$

Reemplazando.

$$K_f = 1 + 0,77(1,8075 - 1)$$

$$K_f = 1,6217$$

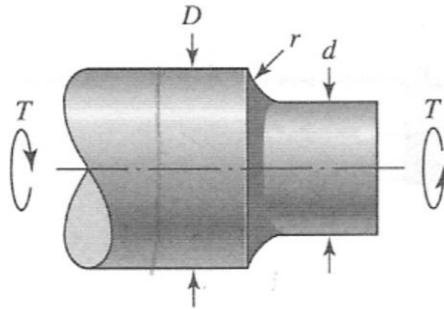
$$\tau_{xy} = K_{fs} \frac{16T}{\pi d^3}$$

K_{fs} = Concentración de esfuerzo por torsión.

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \text{ (Ec. 41 Concentración de esfuerzo por torsión)}$$

K_{ts} = Factor de concentración de esfuerzos relacionado con el esfuerzo de von mises máximo a torsión. Ver anexo U.

FIGURA 32: Eje Redondo Con Filete En El Hombro De torsión.



FUENTE: Diseño De Elemento De Maquinas Shigley 6 Edición.

$$K_{ts} = 0,78 + 0,2 \left(\frac{D}{d}\right)^{-10} + \left[\left(\frac{r}{d}\right)^{-0,46} * \sqrt{\frac{-0,002 - 0,125 \left(\frac{D}{d}\right)^2 + 0,123 \left(\frac{D}{d}\right)^4}{1 - 2,75 \left(\frac{D}{d}\right)^2 + 2,55 \left(\frac{D}{d}\right)^4}} \right]$$

(Ec. 42 Factor de concentración de esfuerzos relacionada con el torque)

$$K_{ts} = 1,4503$$

q_s = Sensibilidad a la muesca con $r = 1,5$ mm y BHN = 179 (acero 1045 CD), Ver anexo V

$$q_s = 0,9$$

Reemplazando se tiene

$$K_{fs} = 1 + 0,9(1,4503 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,4052$$

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}$$

$$\sigma' = \left(\left(K_f \frac{32 M}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(K_{fs} \frac{16 T}{\pi d^3} \right)^2 \right)^{1/2}$$

$$M = 24366,11 \text{ N.m.}$$

$$T = 34804,4 \text{ N.m.}$$

$$K_{fs} = 1,4052$$

$$K_f = 1,6217$$

$$d = 25,4 \text{ mm.}$$

$$\sigma' = \left(\left((1,6217) \frac{32 (24366,11)}{\pi (25,4)^3} \right)^2 + 3 \left((1,4052) \frac{16 (34804,4)}{\pi (25,4)^3} \right)^2 \right)^{1/2}$$

$$\sigma' = 36,0053 \text{ Mpa.}$$

Factor De Seguridad

$$n = \frac{S_e}{\sigma'} = \frac{225,4687}{36,0053}$$

$$n = 6,26$$

Como $n > 1$ asegura que el eje no fallara por el filete de la muestra donde los diámetros seleccionados son los adecuados $d = 25,4 \text{ mm}$ y un cambio de sección $D = 30 \text{ mm}$.

Vida Del Eje Principal.

Se emplea las ecuaciones SAG para aceros $BHN \leq 500$.

$$N = \left(\frac{\sigma'}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \text{ (Ec. 43 Vida en ciclos)}$$

a = constante de resistencia a la fatiga.

Esfuerzo verdadero- deformación verdadera σ'_f .

$$\sigma'_f = S_{ut} + 345 \text{ Mpa (Ec. 44 Esfuerzo verdadero- deformación verdadera)}$$

$$\sigma'_f = 630 \text{ Mpa} + 345 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_f' = 975 \text{ Mpa}$$

$$b = -\frac{\log\left(\frac{\sigma_f'}{S_e}\right)}{\log(2N_e)}$$

N_e =Numero de ciclos esfuerzos vida infinita (10^6).

$$b = -\frac{\log\left(\frac{975}{225,4687}\right)}{\log(2 \times 10^6)}$$

$$b = -0.1009$$

Fracción de S_{ut} para 10^6 ciclos.

$$f = \frac{\sigma_f'}{S_{ut}} (2 \times 10^3)^b$$

$$f = \frac{975}{630} (2 \times 10^3)^{-0.1009}$$

$$f = 0,7187$$

$$a = \frac{f^2 S_{ut}^2}{S_e} = \frac{(0,7187)^2 (630)^2}{225,4687}$$

$$a = 909,2642 \text{ Mpa}$$

Vida esperada.

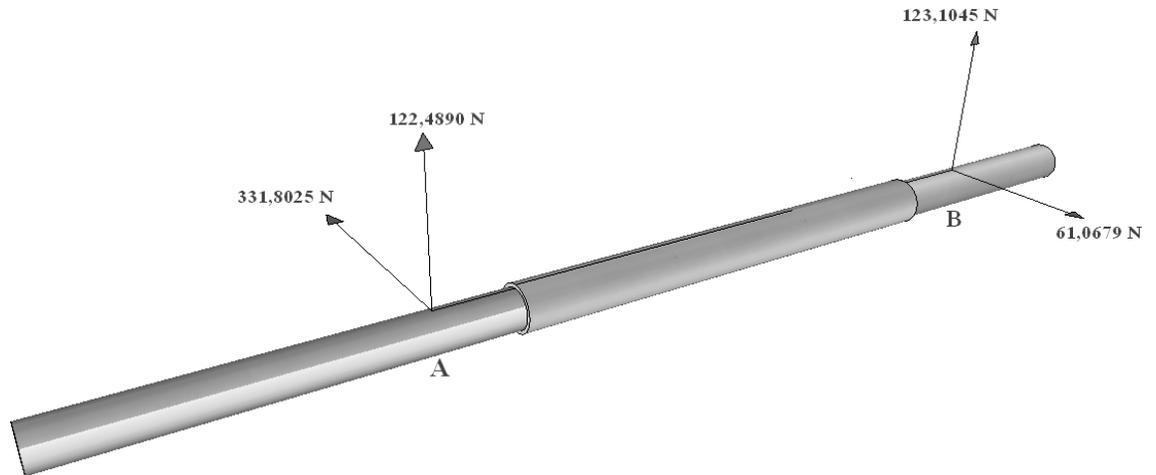
$$N = \left(\frac{36,0053}{909,2642}\right)^{\frac{1}{-0.1009}}$$

$$N = 7,909 \times 10^{13} \text{ ciclos}$$

Vida infinita por que supera los 10^6 ciclos.

4.2.6. Selección De Rodamientos.

FIGURA 33: Cargas En El Eje Principal.



FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo realizado en el software sketchup.

$$d_{\text{eje}} = 25 \text{ mm}$$

$$n = 1600 \text{ rpm}$$

Vida = 1 año (8 horas/día.).

Confiabilidad del 90%.

Selección de rodamiento en A (actúan en el eje solo cargas variables).

$$p = F_r \rightarrow F_r = \sqrt{F_y^2 + F_z^2}$$

Reemplazando.

$$p = F_r = \sqrt{331,8025\text{N}^2 + 122,4890\text{N}^2}$$

$$p = F_r = 353,6897 \text{ N.}$$

Duración en millones de revoluciones.

$$L_{10} = 8 \frac{\text{h}}{\text{día}} * 365 \text{ días} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} * 1600 \text{ rpm.}$$

$$L_{10} = 280,32 \times 10^6 = 280,32 \text{ millones de revoluciones.}$$

Para rodamientos rígido de bolas (1 hilera), Ver anexo W.

$k = 3$

$C =$ Capacidad de carga dinámica.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k$$

Despejando C .

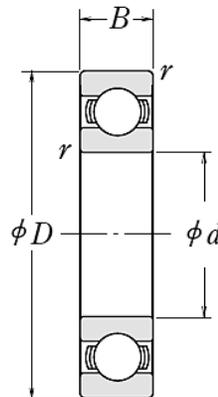
$$C = p\sqrt[k]{L_{10}}$$

$$C = (353,6897)\sqrt[3]{280,32}$$

$$C = 2314,7660$$

Catálogo de rodamientos NSK, Ver anexo X.

FIGURA 34: Rodamientos De Una Sola Hilera.



FUENTE: Catalogo De Rodamientos NSK.

$d = 25\text{mm}$

$D = 37\text{ mm}$

$B = 7\text{mm}$

Selección de soporte con rodamiento NSK, Ver anexo Y

El soporte NSK con tapa está formado por una unidad estándar de rodamiento con una tapa exterior adicional para conseguir una mayor protección contra el polvo.

Tanto en el alojamiento como en el rodamiento se instalan dispositivos de sellado de forma satisfactoria en ambientes tan adversos como molinos de harina, molinos de acero fundiciones plantas de galvanizado, lugares en donde se produce una gran cantidad de polvo.

FIGURA 35: Tipo De Rodamiento Seleccionado.



FUENTE: Catalogo De Rodamientos NSK.

Soporte tipo brida cuadrada con tornillo de apriete con un diámetro de eje de 25 mm designación soporte UCF205D1 número del rodamiento UC205D1.

Los rodamientos utilizados son sustituibles en caso de fallo puede instalarse uno nuevo en el alojamiento ya existente.

Selección de rodamiento en B.

$$p = F_r = \sqrt{123,1045N^2 + 61,0679N^2}$$

$$F_r = 137,4190 \text{ N.}$$

Con L_{10} del punto A se obtiene.

$$C = p^k \sqrt{L_{10}}$$

$$C = (137,4190 \text{ N})^3 \sqrt{280,32}$$

$$C = 899,3556$$

Soporte tipo brida cuadrada tornillo de apriete con un diámetro de eje de 25 mm designación soporte UCF205D1 número del rodamiento UC205D1.

Estos soportes poseen elevada capacidad de carga y pueden soportar las cargas radiales que se generan en el eje.

4.2.7. Selección De Ajustes y sujeciones.

Ajuste De Soporte Al Eje.

Se selecciona un ajuste de holgura localizada que proporciona un ajuste firme para la ubicación de partes estacionarias pero se pueden ensamblar y desensamblar libremente.

Ajuste H_7/h_6 Ver Anexo Z.

Con diámetro de agujero soporte $D = 25\text{mm}$.

$$\Delta d_{iT} = 0.013 \quad iT_6 = 0.016 \quad \text{Ver anexo AA.}$$

$$\delta f(h) = 0 \quad \delta f(s) = -0.009 \quad \text{Ver anexo BB}$$

$$d_{max} = d + \delta f(h) \text{ (Ec. 45 Diámetro máximo del ajuste)}$$

$$d_{max} = 25\text{mm} + 0$$

$$d_{max} = 25\text{mm}$$

Shigley 8 edición página 385.

$$d_{min} = d + \delta f(h) - \Delta d_{iT} \text{ (Ec. 46 Diámetro mínimo del ajuste)}$$

$$d_{min} = 25 + 0 - 0.013$$

$$d_{min} = 24,987\text{mm}$$

Se selecciona

$D = 25 \text{ mm}$ soporte

$d = 24,987 \text{ mm}$ para el eje.

Sistema De Sujeción De La Polea Al Eje.

Método que se selecciona para fijar la polea al eje principal por medio de cuñero y cuña para evitar el desplazamiento de la polea sobre el eje.

Con un diámetro de eje $d = 25\text{mm}$.

Cuña cuadrada

Tamaño de la cuña, Ver Anexo CC.

$$w = \frac{1}{4} \text{ pulg} \quad h = \frac{1}{4} \text{ pulg} \quad \text{profundidad cuñero} = \frac{1}{8} \text{ pulg}$$

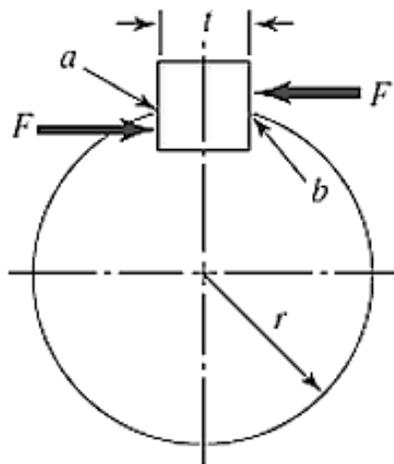
$$\text{Torque} = 34804,4 \text{ N. mm.}$$

Selección del material para la cuña Acero AISI 1035 CD, Ver anexo O.

$$S_y = 460 \text{ Mpa} \quad S_{ut} = 550 \text{ Mpa} \quad \text{BHN} = 163$$

La fuerza en la superficie del eje es:

FIGURA 36: forma de la cuña y fuerzas que actúan en ella



FUENTE: Diseño de elementos de maquinas shigley 8 edicion

$$F = \frac{T}{r_{\text{eje}}} = \frac{34804,4 \text{ N. mm}}{25\text{mm}/2} = 2784,352$$

Mediante la energía de distorsión la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0.577S_y$$

$$S_{sy} = 0.577(460)$$

$$S_{sy} = 265,42 \text{ Mpa}$$

Falla Por Cortante

$$\tau = \frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{WL}$$

Tomando un factor de seguridad de $n = 2.5$ se deben evitar los factores de seguridad altos pues la cuña debe fallar en una situación de sobrecarga, en lugar que lo hagan componentes más valiosos.

$$L = \frac{Fn}{WS_{sy}} = \frac{(2784,352)(2.5)}{(6.35)(265,42)}$$

$$L = 4,13 \text{ mm}$$

Resistencia al aplastamiento (se utiliza la mitad del área de la cara de la cuña)

$$\sigma = \frac{S_y}{n} = \frac{2F}{WL}$$

$$L = \frac{2Fn}{WS_y} = \frac{2(2784,352)(2.5)}{(6.35)(460)}$$

$$L = 4,766 \text{ mm}$$

$$L \cong 5 \text{ mm}$$

Cuña Seleccionada

Acero AISI 1035 CD (Ver Anexo O)

Cuña cuadrada

Ancho = $\frac{1}{4}$ ''

Alto = $\frac{1}{4}$ ''

Longitud = 5mm

Profundidad del cuñero = $\frac{1}{8}$ ''

Sistema De Sujeción Para Eje Porta Martillos

Este eje solo presenta fuerzas axiales, por esta razón se determina que la sujeción se puede realizar por medio de anillos de retención.

El cual se selecciona teniendo en cuenta el diámetro del eje porta martillos, se escoge un anillo de retención de ensamble externo **MSH 19**, Ver Anexo DD

Ajuste De Los Martillos Al Eje Porta Martillos

Se selecciona

Holgura ajuste suelto de operación H11/C11, Ver Anexo Z

Para el agujero

$$D_{\max} = D + \Delta D \quad D_{\min} = D$$

Para el eje Ajuste holgado

$$d_{\max} = d + \delta_f \quad d_{\min} = d + \delta_f - \Delta d$$

δ_f = Desviación fundamental

Para un $D = d = 19\text{mm}$ con ajuste holgado H11/C11 se tiene

$$\Delta D_{IT11} = 0,130 \quad \Delta d_{IT11} = 0,130 \text{ Ver anexo AA}$$

$$\delta_{f(c)} = -0,11 \text{ Ver anexo BB}$$

$$D_{\max} = 19,05 + 0,13 = 19,18\text{mm}$$

$$D_{\min} = 19,05\text{mm}$$

$$d_{\max} = 19,05 + (-0,11) = 18,94\text{mm}$$

$$d_{\min} = 19,05 + (-0,11) - 0,13 = 18,81\text{mm}$$

Máxima interferencia

$$\delta_{\max} = \frac{d_{\max} - D_{\min}}{2}$$

$$\delta_{\max} = \frac{18,94 - 19,05}{2} = -0,055\text{mm}$$

Se selecciona para el agujero.

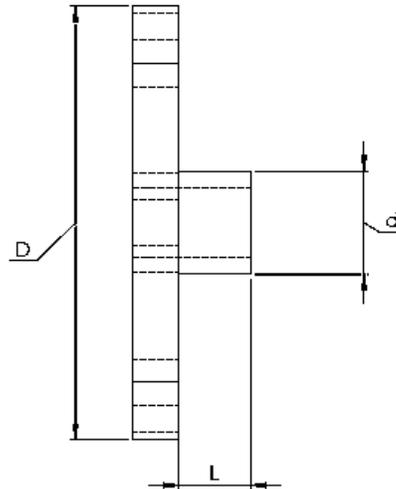
$$D = D_{\max} = 19,18\text{mm}$$

$$d = d_{\min} = 18,81\text{mm}$$

Sujeción Del Rotor.

Posee 3 discos los discos de los extremos se diseñan con maza o cubo con el fin de sujetar el rotor al eje mediante tornillos prisioneros.

FIGURA 37: Disco Porta Martillos Con Sujeción.



FUENTE: Autores Del Proyecto.

\emptyset = diametro del eje.

$$d_{cubo} = 1,8 \emptyset eje$$

$$d_{cubo} = 1,8 (30) = 54mm$$

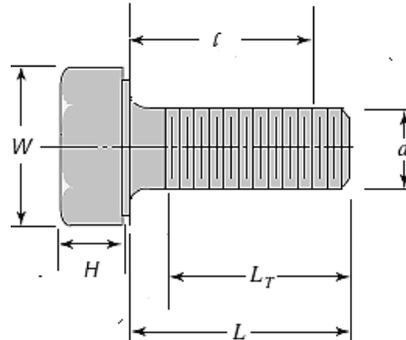
$$L_{cubo} = 1,25\emptyset eje \leq L \leq 2\emptyset eje$$

$$L_{cubo} = 1,25(30) = 37,5mm$$

Cada Disco se sujetara al eje mediante 3 Tornillos prisioneros.

Diseño Tornillo Prisionero.

FIGURA 38: Forma Del Tornillo Prisionero.



FUENTE: Diseño de elementos de maquinas shigley 8 edicion .

$$V = \frac{T_a}{r}$$

V = Fuerza cortante.

