

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

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

“Diseño de una Maquina Trituradora Tipo Rodillo para la
Obtención de la Granulometría Recomendada para Piedra
Pómez Utilizada en la Fabricación de Bloque Ligero”

TESIS DE GRADO

Previo a la Obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Gustavo Enrique Quito Castillo

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2005

AGRADECIMIENTO

A toda las personas que de uno u otro modo colaboraron en la realización de este trabajo y especialmente en el Ing. Manuel Helguero Director de tesis, por su invaluable ayuda

DEDICATORIA

Este logro va dedicado a mi padre señor Arnulfo Quito Calva a mi madre la señora Maria Castillo Rojas y a mis hermanas Maria y Alexandra Quito Castillo los cuales me apoyaron incondicionalmente para alcanzar esta meta, a todos ellos de todo corazón.GRACIAS

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP

Ing. Manuel Helguero G.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Federico Camacho B.
VOCAL

Ing. Eduardo Orces P.
VOCAL

DECLARACION EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

Gustavo Enrique Quito Castillo

RESUMEN

El ámbito de trabajo para la realización este proyecto se enfoca principalmente en la trituración de un agregado ligero través de una máquina trituradora para piedra tipo rodillos para obtener la granulometría recomendada para la fabricación de bloque ligero, esta investigación se llevara a cabo en las instalaciones de Productos Rocafuerte donde es necesaria una máquina que cumpla este fin.

El agregado ligero en este caso piedra pómez es transportado desde la Región Interandina a las instalaciones de Productos Rocafuerte con una granulometría dada, esta granulometría no es la recomendada para la fabricación de bloque ligero siendo así que es necesario que este material pase a través de los rodillos trituradores para obtener un agregado que cumpla con la granulometría adecuada para la fabricación de bloque ligero. Siendo este el principal objetivo para la realización de este trabajo en el cual se proporciona la información técnica necesaria para el diseño de una maquina trituradora de piedra tipo rodillos. A fin de hacer rentable el proyecto se seleccionaran materiales existentes en nuestro País consiguiendo con esto que el costo de la máquina sea mucho menor que una máquina de que logre el mismo fin importada desde el extranjero.

La metodología a seguir será el de obtener la granulometría de la piedra pómez que es transportada desde la región Interandina para así poder determinar el tamaño de la malla por el que pasa el ochenta por ciento de material que se alimenta a los rodillos y con la granulometría recomendada de piedra pómez para la fabricación de bloque ligero obtener el tamaño de malla por el que pasa el ochenta por ciento de producto que ha sido triturado ,con estos dos valores y con el Índice de Bond que es la magnitud que representa la resistencia de cada material ser triturado se obtendrá la energía necesaria para triturar el material, además se calcularan los esfuerzos existentes para cada elemento para así poder seleccionar el material que resista tales esfuerzos y que existan en el mercado nacional ,sin olvidar otros criterios necesarios para dimensionar una maquina trituradora tales como: Diámetro máximo del material a triturar (D100), capacidad de trituración y reglaje de material.

El resultado que se espera obtener con este trabajo de investigación es la elaboración de un proyecto que cumpla con todos los requerimientos técnicos y debidamente fundamentados para que ayuden en la construcción futura de este tipo de maquina para obtener una mejora en la producción de piedra pómez triturada que cumpla con la granulometría recomendada para la fabricación de bloque ligero.

INDICE GENERAL

RESUMEN.....	VI
INDICE GENERAL.....	VIII
ABREVIATURAS.....	XI
SIMBOLOGIA.....	XIV
INDICE DE FIGURAS.....	XV
INDICE DE TABLAS.....	XVII
INDICE DE PLANOS.....	XIX
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPITULO 1	
1. ANALISIS DEL PROCESO Y CRITERIOS PARA DIMENSIONAR UNA MAQUINA PARA TRITURACION	3
1.1 Máquinas utilizadas en la reducción de tamaño de material.....	4
1.1.1. Aparatos que actúan por compresión.	5
1.1.2. Aparatos que actúan por impacto o percusión.....	15
1.1.3 Aparatos que actúan por atrición	16
1.2 Etapas de reducción de tamaño.....	21
1.3 Consumo de energía en la operación de trituración.....	22
1.3.1 Ley de Rittinger.....	22
1.3.2 Ley de Kick.....	23

1.3.3 Ley de Bond.....	23
1.4 Índices energéticos W_i (Índices de Bond).....	24
1.5 Criterios para dimensionar una máquina de trituración.....	25
1.5.1 Diámetro máximo del material a triturar (D_{100}).....	26
1.5.2 Capacidad.....	26
1.5.3 Reglaje.....	26
1.5.4 Granulometría.....	27
1.5.5 Potencia del Motor.....	27

CAPITULO 2

2. DESCRIPCION DE LA MAQUINA Y DEL MATERIAL A TRITURAR.....	29
2.1 Funcionamiento de los rodillos trituradores.....	29
2.2 Forma de alimentación de material a los rodillos trituradores.....	31
2.3 Selección del diámetro de los rodillos trituradores.....	32
2.4. Características generales del material a triturar.....	40
2.5 Granulometría recomendada de la piedra pómez.....	40

CAPITULO 3

3. CALCULO Y SELECCION DE ELEMENTOS MECANICOS.....	46
3.1 Diseño de rodillos trituradores.....	46
3.2 Diseño de mecanismo antitriturable que garantice la integridad de la máquina.	115
3.3 Diseño de sistema de regulación de la granulometría del producto.....	122

3.4 Selección de cojinetes de rodamiento.....	135
3.5 Diseño de estructura de soporte.....	141
3.6 Selección del motor eléctrico.....	143

CAPITULO 4

4 COSTOS.....	144
4.1 Costo de fabricación de máquina trituradora para piedra pómez tipo rodillos.....	144

CAPITULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	146
----------------------------------------	-----

APENDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

A	Coefficiente para la ecuación de factor superficial
Ac	Arco de contacto
b	Coefficiente para la ecuación de factor superficial
C	Índice del resorte
Co	Distancia entre centros de poleas
c	Capacidad básica de carga dinámica en N
C3	Distancia entre centros de poleas corregida
C _H	Factor de razón de dureza relativo a la resistencia contra picadura
Cp	Coefficiente elástico
Cf	Coefficiente acabado superficial
D	Diámetro medio de espira
Dp	Diámetro primitivo de la polea mayor
dp	Diámetro primitivo de la polea menor
D 80	Malla que permite el paso del 80 % de la alimentación expresado en μm .
Dmin	Diámetro mínimo de los rodillos trituradores.
d	Diámetro local del árbol de transmisión en la sección de interés.
d 80	Malla que permite el paso del 80 % del producto de salida expresado en μm .
E	Módulo de Young.
Ep	Módulo de elasticidad del piñón
Eg	Módulo de elasticidad del engranaje
e	Espesor de rodillos trituradores
F	Ancho de cara de engranaje
Falt	Fuerza alternante
Fmean	Fuerza media
F _{AC}	Factor de corrección del arco de contacto
F _{LP}	Factor de corrección de largo de correa

F_s	Fuerza generada por correas
F_{gr}	Fuerza radial en engranaje
F_{max}	Fuerza máxima aplicada en resorte
F_{min}	Fuerza mínima aplicada en resorte
F_r	Fuerza resultante
G	Módulo de corte, módulo de rigidez
J	Factor geométrico de flexión AGMA
K	Tasa de resorte
K_L, C_L	Factor de vida
K_T, C_T	Factor de temperatura
K_R, C_R	Factor de confiabilidad
K_{load}	Factor de carga
K_{size}	Factor de tamaño
k_{surf}	Factor de superficie
K_{temp}	Factor de temperatura
K_{misc}	Factor de confiabilidad
K_t	Factor de concentración de esfuerzo teórico
K_a, C_a	Factor de aplicación
K_m, C_m	Factor de distribución de carga
K_s, C_s	Factor de tamaño
K_b	Factor de espesor del aro
K_i	Factor de engranaje intermedio
K_v, C_v	Factor dinámico
K_{fm}	Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga por flexión para componente medio
K_f	Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga por flexión para componente alternante
K_{fs}	Factor de concentración de esfuerzo a torsión para componente alternante
K_{fsm}	Factor de concentración de esfuerzo a torsión para componente medio
K_w	Factor de wahl a la torsión
L_{10h}	Vida nominal básica en horas en un rodamiento
L_p	Largo primitivo de correa
L_{shut}	Altura de cierre
L_f	Longitud libre del resorte
I	Factor geométrico superficial no dimensional
m	Módulo
M	Momento
M_{alt}	Momento alternante
M_{mean}	Momento medio
n	Velocidad rotacional en rpm

Na	Número de espiras activas
Nb	Factor de seguridad contra falla por flexión
Nc	Factor de seguridad por fatiga superficial
Nf	Factor de seguridad para árbol de transmisión
Ntot	Número total de espiras
P	Carga dinámica equivalente
Q	Carga
Qv	Índice de calidad del Engranaje
q	Sensibilidad a la muesca
r	Radio de la muesca
rp	Radio de paso del piñón
Rt	Relación de velocidad en selección de poleas
R1	Razón de longitud libre al diámetro medio
R2	Razón de deflexión a longitud libre
S	Longitud de arco, Separación de rodillos recomendada.
S _e	Límite de resistencia a la fatiga de un material corregida
S _e ''	Límite de resistencia a la fatiga de un material sin corregir
Sus	Resistencia máxima a cortante
Sut	Resistencia última a la tensión
Sys	Cedencia al cortante
Sew	Límite de duración del alambre
Ses	Límite de duración invertido
Sfb'	Resistencia a la fatiga por flexión AGMA
Sfb	Resistencia a la fatiga por flexión AGMA corregida
Sfc'	Resistencia a la fatiga superficial AGMA
Sfc	Resistencia a la fatiga superficial AGMA corregida
T	Periodo de rotación de los rodillos
Talt	Torque alternante
Tmean	Torque medio
V	Cortante
vp	Relaciones de Poisson del piñón
vg	Relaciones de Poisson del engranaje
W	Trabajo consumido (Kwh / t _c).
w	Carga uniformemente distribuida.
wi	Índice de Bond. (Kwh/t _c)
Wt	Fuerza tangencial
wy	Carga aplicada en plano x-y
wz	Carga aplicada en plano x-z
y	Deflexión
yinit	Deflexión inicial en el conjunto
yshut	Deflexión a la altura de cierre

SIMBOLOGIA

π	Pi= 3.1415927
ω	Velocidad angular
τ	Esfuerzo cortante
τ_a	Esfuerzo cortante alternante
τ_m	Esfuerzo cortante medio
ϕ	Angulo de presión
σ_a	Esfuerzo alternante de flexión
σ_c	Resistencia superficial del engranaje
σ_b	Esfuerzo a la tensión del engranaje
σ_i	Esfuerzo en la deflexión inicial del resorte
σ_m	Esfuerzo medio de flexión
2α	El ángulo formado por las tangentes de un grano G
\sqrt{a}	Constante de Neuber

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Trituradora de Mandíbula.....	5
Figura 1.2	Trituradora de Cono.....	9
Figura 1.3	Funcionamiento de Molino de Barras.....	18
Figura 2.1	Características de los Rodillos Trituradores.....	32
Figura 2.2	Rodillos Trituradores.....	39
Figura 2.3	Granulometría Recomendada y Limites Prácticos Para Piedra Pómez.....	41
Figura 2.4	Obtención de la Granulometría de la Piedra Pómez.....	44
Figura 3.1	Fuerza de Compresión Actuante en Rodillos Trituradores.....	49
Figura 3.2	Determinación del Perfil de Correa.....	54
Figura 3.3	Distribución de Fuerzas en Plano x-y Para Arbol Principal.....	65
Figura 3.4	Distribución de Fuerzas en Plano x-z Para Arbol Principal.....	65
Figura 3.5	Gráfico de Cortante en el Plano x-y Para Arbol De Transmisión Principal.....	71
Figura 3.6	Gráfico de Momento en el Plano x-y Para Arbol De Transmisión Principal.....	71
Figura 3.7	Gráfico de Cortante en el Plano x-z Para Arbol De Transmisión Principal.....	72
Figura 3.8	Gráfico de Momento en el Plano x-z para Arbol De Transmisión Principal.....	72
Figura 3.9	Gráfico de Magnitud de Momentos para Arbol De Transmisión Principal.....	73
Figura 3.10	Magnitud de Fuerzas en Arbol Principal.....	80
Figura 3.11	Factor de Concentración de Esfuerzos Geométrico Kt Para una Flecha con Filete de Hombro a Flexión.....	83

Figura 3.12	Factor de Concentración de Esfuerzos Geométrico Kt Para una Flecha con Filete de Hombro a torsión.....	84
Figura 3.13	Gráfico De Cortante en el Plano x-y para Arbol De Transmisión Secundario.....	102
Figura 3.14	Grafico de Momento en el Plano x-y para Arbol De Transmisión Secundario.....	102
Figura 3.15	Gráfico de Cortante en el Plano x-z para Arbol De Transmisión Secundario.....	103
Figura 3.16	Gráfico de Momento en el Plano x-z para Arbol De Transmisión Secundario.....	103
Figura 3.17	Gráfico de Magnitud de Momento para Arbol De Transmisión Secundario.....	104
Figura 3.18	Fuerzas Actuantes en el Resorte a Diseñar.....	119
Figura 3.19	Factor de Vida de Resistencia a Flexión KL de AGMA.....	128
Figura 3.20	Factor de Vida o Resistencia a la Fatiga Superficial AGMA CL.....	131
Figura 3.21	Fuerzas Actuantes en los Rodamientos del Arbol De Transmisión Principal.....	135
Figura 3.22	Fuerzas Actuantes en los Rodamientos del Arbol De Transmisión Secundario.....	138
Figura 3.23	Estructura de Soporte	141

INDICE DE TABLAS

Tabla 1	Indice de Bond para Diferentes Materiales.....	25
Tabla 2	Granulometría Recomendada Para Piedra Pómez.....	41
Tabla 3	Resultados de Pruebas de Laboratorio.....	48
Tabla 4	Características del Bushing a Utilizar.....	52
Tabla 5	Factor de Servicio.....	53
Tabla 6	Diámetro Primitivo Mínimo Recomendado para Poleas Acopladas a Motores Eléctricos.....	55
Tabla 7	Designación y Largos Primitivos.....	57
Tabla 8	Factor De Corrección del Arco de Contacto.....	58
Tabla 9	Factor de Corrección de Largo.....	59
Tabla 10	Obtención de Gráficos de Cortante y Momento Utilizando Programa TKsolver.....	70
Tabla 11	Valores de Magnitud de Momento.....	73
Tabla 12	Coeficientes Para la Ecuación de Factor Superficial.....	76
Tabla 13	Factores de Confiabilidad.....	77
Tabla 14	Constante de Neuber para los Aceros.....	79
Tabla 15	Obtención de Diámetros para Arbol de Transmisión Principal Aplicando Programa TKsolver.....	82
Tabla 16	Diámetros para Arbol Principal Obtenidos del Programa TKsolver.....	83
Tabla 17	Datos Obtenidos del Programa TKsolver Para el Punto “A”.....	85
Tabla 18	Datos Obtenidos del Programa TKsolver Para el Punto “B”.....	88
Tabla 19	Datos Obtenidos del Programa TKsolver Para el Punto “C”.....	90
Tabla 20	Datos Obtenidos del Programa TKsolver Para el Punto “D”.....	92
Tabla 21	Obtención de Gráficos de Cortante y Momento Utilizando Programa TKsolver Para el Arbol secundario.....	101
Tabla 22	Valores de Magnitud de Momento Para Arbol secundario.....	104
Tabla 23	Diámetros Para Arbol Secundario Obtenidos del Programa TKsolver.....	105
Tabla 24	Datos Obtenidos del Programa TKsolver Para Punto “B” De Arbol Secundario.....	106

Tabla 25	Datos Obtenidos del Programa TKsolver Para Punto “C” De Arbol Secundario.....	108
Tabla 26	Datos Obtenidos del Programa TKsolver Para Punto “D” De Arbol Secundario.....	110
Tabla 27	Diseño de Resortes Utilizando Programa TKsolver.....	121
Tabla 28	Factores de Aplicación K_a	123
Tabla 29	Factores de Distribución de Carga.....	123
Tabla 30	Coefficiente Elástico AGMA C_p	127
Tabla 31	Factor K_R de AGMA.....	130
Tabla 32	Diseño de Engranajes Rectos Utilizando programa Tksolver....	134

INDICE DE PLANOS

Plano 1	Plano de Conjunto
Plano 2	Vistas y Dimensiones Generales
Plano 3	Arbol Principal
Plano 4	Arbol Secundario
Plano 5	Apoyos
Plano 6	Placa Unión / Apoyo-Viga
Plano 7	Apoyos-Resorte-Unidad Tensora
Plano 8	Sistema de Engranajes-Eslabones
Plano 9	Rodillos Trituradores
Plano 10	Detalles de Soldadura en Rodillo

INTRODUCCION

El presente trabajo trata del diseño de una máquina trituradora para piedra pómez tipo rodillo enfocado a la trituración de 20 t/h de piedra pómez que además debe de cumplir la granulometría recomendada para la fabricación de bloque ligero, considerándose a la piedra pómez como un agregado ligero destinado para la elaboración de bloques livianos; este trabajo se enfoca en el aumento de producción de agregado triturado para una planta hormigonera ubicada en la ciudad de Guayaquil.

La metodología a seguir será el de obtener la granulometría del agregado ligero que no cumpla con los requerimientos necesarios para la fabricación del bloque ligero para lo cual se procederá a utilizar diferentes números de de tamices normalizados, los mismos que son necesarios para la obtención de este objetivo, con los resultados obtenidos se procederá a obtener el diámetro de rodillos trituradores recomendado ,l evitándose con esto que el material sea expulsado del área de trituración provocando el aumento en el costo de producción ,lo cual sucede cuando el diámetro de los rodillos trituradores no es el adecuado

Es necesario señalar que en los áridos no solo existe la necesidad de producir unos determinados tamaños o dar un producto que se adapte a determinado uso granulométrico especificado en un pliego de condiciones

sino que es preciso cumplir con otra serie de exigencias referidas a la forma de los granos , resistencia de los mismos, etc,que aun dependiendo en gran manera de la naturaleza de la roca , pueden ser modificadas de alguna forma por el tipo concreto de máquina de trituración o molienda utilizada ,lo que complica un poco mas que en el caso de los minerales la elección de los aparatos mas idóneos ,siempre dentro de las condiciones generales a realizar la operación con el menor coste posible ,en lo que influye tanto el precio de los aparatos como se mantenimiento ,consumo se energía rendimiento en el material.

Para el diseño de los diferentes elementos mecánicos se ha hecho uso del programa TK-solver, software recomendado por el texto de Norton que además a sido de mucha ayuda para la realización de este trabajo.

CAPITULO 1

1. ANALISIS DEL PROCESO Y CRITERIOS PARA DIMENSIONAR UNA MAQUINA PARA TRITURACION.

Los entornos de trabajo en los que operan los trituradores son variados pero siempre extremos, normalmente un triturador necesita una superficie altamente resistente a la abrasión, que deberá ser capaz también de resistir grandes esfuerzos de impacto, además el triturador necesitara absorber cargas de compresión muy elevadas.

Un programa de reparación normal incluirá un material de alta resistencia para reparar el cuerpo del triturador, posteriormente se aplicaran capas de soldadura dura usando aleaciones adecuadas para la aplicación específica. Estas aleaciones son elegidas por sus propiedades mecánicas primarias que son la capacidad de endurecer por deformación en frío, o la resistencia al agrietamiento o la resistencia al impacto o la resistencia a la abrasión

1.1 Máquinas utilizadas en la reducción de tamaño de material.

Las diversas máquinas utilizadas en la reducción de tamaño actúan aplicando diferentes tipos de fuerza que son:

La compresión.

El cizallamiento.

La percusión o impacto

La atrición o abrasión.

Algunos de estos tipos de fuerza suele ser preponderante en cada tipo de máquina, por lo que estos se pueden clasificar en forma general de la siguiente manera:

Trituradores que actúan por compresión.

Trituradores que actúan por impacto o percusión.

Trituradores que actúan por atrición.

Los últimos (atrición) corresponden fundamentalmente a los molinos para producir finos, tales como los del tipo de barras o bolas, aunque actúan también las otras fuerzas.

En general todos los aparatos de trituración deben disponer de mecanismos para hacer frente a diferentes situaciones:

-Un sistema o técnica antidesgaste.

-Un sistema de regulación de la granulometría del producto.

-Un mecanismo antitriturable que garantice la integridad de la máquina.

1.1.1 Aparatos que actúan por compresión

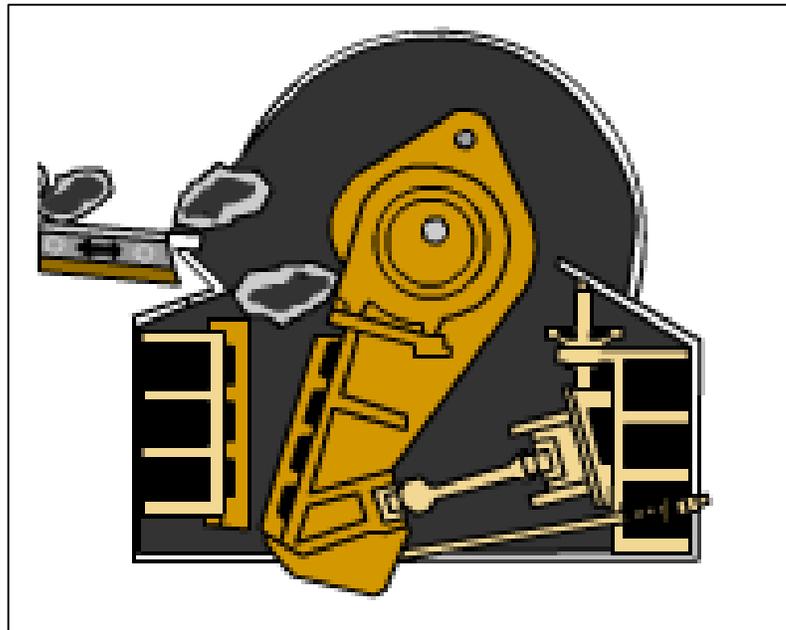


FIGURA 1.1 TRITURADORA DE MANDIBULA

En este grupo están la trituradora de mandíbula de doble efecto o simple efecto, la trituradora de mandíbula de doble efecto consta de una mandíbula fija y otra móvil que esta articulada en su parte superior sobre un eje que le permite acercarse y alejarse de la anterior para comprimir la roca entre ellas.

La fuerza para la compresión se comunica por medio de volantes movidos por el motor y que van por un eje excéntrico, este tipo de dispositivo es un eficiente multiplicador de fuerza que permite poder llegar a romper las rocas situadas entre las mandíbulas cuando estas se acercan.

El material triturado y situado en la parte superior entre las mandíbulas, sale al abrirse estas y recomienza el ciclo.

Pueden ser rectas o tener un perfil determinado y en cuanto a su superficie pueden ser lisas o acanaladas siendo estas últimas las más frecuentes.

El sistema antitriturable consiste en que una de las placas o tejas de articulación esta perforada o debilitada para que tenga una cierta resistencia calculada; de esta forma, si penetra un intriturable, al sobrepasar esta resistencia, la placa se rompe, cesando de forma inmediata la transmisión de la fuerza y retrocediendo la mandíbula móvil por acción del muelle tensor. Este sistema tiene el inconveniente de detener la producción y tener que restituir una pieza.

El mecanismo de regulación de tamaño de salida puede ser muy variado y en esencia consiste de un sistema que permite mover

el apoyo fijo de la segunda placa , de forma que se acerque o aleje de todo el conjunto de la mandíbula fija .El método mas sencillo consiste en un juego de cuñas además se utilizan sistemas hidráulicos.

La boca de la machacadoras suele ser cuadrada como mucho 1.5 veces su ancho .La salida inferior tiene una forma claramente rectangular .Estos aparatos se denominan generalmente por las dimensiones de la boca expresada en mm.

La separación de las mandíbulas en el punto de mayor retroceso es lo que va a controlar la granulometría del producto y se denomina regulación, el trayecto que recorre la mandíbula móvil en su movimiento se denomina normalmente recorrido.

La razón de reducción típica de estos aparatos es de entre 4 y 8 es una máquina muy resistente a la abrasión ya que las fuerzas actuantes son prácticamente de compresión pura, con un mínimo de frotamiento entre el material y las partes metálicas, por lo que es adecuada para materiales muy abrasivos, sirve para cualquier otro material salvo los pegajosos, ya que la evacuación es por gravedad y atascarían al producto.

Las trituradoras de mandíbula de simple efecto es una simplificación de la máquina anterior ,esta simplificación consiste en hacer que un solo eje haga a la vez de articulación para el giro de la mandíbula y de excéntrica ,con lo que la mandíbula móvil debe hacer también de biela y se suprime una de las placas de articulación.

La mandíbula tiene ahora un movimiento más complicado, pues además de acercarse o alejarse de la fija, al hacer de biela ,tiene otra componente de movimiento en dirección paralela a la mandíbulas ,lo que origina un cierto frotamiento con la roca produciéndose una mayor abrasión que en el caso anterior aunque esto se ha disminuido mucho en los modernos diseños diseñados con ayuda de ordenadores de forma que estas máquinas se utilizan prácticamente para cualquier material .La elección entre estos dos tipos de machacadoras de mandíbulas es una cuestión económica ,especialmente en el caso de materiales ultra abrasivos .

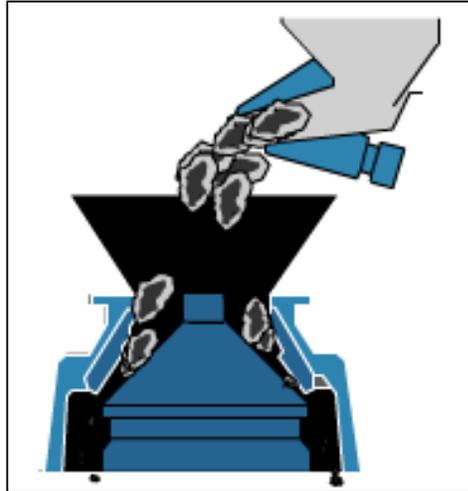


FIGURA 1.2 TRITURADORA DE CONO

Otro tipo de trituradora por compresión son las trituradoras giratoria primarias las cuales aparecieron poco después de las de mandíbulas como solución a tiempos muertos de estas en la operación de apertura de mandíbulas, en su versión de trituradora primaria, constan de una mandíbula fija con forma de tronco de cono invertido, en el interior del cual se mueve de forma excéntrica por medio de un eje otro tronco de cono que se denomina nuez o cabeza.

El eje se puede mover mediante un apoyo excéntrico o bien ser excéntrico con la nuez, en todo caso el eje y la nuez van montados "locos" de forma que en carga la nuez no gira, sino que tiene un simple movimiento de cabeceo como el bandajo de una

campana, comprimiendo la roca contra la mandíbula fija en puntos sucesivos a lo largo de la circunferencia sobre ella.

Al mismo tiempo que se realiza la aproximación en un punto, en el diametral opuesto se realiza la apertura permitiendo la salida del material, de forma que aun siendo en si discontinua la operación de trituración aparece como continua externamente debido a la simetría revolución de la máquina, regularizándose de esta manera el trabajo del motor y pudiendo eliminar los volantes de inercia.

El sistema antidesgaste, de cóncavo y nuez, es su recubrimiento con acero al manganeso que en caso de la nuez suele ser de una pieza y en el caso del cóncavo, sobre todo en las máquinas mas grandes, suele estar dividido en placas.

El mecanismo de regulación de la apertura de salida es variable según el tipo de máquina ,pero consiste en esencia en subir o bajar la nuez con relación al cóncavo para variar la distancia entre sus bordes que es la que limita el tamaño de salida, se pueden utilizar sistemas hidráulicos para el ajuste ,si la máquina dispone de ellos.

El mecanismo de seguridad consiste en un elemento de resistencia calculada que se rompe al sobrepasar un cierto esfuerzo.

La descarga, del material triturado es también por gravedad, pero a través de un plano inclinado de recogida de todos los productos, lo que hace que sea más sensible a la humedad que las trituradoras de mandíbulas. Las trituradoras giratorias secundarias y conos son para alimentaciones mas finas que las primarias se pueden utilizar máquinas mas pequeñas, pero de parecida concepción general que las anteriores, pudiendo funcionar con mayores velocidades, aunque con un descenso notable de la capacidad según se va disminuyendo la abertura de la boca, por lo que si se trata de grandes caudales el número de máquinas a instalar será mas elevado.

Para aumentar la capacidad de los aparatos se realizaron nuevos diseños, que en esencia consistían en aumentar la superficie de la abertura de salida con relación a las dimensiones de la boca, siendo para ello preciso variar el perfil del cóncavo y de la nuez.

La denominación general de estos aparatos es la de conos y en

ellos la nuez va apoyada y el extremo superior del eje puede oscilar libremente ,llevando normalmente un plato distribuidor de la alimentación.

La excentricidad es mayor que las giratorias primarias y también su velocidad, consiguiéndose así que el recorrido relativo nuez-cóncavo sea mucho mayor y que ningún grano pueda salir sin haber sido comprimido en la parte paralela entre ellos .Esta combinación de gran recorrido y velocidad hace también que la roca se vea muy agitada dentro de la cámara y se facilite su salida ,ya que ahora la gravedad actúa de forma muy atenuada por la inclinación de la misma .son por lo tanto muy sensibles a la humedad.

Debido a que la roca no puede salir sin haber sido triturada al menos una vez en la zona paralela entre cóncavo y nuez, se asegura que una de las dimensiones de grano es igual o inferior a la abertura en esa posición cerrada por lo que este tipo de máquinas el tamaño de producto es controlado por la abertura de salida en posición cerrada, y por lo tanto esta es ahora la nueva definición de regulación a la contrario que las trituradoras anteriores.

La nuez y cóncavo también van recubiertos de camisas de acero al manganeso como protección contra el desgaste. El mecanismo de regulación de la abertura consiste en que el cóncavo va soportado en una pieza que esta roscada sobre una parte de la estructura de soporte y se puede de esta forma variar su posición relativa con respecto a la nuez, aumentando o disminuyendo la regulación.

