

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

"Diseño de una Máquina para Cepillar y Machihembrar Madera"

TESIS DE GRADO

Previo a la Obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Tyrone Cristóbal Pazmiño Franco

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2009

AGRADECIMIENTO

Esta tesis está dedicada a Dios por llenar mi vida de dicha y bendiciones, a mis Padres a quienes agradezco de todo corazón por su amor, cariño y comprensión. En todo momento los llevo conmigo; a mis hermanos George, Heydi y a Carlos por la compañía y el apoyo que me brindan. Sé que cuento con ellos siempre; agradezco al Ing. Víctor Espín y Manuel Helguero por su ayuda en la culminación de ésta tesis.

DEDICATORIA

A DIOS

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Francisco Andrade S.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Manuel Helguero G.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Marcelo Espinoza L.
VOCAL

Ing. Federico Camacho B.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

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

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

Tyrone Cristóbal Pazmiño Franco.

RESUMEN

La madera es un recurso natural que ha sido empleado por el hombre desde los primeros tiempos. En mi país, la madera, por sus propiedades características, es un material empleado con fines muy diversos como la construcción de edificios, fabricación de muebles, objetos artesanos, madera para pisos, recubrimiento de techos, paredes y un sin número de cosas más. Estos productos requieren buena calidad y bajo costo.

Por tal motivo, en el presente tema de tesis se planteó el diseño de una máquina cepilladora-machihembradora con alimentación semi-automática, por lo que ésta máquina no existe dentro de la producción nacional y provienen de países en donde hay mayores vías de desarrollo industrial, en otras palabras, son máquinas importadas.

La máquina cepilladora machihembradora, es una máquina robusta, para acabado fino, con alimentación semi-automática, con la que se puede

transformar una sola tabla, en tablas pulidas y precisas con varias molduras, cuyo fin, es un ahorro de material, de mano de obra y espacio por su configuración.

La metodología que se siguió es en base al proceso de diseño. El paso inicial fue identificar la necesidad, dando un criterio sencillo del problema, luego, se analizó el mercado con el fin de ayudar a conocer las medidas de las tablas comercializadas y así se supo aproximadamente las dimensiones de la máquina, después, se enunció el objetivo de manera más razonable; como cuarto paso, se requirió la creación de un conjunto detallado, requerimientos y especificaciones que delimite el problema y marque su alcance, posteriormente, en paso de la síntesis, se buscó muchos procedimientos alternativos de diseño posibles, en el paso sexto, se analizó las alternativas que sean de valor y calidad, seleccionando al fin la solución posible y aceptable, luego, en el diseño detallado, se hicieron los cálculos posibles y los dibujos de cada una de los componentes de la máquina, finalmente, en la elaboración real se hizo el prototipo con ayuda del software AUTODESK INVENTOR y como todo estaba correcto se procedió al análisis económico de la máquina.

En el diseño de ésta máquina se plantearon múltiples alternativas obteniéndose resultados excelentes, todo con el fin de tener una máquina económica, versátil, sencilla y de fácil mantenimiento sin descuidar la seguridad de la misma; con esto se satisface la demanda del usuario y contribuye así de esta manera, al desarrollo industrial de la provincia y el país.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....		II
ÍNDICE GENERAL.....		III
SIMBOLOGÍA.....		IV
ÍNDICE DE FIGURAS.....		V
ÍNDICE DE TABLAS.....		VI
ÍNDICE DE PLANOS.....		VII
INTRODUCCIÓN.....		1

CAPÍTULO 1		pág
1. ANÁLISIS DE MERCADO.....		3
1.1 Flujo de transformación industrial de la madera.....		5
1.2 Producción de aserrado.....		6
1.3 Tipos de trabajos realizados por el machihembrador.....		9
1.4 Aplicaciones de la madera machihembrada.....		10
1.4.1 Revestimiento de techos.....		11
1.4.2 Divisiones interiores.....		12
1.4.3 Revestimiento de paredes.....		13

1.4.4 Puertas y portones.....	13
1.5 Reconocimiento de una necesidad.....	14
1.6 Diseño de la máquina como respuesta a las necesidades.....	16

CAPITULO 2

2. ANÁLISIS DEL PROBLEMA Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES.....	18
2.1 Objetivos.....	18
2.1.1 Objetivo General.....	18
2.1.2 Objetivo Especifico.....	18
2.2 Especificaciones y requerimientos.....	19

CAPITULO 3

3. DISEÑO DE FORMA.....	21
3.1 Análisis de las funciones de la máquina.....	21
3.1.1 Cepillado.....	22
3.1.1.1 Proceso con un eje cepillador.....	22
3.1.1.2 Proceso con dos ejes cepilladores.....	23
3.1.1.3 Selección de la alternativa del cepillado.....	25
3.1.2 Sistema de la mesa.....	25
3.1.2.1 Mecanismo de husillo roscado con tuerca.....	26

3.1.2.2 Mecanismo de engranaje de tornillo sin fin.....	27
3.1.2.3 Selección de la alternativa.....	29
3.1.3 Sistema de alimentación.....	29
3.1.3.1 Velocidad de los rodillos de avance.....	30
3.1.3.2 Forma de los rodillos de avance.....	31
3.1.3.3 Sistema de transmisión de movimiento.....	32
3.1.4 Mecanismo de machihembrado.....	33

CAPÍTULO 4

4. PARÁMETROS DE DISEÑO.....	34
4.1 Parámetros funcionales.....	34
4.2 Parámetros geométricos.....	35
4.3 Parámetros fundamentales.....	36
4.3.1 Cepillado.....	36
4.3.1.1 Velocidad de corte.....	36
4.3.1.2 Velocidad de avance.....	37
4.3.1.3 Número de cuchilla del árbol portacuchillas.....	37
4.3.1.4 Profundidad de corte.....	38
4.3.1.5 Diámetro del árbol portacuchillas.....	38
4.3.1.6 Número de revoluciones del árbol portacuchillas.....	39

4.3.1.7 Esfuerzo de corte.....	40
4.3.1.8 Potencia absorbida en el corte.....	41
4.3.1.9 Potencia del motor.....	43
4.3.2 El Avance.....	43
4.3.3 Machihembrado.....	45
4.3.3.1 Velocidad de corte.....	45
4.3.3.2 Velocidad de avance.....	46
4.3.3.3 Esfuerzo de corte.....	47
4.3.3.4 Potencia absorbida en el corte.....	47
4.3.3.5 Potencia absorbida por el avance.....	48
4.3.3.6 Potencia del motor.....	48

CAPÍTULO 5

5. DISEÑO Y SELECCIÓN DETALLADA.....	49
5.1 Diseño del sistema de cepillado.....	49
5.1.1 Diagrama del sistema de cepillado.....	49
5.1.2 Selección de bandas para el eje portacuchillas.....	50
5.1.3 Cálculo de tensiones en las bandas del eje cepillador.....	57
5.1.4 Diseño del eje cepillador.....	61

5.1.4.1 Esfuerzos en el eje cepillador.....	64
5.1.4.2 Diseño estático.....	71
5.1.4.3 Diseño a fatiga	72
5.1.4.4 Flexión. Cálculo de los desplazamientos.....	76
5.1.4.5 Análisis dinámico del eje.....	81
5.2 Diseño del eje machihembrador.....	83
5.2.1 Diagrama del sistema machihembrador.....	83
5.2.2 Selección de bandas para el eje machihembrador.....	84
5.2.3 Cálculo de las tensiones en las bandas del eje machihembrador...91	
5.2.4 Diseño del eje machihembrador.....	94
5.2.4.1 Esfuerzos en el eje machihembrador.....	95
5.2.4.2 Diseño estático.....	99
5.2.4.3 Diseño a fatiga.....	100
5.2.4.4 Flexión. Cálculo de los desplazamientos.....	106
5.3 Análisis del sistema de alimentación.....	111
5.3.1 Diagrama cinemático del sistema de alimentación.....	112
5.3.2 Selección de bandas.....	113
5.3.3 Selección de cadenas en el sistema de alimentación.....	122
5.4 Diseño del eje del sistema de alimentación.....	131
5.4.1 Diagrama cinemático del eje de alimentación.....	131

5.4.2 Esfuerzos en el eje de alimentación.....	133
5.4.3 Diseño del eje.....	137
5.4.3.1 Diseño estático.....	137
5.4.3.2 Diseño a fatiga.....	138
5.5 Análisis, diseño y/o selección de cuchillas para cepillado.....	140
5.5.1 Cálculo del número de cuchillas.....	142
5.5.2 Sujeción de las cuchillas.....	144
5.5.3 Selección de la cuchilla cepilladora.....	146
5.5.4 Cálculo de esfuerzos en los tornillos de fijación de las cuchillas...	146
5.5.5 Cálculo del número de pernos.....	148
5.5.6 Diseño por cortadura.....	152
5.5.7 Diseño a fatiga	154
5.5.8 Diseño por desgarramiento.....	159
5.6 Análisis del sistema de movimiento de la mesa.....	160
5.6.1 Condiciones cinemáticas del engrane tornillo sinfín.....	160
5.6.2 Diseño del tornillo de potencia.....	166
5.6.3 Diseño de la tuerca.....	170
5.6.3.1 Por aplastamiento.....	170
5.6.3.2 Por flexión.....	171
5.6.3.3 Por corte.....	171

5.6.4	Diseño de los engranes cónicos.....	173
5.6.4.1	Cálculo de la fuerza de los engranajes.....	175
5.6.4.2	Diseño de los engranajes cónicos a flexión.....	177
5.6.5	Diseño del eje porta engranajes cónicos.....	185
5.6.5.1	Selección de las catalinas.....	185
5.6.5.2	Esfuerzos en el eje.....	191
5.6.5.3	Diseño estático.....	196
5.6.5.4	Diseño a fatiga.....	196
5.6.5.5	Flexión. Cálculo de los desplazamientos.....	200
5.7	Análisis del sistema de regulación del machihembrado.....	205
5.7.1	Diseño del tornillo de potencia.....	208
5.7.2	Diseño de la tuerca.....	210
5.7.2.1	Por aplastamiento.....	210
5.7.2.2	Por flexión.....	210
5.7.2.3	Por corte.....	211
5.8	Análisis y diseño del bastidor.....	211
5.8.1	Relación de esbeltez.....	217
5.8.2	Esfuerzo permisible.....	218
5.8.3	Esfuerzo real.....	218
5.9	Selección de accesorios.....	219

5.9.1	Diseño de los muelles.....	219
5.9.2	Selección de los rodamientos.....	230
5.9.2.1	Selección para el eje portacuchillas.....	231
5.9.2.2	Selección para el eje machihembrador.....	235
5.9.2.3	Selección para el eje de alimentación.....	238
5.9.3	Diseño de chavetas.....	240
5.9.3.1	Para el eje portacuchillas.....	240
5.9.3.2	Para el eje machihembrador.....	243

CAPÍTULO 6

6.	ANÁLISIS ECONÓMICO.....	246
6.1	Costos de materiales y mano de obra.....	246
6.1.1	Costos de materiales.....	246
6.1.2	Costos de mano de obra.....	253
6.2	Análisis comparativo de precio y eficiencia con máquinas similares.....	253
6.3	Rentabilidad del proyecto.....	256

CAPÍTULO 7

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	258
7.1 Conclusiones.....	258
7.2 Recomendaciones.....	260
 BIBLIOGRAFÍA.....	 262
ANEXOS.....	265

SIMBOLOGÍA

a	Profundidad de pasada
A	Sección desprendida
b	Ancho de la superficie cepillada
B	Ancho de cara
C	Distancia entre centros
C	Constante de la unión
C	Capacidad dinámica de carga
C	Índice de resorte
C_1	Distancia corregida entre ejes
C_L	Factor de corrección por tipo de correa
C_L	Factor de duración
C_o	Capacidad estática de carga
C_p	Coefficiente elástico para engranajes
C_R	Factor de confiabilidad
C_T	Factor de temperatura
C_v	Factor dinámico
C_x	Factor de corrección por área de contacto
d	Diámetro del tornillo
d	Diámetro del eje
d	Diámetro del piñón
d	Diámetro constitutivo del resorte
d_1	Diámetro primitivo del piñón
d_c	Diámetro del collarín estimado
d_e	Diámetro exterior del tornillo
d_i	Diámetro interior del tornillo
d_m	Diámetro de la tuerca

D	Diámetro exterior del medio
D	Diámetro de la circunferencia de los filos
D	Diámetro de paso
D	Diámetro exterior
D	Diámetro de la catalina mayor
D_1	Diámetro de paso de la polea conducida
D_2	Diámetro de paso de la polea conductora
D_2	Diámetro de la polea menor
D'	Diámetro de la catalina menor
e	Factor de cálculo
e	Paso de los golpes de la cuchilla
E	Módulo de elasticidad de acero
F	Fuerza
F	Fuerza aplicada
F	Carga estática
F	Fuerza externa
F	Fuerza que actúa en el tornillo
F	Fuerza o carga a vencer el tornillo
F	Ancho de cara
F	Fuerza máxima que soporta el resorte
F	Carga máxima admisible
F_1	Tensión en el lado tirante
F_2	Tensión en el lado flojo
F_a	Carga axial aplicada
F_b	Carga total en el perno
F_{de}	Componente de la fuerza de corte en la dirección del tornillo
F_c	Tensión centrífuga
F_c	Esfuerzo de corte
F_i	Fuerza de precarga
F_i	Precarga o fuerza de sujeción
F_i	Carga de compresión o fuerza mínima
F_{max}	Fuerza máxima de corte
F_r	Carga radial aplicada
F_t	Fuerza total sobre el tornillo
F_p	Carga límite
F_s	Factor de servicio
F'	Fuerza actuante en cada tornillo
F''	Fuerza resultante en cada perno debido al momento
G	Módulo de rigidez del resorte
H	Altura de la tuerca

i	Número de cuchillas
i	Relación de transmisión
I	Inercia del eje
I	Factor geométrico
I_e	Inercia del eje en el punto de análisis
I_x	Momento de inercia respecto al eje x
I_{xx}	Momento de inercia de la figura correspondiente respecto al eje X
I'_x	Momento de inercia respecto a su eje central
I_y	Momento de inercia respecto al eje Y
I_{yy}	Momento de inercia de la correspondiente figura respecto al eje Y
I'_y	Momento de inercia respecto a su eje central
J	Factor geométrico
K	Constante o módulo de rigidez del resorte
K_a	Factor de concentración del resorte
k_a	Factor acabado superficial
k_b	Factor de tamaño
k_b	Constante rigidez del perno
K_B	Factor de Bergstrasser
k_c	Factor de confiabilidad
k_d	Factor de temperatura
k_e	Factor de efectos diversos
k_f	Factor de reducción de la resistencia a la fatiga
K_L	Factor de duración
k_m	Constante de rigidez de los elementos
K_S	Factor de servicio
K_S	Factor de corrección de esfuerzo cortante
K_V	Factor dinámico
K_1	Factor de corrección por dientes
K_2	Factor de corrección por el número de torones
L	Avance
l	Avance
L	Longitud del eje
L	Longitud del tramo correspondiente
L	Longitud primitiva de la banda
L	Longitud real de la correa
L	Longitud de agarre
L	Longitud de cadena
L	Distancia desde el centro del orificio a borde
L_{10}	Vida del cojinete en millones de revoluciones
m	Masa