$T_a = 34804,4$ N.mm (torque de arranque)

$r = 15$ mm (radio del eje principal)

$$V = \frac{34804,4 \text{ N.mm}}{15 \text{ mm}} = 2320,2933 \text{ N}$$

Esta fuerza está distribuida entre los 3 tornillos prisioneros

$$V_p = \frac{V}{3} = \frac{2320,293 \text{ N}}{3} = 773,4311 \text{ N}$$

Sabiendo que $V_p = Fr$ fuerza de rozamiento

Coefficiente de fricción $\mu = 0,25$, Ver Anexo EE

N = fuerza normal.

$$Fr = \mu N$$

$$N = \frac{Fr}{\mu} = \frac{773,4311 \text{ N}}{0.25} = 3093,7244 \text{ N}$$

Fuerza centrífuga sobre el tornillo prisionero (F_{cp})

$$F_{cp} = \frac{M_p(V_{per})^2}{r} \text{ (Ec. 47 Fuerza en el centro del perno)}$$

$V_{\text{per}} = 28,484 \text{ m/s}$ (Velocidad periférica)

$M_p = 0,01 \text{ kg}$ (Masa del tornillo prisionero)

$r = 0,020 \text{ m}$ (radio del centro del eje principal al centro de gravedad del tornillo prisionero)

$$F_{\text{cp}} = \frac{0.01 \text{ kg} (28,484 \text{ m/s})^2}{0,020 \text{ m}} = 405,6691 \text{ N}$$

Carga externa

$$p = N + F_{\text{cp}}$$

$$p = 3093,7244 \text{ N} + 405,6691 \text{ N}$$

$$p = 3499,3935 \text{ N}$$

Se selecciona tornillo prisionero M8 x 1,25 clase 5.8 con las siguientes especificaciones
Ver Anexo FF

Clase de propiedad: 5.8

Tamaño: M8.

Resistencia mínima de prueba: $s_p = 380 \text{ Mpa}$.

Resistencia de tensión mínima: $s_{\text{ut}} = 520 \text{ Mpa}$.

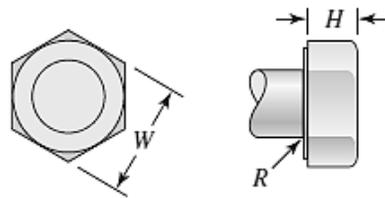
Material: acero al bajo o medio carbono.

Área de esfuerzo a tensión: $A_t = 36,6 \text{ mm}^2$

Paso: 1,25 Ver Anexo GG

Cabeza exagonal regular de las siguientes dimensiones: Ver Anexo HH

FIGURA 39: Cabeza Hexagonal Tornillo Prisionero



FUENTE: Diseño de elementos de maquinas shigley 8 edicion

$W = 13 \text{ mm}$

$H = 5,68 \text{ mm}$

$R = 0,4 \text{ mm}$

Factor de seguridad para el tornillo prisionero

$$n_s = \frac{(A_t * s_p) - f_i}{p * C} \text{ (Ec. 48 Factor de seguridad tornillo prisionero)}$$

s_p = Resistencia mínima de prueba.

f_i = Precarga de perno $0,90 F_p$

$$f_i = 0,75(A_t * s_p) \text{ (Ec. 49 Conexiones no permanentes, sujetadores reutilizados.)}$$

$$f_i = 0,90(36,6 * 380)$$

$$f_i = 12517,2N$$

l = Longitud de agarre efectivo del perno

d = Diámetro del perno. (8mm).

$$l = h + \frac{d}{2}$$

$$l = 8 + \frac{8}{2} = 12mm$$

k_b = Rigidez del sujetador.

$$k_b = \frac{\pi d^2 E}{4l} \text{ (Ec. 50 Rigidez del sujetador)}$$

E = Modulo de elasticidad acero al carbono $E = 207000$ Mpa.

l = Longitud de agarre del perno. (12mm).

$$k_b = \frac{\pi(8)^2 207000}{4(12)}$$

$$k_b = 867079,5724$$

k_m = Rigidez de los elementos.

$$k_m = \frac{0,577\pi d E}{2 \ln\left(\frac{5 \cdot 0,577 l + 0,5 d}{0,577 l + 2,5 d}\right)} \text{ (Ec. 51 Rigidez de los elementos Tornillos Prisioneros)}$$

$$k_m = \frac{0,577\pi(8)(207000)}{2 \ln\left(\frac{5 \cdot 0,577(12) + 0,5(8)}{0,577(12) + 2,5(8)}\right)}$$

$$k_m = 2121788,041$$

C = Constante de rigidez de la unión.

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \text{ (Ec. 52 Constante de rigidez de la unión tornillos prisioneros)}$$

$$C = \frac{867079,5724}{867079,5724 + 2121788,041}$$

$$C = 0,2901$$

Reemplazando tenemos que el factor de seguridad es:

$$n_s = \frac{(36,6 * 380) - 12517,2N}{3499,3935 N * 0,2901}$$

$$n_s = 1,37$$

Como el factor de seguridad es mayor que 1 asegura que las condiciones de diseño tomadas para el tornillo prisionero son las adecuadas y este no fallara.

Diseño De La Tolva

Para el diseño de la tolva de alimentación del molino de martillos es necesario tener en cuenta el grado de inclinación de la tolva

$$\Theta = 22^\circ$$

$$\mu_s = 0,25$$

El coeficiente de fricción cinético μ_k .

$$\mu_k = \mu_s - 0,25(\mu_s)$$

$$\mu_k = 0,5 - 0,25(0,5) = 0,375$$

$$\tan \Theta_s = \mu_s$$

$$\tan \Theta_k = \mu_k$$

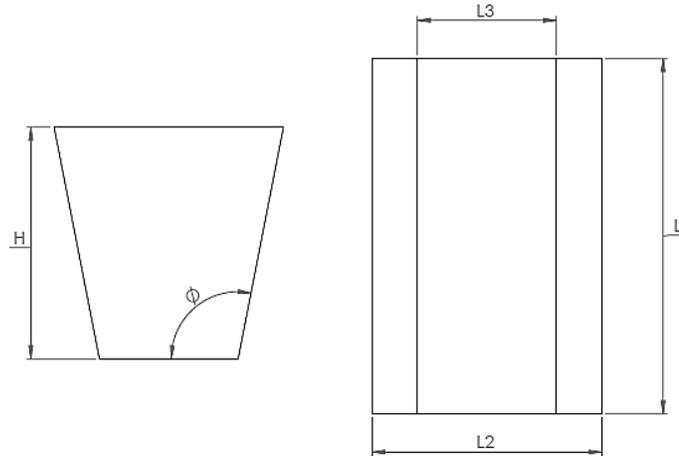
Θ_k = Angulo de fricción cinético

$$\Theta_k = \tan^{-1}(\mu_k)$$

$$\Theta_k = \tan^{-1}(0,375) = 20,55^\circ$$

Se determina que el Angulo de la tolva de alimentación debe ser de 25° con la vertical

FIGURA 40: Diseño Tolva Medidas.



FUENTE: Autores Del Proyecto.

Para las dimensiones de la tolva se debe tener en cuenta las longitudes del conjunto rotor.

$L_1 =$ Largo rotor =350mm

$L_3 =$ Debe ser mayor o igual al radio de giro $r_g = 180$ mm

H= altura de la tolva

Se selecciona una altura de $H = 300$ mm

$$L_2 = L_3 + 2x$$

$$x = H \tan \Theta$$

$$x = 300\text{mm} \tan (25^\circ)$$

$$x = 139,89 \text{ mm}$$

$$L_2 = 180\text{mm} + 2(139,89\text{mm})$$

$$L_2 = 459,78\text{mm}$$

Volumen tolva

$$V_{\text{total}} = 2 V_{\text{triangulo}} + V_{\text{rectangulo}}$$

$$V_{\text{triangulo}} = \frac{1}{2} (H * X * L_1)$$

$$V_{\text{rectangulo}} = L_3 * H * L_1$$

$$V_{\text{total}} = (H * X * L_1) + L_3 * H * L_1$$

$$V_{\text{total}} = (300\text{mm} * 139,89\text{mm} * 350\text{mm}) + (180\text{mm} * 300\text{mm} * 350\text{mm})$$

$$V_{\text{total}} = 33588450\text{mm}^3$$

Para el material de la tolva de alimentación se selecciona un acero comercial y de fácil soldabilidad y buena resistencia mecánica, por lo tanto se selecciona: Lamina de acero negro

Selección De Tamiz

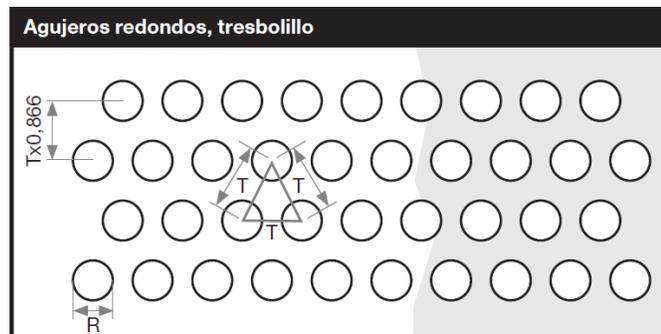
El tamaño de grano que requiere la empresa para su proceso productivo esta entre 297 μm y 149 μm para obtener este tamaño de grano el material debe pasar por un tamiz que se encuentra entre mallas número 70 y 100.

Se opta por colocar al molino de martillos un tamiz con las siguientes especificaciones
Acero dulce laminado en caliente decapado o negro. El primero tiene una superficie opaca y el segundo tiene una superficie absolutamente negra con un espesor a partir de 1,5 mm.

R= diámetro

T=distancia entre centros

FIGURA 41: Características Del Tamiz



FUENTE: RM Permesa, S.A.

Tamiz seleccionado **R 0,5 T1,09** Ver Anexo II.

4.3. ANÁLISIS EN SOLIWORKS SIMULATION DE PIEZAS MECÁNICAS

4.3.1. Estudio Estático Martillo

FIGURA 42: Martillo Fuerzas Y Sujeción



FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

Propiedades

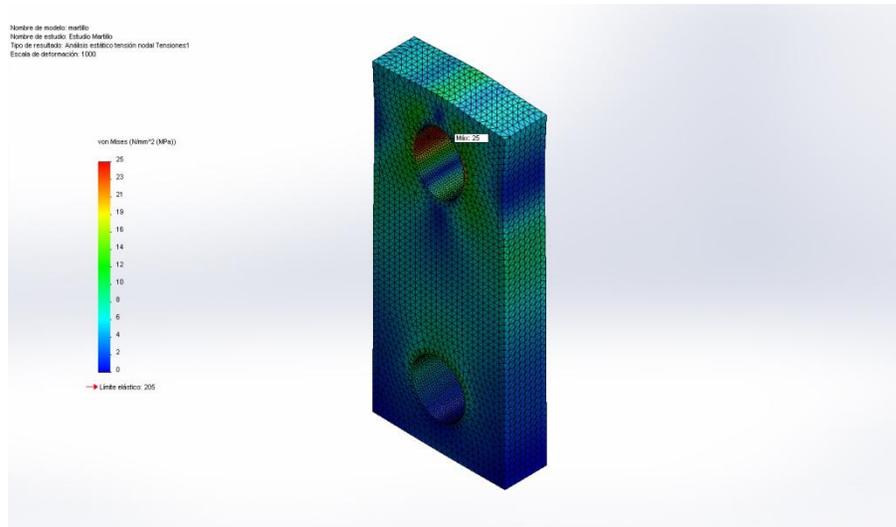
Nombre:	AISI 1020 comercial
Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises
Límite elástico:	2.05e+008 N/m ²
Límite de tracción:	3.8e+008 N/m ²
Módulo elástico:	2.05e+011 N/m ²
Coefficiente de Poisson:	0.3
Densidad:	7870 kg/m ³
Módulo cortante:	7.7e+010 N/m ²
Coefficiente de dilatación térmica:	1.17e-005 /Kelvin

Información Del Mallado

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos:	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento:	2 mm
Tamaño mínimo del elemento:	2 mm
Calidad de malla:	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos:	162.528
Número total de elementos:	111.463

Resultados Del Estudio

FIGURA 43: Tensión Nodal Limite Elástico Del Martillo



FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

La tensión de Von Mises es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión también conocida como teoría de la energía de cortadura máxima. En ingeniería estructural se usa en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles. El software solidWorks tiene como criterio principal de falla la tensión de von mises.

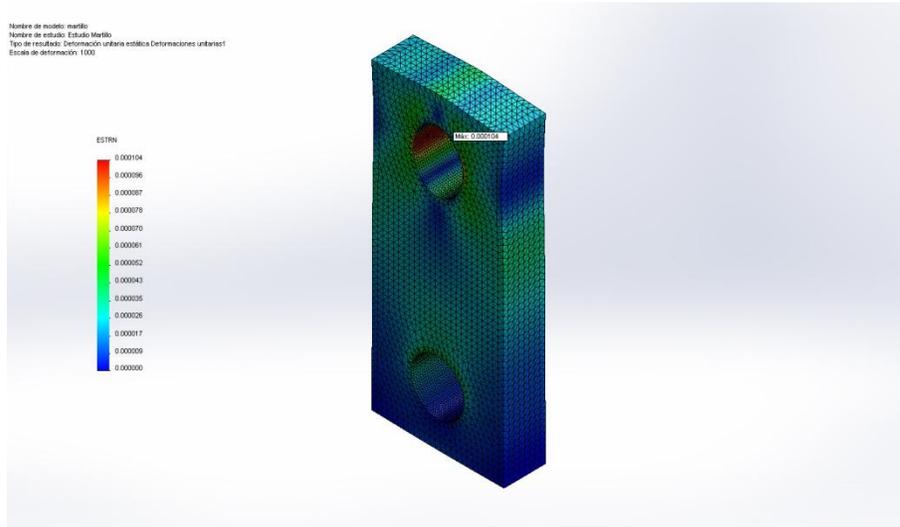
Como criterio de diseño optimo la pieza no debe superar el límite elástico del material de construcción que en este caso es 205 Mpa.

Tensión mínima: 0,00320545 (Mpa) **Nodo:** 147588

Tensión máxima: 24,6715 (Mpa) **Nodo:** 149680

Los valores anteriores son el resultado de un estudio estático, La teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión de von Mises es igual al límite elástico, como se evidencia no va existir falla pues la tensión y el límite elástico no alcanzan a igualarse.

FIGURA 44: Deformación Unitaria Estática Del Martillo



FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

La deformación unitaria es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos internos producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo o la ocurrencia de dilatación térmica.

Del estudio se obtuvo:

Deformación Mín. 1.35515e-008 mm **Nodo:** 147588.

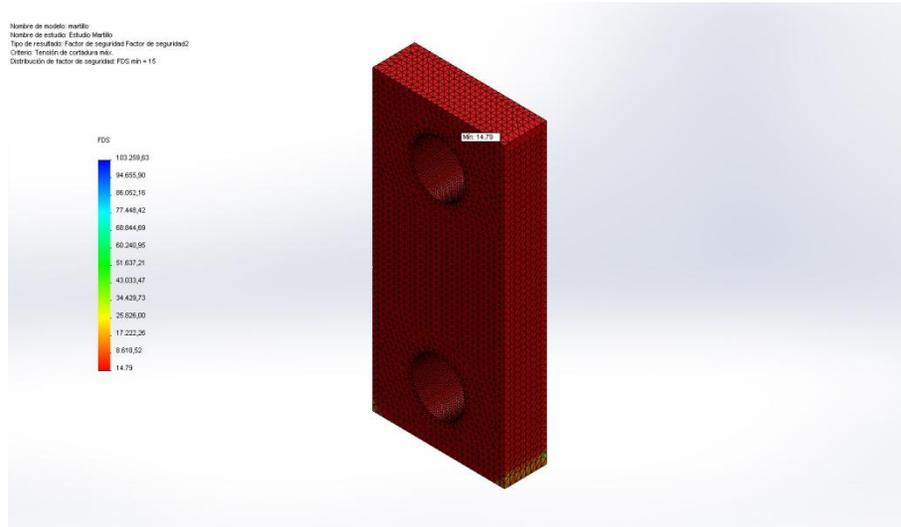
Deformación Máx. 0.000104302 mm **Nodo:** 149680.

Son deformaciones mínimas (despreciables), Como se demostró en la comprobación de esfuerzos teniendo en cuenta la fuerza total las deformaciones que se presentaran en la pieza serian despreciables.

$$F_{sy} > F_{total} = 99.9 \text{ KN} > 4.25 \text{ KN}$$

Cumple la fuerza total no supera la F_{sy} (deformaciones mininas)

FIGURA 45: Factor De Seguridad FDS Del Martillo.



FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

El material seleccionado para la construcción de los martillos es el óptimo debido que es poco probable que fallen por ruptura dando como resultado factores de seguridad altos.

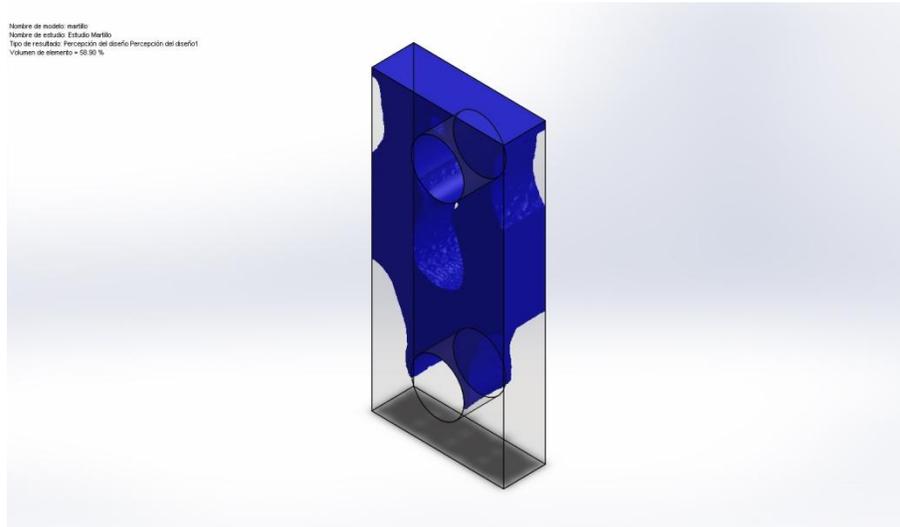
Del estudio se obtuvo:

Factor de seguridad (FDS): 14,786 Nodo: 149708 (criterio de ruptura máximo).

Factor de seguridad (FDS): 8,309 Nodo: 149680 (criterio tensión máxima von mises).

Los criterios antes mencionados son recomendaciones del software para materiales dúctiles dando como resultado factores de seguridad reales de la pieza.

FIGURA 46: Percepción De Diseño Del Martillo.



FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

La percepción de diseño es una herramienta de solidWorks simulation que permite identificar cuáles son las zonas en porcentaje que se encuentran en mayor esfuerzo.