El mecanismo de seguridad consiste en que la estructura que soporta el cóncavo, esta unida a la general mediante una corona de muelles pretensados que la mantienen en su sitio, pero cuando entra un intriturable puede ceder bajo el esfuerzo, agrandándose la salida y permitiendo su evacuación, para después retornar a su posición original

En este grupo se tiene también los trituradores de rodillos los cuales se pueden clasificar en dos grupos generales:

-De cilindros lisos.

-De cilindros dentados.

El mecanismo de actuación de cada uno de los tipos es completamente diferente, el primero actúa prácticamente por compresión pura, mientras que en el segundo tiene también una gran importancia el cizallamiento y a veces la percusión.

Los aparatos de cilindros lisos mas frecuentes son los que tienen igual velocidad los dos rodillos que lo componen ,consisten en dos cilindros lisos enfrentados y separados por una cierta distancia ,que giran en sentidos opuestos con la misma velocidad movidos normalmente por motores diferentes ,los rodillos llevan una camisa de acero al manganeso como protección contra el desgaste.

Un rodillo va montado contra unos topes sobre los cuales es presionado por unos muelles que hacen de sistema de seguridad, así cuando entra un intriturable este rodillo puede retroceder hasta que el cuerpo pasa. El otro rodillo va montado sobre unos soportes que permiten regular su posición con respecto al anterior, para dejar más o menos distancia entre ellos.

Los granos de roca que caen entre los rodillos son atrapados si su dimensión es la adecuada ,por las fuerzas de rozamiento y obligados a pasar entre ellos ,con lo que sufren una fuerte compresión que los rompe,hay dos formas de alimentar estos aparatos una es a tragante lleno ,es decir que haya siempre material sobre los rodillos ,entonces se produce una compresión y roce entre los granos de mineral que hace que se produzcan

muchos finos y en estas condiciones trabajan a su máxima capacidad ,la otra forma se la denomina en una capa , en la cual el material se alimenta cuidadosamente a los rodillos en forma de que una capa casi monogramo ,en estas condiciones el mecanismo de actuación es casi una compresión pura de los granos entre los cilindros y se produce muy pocos finos, pero la capacidad desciende notablemente ,su relación de reducción normal es de 3 o 4.

1.1.2 Aparatos que actúan por impacto o por percusión

En estos trituradores la rotura se produce por el brusco impacto o choque generado por la energía cinética relativa entre la roca y un elemento triturador .Esta energía cinética tiene por expresión.

$$E = \frac{m \times v^2}{2}$$

La energía puesta en juego es proporcional a la masa y al cuadrado de la velocidad relativa, para grandes masas de roca la velocidad debe ser relativamente baja, mientras que para pequeñas partículas debe ser alta.

Para triturar grandes trozos, la energía cinética se produce en una gran masa metálica giratoria que proyecta la roca contra una

superficie fija causando su rotura y dando lugar a las trituradoras de impacto propiamente dichas.

Normalmente son aparatos de concepción sencilla, menos complicada mecánicamente que las trituradoras giratorias, y por lo tanto más ligeros y baratos y que pueden conseguir relaciones de reducción mayores, simplificando los circuitos para reducir el número de etapas, con lo que conlleva también un ahorro de material auxiliar y mano de obra.

Debido a su forma de actuación se produce un intenso frotamiento e impacto con las partes metálicas móviles y con las fijas de la cámara de trituración, originándose un desgaste mucho mayor que en los aparatos que actúan por compresión.

En este grupo se encuentran las trituradoras de impacto y molinos de martillo.

1.1.3 Aparatos que actúan por atrición

La atrición o abrasión están muy indicadas para la producción de finos y por ello los aparatos que utilizan este tipo de acción de forma más o menos preponderante se clasifican como molinos

Dentro de estos aparatos, los destinados al tratamiento de áridos pertenecen prácticamente todos a los denominados molinos con cuerpos moledores libres, los cuales consisten en grandes cilindros mas o menos alargados, que giran sobre su eje llevando en su interior una mezcla de material a moler junto con cuerpos moledores pueden ser bolas, barras o trozos gruesos del propio material a moler .De aquí la primera clasificación que se suele hacer de estos aparatos:

Molinos de bolas.

Molinos de barras.

Molinos autógenos.

La acción abrasiva o atricionadora se genera porque al girar el cilindro la masa que se encuentra en su interior se mueve sobre si misma, produciéndose un gran roce o frotamiento entre las partículas de la roca y de los cuerpos moledores entre las propias partículas y entre los propios cuerpos moledores .Debido a esta acción también se produce un desgaste notable de los cuerpos moledores y de las paredes del propio cilindro del molino.

La acción atricionadora o abrasiva es muy preponderante en la producción de partículas muy finas, pero cuando se trata de producir granos no tan finos entran en juego otras fuerzas, entre

las que se destaca el impacto, cuya importancia aumenta con la masa de los cuerpos moledores y el tamaño de los granos a romper.

Estos molinos pueden trabajar en seco o en húmedo. En seco son notablemente menores los desgastes sobre todo de las partes metálicas ya que en húmedo se produce una notable corrosión, pero aumenta la energía necesaria para realizar la molienda y se dificulta el control de la granulometría sobre todo en tamaños tipo arena, en cada caso particular hay que evaluar cuidadosamente el efecto de todo ello, así como de las posibles costes de secado para decidir la elección de una u otra forma de trabajo.

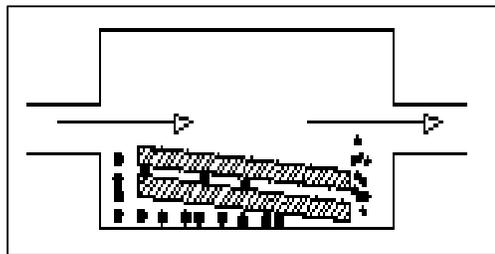


FIGURA 1.3 FUNCIONAMIENTO DE MOLINO DE BARRAS

Los molinos de barra consisten en un gran cilindro que pueden girar sobre los muñones huecos que van en sus extremos y que

permiten la alimentación de material por uno de ellos y por el otro la introducción de barras de repuesto y la posible salida de la pulpa .En los modelos pequeños se utiliza muchas veces el accionamiento mediante neumáticos ,sobre los que descansa el cuerpo del molino .En su interior lleva una carga de barras de acero que deben ser ligeramente mas cortas que la longitud del molino en unos 10 o 15 cms en los molinos corrientes aunque pueden ser algo menos en los pequeños ,para que se puedan mover bien, pero no mucho menores para que no se traben unas con otras inmovilizando la carga.

Al moverse el molino las barras ascienden arrastradas por el rozamiento y por las ondulaciones que lleva el revestimiento interno hasta un punto a partir de la cual caen .El material que se alimenta se va introduciendo entre las barras al girar el molino y en el extremo de alimentación que es donde están las partículas mas gruesas ,originan un importante esponjamiento de carga y cuando las barras caen hacen un efecto de corte ,como de tijera que va partiendo los granos de roca y los fragmentos resultantes van progresando.

Cuando mas finos son, mayor influencia tiene la abrasión y atrición .En el extremo de salida, donde los granos son finos, las

barras están prácticamente en contacto unas con otras y dejan entre ellos unos orificios en forma de tamiz que permite el paso de material ya molido e impiden el de los granos gruesos, realizando una especie de clasificación interna, por lo que estos aparatos se suelen utilizar en circuito abierto, aunque nada impide utilizar en circuito cerrado.

Debido a estas aberturas de salida entre las barras el molino no es muy adecuado para producción de ultrafinos, y su rango de producción suele oscilar de 2 a 0.5 mm, aunque se puede forzar hacia tamaños mayores de 4 0 5 mm y también menores utilizando un circuito cerrado aproximadamente un 95% menor de 0.3mm.

Otra cuestión importante a tener en cuenta es la relación entre el diámetro y la longitud del cilindro, la longitud no debe ser menor de 1.25 veces el diámetro para impedir que las barras se puedan cruzar en el molino e inmovilizar la carga, avería que además se soluciona entrando y cortando todas las barras.

Lo generalmente recomendado es que la longitud sea 1.4 o 1.6 veces el diámetro para los grandes, aunque en los pequeños puede llegar a 2 o 2.5 veces.

1.2 Etapas de reducción de tamaño

Normalmente, una sola máquina de reducción de tamaño no puede dar el producto requerido a partir del material inicial, tanto porque la capacidad de reducción de tamaño de una máquina es limitado, como por la necesidad de producir, generalmente varios tamaños con un buen rendimiento para adaptarse a la demanda.

Esto requiere efectuar la reducción en varias etapas, dependiendo de la razón de cada máquina y de los requerimientos finales del producto.

La razón de reducción de una máquina o de una operación determinada se expresa normalmente como la razón o cociente entre D_{80} de la alimentación y el d_{80} del producto, aunque a veces a falta de estos números se puede utilizar la razón de los tamaños máximos.

En un puesto de trituración primario el tamaño del material proveniente de voladura es menor a un metro (900mm), y el tamaño de salida va de 0 a 250mm.

En un puesto secundario el tamaño de alimentación es de 350mm como máximo y el tamaño de salida esta comprendido entre 0-70mm 0-80mm, 0-90 mm, según la regulación deseada.

Para un reducción por debajo de estos valores se la considera como una reducción terciaria..

1.3 Consumo de energía en la operación de trituración

El consumo de energía por tonelada tratada aumenta según disminuye el tamaño de las partículas del material tratado, por lo tanto, un puesto secundario de trituración requerirá mayor potencia que uno primario.

Cuando se aplica una fuerza para romper una partícula, en los primeros instantes esta se deforma y la energía aplicada se almacena en el material, si se continua aplicando una mayor fuerza que sobrepase el limite de resistencia la partícula se rompe creándose nuevas superficies en lo que se consume una cierta energía y la sobrante se transforma en calor, ruido, energía cinética, etc.

Principales leyes empleadas para determinar el consumo de energía de la operación:

1.3.1 Ley de Rittinger

Preferentemente aplicable a la fragmentación de partículas finas, $D < 74 \mu\text{m}$. El trabajo útil consumido en la operación de molienda o machaqueo, es directamente proporcional al área de la nueva superficie producida.

$$W = K \left[\frac{1}{d} - \frac{1}{D} \right]$$

W: Energía consumida en la operación.

d: Dimensión de las partículas después de la reducción.

D: Dimensión de las partículas antes de la reducción.

K: Coeficiente.

1.3.2 Ley de Kick:

Preferentemente aplicable a la fragmentación de elementos gruesos, $d_{80} > 10$ cm.

El trabajo útil consumido en la operación de molienda o machaqueo, es directamente proporcional a la variación de volumen de las partículas.

$$W = K \log \frac{D_{80}}{d_{80}}$$

1.3.3 Ley de Bond

El consumo de energía de la operación es proporcional a la nueva longitud de fisura producida en la rotura de las partícula (9), puesto que una vez creada la fisura la roca se parte sola.

$$W = w_i \times 10 \left(\frac{1}{\sqrt{d_{80}}} - \left(\frac{1}{\sqrt{D_{80}}} \right) \right)$$

W: Trabajo consumido (Kwh / tc).

wi: Índice de Bond. (Kwh/tc)

$d > 74 \mu\text{m}$

1 tonelada corta = 907 Kg.

1.4 Índices energéticos (Índices de Bond)

Wi representa la resistencia que ofrece cada material en concreto, a ser triturado o molido, y depende fundamentalmente de su naturaleza y del tamaño de grano (9).

Físicamente representa el trabajo necesario para reducir una tonelada corta desde un tamaño infinito hasta $100\mu\text{m}$.

La fórmula de Bond da la energía gastada por la máquina contando todas las pérdidas y no la teóricamente necesaria de forma estricta para la reducción de tamaño. Estas operaciones son altamente ineficientes y el aprovechamiento energético es muy bajo, siendo la mayor parte de la energía disipada como calor. La fórmula puede utilizarse para estimar la potencia necesaria del motor que ha de equipar una determinada máquina, por lo cual basta con multiplicar la energía de Bond por las toneladas por hora que va a tratar obteniendo la potencia teórica necesaria que hay que multiplicar por un factor que tenga en cuenta la forma de actuación de la máquina.

Mineral	Índice de Bond (KWh/tc)
Piedra Pómez	6.5
Arcilla	6.30
Yeso	8.16
Pirita	8.90
Bauxita	9.45
Cuarcita	12.9
Fluorita	9.76
Magnetita	9.77
Dolomía	12.8
Mineral de Hierro	11.33
Mineral de Pb-Zn	11.35
Carbón	12.5
Gres	11.53
Cuarzo	13.57
Granito	15.7
Mineral de Oro	14.83
Taconira	14.87
Pizarra	15.87
Grava	16.06

TABLA 1 .INDICE DE BOND PARA DIFERENTES MATERIALES

1.5 Criterios para dimensionar una máquina de trituración

Para dimensionar una máquina de trituración necesitamos conocer los siguientes parámetros:

Diámetro máximo del material a triturar.

Capacidad (Caudal).

Reglaje.

Granulometría de salida.

Potencia del Motor.

1.5.1 Diámetro máximo del material a triturar (D 100)

Este factor condiciona la dimensión mínima de la boca de alimentación (Mandíbulas), o el diámetro del rodillo o cilindro (Rodillos).

El D max.se lo puede conocer de las siguientes formas:

Por la curva granulométrica de la máquina de trituración empleada en una etapa anterior de trituración.

Porque sea dato (Tamaño máximo con que viene el material del frente de explotación).

1.5.2 Capacidad

Debe ser un dato conocido. Número de toneladas a tratar por hora (Caudal Horario).

1.5.3 Reglaje

Abertura de la boca de salida, es decir, es la posición en que se debe disponer la boca de salida para obtener un tamaño determinado.El caudal es función directa del reglaje

1.5.4 Granulometría

Obtenido el reglaje, se utilizan tablas que en función de la dureza del mineral o roca, su granulometría de alimentación (todo-uno, precribado o cribado) y las características de la máquina, dan el porcentaje de paso por la malla de reglaje, con este dato y la curva granulométrica media correspondiente a la máquina, se determina la granulometría del producto triturado.

1.5.5 Potencia del Motor

Hay que diferenciar entre potencia absorbida y potencia instalada.

Potencia Absorbida (Bond) (9):

$$Pa \text{ (Kwh / t)} = 10 W_i * [1/ (d 80)^{1/2} - 1/ (D 80)^{1/2}]$$

Donde:

D 80: Malla que permite el paso del 80 % de la alimentación expresado en μm , en caso de todo-uno proveniente de explotación se toma:

$$D 80 = 0,66 D \text{ max}$$

d 80 : Malla que permite el paso del 80 % del producto de salida expresado en μm

Wi: Índice de Bond (Determinado mediante ensayos)

1 Tonelada corta = 907 kg.

Para obtener la potencia Instalada se debe considerar un factor en función de la regularidad de funcionamiento cada tipo de máquina y el par de arranque del motor.

$P_m \text{ (Kw)} = P_a \text{ (Kwh / t)} * C \text{ (t / h)} * 2 \text{ (M.Mandibulas)}$

$P_m \text{ (Kw)} = P_a \text{ (Kwh / t)} * C \text{ (t / h)} * 1,6 \text{ (T.Giratorias e Impactos)}$

$P_m \text{ (Kw)} = P_a \text{ (Kwh / t)} * C \text{ (t / h)} * 1,3 \text{ (T.Giratoria Secundaria, Conos, Cilindros)}$

CAPITULO 2

2. DESCRIPCION DE LA MAQUINA Y DEL MATERIAL A TRITURAR.

2.1 Funcionamiento de los rodillos trituradores.

Se componen esencialmente de dos cilindros de igual diámetro con ejes horizontales y paralelos girando en sentido contrario .El material que se introduce entre ambos queda sometido a un esfuerzo radial de compresión y tangencial de fricción que lo tritura y desmenuza hasta que pueda pasar por el espacio que separa los cilindros .Esta separación que es regulable determina la dimensión de los granos obtenidos .El hecho de que sufra una compresión e inmediatamente después sea abandonado el material es característico de los cilindros ,

que por eso son entre los aparatos trituradores los que producen menos polvo.

Para evitar que el esfuerzo requerido por la trituración de un trozo de dureza anormal o el paso de un exceso de material produzca una rotura en la máquina, uno de los cilindros se dispone de modo que pueda separarse del otro lo suficiente para permitir el paso del cuerpo duro que se resista a la trituración, volviendo automáticamente a su posición primitiva por la acción de unos muelles, cuya presión se gradua convenientemente para soportar aquella resistencia.

El movimiento de estos trituradores se efectúa generalmente por correas que actúan sobre las poleas colocadas sobre los ejes de los rodillos.,estas poleas son de igual o distinto diámetro ,según se desee la misma o diferente velocidad en los cilindros .Con velocidades desiguales se aumenta la fricción y el tijeramiento por consiguiente ,la producción de finos .Otras veces solo se acciona un cilindro transmitiendo su movimiento al otro por un engranaje o por intermedio de la misma materia que se tritura ,pero esto ultimo solo se hace cuando se traten granos pequeños.

Los cilindros se construyen generalmente en dos partes .la interior de fundición gris o acero que se une solidamente con los ejes, y la exterior como una llanta intercambiable, de acero duro con

manganeso o cromo ,las superficies son lisas para materiales duros y estriadas y con dientes para materiales blandos.

Siguen teniendo mucha aceptación .Sus principales ventajas son su sencillez mecánica y robustez y su débil consumo de energía, pero dan mucha proporción de tamaño con exceso de calibre, a causa del funcionamiento de los muelles y el desgaste de los cilindros.

2.2 Forma de alimentación de material a los rodillos trituradores

Hay dos formas de alimentar este tipo de triturador, una es a tragante lleno, es decir que haya siempre material sobre los rodillos, entonces se produce una compresión y roce entre los granos de mineral que hace que se produzca muchos finos y en estas condiciones trabajan a su máxima capacidad.

La otra forma es la denominada “en una capa” en la cual el material se alimenta cuidadosamente entre los rodillos en forma de una capa casi monograma, en estas condiciones el mecanismo de actuación es casi una compresión pura de los granos entre los cilindros y se producen muy pocos finos, pero la capacidad desciende notablemente. Su relación de reducción normal es de 3 o 4.

Son máquinas robustas y sencillas que pueden tratar productos húmedos y pegajosos ,así como también abrasivos ,aunque en este

ultimo caso el consumo de las camisas de los cilindros puede ser notable.

2.3 Selección del diámetro de los rodillos trituradores

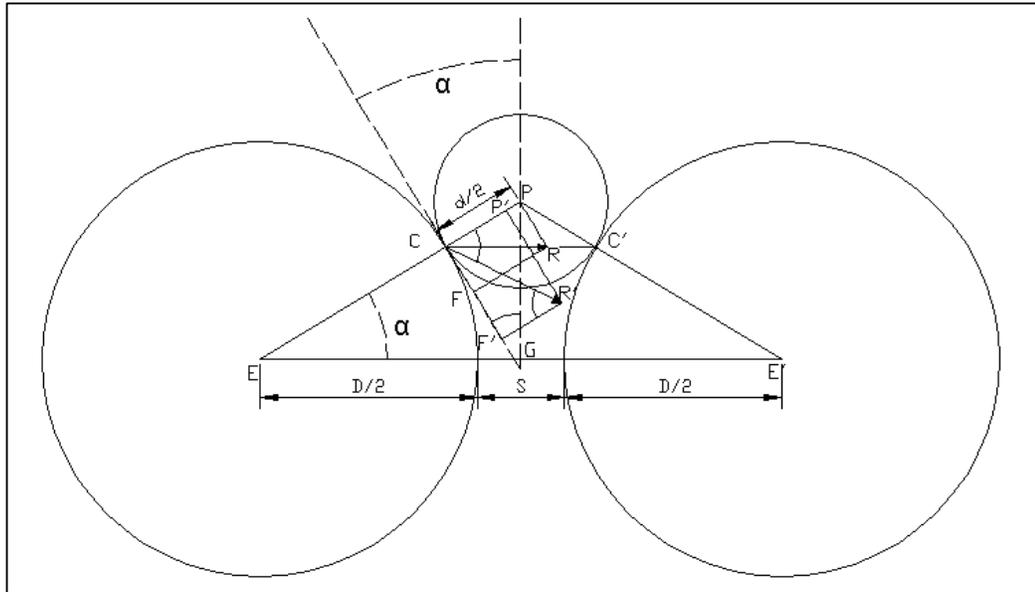


FIGURA 2.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS RODILLOS TRITURADORES

Las principales características de los rodillos trituradores son.

Angulo de entrada o de mordedura de los cilindros

El ángulo 2α formado por las tangentes de un grano G , de diámetro d y radio r supuesto esférico, en los puntos de contacto con los cilindros C , de diámetro D y radio R y separación S .

De los triángulos EGP y $E'GP$

$\frac{D+S}{D+d} = \cos \alpha$ que permite calcular una cualquiera de esas magnitudes conocidas las otras tres.

El valor del ángulo depende, por consiguiente del tamaño del grano que se tritura, del diámetro de los cilindros y de su separación. Aumenta al aumentar el tamaño de grano, puesto que el coseno disminuye y decrece al aumentar el diámetro de los cilindros o su separación, puesto que el coseno aumenta.

En cada punto de contacto se ejerce una presión p en dirección radial y una fuerza de rozamiento en dirección tangencial igual a pf , siendo f el coeficiente de rozamiento.

Para que el grano sea agarrado y tragado por los cilindros es necesario que la resultante CR' de estas dos fuerzas CP' y CF' resulte dirigida hacia los cilindros es decir que forme ángulo con la línea de acción CC' de los puntos de contacto del grano y por debajo de la misma, lo que equivale a decir que el límite de mordedura del grano lo da la coincidencia de la resultante CR de esas dos fuerzas CP y CF con esa línea, o lo que es lo mismo, la horizontalidad de la resultante. Cuando esto ocurre no hay mordedura y el grano permanece en equilibrio sobre los cilindros.

Cuando esa horizontalidad existe se verifica que:

$$pf = CF = CR' \operatorname{sen} \alpha \qquad f = \frac{\operatorname{sen} \alpha}{\operatorname{cos} \alpha} = \operatorname{tg} \alpha$$

$$p = CP = CR' \operatorname{cos} \alpha$$

Es decir, que en este límite de mordedura $\operatorname{tg} \alpha = f$, luego para que haya mordedura es preciso que el coeficiente de rozamiento tenga mayor valor que el tangente del ángulo de mordedura.

A de verificarse, pues que $\operatorname{tg} \alpha < f = \operatorname{tg} \varphi$ siendo f el coeficiente de rozamiento que varía de 0.30 a 0.50 entre piedra y acero, según los casos, correspondiendo a ángulos φ que varían de 26 grados a 16 grados.

Los cuerpos de superficie resbaladiza, como el grafito, talco, etc., exigen menor ángulo que los duros y tenaces y estos menor que los frágiles, cuya fragmentación da mucha arena por lo de superficie áspera o mezclados a parte arenosa y húmeda de granos no redondeados.

Prácticamente se ha demostrado que la experiencia que el ángulo 2α de mordedura no debe ser superior a 32 grados.

Del valor de ángulo de mordedura se deduce la fórmula para determinar el diámetro de los cilindros que depende del tamaño del mineral y del grado de reducción en la trituración, siendo 2α el ángulo

de mordedura y φ el ángulo de rozamiento cuya tangente es el coeficiente f de rozamiento, la condición es $\alpha < \varphi$ y por lo tanto

$$\cos \alpha > \cos \varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} = \frac{1}{\sqrt{1 + f^2}}$$

Para un valor de $f=1/3$, que es un caso muy general,

$$\text{resultaría: } \cos \varphi > \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{9}}}, \text{ de donde } \cos^2 \alpha > \frac{9}{10} = 0.90 \text{ y}$$

$$\cos \alpha > \sqrt{0.90} = 0.94868 \text{ aproximadamente.}$$

Por consiguiente siendo $D + S = (D + d)\cos \alpha$ ha de verificarse:

$$D + S > (D + d) \times 0.94868$$

$$\text{o sea: } D(1 - 0.94868) > 0.94868d - S$$

Y por lo tanto:

$$D > \frac{0.94868}{0.05132}d - \frac{1}{0.05132}S$$

Y haciendo operaciones

$$D > 18.4856d - 19.4856S$$

Condición que se cumple tomando

$$D > 19(d - S)$$

Donde $S = \frac{1}{n}d$, y $\frac{1}{n}$ es la reducción de tamaño de grano en la trituración por lo cual:

$$D > 19\left(d - \frac{d}{n}\right)$$

Resulta que el diámetro debe ser tanto mayor cuanto mayor son los granos de la carga y más fina la trituración, es conveniente adoptar cilindros mayores de lo estrictamente necesario para tener una trituración más gradual con paso fácil de la materia triturada y menos vibraciones. Por eso, aunque represente mayor gasto de instalación se aconseja para las trituraciones mas finas hacerlo en dos tiempos, con dos partes de cilindros, eliminando, mediante una criba interpuesta, el que pase al segundo por la materia que ya ha adquirido trituración suficiente en el primero. Este trabajaría con mayor separación y el segundo con muelle apretado, en la práctica los tipos mas usados varían de 400 a 1200 milímetros de diámetro y por las razones expuestas trabajan mejor los grandes que los pequeños.

Generalmente la longitud varía de 200 a 350 mm para que la alimentación pueda hacerse de un modo regular y uniforme sobre toda longitud de los cilindros, cuyo desgaste superficial debe también ser uniforme evitando la formación de gargantas por desgaste de la camisa debido a localización de trituración en ciertas zonas.

La separación de los cilindros debería ser igual al tamaño del grano triturado si los cilindros fuesen fijos, pero siendo móvil uno de ellos y no existiendo posibilidad de dar a los muelles la tensión limite que solo permita al cilindro separarse cuando se atraviesa una materia dura

que se resiste a la trituración, se acostumbra a fijar la separación en las tres cuartas partes de diámetro del grano triturado que se desea obtener. Siempre se procederá por ensayos teniendo en cuenta la dureza del material, la tensión que se requiere dar al muelle y la cantidad de mineral que se desea pasar entre los cilindros.

Se acostumbra trabajar con los cilindros en contacto manteniendo los muelles apretados, pero esto hace más irregular el calibrado de la trituración, se produce mucho tamaño fino, con las pérdidas consiguientes, y se hace trabajar a los muelles de un modo continuo y excesivo que los desgasta rápidamente, así como los cojinetes y guías. Este modo de trabajo conviene solamente para trituración muy fina.

Hay que evitar el empleo de cilindros de diámetro insuficiente para un trabajo determinado y que sus muelles sean débiles, pues no deben ceder el paso más que a cuerpos que resistan sin quebrantarse como los metálicos, o a una carga excesivamente grande.

Para triturar granos gruesos el número de vueltas de los cilindros no debe ser grande para evitar choques y vibraciones demasiado fuertes y frecuentes y a fin de tener también un ángulo de mordedura conveniente.

Para granos menores la velocidad es mayor y aumenta al disminuir la dimensión del grano de aumentar la reducción de trituración, sin mas limitación que la que impone el que el grano, a caer del alimentador, llegue a los cilindros con la misma velocidad periférica de estos para no retrasar el momento de trituración esperando a que el alcance por fricción sobre los cilindros.

El aumento de velocidad lleva consigo el que la fuerza viva adquirida en relación con el cuadrado de aquella, ayudando a la acción de los muelles para la trituración. Se lleva a velocidades periféricas de 5 m por segundo y aun más en las trituraciones muy finas.

Ello depende también del modo mecánico de producir movimiento de los cilindros por correa y engranaje o simplemente por correa, el primer modo se adopta siempre para cilindros destinados a trituración gruesa y por consiguiente girando con lentitud

Los trituradores de rodillos lisos actúan prácticamente por compresión pura, los aparatos de cilindros lisos mas frecuentes son los que tienen igual velocidad los dos rodillos que lo componen.

Consisten en dos cilindros lisos enfrentados y separados por una cierta distancia, que giran en sentidos opuestos con la misma velocidad movidos normalmente por dos motores independientes.

Los rodillos llevan una camisa de acero manganeso contra protección contra el desgaste, un rodillo va montado contra unos topes sobre los cuales es presionado por unos muelles, que hacen de sistema de seguridad; así cuando un material no triturable entre a los rodillos estos puedan retroceder hasta que el material no triturable pase.

El otro rodillo va montado sobre unos soportes o tornillos que permitan regular su posición con respecto al anterior, para dejar distancia más o menos entre ellos.

Los granos de roca que caen entre los rodillos son atrapados si su dimensión es la adecuada, por las fuerzas de rozamiento y obligados a pasar entre ellos, con lo que sufren una fuerte compresión que los rompe.

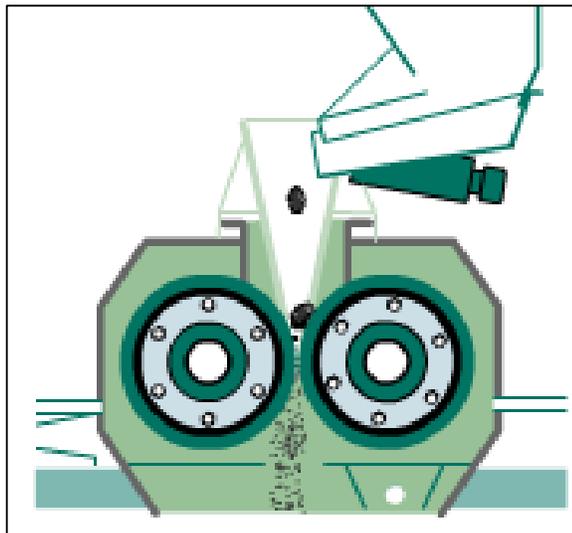


FIGURA 2.2 RODILLOS TRITURADORES

2.4 Características generales del material a triturar

La piedra pómez es un abrasivo natural obtenido por trituración y posterior molienda de piedra pómez. Las partículas de esta roca volcánica, poseen varias formas predominando las alargadas y las angulosas.

Sus poros cerrados le confieren una baja densidad, por lo que el comportamiento al impacto es muy ligero.

La porosidad que presenta este material limita su resistencia en comparación con agregados convencionales además para la elaboración de hormigón hay que tener en cuenta su alta abrasión, por otro lado una de las propiedades cualitativas de este material radican en la importancia de su peso volumétrico suelto y compactado con valores de 540 Kg./m³ y de 600 Kg./m³ respectivamente.