M_f	Momento flector total crítico
M_{fc}	Momento flector corregido
M_{fc}	Momento flector resultante
M_t	Momento torsor
M_{tc}	Momento torsor corregido
M_{tc}	Momento torsor resultante
M_t	Torque transmitido
M_{XY}	Momento crítico en el plano XY
M_{XZ}	Momento crítico en el plano XZ
n	Número de revoluciones
n	Factor de carga
n_1	Factor de sobrecarga
n_1	Número de revoluciones de la polea conductora
n_1	Vueltas de la manivela
n_2	Frecuencia de rotación
n_2	Número de revoluciones de la polea conducida
n_3	Vuelta del tornillo
n'	Factor por incremento de flexión
n''	Factor por incremento de torsión
N	Número de entradas
N	Número de pernos
N_a	Número de espiras activas
N_c	Número de correas
p	Paso de la cadena
p	Paso circular
P	Potencia transmitida
P	Potencia necesaria para el avance
p	Paso
P	Paso diametral
P	Carga dinámica equivalente
P_c	Potencia de corte
P_c	Potencia absorbida por el corte
P_C	Potencia corregida para el cálculo
P_d	Prestación base
P_d	Prestación adicional
P_D	Potencia de diseño
P_o	Carga estática equilibrada
P_m	Potencia del motor
P_m	Potencia necesaria
P_r	Potencia nominal

P_r'	Potencia corregida totalmente
P_{tc}	Potencia transmisible por correa
P_a	Potencia de avance
q'	Carga distribuida
q	Sensibilidad de las ranuras
r	Radio
r	Radio del tornillo
r	Radio de la trayectoria
r_{med}	Radio medio del piñón
r_n	Distancia del centro de gravedad hacia los pernos
R	Radio medio
S_a	Resistencia alternante
S_c	Resistencia en la superficie
S_o	Coficiente de seguridad relativa a la carga estática
S_e'	Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de la viga rotatoria
S'	Avance
S_{sy}	Resistencia de fluencia en cortante
S_T	Resistencia a la fatiga superficial según la AGMA
S_{ut}	Resistencia última mínima a la tracción
S_y	Resistencia de fluencia mínima a la tensión
S_t	Resistencia a la flexión
S_t	Resistencia a la flexión según AGMA
t	Profundidad o penetración
T	Momento de rotación necesario para que el tornillo gire contra la carga
T	Momento de torsión
v	Velocidad de banda
v	Velocidad lineal del piñón
V	Volumen
V	Velocidad tangencial de la correa
w	Peso del cuerpo
w	Peso por unidad de longitud de correa
W	Peso
W_a	Fuerza axial
W_c	Velocidad crítica
W_r	Fuerza radial
W_t	Fuerza tangencial
W_t	Fuerza tangencial en el engrane
x	Desplazamiento vertical de la mesa
X	Factor radial
Y	Factor axial o de empuje

y	Flecha máxima
y_i	Distancia comprimida del resorte
v	Velocidad crítica
v_a	Velocidad de avance
Z	Número de dientes
Z	Número de dientes de la rueda de la cadena
Z_1	Número de dientes de la catalina inferior
\square	Esfuerzo por flexión
ϑ_a	Esfuerzo alternante en el perno
ϑ_{aa}	Esfuerzo axial
ϑ_{amd}	Esfuerzo por flexión
ϑ_c	Valor absoluto del esfuerzo por contacto
$\vartheta_{c,adm}$	Esfuerzo por contacto admisible
ϑ_i	Esfuerzo de precarga
ϑ_m	Esfuerzo medio en el perno
ϑ'	Esfuerzo de von Mises
ϑ_x	Esfuerzo axial
ζ	Esfuerzo de corte
ζ	Esfuerzo axial
ζ	Esfuerzo de corte
ζ_m	Esfuerzo medio
ζ_a	Amplitud de esfuerzo
ζ_{xy}	Esfuerzo de torsión
α	Ángulo de alivio
α	Ángulo de salida de la viruta
β	Ángulo de la garganta
β	Ángulo de filo
θ	Ángulo de presión
μ	Coefficiente de fricción entre la banda y la polea
μ	Factor de rozamiento acero – acero
λ	Ángulo de avance
τ	Ángulo primitivo de la rueda
η	Rendimiento del motor
δ	Densidad del material
d^2y/dx^2	Segunda derivada de deformación o desplazamiento
Δ_{st}	Deflexión estática
\sim	Aproximadamente

ÍNDICE DE FIGURAS

	pág
Figura 1.1	Tipos de madera machihembrada.....10
Figura 1.2	Madera machihembrada.....10
Figura 3.1	Forma de trabajar la cepilladora.....23
Figura 3.2	Esquema de dos ejes cepilladores.....24
Figura 3.3	Mecanismo de husillo roscado con tuerca.....26
Figura 3.4	Mecanismo de engrane de tornillo sin fin.....28
Figura 5.1	Diagrama cinemático.....50
Figura 5.2	Eje cepillador.....61
Figura 5.3	Eje cepillador (plano x-y).....66
Figura 5.4	Eje cepillador (plano x-z).....67
Figura 5.5	Sistema machihembrador.....84
Figura 5.6	Fuerzas del eje machihembrador.....94
Figura 5.7	Eje machihembrador (plano y – x).....96
Figura 5.8	Eje machihembrador (plano y – z).....97
Figura 5.9	Diagrama cinemático del sistema de alimentación.....113
Figura 5.10	Transmisión por cadena a los rodillos de alimentación.....123
Figura 5.11	Transmisión por cadena.....130
Figura 5.12	Eje de alimentación.....132
Figura 5.13	Eje de alimentación (plano x – y).....134
Figura 5.14	Eje de alimentación (plano x – z).....136
Figura 5.15	Ángulos de corte.....141
Figura 5.16	Perfil de la superficie cepillada.....142
Figura 5.17	Sujeción de las cuchillas.....144
Figura 5.18	Esfuerzo en tornillos de fijación de cuchillas.....145
Figura 5.19	Cuñas de cuchilla del eje cepillador.....159
Figura 5.20	Sistema de elevación de la mesa.....160
Figura 5.21	Diagrama de fuerzas al subir la mesa.....162
Figura 5.22	Eje porta engranajes cónicos.....192

Figura 5.23	Eje porta engranajes cónicos (plano x-y).....	193
Figura 5.24	Eje porta engranajes cónicos (plano z-x).....	194
Figura 5.25	Bastidor.....	212
Figura 5.26	Diagrama de las reacciones sobre los resortes.....	220
Figura 6	Tipo de machihembrados.....	268
Figura 7	Fuerza específica de corte.....	269
Figura 8	Determinación de la potencia útil necesaria.....	269
Figura 9	Diagrama de sensibilidad a la muesca para aceros y aleaciones.....	279
Figura 10	Diagrama de factores de concentración de esfuerzos teóricos K_t	279
Figura 11	Factor geométrico I.....	283
Figura 12	Factor geométrico J.....	283
Figura 13	Cálculo de la vida de rodamiento.....	284

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Flujo de transformación industrial de la madera.....	5
Tabla 2	Dimensiones de trozas usadas en el mercado ecuatoriano.....	5
Tabla 3	Participación relativa de los principales productos en la producción de aserrados.....	7
Tabla 4	Dimensiones usuales de aserrados de madera según norma INEN.....	8
Tabla 5	Dimensiones usuales de aserrados de madera en el mercado...	9
Tabla 6	Número de cuchillas con su acabado superficial	37
Tabla 7	Transmisión de la banda entre el motor y el eje portacuchillas.	60
Tabla 8	Transmisión de la banda entre el motor y el eje machihembrador.....	93
Tabla 9	Transmisión de la banda [1 - 2] para sistema de avance.....	118
Tabla 10	Transmisión de la banda [3 - 4] para sistema de avance.....	122
Tabla 11	Dimensiones de los engranajes cónicos rectos.....	175
Tabla 12	Descripción de los elementos del bastidor	213
Tabla 13	Costo de materiales.....	247
Tabla 14	Costo de la mano de obra.....	253
Tabla 15	Cuadro comparativo con maquinas similares en el mercado .	254
Tabla 16	Propiedades físico-mecánicas de la Madera.....	265
Tabla 17	Densidad absoluta relativa de los metales.....	270
Tabla 18	Aceros especiales para maquinar: BOHLER.....	271
Tabla 19	Resistencia AGMA a la flexión y a la fatiga en las superficies S_t y S_c para engranajes cónicos.....	272
Tabla 20	Valores del coeficiente elástico C_p para engra.najes cónicos..	272

Tabla 21	Valores de F_s , de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo y naturaleza de la carga.....	273
Tabla 22	Elección de la sección de la correa	273
Tabla 23	Diámetros primitivos mínimos en función del ángulo de la garganta.....	274
Tabla 24	Diámetros primitivos en mm.....	274
Tabla 25	Correas trapeciales.....	275
Tabla 26	Prestaciones de las correas trapeciales: Sección A.....	276
Tabla 27	Factores de corrección C_x para arcos inferiores a 180°	277
Tabla 28	Factores de corrección C_L en función del tipo de correa.....	277
Tabla 29	Dimensiones de la banda.....	277
Tabla 30	Factores de acabado de superficie.....	278
Tabla 31	Factores de confiabilidad.....	278
Tabla 32	Factores de temperatura.....	278
Tabla 33	Factor de servicios sugeridos K_S para transmisiones	280
Tabla 34	Potencia en base al número ANSI y la velocidad de la rueda.....	280
Tabla 35	Factor de corrección por diente K_1	281
Tabla 36	Factor de corrección por torones múltiples K_2	281
Tabla 37	Dimensiones de las cadenas de rodillos standard.....	282
Tabla 38	Constantes elásticas y físicas de los materiales.....	285
Tabla 39	Selección del tipo de rodamiento.....	286
Tabla 40	Factor de seguridad estático.....	287
Tabla 41	Valores requeridos de la vida nominal.....	287
Tabla 42	Rodamiento rígido de una hilera de bolas d 35 – 55 mm.....	288
Tabla 43	Factor X e Y para el cálculo de rodamiento rígido de bolas....	289
Tabla 44	Rodamiento rígido de una hilera de bolas d 15 – 30 mm.....	290

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Eje superior del sistema de avance
Plano 2	Eje inferior del sistema de avance
Plano 3	Eje cepillador
Plano 4	Eje machihembrador
Plano 5	Sistema de elevación
Plano 6	Sistema de alimentación
Plano 7	Sistema machihembrado
Plano 8	Sistema de embrague

INTRODUCCIÓN

Los ingenieros mecánicos se asocian con la producción y el procesamiento de energía, proporcionando los medios de producción, las herramientas de transportación y las técnicas de automatización.

Una de las áreas más importantes de la Ingeniería Mecánica es el diseño mecánico, el cual tiene por objeto formular un plan para satisfacer las necesidades humanas, mediante la elaboración de elementos de máquinas y maquinarias en general.

Este proyecto tiene por objetivo el diseño adaptativo de una máquina para cepillar y machihembrar madera, enfocando la mejor alternativa en cuanto a economía, ergonomía, tecnología y seguridad se refieren.

Para el dimensionamiento de esta máquina se diseñará, elegirá, o ambos, componentes mecánicos y se armará para que cumplan con la función que se pretende. Desde luego, los elementos de la maquinaria deben ser compatibles, tienen que ajustarse entre sí en forma adecuada y funcionar con seguridad y eficiencia.

Según el diseño, se establecerán criterios que servirán de gran utilidad como guía para el proceso de toma de decisiones con el fin de hacerlo óptimo, todo con la ayuda de personas con experiencia en el ámbito del diseño y manuales que tratan con profundidad el tema.

Esta máquina será de gran utilidad para los profesionales de trabajo en madera, ya que por medio de ella se puede lograr en poco tiempo, y con precisión un cepillado y machihembrado en las tablas, con mayor eficiencia, economía y productividad en las industrias que se dedican a la construcción y acabado decorativo de cualquier tipo con la madera, por lo que se ahorrará mucho espacio en el taller.

CAPÍTULO 1

1. ANÁLISIS DEL MERCADO

1.1 Flujo de transformación industrial de la madera

El estudio está concentrado en el análisis de los principales agregados industriales que consumen madera: trozas industriales, madera aserrada, tableros, etc. Cambios en estos mercados son significantes para todo el sector forestal del país.

Existen productores dedicados a satisfacer las necesidades de la población de nivel bajo, utilizando materias primas e insumos económicos; en este segmento productivo se hallan los artesanos y la pequeña industria; en cambio, las medianas y grandes industrias se orientan a satisfacer las necesidades de la población de ingresos económicos medios y altos, donde se hallan empresas con un buen nivel tecnológico, aunque con limitaciones en diseño. Están concentradas principalmente en Cuenca y en Quito.