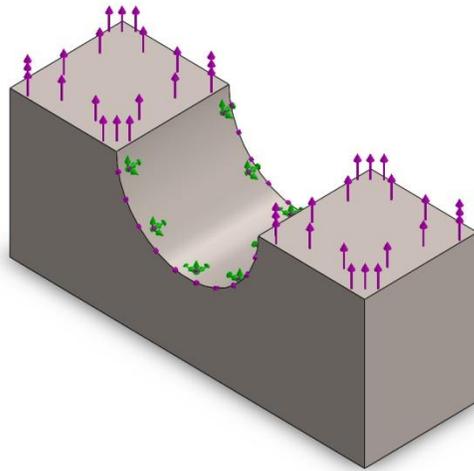
Las secciones translucidas del trazado de percepción de diseño sostienen las cargas de forma menos efectivas que las zonas de azul.

Percepción de Diseño: 58.9 %

4.3.2. Estudio Sección Crítica Del Martillo.

Para identificar y comprobar mediante software el comportamiento de la sección crítica del martillo bajo la incidencia de una fuerza normal se realizó el siguiente estudio.

FIGURA 47: Sección Del Martillo Fuerza Y Sujeción.



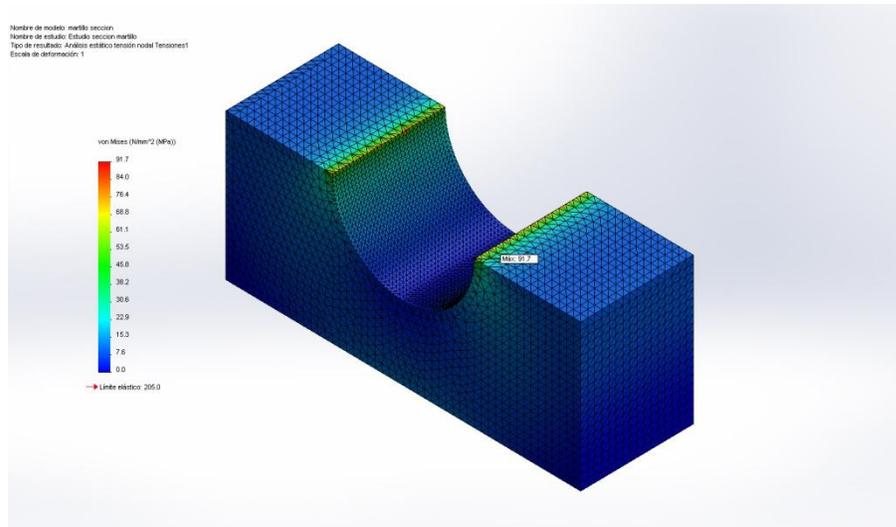
FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

Información Del Mallado.

Tipo de malla:	Malla sólida.
Mallador utilizado:	Malla estándar.
Puntos jacobianos:	4 Puntos.
Tamaño de elementos:	1mm.
Tolerancia:	0.05mm.
Calidad de malla:	Elementos cuadráticos de alto orden.
Número total de nodos:	161.478
Número total de elementos:	112.685

Resultados

FIGURA 48: Tensión Nodal Limite Elástico De La Sección Del Martillo



FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

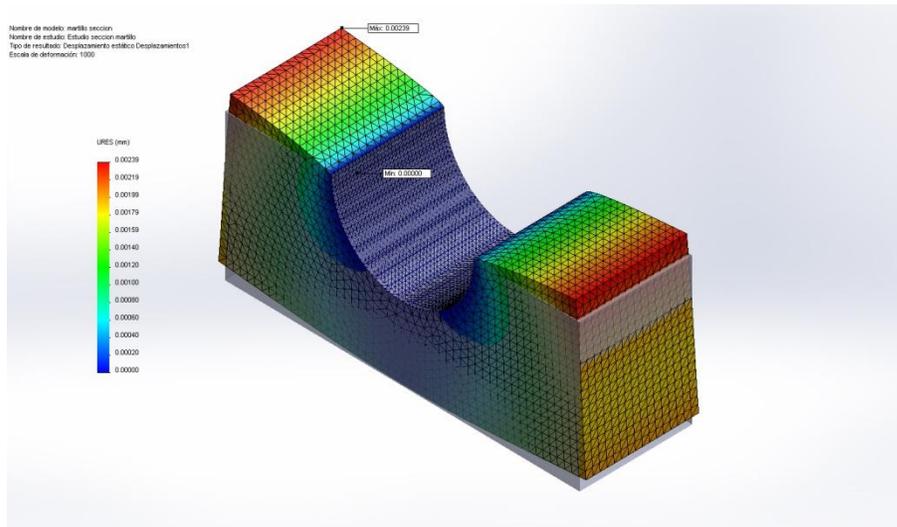
Limite elástico de material 205 Mpa.

Tensión de von mises Mín.: 0,00529972 (Mpa.) **Nodo:** 49.

Tensión de von mises Máx.: 91,6835 (Mpa.) **Nodo:** 1462.

Los valores anteriores son el resultado de un estudio estático, La teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión de von Mises es igual al límite elástico como se evidencia No va existir falla pues la tensión y el límite elástico no alcanzan a igualarse.

FIGURA 49: Deformación Unitaria Estática De La Sección Del Martillo.



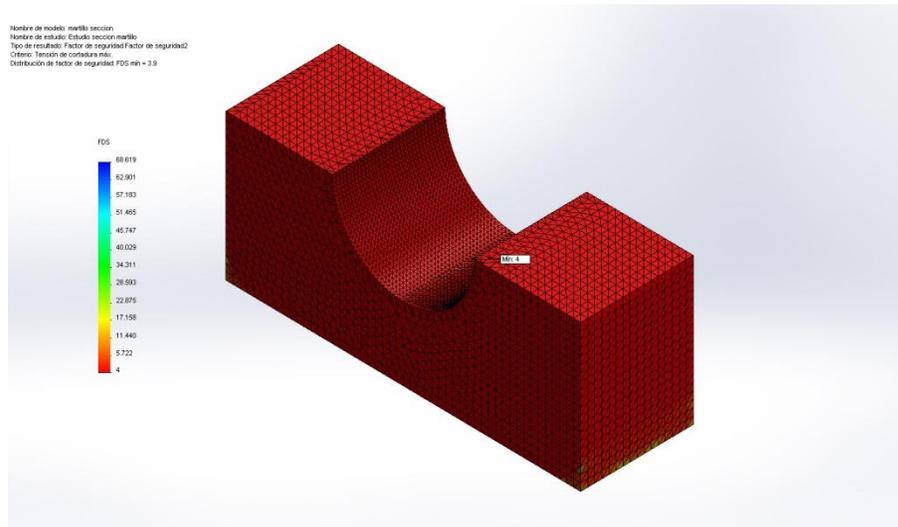
FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation.

Al igual que el primer estudio las deformaciones son mínimas ratificando los resultados obtenidos anteriormente.

Deformación Mín.: 2.24053e-008 **Nodo:** 49.

Deformación Máx.: 0.000387605 **Nodo:** 1462.

FIGURA 50: Factor De Seguridad FDS De La Sección Del Martillo.



FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

El material seleccionado para la construcción de los martillos sigue siendo óptimo debido que es poco probable que fallen por ruptura pues los factores de seguridad siguen dando mayores $FDS > 1$.

Del estudio se obtuvo:

Factor de seguridad (FDS): 3,85 Nudo: 1462 (criterio de ruptura máximo).

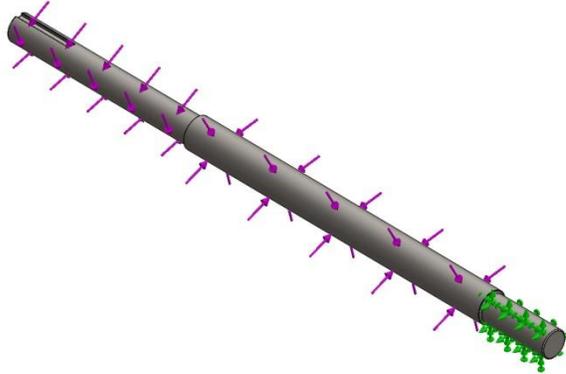
Factor de seguridad (FDS): 2,23 Nudo: 1462 (criterio tensión máxima von mises).

Los criterios antes mencionados son recomendaciones del software para materiales dúctiles dando como resultado factores de seguridad reales de la pieza.

4.3.3. Estudio Estático Eje Principal.

El eje principal es una de las piezas más críticas del diseño, él debe soportar el peso del rotor y el par motor que rompe la inercia y a los esfuerzos de trabajo.

FIGURA 51: Eje Principal Fuerza, Torsión Y Sujeción.



FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

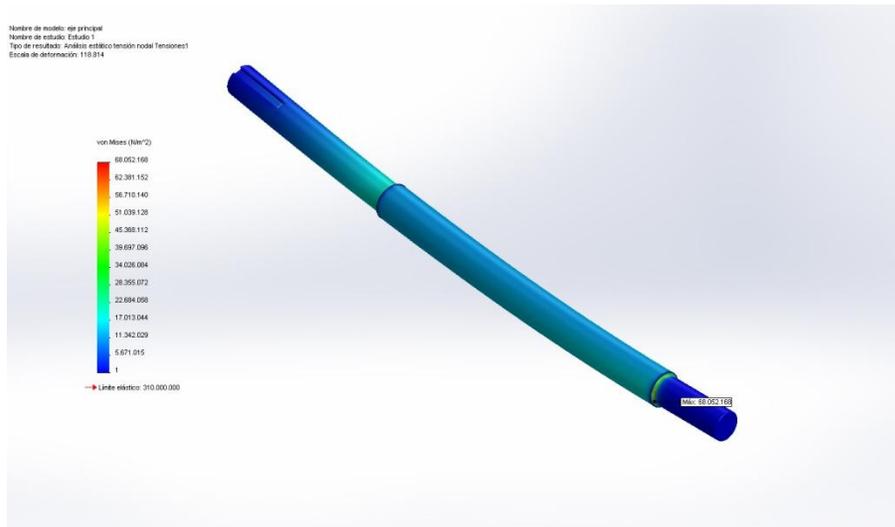
Propiedades.

Nombre:	AISI 1045.
Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal.
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises.
Límite elástico:	$3.1e+008 \text{ N/m}^2$.
Límite de tracción:	$5.65e+008 \text{ N/m}^2$.
Módulo elástico:	$2e+011 \text{ N/m}^2$.
Coefficiente de Poisson:	0.3
Densidad:	7870 kg/m^3 .
Módulo cortante:	$8e+010 \text{ N/m}^2$.
Coefficiente de dilatación térmica:	$1.15e-005 \text{ /Kelvin}$.

Informacion Del Mallado.

Tipo de malla	Malla sólida.
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura.
Puntos jacobianos	4 Puntos.
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden.
Número total de nodos	351,894
Número total de elementos	243,414

FIGURA 52: Tensión Nodal Limite Elástico Del Eje Principal.



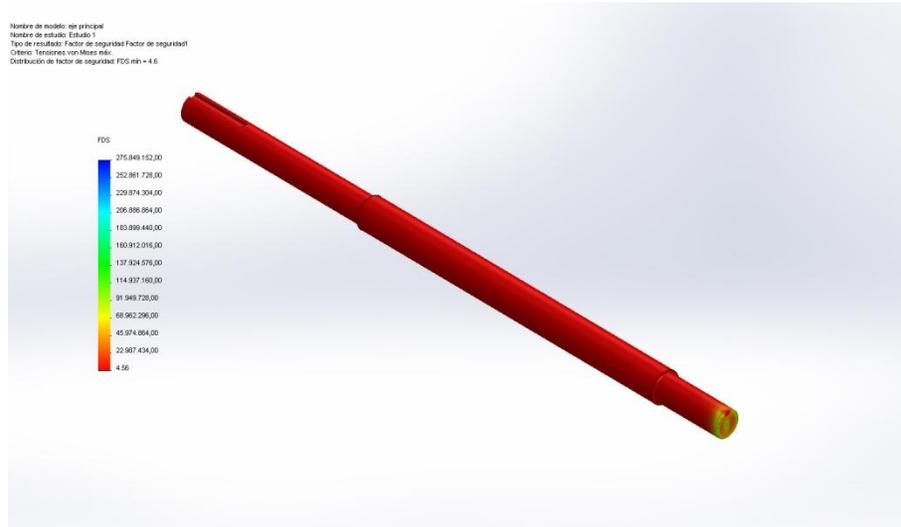
FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

Como criterio de diseño optimo la pieza no debe superar el límite elástico del material de construcción que en este caso es 310 Mpa.

Tensión mínima: 1.1238 Pas **Nodo:** 351,262
Tensión máximo: 6.80522e+007 Pas **Nodo:** 350,762

Los valores anteriores son el resultado de un estudio estático, La teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión de von Mises es igual al límite elástico, como se evidencia no va existir falla pues la tensión y el límite elástico no alcanzan a igualarse.

FIGURA 53: Factor De Seguridad FDS Del Eje Principal.



FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

El material seleccionado para el maquinado del eje principal es óptimo debido que es poco probable que fallen por ruptura dando como resultado factores de seguridad altos.

Del estudio se obtuvo:

Factor de seguridad (FDS): 4.55533 Nudo: 350,762 (criterio de ruptura máximo).

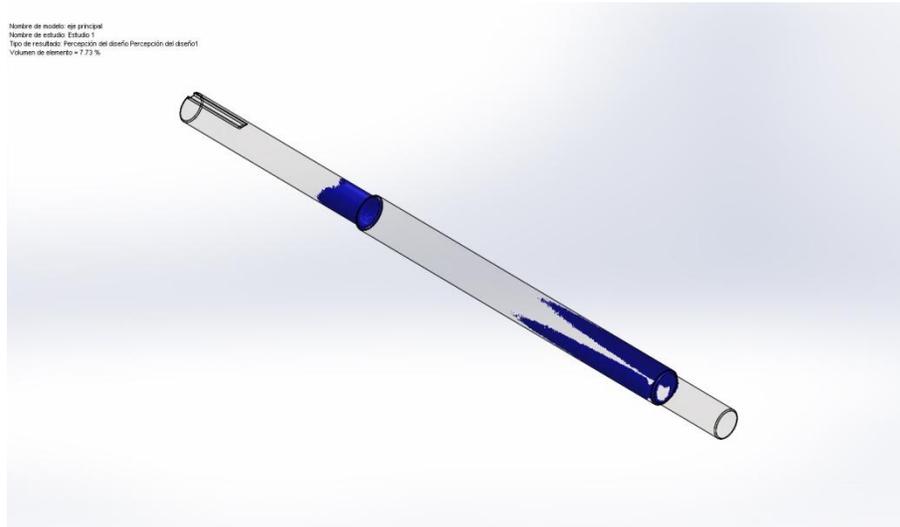
Factor de seguridad (FDS): 8.03874 Nudo: 350762 (criterio tensión máxima von mises).

$$n = \frac{S_e}{\sigma} = \frac{225,4687}{36,0053}$$

$$n = 6,26 \text{ (Valor teórico)}$$

El factor de seguridad se encuentra en el rango teórico, Los criterios antes mencionados son recomendaciones del software para materiales dúctiles dando como resultado factores de seguridad reales de la pieza.

FIGURA 54: Percepción De Diseño Del Eje Principal.



FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

La percepción de diseño es una herramienta de solidWorks simulation que permite identificar cuáles son las zonas en porcentaje que se encuentran en mayor esfuerzo.

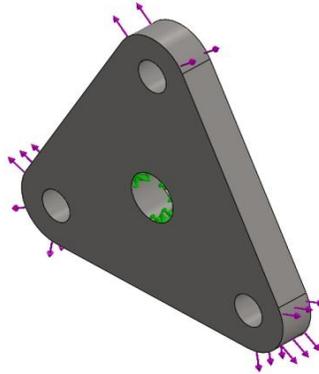
Las secciones traslucidas del trazado de percepción de diseño sostienen las cargas de forma menos efectiva que las zonas de azul estas zonas son las que absorben la mayor fuerza cuando la máquina quiere romper el par de fuerza.

Percepción de Diseño: 7.73 %

4.3.4. Estudio Estático Disco Porta Martillos.

El disco soporta la fuerza centrífuga que produce los martillos el cual es una pieza de estudio importante para determinar el comportamiento del mismo.

FIGURA 55: Disco Porta Martillos Fuerza Y Sujeción



FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

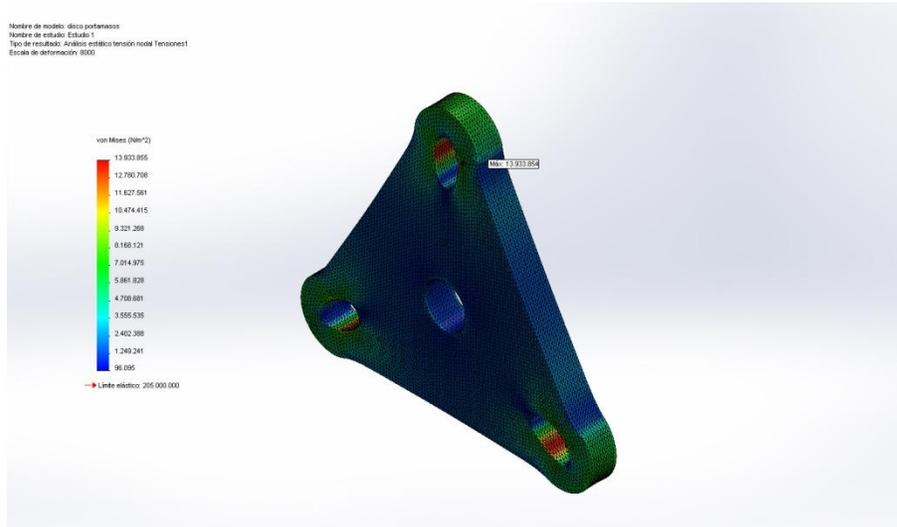
Propiedades.

Nombre:	AISI 1020 comercial.
Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal.
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises.
Límite elástico:	$2.05e+008$ N/m ² .
Límite de tracción:	$3.8e+008$ N/m ² .
Módulo elástico:	$2.05e+011$ N/m ² .
Coefficiente de Poisson:	0.3
Densidad:	7870 kg/m ³ .
Módulo cortante:	$7.7e+010$ N/m ² .
Coefficiente de dilatación térmica:	$1.17e-005$ /Kelvin.

Información De Mallado.

Tipo de malla:	Malla sólida.
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura.
Puntos jacobianos:	4 puntos.
Calidad de malla:	Elementos cuadráticos de alto orden.
Número total de nodos:	428507
Número total de elementos:	301054

FIGURA 56: Tensión Nodal Limite Elástico Del Disco.



FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

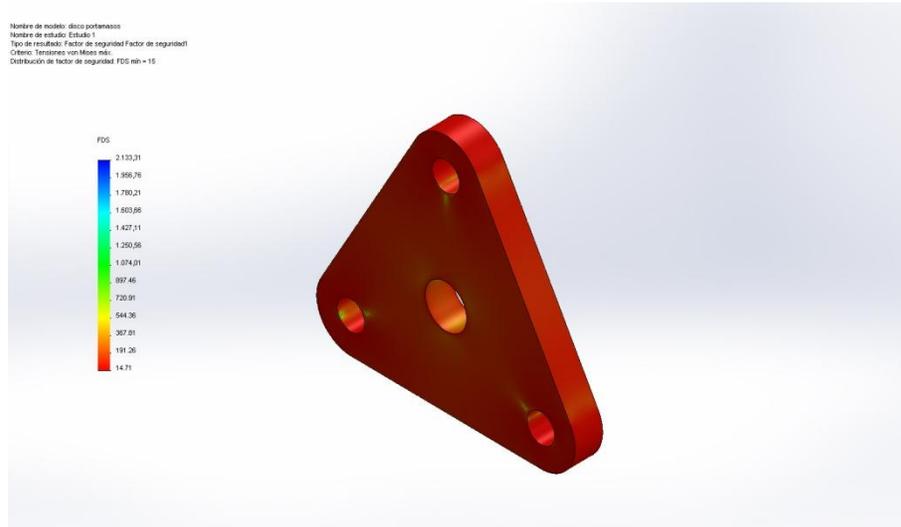
Como criterio de diseño optimo la pieza no debe superar el límite elástico del material de construcción que en este caso es 205 Mpa.

Tensión mínima: 96,094.6 Pas **Nodo:** 420663

Tensión máxima: 1.39339e+007 Pas **Nodo:** 421015

Los valores anteriores son el resultado de un estudio estático, La teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión de von Mises es igual al límite elástico, como se evidencia no va existir falla pues la tensión y el límite elástico no alcanzan a igualarse.

FIGURA 57: Factor De Seguridad FDS Del Disco.



FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation

El material seleccionado para el maquinado del eje principal es óptimo debido que es poco probable que fallen por ruptura dando como resultado factores de seguridad altos.

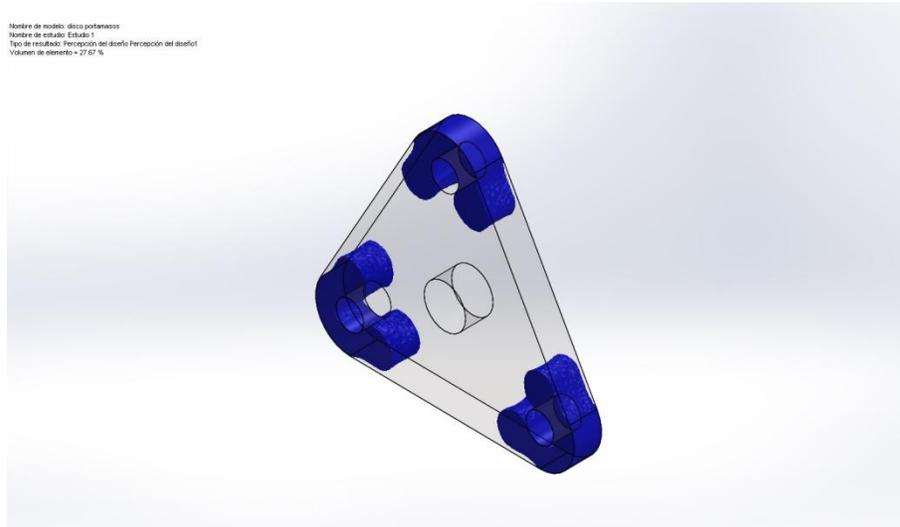
Del estudio se obtuvo:

Factor de seguridad (FDS): 26.2118 **Nodo:** 329 (criterio de ruptura máximo).

Factor de seguridad (FDS): 14.7124 **Nodo:** 421,015 (criterio tensión máxima von mises).

Los criterios antes mencionados son recomendaciones del software para materiales dúctiles dando como resultado factores de seguridad reales de la pieza.

FIGURA 58: Percepción De Diseño Del Disco.



FUENTE: Autores Del Proyecto Cálculos Realizados en solidWorks simulation.

La percepción de diseño es una herramienta de solidWorks simulation que permite identificar cuáles son las zonas en porcentaje que se encuentran en mayor esfuerzo.

Las secciones traslucidas del trazado de percepción de diseño sostienen las cargas de forma menos efectivas que las zonas de azul estas zonas son las que absorben la mayor fuerza cuando la maquina quiere romper el par de fuerza.

Percepción de Diseño: 27.87 %

5. COSTOS DEL PROYECTO.

TABLA 2: Costos Del Sistema De Transición.

DETALLE	UNIDAD	VALOR	TOTAL
Motor Gp10 15 Hp Siemens	1	2,870,000	2,870,000
Polea 6 pulg. 7 canales	1	200,000	200,000
Polea 7 pulg. 7 canales	1	180,000	180,000
Banda En V Tipo B	7	18,000	126,000
Eje Principal Sae 1045 CD	1	50,000	50,000
Cuñas	2	3,000	6,000
Soporte con Rodamientos NKS ucp205d1	2	42,000	84,000
Tornillo Prisionero M8 x 1,25 clase 5.8	4	2,000	8,000
Anillos de Retención MSH 19	3	500	1,500
SUDTOTAL			\$ 3,525.500

FUENTE: Autores Del Proyecto.

TABLA 3: Presupuesto De Cámara Y Rotor De Molienda.

DETALLE	UNIDAD	VALOR	TOTAL
Martillos	18	4,000	72,000
Disco Porta martillos Centro	1	25,000	25,000
Disco Porta martillos Laterales	2	45,000	90,000
Tambores Separadores	2	5,000	10,000
Bujes Separadores	12	1,500	18,000
Eje Porta Martillos	3	12,000	36,000
Tolva	1	40,000	40,000
Cámara De Molienda	1	650,000	650,000
Cribas	1	262,000	262,000
SUBTOTAL			\$ 1, 203,000

FUENTE: Autores Del Proyecto.

COSTO DEL DISEÑO: \$ 2, 000,000

MANO DE OBRA: \$ 1, 800,000

LA CONSTRUCCIÓN DEL MOLINO DE MARTILLOS TIENE UN COSTO TOTAL DE: \$8, 528,500 M/C

CONCLUSIONES.

Para el sistema de transmisión de potencia se seleccionó la mejor alternativa, en cuanto a eficiencia, simplicidad y desempeño.

La selección de materiales aplicadas en el diseño y cálculo se encuentra fácilmente en el mercado de nuestra región, por lo tanto se garantiza su adquisición para la construcción y puesta en marcha de la máquina, además el reemplazo y reparación de algunas piezas mecánicas del sistema.

De acuerdo con las teorías de diseño mecánico y análisis por elementos finitos se pudo evidenciar la eficiencia de los materiales seleccionados para el diseño ya que los factores de seguridad mayores que 1.

Con los resultados obtenidos en el análisis mediante el software “solidWorks” de la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña se pudo determinar que el diseño realizado es el óptimo para el trabajo requerido.

Este Diseño es de gran importancia teniendo en cuenta que con la optimización del mismo se puede exponer en un mercado que tenga necesidad de triturar o moler facilitando el trabajo y mejorando la producción.

RECOMENDACIONES.

Adaptar el lugar donde se va instalar el equipo de trabajo principalmente con buena acometida eléctrica, iluminación adecuada, ventilación natural, piso de concreto y los soportes de ajuste adecuados para la estructura se encuentren bien ubicados para anclar la máquina.

Las bandas a instalar en la transmisión deben ser del tamaño y tipo seleccionadas, pues son las más adecuadas para el tipo de trabajo a realizar, además se debe tener la precaución de utilizar bandas del mismo fabricante.

El tamaño del producto molido está dado por el diámetro de orificios de la criba, esta se seleccionó con un diámetro mayor al requerido para aumentar la productividad y disminuir la producción de finos. La criba es desmontable para tener la posibilidad de cambiarla según sean los requerimientos de tamaños de producto.

Los martillos fueron diseñados para trabajar por todas sus caras y así aumentar su durabilidad, cuando estos ya presentan desgaste en una de sus caras se deben cambiar de posición, este cambio se debe hacer con cuidado pues se debe tener en cuenta la ubicación del el martillo sobre el eje porta martillos debe ser la misma para mantener el balance del rotor.

El acero seleccionado para los martillos es AISI 1020, es un acero comercial y se encuentra disponible en la ciudad de Ocaña, para mejorar su Dureza se recomienda realizar un tratamiento térmico de cementado recomendado para molino de martillos.

BIBLIOGRAFÍA.

BROEK, D. (1989). The Practical Use of Fracture Mechanics. Kluber Academic

BROWN, GRANGER. Operaciones Básicas de la Ingeniería Química. Barcelona: Marín.

EDER DAVID FUENTES PACHECO; ISNARDO ACESIO BOHORQUEZ GALVIS.

COAUTOR JAIME WILLIAN. Diseño del Método De Explotación Para La Mina De Arcilla Asoguyabal. Escuela De Ingeniería De Minas. Grupo De Investigación Geom, Uptc

EDICERAM, S.L. Ediceram. La revista de la industria de la cerámica. Castellón, Abril Mayo 2001 (Vol. 4), Febrero-Marzo 2002 (Vol. 10), Junio-Julio 2002 (Vol. 12).

FIUBA. (Facultad De Ingenierías Universidad De Buenos Aires). 72.02 INDUSTRIAS I - TRITURACION.

FIUBA. (Facultad De Ingenierías Universidad De Buenos Aires). 72.02 INDUSTRIAS I MOLIENDA.

GALAN HUERTOS, E. (1990). "Arcillas" En: Recursos Minerales de España. Coord. J. García Guinea y J. Martínez Frias. Textos Universitarios (C.S.I.C.)

GONZÁLEZ SÁNCHEZ HUGO ALBERTO, 2012, Universidad Nacional de Colombia, Desarrollo de un modelo para determinación de abrasividad de suelos con características vérticas.

Gupta, A., Yan, D. Mineral Processing and Operation, Elsevier, 2006.

JEAN LOUIS SALAGER. Granulometría teoría. Universidad de los Andes. Merida Venezuela 2007

JIMENEZ SALAS, J. A., DE JUSTO ALPAÑES, J. L. (1975). "Geotécnica y Cimientos". Vol. I. "Propiedades de los Suelos y de las Rocas.", 2ª Edición. Editorial Rueda, 466 pp

LADRILLERA LOS ANGELES. Información técnica y Catálogos. Cúcuta: Ladrillera los Ángeles, 2005.

LAS ARCILLAS: PROPIEDADES Y USOS Emilia García Romero: Universidad Complutense (Madrid) Mercedes Suárez Barrios: Universidad de Salamanca

LEFOND, S. J. (Edit.) 1983). Industrial Minerals and Rocks. Society of Mining Engineers. AIME. New York. 2 Vol.

MARCELINO FERNÁNDEZ ABAJO. MANUAL SOBRE FABRICACIÓN DE BALDOSAS, TEJAS Y LADRILLOS. Laboratorio Técnico Cerámico S.L.

MESA LOPEZ-COLMENAR J., (1990) "Caolín y arcillas caoliníferas" En: Recursos Minerales de España. Coord. J. García Guinea y J. Martínez Frias. Textos Universitarios (C.S.I.C.)

MOORE, D. M. and REYNOLDS, R. C. JR. (1989). X-ray diffraction an the Identification and Analysis of Clay Minerals. Oxford University

ORTEGA DEVOTO, D. (13 de abril de 2011). Universidad Ecotec.

PENNSYLVANIA CRUSHER (Sincé 1905) catalogo métodos de trituración.

PUBLICA, S.A. Técnica Cerámica. Nº 301. Barcelona, Marzo 2002.

PUBLISHERS. ANDERSON, T.L. (1995). Fracture Mechanics, Fundamentals and Applications. CRC Press.

REGUEIRO Y GONZÁLEZ-BARROS, M. y LOMBARDEO BARCELÓ, M. (1997). Innovaciones y avances en el sector de las rocas y minerales industriales. Ilustre colegio Oficial de Geólogos de España

ROBUSTE, Eloy. Técnica y Practica de la Industria Ladrillera. España: s.n., 2001. 148 p.

UNIONE STAMPA PERIODICA ITALIANA. Industrial Ceramics. Vol. 21. Ravenna (Italia), Enero-Abril 2001.

UNIVERSIDAD DEL ATLÁNTICO. Ahorro De Energía En La Industria Cerámica. UPME, Col ciencias Colombia.

UNIVERSIDAD PEDAGÓGICA EXPERIMENTAL LIBERTADOR. (2002). Manual de Trabajos de Grado de Especialización y Maestría y Tesis Doctorales. FEDUPEL: Caracas Venezuela

USTIN, L.G., TRASS O., Size Reduction of Solids Crushing and Grinding Equipment, Capitol 12 en Handbook of Powder Science & Technology, edited for Fayed, M. E., Otten, L., Chapman & Hall, N.Y., 1997

WARREN L. MCCABE; JULIÁN C. SMITH; PETER HARRIOTT .Operaciones Unitarias En Ingeniería Química Cuarta Edición Mc Graw-Hill

TAGGART, Arthur. Elementos de preparación de minerales. México: Mc Graw Hill, 1966. p.420.

REFERENCIA DOCUMENTALES ELECTRONICAS

PASCUAL GARCIA, J. M. (S.F). El Molino. Obtenido de <http://olmo.pntic.mec.es/~jpag0004/resena.htm>

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA-REDUCCIÓN DE TAMAÑO. MOLIENDA (I)-Fuente: <http://ocw.bib.upct.es/course/view.php?id=88&topic=3>

ANEXOS

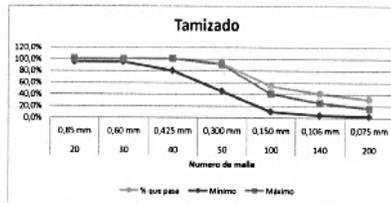
ANEXO A: Tamizado Muestra De Arcilla

 AQUATERRA S.A. ®	AQUATERRA S.A. INVESTIGACION Y SERVICIO TECNICO TAMIZADO ARENA MINA 1	Código: 3.INV.07
		Versión: 01
		Aprobó:

Cliete: CM 189 Tiempo de tamizado 15 minutos Fecha: 26/09/2013

Numero de malla	Malla	Peso malla inicial	Peso malla final	Retenido	% de retenido	% de acumulado	% que pasa
4	4,75 mm						
8	2,36 mm						
12	1,7 mm						
16	1,18 mm						
20	0,85 mm	352,8	353,0	0,1	0,1%	0,1%	99,9%
30	0,60 mm	369,6	369,7	0,1	0,0%	0,1%	99,9%
40	0,425 mm	362,9	363,0	0,1	0,1%	0,2%	99,8%
50	0,300 mm	319,7	335,7	16,0	8,0%	8,2%	91,8%
100	0,150 mm	311,6	389,2	77,6	38,8%	47,0%	53,0%
140	0,106 mm	309,7	336,2	26,5	13,3%	60,2%	39,8%
200	0,075 mm	294,8	313,8	19,0	9,5%	69,7%	30,3%
Fondo		294,8	355,4	60,6	30,3%	100,0%	0,0%

Muestra inicial	200,0
Muestra total tamizada	200,0
% tamizado	100,0%
Perdida	0,0
% Perdida	0,0%
Finura	1,9%
Clase de finura	Arena muy fina
% Humedad	4,45



Modulo de finura de una arena	
Arena muy fina	< 2,0
Arena fina	2,0 - 2,3
Arena ligeramente fina	2,3 - 2,6
Arena mediana	2,6 - 2,9
Arena ligeramente gruesa	2,9 - 3,2
Arena gruesa	3,2 - 3,5
Arena muy gruesa o extra gruesa	>3,5

ESPECIFICACION DEL AGREGADO FINO

Numero de malla	Malla	Mínimo	Máximo
20	0,850 mm	95,00%	100,00%
30	0,600 mm	95,00%	100,00%
40	0,425 mm	80,00%	100,00%
50	0,300 mm	45,00%	90,00%
100	0,150 mm	10,00%	40,00%
140	0,106 mm	4,00%	25,00%
200	0,075 mm	2,00%	15,00%

ANEXO B: Coeficiente De Fluctuación

COEFICIENTE DE FLUCTUACIÓN*

Tipo de equipo	C_f
Maquinaria trituradora	0.200
Maquinaria eléctrica	0.003
Maquinaria eléctrica, directamente impulsada	0.002
Motores con transmisión por banda	0.030
Maquinaria para molinos de harina	0.020
Transmisión por ruedas dentadas	0.020
Maquinaria para martillar	0.200
Máquinas herramienta	0.030
Maquinaria para la fabricación de papel	0.025
Maquinaria para bombeo	0.030-0.050
Maquinaria para corte	0.030-0.050
Maquinaria de hilar	0.010-0.020
Maquinaria textil	0.025

ANEXO C: Índice De Trabajo W_i

Material	Dens. rel. Índice de trabajo, W_i	
Bauxita	2,20	8,78
Clinker de cemento	3,15	13,45
Materias primas de cemento	2,67	10,51
Arcilla	2,51	6,30
Carbón	1,4	13,00
Coque	1,31	15,13
Granito	2,66	15,13
Grava	2,66	16,06
Yeso	2,69	6,73
Mineral de hierro (hematites)	3,53	12,84
Piedra caliza	2,66	12,74
Roca fosfática	2,74	9,92
Cuarzo	2,65	13,57
Pizarra	2,63	15,87
Esquisto	2,57	14,30
Roca volcánica	2,87	19,32

† Para molienda seca, multiplicar por 4/3.

‡ Tomada de **Allis-Chalmers**, Solids Processing Equipment Div., Appleton, Wis., con autorización.