2.5 Granulometría recomendada de la piedra pómez.

El procedimiento que se describe en la norma INEN 696 se basa en pasar una muestra de árido seco, de masa conocida, a través de una serie de tamices normalizados de aberturas progresivamente más pequeñas, para determinar la distribución porcentual en masa de los tamaños de las partículas que constituyen el árido. Los tamices a

utilizar de mayor a menor serán de ½ in ,3/8 in tamiz #4, tamiz #8, tamiz #16, tamiz #30, tamiz #50 y tamiz # 100

TAMIZ	MASA RETENIDA (gr)	% RETENIDO PARCIAL	% RETENIDO ACUNULADO	% PASANTE ACUNULADO
½	0	0%	0%	100%
3/8	0	0%	0%	100%
4	17	17%	17%	83%
8	23	23%	40%	60%
16	20	20%	60%	40%
30	15	15%	75%	25%
50	9	9%	84%	16%
100	7	7%	91%	9%
FONDO	9	9%	100%	0%
TOTAL	100			

TABLA 2 . GRANULOMETRIA RECOMENDADA PARA PIEDRA POMEZ

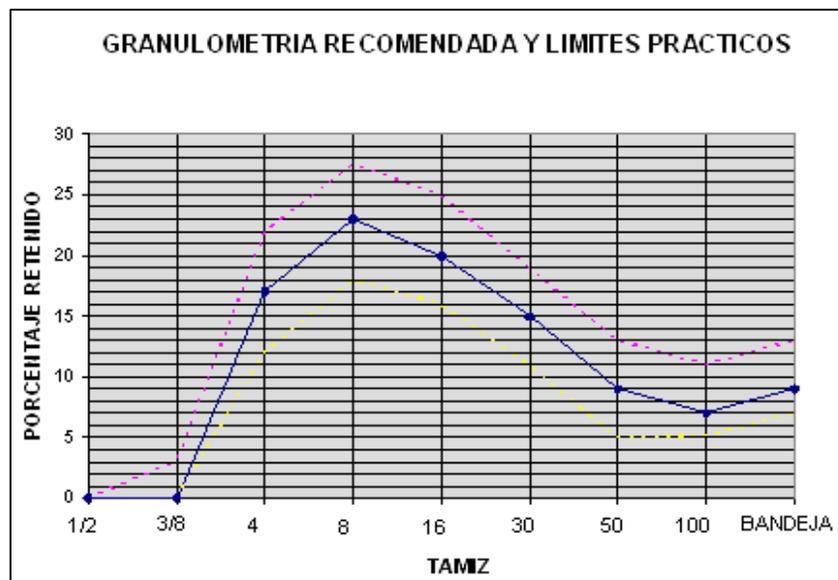


FIGURA 2.3 GRANULOMETRIA RECOMENDADA Y LIMITES PRACTICOS PARA PIEDRA POMEZ

Para el procedimiento de ensayo se deben de seguir los siguientes pasos:

Secar la muestra en el horno hasta una temperatura de $110 \pm 5^{\circ}\text{C}$, enfriarla a temperatura ambiente y luego determinar y registrar su masa con la precisión del 0.1%

Armar los tamices en orden decreciente de los tamaños de abertura, desde el mayor hasta el menor, usando aquellos tamices que sean necesarios para determinar las características granulométricas del material a ensayar.

Colocar la muestra de ensayo en el tamiz mayor superior, cubrir con la tapa, y agitar el conjunto manualmente o por medio de un aparato mecánico, por un periodo suficiente para aproximarse a la condición que se describe.

Comenzando por el de mayor abertura, tomar individualmente cada tamiz provisto de tapa y deposito receptor que ajusten herméticamente, mantenerlo ligeramente inclinado con una mano, mientras se lo golpea con la otra, a razón de aproximadamente 150 veces por minuto a intervalos de 25 golpes, girar el tamiz aproximadamente a un sexto de revolución.

Continuar con la operación descrita hasta cuando no pase mas de 1% en masa de la fracción retenida en cada tamiz , en un minuto de tamizado manual continuo .El material que pasa se lo coloca en el siguiente tamiz de menor abertura y se repite la operación ,hasta llegar al tamiz inferior de menor abertura.

Determinar la masa de las cantidades de material retenidas en cada tamiz, y en deposito receptor con la precisión de 0.1% de la masa de la muestra.





FIGURA 2.4 OBTENCION DE LA GRANULOMETRIA DE LA PIEDRA POMEZ.

El porcentaje de árido retenido en un determinado tamiz o recogido en el depósito receptor, en base a la masa total de la muestra de ensayo, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$P = \frac{H}{A}$$

Donde:

P = Porcentaje del árido retenido en un determinado tamiz o recogido en el depósito receptor.

A= Masa de la muestra de ensayo.

H = masa de la cantidad de material retenida en un determinado tamiz o recogida en el depósito receptor.

CAPITULO 3

3. CALCULO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECANICOS.

El rendimiento o la producción de las trituradoras de rodillo se calcula a base de la sección de la ranura o intersticio entre los cilindros y la velocidad periférica de estos, teniendo en cuenta un cierto coeficiente de rendimiento

3.1 Diseño de rodillos trituradores.

Se procederá a calcular la potencia necesaria para triturar la piedra pómez aplicando su respectivo índice de Bond siendo este de aproximadamente 6.5Kwh/tc (9).

$$W = w_i \times 10 \left(\frac{1}{\sqrt{d_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{80}}} \right)$$

El flujo de material que alimentara a los rodillos es de aproximadamente 20Tnc/h .Utilizando la formula del índice de Bond obtenemos los siguientes resultados:

De la tabla 2 se obtiene que d_{80} equivale al tamiz #4 ,del Apéndice A se observa que este tamiz es equivalente a 4,75 mm expresando este valor en micras de obtiene que d_{80} es igual a 4750 μm .

De manera similar de la tabla 3 se obtiene que D_{80} equivale al tamiz 3/8", expresando este valor en micras se obtiene que D_{80} es igual a 9525 μm .

$$W = 10 \times 6.5 \left(\frac{1}{\sqrt{4750\mu\text{m}}} - \frac{1}{\sqrt{9525\mu\text{m}}} \right)$$

$$W = 0.277 \frac{\text{kWh}}{t_c}$$

Se debe triturar $20 \frac{t_c}{h}$, por lo cual la potencia consumida será:

$$W = 0.277 \frac{\text{kWh}}{t_c} \times 20 \frac{t_c}{h}$$

$$W = 5.54\text{kw}$$

Para obtener la potencia nominal multiplicamos este valor por el factor recomendado de 1.3

$$W_{\text{nominal}} = 7.2002\text{kW} = 10\text{HP}$$

TAMIZ	MASA RETENIDA (gr)	% RETENIDO PARCIAL	% RETENIDO ACUNULADO	% PASANTE ACUNULADO
1½	0			
1	38	1.35	1.35	98.65
¾	61.4	2.18	3.53	96.47
½	187.5	6.66	10.19	89.81
3/8	210.3	7.47	17.66	82.34
4	719.4	25.54	43.20	56.80
8	781.1	27.73	70.93	29.07
16	484.2	17.19	88.12	11.82
30	301.1	10.69	98.81	1.19
50	30.5	1.08	99.89	0.11
100	2.9	0.10	99.99	0.01
200	0.4	0.01	100	-
TOTAL	2817			

TABLA 3. RESULTADOS DE PRUEBAS DE LABORATORIO

Otro dato necesario a calcular es el diámetro mínimo de los rodillos para que puedan triturar el material.

$$D > 19(d - S)$$

De la tabla 3 se observa que el % pasante acumulado obtenido de la prueba es de un 98.65% en el tamiz de 1 pulgada y de la tabla 2 se obtiene que el % de pasante acumulado debe ser de 100% en un tamiz de ½ pulgada por lo cual; "d" equivale a 25 mm y "S" a 12.5 mm. Aproximadamente.

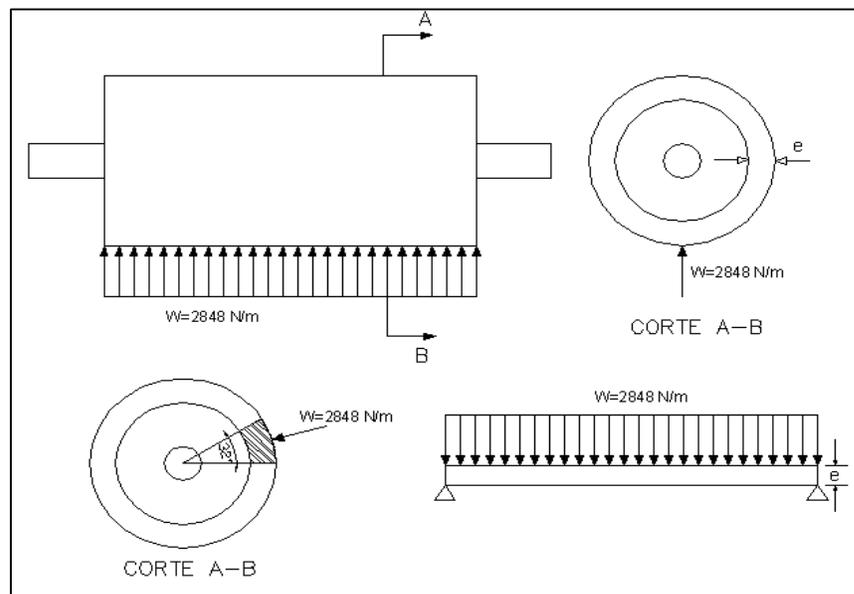
$$D_{\min} \geq 19(25\text{mm} - 12.5\text{mm})$$

$$D_{\min} \geq 237.5\text{mm}$$

$$D_{\min} \geq 23.75\text{cm}$$

Se asumirá un diámetro exterior de rodillo de 250mm ,y una longitud activa del mismo de 500 mm , con la potencia del motor ya calculada y la velocidad de rotación de los mismos de 400 rpm , se procede a obtener el valor de carga distribuida a lo largo de los rodillos, la misma que equivale a 2448N/m, este calculo sera detallado mas adelante.

Ahora se procede a calcular el espesor que deberá tener los rodillos, para lo cual se analizara la deflexión de los mismos.



FIGUA 3.1 FUERZA DE COMPRESION ACTUANTE EN RODILLOS TRITURADORES

Para una viga simplemente apoyada con carga uniformemente distribuida la deflexión en cualquier punto responde a la siguiente fórmula:

$$y = \frac{WX}{24EI} (2lx^2 - x^3 - l^3)$$

Donde:

y : Deflexión permitida.

w: Carga uniformemente distribuida.

E : Modulo de Young.(2.07E11 MPa)

I : Momento de Inercia de sección transversal.

l : Longitud del rodillo

x : Punto al cual se desea obtener el valor de deflexión.

Como la longitud expuesta a trituración en el rodillo es de 500 mm, el punto al cual ocurrirá la máxima deflexión será de 250 mm por lo cual "x" será dicho valor ,la deflexión máxima en los rodillos no deberá exceder de 0.2 mm

Se procede a obtener la inercia necesaria tal que los rodillos no excedan la deflexión permitida.

$$I = \frac{wx}{24Ey} (2lx^2 - x^3 - l^3)$$

$$I = \frac{2448 \frac{N}{m} (0.25m)}{24(2.07E11MPa)(0.0002m)} (2(0.5m)(0.25m)^2 - (0.25m)^3 - (0.5m)^3)$$

$$I = 5.59E - 8m^4$$

El ángulo de mordedura de los rodillos recomendado no debe de exceder de 32 grados por lo cual $\alpha=16$ grados

$$S = r \cdot \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

Donde "S" es la longitud de curva a analizar y "r" el radio del rodillo

$$S = 0.125m \cdot \frac{16 \cdot \pi}{180}$$

$$S = 3.5E - 2m$$

$$S = 35mm$$

Se asumirá que la sección transversal será similar a la de una viga recta por facilidad de calculos, por lo cual la inercia será:

$$I = \frac{1}{12} S \cdot e^3$$

Donde:

e : Espesor de los rodillos trituradores

Se iguala la ecuación obtenida con el valor de inercia a la cual se obtiene la deflexión de 0.2 mm y se despeja el valor de espesor requerido.

$$5.59E - 8m^4 = \frac{1}{12} (3.5E - 2m) \cdot e^3$$

$$e = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot I}{S}}$$

$$e = \sqrt[3]{\frac{12}{3.5E - 2m} (5.59E - 8m^4)}$$

$$e = 2.67E - 2m$$

$$e = 27mm$$

Por lo cual se deberá seleccionar un tubo con un espesor ≥ 27 mm

Se seleccionara diámetro de rodillo de 250 mm, obteniéndose que un acero SAE 1024 con dimensiones 250 x180, satisface los requerimientos.

El coeficiente de rozamiento entre piedra y metal generalmente es de 1/3 por lo cual si la fuerza de compresión es de 1424N entonces la fuerza de rozamiento existente será igual a:

$1224N * f$; donde f es el coeficiente de rozamiento; por lo cual la fuerza de rozamiento será de 474N.

Del catalogo de DODGE seleccionamos un bushing para acoplar el árbol de transmisión con el rodillo, el bushing reúne las siguientes características:

Bushing			Perno			
Tipo	Capacidad De torque	Centro Dia(mm)	Cantidad	Longitud(mm)	Tamaño	Torque (N/m)
SK	781	84.1	3	50	M8x1.25	20.5

TABLA 4. CARACTERISTICAS DEL BUSHING A UTILIZAR

Se procede a seleccionar un sistema de transmisión de potencia y reducción de velocidad para este caso se seccionara bandas en V para este se utilizara cálculos y recomendaciones para correas Multi-3v-t.

TIPO DE TRABAJO	FACTOR DE CORRECCION	CONDICIONES DE TRABAJO
Trabajo libre	1	Trabajo intermitente.Funcionamiento \leq 6 horas diarias Sin sobrecargas.
Trabajo Normal	1.2	sobrecarga máxima ,momentánea o carga en el arranque inicial , \leq 150% de carga normal. Funcionamiento de 6-16 horas diarias.
Trabajo Pesado	1.4	Sobrecarga máxima momentánea o con carga de arranque inicial, \leq 250% de carga normal.Funcionamiento continuo 16-24 horas diarias.
Trabajo Extrapesado	1.6-2	Sobrecarga máxima momentánea o con carga de arranque inicial,>250% de carga normal.Frecuentes sobrecargas momentáneas o frecuentes arranques .funcionamiento continuo de 24 horas diarias ,7 días por semana.

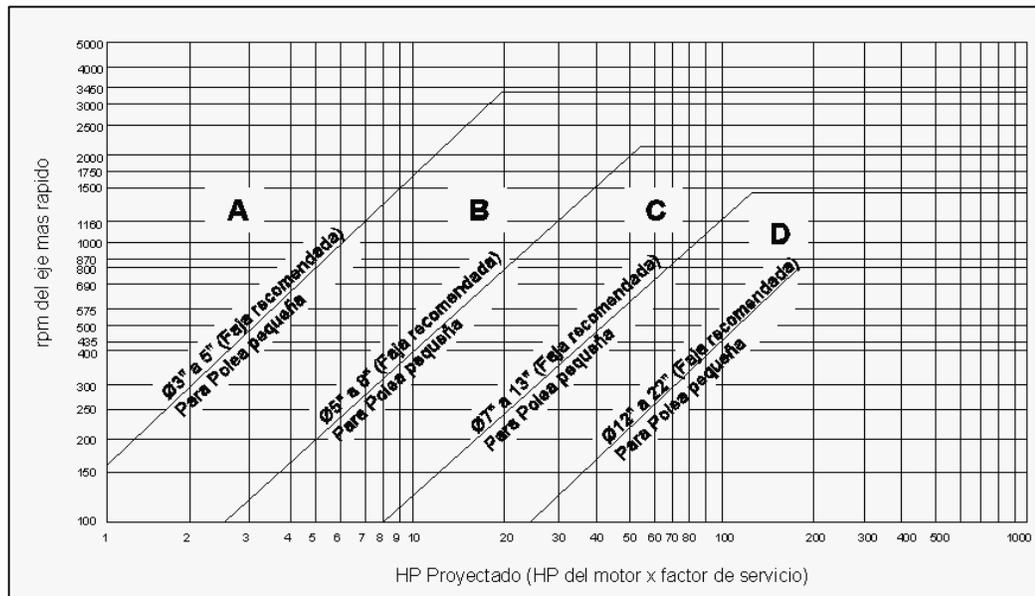
TABLA 5. FACTOR DE SERVICIO

Las secuencias del cálculo es el siguiente:

Para empezar se procede a determinar la potencia del proyecto es cual es una potencia calculada para esto se procede a obtener el Factor de servicio (Fs) de la tabla 5, siendo para este caso de 1.4 (5).

Por lo cual la potencia del proyecto será igual a :

$$10\text{HP} \cdot 1.4 = 14 \text{ HP}$$



FIGUA 3.2 DETERMINACION DEL PERFIL DE CORREA

A continuación se procede a determinar el perfil de la correa para lo cual entre en la figura 3.2, por la horizontal con el Hp proyectado en este caso 14 HP y en la vertical con los rpm del eje mas rápido siendo este de 1160 rpm (5), la intersección de las dos líneas indicara el perfil recomendado y la faja de diámetros primitivos mínimos para la polea del eje mas rápido, Con 14 HP y 1160 rpm de determina un perfil B con diámetros primitivos de la polea menor de 5 a 8 in.

El siguiente paso es calcular la relación de velocidades Rt, así tenemos que la relación de velocidad es: $Rt = \frac{1160}{400} = 2.9$

Se procede a elegir los diámetros primitivos recomendados (Dp y dp) si el diámetro de la polea menor o de la mayor es conocido, se parte de ese diámetro, no siendo conocido ninguno de esos diámetros, se parte del diámetro medio de la faja indicada, en este caso de 5 a 8 un

$$dp = \frac{5+8}{2} = 6.5in$$

Potencia del motor		RPM DEL MOTOR											
		600/575		720/695		900/870		1200/1160		1800/1750		3600/3450	
HP	Kw.	pul	mm	pul	mm	pul	mm	pul	mm	pul	mm	pul	mm
0.50	0.38	2.50	64	2.50	64	2.50	64						
0.75	0.56	3.00	76	2.50	64	2.50	64	2.50	64				
1.00	0.75	3.00	76	3.00	76	2.50	64	2.50	64	2.25	57		
1.50	1.13	3.00	76	3.00	76	3.00	76	2.50	64	2.50	64	5.25	57
2.00	1.50	3.75	95	3.00	76	3.00	76	2.50	64	2.50	64	2.50	64
3.00	2.25	4.50	114	3.75	85	3.00	76	3.00	76	2.50	64	2.50	64
5.00	3.75	4.50	114	4.50	114	3.75	95	3.00	76	3.00	76	2.50	64
7.50	5.63	5.25	133	4.50	114	4.50	114	3.75	95	3.00	76	3.00	76
10.00	7.50	6.00	152	5.25	133	4.50	114	4.50	114	3.75	95	3.00	76
15.00	11.25	6.75	171	6.00	152	5.25	133	4.50	114	4.50	114	3.75	95
20.00	15.00	8.25	210	6.75	171	6.00	152	5.25	133	4.50	114	4.50	114
25.00	18.75	9.00	229	8.25	210	6.75	171	6.00	152	4.50	114	4.50	114
30.00	22.50	10.00	254	9.00	229	6.75	171	6.75	171	5.25	133		
40.00	30.00	10.00	254	10.00	254	8.25	210	6.75	171	6.00	152		
50.00	37.50	11.00	279	10.00	254	9.00	229	8.25	210	6.57	171		
60.00	45.00	12.00	305	11.00	279	10.00	254	9.00	229	7.50	191		
75.00	56.25	14.00	356	13.00	330	10.00	254	10.00	254	9.00	229		
100.00	75.00	18.00	457	15.00	381	13.00	330	13.00	330	10.00	254		
125.00	93.75	20.00	508	18.00	457	15.00	381	13.00	330	11.00	279		
150.00	112.50	22.00	559	20.00	508	18.00	457	13.00	330				
200.00	150.00	22.00	559	22.00	559	22.00	559						
250.00	187.50	22.00	559	22.00	559								
300.00	225.00	27.00	686	27.00	686								

**TABLA 6. DIAMETRO PRIMITIVO MINIMO RECOMENDADO PARA
POLEAS ACOPLADAS A MOTORES ELECTRICOS**

Como $D_p = R_t \cdot d_p$ tenemos: $D_p = 2.9 \cdot 6.5 \text{ in} = 18.85 \text{ in}$, este diámetro de polea conducida es muy grande por lo cual se recurre a la tabla 6 y se selecciona el diámetro primitivo mínimo recomendado para poleas acopladas a motores eléctricos, siendo este de 4.5 in.

Se procede a realizar los mismos cálculos realizados anteriormente obteniéndose el siguiente resultado.

$D_p = 2.9 \cdot 4.5 \text{ in} = 13.05 \text{ in}$ que son valores mas acordes al proyecto.

La distancia entre centros de los ejes será de 16 in ya que no existe condiciones que me limiten en el diseño a tomar este valor.

Con este valor se procede a calcular el largo primitivo de la correa:

$$L_p = 2C_o + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C_o} \quad \text{Cuya aproximación es } \pm 15\%$$

$$L_p = 2(16 \text{ in}) + 1.57(13.05 \text{ in} + 4.5 \text{ in}) + \frac{(13.05 \text{ in} - 4.5 \text{ in})^2}{4(16 \text{ in})}$$

$$L_p = 60.69 \text{ in.}$$

SECCION A				SECCION B				SECCION C				SECCION D	
Dimensiones Nominales Ancho Superior:1/2"-13mm Espesor:5/16"-8mm Angulo:40+-1 LP=LE-0.7 in				Dimensiones Nominales Ancho Superior:21/32"-17mm Espesor:13/32"-11mm Angulo:40+-1 LP=LE-1.2in				Dimensiones Nominales Ancho Superior:7/8"-22mm Espesor:17/32"-14mm Angulo:40+-1 LP=LE-1.1in				Dimensiones Nominales Ancho Superior:1 1/4"-32mm Espesor:3/4"- 19mm Angulo:40+-1 LP=LE-1.7in	
Tamaño	Largo Externo (pul)	Tamaño	Largo Externo (pul)	Tamaño	Largo Externo (pul)	Tamaño	Largo Externo (pul)	Tamaño	Largo Externo (pul)	Tamaño	Largo Externo (pul)	Tamaño	Largo Externo (pul)
A-22	24	61	63	B-26	29	78	81	C-47	51	105	109	D-120	125
23	25	62	64	27	30	80	83	50	54	11	115	128	133
24	26	63	65	30	33	81	84	51	55	112	116	136	141
25	27	64	66	32	35	83	86	53	57	119	123	144	149
26	28	65	67	34	37	84	87	54	58	120	124	158	163
27	29	66	68	35	38	85	88	55	59	128	132	162	167
28	30	67	69	36	39	88	91	56	60	131	135	164	169
29	31	68	70	37	40	89	92	57	61	136	140	173	178
30	32	69	71	38	41	90	93	59	63	138	142	180	185
31	33	70	72	39	42	92	95	60	64	40	144	195	200
32	34	71	73	40	43	93	96	62	66	143	147	210	215
33	35	74	76	41	44	95	98	63	67	144	148	225	227.5
34	36	75	77	42	45	96	99	64	68	147	151	240	242.5
35	37	78	80	43	46	97	100	67	71	148	152	250	252.5
36	38	79	81	44	47	100	103	68	72	149	153	270	272.5
37	39	80	82	45	48	103	106	70	74	151	155	300	302.5
38	40	82	84	46	49	105	108	71	75	156	160	330	332.5
39	41	84	86	47	50	111	114	72	76	158	162	360	362.5
40	42	85	87	48	51	112	115	73	77	160	164	390	392.5
41	43	89	91	49	52	119	122	74	78	161	165	420	422.5
42	44	90	92	50	53	120	123	75	79	162	166	480	482.5
43	45	92	94	51	54	123	126	76	80	163	167		
44	46	95	97	52	55	124	127	77	81	166	170		
45	47	96	98	53	56	126	129	78	82	169	173		
46	48	104	106	54	57	128	131	79	83	170	174		
47	49	105	107	55	58	130	133	80	84	172	176		
48	50	111	113	56	59	131	134	81	85	173	177		
49	51	112	114	57	60	136	139	82	86	180	184		
50	52	119	121	58	61	138	141	84	88	195	199		
51	53	120	122	59	62	144	147	85	89	210	214		
52	54	126	128	60	63	158	161	88	92	225	227		
53	55	28	130	62	65	162	165	89	93	240	242		
54	56	136	138	63	66	173	176	90	94	255	257		
55	57	144	146	64	67	174	177	91	95	270	272		
56	58	158	160	65	68	178	181	95	99	300	302		
57	59	162	164	67	70	180	183	96	100	315	317		
58	60	173	175	68	71	195	198	97	101	330	332		
59	61	180	182	70	73	210	213	98	102	360	362		

TABLA 7. DESIGNACION Y LARGOS PRIMITIVOS

Con este valor se va a la tabla 7, se verifica que la correa que mas se aproxima es la B-59 que tiene un largo primitivo igual a 60.8 in, con este valore se procede a corregir la distancia entre centros.

$$C3 = C_o - \frac{Lp(\text{calculado}) - Lp(\text{listado})}{2}$$

$$C3 = 16\text{in} - \frac{60.69\text{in} - 60.8\text{in}}{2}; \quad C3 = 16.055 \text{ in}$$

A continuación se procede a la determinar del HP clasificado Y numero de correas para lo cual previamente se necesita calcular ciertos valores entre estos tenemos:

El arco de contacto para lo cual aplicamos la siguiente formula:

$$Ac = 180 - \frac{D_p - d_p}{C_o} * 60 \text{ (En grados)}$$

$$Ac = 180 - \frac{13.05\text{in} - 4.5\text{in}}{16} * 60 \quad Ac = 148^{\circ}$$

$\frac{D_p - d_p}{C}$	Arco de contacto en grados Ac	Factor de corrección FAC	
		V-V	V-Plana
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174	0.99	0.76
0.20	169	0.97	0.78
0.30	163	0.96	0.79
0.40	157	0.94	0.80
0.50	151	0.93	0.81
0.60	145	0.91	0.83
0.70	139	0.89	0.84
0.80	133	0.87	0.85
0.90	127	0.85	0.86
0.100	120	0.82	0.82
0.110	113	0.80	0.80
0.120	106	0.77	0.77
0.130	99	0.73	0.73
0.140	91	0.70	0.70
0.150	83	0.65	0.65

TABLA 8. FACTOR DE CORRECCION DEL ARCO DE CONTACTO

Con este valor ingresamos a la tabla 8, se lee en la columna VV, lo cual significa transmisiones con poleas con canales en V, el valor correspondiente al factor de corrección del arco de contacto F_{AC} , en el caso de 148° , $F_{AC} = 0.92$ este valor se lo obtuvo por interpolación.

Designación del tamaño	Perfil/Factor de corrección FLP				
	A	B	C	D	E
26	0.78				
31	0.82				
35	0.85	0.80			
38	0.87	0.82			
42	0.89	0.84			
46	0.91	0.86			
51	0.93	0.88	0.80		
55	0.95	0.89			
60	0.97	0.91	0.83		
68	1.00	0.94	0.85		
75	1.02	0.96	0.87		
80	1.04				
81		0.98	0.89		
85	1.05	0.99	0.90		
90	1.07	1.00	0.91		
96	1.08		0.92		
97		1.02			
105	1.10	1.03	0.94		
112	1.12	1.05	0.95		
120	1.13	1.06	0.96	0.86	
128	1.15	1.08	0.98	0.89	
144		1.10	1.00	0.91	
158		1.12	1.02	0.93	
173		1.14	1.04	0.94	
180		1.15	1.05	0.95	0.92
195		1.17	1.06	0.96	0.93
210		1.18	1.07	0.98	0.95
240		1.22	1.10	1.00	0.97
270		1.24	1.13	1.02	0.99
300		1.27	1.15	1.04	1.01
330			1.17	1.06	1.03
360			1.18	1.07	1.04
390			1.20	1.09	1.06
420			1.21	1.10	1.07
480				1.13	1.09
540				1.15	1.11
600				1.17	1.13
660				1.18	1.15

TABLA 9. FACTOR DE CORRECCION DE LARGO

Se procede a determinar el factor de corrección del largo F_{LP} que se encuentra en la tabla 9, para este caso donde $L_p = 60.8$ in, el factor de corrección F_{LP} es igual a 0.91, a continuación se procede a determinar el HP básico por correa, para ello se utiliza APENDICE B, se hace corresponder el rpm del eje mas rápido con el diámetro de la polea menor que es de 4.5 in encontrándose que dicho valor es de alrededor de 2.75 HP, luego se procede a la determinación del HP adicional por correa, para lo cual en la misma línea donde se encuentra el HP básico, relacione el rpm del eje mas rápido con la relación de velocidad R_t y se encuentra el HP adicional de 0.41HP, se procede a sumar los valores de HP básico y HP adicional para obtener el HP clasificado.

$$\text{HP clasificado} = \text{HP básico} + \text{HP adicional}$$

$$\text{HP clasificado} = 2.75\text{HP} + 0.41\text{HP}$$

$$\text{HP clasificado} = 3.16 \text{ HP}$$

Para obtener el HP efectivo, se multiplica el HP clasificado por los factores de corrección de arco de contacto F_{AC} y del largo F_{LP} .

$$\text{HP efectivo} = \text{H clasificado} * F_{AC} * F_{LP}$$

$$\text{HP efectivo} = 3.16\text{HP} * 0.92 * 0.91$$

$$\text{HP efectivo} = 2.65 \text{ HP}$$

Por lo tanto el número de correas en la transmisión será obtenido por la división del HP del proyecto por el HP efectivo.

$$\text{Numero de correas} = \frac{14\text{HP}}{2.65\text{HP}}$$

Numero de correas 5.28, redondeando este valor se tendrá que utilizar 6 bandas tipo B

Se necesita obtener los diagramas de cortante y Momento para lo cual se utilizara funciones de singularidad que serán de mucha ayuda para realizar los diagramas a través del programa Tksolver, para lo cual se procede a calcular los valores de fuerza que estarán presente en el árbol de transmisión.

Partiendo del hecho que se esta máquina será diseñada para triturar un flujo de material de $20 \frac{t_c}{h}$ lo que equivale a $5 \frac{Kg}{seg}$ y que los rodillos trituradores giraran a una velocidad de 400 rpm entre si, se procede a calcular el periodo de rotación de los mismos:

$$T = \frac{2\pi}{\omega}$$

Donde:

$$\omega = 400 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2\pi}{\text{rev}} \times \frac{\text{min}}{60\text{seg}}$$

$$\omega = 41.8 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$T = \frac{2\pi}{41.8 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}}$$

$$T = 0.15\text{seg}$$

Se procede a obtener la carga experimentada por los rodillos tanto en dirección “y” como en dirección “z”, para lo cual se tomara en cuenta el peso en si de los rodillos mas la carga adicional generada por el material a triturar.