Tanto la industria de puertas y ventanas como la de molduras se ha desarrollado en los últimos 20 años, hasta lograr colocar sus productos principalmente en mercado de Estados Unidos, Centroamérica, Chile y Europa.

Las industrias de pisos de madera sólida, pisos flotantes, parquet tienen un nivel económico aceptable, pero tienen que competir en costos con productos importados.

Primeramente, se realiza un resumen preliminar de la transformación de la madera, sus productos, dimensiones, etc., para finalmente establecer los valores de demanda y abastecimiento.

En la TABLA I [1], se observa el flujo de transformación industrial de la madera.

TABLA 1
FLUJO DE TRANSFORMACIÓN INDUSTRIAL DE LA MADERA

MATERIA PRIMA	TRANSFORMACIÓN PRIMARIA	TRANSFORMACIÓN SECUNDARIA	TRANSFORMACIÓN FINAL
ARBOLES NATIVOS Y PLANTADOS	ASERRADOS <ul style="list-style-type: none"> • TABLAS, TABLONES • DURMIENTES • MAD.P/ENCOFRADO 	MADERA PREPARADA <ul style="list-style-type: none"> • CEPILLADA • MACHHEMBRADA • MOLDURA 	<ul style="list-style-type: none"> • PUERTAS • VENTANAS • MUEBLES • PISOS

En mi país hay una gran variación en las dimensiones de las trozas comercializadas, con largo desde 1 hasta 8 metros, y diámetros desde 12 hasta 120 cm.

En la TABLA 2 [1], son presentadas las dimensiones más usadas, por destino de la madera.

TABLA 2
DIMENSIONES DE TROZAS USADAS EN EL MERCADO ECUATORIANO

DESTINO	LARGO (cm)	DIÁMETRO (cm)	ESPECIES MAS USADAS
Para aglomerados	120 - 250	12 - 25	Pino, eucalipto
Para chapas	240 - 260	30 - 80	Sande, copal
Para aserrados	220 - 400	20 - 120	Laurel, maderas finas eucalipto, maderas blandas para encofrado

Las trozas de eucalipto, son la fuente más importante de madera aserrada

en el Ecuador.

La mayor parte de las trozas son exclusivamente utilizadas en el mercado interno. Parte de las trozas de plantaciones son destinadas a la exportación. Esto se refiere a las recientes exportaciones de los pinos de eucalipto como madera de pulpa para industrias de Europa.

En el grupo de los aserrados están considerados los productos primarios obtenidos a partir de la madera con sierra manual o mecánica, que tienen una determinada esquadría.

1.2 Producción de aserrado

La participación de los principales tipos de productos en la producción total de aserrados está presentada en la TABLA 3 [1].

TABLA 3
PARTICIPACIÓN RELATIVA DE LOS PRINCIPALES PRODUCTOS EN LA PRODUCCIÓN DE ASERRADOS

PRODUCTO	PARTICIPACIÓN RELATIVA (%)	
	Individual	Acumulada
Tablones	67.5	67.5
Tablas	15.5	83.0
Cuartones	9.5	92.5
Duelas	2.4	94.9
Doble pieza	1.1	96.0
Pilares	1.0	97.0
Tiras	0.7	97.7
Yucos	0.6	98.3
Vigas	0.4	98.7
Listones	0.3	99.0
Cuerdas	0.3	99.3
Alfajías	0.2	99.5
Pisos	0.1	99.6
Medias duelas	0.1	99.7
Bloques	0.1	99.8
Latillas	0.08	99.88
Costeros	0.08	99.94
Durmientes	0.06	100.00

En la TABLA 4 [1], se muestra las dimensiones especificadas en la norma técnica ecuatoriana, para los productos aserrados más frecuentes en el mercado interno, que representan un 97,4% de los aserrados en el país.

TABLA 4
DIMENSIONES USUALES DE ASERRADOS DE MADERA (cm)

PRODUCTO	NORMA INEN		
	Largo	Ancho	Espesor
Tablones/Piezas	Variable	≥ 25	3-5
Tablas	Variable	10-15	1.5-3.5
Cuartones	Variable	>10	3-5
Duelas	Variable	10-15	1.5-3.5
Doble Piezas	Variable	20 -30	8-10
Vigas	>200	10-20	10-20
Pilares columnas	variable	Mín. 10x10	Mín. 10x10

En la TABLA 5, se muestra las dimensiones más comunes para los aserrados más frecuentes en el país, [1].

TABLA 5
DIMENSIONES USUALES DE ASERRADOS DE MADERA (cm)

PRODUCTO	EN EL MERCADO		
	Largo	Ancho	Espesor
Tablones/Piezas	220-400	20-30	4-5
Tablas	220-400	20-30	2-2.5
Cuartones	240-400	15-25	3-15
Duelas	220-400	5-13	1.5-2
Doble Piezas	220-400	20-30	8-10
Vigas	>240	10-18	9-15
Pilares columnas	250-300	20-22	7-8

1.3 Tipos de trabajos realizados por el machihembrador

Los trabajos que se pueden elaborar en los bordes de la tabla son muy variados, ya que depende únicamente del tipo de disco de fresar empleado. En la figura 1.1, se muestran algunos ejemplos, a partir de los cuales existen numerosas aplicaciones. (Figura 1.1, Anexo B)

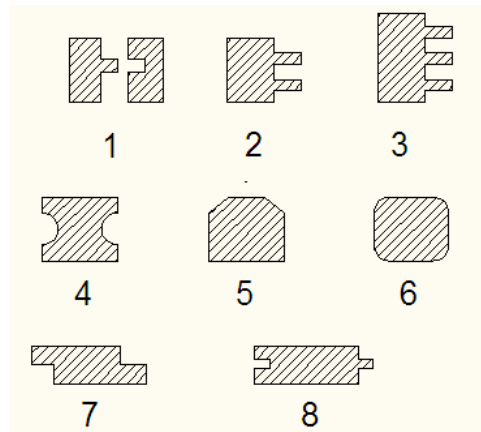


Figura 1.1 Tipos de Machihembrado

- | | |
|--------------------|-------------------|
| 1. Singular | 5. Biselados |
| 2. De dos dientes | 6. Cantos curvos |
| 3. De tres dientes | 7. Centros rectos |
| 4. Marcos | 8. Cola de milano |

1.4 Aplicaciones de la madera machihembrada

Con frecuencia en construcciones de diversos tipos resulta necesario el empleo de madera. Por esta razón la madera Machihembrada es empleada en múltiples aplicaciones, entre las cuales se puede anotar:



Figura 1.2 Madera machihembrada

1.4.1 Revestimiento de techos [8]

Cuando se trata de una construcción en que, por razones arquitectónicas y técnicas, la cubierta está hecha totalmente de madera, es lógico que las superficies interiores se hagan también de madera.

El machihembrado para techo es uno de los productos de madera más utilizados en construcción.

Cabe anotar que el techo revestido de madera es susceptible a múltiples y variadas interpretaciones y variaciones dependiendo de la clase de construcción, clase de madera, tratamiento escogido para las superficies y área a revestir. Pero siempre es el aspecto o punto de vista arquitectónico el que ha de decir la última palabra.

El resultado final del techo machihembrado en cuanto a resistencia, durabilidad, estabilidad dimensional y aspecto depende de la calidad de la madera que se utilice.

1.4.2 Divisiones interiores

Dependiendo el tipo de construcción es indispensable dividir grandes espacios o aislar entradas, escaleras, salitas u otros puntos semejantes mediante tabiques. Estos tabiques, en formas más o menos rígidas e

incluso flexibles, pueden adaptarse fácilmente a determinadas exigencias y posibilidades.

Los tabiques macizos cubren todo el ancho de la habitación y llega hasta el techo. Se le exige un aislamiento acústico entre las habitaciones de volúmenes constantes y resistentes al choque, a la tracción y flexión.

Los tabiques no macizos o separadores de habitaciones, no proporciona una separación completa sino solamente una pantalla parcial proporcionando un efecto de mayor luminosidad (efecto biombo).

En estos separadores los efectos de amortiguación térmica o acústica no tienen importancia o desempeñan un papel secundario.

1.4.3 Revestimiento de paredes

Los revestimientos de madera en el interior de las estancias siempre han sido los preferidos, principalmente en el aspecto técnico y estético.

Se sabe por experiencia que la madera convenientemente empleada, puede convertir el local en una estancia agradable e incluso preciosa.

Este revestimiento no se lo hace sólo para que mejore el aspecto del local, sino para satisfacer ciertas exigencias técnicas del mismo.

1.4.4 Puertas y portones

Estas deben construirse con materiales preparados y consolidados de tal manera que puedan soportar las solicitaciones máximas a las que pueden ser expuestas. De un modo especial, no deben alabearse o torcerse, ni caerse de escuadra, ni con las condiciones de temperatura del ambiente perder la plenitud de la superficie.

Las puertas y portones se han de ver tanto en funcionamiento y en el aspecto óptico como en su construcción de modo que armonicen con el conjunto de la obra o del local donde están situadas.

1.5 Reconocimiento de una necesidad

La madera es un material orgánico formado naturalmente que consiste en esencia, en elementos tubulares alargados, llamados células dispuestas en su mayor parte lateralmente. Las dimensiones de dichas células y el espesor de sus paredes varían con su posición en el árbol, su edad, las condiciones de crecimiento y la clase de árbol. Las paredes de las células están formadas principalmente de moléculas en cadena celulosa. Las células están cementadas por una sustancia amorfa llamada lignina.

Esta compleja organización estructural hace de la madera un material

diferente, con propiedades distintas en sus tres planos normales de corte (longitudinal, radial y tangencial), que la convierte en un elemento muy particular y con propiedades diferentes a otros materiales tradicionalmente empleados en la construcción.

No puede olvidarse que la madera es muy fácil de trabajar. Se distingue por su elasticidad, su flexibilidad y su poco peso; es mala conductora del calor, de la electricidad y de las vibraciones sonoras; no es cara y se la encuentra en todos los climas. [6]

Las maderas se clasifican en forma general en duras, que son las producidas por los árboles de hoja ancha, como el roble, el arce y el fresno, y en blandas, producto de los árboles coníferos, como los pinos, alerce, abeto y abeto de Canadá.

La transformación que sigue el producto a ser obtenido partiendo desde la materia prima es el siguiente:

Una vez realizado la tala del árbol, el motosierrista lo divide en trozas de dimensiones específicas, las mismas que se introducen en un aserradero con el fin de transformarlas en tablones, tablas o vigas de cierta dimensión para posteriormente almacenarlas y secarlas adecuadamente.

Solo entonces se emplea la cepilladora, que realiza uno de los trabajos más comunes en un taller, con el fin de alisar las superficies de las tablas y así obtener el ángulo y espesor requerido de manera precisa y rápida.

Finalmente va hacia el machihembrador para producir cualquier tipo de ranura en los bordes rectos y además para fresar contornos de diversas formas.

Considerando que sólo alrededor del 10% de las industrias de madera tienen una máquina para cepillar y machihembrar madera por separado, el resto, por otra parte, el 90% utiliza el método de cepillo tradicional para el cepillado y la madera y escoplo para el machihembrado.

1.6 Diseño de la máquina como respuesta a las necesidades

El diseño de este tipo de maquinaria se justifica plenamente, tanto en el aspecto económico y como un aporte al desarrollo industrial del país.

Este proyecto da la oportunidad a los industriales o empresarios de encontrar en esta máquina la respuesta ideal a sus requerimientos económicos, teóricos, funcionales, etc.

Esta máquina no existe de producción nacional, proviene de países con

mayor desarrollo industrial, es decir, son máquinas importadas, por lo que se hace imposible, en algunos casos por los altos niveles de aranceles; siendo así, se ha comprobado que su accesibilidad está dada no por la necesidad de los talleres sino por la capacidad económica de los usuarios.

Este análisis sumado a los resultados obtenidos en el diseño de máquinas similares, me impulsó a diseñar este tipo de maquinaria bajo condiciones como son: aprovechamiento de la tecnología local, obtener una máquina con un nivel de calidad alto a un costo de fabricación que le ponga al alcance de los talleres pequeños y medianos. Las exigencias tecnológicas actuales, piden una óptima investigación acorde con el adelanto de la industria, razón por la cual, el diseño de ésta máquina tiene por objeto incentivar y observar de manera práctica todos los fenómenos que se desarrollan durante el proceso de estudio, diseño, cálculo, selección y montaje.

CAPÍTULO 2

2. ESPECIFICACIONES DEL DISEÑO

2.1 Objetivos

2.1.1 Objetivo general

Realizar el diseño de una máquina para cepillar y machihembrar madera, que tenga la mayor versatilidad posible, siendo seguro, eficiente y práctico, de manera que la máquina resultante se comporte o lleve a cabo sin falla su función pretendida.

2.1.2 Objetivos específicos

- Se definirá y se calculará movimientos, fuerzas y cambios de energía a fin de determinar el tamaño, las formas y los materiales necesarios para cada uno de los componentes interrelacionados de la máquina.
- Prever el modo y las condiciones de falla de cada uno de los elementos, y acto seguido diseñarlos para evitar tales condiciones; obligando así, que se efectúe un análisis de esfuerzos y deflexión.
- Esta máquina permitirá realizar las siguientes operaciones: cepillado

y machihembrado de madera en una sola etapa.

- Al realizar esta máquina se pretende incrementar la producción en el labrado de madera, disminuyendo el tiempo de operación, el número de operarios y el número de máquinas.
- Plantear alternativas que ofrezcan buenos resultados y hagan que la máquina sea veloz, precisa, segura, eficiente, económica, de fácil mantenimiento y operación.
- Satisfacer la demanda del usuario y contribuir al desarrollo industrial no sólo de la región sino del país.
- Desarrollar más los conocimientos para diseñar máquinas, dictados en la carrera de ingeniería mecánica.

2.2 Especificaciones y requerimientos

La máquina debe estar protegida contra condiciones ambientales y ser capaz de operar en cualquier región del Ecuador a temperaturas que oscilan entre 0–50 °C, resistente también a la humedad, a las salpicaduras de aceite y polvo.