ANEXO D: Motores Trifásicos Jaula De Ardilla

Motores tipo GP10 (uso general carcasa en fundición gris)

1



Tabla de selección

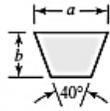
Potencia en HP	RPM	Voltaje	Armazón	GP10 Uso General Catálogo Spiridon	Corriente Nominal A	Eficiencia Nominal %	Peso Kg
0.5	900	208-230/460	143T	A7B10001006610	1,3	72,0	24
0.75	1800	208-230/460	143T	A7B10001006612	1,1	82,5	24
	1200	208-230/460	143T	A7B10001006611	1,2	80,0	24
1	900	208-230/460	145T	A7B10001006614	2,1	72,0	24
	3600	208-230/460	143T	A7B10001006536	1,4	80,0	23
	1800	208-230/460	143T	A7B10001006539	1,5	82,5	24
	1200	208-230/460	145T	A7B10001006542	1,6	80,0	24
1.5	900	208-230/460	182T	A7B10001006605	2,1	81,5	39
	3600	208-230/460	143T	A7B10001006537	2,0	82,5	24
	1800	208-230/460	145T	A7B10001006540	2,2	84,0	26
	1200	208-230/460	182T	A7B10001006547	2,4	85,5	38
2	900	208-230/460	184T	A7B10001006617	3,0	82,5	45
	3600	208-230/460	145T	A7B10001006538	2,6	84,0	24
	1800	208-230/460	145T	A7B10001006541	3,0	84,0	27
	1200	208-230/460	184T	A7B10001006548	3,1	86,5	43
3	900	208-230/460	213T	A7B10001006606	3,3	84,0	56
	3600	208-230/460	182T	A7B10001006543	3,7	85,5	39
	1800	208-230/460	182T	A7B10001006545	4,0	87,5	40
	1200	208-230/460	213T	A7B10001006553	4,2	87,5	65
5	900	208-230/460	215T	A7B10001006607	4,8	85,5	63
	3600	208-230/460	184T	A7B10001006544	6,2	87,5	41
	1800	208-230/460	184T	A7B10001006546	6,7	87,5	43
	1200	208-230/460	215T	A7B10001006554	6,8	87,5	68
7.5	900	208-230/460	254T	A7B10001006608	8,8	86,5	99
	3600	208-230/460	213T	A7B10001006549	9,0	88,5	62
	1800	208-230/460	213T	A7B10001006551	9,5	89,5	65
	1200	208-230/460	254T	A7B10001006559	10,5	89,5	101
10	900	208-230/460	256T	A7B10001006609	13,0	87,5	113
	3600	208-230/460	215T	A7B10001006550	11,5	89,5	68
	1800	208-230/460	215T	A7B10001006552	12,5	89,5	68
	1200	208-230/460	256T	A7B10001006560	13,5	89,5	107
15	900	230/460	284T	*	12,0	91,0	170
	3600	208-230/460	254T	A7B10001006555	18,0	90,2	103
	1800	208-230/460	254T	A7B10001006557	19,0	91,0	103
	1200	230/460	284T	A7B10001005586	20,0	90,2	170
20	900	230/460	286T	*	23,0	91,0	195
	3600	208-230/460	256T	A7B10001006556	23,5	90,2	109
	1800	208-230/460	256T	A7B10001006558	25,0	91,0	111
	1200	230/460	286T	A7B10001005567	26,0	90,2	195
25	900	230/460	324T	*	31,0	91,0	257
	3600	230/460	284T5	A7B10001005569	29,0	91,0	170
	1800	230/460	284T	A7B10001005508	29,0	92,4	177
	1200	230/460	324T	A7B10001005617	33,0	91,7	256
30	900	230/460	326T	*	38,0	90,2	272
	3600	230/460	286T5	A7B10001005611	34,0	91,0	195
	1800	230/460	286T	A7B10001005510	35,0	92,4	185
	1200	230/460	326T	A7B10001005619	39,0	91,7	272
40	900	230/460	364T	*	47,0	91,0	362
	3600	230/460	324T5	A7B10001005621	46,0	91,7	243
	1800	230/460	324T	A7B10001005613	47,0	93,0	246
	1200	230/460	364T	A7B10001005684	54,0	93,0	362
900	230/460	365T	*	63,0	91,7	396	

5

ANEXO E: Secciones De Bandas En V Estándar

Tabla 17-9

Secciones de bandas en V estándar



Sección de la banda	Ancho a , pulg	Espesor b , pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 y mayores

ANEXO F: Circunferencias Interiores De Bandas En V Estándar

Tabla 17-10

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

ANEXO G: Dimensiones De Conversión De Longitud

Tabla 17-11

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

ANEXO H: Factor De Seguridad Maquina Impulsada



CLASE DE TRABAJO	EJEMPLOS DE MÁQUINAS ACCIONADAS	TIPOS DE MÁQUINAS MOTRICES					
		<i>Motores de Corriente Alterna con par de Arranque Normal</i>			<i>Motores de Corriente Alterna con par de Arranque Elevado</i>		
		Horas de Servicio Diarias			Horas de Servicio Diarias		
		Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16	Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16
Ligero	Agitadores para líquidos. Aspiradores. Bombas y compresores centrifugos. Transportadores de cinta para carga ligera. Ventiladores y bombas hasta 7,5 Kw.	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Mediano	Amasadoras. Cizallas y prensas. Cribas rotativas y vibrantes. Generadores y excitatrices. Máquinas herramientas. Maquinaria para artes gráficas. Maquinaria para lavanderías. Transportadores de cinta para carga pesada. Ventiladores y bombas a partir de 7,5 Kw.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Pesado	Ascensores. Bombas de desplazamiento positivo. Centrifugadores. Compresores de pistón. Maquinaria para labrar madera. Maquinaria para cerámicas. Maquinaria para papeleras. Maquinaria Textil. Molinos de martillos. Sierras alternativas. Elevadores de cangilones. Transportadores de Tornillo.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Extra Pesado	Grúas Montacargas. Machacadoras y molinos (mandíbulas, conos, bolas, barras, etc). Maquinaria para caucho y plásticos.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

ANEXO I: Potencias Nominales De Bandas En V Estándar

Tabla 17-12

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

ANEXO J: Factor De Corrección Del Angulo De Contacto K1

Tabla 17-13

Factor de corrección del ángulo de contacto K_1 para transmisiones de banda plana VV* y en V

$\frac{D-d}{C}$	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 $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

ANEXO K: Factor De Corrección De Longitud De Banda K2

Tabla 17-14

Factor de corrección de longitud de 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.

ANEXO L: Parámetros De Bandas En V

Tabla 17-16 Algunos 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.

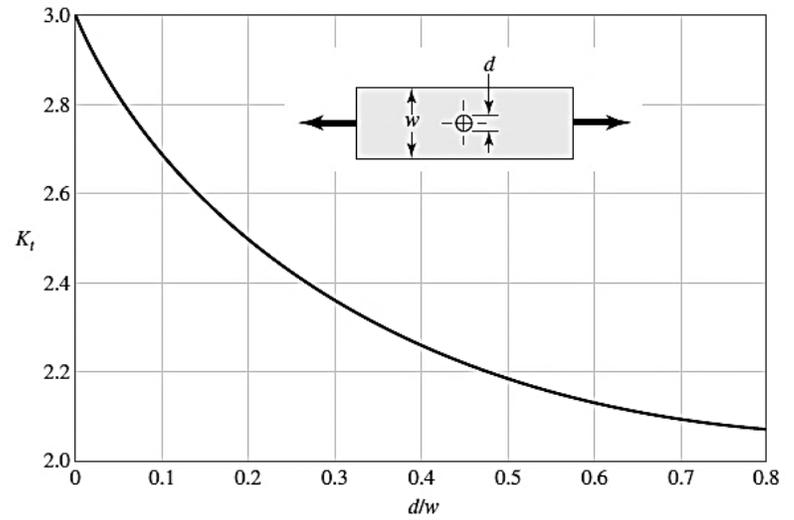
ANEXO M: Parámetros De Durabilidad Para Algunas Secciones De Banda En V

Tabla 17-17 Parámetros de durabili- dad para algunas sec- ciones de banda en V <i>Fuente: M. E. Spotts, Design of Machine Elements, 6a. ed., Prentice Hall, Englewood Cliffs, Nueva Jersey, 1985.</i>	Sección de la banda	10^8 a 10^9 picos de fuerza		10^9 a 10^{10} picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
		K	b	K	b	
A	674	11.089				3.0
B	1 193	10.926				5.0
C	2 038	11.173				8.5
D	4 208	11.105				13.0
E	6 061	11.100				21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153		2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283		7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319		12.5

ANEXO N: Barra En Tensión o Compresión Simple Con Un Agujero Trasversal

Figura A-15-1

Barra en tensión o compresión simple con un agujero transversal. $\sigma_0 = F/A$, donde $A = (w - d)t$ y t es el espesor.



ANEXO O: Tabla Principales Materiales Comerciales

Tabla A-20

Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD) [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ($\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{4}$ pulg)]. Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesa- miento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

ANEXO P: Factores De Servicios Para Diversas Condiciones

Factores de servicio para diversas condiciones de operación			
Factores de servicio			
Equipo impulsado	Potencia de entrada		
	Motor de combustión interna con transmisión hidráulica	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Agitadores de materia prima líquida	1.0	1.0	1.2
Batidores	1.2	1.3	1.4
Sopladores centrifugos	1.0	1.0	1.2
Hélices de embarcaciones	1.4	1.5	1.7
Compresoras			
centrifugas	1.2	1.3	1.4
reciprocantes, 3 o más cilindros	1.2	1.3	1.4
reciprocantes, singulares, 2 cilindros	1.4	1.5	1.7
Transportadores			
uniformemente cargados o alimentados	1.0	1.0	1.2
cargados o alimentados de forma no uniforme	1.2	1.3	1.4
reciprocantes	1.4	1.5	1.7
Estufas para cocer cereales	1.0	1.0	1.2
Trituradores	1.4	1.4	1.7
Elevadores de cangilones			
uniformemente cargados o alimentados	1.0	1.0	1.2
no uniformemente cargados o alimentados	1.2	1.3	1.4
Ventiladores centrifugos	1.0	1.0	1.2
Alimentadores			
de mesa giratoria	1.0	1.0	1.2
de mandil, de banda, de tornillo sin fin, de paletas giratorias	1.2	1.3	1.4
reciprocantes	1.4	1.5	1.7

ANEXO Q: Parámetros Del Factor De La Condición Superficial De Marín

Tabla 6-10

Parámetros del factor de la condición superficial de Marín

Acabado superficial	$k_a = \alpha S_{ut}^b \text{LN}(1, C)$			Coeficiente de variación, C
	kpsi	α MPa	b	
Esmerilado*	1.34	1.58	-0.086	0.120
Maquinado o laminado en frío	2.67	4.45	-0.265	0.058
Laminado en caliente	14.5	58.1	-0.719	0.110
Como sale de la forja	39.8	271	-0.995	0.145

*Debido a la amplia dispersión de los datos de superficie esmerilada, una función alterna es $k_a = 0.878\text{LN}(1, 0.120)$.

Nota: S_{ut} en kpsi o MPa.

ANEXO R: Parámetros Del Factor De Carga De Marín

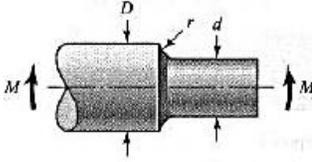
Tabla 6-11

Parámetros del factor de carga de Marín

Modo de carga	$k_c = \alpha S_{ut}^{\beta} \text{LN}(1, C)$				k_c promedio
	kpsi	α MPa	β	C	
Flexión	1	1	0	0	1
Axial	1.23	1.43	-0.0778	0.125	0.85
Torsión	0.328	0.258	0.125	0.125	0.59

ANEXO S: Factor De Concentración De Esfuerzo K_t

Eje redondo con entalle en el hombro en flexión $\sigma_0 = Mc/I$ donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$.*



El factor de concentración de esfuerzo K_t está relacionado con el esfuerzo principal máximo ordenado $(\sigma_1)_{\max} =$

$$K_t = 0.632 + 0.377 \left(\frac{D}{d} \right)^{-4.4} + \left(\frac{r}{d} \right)^{-0.5} \sqrt{\frac{-0.14 - 0.363(D/d)^2 + 0.503(D/d)^4}{1 - 2.39(D/d)^2 + 3.368(D/d)^4}}$$

D/d	r/d						
	0.01	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
1.01	1.790	1.349	1.245	1.199	1.171	1.152	1.138
1.05	2.638	1.697	1.474	1.376	1.317	1.276	1.247
1.10	3.154	1.897	1.599	1.467	1.388	1.355	1.295
1.50	4.237	2.279	1.815	1.610	1.487	1.404	1.342
2.00	4.424	2.388	1.843	1.624	1.494	1.405	1.339
6.00	4.495	2.360	1.854	1.630	1.496	1.405	1.337

El factor de concentración de esfuerzo K_s está relacionado con el esfuerzo von Mises máximo $(\sigma')_{\max} = K_s \sigma_0$,

$$K_s = 0.622 + 0.38 \left(\frac{D}{d} \right)^{-4.3} + \left(\frac{r}{d} \right)^{-0.5} \sqrt{\frac{-0.322 - 0.277(D/d)^2 + 0.599(D/d)^4}{1 - 2.55(D/d)^2 + 5.27(D/d)^4}}$$

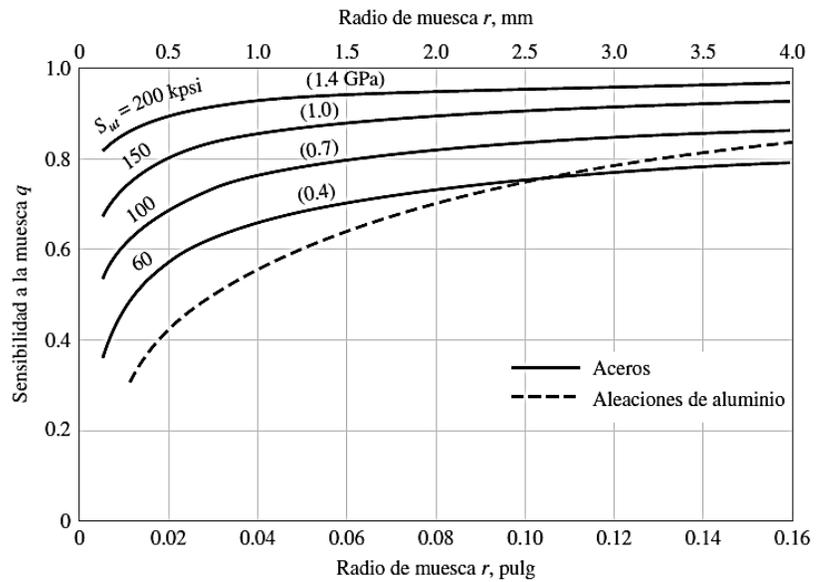
D/d	r/d						
	0.01	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
1.01	1.681	1.297	1.206	1.166	1.141	1.125	1.113
1.05	2.411	1.592	1.398	1.313	1.261	1.226	1.200
1.10	2.850	1.758	1.499	1.384	1.316	1.269	1.235
1.50	3.773	2.068	1.664	1.485	1.378	1.305	1.252
2.00	3.936	2.115	1.683	1.492	1.378	1.300	1.243
6.00	3.994	2.130	1.688	1.493	1.376	1.296	1.238

*S. M. Tipton, J. R. Soren y R. D. Rolovic, "Updated Stress-Concentration Factors for Filleted Shafts in Bending and Tension", trad. de ASME Journal of Mechanical Design, vol. 118, núm.3 (septiembre de 1996), pp. 321-327.

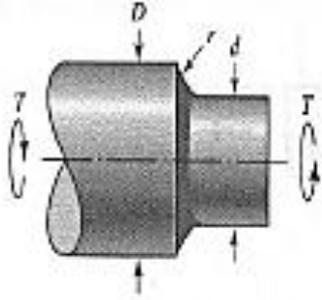
ANEXO T: Sensibilidad A La Muesca q

Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



ANEXO U: Factor De Concentración Esfuerzo Kts



El factor de concentración de esfuerzo K_{ts} está relacionado con el esfuerzo principal máximo ordenado $(\sigma_1)_{\max} = K_{ts} \tau_0$ o bien con el esfuerzo von Mises $(\sigma')_{\max} = K_{ts} \sigma_0 = \sqrt{3} K_{ts} \tau_0$.

$$K_{ts} = 0.78 + 0.2 \left(\frac{D}{d} \right)^{-1.0} + \left(\frac{r}{d} \right)^{-0.46} \sqrt{\frac{0.002 - 0.125(D/d)^2 + 0.123(D/d)^4}{1 - 2.75(D/d)^2 + 2.55(D/d)^4}}$$

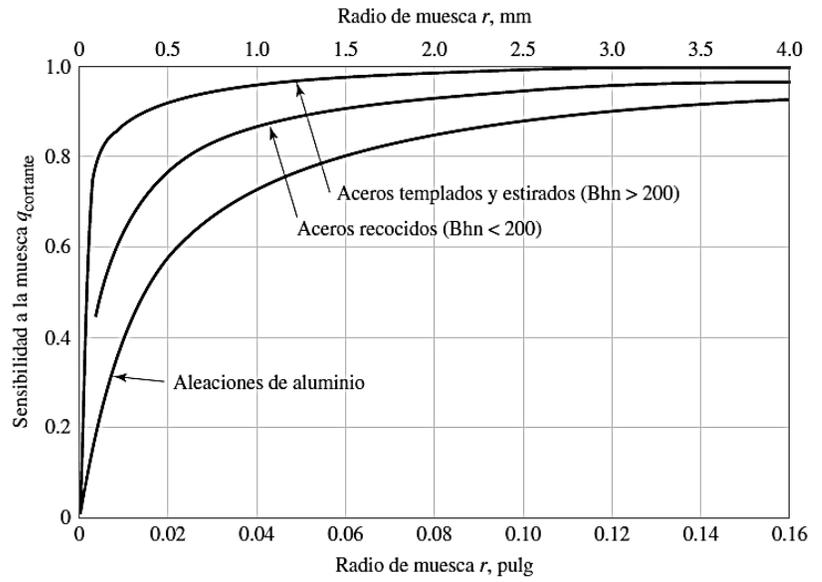
D/d	r/d						
	0.02	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
1.01	1.288	1.176	1.117	1.091	1.074	1.063	1.055
1.05	1.588	1.352	1.229	1.174	1.140	1.117	1.100
1.10	1.753	1.445	1.284	1.212	1.168	1.137	1.115
1.50	2.059	1.620	1.392	1.288	1.226	1.183	1.150
2.00	2.101	1.647	1.410	1.303	1.238	1.194	1.160
6.00	2.109	1.652	1.414	1.306	1.241	1.196	1.162

* R. D. Bolovic, S. M. Tigray y J. R. Soren, Jr., "Multiaxial Stress Concentration in Filleted Shafts", enviado a ASME Journal of Mechanical Design, marzo del 2000 (en revisión).

ANEXO V: Sensibilidad A La Muesca q cortante

Figura 6-21

Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de q_{cortante} correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm).