El Acero SAE 1024 utilizado para los rodillos tiene un peso aproximado de $197.3 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$ lo que equivale a $1934 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ de carga distribuida.

Se señalo anteriormente que el flujo de material a triturar equivale a

$5 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$, para obtener la carga producida por el material a triturar se

procede a multiplicar este valor a el periodo de rotación de los rodillos obtenido anteriormente.

$$5 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \times 0.15\text{seg} = 0.75\text{Kg}$$

Para fines de diseño se distribuirá esta carga a los dos rodillos por lo cual cada rodillo soportara una carga adicional de 0.375Kg en el

periodo de rotación de 0.15 seg, esta carga será a lo largo de la longitud activa del rodillo ,la cual es de 500 mm, por lo cual:

$$\frac{0.375 \text{ Kg}}{0.5 \text{ m}} = 0.75 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$0.75 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}}$$

$7.35 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ de carga adicional distribuida.

Por lo cual se tendrá una carga distribuida total en dirección “z” igual a:

$$1934 \frac{\text{N}}{\text{m}} + 7.35 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 1942 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$W_z = 1942 \frac{\text{N}}{\text{m}}.$$

Para calcular la carga distribuida sobre el rodillo en dirección “y” se parte del valor de torque el cual equivale a 178N–m, y que el radio de los rodillos es de 125 mm.

$$F_n = \frac{178\text{N} - \text{m}}{0.125\text{m}}$$

$$F_n = 1424\text{N}$$

Por lo cual la carga distribuida en dirección “y” será:

$$W_y = \frac{1424\text{N}}{0.5\text{m}}$$

$$W_y = 2848\text{N}$$

Estos valores de carga tanto en “y” como en “z” serán similares al otro rodillo por el efecto acción- reacción.

Para la polea:

Se tienen que $F_n = \frac{T}{r}$

$$F_n = \frac{178\text{N} \cdot \text{m}}{0.1657\text{m}}$$

$$F_n = 1074 \text{ N}$$

Adicionalmente tenemos que $F_s = 1.5F_n$

$$F_s = (1074)(1.5)$$

$$F_s = 1611 \text{ N}$$

La fuerza generada por el engranaje se la obtiene de la siguiente manera, utilizando engranaje con diámetro de paso igual a 100 mm, se procede a calcular la fuerza tangencial y la fuerza radial en el diente del engranaje respectivamente:

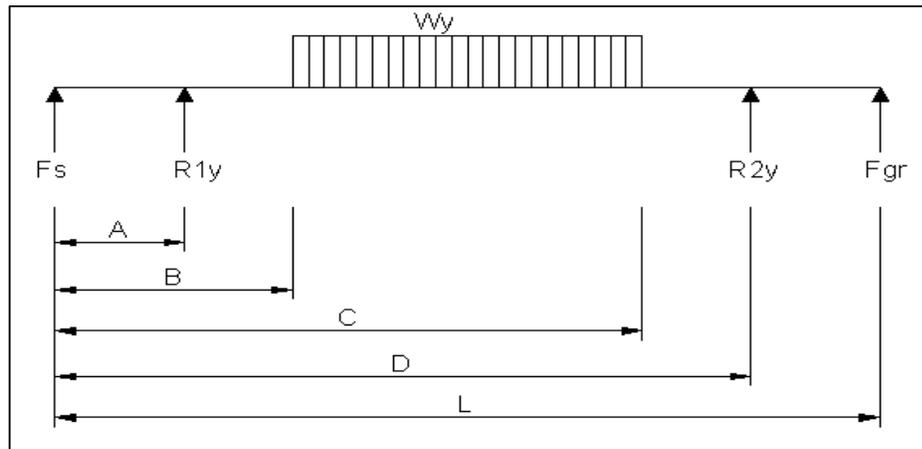
$$F_{gt} = \frac{T}{r}$$

$$F_{gt} = \frac{178\text{N} \cdot \text{m}}{0.05\text{m}}$$

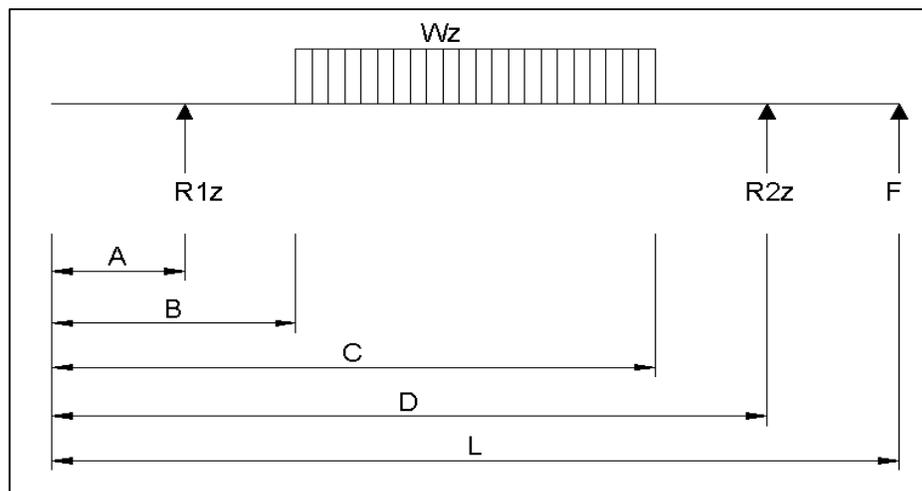
$$F_{gt} = 3560 \text{ N}$$

$$F_{gr} = F_{gt} \cdot \tan(20)$$

$$F_{gr} = 1295 \text{ N}$$



**FIGURA 3.3 DISTRIBUCION DE FUERZAS EN PLANO X-Y PARA
ARBOL PRINCIPAL**



**FIGURA 3.4 DISTRIBUCION DE FUERZAS EN PLANO X-Z PARA
ARBOL PRINCIPAL**

Se procede a obtener las ecuaciones de singularidad para poder aplicar el programa TK-solver, tomando como referencia los gráficos mostrados previamente.

Para el plano x-y

$$q = F_s \langle x-0 \rangle^{-1} - R_1 \langle x-a \rangle^{-1} - W \langle x-b \rangle^0 + w \langle x-c \rangle^0 + R_2 \langle x-d \rangle^{-1} + F_g \langle x-l \rangle^{-1}$$

$$V = F_s \langle x-0 \rangle^0 + R_1 \langle x-a \rangle^0 - W \langle x-c \rangle^1 + w \langle x-c \rangle^1 + R_2 \langle x-d \rangle^0 + F_g \langle x-l \rangle^0 + C_1$$

$$M = F_s \langle x-0 \rangle^1 + R_1 \langle x-a \rangle^1 - \frac{wy}{2} \langle x-b \rangle^2 + \frac{wy}{2} \langle x-c \rangle^2 + R_2 \langle x-d \rangle^1 + F_g \langle x-l \rangle^1 + C_1 x + C_2$$

Analizando en $x = 0^-$ donde tanto el cortante como el momento son igual a cero ; $V = 0$ $M = 0$

$$0 = F_s \langle 0^- - 0 \rangle^0 + R_1 \langle 0^- - a \rangle^0 - w \langle 0^- - b \rangle^1 + w \langle 0^- - c \rangle^1 + R_2 \langle 0^- - d \rangle^0 + F_g \langle 0^- - l \rangle^0 + C_1$$

$$C_1 = 0$$

$$0 = F_s \langle 0^- - 0 \rangle^1 + R_1 \langle 0^- - a \rangle^1 - \frac{wy}{2} \langle 0^- - b \rangle^2 + \frac{wy}{2} \langle 0^- - c \rangle^2 + R_2 \langle 0^- - d \rangle^1 + F_g \langle 0^- - l \rangle^1 + C_2$$

$$C_2 = 0$$

Se obtiene que las constantes C_1 y C_2 son igual a cero, seguidamente se procede a analizar $x = l^+$ donde igualmente el cortante y el momento son igual a cero; $V = 0$ $M = 0$

$$M = F_s \langle l-0 \rangle^1 + R_1 \langle l-a \rangle^1 - \frac{wy}{2} \langle l-b \rangle^2 + \frac{wy}{2} \langle l-c \rangle^2 + R_2 \langle l-d \rangle^1 + F_g \langle l-l \rangle^1$$

$$0 = F_s l + R_1 \langle l-a \rangle - \frac{wy}{2} \langle l-b \rangle^2 + \frac{wy}{2} \langle l-c \rangle^2 + R_2 \langle l-d \rangle$$

$$V = F_s(l-0)^0 + R_1y(l-a)^0 - wy(l-b)^1 + wy(l-c)^1 + R_2y(l-d)^0 + F_{gr}(l-l)^0$$

$$0 = F_s + R_1y - wy(l-b) + wy(l-c) + R_2y + F_{gr}$$

$$R_1y = wy(l-b) - wy(l-c) - R_2y - F_{gr} - F_s$$

$$0 = F_sl + wy(l-b)(l-a) - wy(l-c)(l-a) - R_2y(l-a) - F_{gr}(l-a) - F_s(l-a)$$

$$- \frac{wy}{2}(l-b)^2 + \frac{wy}{2}(l-c)^2 + R_2y(l-d)$$

$$- F_sl - wy(l-b)(l-a) + wy(l-c)(l-a) + F_{gr}(l-a) + F_s(l-a) + \frac{wy}{2}(l-b)^2$$

$$= - \frac{wy}{2}(l-c)^2 - R_2y(d-a)$$

$$R_2y = \frac{\left\{ F_sl + wy(l-b)(l-a) - wy(l-c)(l-a) - F_{gr}(l-a) - F_s(l-a) - \frac{wy}{2}(l-b)^2 + \frac{wy}{2}(l-c)^2 \right\}}{d-a}$$

Con estos datos se procede a crear el programa para obtener tanto las reacciones como los gráficos de cortante y momento

Para el plano x-z

$$q = R_1z(x-a)^{-1} - Wz(x-b)^0 + Wz(x-c)^0 - R_2z(x-d)^{-1} - F(x-l)^{-1}$$

$$V = R_1z(x-a)^0 - Wz(x-b)^1 + Wz(x-c)^1 - R_2z(x-d)^0 - F(x-l)^0 + C_1$$

$$M = R_1z(x-a)^1 - Wz(x-b)^2 + Wz(x-c)^2 - R_2z(x-d)^1 - F(x-l)^1 + C_1x + C_2$$

Para obtener los valores de las constantes C1 y C2 se analizara las condiciones de borde en el punto $x = a^-$ donde el cortante y momento son igual a cero, reemplazando este valor en las ecuaciones de q y V:

$$0 = R1z \langle a^- - a \rangle^0 - Wz \langle a^- - b \rangle^1 + Wz \langle a^- - c \rangle^1 - R2z \langle a^- - d \rangle^0 - F \langle a^- - l \rangle^0 + C1$$

$$C1 = 0$$

$$0 = R1z \langle a^- - a \rangle^1 - \frac{Wz}{2} \langle a^- - b \rangle^2 + \frac{Wz}{2} \langle a^- - c \rangle^2 - R2z \langle a^- - d \rangle^1 - F \langle a^- - l \rangle^1 + C2$$

$$C2 = 0$$

Para calcular las reacciones R1z, R2z se analizara las condiciones de borde en el punto $x=l^+$ donde cortante y momento son igual a cero.

$$M = R1z \langle l - a \rangle^1 - \frac{Wz}{2} \langle l - b \rangle^2 + \frac{Wz}{2} \langle l - c \rangle^2 + R2z \langle l - d \rangle^1 + F \langle l - l \rangle^1$$

$$0 = R1z \langle l - a \rangle - \frac{Wz}{2} \langle l - b \rangle^2 + \frac{Wz}{2} \langle l - c \rangle^2 + R2z \langle l - d \rangle$$

$$R1z = \frac{\left[\frac{Wz}{2} \langle l - b \rangle^2 - \frac{Wz}{2} \langle l - c \rangle^2 - R2z \langle l - d \rangle \right]}{l - a}$$

$$V = R1z \langle l - a \rangle^0 - Wz \langle l - b \rangle^1 + Wz \langle l - c \rangle^1 - R2z \langle l - d \rangle^0 + F \langle l - l \rangle^0$$

$$0 = R1z - Wz \langle l - b \rangle^1 + Wz \langle l - c \rangle^1 + R2z + F$$

Despejando R2z:

$$R2z = wz \langle l - b \rangle - wz \langle l - c \rangle - F - R1z$$

$$R1z \langle l - a \rangle = \frac{Wz}{2} \langle l - b \rangle^2 - \frac{Wz}{2} \langle l - c \rangle^2 - [wz \langle l - b \rangle - wz \langle l - c \rangle - F - R1z] \langle l - d \rangle$$

$$R1z \langle l - a \rangle - R1z \langle l - d \rangle = \frac{Wz}{2} \langle l - b \rangle^2 - \frac{Wz}{2} \langle l - c \rangle^2 - w \langle l - b \rangle \langle l - d \rangle + wz \langle l - c \rangle \langle l - d \rangle + F \langle l - d \rangle$$

$$R1z = \frac{\left[\frac{wz}{2}(l-b)^2 - \frac{wz}{2}(l-c)^2 - wz(l-b)(l-d) + wz(l-c)(l-d) + F(l-d) \right]}{d-a}$$

St	Input	Name	Output	Unit	Comment
					Gráficos de Cortante Y Momento utilizando funciones de Singularidad
					Aplicados al programa TK-solver.
					Geometría de la viga
	0.95	l		m	Longitud de la viga
	0.087	a		m	Distancia a reacción
L	0.93	x		m	Dimensión a lo largo de la viga
	0.23	b		m	Distancia a inicio de carga w
	0.73	c		m	Distancia a fin de carga w
	0.87	d		m	Distancia a reacción
					Carga aplicada en la viga
	-2848	wy		N/m	Carga aplicada en plano x-y
	1942	wz		N/m	Carga aplicada en plano x- z
	1611	Fs		N	Carga debido a polea en plano x-y
	1295	Fgr		N	Carga radial -engranaje plano x-y
	3560	Fgt		N	Carga tangencial -engranaje plano x-z
					Reacciones
		R1y	-2369	N	Reacción en y
		R2y	-1961	N	Reacción en y
		R1z	846.9	N	Reacción en z
		R2z	-3436	N	Reacción en z
					Funcione de la viga
L		Q	0	N	Función de carga en x

L		V	-1295	N	Función cortante en x
L		M	32.38	N-m	Función Momento en x
L		q	0	N	Función de carga en x
L		v	-3560	N	Función cortante en x
L		m	89	N-m	Función Momento en x
		Mmin	-70.23	N-m	Mínimo momento en y
		Mmax	139.6	N-m	Máximo momento en y
		Vmin	-1295	N	Mínimo cortante
		Vmax	1611	N	Máximo cortante
		Mminz	0	N-m	Mínimo momento en Z
		Mmaxz	306.6	N-m	Máximo momento en z
		Vminz	-3560	N	Mínimo cortante en z
		Vmaxz	846.9	N	Máximo cortante en z
L		Mag	94.71	N-m	Magnitud de momentos

**TABLA 10. OBTENCION DE GRAFICOS DE CORTANTE Y
MOMENTO UTILIZANDO PROGRAMA TKSOLVER**

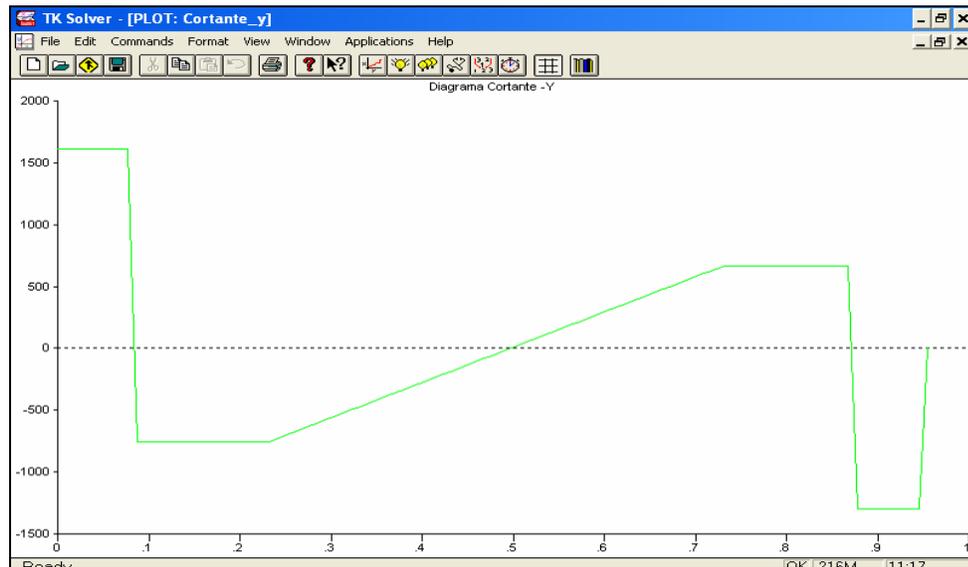


FIGURA 3.5 GRAFICO DE CORTANTE EN EL PLANO X-Y PARA ARBOL DE TRANSMISION PRINCIPAL

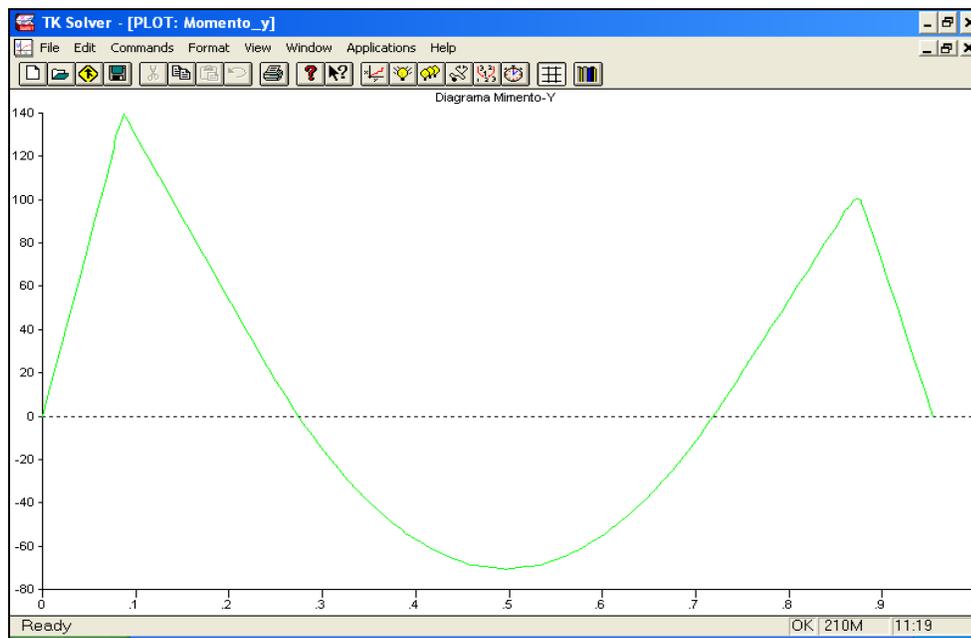
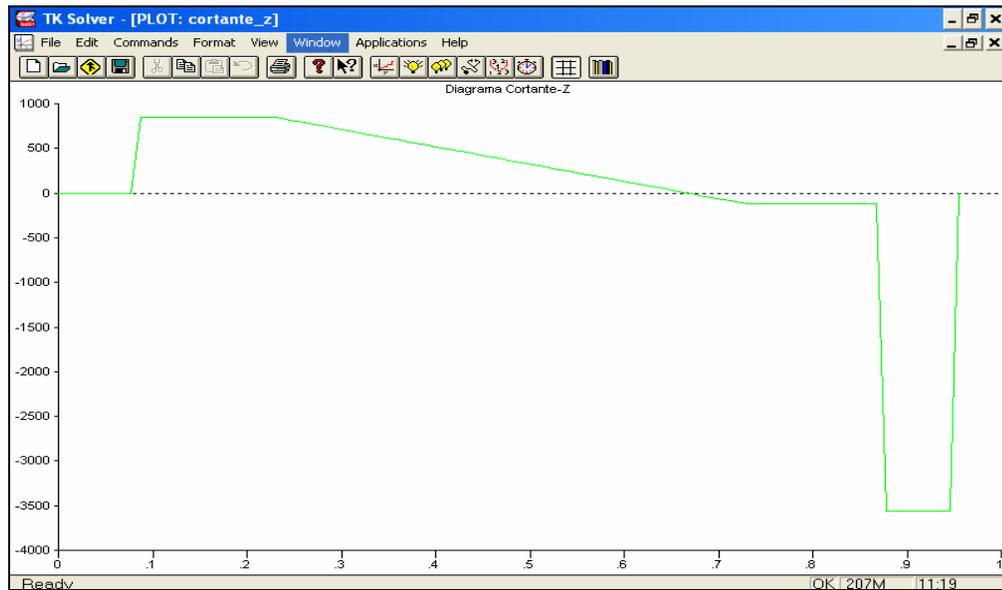
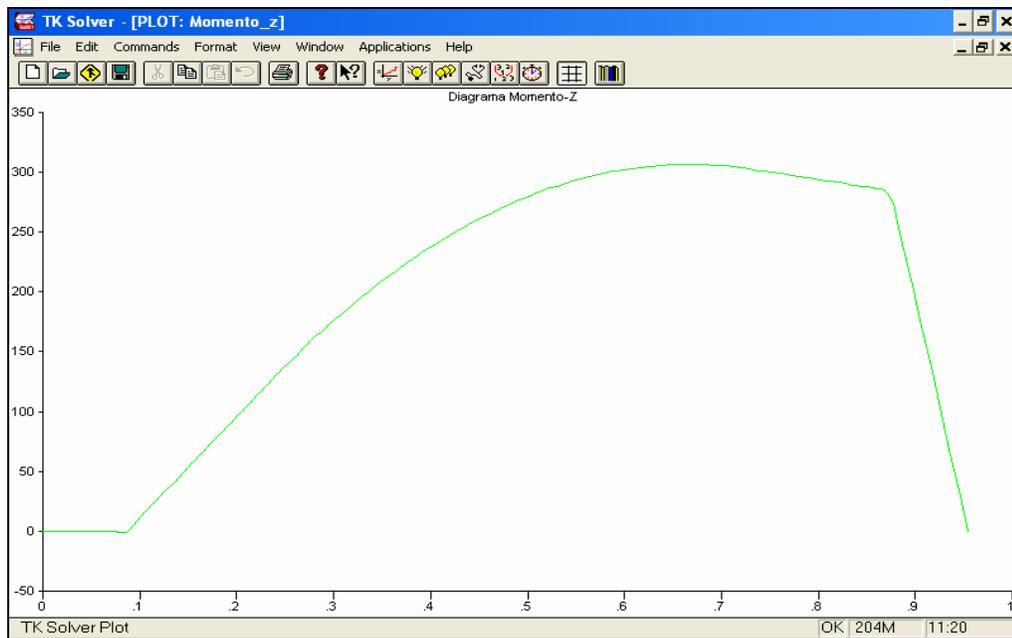


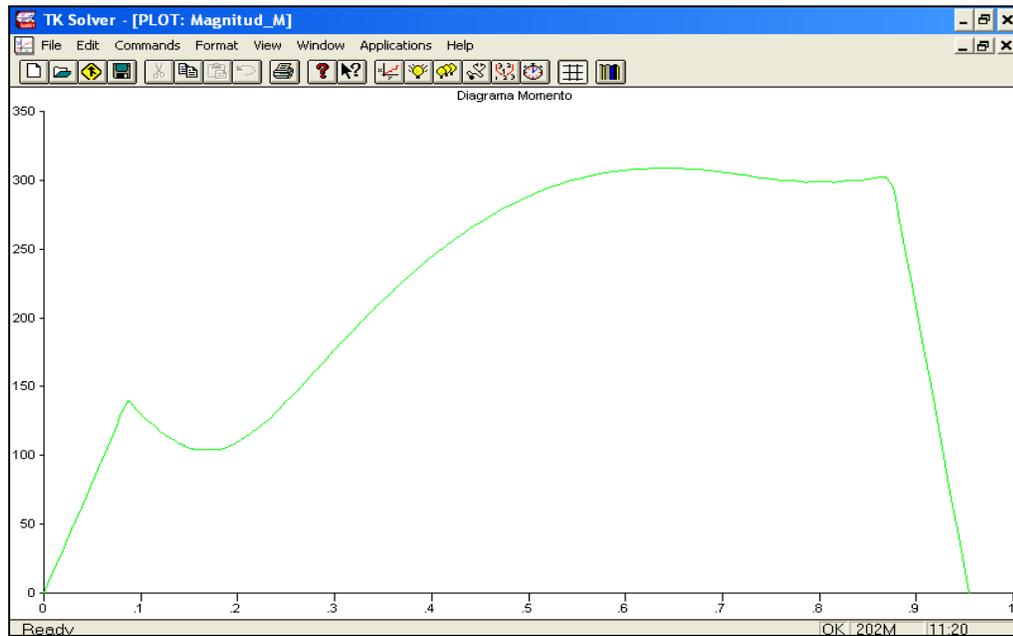
FIGURA 3.6 GRAFICO DE MOMENTO EN EL PLANO X-Y PARA ARBOL DE TRANSMISION PRINCIPAL



**FIGURA 3.7 GRAFICO DE CORTANTE EN EL PLANO X-Z PARA
ARBOL DE TRANSMISION PRINCIPAL.**



**FIGURA 3.8 GRAFICO DE MOMENTO EN PLANO X-Z PARA
ARBOL DE TRANSMISION PRINCIPAL**



**FIGURA 3.9 GRAFICO DE MAGNITUD DE MOMENTOS PARA
ARBOL DE TRANSMISION PRINCIPAL**

Se procede a obtener los valores de magnitud de momento para los diferentes puntos de análisis en el árbol de transmisión utilizando el programa TK-solver, los resultados son los siguientes:

Distancia X(mm)	Valores de magnitud de momento(N-m)
0	0
31.7	59.12
130.7	112.67
830.7	299.6
929.7	94.70
954.7	0

TABLA 11. VALORES DE MAGNITUD DE MOMENTO

Estos valores de momento para los diferentes puntos de análisis serán utilizados para obtener los diámetros del árbol de transmisión de tal

manera que resistan los esfuerzos de flexión y torsión que se presenten en el mismo.

Previamente se enunciarán ecuaciones que se utilizarán.

Los esfuerzos alternantes y de flexión medios aparecen en la superficie exterior y se determina a partir de:

$$\sigma_a = K_f \frac{M_{alt} c}{I}$$

$$\sigma_m = K_{fm} \frac{M_{mean} c}{I}$$

donde K_f y K_{fm} son los factores de concentración de esfuerzo a la fatiga por flexión para los componentes alternantes y medio respectivamente, dado que un árbol de transmisión típico tiene una sección transversal redonda sólida se puede sustituir en lugar de “c” y de I :

$$c = r = \frac{d}{2} \qquad I = \frac{\pi d^4}{64}$$

lo que da:

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_{alt}}{\pi d^3} \qquad \sigma_m = K_{fm} \frac{32M_{mean}}{\pi d^3}$$

Donde d es el diámetro local del árbol de transmisión en la sección de interés.

Los esfuerzos cortantes alternantes y torsionales se determinan a partir de:

$$\tau_a = K_{fS} \frac{T_{alt} r}{J}$$

$$\tau_m = K_{fSm} \frac{T_{mean} r}{J}$$

Si $r = \frac{d}{2}$ obtenemos que $J = \frac{\pi d^4}{32}$ lo que nos da que:

$$\tau_a = K_{fS} \frac{16T_{alt}}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = K_{fSm} \frac{16T_{mean}}{\pi d^3}$$

y finalmente se aplicara la ecuación 9.8 del texto de Norton

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_{alt})^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} T_{alt})^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_{mean})^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} T_{mean})^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Esta ecuación sirve para determinar un diámetro del árbol de transmisión para cualquier combinación de cargas a flexión y a torsión. En esta ecuación se encuentra S_e el cual representa el límite de resistencia a la fatiga de un material.

$$S_e = K_{load} * K_{size} * K_{surf} * K_{temp} * K_{misc} * S_e''$$

Donde $K_{load} = 1$ para flexión y $K_{load} = 0.70$ para carga axial.

Para el factor de tamaño se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones:

Para $d \leq 8 \text{ mm}$ $K_{size} = 1$

Para $8 \text{ mm} \leq d \leq 250 \text{ mm}$ $K_{size} = 1.189d^{-0.097}$

Para tamaños mayores el texto de Norton recomienda utilizar $K_{size} = 0.6$.

Para calcular el factor de superficie se aplica la ecuación:

$K_{surf} = A(S_{ut})^b$ en caso que $K_{surf} > 1$ se debe tomar como

$K_{surf} = 1$

Los coeficientes para la ecuación de factor superficial se muestran a continuación.

Coeficientes para la ecuación de factor superficial				
Acabado Superficial	Mpa		Kpsi	
	A	b	A	b
Rectificado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o estirado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

TABLA 12. COEFICIENTES PARA LA ECUACION DE FACTOR SUPERFICIAL

Para el factor de temperatura se deberá tomar las siguientes consideraciones:

Para $T \leq 450^{\circ}\text{C}$ $K_{\text{temp}} = 1$

Para $450^{\circ}\text{C} < T \leq 550^{\circ}\text{C}$; $K_{\text{temp}} = 1 - 0.0058(T - 450)$

Para el factor de confiabilidad K_{misc} se utilizara la tabla 13 recomendada por el texto de Norton.