El elemento motriz debe ser motor asincrónico trifásico.

Se desea que las dimensiones sean reducidas. La máquina debe instalarse en una superficie de 600 x 1000 mm, con una altura máxima de hasta 1000 mm.

Su diseño debe ser de construcción robusta, de poco ruido y escasa vibración, de fácil mantenimiento y operación.

Esta máquina funcionaría 8 horas al día, 5 días a la semana y que su diseño sea el adecuado para un número alto de arranques por día, en este caso de 4 arranques.

Posibilidad de utilizar distintas medidas de tablones, con un máximo de 300 mm de ancho.

Que el costo de ésta máquina sea bajo, en otras palabras, que no sea superior a \$6.000.

La velocidad de avance de la madera es fija.

La cantidad a producir debe ser mayor a 200 tablas/h, siendo 2.5 m de largo de madera.

Se desea una eficiencia mecánica mayor que 80%.

Que su aspecto resulte atractivo y adecuado para su aplicación con una excelente ergonomía.

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DE FORMA

La máquina a diseñar cepilladora, machihembradora tienen muchas características que varían entre modelo y modelo, y es preferible analizar cada una y escoger la más conveniente en base a mis requerimientos.

3.1 Análisis de las funciones de la máquina

El cepillado de la madera se realiza con el fin de conseguir dimensiones requeridas con un alisado perfecto de las caras mediante la eliminación de virutas. Para este fin, las máquinas van equipadas con cabezas cortadas, en las cuales van montadas generalmente tres o cuatro cuchillos.

El machihembrado está destinado a procesar dos orillas de la madera (ranuras). Este mecanismo utiliza dos ejes paralelos con sus respectivos discos, los mismos que son fácilmente intercambiables ampliando grandemente su versatilidad y uso.

Las ingeniosas cabezas y aparatos cortadores permiten transformar una sola tabla en varias molduras u otros artículos, resultando un ahorro de material de mano de obra y madera.

3.1.1 Cepillado

En las cepilladoras, el movimiento de corte lo posee una herramienta giratoria; el movimiento de alimentación puede ser accionado mecánicamente o manualmente.

3.1.1.1 Proceso con un eje cepillador

Las cepilladoras se utilizan para reducir el espesor deseado en las

tablas, y dejar sus lados estrictamente paralelos.

Estas cepilladoras modernas se basan en el principio de corte rotativo. Una herramienta de corte rotativo consiste en un cilindro de acero al que se fijan firmemente dos o más cuchillas, Figura 3.1.

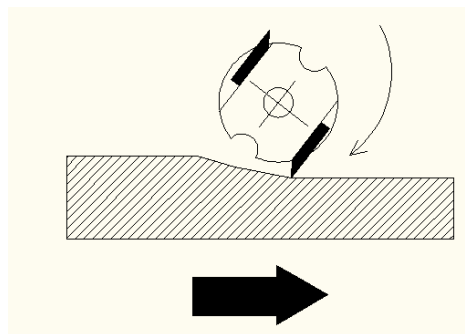


Figura 3.1 – Forma de trabajar la cepilladora

Las máquinas cepilladoras tienen un eje, el mismo que está ubicado encima del tablero; la altura es de fácil regulación, mediante un husillo.

En este sistema se tiene como ventaja que necesita de un solo motor, haciéndolo menos costoso; hace que al cambiar las cuchillas sea de forma fácil y rápida y que la regulación del espesor cepillado sea sencilla.

La única desventaja es que cepilla de un solo lado.

3.1.1.2 Proceso con dos ejes cepilladores

En este proceso de cepillado se utiliza dos ejes cepilladores, con los cuales se obtiene el cepillado de la tabla en una sola máquina

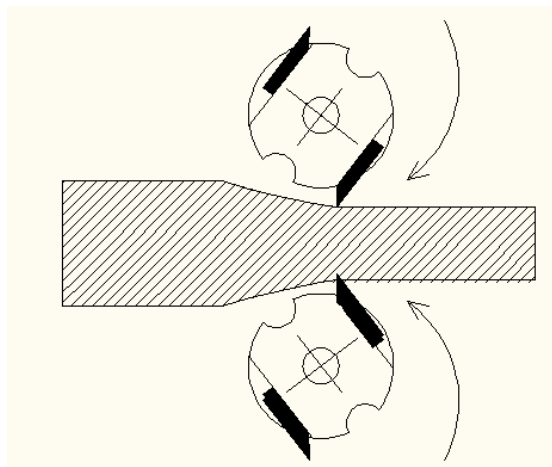


Figura 3.2 – Esquema de dos ejes cepilladores

Como se observa en la Figura 3.2, el un eje estará ubicado debajo y entre las dos mitades de la mesa de trabajo, mientras el segundo eje estará ubicado como si fuese un sólo árbol cepillador en la parte superior de la mesa.

En este proceso se tiene como ventaja que realiza el cepillado en las dos caras simultáneamente, existiendo paralelismo entre sus superficies, ahorrando tiempo de trabajo.

Como desventaja se tiene la instalación de los dos ejes, necesitando así dos motores, con esto, existe mayor consumo de energía y se dificulta el cambio de cuchillas.

3.1.1.3 Selección de la alternativa de cepillado

Partiendo de que la máquina va a trabajar con madera y ésta debe estar a un sólo ancho y espesor, se selecciona la alternativa de un sólo eje para cepillar bajo la siguiente justificación:

El costo debe ser menor porque emplea para todo el trabajo un motor, con esto, el consumo de energía eléctrica es menor; no es necesario que las dos superficies estén cepilladas.

Con respecto al espacio que ocupa es pequeño, el cambio de cuchillas será fácil y rápido y de fácil manejo.

3.1.2 Sistema de la mesa

El sistema de mesa puede ser fijo, con respecto al árbol portacuchillas y variable, en otras palabras, se desplaza hacia arriba o hacia abajo.

Se tiene como ventaja trabajar con máquina de desplazamiento, ya que, se tiene la posibilidad de trabajar con diferentes profundidades de penetración y diferentes alturas del tabón, pero su única desventaja es que es más costosa que el sistema fijo.

El movimiento de la mesa debe ser vertical de ascenso y descenso, de baja velocidad y de gran precisión, para lo cual se realiza un estudio de los siguientes sistemas, con la finalidad de seleccionar el mejor.

Los sistemas mecánicos estudiados son:

- Mecanismo de husillo roscado con tuerca
- Mecanismo de engranaje de tornillo sinfín

3.1.2.1 Mecanismo de husillo roscado con tuerca

Como se muestra en la Figura 3.3, el mecanismo es sencillo y de fácil operación, el cual cumple con las condiciones planteadas.

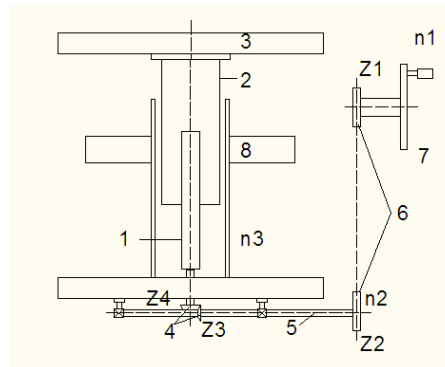


Figura 3.3 – Mecanismo de husillo roscado con tuerca

- | | |
|---------------------------------|----------------------------|
| 1. Tornillo | |
| 2. Cilindro | |
| 3. Parte superior | 6. Catalina |
| 4. Engranaje cónico | 7. Volante |
| 5. Eje porta engranajes cónicos | 8. Mesa de soporte cónicos |

El sistema de elevación de la mesa es operado manualmente por un operario, quien da un movimiento al volante, éste a la transmisión por cadena, comunicando a los engranajes cónicos, que gracias al movimiento circular del husillo se consigue un deslizamiento vertical de la mesa que es lo que se necesita, al fijar el espesor de la madera a trabajar.

En este sistema la ventaja es que es económico, sencillo, silencioso y ocupa menos espacio; también, es de fácil mantenimiento, de fácil operación y de gran exactitud de avance.

La única desventaja es que es de operación manual.

3.1.2.2 Mecanismo de engranajes de tornillo sinfín

El sistema de movimiento de la mesa utilizando un mecanismo de engranajes de tornillo sinfín, cumple con la finalidad de conseguir el movimiento vertical de ascenso y descenso, con una velocidad baja y gran exactitud. Figura 3.4

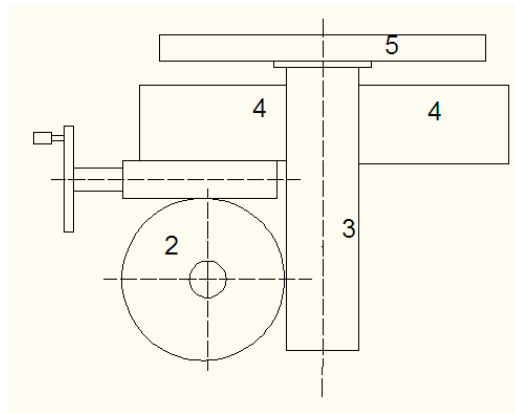


Figura 3.4. Mecanismo de engranajes de tornillo sin fin.

- | | |
|---------------------------------|--------------------|
| 1. Tornillo | 6. Catalina |
| 2. Cilindro | 7. Volante |
| 3. Parte superior | 8. Mesa de soporte |
| 4. Engranaje cónico | |
| 5. Eje porta engranajes cónicos | |

El movimiento comunica el operario en el volante, el mismo que acciona a los engranes de tornillo sinfín, que a su vez la

cremallera ubicada en el cilindro, permite que el mismo suba y baje la mesa. El volante o manivela deben estar colocados de tal manera que el operario los tenga al alcance de la mano y de fácil manipulación.

En este mecanismo, la ventaja es que es silencioso, sencillo, de fácil mantenimiento y operación y de gran exactitud de avance.

La desventaja es que es de operación manual, ocupa mayor espacio de instalación y su sistema es costoso.

3.1.2.3 Selección de la alternativa

Se necesita que el movimiento de la mesa sea de baja velocidad y de gran exactitud, además de una carrera corta. No se justifica el estudio de un sistema eléctrico, hidráulico o electro-hidráulico.

Se selecciona el sistema mecánico con husillo roscado que es una alternativa que cumple con los requerimientos planteados en lo técnico y económico.

3.1.3 Sistema de alimentación

Para el proceso de cepillado, y de machihembrado se necesita un avance continuo es decir semiautomático, para lo cual se aprovecha el movimiento y una mínima cantidad de la potencia del eje cepillador; utilizando un sistema de transmisión se comunica a los rodillos de avance, los mismos que están ubicados en la parte superior de la mesa, junto al eje cepillador.

3.1.3.1 Velocidad de los rodillos de avance

La función de los rodillos de avance es llevar a que la madera entre al corte, realizado por el árbol portacuchillas, por lo que se determina que la velocidad de avance de la madera es debido a la velocidad de sus rodillos.

La velocidad de los rodillos puede ser fija o variable. Si es variable se puede variar la velocidad de sus rodillos dependiendo de la dureza de la madera, aumentando así, de esta manera, la

eficiencia de la máquina; pero, como este método necesita un juego de bandas y más consumo de energía de lo normal, se lo descarta.

Por lo que en el diseño, se escogerá la velocidad de rodillos fija por ser más económica que la variable, pero con una potencia tal, que pueda conducir la madera de mayor dureza que hay en el mercado, así no existe problemas con maderas de menor dureza.

La velocidad de los rodillos de avance es de aproximadamente 60 revoluciones por minuto.

3.1.3.2 Forma de los rodillos de avance

Los rodillos de avance en las máquinas existentes en el mercado, tienen una sección ranurada con una profundidad de diente promedio de 1 mm, siendo la desventaja que con éste tipo de

rodillos, el avance se va debilitando al acumularse pequeños residuos en los dientes, haciendo que el sistema tenga fuerte mantenimiento de limpieza; además, cuando se proceda a ocupar madera blanda, que es la mayoría, éstos rodillos ranurados penetrarán más de 1mm, reduciendo el rango de cepillado o que el agarre de los dientes resulte débil y resbale el rodillo, dañando la madera. Por éste motivo, se diseñará al rodillo de avance recubierto de caucho duro, en donde, el agarre por rozamiento no daña la superficie a pulir, no varía el rango de profundidad de corte y menos costoso el recubrimiento de caucho, que el fresado de los dientes y el acero es de diámetro menor, dando un menor peso total de la máquina.

Ambos árboles en sus extremos posee unos resortes que sirven para dar más presión a la madera, evitando que resbale en el momento del corte.

3.1.3.3 Sistema de transmisión de movimiento

El sistema de transmisión de movimiento a los rodillos de alimentación que se pueden utilizar y son: engranajes, bandas y cadenas. Hay que considerar los parámetros de funcionamiento del sistema de alimentación: la transmisión por engranes no es utilizada debido a la gran distancia que existe entre centros, la opción más adecuada es la de bandas y cadenas, ya que tienen una función importante en la absorción de cargas de impacto y en el amortiguamiento y aislamiento de los efectos de las vibraciones, lo que es una ventaja importante respecto a la vida de la máquina.

El sistema de alimentación: desde el eje cepillador hasta las dos primeras reducciones se utiliza bandas trapeciales, por sus altas velocidades y considerable distancia entre centros. En las dos últimas reducciones se utiliza cadenas, por lo que incluye una relación constante (no involucra al deslizamiento ni el arrastre) y vida larga, llegando de esta manera, con un movimiento continuo y de baja velocidad. Con este mecanismo se consigue el objetivo deseado, ya que el sistema de alimentación es silencioso, de fácil

mantenimiento y mejores características de funcionamiento.

3.1.4 Mecanismo de Machihembrado

El mecanismo de machihembrado, utiliza dos ejes verticales con sus respectivas fresas (macho y hembra) para dar la forma deseada a los bordes de la tabla. La alimentación es semiautomática aprovechando el mismo avance de los rodillos de alimentación del cepillado.