ANEXO W: Tipos Y Características De Rodamientos NKS

Tabla 1.1 Tipos y características

Tipos de Rodamiento		Rodamientos Rígidos de Bolas de una Hiler	Rodamientos para Magnetos	Rodamientos de Bolas de Contacto Angular	Rodamientos de Bolas de Contacto Angular de Hiler Doble	Rodamientos de Bolas de Contacto Angular Duplex	Rodamientos de Bolas de Cuatro Puntos de Contacto	Rodamientos de Bolas Autoalineantes	Rodamientos de Rodillos Cilíndricos	Rodamientos de Rodillos Cilíndricos de Doble Hiler	Rodamientos de Rodillos Cilíndricos con una Sola Guía Lateral
Características											
Capacidad de Carga	Cargas radiales										
	Cargas axiales										
	Cargas combinadas										
Alta Velocidad											
Alta Precisión											
Bajo ruido y par											
Rigidez											
Desalineación angular											
Capacidad de autoalineación								☆			
Anillos separables			☆				☆		☆	☆	☆
Rodamientos de extremo fijo		☆			☆	☆	☆	☆			
Rodamientos de extremo libre		★			★	★	★	★	☆	☆	
Diámetro interior cónico en el anillo interior								☆		☆	
Observaciones			Dos rodamientos suelen montarse opuestos.	Ángulos de contacto de 15°, 25°, 30° y 40°. Dos rodamientos suelen montarse opuestos. Ajuste de la holgura a ser necesario.		Es posible la combinación de pares DF y DT, pero no es posible usarlos en extremos libres.	Ángulo de contacto de 35°		Incluyendo el tipo N	Incluyendo el tipo NMU	Incluyendo el tipo NF
No. de Página		B5 B31	B5 B28	B47	B47 B66	B47	B47 B68	B73	B81	B81 B106	B81

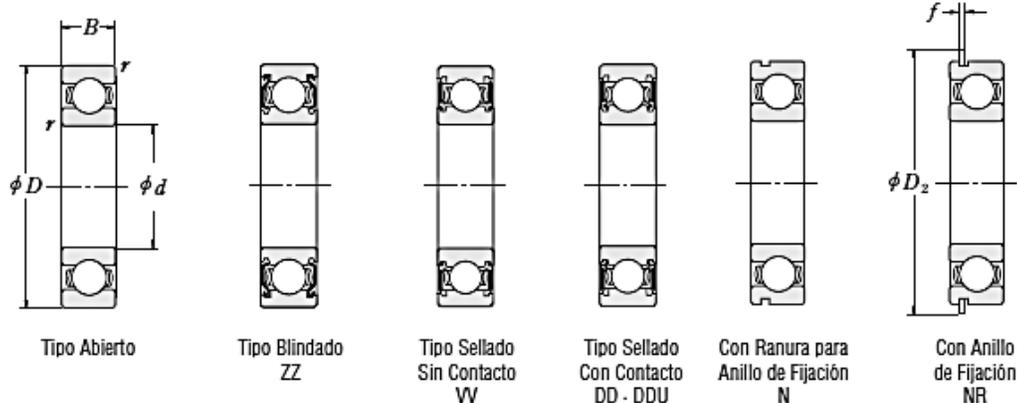
Excelente
 Buena
 Correcta
 Pobre
 Imposible
 ← Una dirección sólo
 ↔ Dos direcciones

☆ Aplicable
 ★ Aplicable, pero es necesario permitir la contracción / dilatación del eje en las superficies de contacto con los rodamientos.

ANEXO X: Rodamientos De Bolas De Una Sola Hilera NKS Dimensiones

RODAMIENTOS DE BOLAS DE RANURA PROFUNDA DE UNA SOLA HILERA

Diámetro Interior 25~45 mm



Dimensiones (mm)				Índices de Carga Básica (N)				Factor f_0	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento			
d	D	B	r min.	C_r	C_{0r}	(kgf)			Grasa		Aceite	Abierto	Blindado	Sellado	
									Abierto Z - ZZ V - WV	DU DDU	Abierto Z				
25	37	7	0.3	4 500	3 150	455	320	16.1	18 000	10 000	22 000	6805	ZZ	VV	DD
	42	9	0.3	7 050	4 550	715	460	15.4	16 000	10 000	19 000	6905	ZZ	VV	DDU
	47	8	0.3	8 850	5 600	905	570	15.1	15 000	—	18 000	16005	—	—	—
	47	12	0.6	10 100	5 850	1 030	595	14.5	15 000	9 500	18 000	6005	ZZ	VV	DDU
	52	15	1	14 000	7 850	1 430	800	13.9	13 000	9 000	15 000	6205	ZZ	VV	DDU
	62	17	1.1	20 600	11 200	2 100	1 150	13.2	11 000	8 000	13 000	6305	ZZ	VV	DDU
28	52	12	0.6	12 500	7 400	1 270	755	14.5	14 000	8 500	16 000	60/28	ZZ	VV	DDU
	58	16	1	16 600	9 500	1 700	970	13.9	12 000	8 000	14 000	62/28	ZZ	VV	DDU
	68	18	1.1	26 700	14 000	2 730	1 430	12.4	10 000	7 500	13 000	63/28	ZZ	VV	DDU
30	42	7	0.3	4 700	3 650	480	370	16.4	15 000	9 000	18 000	6806	ZZ	VV	DD
	47	9	0.3	7 250	5 000	740	510	15.8	14 000	8 500	17 000	6906	ZZ	VV	DDU
	55	9	0.3	11 200	7 350	1 150	750	15.2	13 000	—	15 000	16006	—	—	—
	55	13	1	13 200	8 300	1 350	845	14.7	13 000	8 000	15 000	6006	ZZ	VV	DDU
	62	16	1	19 500	11 300	1 980	1 150	13.8	11 000	7 500	13 000	6206	ZZ	VV	DDU
	72	19	1.1	26 700	15 000	2 720	1 530	13.3	9 500	6 700	12 000	6306	ZZ	VV	DDU
32	58	13	1	15 100	9 150	1 530	935	14.5	12 000	7 500	14 000	60/32	ZZ	VV	DDU
	65	17	1	20 700	11 600	2 120	1 190	13.6	10 000	7 100	12 000	62/32	ZZ	VV	DDU
	75	20	1.1	29 900	17 000	3 050	1 730	13.2	9 000	6 300	11 000	63/32	ZZ	VV	DDU
35	47	7	0.3	4 900	4 100	500	420	16.7	14 000	7 500	16 000	6807	ZZ	VV	DD
	55	10	0.6	10 600	7 250	1 080	740	15.5	12 000	7 500	15 000	6907	ZZ	VV	DDU
	62	9	0.3	11 700	8 200	1 190	835	15.6	11 000	—	13 000	16007	—	—	—
	62	14	1	16 000	10 300	1 630	1 050	14.8	11 000	6 700	13 000	6007	ZZ	VV	DDU
	72	17	1.1	25 700	15 300	2 620	1 560	13.8	9 500	6 300	11 000	6207	ZZ	VV	DDU
	80	21	1.5	33 500	19 200	3 400	1 960	13.2	8 500	6 000	10 000	6307	ZZ	VV	DDU
40	52	7	0.3	6 350	5 550	650	565	17.0	12 000	6 700	14 000	6808	ZZ	VV	DD
	62	12	0.6	13 700	10 000	1 390	1 020	15.7	11 000	6 300	13 000	6908	ZZ	VV	DDU
	68	9	0.3	12 600	9 650	1 290	985	16.0	10 000	—	12 000	16008	—	—	—
	68	15	1	16 800	11 500	1 710	1 180	15.3	10 000	6 000	12 000	6008	ZZ	VV	DDU
	80	18	1.1	29 100	17 900	2 970	1 820	14.0	8 500	5 600	10 000	6208	ZZ	VV	DDU
	90	23	1.5	40 500	24 000	4 150	2 450	13.2	7 500	5 300	9 000	6308	ZZ	VV	DDU
45	58	7	0.3	6 600	6 150	670	625	17.2	11 000	6 000	13 000	6809	ZZ	VV	DD
	68	12	0.6	14 100	10 900	1 440	1 110	15.9	9 500	5 600	12 000	6909	ZZ	VV	DDU
	75	10	0.6	14 900	11 400	1 520	1 160	15.9	9 000	—	11 000	16009	—	—	—
	75	16	1	20 900	15 200	2 140	1 550	15.3	9 000	5 300	11 000	6009	ZZ	VV	DDU
	85	19	1.1	31 500	20 400	3 200	2 080	14.4	7 500	5 300	9 000	6209	ZZ	VV	DDU
	100	25	1.5	53 000	32 000	5 400	3 250	13.1	6 700	4 800	8 000	6309	ZZ	VV	DDU

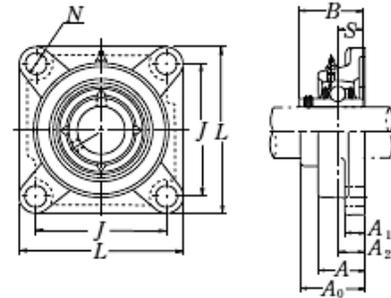
Notas (1) Para tolerancias dimensionales de las ranuras y de los anillos de fijación, consulte las Páginas A50 a A53.

(2) Cuando se aplican cargas axiales pesadas, aumente d_2 y disminuya D_2 respecto a los valores indicados.

ANEXO Y: Tabla De Selección De Rodamientos NKS

UCF2

Soportes tipo brida cuadrada
con tornillos de apriete



Diám. Eje mm pulgadas	Designación soporte ⁽¹⁾	Dimensiones nominales									Tamaño tornillo mm pulgadas	Número de rodamiento
		L	J	A ₂	A ₁	A	N	A ₀	B	S		
12	UCF201D1	86	64	15	11	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC201D1
1/2	UCF201-008D1	33/8	233/64	19/32	7/16	1	15/32	15/16	1.2205	0.500	3/8	UC201-008D1
15	UCF202D1	86	64	15	11	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC202D1
9/16	UCF202-009D1	33/8	233/64	19/32	7/16	1	15/32	15/16	1.2205	0.500	3/8	UC202-009D1
5/8	UCF202-010D1											UC202-010D1
17	UCF203D1	86	64	15	11	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC203D1
11/16	UCF203-011D1	33/8	233/64	19/32	7/16	1	15/32	15/16	1.2205	0.500	3/8	UC203-011D1
20	UCF204D1	86	64	15	11	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC204D1
3/4	UCF204-012D1	33/8	233/64	19/32	7/16	1	15/32	15/16	1.2205	0.500	3/8	UC204-012D1
25	UCF205D1	95	70	16	13	27	12	35.8	34.1	14.3	M10	UC205D1
13/16	UCF205-013D1											UC205-013D1
7/8	UCF205-014D1	33/4	23/4	5/8	1/2	1 1/16	15/32	1 13/32	1.3425	0.563	3/8	UC205-014D1
15/16	UCF205-015D1											UC205-015D1
1	UCF205-100D1											UC205-100D1
30	UCF206D1	108	83	18	13	31	12	40.2	38.1	15.9	M10	UC206D1
1 1/16	UCF206-101D1											UC206-101D1
1 1/8	UCF206-102D1	4 1/4	3 17/64	45/64	1/2	17/32	15/32	1 37/64	1.5000	0.626	3/8	UC206-102D1
1 3/16	UCF206-103D1											UC206-103D1
1 1/4	UCF206-104D1											UC206-104D1
35	UCF207D1	117	92	19	15	34	14	44.4	42.9	17.5	M12	UC207D1
1 1/4	UCF207-104D1											UC207-104D1
1 5/16	UCF207-105D1	4 19/32	3 5/8	3/4	19/32	1 11/32	35/64	1 3/4	1.6890	0.689	7/16	UC207-105D1
1 3/8	UCF207-106D1											UC207-106D1
1 7/16	UCF207-107D1											UC207-107D1
40	UCF208D1	130	102	21	15	36	16	51.2	49.2	19	M14	UC208D1
1 1/2	UCF208-108D1	5 1/8	4 1/64	53/64	19/32	1 13/32	5/8	2 1/64	1.9370	0.748	1/2	UC208-108D1
1 9/16	UCF208-109D1											UC208-109D1
45	UCF209D1	137	105	22	16	38	16	52.2	49.2	19	M14	UC209D1
1 5/8	UCF209-110D1											UC209-110D1
1 11/16	UCF209-111D1	5 13/32	49/64	55/64	5/8	1 1/2	5/8	2 1/16	1.9370	0.748	1/2	UC209-111D1
1 3/4	UCF209-112D1											UC209-112D1

Nota ⁽¹⁾ Estas designaciones de soporte indican el tipo relubricable. Si se necesita el tipo sin mantenimiento, seleccione los tipos sin el sufijo "D1".

ANEXO Z: Descripción De Ajustes Recomendables

Tabla 7-9

Descripciones de ajustes recomendables mediante el sistema del agujero base

(Fuente: Preferred Metric Limits and Fits, ANSI B4.2-1978. Vea también BS 4500.)

Tipo de ajuste	Descripción	Símbolo
Holgura	<i>Ajuste suelto en operación:</i> para tolerancias comerciales amplias o márgenes en elementos externos	H11/c11
	<i>Ajuste libre en operación:</i> no se debe emplear cuando la exactitud es esencial, pero resulta adecuado para grandes variaciones de temperatura, altas velocidades de operación o grandes presiones en el cojinete	H9/d9
	<i>Ajuste estrecho en operación:</i> para operación en máquinas de precisión y para la ubicación exacta a velocidades y presiones moderadas en el cojinete	H8/f7
	<i>Ajuste deslizante:</i> donde las partes no se van a operar libremente, pero se deben mover y girar con libertad y tener una ubicación precisa	H7/g6
	<i>Ajuste de holgura localizada:</i> proporciona un ajuste firme para la ubicación de partes estacionarias, pero se puede ensamblar y desensamblar libremente	H7/h6
Transición	<i>Ajuste de transición localizada:</i> para ubicación precisa; un parámetro intermedio entre holgura e interferencia	H7/k6
	<i>Ajuste de transición localizada:</i> para una ubicación más precisa, donde es permisible una mayor interferencia	H7/n6
Interferencia	<i>Ajuste de interferencia localizada:</i> para partes que requieren rigidez y alineación con la mejor precisión de ubicación, pero sin requisitos especiales de presión en el diámetro interior	H7/p6
	<i>Ajuste de impulso medio:</i> para partes de acero ordinarias o ajustes por contracción en secciones ligeras; el ajuste más firme que se puede realizar con elementos de hierro fundido	H7/s6
	<i>Ajuste forzada:</i> adecuado para partes que se puedan someter a esfuerzos elevados, o para ajustes por contracción donde resulten imprácticas las fuerzas de alta presión requeridas	H7/u6

La desviación inferior H (para agujeros) es cero. Para éstos, la desviación superior es igual al grado de tolerancia.

ANEXO AA: Grado De Tolerancias Internacionales

Tabla A-11

Selección de grados de tolerancia internacionales: serie métrica (Los intervalos de tamaño son *sobre* el límite inferior e *incluyen* el límite superior. Todos los valores están en milímetros)

Fuente: Preferred Metric Limits and Fits, ANSI B4 2-1978. Vea también BSI 4500.

Tamaños básicos	Grados de tolerancia					
	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11
0-3	0.006	0.010	0.014	0.025	0.040	0.060
3-6	0.008	0.012	0.018	0.030	0.048	0.075
6-10	0.009	0.015	0.022	0.036	0.058	0.090
10-18	0.011	0.018	0.027	0.043	0.070	0.110
18-30	0.013	0.021	0.033	0.052	0.084	0.130
30-50	0.016	0.025	0.039	0.062	0.100	0.160
50-80	0.019	0.030	0.046	0.074	0.120	0.190
80-120	0.022	0.035	0.054	0.087	0.140	0.220
120-180	0.025	0.040	0.063	0.100	0.160	0.250
180-250	0.029	0.046	0.072	0.115	0.185	0.290
250-315	0.032	0.052	0.081	0.130	0.210	0.320
315-400	0.036	0.057	0.089	0.140	0.230	0.360

ANEXO BB: Desviaciones Fundamentales De Ejes

Tabla A-12

Desviaciones fundamentales de ejes: serie métrica

(Los intervalos de tamaño son *sobre* el límite inferior e *incluyen* el límite superior. Todos los valores están en milímetros)

Fuente: *Preferred Metric Limits and Fits*, ANSI B4 2-1978. Vea también BSI 4500.

Tamaños básicos	Letra de la desviación superior					Letra de la desviación inferior				
	c	d	f	g	h	k	n	p	s	u
0-3	-0.060	-0.020	-0.006	-0.002	0	0	+0.004	+0.006	+0.014	+0.018
3-6	-0.070	-0.030	-0.010	-0.004	0	+0.001	+0.008	+0.012	+0.019	+0.023
6-10	-0.080	-0.040	-0.013	-0.005	0	+0.001	+0.010	+0.015	+0.023	+0.028
10-14	-0.095	-0.050	-0.016	-0.006	0	+0.001	+0.012	+0.018	+0.028	+0.033
14-18	-0.095	-0.050	-0.016	-0.006	0	+0.001	+0.012	+0.018	+0.028	+0.033
18-24	-0.110	-0.065	-0.020	-0.007	0	+0.002	+0.015	+0.022	+0.035	+0.041
24-30	-0.110	-0.065	-0.020	-0.007	0	+0.002	+0.015	+0.022	+0.035	+0.048
30-40	-0.120	-0.080	-0.025	-0.009	0	+0.002	+0.017	+0.026	+0.043	+0.060
40-50	-0.130	-0.080	-0.025	-0.009	0	+0.002	+0.017	+0.026	+0.043	+0.070
50-65	-0.140	-0.100	-0.030	-0.010	0	+0.002	+0.020	+0.032	+0.053	+0.087
65-80	-0.150	-0.100	-0.030	-0.010	0	+0.002	+0.020	+0.032	+0.059	+0.102
80-100	-0.170	-0.120	-0.036	-0.012	0	+0.003	+0.023	+0.037	+0.071	+0.124
100-120	-0.180	-0.120	-0.036	-0.012	0	+0.003	+0.023	+0.037	+0.079	+0.144
120-140	-0.200	-0.145	-0.043	-0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.092	+0.170
140-160	-0.210	-0.145	-0.043	-0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.100	+0.190
160-180	-0.230	-0.145	-0.043	-0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.108	+0.210
180-200	-0.240	-0.170	-0.050	-0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.122	+0.236
200-225	-0.260	-0.170	-0.050	-0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.130	+0.258
225-250	-0.280	-0.170	-0.050	-0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.140	+0.284
250-280	-0.300	-0.190	-0.056	-0.017	0	+0.004	+0.034	+0.056	+0.158	+0.315
280-315	-0.330	-0.190	-0.056	-0.017	0	+0.004	+0.034	+0.056	+0.170	+0.350
315-355	-0.360	-0.210	-0.062	-0.018	0	+0.004	+0.037	+0.062	+0.190	+0.390
355-400	-0.400	-0.210	-0.062	-0.018	0	+0.004	+0.037	+0.062	+0.208	+0.435

ANEXO CC: Dimensiones De Algunas Cuñas

Tabla 7-6

Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar

[Fuente: Joseph E. Shigley, "Unthreaded Fasteners", capítulo 24, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown Jr. (eds.), Standard Handbook of Machine Design, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004.]