Factores de confiabilidad	
Confiabilidad %	Confiabilidad
50	1
90	0.897
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

TABLA 13. FACTORES DE CONFIABILIDAD

Es necesario tener presente que cada material tiene una diferente sensibilidad a la concentración de esfuerzos ,que se conoce como sensibilidad a las muescas del material ,en general mientras mas dúctil sea el material menos sensible será a la muescas ,los materiales frágiles son mas sensibles a las muescas .la sensibilidad a la muescas se define de la siguiente manera:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

Donde K_t es el factor de concentración de esfuerzo teórico para esta geometría en particular y K_f es el factor de concentración de esfuerzo a la fatiga, la sensibilidad a la muesca varia entre 0 y 1, esta ecuación se la puede escribir en función de K_f

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

La sensibilidad a la muesca también se la puede definir a partir de la formula Kunn-Hardrath, en función de la constante de Neuber a y del radio de la muesca r ambos expresados en pulgadas.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

La constante de Neuber se la encuentra a partir de la siguiente tabla:

Constante de Neuber para los Aceros	
Sut(Ksi)	$\sqrt{a}(\text{in}^{0.5})$
50	0.130
55	0.118
60	0.108
70	0.093
80	0.080
90	0.070
100	0.062
110	0.055
120	0.049
130	0.044
140	0.039
160	0.031
180	0.024
200	0.018
220	0.013
240	0.009

TABLA 14. CONSTANTE DE NEUBER PARA LOS ACEROS

Se define un factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio K_{fm}

Si $K_f |\sigma_{\max}| < S_y$ entonces $K_{fm} = K_f$

$K_f |\sigma_{\max}| < S_y$ entonces $K_{fm} = \frac{S_y K_f \sigma_a}{|\sigma_m|}$

$K_f |\sigma_{\max} - \sigma_{\min}| < 2S_y$ entonces $K_{fm} = 0$

Con esta información se procede a ingresar los datos de momento para los diferentes puntos y se procede a calcular el diámetro para dichos puntos.

Se utilizar un acero de transmisión SAE 1018 el cual posee un límite elástico de 483 MPa una resistencia máxima a la tensión de 565 MPa, se utilizara un factor de concentración de esfuerzo a flexión de 3.5 y un factor de concentración de esfuerzo a torsión de 2 para obtener una primera estimación de posibles diámetros. Estos factores luego serán modificados con los valores correspondientes a la geometría del material, esta geometría del material deberá soportar los esfuerzos que se presenten de tal manera que se obtenga un factor de seguridad de alrededor de 2.5

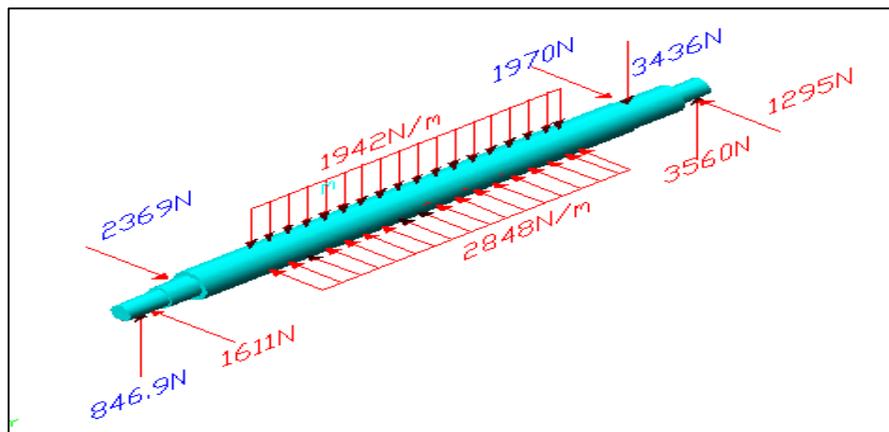


FIGURA 3.10 MAGNITUD DE FUERZAS EN ARBOL PRINCIPAL

St	Input	Name	Output	Unit	Comment
					DISEÑO ARBOL TRANSMISION
					CAPITULO 9- TEXTO NORTON
	'acero	matl			Material del árbol
	'maquinado	ac_supe			Acabado superficial 'rectificado, 'maquinado, 'rolado en caliente, 'forjado
	'flexión	Carga			Tipo de carga
	59.12	momax		N-m	Máximo momento aplicado
	-59.12	momin		N-m	Mínimo momento aplicado
		momalt	59.12	N-m	Momento alternante
		momean	0	N-m	Momento medio
	178	tormax		N-m	Máximo torque aplicado
	178	tormin		N-m	Mínimo torque aplicado
		toralt	0	N-m	Torque alternante
		tormean	178	N-m	Torque medio
	51	N			Número de puntos a calcular
		deff	0.03	m	Diámetro efectivo
	27	temper		C	Temperatura de operación
	3.5	Kt			Factor de concentración de esfuerzo geométrico a flexión
	1	r_muesc		mm	Radio de la muesca
		qb	0.94		Sensibilidad a la muesca
		Kf	3.35		Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga por flexión para componente alternante
	2	Kts			Factor de concentración de esfuerzo geométrico a torsión
		Kfs	1.94		Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga torsional para componente alternante
		Kfm	3.35		Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga por flexión para componente medio
		Kfsm	1.94		Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga torsional para componente medio

		sigalt	8.00E+07	Pa	Componente de esfuerzo normal alternante
		sigmean	0	Pa	Componente de esfuerzo normal medio
		taualt	0	Pa	Componente de esfuerzo cortante alternante
		taumean	3.00E+07	Pa	Componente de esfuerzo cortante medio
		s1a	8.00E+07	Pa	Esfuerzo alternante principal
		s2a	0	Pa	Esfuerzo alternante principal
		s3a	0.00E+00	Pa	Esfuerzo alternante principal
		s1m	3.50E+07	Pa	Esfuerzo medio principal
		s2m	0.00E+00	Pa	Esfuerzo medio principal
		s3m	-3.50E+07	Pa	Esfuerzo medio principal
		sigma1	8.00E+07	Pa	Esfuerzo alternante de Von Mises
		sigm1	6.00E+07	Pa	Esfuerzo medio de Von Mises
	2.07E+11	Eshaft		Pa	Módulo de young
	4.83E+08	Sy		Pa	Limite de fluencia elástico
	5.65E+08	Sut		Pa	Resistencia máxima a la tensión
		Ssy	2.78E+08	Pa	Limite de fluencia elástico al cortante
		Seprime	2.83E+08	Pa	Limite de resistencia a la fatiga sin corregir
		Ksurf	0.841		Factor de superficie
		Ksize	0.857		Factor de tamaño
		Ktemp	1.005		Factor de temperatura
		Kload	1		Factor de carga
	0.96	Kmisc			Factor de confiabilidad
		Se	196.6	MPa	Limite de resistencia a la fatiga corregida
		d_arbol	0.03	m	Diámetro de árbol obtenida de Iteración
		dANSI	0.028		ANSI/ASME
		dASME	0.029		ANSI/ASME resultados con kfsm considerado
		d97	0.032		Diámetro de árbol (Norton)
					FACTORES DE SEGURIDAD
		n1	4.432		FS para sigalt = constante
		n2	2.27		FS para sigmean = constante
	2	n3			FS para relación sigalt/sigmean = constante

TABLA 15. OBTENCION DE DIAMETROS PARA ARBOL DE TRANSMISION PRINCIPAL APLICANDO PROGRAMA TK-SOLVER

Los resultados que obtenemos del programa son los siguientes:

Ubicación	Diámetro de árbol obtenido (mm)
A	32
B	37
C	49
D	35

TABLA 16. DIAMETROS PARA ARBOL PRINCIPAL OBTENIDOS DE PROGRAMA TKSOLVER

Ahora se deberá volverse a calcular los esfuerzos, los factores de seguridad en los cuatro puntos y factores de concentración de esfuerzo con base en las dimensiones finales.

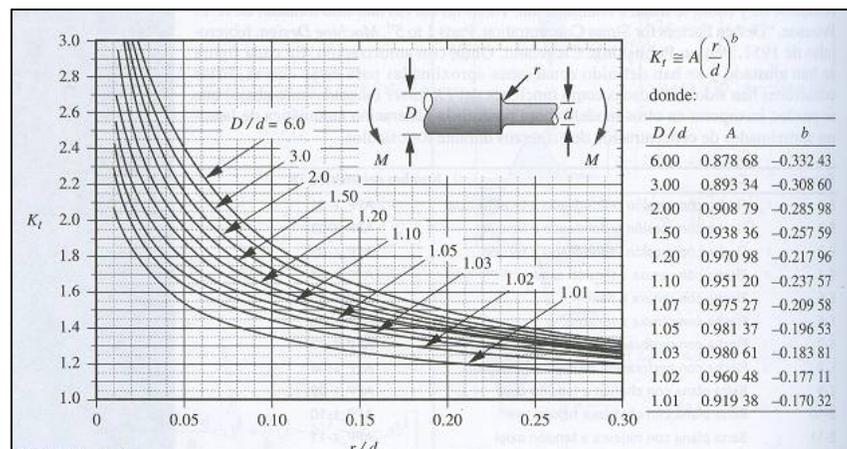
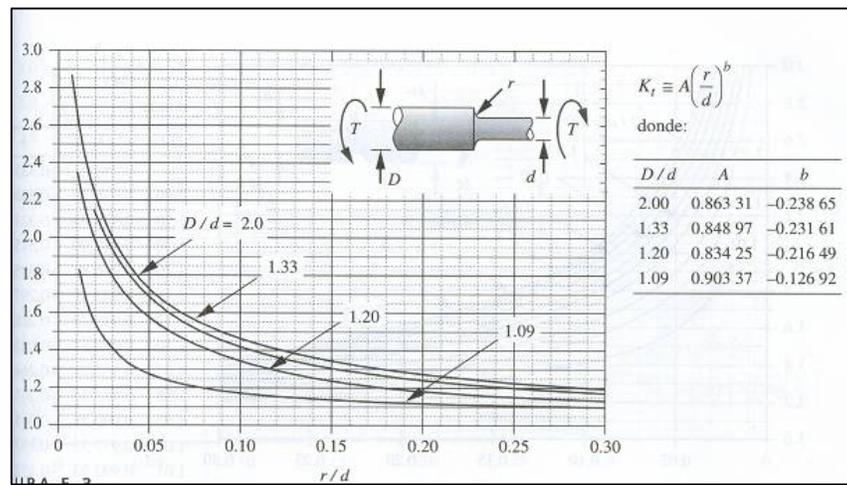


FIGURA 3.11 FACTOR DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS GEOMETRICO K_t PARA UNA FLECHA CON UN FILETE DE HOMBRO A FLEXION



**FIGURA 3.12 FACTOR DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS
GEOMETRICO K_t PARA UNA FLECHA CON UN FILETE DE
HOMBRO A TORSION**

Se calculara los factores de de concentración de esfuerzo geométrico K_t y K_{ts} par un árbol con un filete de hombro a flexión y torsión respectivamente, para lo cual se utilizara las figuras 3.11 y 3.12 (4).

Para el punto A Tenemos que $\frac{D}{d} = \frac{40\text{mm}}{32\text{mm}} = 1.25$ y además se sabe

que el radio de la muesca es igual a 1mm por lo cual la relación

$\frac{r}{d} = \frac{1\text{mm}}{32\text{mm}}$, se obtiene los valores de $A = 0.96554$ y $b = -0.2245$, se

reemplaza estos valores en $K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$

$$K_t = 0.96554 \left(\frac{1}{32} \right)^{-0.2245} = 2.1022 \text{ (Para flexión)}$$

Se realiza el mismo procedimiento para K_{ts} para el cual $A=0.83991$ y $b=-0.2223$

$$K_{ts} = A \left(\frac{r}{d} \right)^b = 0.83991 \left(\frac{1}{32} \right)^{-0.2223} = 1.8147 \text{ (para torsión)}$$

Por lo cual :

$$K_f = 1 + 0.94(2.1022 - 1) = 2.036$$

$$K_{fs} = 1 + 0.94(1.8147 - 1) = 1.7658$$

Los valores para los factores de carga, tamaño superficie y temperatura para el punto A los obtenemos directamente del programa de TKsolver al igual que el limite de resistencia a la fatiga sin corregir.

Descripción	Dato obtenido
Factor de carga (K_{load})	1
Factor de tamaño (K_{size})	0.857
factor de superficie (K_{surf})	0.841
factor de temperatura (K_{temp})	1
factor de confiabilidad (K_{misc})	0.96
limite de resistencia a la fatiga no corregida (S_e)	283 Mpa

**TABLA 17. DATOS OBTENIDOS DEL PROGRAMA TKSOLVER
PARA EL PUNTO "A"**

Por lo cual $S_e = K_{load} * K_{size} * K_{surf} * K_{temp} * K_{misc} * S_e''$

$$S_e = 1 * 0.857 * 0.841 * 1 * 0.96 * 283 \text{ MPa}$$

$$S_e = 196.6 \text{ MPa}$$

Este valor representa el límite de la resistencia a la fatiga corregido, con estos valores además de el valor de la resistencia última a la tensión (S_{ut}) se procede a verificar el factor de seguridad para los valores de K_f y K_{fs} modificados.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_{alt})^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} T_{alt})^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_{mean})^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} T_{mean})^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Para las condiciones de diseño dadas T_{alt} y M_{mean} son iguales a cero por lo que la ecuación queda expresada de la siguiente manera:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f * M_{alt})^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4}(k_{fsm} * T_{mean})^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Despejando el factor de seguridad se obtiene la siguiente expresión:

$$N_f = \frac{d^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(K_f * M_{alt})^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4}(K_{fsm} * T_{mean})^2}}{S_{ut}} \right]}$$

$$N_f = \frac{0.032^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(2.036 * 59.12 \text{N-m})^2}}{196.6 \text{MPa}} + \sqrt{\frac{3}{4} (1.7658 * 178)^2}}{565 \text{MPa}} \right]}$$

$$N_f = 2.9.$$

Para el punto B se procede de la misma manera:

$$\text{Para el punto B Tenemos que } \frac{D}{d} = \frac{55 \text{mm}}{40 \text{mm}} = 1.137 \quad \text{y} \quad \frac{r}{d} = \frac{1 \text{mm}}{31 \text{mm}}$$

=0.032, se obtiene los valores de A= 0.95195 y b= -0.2241077 ,se

$$\text{reemplaza estos valores en } K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

$$K_t = 0.95195 \left(\frac{1}{40} \right)^{-0.241077} = 2.3165 \text{ (Para flexión)}$$

SE realiza el mismo procedimiento para Kts para el cual A=0.84993 y

$$b = -0.23208$$

$$K_{ts} = A \left(\frac{r}{d} \right)^b = 0.84993 \left(\frac{1}{40} \right)^{-0.23208} = 2 \text{ (Para torsión)}$$

Por lo cual :

$$K_f = 1 + 0.94(2.3165 - 1) = 2.23751$$

$$K_{fs} = 1 + 0.94(2 - 1) = 1.94$$

Los valores para los factores de carga, tamaño superficie y temperatura para el punto B los obtenemos directamente del programa de TKsolver al igual que el limite de resistencia a la fatiga sin corregir.

Descripción	Dato obtenido
Factor de carga (K_{load})	1
Factor de tamaño (K_{size})	0.831
factor de superficie (K_{surf})	0.841
factor de temperatura (K_{temp})	1
factor de confiabilidad (K_{misc})	0.96
limite de resistencia a la fatiga no corregida (Se'')	283 Mpa

**TABLA 18. DATOS OBTENIDOS DEL PROGRAMA TKSOLVER
PARA EL PUNTO "B"**

Por lo cual $Se = K_{load} * K_{size} * K_{surf} * K_{temp} * K_{misc} * Se''$

$$Se = 1 * 0.831 * 0.841 * 1 * 0.96 * 283 \text{MPa}$$

$Se = 190.6 \text{ MPa}$, este valor representa el limite de la resistencia a la fatiga corregido, con estos valores además de el valor de la resistencia ultima a la tensión (Sut) se procede a verificar el factor de seguridad para los valores de K_f y K_{fs} modificados.

$$N_f = \frac{d^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(K_f * M_{alt})^2}}{Se} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} (K_{fsm} * T_{mean})^2}}{Sut} \right]}$$

$$N_f = \frac{0.04^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(2.23751 * 148.74N - m)^2}}{190.6MPa} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4}(1.94 * 178)^2}}{565MPa} \right]}$$

$$N_f = 2.76$$

Para el punto C:

Para el punto C se tiene que $\frac{D}{d} = \frac{55mm}{50mm} = 1.1$ y $\frac{r}{d} = \frac{1mm}{50mm}$ „se

obtiene los valores de $A = 0.95120$ y $b = -0.23757$, se reemplaza estos

valores en $K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$

$$K_t = 0.95120 \left(\frac{1}{50} \right)^{-0.23757} = 2.4093 \text{ (Para flexión)}$$

SE realiza el mismo procedimiento para K_{ts} para el cual $A = 0.896458$ y

$$b = -0.135877$$

$$K_{ts} = A \left(\frac{r}{d} \right)^b = 0.896458 \left(\frac{1}{50} \right)^{-0.135877} = 1.525 \text{ (Para torsión)}$$

Por lo cual :

$$K_f = 1 + 0.94(2.4093 - 1) = 2.3247$$

$$K_{fs} = 1 + 0.94(1.515 - 1) = 1.4935$$

Los valores para los factores de carga, tamaño superficie y temperatura para el punto C los obtenemos directamente del

programa de TKsolver al igual que el limite de resistencia a la fatiga sin corregir.

Descripción	Dato obtenido
Factor de carga (K_{load})	1
Factor de tamaño (K_{size})	0.810
factor de superficie (K_{surf})	0.841
factor de temperatura (K_{temp})	1
factor de confiabilidad (K_{misc})	0.96
limite de resistencia a la fatiga no corregida (Se'')	283 Mpa

**TABLA 19. DATOS OBTENIDOS DEL PROGRAMA TKSOLVER
PARA EL PUNTO "C"**

Por lo cual $Se = K_{load} * K_{size} * K_{surf} * K_{temp} * K_{misc} * Se''$

$$Se = 1 * 0.810 * 0.841 * 1 * 0.96 * 283 \text{MPa}$$

$$Se = 185.7 \text{MPa}$$

Este valor representa el límite de la resistencia a la fatiga corregido, con estos valores además de el valor de la resistencia última a la tensión (S_{ut}) se procede a verificar el factor de seguridad para los valores de K_f y K_{fs} modificados.

$$N_f = \frac{d^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(K_f * M_{alt})^2}}{Se} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} (K_{fsm} * T_{mean})^2}}{S_{ut}} \right]}$$

$$N_f = \frac{0.05^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(2.3247 * 303N-m)^2}}{187.5MPa} + \sqrt{\frac{3}{4} (1.4935 * 178)^2}}{565MPa} \right]}$$

$$N_f = 2.9$$

Para el punto D se tiene que $\frac{D}{d} = \frac{50mm}{35mm} = 1.42$ y $\frac{r}{d} = \frac{1mm}{35mm}$, se

obtiene los valores de $A=0.9470586$ y $b= -0.2470$, se reemplaza estos

$$\text{valores en } K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

$$K_t = 0.9470586 \left(\frac{1}{35} \right)^{-0.2470} = 2.279 \text{ (Para flexión)}$$

SE realiza el mismo procedimiento para K_{ts} para el cual $A=0.85089$ y

$$b=-0.23255$$

$$K_{ts} = A \left(\frac{r}{d} \right)^b = 0.85089 \left(\frac{1}{35} \right)^{-0.23255} = 1.9451 \text{ (Para torsión)}$$

Por lo cual :

$$K_f = 1 + 0.94(2.279 - 1) = 2.202$$

$$K_{fs} = 1 + 0.94(1.9451 - 1) = 1.8883$$

Los valores para los factores de carga, tamaño superficie y temperatura para el punto D los obtenemos directamente del programa de TKsolver al igual que el límite de resistencia a la fatiga sin corregir.

Descripción	Dato obtenido
Factor de carga (K_{load})	1
Factor de tamaño (K_{size})	0.844
factor de superficie (K_{surf})	0.841
factor de temperatura (K_{temp})	1
factor de confiabilidad (K_{misc})	0.96
límite de resistencia a la fatiga no corregida (S_e'')	283 Mpa

**TABLA 20. DATOS OBTENIDOS DEL PROGRAMA TKSOLVER
PARA EL PUNTO "D"**

Por lo cual $S_e = K_{load} * K_{size} * K_{surf} * K_{temp} * K_{misc} * S_e''$

$$S_e = 1 * 0.844 * 0.841 * 1 * 0.96 * 283 \text{ MPa}$$

$$S_e = 193.6 \text{ MPa}$$

Este valor representa el límite de la resistencia a la fatiga corregido, con estos valores además de el valor de la resistencia última a la tensión (S_{ut}) se procede a verificar el factor de seguridad para los valores de K_f y K_{fs} modificados.

$$N_f = \frac{d^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(K_f * M_{alt})^2}}{S_e} + \sqrt{\frac{3}{4} (K_{fsm} * T_{mean})^2}}{S_{ut}} \right]}$$

$$N_f = \frac{0.035^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(2.202 * 94.71 \text{N} - \text{m})^2}}{193.6 \text{MPa}} + \sqrt{\frac{3}{4} (1.8883 * 178)^2}}{565 \text{MPa}} \right]}$$

$$N_f = 2.64.$$

Estos valores de N_f obtenidos para los diferentes puntos luego del ajuste respectivo para los diferentes valores de k_f y k_{fs} obtenidos de la geometría dada y del factor de tamaño demuestran que el diseño del árbol de transmisión es seguro y por lo tanto válido.

Es necesario diseñar las cuñas tanto para los puntos "A" y "D", donde se colocaran la polea y engranaje respectivamente.

Se utilizará un acero de transmisión SAE 1018 con un límite elástico de 483 MPa y una resistencia máxima a la tensión de 565 MPa,

Para el punto "D" donde irá colocado el engranaje se tiene que el árbol de transmisión posee un diámetro de 35 mm, se determina los componentes medio y alternante de fuerzas sobre la cuña, a partir del componente del par de torsión dividido por el radio del árbol de transmisión en dicho punto.

Se procede a obtener la resistencia a la fatiga corregida

$$S_e = K_{load} * K_{size} * K_{surf} * K_{temp} * K_{misc} * S_e''$$

Donde S_e'' es la resistencia a la fatiga sin corregir:

$$Se'' = 0.5 S_{ut}$$

$$Se'' = 0.5 \times 565 \text{MPa}$$

$$Se'' = 283 \text{MPa}$$

$$Se = 1 \cdot 1 \cdot 0.841 \cdot 1 \cdot 0.96 \cdot 283 \text{MPa}$$

$$Se = 229 \text{MPa}$$

$$F_a = \frac{T_a}{r} = \frac{178 \text{ N-m}}{0.0175 \text{ m}} = 10171 \text{N}$$

$$F_m = \frac{T_m}{r} = \frac{178 \text{ N-m}}{0.0175 \text{ m}} = 10171 \text{N}$$

Se supondrá una longitud de cuña de 30 mm y se calculará los componentes de esfuerzos alterantes y medio cortantes, a partir de, del apéndice C, se obtiene que para un diámetro de 35 mm el ancho de la cuña deberá de ser de 8 mm.

$$\tau_a = \frac{F_a}{A_{\text{corte}}} = \frac{10171 \text{N}}{0.008 \times 0.03} = 42.3 \text{MPa}$$

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_{\text{corte}}} = \frac{10171 \text{N}}{0.008 \times 0.03} = 42.3 \text{MPa}$$

Para determinar un factor de seguridad a la fatiga al corte de la cuña, se calcula los esfuerzos de Von Mises equivalentes para cada uno de estos componentes, mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3(42.3 \text{MPa})^2} = 73.2 \text{MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3(42.3 \text{MPa})^2} = 73.2 \text{MPa}$$

Se procede a obtener el factor de seguridad a la fatiga aplicando la siguiente ecuación:

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{73.2\text{MPa}}{229\text{MPa}} + \frac{73.2\text{MPa}}{565\text{MPa}}} = 2.2$$

El esfuerzo de apoyo sobre la cuña es a compresión y se puede, por lo tanto considerarse como carga estática, se calcula de acuerdo con la fuerza máxima sobre la cuña.

$$\sigma_{\max} = \frac{F_m + F_a}{A_{\text{apoyo}}} = \frac{10171\text{N} + 10171\text{N}}{0.008\text{m} \times 0.03\text{m}} = 85\text{MPa}$$

Ahora se calcula el factor de seguridad para la falla por apoyo a partir de :

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{483\text{MPa}}{85\text{MPa}} = 5.6$$

Para el punto "A" donde ira colocado la polea se tiene que el árbol de transmisión posee un diámetro de 32 mm.

Se procede a obtener la resistencia a la fatiga corregida

$$S_e = K_{\text{load}} * K_{\text{size}} * K_{\text{surf}} * K_{\text{temp}} * K_{\text{misc}} * S_e''$$

Donde S_e'' es el la resistencia a la fatiga sin corregir:

$$S_e'' = 0.5 S_{ut}$$

$$S_e'' = 0.5 \times 565\text{MPa}$$

$$S_e'' = 283\text{MPa}$$

$$S_e = 1 * 1 * 0.841 * 1 * 0.96 * 283 \text{ MPa}$$

$$S_e = 229 \text{ MPa}$$

$$F_a = \frac{T_a}{r} = \frac{178 \text{ N-m}}{0.016 \text{ m}} = 11125 \text{ N}$$

$$F_m = \frac{T_m}{r} = \frac{178 \text{ N-m}}{0.016 \text{ m}} = 11125 \text{ N}$$

Se supondrá una longitud de cuña de 40 mm y se calculará los componentes de esfuerzos alterantes y medio cortantes, a partir de, del apéndice C, se obtiene que para un diámetro de 32 mm el ancho de la cuña deberá de ser de 6.5 mm.

$$\tau_a = \frac{F_a}{A_{\text{corte}}} = \frac{11125 \text{ N}}{0.0065 \times 0.04} = 42.7 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_{\text{corte}}} = \frac{11125 \text{ N}}{0.0065 \times 0.04} = 42.7 \text{ MPa}$$

Para determinar un factor de seguridad a la fatiga al corte de la cuña, se calcula los esfuerzos de Von Mises equivalentes para cada uno de estos componentes, mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3(42.7 \text{ MPa})^2} = 74 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3(42.7 \text{ MPa})^2} = 74 \text{ MPa}$$

Se procede a obtener el factor de seguridad a la fatiga aplicando la siguiente ecuación:

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{74\text{MPa}}{229\text{MPa}} + \frac{74\text{MPa}}{565\text{MPa}}} = 2.2$$

El esfuerzo de apoyo sobre la cuña es a compresión y se puede, por lo tanto considerarse como carga estática, se calcula de acuerdo con la fuerza máxima sobre la cuña.

$$\sigma_{\max} = \frac{F_m + F_a}{A_{\text{apoyo}}} = \frac{11125\text{N} + 11125\text{N}}{0.0065\text{m} \times 0.04\text{m}} = 85.5\text{MPa}$$

Ahora se calcula el factor de seguridad para la falla por apoyo a partir de :

$$N_s = \frac{s_y}{\sigma_{\max}} = \frac{483\text{MPa}}{85.5\text{MPa}} = 5.6$$

Se procede a calcular los factores de seguridad del árbol de transmisión en estas 2 ubicaciones, utilizando los factores de concentración de esfuerzos en los cuñeros considerando el diámetro del árbol y el radio de la muesca, para lo cual se hace uso del apéndice D.

Para el punto "D" se procede a obtener la relación $\frac{r}{d}$, para un valor de "r" de 1.5 mm y un valor de "d" igual a 35 mm .

$$\frac{r}{d} = \frac{1.5\text{mm}}{35\text{mm}} = 0.043$$

Con este valor se utiliza el apéndice D ,y se obtiene los siguientes valores:

$$K_t = 1.8$$

$$K_{ts} = 2.25$$

Por lo cual los factores de concentración de esfuerzo a la fatiga para una sensibilidad a la muesca de 0.94 serán:

$$K_f = 1 + 0.94(1.8 - 1) = 1.752$$

$$K_{fs} = 1 + 0.94(2.25 - 1) = 2.175$$

Acto seguido se calcula el nuevo factor de seguridad en el árbol de transmisión.

$$N_f = \frac{d^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(K_f * M_{alt})^2}}{S_e} + \sqrt{\frac{3}{4} \frac{(K_{fsm} * T_{mean})^2}{S_{ut}}} \right]}$$

$$N_f = \frac{0.035^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(1.752 * 94.71 \text{N-m})^2}}{193.6 \text{MPa}} + \sqrt{\frac{3}{4} \frac{(2.175 * 178)^2}{565 \text{MPa}}} \right]}$$

$$N_f = 2.9$$

Para el punto "A" se procede a obtener la relación $\frac{r}{d}$, para un valor de "r" de 1.5 mm y un valor de "d" igual a 32 mm .

$$\frac{r}{d} = \frac{1.5\text{mm}}{32\text{mm}} = 0.046$$

Con este valor se utiliza el apéndice D, y se obtiene los siguientes valores:

$$K_t = 1.8$$

$$K_{ts} = 2.25$$

Por lo cual los factores de concentración de esfuerzo a la fatiga para una sensibilidad a la muesca de 0.94 serán:

$$K_f = 1 + 0.94(1.8 - 1) = 1.752$$

$$K_{fs} = 1 + 0.94(2.25 - 1) = 2.175$$

.Acto seguido se calcula el nuevo factor de seguridad en el arbol de transmisión.

$$N_f = \frac{d^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(K_f * M_{alt})^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4}(K_{fs} * T_{mean})^2}}{S_{ut}} \right]}$$

$$N_f = \frac{0.032^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(1.752 * 59.12\text{N-m})^2}}{196.6\text{MPa}} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4}(2.175 * 178)^2}}{565\text{MPa}} \right]}$$

$$N_f = 2.87$$

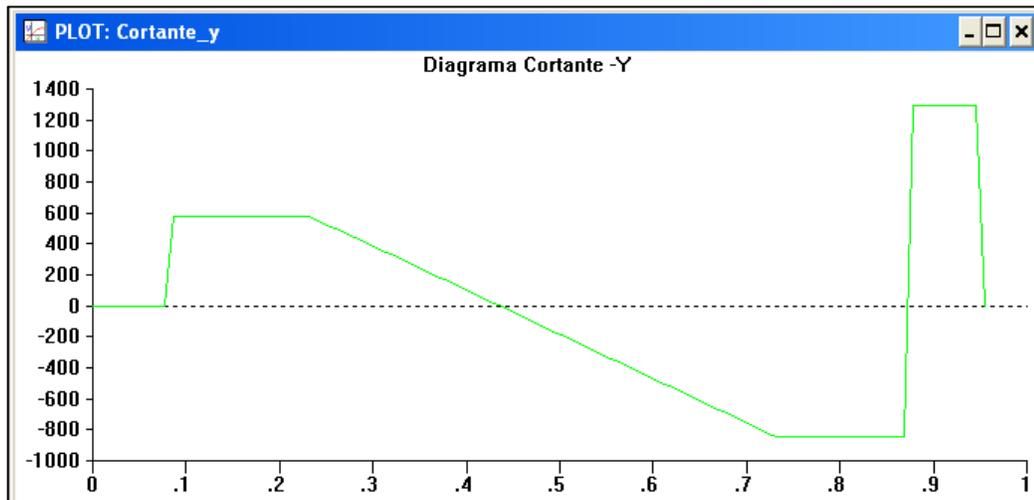
Los factores de seguridad en las cuñas son menores que los del árbol de transmisión en dichos puntos lo que es deseable dado en caso de sobrecarga las cuñas fallaran antes que el árbol de transmisión.