Se realizó un análisis con el objetivo de utilizar un sólo motor en éste mecanismo, con resultados negativos, debido a sus altas velocidades, además los dos ejes giran en sentidos opuestos, poco espacio disponible. Las fresas van dispuestas verticalmente y necesitan ser reguladas de acuerdo al ancho de la tabla de trabajo. Lo más adecuado es utilizar un motor para cada eje.

El sistema de regulación de la distancia entre centros de las fresas, se utiliza el sistema de tuerca husillo roscado, de igual forma para regular la altura de fresas.

Este es un sistema económico, sencillo y de fácil mantenimiento.

CAPÍTULO 4

4. PARÁMETROS DE DISEÑO

4.1 Parámetros funcionales

El diseño de la máquina en proyecto está en función de la materia prima a trabajar y de las operaciones que pueda realizar en la madera, partiendo primeramente con un análisis de la velocidad de corte, así como los parámetros necesarios para proyectar el diseño de cada uno de sus elementos mecánicos como la selección de excelentes herramientas de corte porque de éstas, depende el acabado superficial de la madera.

El parámetro tomado en cuenta para el diseño fue la fuerza específica de corte para una madera semidura.

4.2 Parámetros geométricos

Se utiliza un sistema de alimentación que se dispone antes del sistema de machihembrado: todo este sistema tiene que ser soportado por la estructura de la máquina, donde además se instalarán: el sistema de elevación de la mesa, el sistema de alimentación y transmisión de movimiento de acuerdo a la necesidad y disponibilidad de espacio, para lo cual el diseño se realizará de manera que evite cualquier tipo de bloqueo.

El dispositivo de control se lo ubicará de manera que el operario tenga facilidad total de operación, seguridad y consecuentemente un mayor rendimiento.

Los parámetros geométricos de la máquina establecen las siguientes dimensiones límites en las que se basará el diseño del sistema cepillado - machihembrado:

- Ancho máximo = 300 mm

- Ancho mínimo = 30 mm
- Espesor máximo = 150 mm
- Espesor mínimo = 8 mm

Para un mejor rango de operación se escoge una longitud de cuchilla de **300 mm.**

Estos parámetros son establecidos en base a la necesidad que se requiere en la producción maderera.

4.3 Parámetros fundamentales

Se debe calcular la potencia que debe tener el motor eléctrico. Esta potencia tiene dos partes; la potencia de corte y la potencia de avance. Para conocer la potencia de corte, se necesita conocer la fuerza de corte. Una vez encontrada la potencia del motor, se procederá a diseñar la transmisión de potencia.

4.3.1 Cepillado [10]

4.3.1.1 Velocidad de corte [10]

Según sea la dureza de la madera que haya que cepillar se adoptan variables entre el intervalo de:

$$v = 20 - 30 \text{ m/s}$$

Para el estudio se selecciona la velocidad crítica de **25 m/s para maderas duras.**

4.3.1.2 Velocidad de avance [10]

Las velocidades de avance (V_a), son ligeramente menores que las empleadas en las cepilladora, normalmente no superan los **10 m/min.**

En la práctica se puede tomar el valor de 10 m/min para superficies finamente cepilladas, ya que a menor velocidad de avance, más tiempo de trabajo, por ende, más potencia consumida, pero como la máquina va a trabajar con

funcionamiento intermitente, en total sería una menor potencia, resultando así, una mayor economía.

4.3.1.3 Número de cuchillas del árbol portacuchillas

Para la operación de cepillado se recomienda 2, 4 ó 6 cuchillas.

TABLA 6
NÚMERO DE CHUCHILLAS CON SU ACABADO SUPERFICIAL

<u>Número de cuchillas</u>	<u>Acabado superficial</u>
2	Medio
4	Alto
6	Muy alto

Sería apropiado escoger la de mejor acabado superficial, pero su desventaja es el aumento en la potencia, por lo que, se escoge la de alto acabado superficial, con **cuatro cuchillas**.

4.3.1.4 Profundidad de corte

Para éste tipo de operaciones, se recomienda profundidades, desde 0.5 mm a 2.5 mm.

Una profundidad de corte baja, obligaría a realizar varias pasadas, entonces se escoge para máxima capacidad, por lo tanto, se selecciona **2.5 mm de profundidad**.

4.3.1.5 Diámetro del árbol portacuchillas

Es necesario, determinar un diámetro para el árbol, ya que con éste, se puede hallar el momento torsor en él producido.

También las consideraciones de energía en la fuerza de corte exigen un diámetro conocido para determinar la potencia. Se recomienda que el árbol tenga un diámetro entre 80 – 160 mm.

Lo recomendable sería utilizar un diámetro pequeño, en este caso sería 80 mm, por simple economía, pero pueden romperse por flexión o torsión, y las cuchillas deben poder colocarse sin debilitarlo mucho.

Por lo que la máquina es de trabajo liviano, se asume **D = 100 mm.**

4.3.1.6 Número de revoluciones del árbol porta cuchillas

En la actualidad, las cepilladoras hay llegado a las 6000 rpm.

Se recomienda que el número de revoluciones para cepillado sea

$$n = 3000 - 6000 \text{ rpm [11]}$$

Cuando la carga entra a la máquina, se consume dos tipos de energía: la proporcionada por el motor y la acumulada por el árbol al girar.

Cuando el árbol gira muy rápido, el tiempo entre cortes sucesivos es muy reducido, acumulándose poca energía rotacional, y el motor tendría que recuperar la energía gastada en el corte en muy poco tiempo, lo cual exigiría mayor potencia del motor para lograrlo, con lo que subirían los costos.

En cambio, si gira lentamente, se acumula poca energía rotacional por ser baja la velocidad de rotación, y el motor tendría que suministrar toda la energía necesaria y ello conlleva a un motor más potente.

Por eso concluyo que, para el diseño se utiliza una velocidad de **n = 4850 rpm** que está dentro del rango recomendado.

4.3.1.7 Esfuerzo de corte [11]

El esfuerzo de corte (F_C), depende de la fuerza específica de corte, el espesor medio de la viruta h_M y la anchura de planeado b , y se puede calcular mediante la ecuación (1):

$$F_C = F_{ec} h_M b \quad (1)$$

Donde:

F_C = Esfuerzo de corte [Kg]

Para cálculos recomendados, puede tomarse que:

$F_{ec} = 2 - 2.5$ [Kg/mm²]; Para roble y similares

Se elige el valor crítico de:

$$F_{ec} = 2.5 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

Con éste valor y utilizando la Figura 7, Anexo B, se determina

$h_m = 210 \times 10^{-3} \text{ mm}$, para el roble, además se sabe que $b = 300$
mm

Reemplazando estos datos en la ecuación (1) se tiene:

$$F_C = 157.5 \text{ Kg}$$

La fuerza máxima se encontrará respecto a la fuerza de corte,
[11], resultando:

$$F_C = 1545 \text{ N}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 2 F_C \quad (2)$$

$$F_{m\acute{a}x} = 3090 \text{ N}$$

4.3.1.8 Potencia absorbida en el corte [11]

Con una profundidad de pasada de 2.5 mm para lograr un buen acabado superficial y un ancho de superficie cepillada de 300 mm, se procede a calcular la potencia absorbida por el corte.

La potencia absorbida por el corte (P_c), o potencia útil, puede calcularse considerando la fuerza específica de corte F_{ec} , la velocidad de avance V_a y la sección de viruta desprendida A.

$$A = a b \quad (3)$$

$$A = 750 \text{ mm}^2$$

Utilizando la (Figura 8, Anexo B), con los siguientes valores de entrada:

$$V_a = 10 \text{ m/min}$$

$$A = 750 \text{ mm}^2$$

$$F_{ec} = 2.5 \text{ Kg /mm}^2$$

Se determina la potencia útil, reemplazando éstos valores en la ecuación (4):

$$P_c = \frac{F_{ec} \times V_a \times A}{60 \times 10^2} \quad (4)$$

$$P_c = 3 \text{ Kw}$$

4.3.1.9 Potencia del motor [10]

La potencia del motor (P_m), se calcula partiendo del rendimiento:

$$\eta = \frac{P_c}{P_m} \quad (5)$$

Como rendimiento, se puede admitir que: $n = 0.75 - 0.8$.

Para el estudio se toma: $n = 0.8$.

La potencia del motor (P_m), se calcula utilizando la ecuación (5):

$$P_m = 3,75 \text{ Kw}$$

4.3.2 El avance [11]

La fuerza que habrán de soportar los rodillos de avance es de 1 a 10 Kg por cada 100 mm de anchura a cepillar.

Por lo tanto la fuerza total soportada será:

$$\mathbf{F = 294 N}$$

Conociendo que la velocidad de avance (V_a), según la sección (4.3.1.2) es de 10 m/min, entonces se procede al cálculo de la potencia necesaria para el avance.

$$P = \frac{F V_a}{33000} \quad (6)$$

$$\mathbf{P = 0.049 Kw}$$

La potencia de avance se calcula partiendo del rendimiento:

$$\eta = \frac{P_a'}{P} \quad (7)$$

El rendimiento en machihembradoras con avance mecánico es: $\eta = 0.8$.

Despejando la potencia de la ecuación (7), se obtiene:

$$P_a' = 0.0392 Kw$$

Por lo tanto la potencia total es dos veces la potencia motriz, ya que la máquina tiene dos rodillos de avance, por lo tanto:

$$P_a = 2 P_{a'} \quad (8)$$

$$P_a = 0.0784 \text{ Kw}$$

La potencia total empleada por el sistema será la suma entre la potencia de cepillado y la potencia de avance:

$$P_t = P_m + P_a \quad (9)$$

Reemplazando los valores a la ecuación (9) se obtiene:

$$P_t = 3.828 \text{ Kw}$$

$$P_t = 3.83 \text{ Kw} \sim 3.73 \text{ Kw}$$

4.3.3 Machihembrado [10]

4.3.3.1 Velocidad de corte [10]

La velocidad de corte (v), se fija de acuerdo a la calidad de la herramienta, tipo y forma de la misma, dureza de la madera y

clase de trabajo que se pretende realizar. Influyen de manera muy importante: la fijación de la pieza y fresa (vibraciones), y la duración de la fresa sin refilados (economía), a lo que contribuye grandemente la lubricación.

Normalmente para la construcción de fresas se emplea acero al carbono; acero débilmente aleados al Ni, al Cr-Ni, o al Cr-Ni-W.

En general para fresas de acero al carbono tratado, con dientes de sierra, se aplican los siguientes valores:

- Para maderas blandas: $V = 20 \text{ m/s}$.
- Para maderas duras: $V = 10 \text{ m/s}$.

Con fresas de acero aleado, pueden multiplicarse por los dos valores anteriores. Para el estudio se elige la velocidad de corte crítica de **20 m/s**.

4.3.3.2 Velocidad de avance [10]

La velocidad de avance (V_a), siempre es muy limitada, y se obtiene moviendo la pieza contra la fresa. Depende de los mismos elementos indicados para la velocidad de corte. Cabe anotar que el avance será independiente de la velocidad de rotación del eje portafresas.

Con fresas de dientes de sierra, puedo tomar los siguientes valores:

- Para maderas blandas: $V_a = 16 \text{ m/min.}$
- Para maderas duras: $V_a = 8 \text{ m/min.}$

La velocidad de avance para el machihembrado debe ser la misma que se eligió para el cepillado: **$V = 10 \text{ m/min.}$** Esta velocidad está dentro del rango adecuado.

4.3.3.3 Esfuerzo de corte [13]

El esfuerzo de corte (F_c), puede calcularse, aproximadamente con la siguiente fórmula.

$$F_c = 0.28 a b \quad (10)$$

El área trabajada es $a b$. Se elige un área máxima desbastada de 66 milímetros cuadrados.

Reemplazando estos datos en la ecuación (10) se obtiene:

$$F_c = 181.1 \text{ N}$$

4.3.3.4 Potencia absorbida en el corte [10]

La potencia absorbida por el corte (P_c), o potencia útil, puede determinarse por un procedimiento aproximado considerando el esfuerzo de corte aplicado sobre el filo girando a la velocidad v :

$$P_c = \frac{F_c V}{75} \quad (11)$$

Esta velocidad ya fue elegida $v = 10 \text{ m/min}$.

Reemplazando estos valores en la ecuación (11) se tiene:

$$P_c = 1.813 \text{ Kw}$$

4.3.3.5 Potencia absorbida por el avance [10]

Puesto que la velocidad de alimentación es muy reducida, puede despreciarse la potencia absorbida por el avance.

4.3.3.6 Potencia del motor [10]

En las fresas corrientes de potencia media, el rendimiento puede considerarse:

- En fresas con alimentación a mano: $\eta = 0.85$.
- En fresas con alimentación mecánica $\eta = 0.80$.

Esta potencia se calcula valiéndose de la ecuación (6):

$$P_m = 2.266 \text{ Kw} \sim 2.238 \text{ Kw.}$$

CAPÍTULO 5

5. DISEÑO Y SELECCIÓN DETALLADA

5.1 Diseño del sistema de cepillado

El diseño de las máquinas para cepillar, tienen un eje de cuchillas único, el mismo que es horizontal; en él se colocan las cuchillas en voladizo sobre el extremo del eje.