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

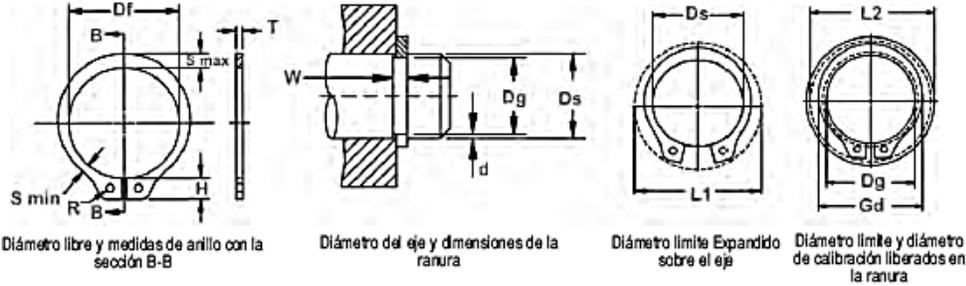
ANEXO DD: Anillos de Retención



MSH Anillos de Eje

Ensamblaje Externo Métricos ANSI

Una vez instalado en la ranura de un eje, la parte del anillo que sobresale de la ranura (también llamado un "hombro") sostiene un conjunto en su lugar.



Diámetro libre y medidas de anillo con la sección B-B Diámetro del eje y dimensiones de la ranura Diámetro límite Expandido sobre el eje Diámetro límite y diámetro de calibración liberados en la ranura

NO. DE ANILLO	DIÁMETRO DEL EJE		TAMAÑO DE RANURA					TAMAÑO Y PESO DEL ANILLO					DIÁM. LÍMITE			CARGA DE EMPUJE (kN)	
	Ds mm	Ds INCH	DIÁMETRO		ANCHURA		PROFUNDIDAD		DIÁMETRO LIBRE		ESPESOR***		Peso por 1000 piezas	Ex- pando sobre el eje	Li- berado en la Ranura	Factor de seguridad del anillo de 1	Factor de seguridad de la ranura de 2
			Dg	tol	F.I.M.**	W	tol	d	Df	tol	T	tol					
MSH-4*	4	0.157	3.80	-0.03	0.03	0.32	+0.05	0.10	3.60	+0.05	0.25	+0.05	0.017	7.0	6.8	0.6	0.2
MSH-5*	5	0.197	4.75	-0.03	0.03	0.50	+0.10	0.13	4.55	-0.10	0.40	0.029	8.2	7.9	1.1	0.3	
MSH-6*	6	0.236	5.70	-0.10	0.05	0.70		0.15	5.45		0.40	0.040	9.1	8.8	1.4	0.4	
MSH-7	7	0.275	6.60	-0.10	0.05	0.70		0.20	6.35		0.60	0.10	12.3	11.8	2.6	0.7	
MSH-8	8	0.315	7.50	-0.10	0.05	0.70		0.25	7.15		0.60	0.12	13.6	13.0	3.1	1.0	
MSH-9	9	0.354	8.45	-0.10	0.05	0.70		0.28	8.15	+0.05	0.60	0.15	14.5	13.8	3.5	1.2	
MSH-10	10	0.393	9.40	-0.10	0.05	0.70		0.30	9.00	-0.15	0.60	0.19	15.5	14.7	3.9	1.5	
MSH-11	11	0.433	10.35	-0.10	0.05	0.70		0.33	10.00		0.60	0.23	16.4	15.6	4.3	1.8	
MSH-12	12	0.472	11.35	-0.10	0.05	0.70		0.33	10.85		0.60	0.24	17.4	16.6	4.7	2.0	
MSH-13	13	0.512	12.30	-0.12	0.10	1.00		0.35	11.90		0.90	0.44	19.7	18.8	7.5	2.2	
MSH-14	14	0.551	13.25	-0.12	0.10	1.00		0.38	12.90		0.90	0.49	20.7	19.7	8.1	2.6	
MSH-15	15	0.591	14.15	-0.12	0.10	1.00		0.43	13.80		0.90	0.54	21.7	20.6	8.7	3.2	
MSH-16	16	0.630	15.10	-0.12	0.10	1.00		0.45	14.70		0.90	0.59	22.7	21.6	9.3	3.5	
MSH-17	17	0.669	16.10	-0.12	0.10	1.00		0.45	15.75		0.90	0.64	23.7	22.6	9.9	4.0	
MSH-18	18	0.708	17.00	-0.12	0.10	1.20	+0.15	0.50	16.65		0.90	0.92	26.2	25.0	16.0	4.4	
MSH-19	19	0.748	17.95	-0.12	0.10	1.20	+0.15	0.53	17.60	+0.15	1.10	0.95	27.2	25.9	16.9	4.9	
MSH-20	20	0.787	18.85	-0.15	0.10	1.20		0.58	18.35	-0.25	1.10	1.0	28.2	26.8	17.8	5.7	
MSH-21	21	0.825	19.80	-0.15	0.10	1.20		0.60	19.40		1.10	1.1	29.2	27.7	18.6	6.2	
MSH-22	22	0.865	20.70	-0.15	0.10	1.20		0.65	20.30		1.10	1.3	30.3	28.7	19.6	7.0	
MSH-23	23	0.905	21.65	-0.15	0.10	1.20		0.67	21.25		1.10	1.4	31.3	29.6	20.5	7.6	
MSH-24	24	0.945	22.60	-0.15	0.10	1.20		0.70	22.20		1.10	1.5	34.1	32.4	21.4	8.2	
MSH-25	25	0.984	23.50	-0.15	0.10	1.20		0.75	23.10		1.10	1.6	35.1	33.3	22.3	9.2	
MSH-26	26	1.023	24.50	-0.15	0.10	1.20		0.75	24.05		1.10	1.8	36.0	34.2	23.2	9.6	
MSH-27	27	1.063	25.45	-0.15	0.10	1.40		0.78	24.95		1.30	2.2	37.8	35.9	28.4	10.3	
MSH-28	28	1.102	26.40	-0.15	0.10	1.40		0.80	25.80		1.30	2.3	38.8	36.9	28.4	11.0	
MSH-30	30	1.181	28.35	-0.15	0.15	1.40		0.83	27.90		1.30	2.5	40.6	38.6	31.6	12.3	
MSH-32	32	1.260	30.20	-0.20	0.15	1.40		0.90	29.60	+0.25	1.30	2.8	42.8	40.7	33.6	14.1	
MSH-34	34	1.339	32.00	-0.20	0.15	1.40		1.00	31.40	-0.40	1.30	3.1	44.9	42.5	36.0	16.7	
MSH-35	35	1.378	32.90	-0.20	0.15	1.40		1.05	32.30		1.30	3.3	45.9	43.4	37.0	18.1	
MSH-36	36	1.417	33.85	-0.20	0.15	1.40		1.05	33.25		1.30	3.5	48.6	46.1	38.0	18.9	
MSH-38	38	1.496	35.80	-0.20	0.15	1.40		1.10	35.20		1.30	4.0	50.6	48.0	40.0	20.5	
MSH-40	40	1.575	37.70	-0.20	0.15	1.75		1.15	36.75		1.60	5.6	54.0	51.3	52.0	22.6	
MSH-42	42	1.654	39.60	-0.20	0.15	1.75		1.20	38.80		1.60	6.3	56.0	53.2	54.0	24.8	
MSH-43	43	1.683	40.50	-0.20	0.15	1.75		1.25	39.65		1.60	6.7	57.0	54.0	56.0	26.4	
MSH-45	45	1.722	42.40	-0.20	0.15	1.75		1.30	41.60		1.60	7.0	59.0	55.9	58.0	28.8	
MSH-46	46	1.811	43.30	-0.20	0.15	1.75		1.35	42.55	+0.35	1.60	7.3	60.0	56.6	58.0	30.4	
MSH-48	48	1.890	45.20	-0.30	0.15	1.75	+0.20	1.40	44.40	-0.50	1.60	7.7	62.4	59.1	62.0	33.0	
MSH-50	50	1.969	47.20	-0.30	0.15	1.75	+0.20	1.40	46.20	-0.50	1.60	8.2	64.4	61.1	64.0	36.0	

*TAMANOS - 4 A-6 DE MATERIAL ESTANDAR- ACERO AL CARBONO; MATERIAL OPCIONAL- COBRE DE BERILIO.
 ** F.I.M. (MOVIMIENTO TOTAL DE INDICADOR)- DESVIACION MAXIMA PERMITIDA DE CONCENTRIDAD ENTRE RANURA Y EJE
 IBASADO EN LAS CARCASAS Y EJES FABRICADOS CON ACERO LAMINADO EN FRIO.
 PARA UNA EXPLICACION DE LAS FÓRMULAS UTILIZADAS PARA DERIVAR LA CARGA DE EMPUJE Y OTROS DATOS DEL RENDIMIENTO, PÓNGASE EN CONTACTO CON
 EL DEPARTAMENTO DE INGENIERIA DE ROTOR CLIP.
 ***PARA ANILLOS CON REVESTIMIENTO ELECTROLITICO AÑADA 0,05 AL ESPESOR MAXIMO (T) INDICADO Y LOS VALORES DE ESPESOR DEL EXTREMO

ANEXO EE: Coeficiente De Fricción

Tabla 8-5

Coeficientes de fricción
f de pares roscados

Fuente: H. A. Rothbart,
*Mechanical Design and
Systems Handbook*, 2a. ed.,
McGraw-Hill, Nueva York,
1985.

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

ANEXO FF: Propiedades De Tornillos Comerciales

Tabla 8-11

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

*La longitud de la rosca de pernos y tornillos de cabeza es

$$l_T = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases}$$

donde L es la longitud del perno. La longitud de la rosca de pernos estructurales es ligeramente menor que la indicada.

[†]Las resistencias mínimas son las resistencias que excede 99% de los sujetadores.

ANEXO GG: Áreas De Roscas Métricas De Paso

Tabla 8-1

Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino*

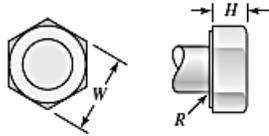
Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

*Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_t = d - 1.226869p$, y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649519p$. La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

ANEXO HH: Dimensiones De Pernos De Cabeza Cuadrada

Tabla A-29

Dimensiones de pernos de cabeza cuadrada y hexagonal

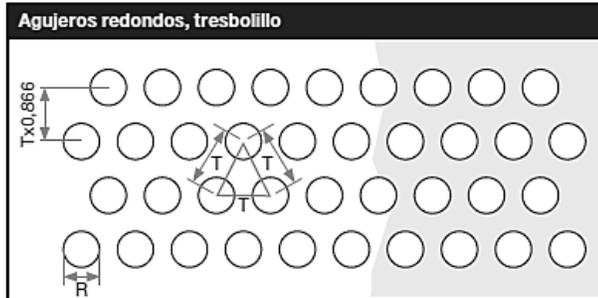


Tamaño nominal, pulg	Cuadrada		Hexagonal regular			Tipo de cabeza Hexagonal pesada			Hexagonal estructural		
	W	H	W	H	R _{min}	W	H	R _{min}	W	H	R _{min}
1/4	3/8	11/64	7/16	11/64	0.01						
5/16	1/2	13/64	1/2	7/32	0.01						
3/8	9/16	1/4	9/16	1/4	0.01						
7/16	5/8	19/64	5/8	19/64	0.01						
1/2	3/4	21/64	3/4	11/32	0.01	7/8	11/32	0.01	7/8	5/16	0.009
5/8	15/16	27/64	15/16	27/64	0.02	1 1/16	27/64	0.02	1 1/16	25/64	0.021
3/4	1 1/8	1/2	1 1/8	1/2	0.02	1 1/4	1/2	0.02	1 1/4	15/32	0.021
1	1 1/2	21/32	1 1/2	43/64	0.03	1 5/8	43/64	0.03	1 5/8	39/64	0.062
1 1/8	1 11/16	3/4	1 11/16	3/4	0.03	1 13/16	3/4	0.03	1 13/16	11/16	0.062
1 1/4	1 7/8	27/32	1 7/8	27/32	0.03	2	27/32	0.03	2	25/32	0.062
1 3/8	2 1/16	29/32	2 1/16	29/32	0.03	2 3/16	29/32	0.03	2 3/16	27/32	0.062
1 1/2	2 1/4	1	2 1/4	1	0.03	2 3/8	1	0.03	2 3/8	15/16	0.062

Tamaño nominal, mm											
M5	8	3.58	8	3.58	0.2						
M6			10	4.38	0.3						
M8			13	5.68	0.4						
M10			16	6.85	0.4						
M12			18	7.95	0.6	21	7.95	0.6			
M14			21	9.25	0.6	24	9.25	0.6			
M16			24	10.75	0.6	27	10.75	0.6	27	10.75	0.6
M20			30	13.40	0.8	34	13.40	0.8	34	13.40	0.8
M24			36	15.90	0.8	41	15.90	0.8	41	15.90	1.0
M30			46	19.75	1.0	50	19.75	1.0	50	19.75	1.2
M36			55	23.55	1.0	60	23.55	1.0	60	23.55	1.5

Agujeros Redondos

Por favor contacte con el Grupo RMIG para más información sobre agujeros redondos.

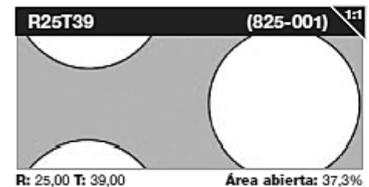
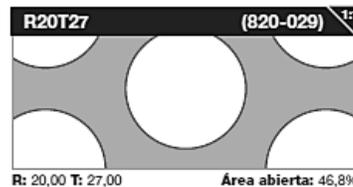
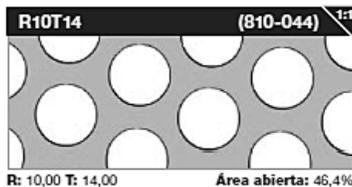
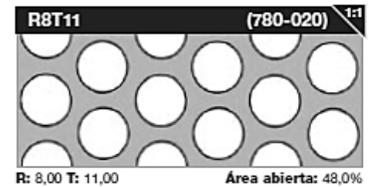
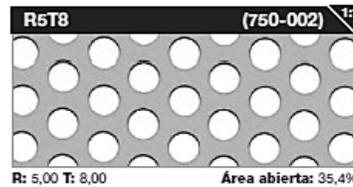
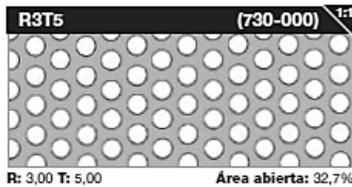
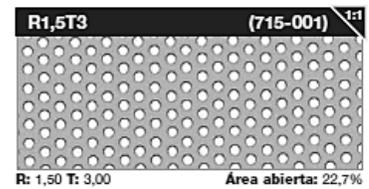
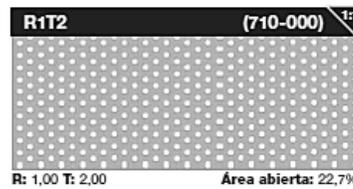
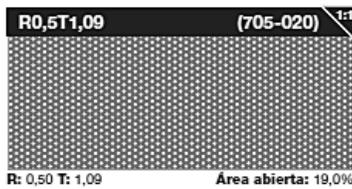


Tresbolillo – algunos ejemplos

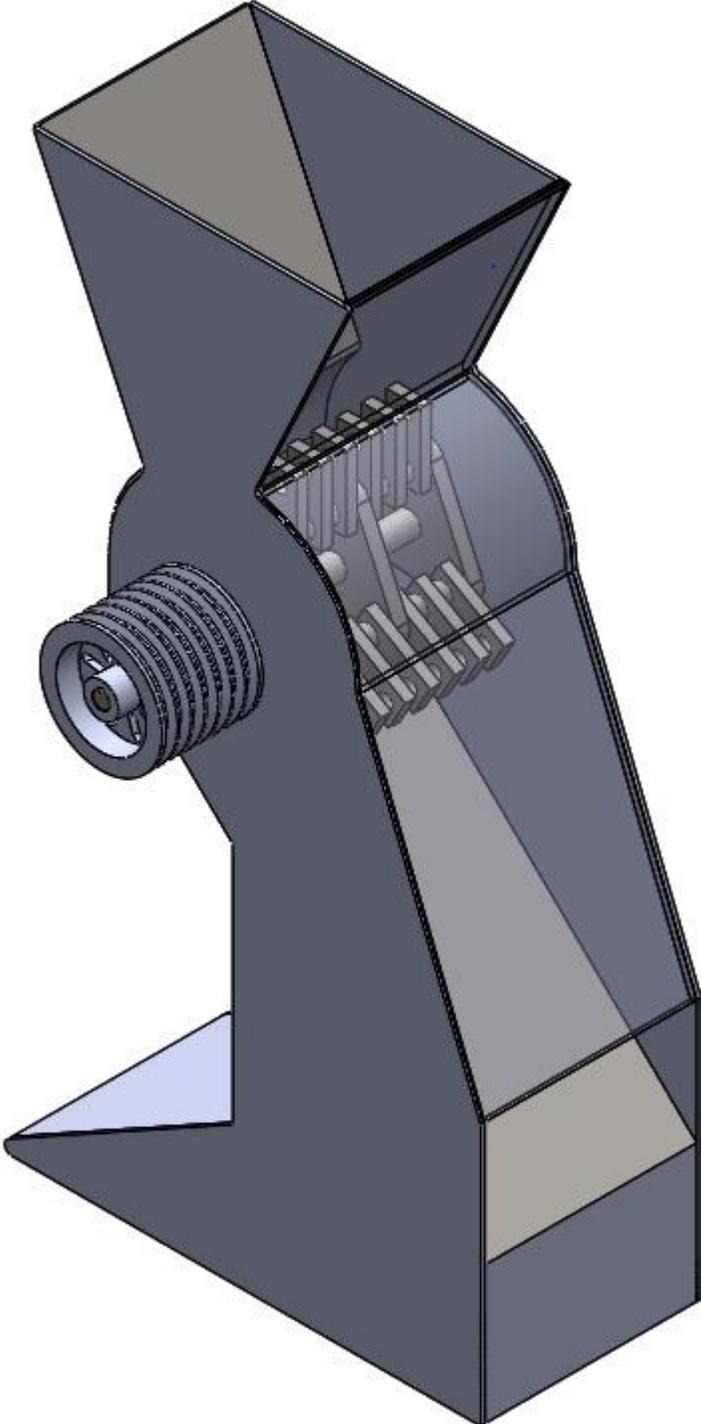
No.	R	T	% Área abierta
R0,5T1,09	0,50	1,09	19,0
R0,75T1,5	0,75	1,50	22,7
R1T2	1,00	2,00	22,7
R1,2T2	1,20	2,00	32,7
R1,5T3	1,50	3,00	22,7