Ahora se necesita conocer las reacciones del segundo árbol de transmisión las cuales son necesarias para calcular los resortes necesarios para el sistema para lo cual se utiliza nuevamente el programa de Tksolver previamente creado para obtener las reacciones así como los gráficos para cortante y momento, con la única diferencia que para este caso “Fs” será igual a cero además Fgr y F serán negativas por ir en sentido contrario al sentido utilizado en el desarrollo de las ecuaciones

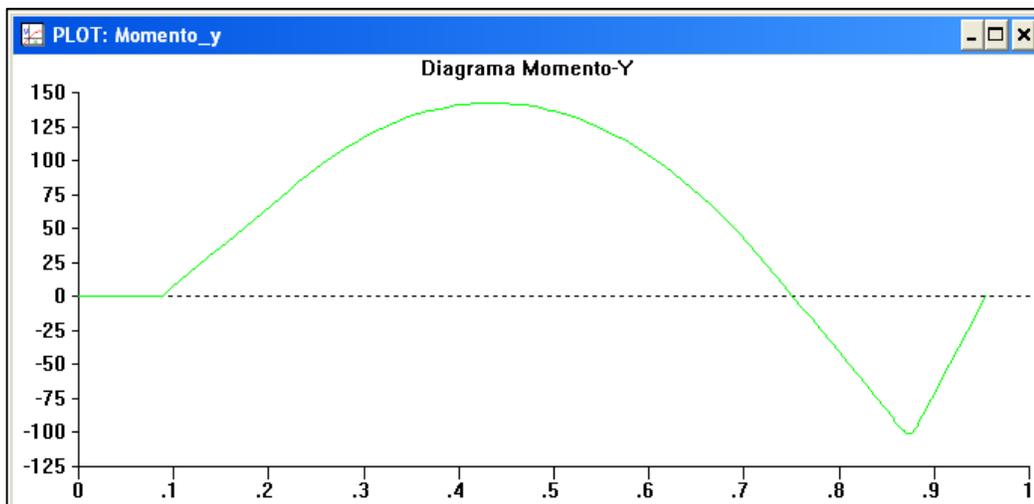
St	Input	Name	Output	Unit	Comment
					Gráficos de Cortante Y Momento
					utilizando funciones de singularidad
					aplicados al programa TK-solver.
					Geometría de la viga
	0.9547	l		m	Longitud de la viga
	0.0867	a		m	Distancia a reacción
L	0.9297	x		m	Dimensión a lo largo de la viga
	0.2307	b		m	Distancia a inicio de carga w
	0.7307	c		m	Distancia a fin de carga w
	0.8747	d		m	Distancia a reacción
					Carga aplicada en la viga
	2848	wy		N/m	Carga aplicada en plano x-y
	1942	wz		N/m	Carga aplicada en plano x- z
	0	Fs		N	Carga debido a polea en plano x-y

	-1295	F _{gr}		N	Carga radial -engranaje plano x-y
	-3560	F		N	Carga tangencial -engranaje plano x-z
					Reacciones
		R _{1y}	580.5	N	reacción en y
		R _{2y}	2138	N	reacción en y
		R _{1z}	124.1	N	Reacción en z
		R _{2z}	4407	N	Reacción en z
					Funcione de la viga
L		Q	0	N	Función de carga en x
L		V	1295	N	Función cortante en x
L		M	-32.37	N-m	Función Momento en x
L		q	0	N	Función de carga en x
L		v	3560	N	Función cortante en x
L		m	-89	N-m	Función Momento en x
		M _{min}	-99.91	N-m	Mínimo momento en y
		M _{max}	142.8	N-m	Máximo momento en y
		V _{min}	-843.5	N	Mínimo cortante
		V _{max}	1295	N	Máximo cortante
		M _{minz}	-279	N-m	Mínimo momento en Z
		M _{maxz}	21.81	N-m	Máximo momento en z
		V _{minz}	-846.9	N	Mínimo cortante en z
		V _{maxz}	3560	N	Máximo cortante en z
L		Mag	94.71	N-m	Magnitud de momentos

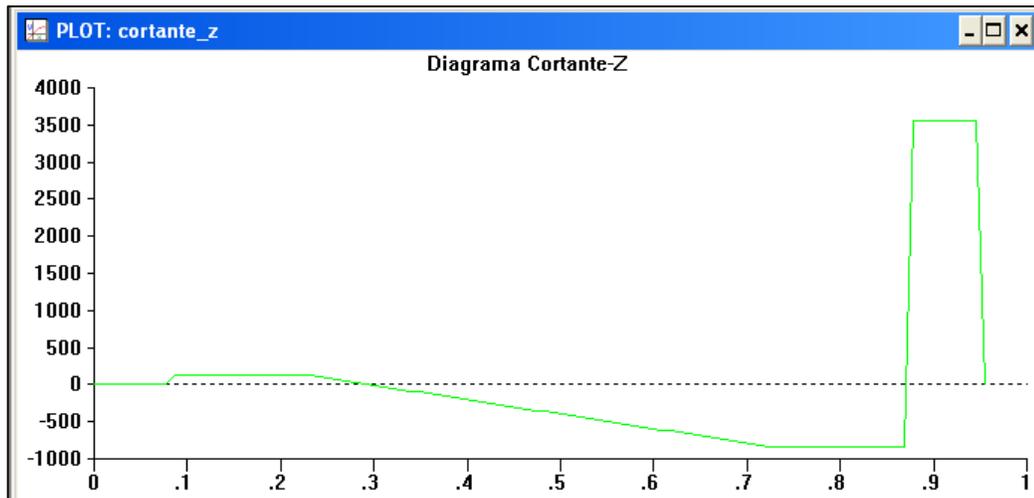
**TABLA 21. OBTENCION DE GRAFICOS DE CORTANTE Y
MOMENTO UTILIZANDO PROGRAMA TKSOLVER PARA EL
ARBOL SECUNDARIO**



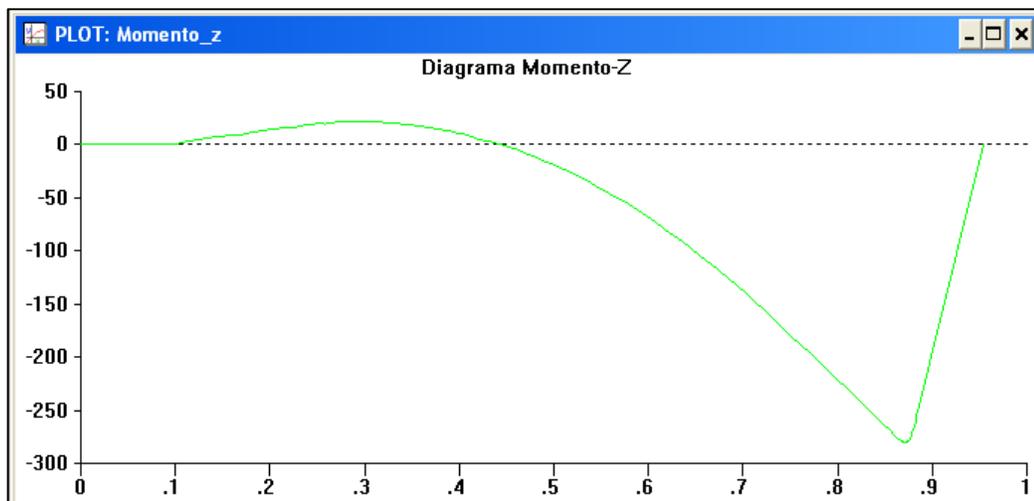
**FIGURA 3.13 GRAFICO DE CORTANTE EN EL PLANO X-Y PARA
ARBOL DE TRANSMISION SECUNDARIO**



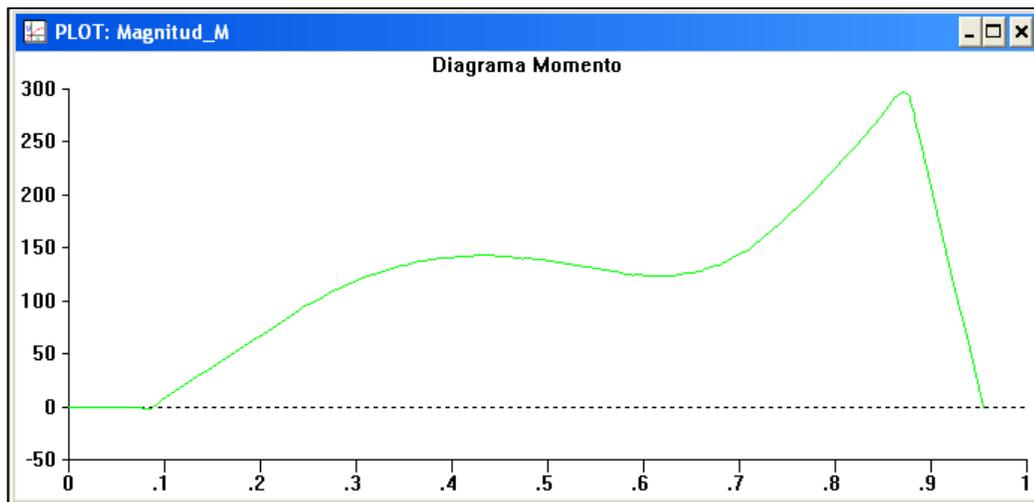
**FIGURA 3.14 GRAFICO DE MOMENTO EN EL PLANO X-Y PARA
ARBOL DE TRANSMISION SECUNDARIO**



**FIGURA 3.15 GRAFICO DE CORTANTE EN EL PLANO X-Z PARA
ARBOL DE TRANSMISION SECUNDARIO**



**FIGURA 3.16 GRAFICO DE MOMENTO EN EL PLANO X-Z PARA
ARBOL DE TRANSMISION SECUNDARIO**



**FIGURA 3.17 GRAFICO DE MAGNITUD DE MOMENTO PARA
ARBOL DE TRANSMISION SECUNDARIO**

Luego se evalúa valores de x para obtener la magnitud del momento en tal punto.

Distancia X(mm)	Valores de magnitud de momento(N-m)
130.7	26.12
830.7	256.3
929.7	94,71

**TABLA 22. VALORES DE MAGNITUD DE MOMENTO PARA ARBOL
SECUNDARIO**

Obtenido estos valores de momento, se los utiliza para obtener valores de diámetro de árbol

Ubicación	Diámetro de árbol obtenido (mm)
B	27
C	47
D	35

**TABLA 23. DIAMETROS PARA ARBOL SECUNDARIO OBTENIDOS
DEL PROGRAMA TKSOLVER**

En el punto B se obtiene un diámetro de 27mm pero se adoptara un diámetro de 40mm para tener similitud con el diseño del primer árbol de transmisión y en el punto C se utilizara un diámetro de 50mm puesto que el rodamiento de la unidad tensora se encuentra con tal diámetro.

Para el punto B Tenemos que $\frac{D}{d} = \frac{55\text{mm}}{40\text{mm}} = 1.137$ y $\frac{r}{d} = \frac{1\text{mm}}{31\text{mm}} = 0.032$, se obtiene los valores de $A = 0.95195$ y $b = -0.2241077$, se reemplaza estos valores en $K_t = A \left(\frac{r}{d}\right)^b$

$$K_t = 0.95195 \left(\frac{1}{40}\right)^{-0.241077} = 2.3165 \text{ (Para flexión)}$$

Se realiza el mismo procedimiento para K_{ts} para el cual $A = 0.84993$ y $b = -0.23208$

$$K_{ts} = A \left(\frac{r}{d}\right)^b = 0.84993 \left(\frac{1}{40}\right)^{-0.23208} = 2 \text{ (Para torsión)}$$

Por lo cual:

$$K_f = 1 + 0.94(2.3165 - 1) = 2.23751$$

$$K_{fs} = 1 + 0.94(2 - 1) = 1.94$$

Los valores para los factores de carga, tamaño superficie y temperatura para el punto B los obtenemos directamente del programa de TKsolver al igual que el limite de resistencia a la fatiga sin corregir.

Descripción	Dato obtenido
Factor de carga (K_{load})	1
Factor de tamaño (K_{size})	0.831
factor de superficie (K_{surf})	0.841
factor de temperatura (K_{temp})	1
factor de confiabilidad (K_{misc})	0.96
limite de resistencia a la fatiga no corregida (Se'')	283 Mpa

TABLA 24. DATOS OBTENIDOS DEL PROGRAMA TKSOLVER PARA EL PUNTO "B" DE ARBOL SECUNDARIO.

Por lo cual $Se = K_{load} * K_{size} * K_{surf} * K_{temp} * K_{misc} * Se''$

$$Se = 1 * 0.831 * 0.841 * 1 * 0.96 * 283 \text{MPa}$$

$Se = 190.6 \text{ MPa}$, este valor representa el limite de la resistencia a la fatiga corregido, con estos valores además de el valor de la resistencia ultima a la tensión (Sut) se procede a verificar el factor de seguridad para los valores de K_f y K_{fs} modificados.

$$N_f = \frac{d^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(K_f * M_{alt})^2}}{Se} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} (K_{fsm} * T_{mean})^2}}{Sut} \right]}$$

$$N_f = \frac{0.04^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(2.23751 * 26.12N - m)^2}}{190.6MPa} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4}(1.94 * 178)^2}}{565MPa} \right]}$$

$$N_f = 2.4$$

Para el punto C se tiene que $\frac{D}{d} = \frac{55mm}{50mm} = 1.1$ y $\frac{r}{d} = \frac{1mm}{50mm}$, se

obtiene los valores de $A = 0.95120$ y $b = -0.23757$, se reemplaza estos

valores en $K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$

$$K_t = 0.95120 \left(\frac{1}{50} \right)^{-0.23757} = 2.4093 \text{ (Para flexión)}$$

Se realiza el mismo procedimiento para K_{ts} para el cual $A = 0.896458$ y

$$b = -0.135877$$

$$K_{ts} = A \left(\frac{r}{d} \right)^b = 0.896458 \left(\frac{1}{50} \right)^{-0.135877} = 1.525 \text{ (Para torsión)}$$

Por lo cual:

$$K_f = 1 + 0.94(2.4093 - 1) = 2.3247$$

$$K_{fs} = 1 + 0.94(1.515 - 1) = 1.4935$$

Los valores para los factores de carga, tamaño superficie y temperatura para el punto C los obtenemos directamente del programa de TKsolver al igual que el límite de resistencia a la fatiga sin corregir.

Descripción	Dato obtenido
Factor de carga (K_{load})	1
Factor de tamaño (K_{size})	0.810
factor de superficie (K_{surf})	0.841
factor de temperatura (K_{temp})	1
factor de confiabilidad (K_{misc})	0.96
límite de resistencia a la fatiga no corregida (S_e'')	283 Mpa

**TABLA 25. DATOS OBTENIDOS DEL PROGRAMA TKSOLVER
PARA EL PUNTO "C" DE ARBOL SECUNDARIO.**

Por lo cual $S_e = K_{load} * K_{size} * K_{surf} * K_{temp} * K_{misc} * S_e''$

$$S_e = 1 * 0.810 * 0.841 * 1 * 0.96 * 283 \text{MPa}$$

$$S_e = 185.7 \text{MPa}$$

Este valor representa el límite de la resistencia a la fatiga corregido, con estos valores además del valor de la resistencia última a la tensión (S_{ut}) se procede a verificar el factor de seguridad para los valores de K_f y K_{fs} modificados.

$$N_f = \frac{d^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(K_f * M_{alt})^2}}{S_e} + \sqrt{\frac{3}{4} (K_{fsm} * T_{mean})^2}}{S_{ut}} \right]}$$

$$N_f = \frac{0.05^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(2.3247 * 256.3 N - m)^2}}{187.5 MPa} + \sqrt{\frac{3}{4} (1.4935 * 178)^2}}{565 MPa} \right]}$$

$$N_f = 3.4$$

Para el punto D se tiene que $\frac{D}{d} = \frac{50mm}{35mm} = 1.42$ y $\frac{r}{d} = \frac{1mm}{35mm}$, se

obtiene los valores de $A=0.9470586$ y $b= -0.2470$, se reemplaza estos

$$\text{valores en } K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

$$K_t = 0.9470586 \left(\frac{1}{35} \right)^{-0.2470} = 2.279 \text{ (Para flexión)}$$

SE realiza el mismo procedimiento para K_{ts} para el cual $A=0.85089$ y

$$b=-0.23255$$

$$K_{ts} = A \left(\frac{r}{d} \right)^b = 0.85089 \left(\frac{1}{35} \right)^{-0.23255} = 1.9451 \text{ (Para torsión)}$$

Por lo cual :

$$K_f = 1 + 0.94(2.279 - 1) = 2.202$$

$$K_{fs} = 1 + 0.94(1.9451 - 1) = 1.8883$$

Los valores para los factores de carga, tamaño superficie y temperatura para el punto D los obtenemos directamente del programa de TKsolver al igual que el límite de resistencia a la fatiga sin corregir.

Descripción	Dato obtenido
Factor de carga (K_{load})	1
Factor de tamaño (K_{size})	0.844
factor de superficie (K_{surf})	0.841
factor de temperatura (K_{temp})	1
factor de confiabilidad (K_{misc})	0.96
límite de resistencia a la fatiga no corregida (S_e)	283 Mpa

**TABLA 26. DATOS OBTENIDOS DEL PROGRAMA TKSOLVER
PARA EL PUNTO "D" DE ARBOL SECUNDARIO.**

$$\text{Por lo cual } S_e = K_{load} * K_{size} * K_{surf} * K_{temp} * K_{misc} * S_e''$$

$$S_e = 1 * 0.844 * 0.841 * 1 * 0.96 * 283 \text{MPa}$$

$$S_e = 193.6 \text{ MPa}$$

Este valor representa el límite de la resistencia a la fatiga corregido, con estos valores además del valor de la resistencia última a la tensión (S_{ut}) se procede a verificar el factor de seguridad para los valores de K_f y K_{fs} modificados.

$$N_f = \frac{d^3 \cdot \pi}{32 \cdot \left[\frac{\sqrt{(K_f \cdot M_{alt})^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} (K_{fsm} \cdot T_{mean})^2}}{S_{ut}} \right]}$$

$$N_f = \frac{0.035^3 \cdot \pi}{32 \cdot \left[\frac{\sqrt{(2.202 \cdot 94.71 \text{ N-m})^2}}{193.6 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} (1.8883 \cdot 178)^2}}{565 \text{ MPa}} \right]}$$

$$N_f = 2.64.$$

Estos valores para factor de seguridad demuestran que las dimensiones dadas son aceptables para la condición de diseño dada.

Se procede a diseñar la cuña.

Para el punto "D" donde ira colocado el engranaje se tiene que el árbol de transmisión posee un diámetro de 35 mm, se determina los componentes medio y alternante de fuerzas sobre la cuña , a partir del componente del par de torsión dividido por el radio del árbol de transmisión en dicho punto.

Se procede a obtener la resistencia a la fatiga corregida

$$S_e = K_{load} \cdot K_{size} \cdot K_{surf} \cdot K_{temp} \cdot K_{misc} \cdot S_e''$$

Donde S_e'' es el la resistencia a la fatiga sin corregir:

$$S_e'' = 0.5 S_{ut}$$

$$S_e'' = 0.5 \times 565 \text{ MPa}$$

$$S_e'' = 283 \text{ MPa}$$

$$S_e = 1 * 1 * 0.841 * 1 * 0.96 * 283 \text{ MPa}$$

$$S_e = 229 \text{ MPa}$$

$$F_a = \frac{T_a}{r} = \frac{178}{0.0175} \frac{\text{N-m}}{\text{m}} = 10171 \text{ N}$$

$$F_m = \frac{T_m}{r} = \frac{178}{0.0175} \frac{\text{N-m}}{\text{m}} = 10171 \text{ N}$$

Se supondrá una longitud de cuña de 30 mm y se calculará los componentes de esfuerzos alterantes y medio cortantes, a partir de, del apéndice C, se obtiene que para un diámetro de 35 mm el ancho de la cuña deberá de ser de 8 mm.

$$\tau_a = \frac{F_a}{A_{\text{corte}}} = \frac{10171 \text{ N}}{0.008 \times 0.03} = 42.3 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_{\text{corte}}} = \frac{10171 \text{ N}}{0.008 \times 0.03} = 42.3 \text{ MPa}$$

Para determinar un factor de seguridad a la fatiga al corte de la cuña, se calcula los esfuerzos de Von Mises equivalentes para cada uno de estos componentes, mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3(42.3 \text{ MPa})^2} = 73.2 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3(42.3 \text{ MPa})^2} = 73.2 \text{ MPa}$$

Se procede a obtener el factor de seguridad a la fatiga aplicando la siguiente ecuación:

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{73.2\text{MPa}}{229\text{MPa}} + \frac{73.2\text{MPa}}{565\text{MPa}}} = 2.2$$

El esfuerzo de apoyo sobre la cuña es a compresión y se puede, por lo tanto considerarse como carga estática, se calcula de acuerdo con la fuerza máxima sobre la cuña.

$$\sigma_{\max} = \frac{F_m + F_a}{A_{\text{apoyo}}} = \frac{10171\text{N} + 10171\text{N}}{0.008\text{m} \times 0.03\text{m}} = 85\text{MPa}$$

Ahora se calcula el factor de seguridad para la falla por apoyo a partir de :

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{483\text{MPa}}{85\text{MPa}} = 5.6$$

Se procede a calcular los factores de seguridad del árbol de transmisión en este punto, utilizando los factores de concentración de esfuerzos en los cuñeros considerando el diámetro del árbol y el radio de la muesca, para lo cual se hace uso del apéndice D.

Para el punto "D" se procede a obtener la relación $\frac{r}{d}$, para un valor de "r" de 1.5 mm y un valor de "d" igual a 35 mm .

$$\frac{r}{d} = \frac{1.5\text{mm}}{35\text{mm}} = 0.043$$

Con este valor se utiliza el apéndice D; y se obtiene los siguientes valores:

$$K_t = 1.8$$

$$K_{ts} = 2.25$$

Por lo cual los factores de concentración de esfuerzo a la fatiga para una sensibilidad a la muesca de 0.94 serán:

$$K_f = 1 + 0.94(1.8 - 1) = 1.752$$

$$K_{fs} = 1 + 0.94(2.25 - 1) = 2.175$$

Acto seguido se calcula el nuevo factor de seguridad en el árbol de transmisión.

$$N_f = \frac{d^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(K_f * M_{alt})^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} (K_{fs} * T_{mean})^2}}{S_{ut}} \right]}$$

$$N_f = \frac{0.035^3 * \pi}{32 * \left[\frac{\sqrt{(1.752 * 94.71 \text{ N-m})^2}}{193.6 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} (2.175 * 178)^2}}{565 \text{ MPa}} \right]}$$

$$N_f = 3.7$$

3.2 Diseño de mecanismo antitriturable que garantice la integridad de la máquina.

Para lograr un sistema de protección para la máquina se utilizara un par de resortes, para el diseño de los mismos se utilizara el programa de Tksolver.

Previamente se explicara las formar a utilizar en el mismo para llegar a una solución adecuada.

Primeramente se procede a calcular las fuerzas media y alternante

$$F_{alt} = \frac{F_{max} - F_{min}}{2}$$

$$F_{mean} = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$$

Para el diseño de los resortes se asumirá que F_{max} será un 10% mayor que F_{min} y que la deflexión de los resortes será de alrededor de 25 mm al experimentar la fuerza máxima, de la Figura 3.18 se tiene que F_{min} es igual a 2138 N por lo cual F_{max} será igual a 2351 N,

Suponga un diámetro de alambre de 8.5 mm y un índice de resorte de 10 y calcule el diámetro medio de la espira.

$$D = C * d$$

Encontrar el factor de cortante directo el mismo que se utilizara para calcular el esfuerzo en la deflexión inicial y el esfuerzo medio

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C}$$

$$\tau_i = K_s \frac{8 \times F_{\min} \times D}{\pi \times d^3}$$

$$\tau_m = K_s \frac{8 \times F_{\text{mean}} \times D}{\pi \times d^3}$$

Se determina el factor Wahl para calcular el esfuerzo alternante de la espira

$$K_w = \frac{4 \times C}{4} + \frac{0.615}{C}$$

$$\tau_a = K_w \frac{8 \times F_{\text{alt}} \times D}{\pi \times d^3}$$

Determinar la resistencia ultima a la tensión del material que además se utilizara para determinar la resistencia máxima al cortante y el límite elástico a la torsión

$$S_{ur} = Ad^b$$

$$S_{us} = 0.67S_{ut}$$

$$S_{ys} = 0.60S_{ut}$$

Se determina el límite de resistencia a la fatiga del alambre para resortes granallados en cargas repetidas y se la convierte a una resistencia a la fatiga totalmente alternante.

$S_{ew} = 465\text{MPa}$ Para resortes granallados

$$S_{es} = 0.707 \frac{S_{ew} S_{us}}{S_{us} - 0.707 S_{ew}}$$

Cabe señalar que el factor de seguridad se incrementa al reducirse el índice del resorte, sin embargo la longitud libre del resorte se incrementa de manera exponencial al reducirse el índice del resorte.

$$N = \frac{S_{es}(S_{us} - \tau_i)}{S_{es}(\tau_m - \tau_i) + S_{us}\tau_a}$$

Luego se procede a obtener la tasa del resorte a partir de las dos fuerzas en su deflexión relativa

$$k = \frac{\Delta F}{y} \quad k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a}$$

El numero de espiras activas deben satisfacer la siguiente ecuación:

$$N_a = \frac{d^4 G}{8D^3 k}$$

Suponiéndose extremos cuadrados y rectificadas

$$N_{tot} = N_a + 2$$

Luego se obtiene la altura de cierre

$$L_{\text{shut}} = d * N_{\text{tot}}$$

La deflexión inicial para alcanzar la mas pequeña de las cargas especificadas es

$$y_{\text{init}} = \frac{F_{\text{inicial}}}{k}$$

Se supondrá una holgura de golpeo de 15% que es un valor recomendado por el texto de Norton.

$$y_{\text{clash}} = 0.15y$$

La longitud libre es entonces:

$$L_f = L_{\text{shut}} + y_{\text{clash}} + y + y_{\text{init}}$$

La deflexión hasta la altura de cierre

$$y_{\text{shut}} = L_f - L_{\text{shut}}$$

La fuerza a esta deflexión de cierre es:

$$F_{\text{shut}} = ky_{\text{shut}}$$

El esfuerzo y el factor de seguridad a la altura de cierre son:

$$\tau_{\text{cierre}} = K_s \frac{8F_{\text{shut}}D}{\pi d^3}$$

$$N_{\text{cierre}} = \frac{S_{sy}}{\tau_{\text{cierre}}}$$

Para verificar el pandeo se necesita calcular las relaciones $\frac{L_f}{D}$ y

$$\frac{Y_{\text{max}}}{L_f} \quad \text{Donde} \quad \frac{y_{\text{max}}}{L_f} = \frac{y_{\text{init}} + y}{L_f}$$

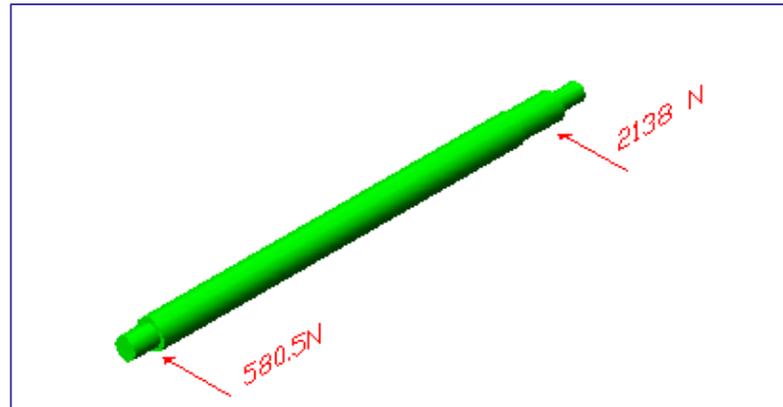


FIGURA 3.18 FUERZA ACTUANTES EN EL RESORTE A

DISEÑAR

St	Input	Name	Output	Unit	Comment
					DISEÑO DE RESORTES HELICOIDALES A COMPRESION PARA CARGAS A LA FATIGA
					NORTON CAPITULO 13 SECCION 6
	400	Rpm		rpm	Frecuencia de excitación
	7.93E+04	G		MPa	Modulo de rigidez del material
L	10	C			Indice del resorte
		Dia			Diámetro del alambre de prueba
	8.5	D		mm	Diámetro de alambre disponible
	25	Y		mm	Deflexión del resorte
	15	Clash		%	% de deflexión por holgura de golpeo
					CONDICIONES DEL MATERIAL
	'plano	Matl			'plano, 'revaceite
	'plano	End			'plano,'prectificado,'cuadrado,
	'granallado	Superf.			'sin granallar o 'granallado
	1	Turnos			Número de turnos / día

	4	Años			Años de operación deseados
		Nciclos	2.E+08		Ciclos para la vida deseada
					FUERZAS
	2,352	Fmax		N	Fuerza máxima aplicada
	2,138	Fmin		N	Fuerza mínima aplicada
		Falt	107	N	Fuerza alternante
		Fmean	2,245	N	Fuerza media
		Fshut	2,384	N	Fuerza a la altura de cierre
L		K	8,560	N/m	Tasa de resorte
		Ka	8,641	N/m	Tasa del resorte con Na redondeado
		N	9.84		Número de espiras activas
		Na	9.75		Número espiras activas –redondeada a 1/4 de espira.
		Ntot	9.75		Número total de espiras
		D	85	mm	Diámetro medio de espiras
L		Dout	93.5	mm	Diámetro externo de espiras
L		Din	76.5	mm	Diámetro interno de espira
L		Ks	1.05		Factor estático para cortante directo
L		Kw	1.14		Factor Wahl Eq 13.9/Norton
L		Kc	1.09		Relacion de Kw a Ks
		tauinit	791	MPa	Esfuerzo cortante en longitud instalada
		taustat	870	MPa	Esfuerzo cortante en Fmax para carga estática
		taushut	882	MPa	Esfuerzo a altura de cierre
		taualt	43	Mpa	Esfuerzo alternante a cortante para fatiga
		taumean	831	Mpa	Esfuerzo medio a cortante para la fatiga
		Sut	1,521	MPa	Resistencia a la tensión
		Sus	1,019	MPa	Resistencia a cortante máxima
		Ssy	913	MPa	Fluencia a cortante basada enTabla 13-6/Norton.
		Sew	465	MPa	Limite de duración del alambre - ecuación 13.12/Norton
		Ses	486	MPa	Limite de duración invertido
					FACTORES DE SEGURIDAD
L		Nf	1.75		Factor de seguridad a fatiga
L		Ns	1.05		Factor de seguridad Carga estática

L		Nshut	1.03		Factor de seguridad - Altura de cierre
L		Lf	361.39	mm	Longitud Libre
L		Linstal	111.63	mm	Longitud instalada
L		Lcomp	86.63	mm	Longitud comprimida
L		Lshut	82.88	mm	Altura de cierre
		yinit	249.77	mm	Deflexión inicial en el ensamble
		y _{max}	274.77	mm	Deflexión máxima de trabajo
		y _{clash}	3.75	mm	Holgura de golpeo por espira
		y _{shut}	278.52	mm	Deflexión a la altura de cierre
					Parámetros buckling
		R1	4.25		Razón de longitud libre al diámetro medio
		R2	0.76		Razón de deflexión a longitud libre

**TABLA 27. DISEÑO DE RESORTES UTILIZANDO PROGRAMA
TKSOLVER**

Adicionalmente para el buen funcionamiento de las resortes se necesita seleccionar una unidad tensora, la cual será seleccionada mas adelante.