5.1.1 Diagrama del sistema de cepillado

Primeramente, se realiza un diagrama cinemático del cepillo **Figura 5.1**, donde se muestra su forma de ubicación, y su funcionamiento; el motor 1 transmite su movimiento y potencia por medio de las bandas (2), las mismas que comunican movimiento al eje cepillador. (4)

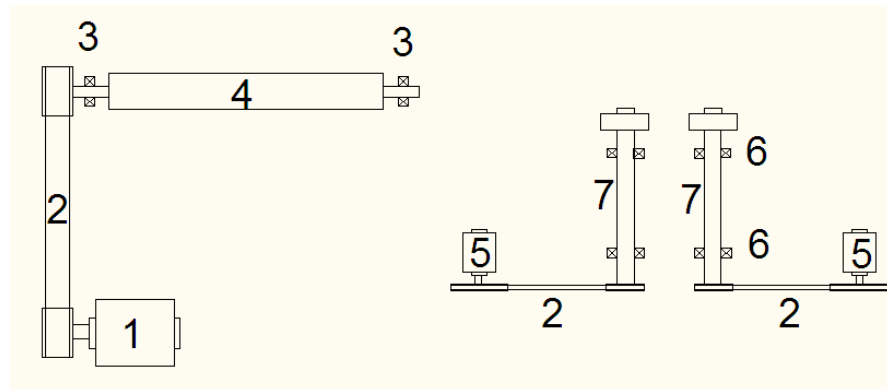


Figura 5.1. Diagrama Cinemático

- | | |
|---------------------------------|---------------------------------|
| 1. Motor cepillador | 4. Eje portacuchillas |
| 2. Trasmisión por bandas | 5. Motor Machihembrador |
| 3. Soporte del eje (cepillador) | 6. Soporte del eje porta fresas |
| | 7. Eje machihembrador |

5.1.2 Selección de bandas para el eje porta cuchillas [16]

Para proporcionar movimiento y potencia desde el motor al eje cepillador, Figura 5.1, elemento 2, se empleará como elemento transmisor de bandas trapeciales.

Datos para la selección

Se selecciona un motor asíncrono tipo jaula de ardilla por:

- Las condiciones de trabajo.
- El exceso de polvo en área de trabajo.
- Servicio: normal de 8 - 16 horas diarias con un sobrecarga del 150%.

De la sección (4.3), se tiene:

Potencia del motor de $P = 3.73 \text{ Kw}$;

Por lo que se seleccionará un motor asíncrono trifásico, que gire a 1730 rpm de 3.73 Kw.

El motor seleccionado tiene las siguientes características:

n_1 = Número de revoluciones de la polea conductora 1730 r.p.m.

n_2 = Número de revoluciones de la polea conducida 4850 r.p.m.

De la tabla (TABLA 21, Anexo D). Se encuentra que para las condiciones de trabajo de un motor eléctrico de jaula de ardilla, con un funcionamiento de 8 - 16 horas diarias con una sobrecarga menor o igual al 150% de trabajo a plena carga [16], el factor de servicio es:

$$F_s = 1.2$$

Por lo tanto la potencia de diseño, [16] es:

$$P_c = F_s P_D \quad (12)$$

Donde:

P_D = Potencia de diseño [CV].

P_c = Potencia corregida para el cálculo [CV].

F_s = Factor de servicio.

Reemplazando valores en la ecuación (12), se obtiene:

$$P_c = 4.41 \text{ Kw.}$$

Relación de transmisión [16]

La relación de transmisión se calcula con la ecuación:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (13)$$

Donde:

i = Relación de transmisión.

D_1 = Diámetro de paso de la polea conducida [mm].

D_2 = Diámetro de paso de la polea conductora [mm].

Reemplazando valores en la ecuación (13), se obtiene:

$$i = 2.803$$

Tipo de correa [16]

De la (TABLA 22, Anexo D). Se selecciona la sección de la correa, utilizando la potencia corregida para el cálculo $P_c = 4.414 \text{ Kw}$ [5.917 HP] y el número de revoluciones de la polea menor $n_2 = 4850 \text{ r.p.m}$ se elige la **BANDA TIPO A**.

Diámetro primitivo [16]

El diámetro primitivo de la polea menor D_2 se elige de acuerdo a la (TABLA 23, Anexo D). Que fija los diámetros primitivos en función del ángulo de

garganta. Se asume un ángulo de garganta de $\beta = 34^\circ$ con la finalidad de obtener un máximo acuñamiento y fricción, la misma que será elevada de acuerdo a alta velocidad a la que van a estar sometidos.

De la (TABLA 24, Anexo D). Los diámetros primitivos en mm, para cada sección de correa se escoge $D_2 = 100$ mm especialmente recomendado en la misma tabla.

$$D_1 = i D_2 \quad (14)$$

$$\mathbf{D1 = 280.3 \text{ mm}}$$

Distancia entre centros [16]

Para calcular ésta distancia se plantea el siguiente rango:

$$D_1 \leq C \leq 3 (D_1 + D_2) \quad (15)$$

Donde:

C = Distancia entre centros [mm].

$$280.3 \leq C \leq 1140.9$$

De acuerdo al espacio disponible y a la ubicación de sus partes se elige la distancia menor posible entre ejes:

$$\mathbf{C = 644 \text{ mm}}$$

Longitud primitiva de la correa [16]

La longitud efectiva o de paso de una banda en V está dada por:

$$L = 2C + 1.57 (D_1 + D_2) + \frac{D_1 - D_2}{4C} \quad (16)$$

$$L = 1897.69 \text{ mm}$$

Donde:

L = longitud primitiva de la banda [mm].

De la (TABLA 25, Anexo D). Con la sección de la correa, se selecciona la banda tipo: A 73 cuya longitud es:

$$L' = 1887.22 \text{ mm}$$

La longitud real de la distancia entre centros se calcula mediante la ecuación:

$$C_1 = C \pm \frac{(L-L')}{2} \quad (17)$$

Reemplazando valores en la ecuación (17), se obtiene:

$$L - L' = 10.47 \text{ mm}$$

$$C_1 = 638.765 \text{ mm}$$

Determinación del arco de contacto [16]

El arco de contacto de la correa sobre la polea menor se determina mediante la ecuación:

$$\theta = 180 - 57 \frac{D_1 - D_2}{C_1} \quad (18)$$

$$\theta = 163.91^\circ$$

Potencia transmisible por correa

La prestación P_b es la potencia en CV que la correa transmite en condiciones ideales de trabajo que son:

- $i = 1$; $D_1 = D_2$; $\theta = 180$.
- Longitud primitiva estándar.

La prestación diferencia P_d es la potencia en CV que la correa transmite a más de la P_b por el hecho que las condiciones reales de utilización es (i) diferente de 1 y también D_1 diferente de D_2 . La prestación actual P_a es la potencia en CV que la correa transmite en condiciones reales de utilización y se determina mediante la ecuación:

$$P_{tc} = (P_b + P_d) C_x C_L \quad (19)$$

Donde:

P_{tc} = Potencia transmisible por correa [CV].

P_b = Prestación base [CV].

P_d = Prestación adicional [CV].

C_x = Factor de corrección por arco de contacto.

C_L = Factor de corrección por tipo de correa.

En la (TABLA 26, Anexo D). Para $D_2 = 100$ mm, $i = 2.803$ y $n_2 = 4850$ rpm, se obtiene:

$$P_b = 2.277 \text{ Kw [3.095 CV].}$$

$$P_d = 0.611 \text{ Kw [0.83 CV].}$$

De la (TABLA 27, Anexo D). Para $\theta = 163.91^\circ$ por arco de contacto.

Se obtiene: $C_x = 0.9578$ (Interpolando).

De la (TABLA 28, Anexo D). Para la correa A 73.

Se obtiene: $C_L = 1.0155$ (interpolando).

Reemplazando estos valores en la ecuación (19), se obtiene:

$$P_{tc} = 2.808 \text{ Kw [3.817 CV]}$$

Determinación del número de correas [16]

Las correas necesarias son:

$$N_c = \frac{P_c}{P_{tc}} \quad (20)$$

$$N_c = 1.572$$

Donde:

N_c = Número de correas

Si la transmisión es con menos de 5 correas y la parte decimal cociente es menor del 10 % se toma el entero inferior; si sobrepasa el 10% se toma el

entero superior.

$$\mathbf{Nc = 2 correas}$$

Velocidad de la correa [16]

La velocidad de la correa, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$V = \frac{0.052 D n}{1000} \quad (21)$$

$$\mathbf{V = 25.22 m/s}$$

Donde

V = Velocidad tangencial de la correa [m/s]

La velocidad límite para el tipo de banda seleccionado es: 30 m/s

Se procede a comprobar que:

$$V < V_{lim}$$

$$\mathbf{25.22m/s < 30 m/s}$$

5.1.3 Cálculo de las tensiones en las bandas del eje cepillador

Determinación de las fuerzas en los lados de la banda [14]

La relación de tensiones teniendo en cuenta el efecto de la acción centrífuga es:

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\frac{\mu\theta}{\sin(\frac{\beta}{2})}} \quad (22)$$

$$F_c = \frac{w v^2}{g} \quad (23)$$

Donde:

F_1 = Tensión en el lado tirante [N].

F_2 = Tensión en el lado flojo [N].

F_c = Tensión centrífuga [N].

μ = Coeficiente de fricción entre la banda y la polea.

β = Ángulo de garganta.

w = Peso por unidad de longitud de correa [lb/ft].

v = Velocidad de la banda [m/s].

θ = Ángulo de arco de contacto.

El ángulo del canal de la polea es: $\beta = 34^\circ$, como se verá en la siguiente sección, referente a las poleas.

$$P = (F_1 - F_2)v \quad (24)$$

Donde:

P = Potencia transmitida [W].

El coeficiente de fricción para bandas trapeciales es: $\mu = 0,8$ para el caucho sobre el acero. [14]

El peso de la banda es: $w = 0.00001 \text{ N/mm}^3$ [0.037 lb/plg^3]. El material de la banda es de caucho y lona de algodón. [14]

A este peso se le multiplica por el área de la banda, para obtener el peso por unidad de longitud. De la (TABLA 29, Anexo D)

Se tiene para una banda tipo A:

Datos:

$$a = 13 \text{ mm.}$$

$$h = 8 \text{ mm.}$$

$$a_p = 11 \text{ mm.}$$

$$w = 0.00001 \text{ h a.}$$

$$\mathbf{w = 0.00104 \text{ N/mm [0.00596 lb/in]}}$$

Utilizando la ecuación (23), se obtiene:

$$\mathbf{F_c = 67.84 \text{ N [15.23 lb]}}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (22), se obtiene:

$$\frac{F_1 - 67.84}{F_2 - 67.84} = e^{\frac{0.8 (163.91^\circ) (\frac{\pi}{180})}{\sin(\frac{34}{2})}}$$

$$F_1 = 2509.3 F_2 - 170163.11 \text{ [N]} \quad (25)$$

De la ecuación (24), se tiene:

$$F_1 = \frac{P}{v} + F_2$$

$$F_1 = \frac{5(33000)}{4963.3} + F_2$$

$$F_1 = 33.244 \text{ lb} + F_2$$

$$F_1 = 148.087 \text{ N} + F_2 \quad (26)$$

Resolviendo las ecuaciones (25) y (26), se tiene:

$$F_1 = 215.986 \text{ N}$$

$$F_2 = 67.899 \text{ N}$$

TABLA 7

TRANSMISIÓN DE LA BANDA ENTRE EL MOTOR Y EJE PORTACUCHILLAS

Detalle de la transmisión de la banda entre el motor y el eje portacuchillas		
Tipo de banda		Tipo A
Diámetro de las poleas	D1	280 mm
	D2	100 mm
Relación de transmisión	i	2.803
Velocidad angular	N1	1730 rpm
	N2	4850 rpm
Distancia entre centros	C	644 mm

Longitud real	L	638.765 mm
Numero de correas	Nc	2 correas
Potencia - correa	Ptc	2.808 Kw
Velocidad de correas	V	25.22 m/s
Arco de contacto	θ	163.91°

5.1.4 Diseño del eje cepillador [14]

Sobre el eje principal, Figura 14, elemento 4, se montarán: poleas, rodamientos y cuchillas.

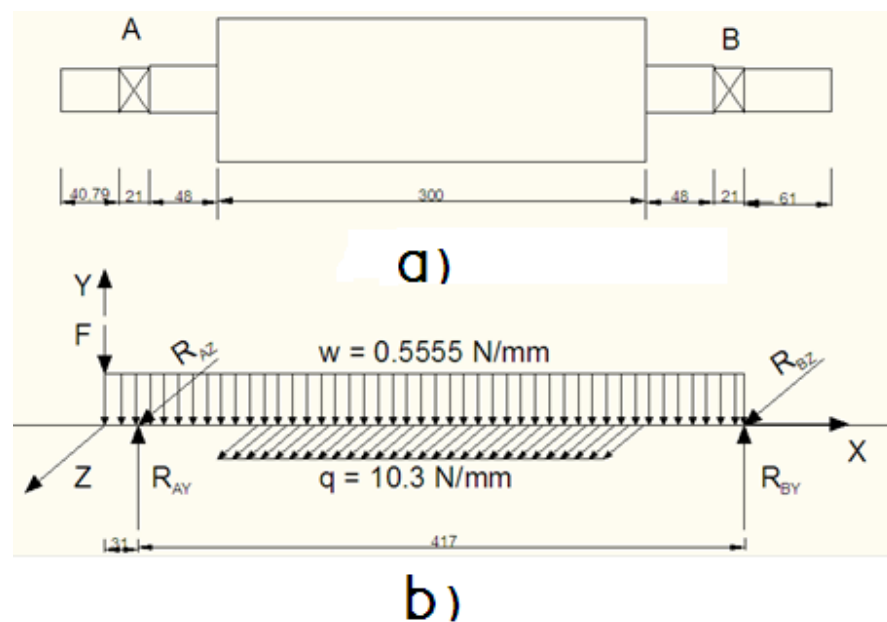


Figura 5.2. Eje cepillador

- a. Eje portacuchillas b. Diagrama de Cuerpo libre

Debido a que la potencia absorbida por el avance es muy baja como se

determinó en la sección (4.3.2), se desprecian las fuerzas de las bandas en B. Actúan las fuerzas ejercidas por las tensiones producidas en las bandas trapeziales, el peso del eje porta cuchillas, así como el momento torsor sobre el eje.

Los rodamientos hacen la función de apoyos, diseñándose el eje como simplemente apoyados.

Para el diseño del eje, Figura 8 se deben determinar los valores de las cargas resultantes en cada punto de aplicación, y luego empleando las componentes de éstas fuerzas se determinará en cada plano los respectivos momentos flectores.