Tresbolillo – algunos ejemplos

No.	R	T	% Área abierta
R2T3,5	2,00	3,50	29,6
R3T4	3,00	4,00	51,0
R3T5	3,00	5,00	32,7
R4T5	4,00	5,00	58,0
R4T7	4,00	7,00	29,6
R5T8	5,00	8,00	35,4
R6T9	6,00	9,00	40,3
R7T10	7,00	10,00	44,4
R8T11	8,00	11,00	48,0
R10T14	10,00	14,00	46,4
R10T16	10,00	16,00	35,4
R12T16	12,00	16,00	51,0
R15T21	15,00	21,00	46,3
R20T27	20,00	27,00	46,8
R25T39	25,00	39,00	37,3
R30T35	30,00	35,00	66,6

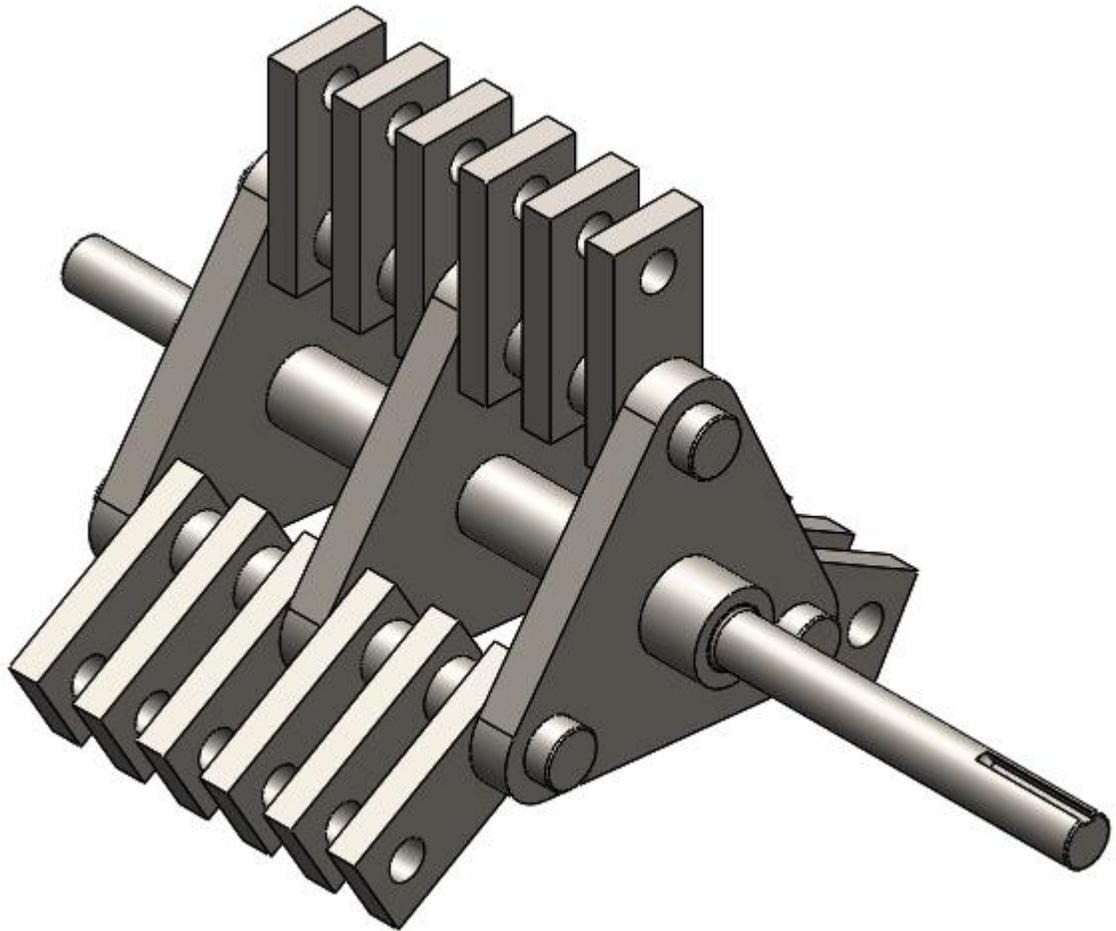


ANEXO JJ: Molino De Martillos



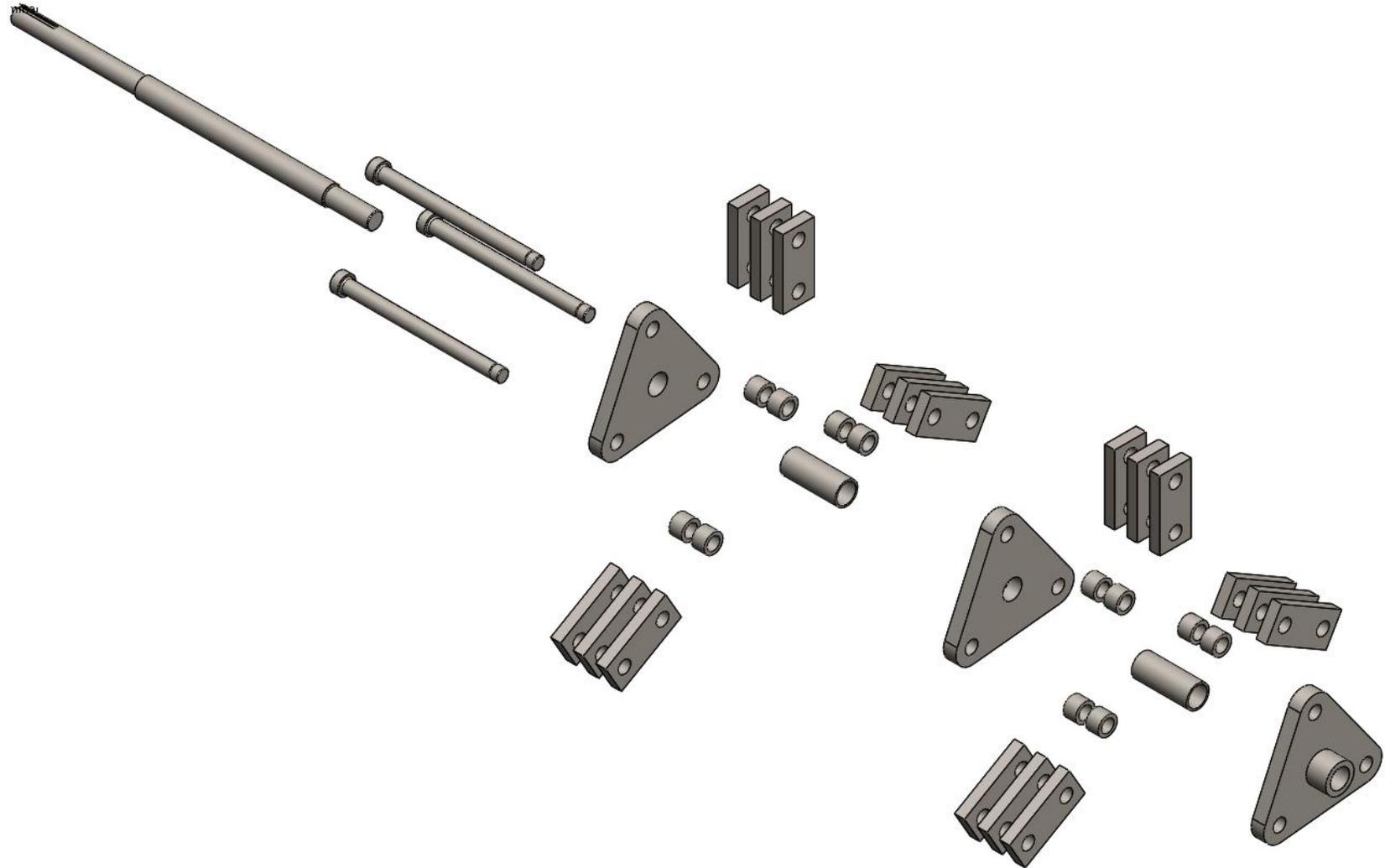
FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo Realizado en el Software CAD solidWorks

ANEXO KK: Rotor Del Molino



FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo Realizado en el Software CAD solidWorks

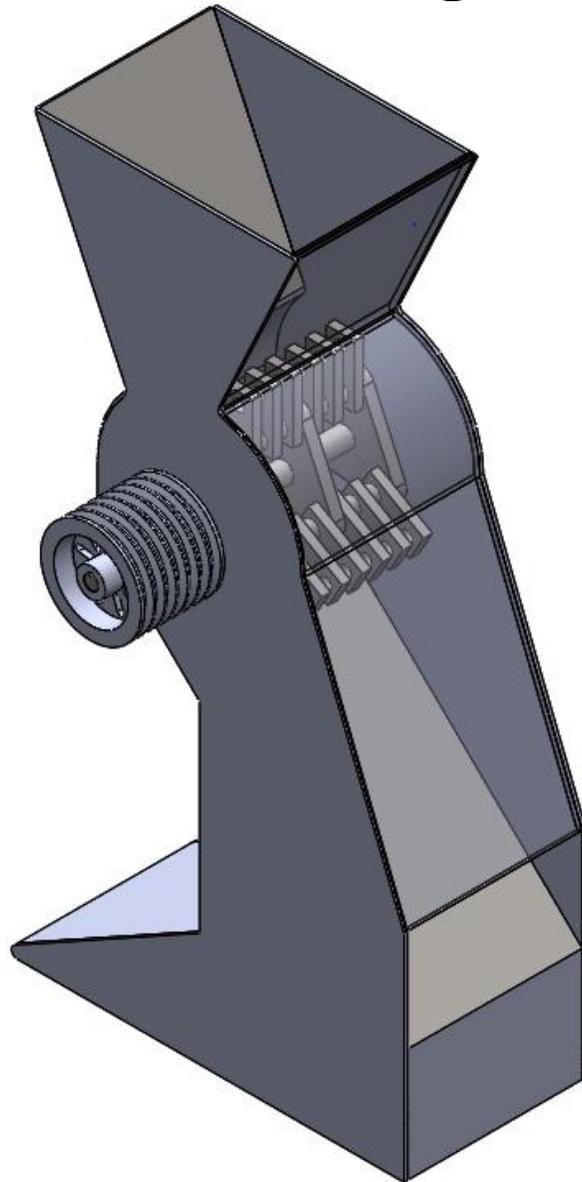
ANEXO LL: Rotor Explosionado



FUENTE: Autores Del Proyecto Dibujo Realizado en el Software CAD solidWorks

MOLINO DE MARTILLOS

EQUIPO: Código 001



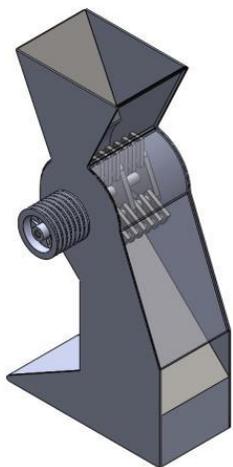
Carlos Alonso Clavijo Ovalle
Nairo Cardona Duarte



UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA

FICHA TÉCNICA

EQUIPO	MOLINO DE MARTILLOS	CÓDIGO 001
---------------	----------------------------	-------------------



DATOS TÉCNICOS	
MOTOR	GP-10
MARCA	SIEMENS
POTENCIA	15 HP
VOLTAJE	208-230/460 V
AMPERAJE	19 A
VELOCIDAD	1800 RPM
FRECUENCIA	60 Hz

CARACTERÍSTICAS

DIMENSIONES: 1310 mm x 700 mm x 600 mm

TRANSMICIÓN DE POTENCIA

TIPO DE TRANSMICIÓN	FLEXIBLE
DISTANCIA ENTRE CENTROS	410,15 mm
NUMERO DE BANDAS	7
DESIGNACIÓN	7B-53

PIEZAS DEL EQUIPO

MARTILLOS	18 Uni.
BUJES SEPARADORES	12 Uni.
EJE PORTA MARTILLOS	3 Uni.
DISCOS SEPARADORES	3 Uni.
TAMBOR SEPARADOR	2 Uni.
TORNILLOS PRISIONERO M8 x 1,25 CLASE 5.8	4 Uni.
ANILLOS DE RETENCIÓN MSH 19	3 Uni.
TAMIZ (CRIBA) R0,5-T1,09	1 Uni.
SOPORTE CON RODAMIENTOS NKS ucp205d1	2 Uni.

RECOMENDACIONES DE MANTENIMIENTO

- ✓ Para el buen funcionamiento del molino de martillos es necesario seguir un plan de mantenimiento preventivo que permita alargar su vida útil.
- ✓ Verificar el desgaste de los martillos y llevar a cabo el intercambio si es necesario, con el fin de aprovechar al máximo su desempeño.
- ✓ Utilice una grasera de presión con manguera flexible y boquilla universal, utilizando grasa tipo base lítica extrema presión. LGMT 2 de usos generales.
- ✓ Revise a diario la tensión y alineación de las bandas. Tenga en cuenta que las correas nuevas sufren un alargamiento.
- ✓ Para un funcionamiento óptimo y la durabilidad del molino y sus elementos rotativos, este requiere de mantenimiento general donde se debe revisar todas sus piezas para evaluar el estado en que se encuentran. La frecuencia de estas revisiones depende del aseo y mantenimiento que se le dé a los mismos.
- ✓ Después de finalizar el trabajo, limpiar la máquina y en especial la criba para eliminar los residuos que puedan obstruirla.
- ✓ Verifique periódicamente el ajuste de los tornillos y alineación del eje principal con respecto a los soportes para evitar vibraciones y daños futuros.
- ✓ Se debe realizar engrase a los soportes de los rodamientos y cada 48 horas de trabajo, debido a que funcionan a elevada velocidad y durante un tiempo considerable.
- ✓ Según la condición de trabajo a los cuales van a ser sometidos los rodamientos es necesario chequearlos periódicamente con el fin de verificar si hay desgaste que ocasione vibraciones perjudiciales.

MEDIDAS DE SEGURIDAD

El molino de martillos está diseñado para trabajar con seguridad, sin embargo, deberá tenerse en cuenta las siguientes recomendaciones:

- ✓ Antes de poner en marcha el molino, se debe Sujetar en un lugar fijo atornillándolo a la base donde se desea instalar o directamente al piso.
- ✓ El área donde se instale el molino se debe delimitar.
- ✓ Antes y después de cada jornada de trabajo, limpie e inspeccione su molino para detectar posibles fallas y desajustes.
- ✓ Asegúrese de que no se encuentren personas cerca de las partes móviles del molino antes de ponerla a trabajar.
- ✓ Utilice siempre elementos de seguridad como tapa bocas, tapa oídos, gafas y casco.
- ✓ Evite el uso de prendas que puedan ser enganchadas por las partes móviles del molino.
- ✓ Asegúrese que el personal que manipule el molino, este capacitado para realizar estas actividades.
- ✓ Antes de aproximarse a la máquina para efectuar cualquier operación de mantenimiento apague el motor del molino y espere a que se detenga totalmente.
- ✓ Utilice refacciones originales y siempre emplee la herramienta adecuada para cualquier reparación o ajuste.
- ✓ No haga modificaciones a la máquina, ya que pueden generarse accidentes.
- ✓ El operador precavido es la mejor garantía para prevenir accidentes.

INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN

PASOS PARA OPERAR EL MOLINO

- ✓ Revise la tensión y el alineamiento correcto de las bandas.
- ✓ Revise que no se encuentren elementos extraños dentro de la cámara de molienda ni sobre la tolva de alimentación del molino.
- ✓ Trabaje el molino sin carga durante unos segundos con el fin de estabilizarlo.
- ✓ Cuando el molino alcance su velocidad de operación proceda a alimentarlo.
- ✓ La alimentación del producto hacia la cámara de molienda debe ser constante y uniforme.
- ✓ Muy importante es que el material a moler debe estar con la humedad relativa especificada.

CAMBIO DE CRIBA

El tamaño del producto molido está dado por el diámetro de los agujeros de la criba, esta se debe cambiar según se requiera, siga los siguientes pasos:

- ✓ Ejecute el cambio de criba cuando el molino no esté funcionando.
- ✓ Afloje los pernos de la tapa y retírelos, levante la tapa para dejar al descubierto el rotor.
- ✓ Retire la criba alojada dentro de la cámara de molienda, luego coloque la criba deseada, cuidando que esta pase por el espacio entre las guías, y se ajuste en el tope.
- ✓ Vuelva a colocar la tapa y sujétela con los pernos.

CAMBIO DE MARTILLOS

Los martillos se podrán utilizar por sus cuatro esquinas, cuidando que el orden y la posición en el eje sea la misma, para mantener el balance de su rotor, Para realizar el cambio de martillos lleva a cabo los siguientes pasos:

- ✓ Afloje los pernos de la tapa y retírelos, levante la tapa para dejar al descubierto el rotor.
- ✓ Quite la chaveta de un eje y retire el eje con sus respectivos martillos y separadores
- ✓ Gire o remplace los martillos, según sea el caso, se recomienda hacerlo eje por eje, recuerde mantener la posición con respecto al eje.

CAMBIO DE BANDAS

Cuando las bandas sufran un deterioro, deberán cambiarse procediendo de la siguiente manera:

- ✓ Afloje los pernos de ajuste de tensión de las bandas y retírelas.
- ✓ Coloque las bandas nuevas y vuelva a tensarlas de manera correcta mediante los pernos.
- ✓ Inspeccione el montaje y el alineamiento de las poleas, ya que al estar desalineadas puede causar un mal funcionamiento en su transmisión.
- ✓ Aplique la tensión correcta a la transmisión, la mejor tensión para una transmisión es en la cual las bandas no patinen bajo una carga total.
- ✓ Ajuste la transmisión hasta que las bandas entren holgadamente en las ranuras de las poleas.
- ✓ Ponga a funcionar la transmisión unos 10 min., para “asentar” las bandas, después aplique la carga máxima, si las bandas patinan, ajústelas hasta que no patinen al aplicar la carga máxima.
- ✓ Recuerde que también la tensión excesiva acorta la duración de la banda y de los cojinetes.