3.3 Diseño de sistema de regulación de la granulometría del producto.

Para regular la granulometría se utilizara un grupo de cuatro engranajes, los que tendrán un diámetro de paso similar, esto además de ayudar a la regulación del sistema nos permitirá transmitir al movimiento de un rodillo al otro

Se utilizara el programa de Diseño Tk solver pero antes se realizara una introducción de los valores y fórmulas a aplicar. Para calcular los esfuerzos de flexión se utilizara la ecuación de AGMA para flexión:

$$\sigma_b = \frac{W_t K_a K_m}{F m J K_v} K_s K_b K_i$$

Donde Ka: Factor de aplicación

K_m : Factor de distribución de carga

K_s : Factor de tamaño

K_b : factor de espesor de aro.

K_i : Factor de engranaje intermedio o loco

F: Ancho de cara.

K_v : Factor dinámico

J : Factor geométrico de flexión AGMA

m: módulo

W_t : Fuerza tangencial en los dientes del engranaje.

Fuente de poder	Uniforme	Impacto Moderado	Impacto Severo
Uniforme	1	1.25	1.75 o superior
Impacto ligero	1.25	1.40	2 o superior
Impacto medio	1.50	1.70	2.25 o superior

TABLA 28. FACTORES DE APLICACIÓN K_a .

De la tabla 28, por ser piedra pómez el material a triturar se lo puede considerar como impacto ligero por lo cual se realizara los cálculos con un valor de $K_a = 1.25$

Factores de distribución de carga		
Ancho de la cara		
ln	Mm	km
<2	50	1.6
6	150	1.7
9	250	1.8
>20	500	2.0

TABLA 29. FACTORES DE DISTRIBUCION DE CARGA

K_m es el factor de distribución de carga de la tabla 29 se selecciona un valor de K_m de 1.6

El factor de tamaño K_s se define como un valor de 1 debido a que los engranajes a diseñar serán de disco sólido por lo cual $K_s = 1$

El factor de espesor de aro por tratarse de un disco sólido $K_b = 1$

Ki es el factor de engranaje intermedio o loco, un engranaje intermedio esta sujeto a la vez a mas ciclos de esfuerzos por unidad de tiempo y a cargas alternantes mas elevadas, para tomar en consideración esta situación se define el valor de ki a 1.42 para en engranaje intermedio o loco o un valor de 1 para uno que no lo es.

El factor dinámico Kv trata de tomar en consideración cargas por vibración generadas internamente por impactos de diente contra diente inducidos por acoplamiento no conjugados de los dientes del engranaje, estas cargas de vibración se conocen como error de transmisión y serán peores en engranajes de baja precisión .AGMA proporciona curvas empíricas para Kv como función de la velocidad de la línea de paso Vt

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200V_t}} \right)^B$$

Donde los factores A y B se definen de la siguiente forma:

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \text{ Para } 6 \leq Q_v \leq 11$$

Donde el Qv es el índice de calidad del engranaje de menor calidad en el acoplamiento .

Para engranajes con un $Q_v \leq 5$ se aplica una ecuación diferente

$$K_v = \left(\frac{50}{50 + \sqrt{200V_t}} \right)$$

$$V_{t\max} = \frac{(A + (Q_v - 3))^2}{200}$$

en el diseño se utilizara un índice de calidad de 5.

Luego de calcular los esfuerzos a flexión se procede a calcular los esfuerzos superficiales por lo cual se aplicara la siguiente formula:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t m C_a C_m}{F I C_v} C_s C_f}$$

Donde C_a : Factor de Aplicación

C_m : Factor de distribución de carga

C_s : Factor de tamaño

F: Ancho de cara

C_v : Factor dinámico

I : Factor geométrico superficial no dimensional

m módulo

W_t : Fuerza tangencial en los dientes del engranaje.

C_p : coeficiente elástico

C_f : Factor de terminado superficial.

Los factores C_a, C_m, C_v y C_s son iguales respectivamente a K_a, k_m, K_v y k_s .

I es el factor de geometría superficial, este factor toma en consideración los radios de curvatura de los dientes del engranaje y el ángulo de presión. AGMA define la siguiente ecuación:

$$I = \frac{\cos \phi \times m}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g} \right)}$$

Donde ρ_p y ρ_g son los radios de curvatura respectivamente de los dientes del piñón y del engranaje, ϕ es el ángulo de presión y m es el módulo. Los radios de curvatura de los dientes se calculan a partir de la geometría del acoplamiento:

$$\rho_p = \sqrt{(r_p + (1 + x_p) \times m)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - m \times \cos \phi$$

$$\rho_g = C \sin \phi - \rho_p$$

r_p Es el radio de paso del piñón, ϕ es el ángulo de presión, C es la distancia entre centros del piñón y del engranaje, x_p es el coeficiente del piñón que es igual al porcentaje decimal de la elongación de cabeza para dientes con desigual altura de la cabeza, en el caso de dientes estándar de profundidad total $x_p = 0$ que es el caso de este diseño.

Cp es el coeficiente elástico toma en consideración diferentes materiales del diente y se determina a partir de:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}}$$

Donde Ep y Eg son respectivamente los módulos de elasticidad del piñón y del engranaje y vp y vg son sus relaciones de Poisson respectivamente, los valores de Cp para diversas combinaciones comunes de materiales engranaje y piñón, con base con un v =0.3 supuesto para todas las combinaciones se muestran en la tabla 30.

Coeficiente elástico AGMA Cp en unidades de (psi)0.5 (Mpa)0.5							
Material del piñón	Ep psi Mpa	Material del engranaje					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	3,E+07	2300	2180	2160	2100	1950	1900
	2,E+05	191	181	179	174	162	158
Hierro maleable	3,E+07	2180	2090	2070	2020	1900	1850
	2,E+05	181	174	172	168	158	154
Hierro nodular	2,40E+07	2160	2070	2050	2000	1880	1830
	1,70E+05	179	172	170	166	156	152
hierro fundido	2,20E+07	2100	2020	2000	1960	1850	1800
	1,50E+05	174	168	166	163	154	149
Bronce al aluminio	1,75E+06	1950	1900	1880	1850	1750	1700
	1,20E+05	162	158	156	154	145	141
Bronce al estaño	1,60E+07	1900	1850	1830	1800	1700	1650
	1,10E+05	158	154	152	149	141	137

Los valores de Ep de esta tabla son aproximados , y se aplico v = 0.3 como aproximación de la razón de Poisson para todos los materiales.

TABLA 30. COEFICIENTE ELASTICO AGMA Cp

Para calcular la resistencia a la fatiga por flexión AGMA se utilizara la siguiente formula:

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}'$$

Donde:

S_{fb}' : resistencia a la fatiga a flexión AGMA

S_{fb} : Es la resistencia a la fatiga corregida.

K_L es el factor de vida

K_T : factor de temperatura.

K_R : factor de Confiabilidad.

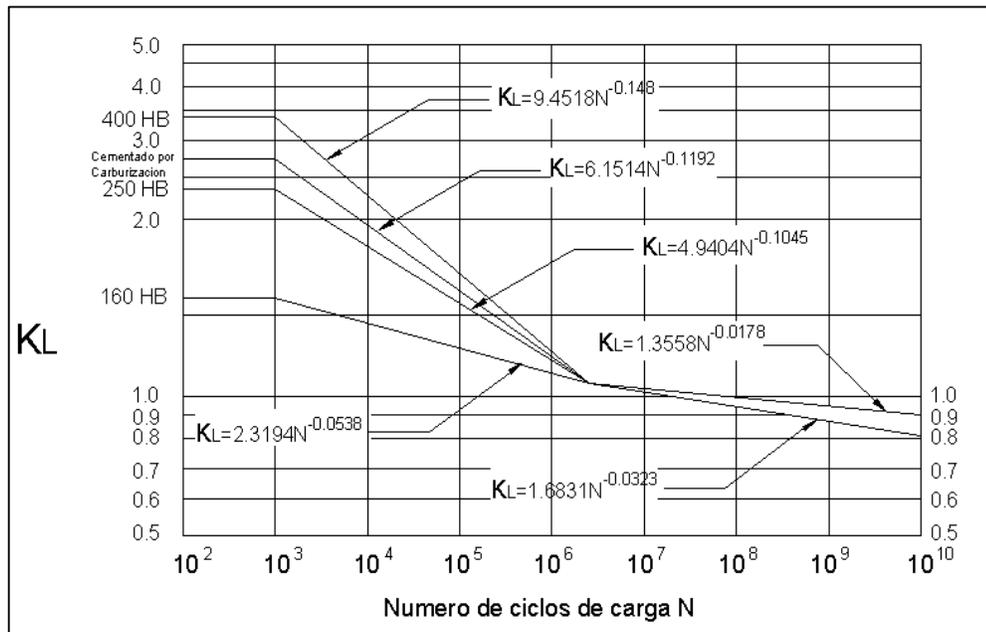


FIGURA 3.19 FACTOR DE VIDA DE RESISTENCIA A FLEXION

KL DE AGMA

La figura 3.19 muestra curvas S-N para resistencia a la fatiga a flexión de los aceros con varias resistencias a la tensión diferentes, según quedan definidos por sus números de dureza Brinell. Las ecuaciones adecuadas a las curvas también aparecen en la figura para cada una de las líneas S-N. estas ecuaciones son aplicables para calcular el factor K_L apropiada para los números requeridos de ciclos de carga N .

La temperatura del lubricante es una medida razonable de la temperatura del engranaje. para acero con temperaturas de aceite de hasta aproximadamente 250 °F, K_T puede ser igual a 1, par temperaturas superiores se estima K_T a partir de la ecuación:

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620}$$

Donde T_F es la temperatura del aceite en °F, no se recomienda esta razón para materiales diferentes al el acero.

Para el factor de confiabilidad K_R los datos de AGMA se basan en una probabilidad estadística de 1 falla por cada 100 muestra, es decir una confiabilidad del 99%, si esto es satisfactorio deje a $k_R = 1$, si lo que desea es un factor de confiabilidad superior o inferior, k_R se define en algunos valores de la tabla 31.

Factor kR de AGMA	
Porcentaje de confiabilidad	kR
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

TABLA 31. FACTOR KR DE AGMA

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga superficial AGMA se utilizara la siguiente ecuación:

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}^*$$

Donde: S_{fc}^* : resistencia a la fatiga superficial AGMA

S_{fc} : Es la resistencia a la fatiga superficial corregida.

C_L es el factor de vida

C_T : factor de temperatura.

C_R : factor de Confiabilidad.

C_H : Factor de razón de dureza relativo a la resistencia contra picadura y se utilizara con un valor de 1.

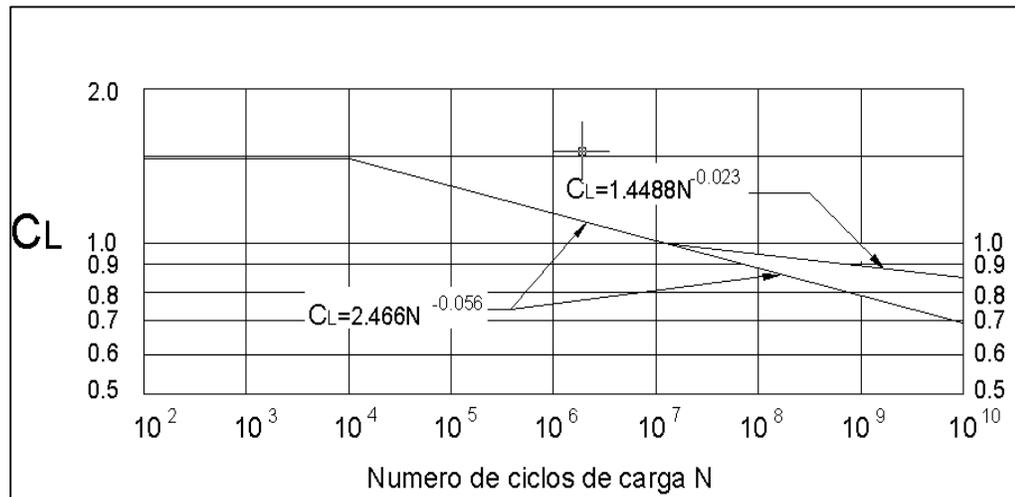


FIGURA. 3.20 FACTOR DE VIDA O RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL AGMA CL

Los factores C_T y C_R son idénticos respectivamente a K_T y K_R , el factor de vida C_L tiene la misma finalidad que K_L pero hace referencia al diagrama de la figura 3.20.

El factor de seguridad contra la falla por flexión se determina al comparar la resistencia a la fricción corregida con el esfuerzo a la tensión para cada engranaje en acoplamiento.

$$N_b = \frac{S_{fb}}{\sigma_b}$$

El factor de seguridad contra falla superficial deberá determinarse al comparar la carga real con la carga que producirá el esfuerzo igual a la resistencia superficial corregida del material debido que el esfuerzo

superficial esta relacionado con la raíz cuadrada de la carga, es posible calcular el factor de seguridad por fatiga superficial como el cociente del cuadrado de la resistencia superficial correspondiente a cada engranaje en el acoplamiento.

$$N_c = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2$$

En el mercado nacional encontramos Acero AISI 4140 conocido como ASSAB 709 que es un acero recomendado para la fabricación de partes de maquinaria tales como árbol de transmisión, engranajes.

Dando al acero una dureza superficial de 360 HB e ingresando las variables de entrada definidas previamente, se obtiene los siguientes resultados:

St	Input	Name	Output	Unit	Comment
					Diseño Engranajes rectos
					Norton-capitulo 11
	10	Potencia		hp	Potencia
	400	piñón		rpm	Velocidad del piñón
	1	Relación			Relación de Engranaje
	25	Piñón			Número de dientes del piñón
	25	Nidler1			Número de dientes de intermedio 1
	25	Nidler2			Número de dientes de intermedio 2
	4	m		mm	Módulo
	20	phi		deg	Angulo de presión
		dpiñon	100	mm	Diámetro de piñón
		dgear	100	mm	Diámetro de engranaje
		didler1	100	mm	Diámetro de intermedio 1

		didler2	100	mm	Diámetro de intermedio 2
		wgear	400	rpm	Velocidad de Engranaje
		Ngear	25		Número de dientes de Engranaje
		Tgear	178	N-m	Torque de Engranaje
		Tpiñon	178	N-m	Torque de piñón
		Wt	3,560	N	Fuerza tangencial
		Wr	1,300	N	Fuerza radial
		W	3,790	N	Fuerza Neta
	12	facefac			Factor de ancho de cara - entre 8 y 16
		F	48	mm	Ancho de cara
		sigbpin	149	MPa	Esfuerzo a la fricción - diente piñón
		sigbgea	149	MPa	Esfuerzo a la fricción - diente engranaje
		sigbidler1	212	MPa	Esfuerzo a la fricción - diente intermedio1
		sigbidler2	212	MPa	Esfuerzo a la fricción -diente intermedio 2
	0.35	Jpiñon			Factor geométrico _piñón
	0.35	Jidler			Factor geométrico _intermedio
	0.35	Jgear			Factor geométrico _Engranaje
	1.25	Ka			Factor de aplicación
		Km	1.6		Factor de distribución de carga
	1	Ks			Factor de tamaño
	1	Kb			Factor de espesor del aro
	1.42	Kidler			Factor de engranaje intermedio
	5	Qv			Indice de calidad del Engranaje
		Kv	0.71		Factor dinámico
		Veloc	2.09	m/sec	Velocidad lineal
		Vt	2.09	m/sec	Velocidad lineal
		Vtmax	4.37	m/sec	Máxima velocidad
		A	32.558		Factor para calcular Kv
		B	1.3115		Factor para calcular Kv
	2 E5	Ep		MPa	Módulo de Young de piñón
	2 E5	Eg		MPa	Módulo de Young de engranaje
	0.3	Vp			Razón de Poisson para el piñón.
	0.3	Vg			Razón de Poisson para el engranaje.
		Cp	187,000		Coefficiente elástico AGMA
	1	Cf			Factor de Terminado superficial
		sigcpin	963	MPa	Esfuerzo de contacto en piñón

		sigcidl	963	MPa	Esfuerzo de contacto en intermedio 1
		sigcgea	963	MPa	Esfuerzo de contacto en Engranaje
		sigcidl	963	MPa	Esfuerzo de contacto en intermedio 2
	0	Xp			Coefficiente de cabeza del piñón
		lpiñon	0.0789		Factor para piñón/intermedio 1
		lidler1	0.079		Factor para intermedio1/intermedio 2
		lidler2	0.079		Factor para intermedio2/Engranaje
					Propiedades de material
	360	HB			Dureza Brinel
	2	Grado			AGMA grado del acero
		Sfb	348	MPa	Resistencia a la fatiga a flexión corregida
		Sfbprim	362	MPa	Resistencia a fatiga a flexión sin corregir
	0.99	Reliab			Confiabilidad deseada
		KR	1		factor de Confiabilidad
	27	Temp		°C	Temperatura de operación
		KT	1		Factor de temperatura
	5	Años			Años de operación deseados
		Ciclos	2.5E8		Número de ciclos de carga
		KL	0.961		Factor de vida
		CL	0.9287		Factor de vida superficial
	1	CH			Factor de razón de dureza
		Sfc	1,010	MPa	Resistencia a la fatiga superficial corregida
		Sfcprim	1,090	MPa	Resistencia fatiga superficial sin corregir
					Factores de seguridad
		Nbp	2.3		F.S contra falla flexión del piñón
		Nbi1	1.6		F.S contra falla flexión intermedio 1
		Nbi2	1.6		F.S contra falla flexión intermedio 2
		Nbg	2.3		F.S contra falla flexión engranaje
		Ncp	1.1		F.S contra falla superficial piñón
		Nci1	1.1		F.S contra falla superficial intermedio 1
		Nci2	1.1		F.S contra falla superficial intermedio 2
		Ncg	1.1		F.S contra falla superficial engranaje

**TABLA 32. DISEÑO DE ENGRANAJES RECTOS UTILIZANDO
PROGRAMA TKSOLVER**

Se puede observar que los factores de seguridad contra fallo por flexión y contra falla superficial son aceptables y por lo tanto validos para el diseño.

3.4 Selección de cojinetes de rodamiento.

Se seleccionara unidades tensoras para los dos rodillos, para lo cual se utilizara el catalogo de rodamientos NTN, previamente se analizara las fuerzas que se presentan en el árbol de transmisión principal.

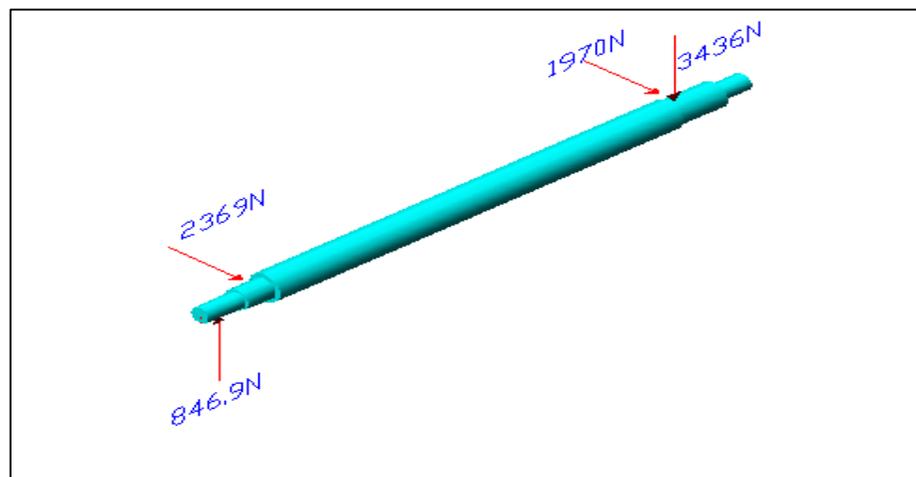


FIGURA 3.21 FUERZAS ACTUANTES EN LOS RODAMIENTOS DEL ARBOL DE TRASMISION PRINCIPAL

Del gráfico mostrado se pede observar las reacciones obtenidas para el árbol de transmisión principal.

Para el extremo izquierdo se procede a calcular la fuerza resultante:

$$Fr = \sqrt{2368.7^2 + 847^2}$$

$$Fr = 2516 \text{ N}$$

Se seleccionara una unidad tensora, Se seleccionara una unidad tensora para una vida de 14000 horas, se aplicara la siguiente formula, obtenida del catalogo de rodamientos NTN

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{c}{P} \right)^p$$

Donde:

L_{10h} es la vida nominal básica en horas

n es la velocidad rotacional en rpm.

c es la capacidad básica de carga dinámica en N

P es la carga dinámica equivalente.

p es igual a 3 para rodamiento de bolas.

Despejando la capacidad de carga básica dinámica se obtiene la siguiente expresión:

$$c = \left(\frac{L_{10h} * 60 * n * P^p}{10^6} \right)^{1/p}$$

Con $P = Fr$

$$P = 2515 \text{ N}$$

$$c = \left(\frac{14000 * 60 * 400\text{rpm} * 2515^3}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$c = 17484 \text{ N}$$

Con este valor de C y con el diámetro de 40mm del árbol en este punto se selecciona una unidad tensora con tornillo de fijación UCT2 el cual tiene una capacidad de carga dinámica de 29000 N, por lo tanto satisface los requerimientos para su selección.

Para el extremo derecho se procede a realizar lo mismo pero para un diámetro de 50mm.

$$Fr = \sqrt{3436^2 + 1970^2}$$

$$Fr = 3960 \text{ N}$$

Con P= Fr

$$P=3956 \text{ N}$$

$$c = \left(\frac{14000 * 60 * 400\text{rpm} * 3960^3}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$c = 27534 \text{ N}$$

Con este valor de "c" y con el diámetro de 50mm del árbol en este punto se selecciona una unidad tensora con tornillo de fijación UCT2 el cual tiene una capacidad de carga dinámica de 35000 N, por lo tanto satisface los requerimientos para su selección. Además de poseer medidas similares ala unidad tensora anterior.

Para el árbol de transmisión secundario se tiene:

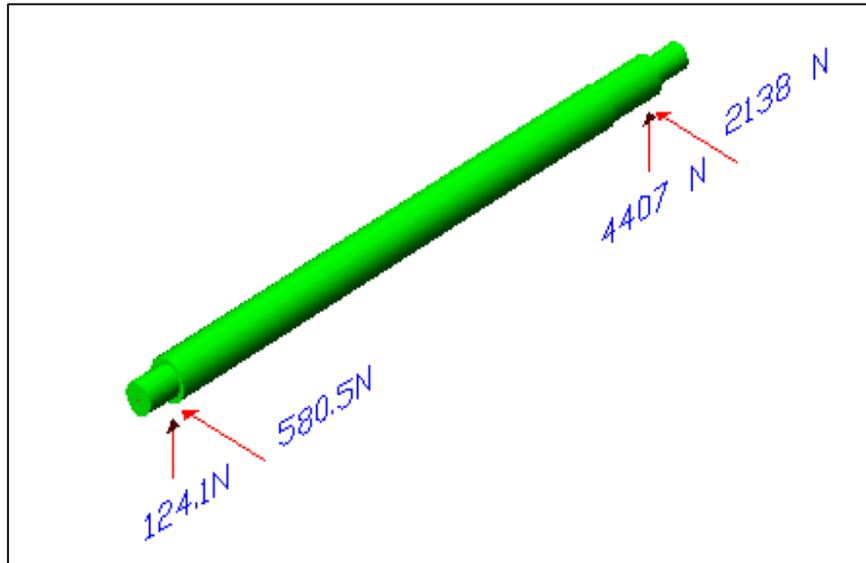


FIGURA 3.22 FUERZAS ACTUANTES EN LOS RODAMIENTOS DEL ARBOL DE TRANSMISION SECUNDARIO

Analizando las fuerzas en el extremo derecho donde se producen los mayores valores de reacción se procede a obtener la resultante de dichas fuerzas:

$$Fr = \sqrt{4407^2 + 2138^2}$$

$$Fr = 4898 \text{ N}$$

Se seleccionara una unidad tensora, la cual permitirá que el rodillo triturador pueda desplazarse ,en presencia de un material no triturable y así evitar daños en la máquina.

Se seleccionara una unidad tensora para una vida de 14000 horas, se aplicara la siguiente formula, obtenida del catalogo de rodamientos NTN

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{c}{P} \right)^p$$

Despejando la capacidad de carga básica dinámica se obtiene la siguiente expresión:

$$c = \left(\frac{L_{10h} * 60 * n * P^p}{10^6} \right)^{1/p}$$

Con $P = Fr$

$P = 4950 \text{ N}$

$$c = \left(\frac{14000 * 60 * 400 \text{rpm} * 4898^3}{10^6} \right)^{1/3}$$

$c = 34051 \text{ N}$

Con este valor de "c" y con el diámetro de 50mm del árbol en este punto se selecciona una unidad tensora con tornillo de fijación UCT2 el cual tiene una capacidad de carga dinámica de 35000 N, por lo tanto satisface los requerimientos para su selección.

Para el extremo izquierdo se procede a realizar lo mismo pero para un diámetro de 40mm.

$$Fr = \sqrt{580.5^2 + 124.1^2}$$

$Fr = 593 \text{ N}$

Con $P = Fr$

$P = 593 \text{ N}$

$$c = \left(\frac{14000 * 60 * 400\text{rpm} * 593^3}{10^6} \right)^{1/3}$$

$c = 4122 \text{ N}$

Con este valor de “c” y con el diámetro de 40mm del árbol en este punto se selecciona una unidad tensora con tornillo de fijación UCT2 el cual tiene una capacidad de carga dinámica de 29000 N, por lo tanto satisface los requerimientos para su selección. Además de poseer medidas similares a la unidad tensora anterior.

3.5 Diseño de estructura de soporte.

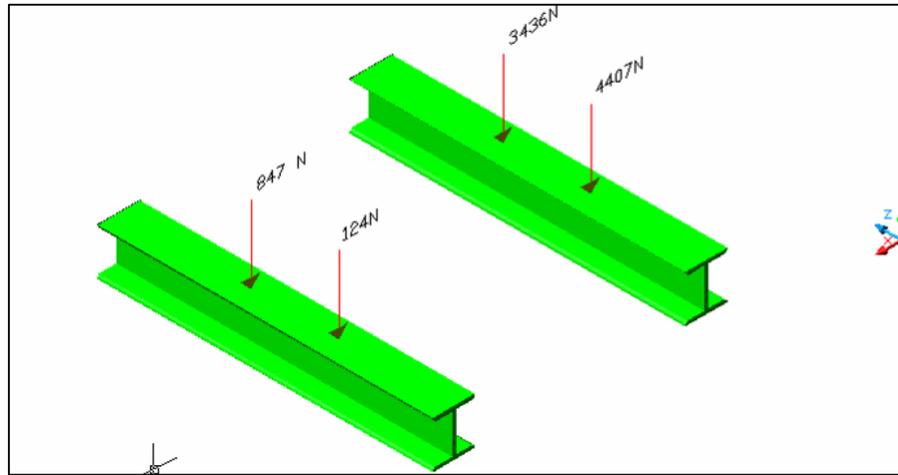


FIGURA 3.23 ESTRUCTURA DE SOPORTE

La figura 3.23 muestra las cargas soportadas por las vigas las cuales están apoyadas directamente al piso.

La viga puede fallar ya sea por pandeo del ala o pandeo del alma, por lo cual se utilizara las siguientes formulas recomendadas por el manual de aceros

$$P_{bf} \leq P_{fb} = 5625t_f^2 F_y$$

$$P_{bf} \leq F_{yw} t_w (5k + t_b)$$

La primera de estas ecuaciones es para analizar si existe falla por pandeo en el ala, y la segunda para analizar falla por pandeo en el alma; analizando un perfil IPN 140 se obtiene los siguientes resultados:

$$P_{bf} \leq F_{yw} t_w (5k + t_b)$$

$$4407N \leq 248MPa * 0.0045 * 0.006$$

$$4407N \leq 6696N$$

Se cumple por lo cual no existe pandeo en el alma.

Ahora se analizara pandeo en el ala

$$P_{bf} \leq P_{fb} = 5625 t_f^2 F_y$$

$$4407N \leq 5625(0.0045)^2 248MPa$$

$$4407N \leq 28248N, \text{por lo cual no existe pandeo en el ala}$$

Por lo cual se seleccionara vigas IPN 140.

Se utilizara 2 pernos M10 de clase 5.8 para unir cada apoyo a la estructura los cuales estarán sometidos a una carga cortante directa de 2369 N en promedio por lo cual se utilizara una espiga localizadora de acero de bajo carbono la cual tiene un limite de fluencia elástico de 344 MPa .