Se procede a calcular el diámetro del eje hasta el filo de las cuchillas, para lo cual se utiliza la ecuación (14).

Conociendo que:

$v = 25$ m/s de la sección (5.1.2);

$n = 4850$ rpm de la sección (5.1.2);

Despejando de la ecuación (14), se obtiene:

$D = 99.13$ mm ~ 100 mm

Con este diámetro, se calcula el peso del eje:

$$V = \pi r^2 l \quad (27)$$

$$W = m g \quad (28)$$

$$m = \delta V \quad (29)$$

Donde:

g = Gravedad [m/s]

V = Volumen [m³]

m = Masa [Kg]

W = Peso [N]

r = Radio [mm]

L = Longitud [mm]

δ = Densidad del material [Kg/m³]

Debido a que las cuchillas se hallan sobresaliendo del eje 2 mm, el radio del eje va a ser de 48 mm y además se sabe que la longitud del eje es 540 mm.

Con estos datos se calcula el volumen reemplazando en la ecuación (27), [15]

$$V = 3908643.916 \text{ mm}^3$$

Se sabe que la densidad del acero es 7.8×10^3 [Kg/m³] (TABLA17, Anexo C).

Reemplazando valores en la ecuación (28), [15] se obtiene:

$$m = 30.487 \text{ Kg} \sim 30.5 \text{ Kg}$$

Reemplazando los datos de masa y gravedad en la ecuación (28), [20] se obtiene:

$$W = 298.9 \text{ N} \sim 300 \text{ N}$$

Cabe anotar que éste es el peso del eje concentrado en un solo punto, y para calcular el peso distribuido a lo largo de todo el eje se emplea la ecuación:

$$q = \frac{W}{L} \quad (30)$$

$$q = 0.5555 \text{ N /mm}$$

Donde:

q = Carga distribuida [N/mm].

W = Peso [N].

L = Longitud del eje [mm].

5.1.4.1 Esfuerzos en el eje cepillador

Se debe conocer la carga distribuida con la longitud real del trabajo.

$$q' = q L \quad (31)$$

$$q' = 248.88 \text{ N}$$

Plano X - Y

La sumatoria de momentos en el punto A es,

$$\sum M_A = 0 \quad (+) \quad (32)$$

$$-F_X (193) - R_{BY} (417) + F (31) = 0$$

$$R_{BY} = 94.075 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0 (+) \uparrow \quad (33)$$

$$F_X + R_{AY} + R_{BY} - q' = 0$$

$$R_{AY} = 438.669 \text{ N}$$

Plano X – Z

En este plano se debe considerar la fuerza máxima de corte vista en la sección (4.3.1.7) y se tiene que la fuerza distribuida es:

$$q = F_{m\acute{a}x} / L$$

$$q = 10.3 \text{ N/mm}$$

Se conoce que:

$$q' = F_{m\acute{a}x}$$

$$q = 3090 \text{ N}$$

Aplicando la ecuación (30), se obtiene:

$$-R_{BZ} (417) - q' (208.5) = 0$$

$$R_{BZ} = 1545 \text{ N}$$

Empleando la ecuación (31), se obtiene:

$$R_{AZ} + R_{BZ} - 3090 = 0$$

$$R_{AZ} = 1545 \text{ N}$$

PLANO X - Y

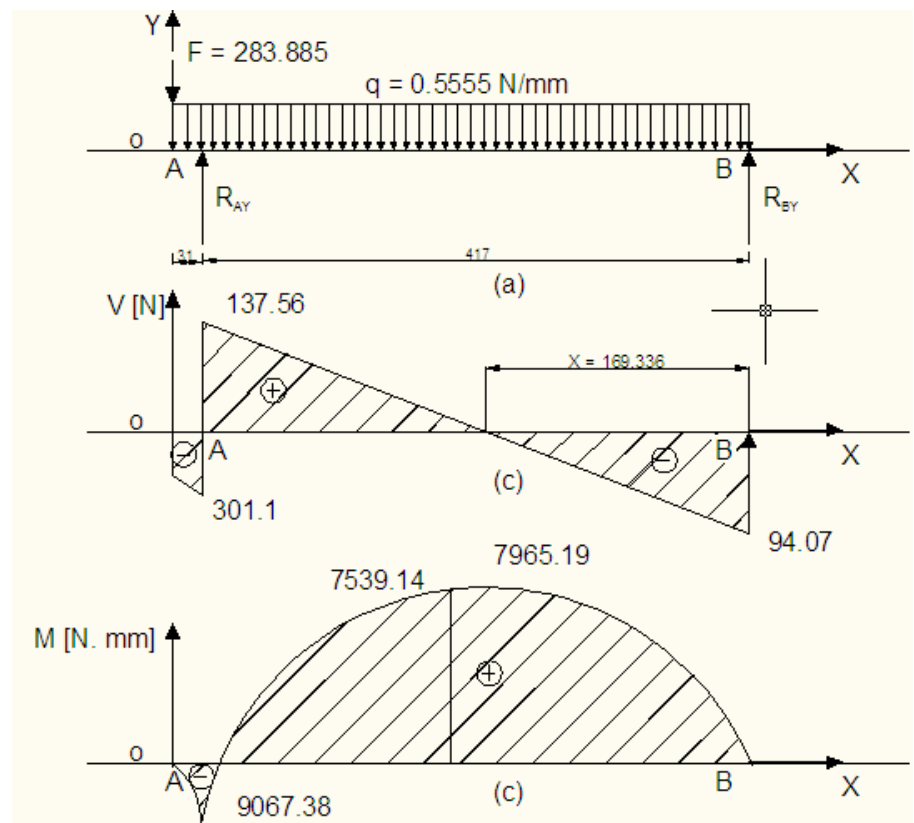


Figura 5.3 .Eje cepillador

- Diagrama de cuerpo libre (X-Y)
- Diagrama de fuerzas cortantes
- Diagrama de momentos flectores

PLANO X-Z

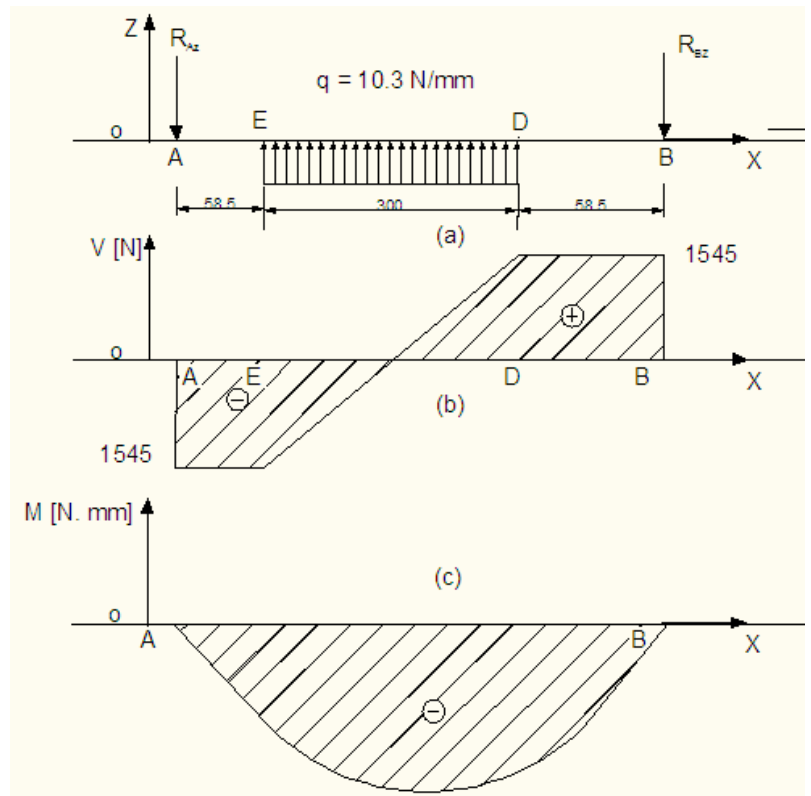


Figura 5.4 .Eje cepillador

- Diagrama de cuerpo libre (X-Y)
- Diagrama de fuerzas cortantes
- Diagrama de momentos flectores

La reacción resultante en A, se calcula mediante la ecuación:

$$R_A = \sqrt{(R_{AY})^2 + (R_{AZ})^2} \quad (34)$$

$$R_A = 1606.068 \text{ N}$$

La reacción resultante en A, se calcula mediante la ecuación:

$$R_B = \sqrt{(R_{BY})^2 + (R_{BZ})^2} \quad (35)$$

$$R_B = \mathbf{1547.861 \text{ N (Más crítico)}}$$

El momento flector máximo resultante se calcula mediante el análisis de los respectivos diagramas de momentos, y el uso de la ecuación: [17].

$$M_f = \sqrt{(M_{XY})^2 + (M_{XZ})^2} \quad (36)$$

M_f = Momento flector total crítico [N.mm]

M_{XY} = Momento crítico en el plano XY [N.mm]

M_{XZ} = Momento crítico en el plano XZ [N.mm]

De los diagramas de momento se obtiene:

$$M_{XY} = 7965.197 \text{ N.mm}$$

$$M_{XZ} = 206257.5 \text{ N.mm}$$

Según la ecuación (36), se obtiene:

$$M_f = \mathbf{206411.24 \text{ N.mm}}$$

Debido que existe un incremento del momento flector en un 40 % por defectos de la madera (ojo de madera) que son

partes duras que afectan al rendimiento normal del eje, incrementando así la flexión. Se obtiene un factor n' de

$$n' = 1.4 n_1 \quad (37)$$

Donde:

n' = Factor por incremento de flexión.

n_1 = Factor por sobrecarga.

$n_1 = 1.5$, entonces:

$$\mathbf{n' = 2.1}$$

Con este factor se procede al cálculo del momento flector corregido:

$$M_{fc} = n' M_f \quad (38)$$

$$\mathbf{M_{fc} = 433456.550 \text{ N.mm}}$$

Donde:

M_{fc} = Momento de flector corregido

M_f = Momento flector total crítico [N.mm]

n' = Factor por incremento de flexión

Para realizar el cálculo de torsión se toma en cuenta las fuerzas que actúan sobre las bandas, tanto en el lado tirante como en el lado flojo, y se emplea la siguiente ecuación:

$$M_t = \frac{(F_1 - F_2)D_2}{2} \quad (39)$$

Donde:

M_t = Momento torsor [N.mm]

F_1 = Tensión en el lado tirante [N]

F_2 = Tensión en el lado flojo [N]

D_2 = Diámetro de la polea menor [mm]

$$F_1 = 215.986 \text{ N}$$

$$F_2 = 67.899 \text{ N}$$

$$D_2 = 100 \text{ mm}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (39), se obtiene:

$$M_t = 7404.35 \text{ N.mm}$$

A este momento torsor también se debe incrementar en un 40 % debido a la diferencia en la dureza de la madera (ojo de madera), por tanto:

$$n'' = 2.1$$

Se procede a calcular el momento torsor corregido mediante la ecuación:

$$M_{tc} = n'' M_t \quad (40)$$

Donde:

M_{tc} = Momento torsor corregido [N.mm].

n'' = Factor de incremento de torsión.

M_t = Momento torsor [N.mm].

$$M_{tc} = 15549.135 \text{ N.mm}$$

5.1.4.2 Diseño Estático [18]

El material utilizado es acero para transmisión SAE 1018,

(TABLA 18, Anexo C)

$$S_y = 235 \text{ N / mm}^2.$$

$$S_{ut} = 450 \text{ N / mm}^2.$$

Donde:

S_y = Resistencia de fluencia mínima a la tensión [N / mm²].

S_{ut} = Resistencia última mínima a la tracción [N / mm²].

Según la teoría del esfuerzo cortante máximo para la falla estática, [14] el coeficiente de seguridad es:

$$n = \frac{\pi S_y d^3}{32 \sqrt{(M_f)^2 + (M_t)^2}} \quad (41)$$

Donde:

n = Factor de seguridad.

M_t = Momento torsor resultante [N.mm].

M_f = Momento flector resultante [N.mm].

$$n = 5.88$$

El factor de seguridad se establece, generalmente, basándose en la experiencia acumulada en el diseño y mantenimiento de máquinas. Este factor es aceptado debido a las variaciones de carga.

5.1.4.3 Diseño a fatiga

Como se está diseñando, se utiliza el criterio de GOODMAN

Límite de resistencia a la fatiga, [14]

$$S'_e = 0.504 S_{ut} \quad (42)$$

Reemplazando valores en la ecuación (30), se obtiene:

$$S'_e = 226.8 \frac{N}{mm^2}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S'_e \quad (43)$$

Donde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

$$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de la viga

$$\text{rotatoria} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

K_a = Factor de acabado superficial

K_b = Factor de tamaño

K_c = Factor de confiabilidad

K_d = Factor de temperatura

K_e = Factor de efectos diversos

Determinación de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, [14]:

$$K_a = a S_{ut}^b \quad (44)$$

Para maquinado. (TABLA 30, Anexo D)

$$a = 4.51$$

$$b = - 0.265$$

Reemplazando los valores en la ecuación (44)

$$K_a = 0.89346$$

Para un diámetro de 30 mm se determina K_b [14], mediante la siguiente ecuación:

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \quad (45)$$

$$K_b = 0.856$$

Para una confiabilidad del 99% (TABLA 31, Anexo D)

$$K_c = 0.753$$

Para $T \leq 450$ °C, (TABLA 32, Anexo D)

$$K_d = 1.01$$

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad (46)$$

Donde:

K_f = Factor de reducción de la resistencia a la fatiga [14]

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (47)$$

Donde:

q = Sensibilidad de las ranuras, (Figura 9, Anexo D)

K_t = Factor de concentración, (Figura 10, Anexo D)

Con el valor de $S_{ut} = 450 \text{ N/mm}$ y con la sensibilidad de las ranuras se tiene:

$q = 0.8$ Ranura $r = 2 \text{ mm}$, cargas fluctuantes, (Figura 9, Anexo D)

$K_t = 1.61$ ($r/d = 0.077$; $D/d = 1.15$) $d = 26 \text{ mm}$; $D = 30 \text{ mm}$, (Figura 10, Anexo D)

Reemplazando los valores en la ecuación (47), se obtiene:

$$K_f = 1.488$$

Reemplazando los valores en la ecuación (46), se obtiene:

$$K_e = 0.672$$

Utilizando la ecuación (43), sustituyendo los resultados, quedándose:

$$S_e = 84.062 \text{ N/mm}^2$$

Según la teoría de Goodman, se tiene la siguiente ecuación:

$$d^3 = \frac{32 n}{\pi} \sqrt{\frac{M_{tc}^2}{S_{ut}^2} + \frac{M_{fc}^2}{S_e^2}} \quad (48)$$

Donde:

M_{tc} = Momento torsor resultante [N.mm]

M_{fc} = Momento flector resultante [N.mm]

$$n = 2.105$$

Este factor se encuentra en el rango establecido debido al tipo de trabajo que realiza, [23]. Además se justifica plenamente debido a las altas velocidades y cargas que está sometido.