Se supondrá un diámetro de prueba para la espiga de 6mm ,por lo cual el esfuerzo cortante en la espiga es:

$$\tau = \frac{2369N * 4}{(0.006m)^2 * \pi}; \quad \tau = 83MPa$$

Calculando el factor de seguridad contra falla por cortante.

$$N = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$N = \frac{344MPa}{83Mpa} = 4 ; \text{Dicho valor es aceptable para el diseño.}$$

3.6 Selección del motor eléctrico.

Como se explico anteriormente el índice de Bond de la piedra pómez es aproximadamente de 6.5Kw-h/tc. Se aplica la formula recomendada

$$W = w_i \times 10 \left(\frac{1}{\sqrt{d_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{80}}} \right)$$

$$W = 10 \times w_i \left(\frac{1}{\sqrt{d_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{80}}} \right)$$

$$W = 10 \times 6.5 \left(\frac{1}{\sqrt{4750\mu\text{m}}} - \frac{1}{\sqrt{9525\mu\text{m}}} \right)$$

$$W = 0.277 \frac{\text{kWh}}{t_c}$$

Se debe triturar $20 \frac{t_c}{h}$, por lo cual la potencia consumida será:

$$W = 0.277 \frac{\text{kWh}}{t_c} \times 20 \frac{t_c}{h}$$

$$W = 5.54\text{kw}$$

Para obtener la potencia nominal multiplicamos este valor por 1.3 el cual es el valor recomendado para trituradores de rodillo.

$$W_{\text{nominal}} = 7.2002\text{kW} = 10\text{HP},$$

Por lo cual se seleccionara un motor eléctrico que desarrolle una potencia de 10HP.

CAPITULO 4

4. COSTOS

4.1 Costos de fabricación de máquina trituradora para piedra pómez tipo rodillos.

EQUIPO/ PIEZA	DIMENSIONES	MATERIAL	CANT.	PESO (Kg)	COSTO
Arbol Principal	L=1015mm Ø=55mm	SAE 1018	1	20,4	\$46,92
Arbol Secundario	L=950mm Ø=55mm	SAE 1018	1	19	\$43,70
Rodillos Trituradores	L=600mm 250 x 180 mm	SAE 1024	2	237	\$1.540
Unidad Tensora	UCT2 Ø=40mm UCT2 Ø=50mm		2 2		\$65 \$85
Bushing	DODGE -Tipo Sk Torque 781 N-m		4		\$480
Estructura	IPN 140		1		\$150
Engranajes Rectos	Ancho=48 mm Ø=100 mm N=25 dientes	AISI 4140	4	12	\$38,40

Polea Impulsora	Ø=4.5 in		1		\$45
Polea Impulsada	Ø=13.05 in		1		\$25
Eslabones	134x34x6mm	Acero ASTM A 36	3	0,65	\$0,55
Apoyos	109x119x6 mm	Acero	4	2,5	\$2,12
	109x145x6mm	ASTM A 36	4	3	\$2,55
	15x119x6mm		8	5,15	\$4,40
Resortes helicoidales	Ø alambre= 8.5 mm Indice resorte = 10 Long.libre=361 mm			2	\$25
Unidad Unión viga/apoyo	153x110x6mm	Acero ASTM A 36	4	3,2	\$2,70
Pernos M10x30mm			20		\$10
Soldadura	AWS-E 6011			5	\$12,25
Bandas en V	Tipo B Lp=60.69 in		3		\$45
Placa Unión	950x50x6mm	Acero ASTM A 36	2	4,5	\$3,80
Motor Eléctrico	10 HP 1160 rpm			1	\$463

Costo materiales	\$3.090
Costo mano de obra	\$4.945
Costo Montaje y puesta a punto	\$450
Varios	\$424
Dirección Técnica	\$1.336
Beneficio	\$1.537
COSTO TOTAL	\$11.783

CAPITULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

Debido a las consideraciones hechas en el diseño, esta maquina tendrá una vida útil larga siempre y cuando se tomen las correctas medidas que aseguren la misma.

1. Para la realización de los gráficos de cortante y momento así como para el diseño de elementos involucrados en esta maquina fue utilizado el programa TK-Solver, esta herramienta fue de mucha ayuda para la realización de este trabajo.
2. El diámetro de los rodillos trituradores es de 25 cms, obteniéndose que un acero SAE 1024 con dimensiones 250 x180,

satisface los requerimientos, este acero contiene gran cantidad de manganeso lo cual es necesario para evitar el desgaste en los rodillos por las naturaleza abrasivas de la piedra pómez.

3. Para el sistema de transmisión se utilizaran 3 bandas tipo B, adicionalmente el diámetro de la polea impulsora e impulsada será de 4.5 in y 13.05 in respectivamente.
4. Se utilizara un acero de transmisión SAE 1018 tanto para el árbol principal como para el árbol secundario ,siendo el árbol principal aquel que va acoplado al motor eléctrico, las dimensiones de los mismos se detallan en el desarrollo de este trabajo.
5. Para el sistema antitriturables se utilizaran un par de resortes los cuales se caracterizaran por tener un índice de resorte de 10 así como una longitud libre de 361 mm y un diámetro de alambre de 8.5 mm ,el material de los mismos es conocido como alambre de piano que es un material que por lo general se usa para el diseño de resortes ,es necesario señalar que estos resortes podrán comprimirse como máximo una distancia de 25 mm, la misma que es una consideración inicial de diseño.
6. Adicionalmente para que el sistema antitriturable este definido completamente se seleccionara unidades tensoras con tornillo de fijación UCT2, las cuales con la ayuda de los resortes a

compresión permitirán que el rodillo móvil se desplace en presencia de un material no triturable, asegurándose con esto la integridad de la máquina.

7. Para la regulación de la granulometría de la máquina se utilizaran un grupo de cuatro engranajes rectos, los cuales tendrán un diámetro primitivo de 100 mm con modulo 4 y por lo tanto 25 dientes cada uno, el material de los mismos será de acero AISI 1041 que es un material recomendado para la fabricación de engranajes., los engranajes estarán unidos por eslabones los cuales permitirán la regulación de separación de los rodillos y por consiguiente de la granulometría del material.
8. Finalmente para la estructura de soporte de la máquina se utilizaran vigas IPN, las cuales irán acopladas a los apoyos por pernos M10.

RECOMENDACIONES

Las recomendaciones hechas a continuación, se dirigen a quien interese seguir con el proceso subsiguiente al que en esta tesis de grado se cubre.

1. Tener presente que la separación máxima de los rodillos entre si es de 25mm por lo cual se deberá tomar las medidas de precaución para que un material triturable de gran tamaño no entre al sistema ya que podría ocasionar daños al mismo y afectar la vida útil del mismo.
2. Para disminuir en parte el desgaste de los rodillos debido a la acción abrasiva de la piedra pómez es recomendable trazar líneas de soldadura al manganeso a lo largo de los rodillos, evitándose así el desgaste de los mismos y alargando su vida útil.
3. Si se desea construir una maquina para triturar un material diferente a la piedra pómez es necesario tener presente el índice de Bond de este material ya que con el mismo se calcula la potencia necesaria para poder triturar dicho material.
4. Tener presente que el Índice de Bond no es el mismo para todos los materiales por lo cual las consideraciones de diseño de la máquina no serán las mismas para diferentes materiales.

5. Se recomienda colocar una guarda alrededor del sistema de engranajes para evitar que ingrese material a los mismos, lo cual puede afectar al correcto funcionamiento de la máquina.

APENDICE A

En este apéndice se presentan los tamices normalizados INEN y las equivalencias aceptadas con los tamices dados por la Norma ANSI/ASTM E 11-1977, utilizados para realizar el análisis granulométrico de los áridos

INEN	ASTM
106mm	106mm(4.24pulg)
90mm	90mm (3 1/2 pulg)
75mm	75 mm(3 pulg)
63mm	63 mm(2 1/2 pulg)
53mm	53mm(2.12 pulg)
37.5mm	
26.5mm	26.5 mm(1.06 pulg)
19mm	19 mm(3/4 pulg)
13.2mm	13.2 mm(0.530 pulg)
9.5mm	9.5 mm(3/8 pulg)
4.75mm	4.75mm(No.4)
2.36mm	2.36 mm(No. 8)
1.18mm	1.18 mm(No.16)
600µm	600µm (No.30)
300µm	300µm (No.50)
150µm	150µm (No.100)
75µm	75µm (No.200)

APENDICE B

HP POR CORREA-PERFIL B

HP BASICO POR CORREA PARA DIAMETROS NOMINALES DE LAS POLEAS MENORES											HP ADICIONAL POR CORREA PARA RELACION DE VELOCIDADES RT																
RPM	4.60	4.80	5.00	5.20	5.40	5.60	5.80	6.00	6.20	6.40	6.60	6.80	7.00	7.20	7.40	RPM	1.00	1.02	1.05	1.08	1.11	1.15	1.21	1.28	1.40	1.65	
eje mas rápido																eje mas rápido	a	a	a	a	a	a	a	a	a	y arriba	
575	1.62	1.77	1.91	2.05	2.19	2.33	2.47	2.61	2.75	2.89	3.02	3.16	3.30	3.43	3.57	1.01	1.04	1.07	1.10	1.14	1.20	1.27	1.39	1.64	arriba		
690	1.87	2.04	2.21	2.37	2.54	2.70	2.86	3.03	3.19	3.35	3.51	3.67	3.83	3.99	4.15	0.00	0.03	0.05	0.08	0.11	0.13	0.16	0.19	0.22	0.24		
725	1.94	2.12	2.29	2.47	2.64	2.81	2.98	3.15	3.32	3.49	3.65	3.82	3.99	4.15	4.32	0.00	0.03	0.06	0.08	0.11	0.14	0.17	0.20	0.23	0.25		
870	2.23	2.44	2.64	2.84	3.04	3.24	3.44	3.64	3.84	4.03	4.23	4.42	4.61	4.81	5.00	0.00	0.03	0.07	0.10	0.14	0.17	0.20	0.24	0.27	0.30		
950	2.38	2.50	2.82	3.04	3.26	3.47	3.69	3.90	4.11	4.32	4.53	4.74	4.94	5.15	5.35	0.00	0.04	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.26	0.30	0.33		
1160	2.75	3.01	3.27	3.53	3.78	4.04	4.29	4.54	4.79	5.03	5.27	5.52	5.76	5.99	6.23	0.00	0.05	0.03	0.14	0.18	0.23	0.27	0.32	0.36	0.41		
1425	3.17	3.48	3.78	4.08	4.38	4.63	4.97	5.26	5.55	5.83	6.12	6.39	6.67	6.94	7.21	0.00	0.06	0.11	0.17	0.22	0.28	0.33	0.39	0.44	0.50		
1750	3.61	3.97	4.32	4.67	5.02	5.36	5.69	6.02	6.35	6.67	6.99	7.30	7.61	7.91	8.21	0.00	0.07	0.14	0.20	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.61		
2850	4.47	4.94	5.40	5.84	6.26	6.67	7.07	7.44	7.81	8.15	8.48	8.79	9.08	9.36	9.61	0.00	0.11	0.22	0.33	0.44	0.56	0.67	0.78	0.89	1.00		
3450	4.50	4.97	5.43	5.86	6.27	6.66	7.00	7.33	7.63	7.90	8.14	8.35				0.00	0.13	0.27	0.40	0.54	0.67	0.81	0.94	1.08	1.21		
200	0.69	0.75	0.80	0.86	0.91	0.97	1.02	1.07	1.13	1.18	1.24	1.29	1.34	1.40	1.45	200	0.00	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06	0.07	
400	1.22	1.32	1.42	1.53	1.63	1.73	1.83	1.93	2.03	2.13	2.23	2.33	2.43	2.53	2.63	400	0.00	0.02	0.03	0.05	0.06	0.08	0.09	0.11	0.12	0.14	
600	1.68	1.83	1.98	2.12	2.27	2.41	2.66	2.70	2.85	2.99	3.13	3.27	3.41	3.56	3.70	600	0.00	0.02	0.05	0.07	0.09	0.12	0.14	0.16	0.19	0.21	
800	2.09	2.29	2.48	2.66	2.85	3.04	3.22	3.41	3.59	3.77	3.96	4.14	4.32	4.49	4.57	800	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	
1000	2.47	2.70	2.93	3.16	3.39	3.61	3.84	4.06	4.28	4.50	4.71	4.93	5.14	5.36	5.57	1000	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.19	0.23	0.27	0.31	0.35	
1200	2.82	3.09	3.35	3.62	3.88	4.14	4.40	4.65	4.91	5.16	5.41	5.66	5.90	6.15	6.39	1200	0.00	0.05	0.09	0.14	0.19	0.23	0.28	0.33	0.37	0.42	
1400	3.13	3.44	3.74	4.03	4.33	4.62	4.91	5.20	5.48	5.76	6.04	6.32	6.59	6.86	7.12	1400	0.00	0.05	0.11	0.16	0.22	0.27	0.33	0.38	0.44	0.49	
1600	3.41	3.75	4.08	4.41	4.74	5.06	5.36	5.69	6.00	6.31	6.61	6.91	7.20	7.49	7.78	1600	0.00	0.06	0.12	0.19	0.25	0.31	0.37	0.44	0.50	0.56	
1800	3.67	4.03	4.40	4.75	5.10	5.45	5.79	6.13	6.46	6.79	7.11	7.43	7.74	8.04	8.34	1800	0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.35	0.42	0.49	0.56	0.63	
2000	3.89	4.28	4.67	5.05	5.43	5.79	6.16	6.51	6.86	7.20	7.54	7.87	8.19	8.51	8.81	2000	0.00	0.08	0.16	0.23	0.31	0.39	0.47	0.55	0.62	0.70	
2200	4.08	4.50	4.91	5.31	5.70	6.08	6.47	6.84	7.20	7.55	7.89	8.23	8.56	8.87	9.18	2200	0.00	0.09	0.17	0.26	0.34	0.43	0.51	0.60	0.69	0.77	
2400	4.24	4.68	5.10	5.52	5.93	6.33	6.72	7.10	7.47	7.82	8.17	8.51	8.83	9.14	9.45	2400	0.00	0.09	0.19	0.28	0.37	0.47	0.56	0.65	0.75	0.84	
2600	4.36	4.82	5.26	5.69	6.11	6.52	6.91	7.29	7.66	8.02	8.36	8.69	9.01	9.31	9.80	2600	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.51	0.61	0.71	0.81	0.91	
2800	4.46	4.92	5.37	5.81	6.24	6.65	7.04	7.42	7.79	8.14	8.47	8.78	9.08	9.38	9.62	2800	0.00	0.11	0.22	0.33	0.44	0.55	0.65	0.76	0.87	0.98	
3000	4.51	4.99	5.44	5.89	6.31	6.72	7.11	7.48	7.83	8.17	8.48	8.77	9.04	9.30	9.53	3000	0.00	0.12	0.23	0.35	0.47	0.58	0.70	0.82	0.94	1.05	

APENDICE C

TAMAÑOS DE LAS CUÑAS Y TORNILLOS

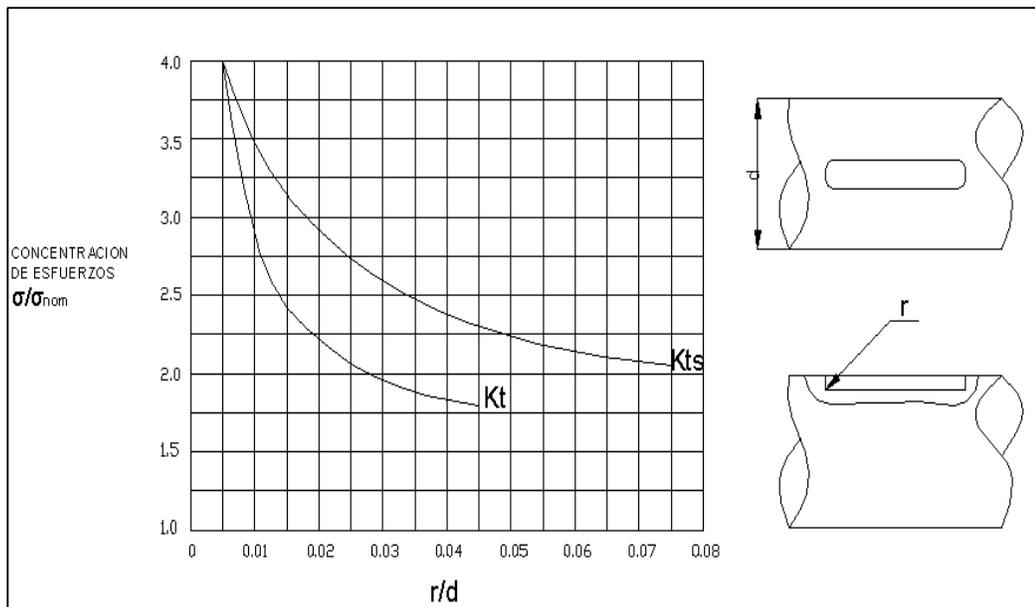
PRISIONEROS

Tamaño de las cuñas y tornillos prisioneros estándar en Estados Unidos para flechas en tamaño en pulgadas		
Diámetros de las flechas(in)	Ancho nominal de la cuña(in)	Diámetro del tornillo prisionero(in)
0.312 < d ≤ 0.437	0.093	#10
0.437 < d ≤ 0.562	0.125	#10
0.562 < d ≤ 0.875	0.187	0.250
0.875 < d ≤ 1.250	0.250	0.312
1.250 < d ≤ 1.375	0.312	0.375
1.375 < d ≤ 1.750	0.375	0.375
1.750 < d ≤ 2.250	0.500	0.500
2.250 < d ≤ 2.750	0.625	0.500
2.750 < d ≤ 3.250	0.750	0.625
3.250 < d ≤ 3.750	0.875	0.750
3.750 < d ≤ 4.500	1.000	0.750
4.500 < d ≤ 5.500	1.250	0.875
5.500 < d ≤ 6.500	1.500	1.000

APENDICE D

FACTORES DE CONCENTRACION DE ESFUERZO PARA UN CUÑERO FRESADO EN EL EXTREMOA

FLEXION Y A TORSION



APENDICE E

RESISTENCIA A LA FATIGA POR FRICCIÓN Sfb` DE AGMA PARA UNA SELECCIÓN DE MATERIALES DE ENGRANAJE

Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza Superficial mínima	Resistencia a la fatiga por flexión psi x 10 ³ Mpa	
Acero	A1-A5		Endurecido en la masa	≤ 180 HB	25-33	170-230
			Endurecido en la masa	240 HB	31-41	210-280
			Endurecido en la masa	300 HB	36-47	250-325
			Endurecido en la masa	360 HB	40-52	280-360
			Endurecido en la masa	400 HB	42-56	290-390
			Endurecido con llama o por inducción	Patrón del tipo A 50-54 HRC	42-55	310-380
			Endurecido con llama o por inducción Carburizado y cementado	Patrón del tipo B	22	150
				55-64 HRC	55-75	380-520
				84.6 15N	34-45	230-310
				83.5 15N	36-47	250-325
				90.0 15N	38-48	260-330
				90.0 15N	40-50	280-345
	87.5-90.0 15N	55-65	380-450			
Hierro fundido	20	clase 20	como esta fundido		5	35
	30	Clase 30	como esta fundido	175 HB	8	69
	40	Clase 40	Como esta fundido	200 HB	13	90
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	22-33	150-230
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	22-33	150-230
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	27-40	180-280
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	27-40	180-280
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	10	70
	A-8-e	50005		180 HB	13	90
	A-8-f	53007		195 HB	16	110
	A-8-i	80002		240 HB	21	145
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	Resistencia a la tensión 40 Ksi mínima	5.7	40
	Al/Br 3	Aleación ASTM B-148 78 954	Con tratamiento térmico	Resistencia a la tensión 90 ksi mínimo	23.6	160

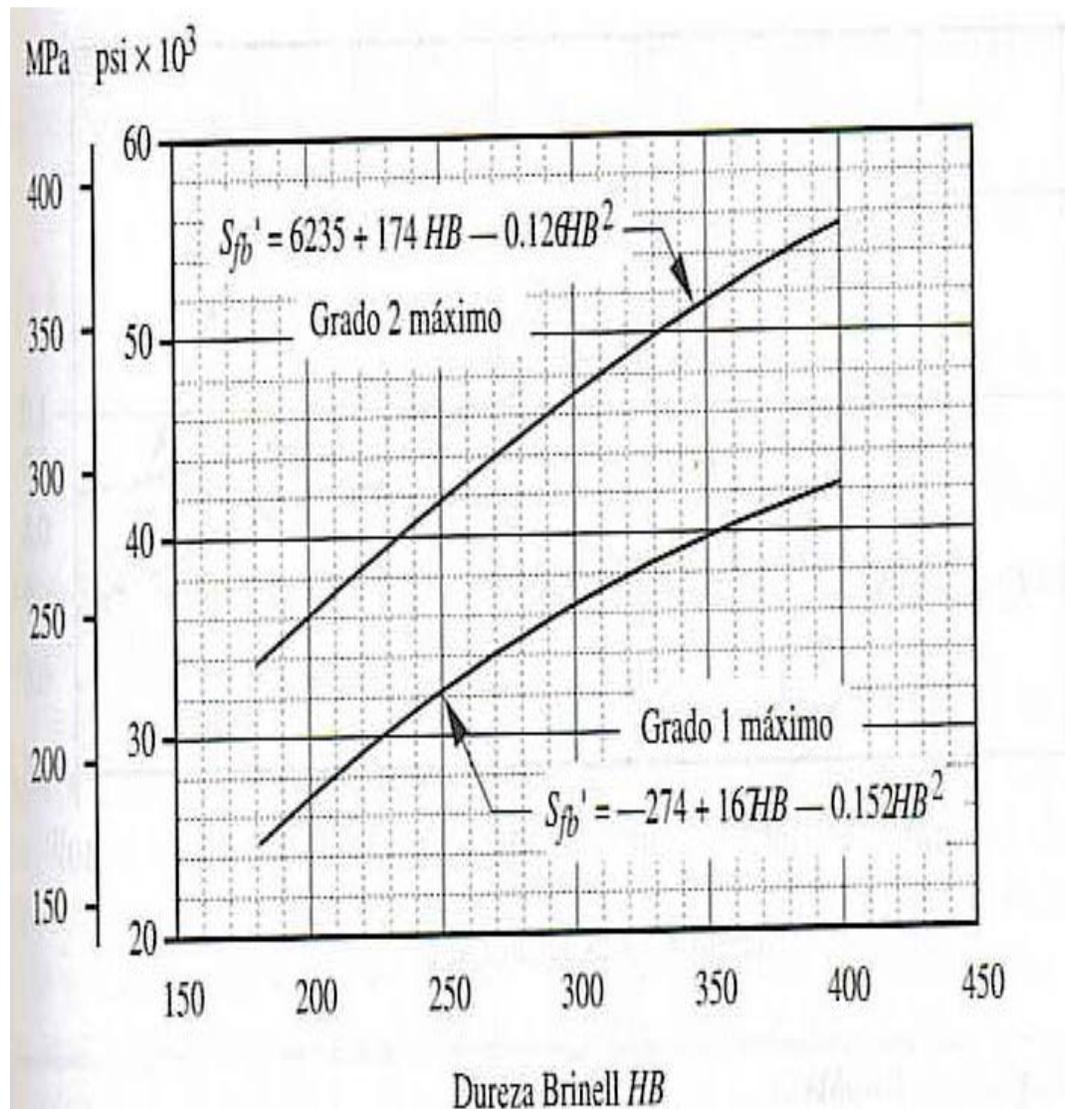
APENDICE F

RESISTENCIAS Sfb` A LA FATIGA PARA MATERIALES DE ENGRANAJES

Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza Superficial mínima	Resistencia a la fatiga por flexión		
					psi x 10 ³	Mpa	
Acero	A1-A5		Endurecido en la masa	≤ 180 HB	85-95	590-660	
			Endurecido en la masa	240 HB	105-115	720-790	
			Endurecido en la masa	300 HB	120-135	830-930	
			Endurecido en la masa	360 HB	145-160	1000-1100	
			Endurecido en la masa	400 HB	155-170	1100-1200	
			Endurecido con llama o por inducción	50 HRC	170-190	1200-1300	
			Endurecido con llama o por inducción	54 HRC	175-195	1200-1300	
			Carburizado y cementado	55-64 HRC	189-225	1250-1300	
			AISI 4140	Nitrurizado	84.6 15N	155-180	1100-1250
			AISI4340	Nitrurizado	83.5 15N	150-175	1050-1200
			Nitralloy 135M	Nitrurizado	90.0 15N	170-195	1170-1350
			Nitralloy N	Nitrurizado	90.0 15N	195-205	1340-1410
	Cromo al 25%	Nitrurizado	87.5 15N	155-172	1100-1200		
	Cromo al 25%	Nitrurizado	90.0 15N	192-216	1300-1500		
Hierro fundido	20	clase 20	como esta fundido		50-60	340-410	
	30	Clase 30	como esta fundido	175 HB	65-70	450-520	
	40	Clase 40	Como esta fundido	200 HB	75-85	520-590	
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	77-92	530-630	
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	77-92	530-630	
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	92-112	630-770	
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870	
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500	
	A-8-e	50005		180 HB	78	540	
	A-8-f	53007		195 HB	83	570	
	A-8-i	80002		240 HB	94	650	
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	Resistencia a la tensión 40 Ksi mínima	30	450	
	Al/Br 3	Aleación ASTM B-148 78 954	Con tratamiento térmico	Resistencia a la tensión 90 ksi mínimo	65	450	

APENDICE G

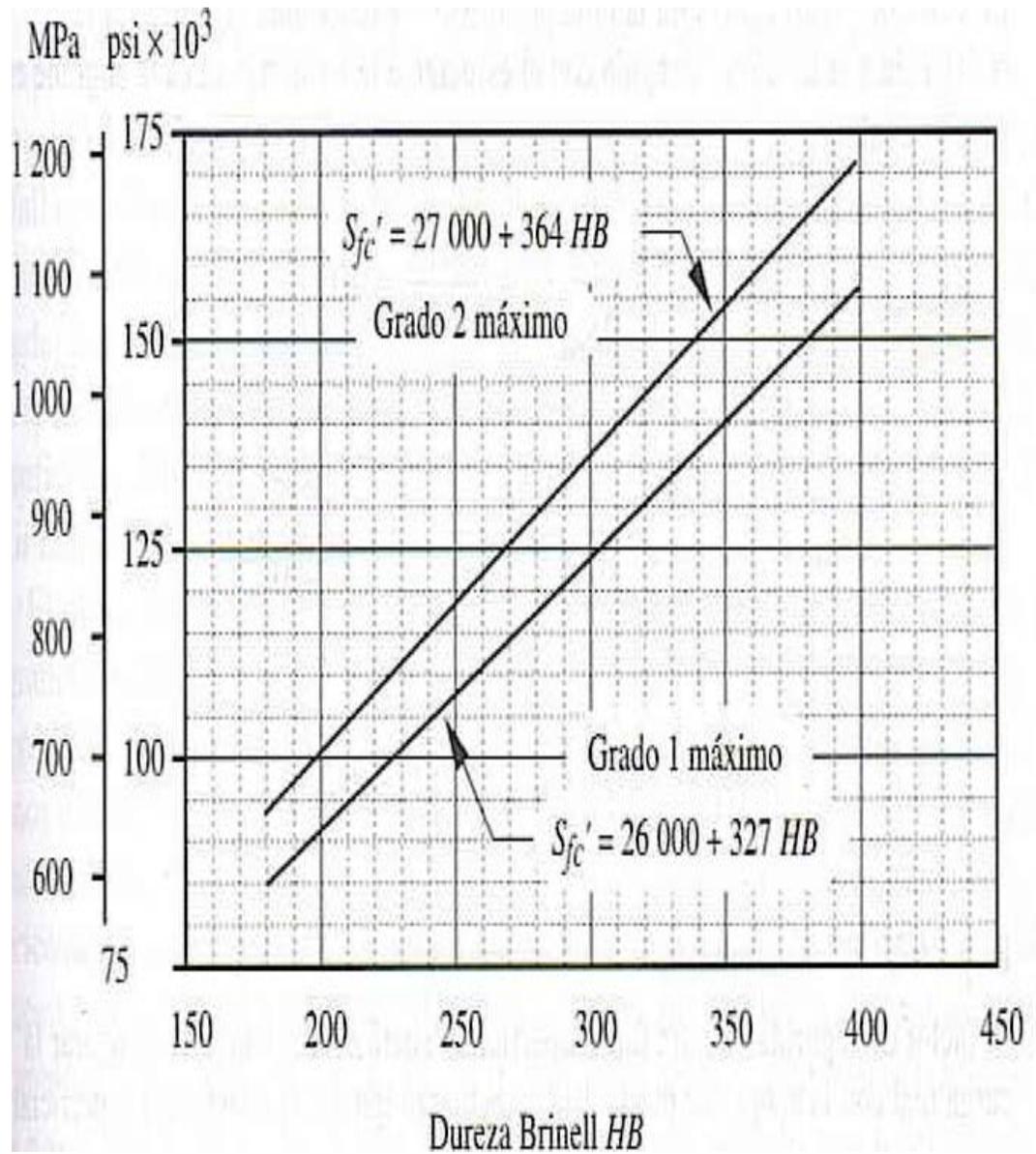
RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL S_{fb} DE AGMA PARA UNA SELECCIÓN DE MATERIALES DE ENGRANAJE



APENDICE H

RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL

S_{fc} PARA LOS ACEROS



BIBLIOGRAFIA

1. DODGE, bearing engineering catalog
2. DODGE, pt components engineering catalog
3. SHIGLEY JOSEPH EDWARD ,Diseño en Ingeniería Mecánica
McGraw-Hill, México 1996
4. ROBERT L. NORTON ,Diseño de maquinaria ,Worcester
Polytechnic Institute
5. GOOD YEAR, cálculos y recomendaciones para correas multi –v-
3-T.
6. GALO LUZURIAGA SALCEDO, Mejoramiento de un sistema de
separación, lavado y escurrido para piedra pómez tesis 2001.
7. NTN, Catalogo de chumaceras
8. IVAN BOHMAN C:A. Catalogo de aceros especiales.

9. ETS DE INGENIEROS DE MINAS DE Madrid, áridos, Manual de protección, explotación y aplicaciones..
10. REVISTA BESSER BLOCK, VOLUMEN 10, Granulometría de los agregados utilizados para la producción de varios productos formados en las bloquearas
11. NORMAS INEN, Áridos para hormigón, determinación de la granulometría.