5.1.4.4 Flexión. Cálculo de los desplazamientos

Por medio de éste análisis se determina el pandeo en el eje causado por sus cargas.

Flecha máxima en el plano X - Y

Partiendo de la figura 20, se tienen los siguientes datos:

$$F_X = 97.787 \text{ N}$$

$$F_C = 231.384 \text{ N}$$

$$R_{AX} = 58.163 \text{ N}$$

$$R_{BX} = 337.054 \text{ N}$$

Aplicando las ecuaciones de elástica [23] se obtiene:

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = M_f \quad (49)$$

$$I_e = \frac{\pi d^4}{64} \quad (50)$$

Donde:

E = Módulo de elasticidad e acero [KN/mm^2]

I_e = Inercia del eje en el punto de análisis [mm^4]

M_f = Momento flector [N.mm]

$\frac{d^2y}{dx^2}$ = Segunda derivada de deformación o desplazamiento

[mm]

Se tiene como dato que el módulo de elasticidad $E = 207$ KN/mm^2 para un acero común (TABLA 17, Anexo D)

Reemplazando los valores de la ecuación (49), se obtiene:

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = R_{BY}x + q' (x - 224)^2 - R_{AY} (x - 417)$$

Aplicando integrales a la ecuación anterior:

$$EI_e \frac{dy}{dx} = \frac{94.075}{2} x^2 - \frac{248.88}{2} (x - 224)^2 + \frac{438.669}{2} (x - 417)^2 + C$$

$$EI_e \frac{dy}{dx} = 47.037 x^2 - 124.44 (x - 224)^2 + 219.334 (x - 417)^2 +$$

C

Integrando la ecuación anterior:

$$EI_e y = 15.679 x^3 - 41.48 (x - 224)^3 + 73.111 (x - 417)^3 + Cx + D$$

Aplicando las condiciones de frontera para encontrar las constantes de integración, se tiene:

Punto A $x = 0 \quad y = 0$

Punto B $x = 417 \quad y = 0$

Reemplazando las condiciones de frontera:

$$C = -2011292.719 \text{ N. mm}^2 \quad D = 0$$

Reemplazando las constantes de integración, se tiene:

$$EI_e y = 15.679 x^3 + 41.48 (x - 224)^3 - 73.111 (x - 417)^3 - 2011292.719 x$$

Obteniéndose la flecha máxima en el punto C donde $x = 484$ mm y $d = 35$ mm:

$$y = 2.931 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

La flecha admisible depende de la relación: 1/300 de su longitud. [23], en este caso es 1.7993 mm.

Por tanto: $y_{max} = 1.493 \text{ mm}$

En este caso el valor de la flecha máxima es mucho menor que

el valor de la flecha admisible.

Ángulo de giro

Aplicando el método de la doble integral [21] se sabe que:

$$\square = \frac{dy}{dx} \quad (51)$$

Por tanto:

Punto A cuando $x = 0$ y $d = 35$ mm

$$\square = (-7.558 \times 10^{-3})^\circ$$

Punto B cuando $x = 417$ y $d = 35$ mm

$$\square = (5.760 \times 10^{-3})^\circ$$

Los ángulos máximos de inclinación de las secciones de los apoyos deben ser inferiores a 0.001 rad = 5.73×10^{-2} grados, por lo que el ángulo obtenido en este plano es mucho menor al máximo permitido. [23]

Flecha máxima en el plano X- Z

Partiendo de la figura 5.2, se tienen los siguientes datos:

$$R_{AZ} = 1545 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = 1545 \text{ N}$$

$$q' = 3090 \text{ N}$$

Aplicando las ecuaciones (45), se obtiene:

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = -R_{AZ} x + q' (x - 208.5)$$

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = -1545 x + 3090 (x - 208.5)$$

Aplicando integrales a la ecuación anterior:

$$EI_e \frac{dy}{dx} = -772.5 x^2 + 1545 (x - 208.5)^2 + C$$

$$EI_e y = -257.5 x^3 + 515 (x - 208.5)^3 + C x + D$$

Aplicando las condiciones de frontera para encontrar las constantes de integración, se tiene:

$$\text{Punto A} \quad x = 0 \quad y = 0$$

$$\text{Punto B} \quad x = 417 \quad y = 0$$

Reemplazando las condiciones de frontera:

$$C = 33582313.12 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad D = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$$

Reemplazando las constantes de integración, se tiene:

$$EI_e y = -257.5 x^3 + 515 (x - 208.5)^3 + 33582313.12 x + D$$

Obteniéndose la flecha máxima en el punto C donde $x = 58.4$ mm y $d = 43$ mm:

$$y = 5.498 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

La flecha admisible depende de la relación: $1/300$ de su longitud. Por tanto: $y_{max} = 1.39 \text{ mm}$

En este caso el valor de la flecha máxima es mucho menor que el valor de la flecha admisible.

Ángulo de giro

Aplicando la ecuación (49), se obtiene:

Punto A cuando $x = 0$ y $d = 35$ mm

$$\theta = 0.0126^\circ$$

Punto B cuando $x = 270.5$ y $d = 30$ mm

$$\theta = -0.0126^\circ$$

Los ángulos máximos de inclinación de las secciones de los apoyos deben ser inferiores a $0.001 \text{ rad} = 5.73 \times 10^{-2}$ grados, por lo que el ángulo obtenido en este plano es mucho menor al máximo permitido.

5.1.4.5 Análisis dinámico del eje

Mediante éste análisis se determina la velocidad crítica.

Flexión estática.

Si un eje sufre flexión estática, bajo la acción de una carga de la misma naturaleza como en el caso que se va analizar (eje rotativo, cuchillas y cuñas), se tiene como punto de inicio las siguientes ecuaciones. [25]

$$\Delta_{st} = - \frac{F L^3}{48 E I} \quad (52)$$

Donde:

Δ_{st} = Deflexión estática [mm]

F = Carga estática [N]

L = Longitud del eje [mm]

E = Módulo de elasticidad del acero [N/mm²]

I = Inercia del eje [mm⁴]

L = 417 mm

E = 207000 N/mm²

F = 335.75 N/mm²

Reemplazando los valores en la ecuación (50), con un d = 100 mm, se obtiene:

I = 4908738.521 mm⁴

Reemplazando valores en la ecuación (52), se tiene:

$$\Delta_{st} = - 6.5 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Velocidad crítica.

Para el cálculo de esta velocidad se emplea la siguiente ecuación:

$$W_c = \sqrt{\frac{g}{l\Delta_{st}l}} \quad (53)$$

Donde:

W_c = Velocidad crítica [rad/s]

g = Gravedad [mm/s^2]

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (51), se obtiene:

$$W_c = 1227.819 \text{ rad/s}$$

La velocidad de trabajo de la máquina es: $W = 4850 \text{ rpm}$ (507.89 rad/s).

Se comprueba que: $W < W_c$.

Como el sistema de la máquina no llegará a estas revoluciones, el sistema permanecerá estable sin que se produzcan deformaciones perjudiciales en el eje.

5.2 Diseño del eje machihembrador

5.2.1 Diagrama del sistema machihembrador

El diagrama cinemático se representa en la Figura 18, en donde se

observa la transmisión del movimiento hacia los ejes de trabajo y la posición en la que están ubicados.

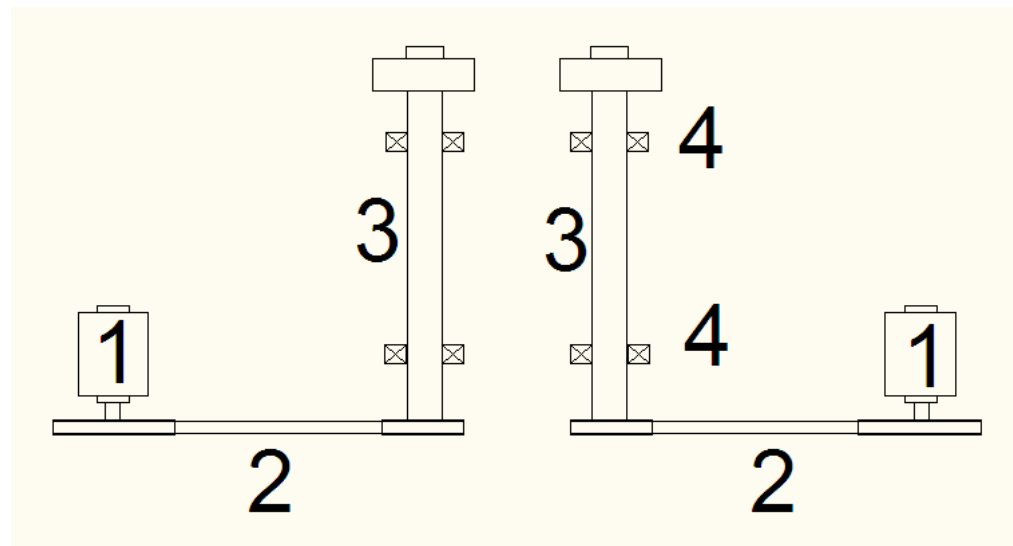


Figura 5.5. Sistema del machihembrador

- | | |
|--------------------------|-----------------------|
| 1. Motor | 3. Eje machihembrador |
| 2. Transmisión por banda | 4. Soporte |

5.2.2 Selección de bandas para el eje machihembrador [16]

Para el cálculo de esta transmisión se utilizarán todos los pasos y ecuaciones de la sección (5.1.2).

Número de revoluciones

Se recomienda que el número de revoluciones para

machihembrado sea, [11]

Machihembradora : $n = 3000 - 18000$ rpm

Para el diseño, se utiliza una velocidad que se encuentre dentro del rango recomendado y es:

$$n = 5000 \text{ rpm}$$

Tipo de motor

Se selecciona un motor tipo jaula de ardilla por:

- Por las condiciones de trabajo
- Por el exceso de polvo en el lugar de trabajo

Servicio: normal de 8 - 16 horas diarias con una sobrecarga del 150%

De la sección (4.3.3) se conoce:

$$P = 2.265 \text{ Kw [3.037 HP]}$$

El motor seleccionado tiene las siguientes características:

$$n_1 = 3460 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 5000 \text{ rpm}$$

De la tabla (TABLA 21, Anexo D). Se encuentra que para las condiciones de trabajo de un motor eléctrico de jaula de ardilla, con un funcionamiento de 8 - 16 horas diarias con una sobrecarga menor o igual al 150% de trabajo a plena carga, [16], el factor de servicio es $F_s = 1.2$

Por lo tanto, la potencia de diseño, [16]

$$P_c = F_s P_D$$

$$P_c = 2.719 \text{ Kw [3.645 HP]}$$

Relación de transmisión [16]

La relación de transmisión se calcula con la ecuación:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$i = 1.445$$

Tipo de correa

De la (TABLA 22, Anexo D). Se selecciona la correa, utilizando la potencia corregida para el cálculo $P_c = 2.719 \text{ Kw [3.696 CV]}$ y el número de revoluciones de la polea menor $n_2 = 5000 \text{ r.p.m.}$, se elige una **BANDA TIPO A.**

Diámetro primitivo

El diámetro primitivo de la polea menor D_2 se elige de acuerdo a la (TABLA 23, Anexo D). Que fija los diámetros primitivos en función del ángulo de la garganta. Se asume un ángulo de garganta de $\beta = 34^\circ$ con la finalidad de obtener un máximo acuíñamiento y fricción la misma que será elevada de acuerdo a la alta velocidad a la que van a ser sometidos.

De la (TABLA 24, Anexo D). Los diámetros primitivos en mm, para cada sección de correa se escoge $D_2 = 100$ mm especialmente recomendado en la misma tabla.

$$D_1 = i D_2$$

$$D_1 = \mathbf{195 \text{ mm}}$$

Distancia entre centros [16]

Para calcular ésta distancia se plantea el siguiente rango:

$$D_1 \leq C \leq 3 (D_1 + D_2)$$

$$144.5 \leq C \leq 733.5$$

De acuerdo al espacio disponible y a la ubicación de sus partes se elige la distancia menor posible entre ejes:

$$\mathbf{C = 195 \text{ mm}}$$

Longitud primitiva de la correa [16]

La longitud efectiva o de paso de una banda en V está dada por:

$$L = 2C + 1.57 (D_1 + D_2) + \frac{D_1 - D_2}{4C}$$

$$L = 776.403 \text{ mm}$$

De la (TABLA 25, Anexo D). Con la sección de la correa, se selecciona la banda tipo A29 cuya longitud es:

$$L' = 769.62 \text{ mm}$$

La longitud real de la distancia entre centros se calcula mediante la ecuación:

$$C_1 = C \pm \frac{(L - L')}{2}$$

$$L - L' = 6.786 \text{ mm}$$

$$C_1 = 191.6 \text{ mm}$$

Determinación del arco de contacto [16]

El arco de contacto de la correa sobre la polea menor se determina mediante la ecuación:

$$\theta = 180 - 57 \frac{D_1 - D_2}{C_1}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (18), se obtiene:

$$\theta = 166.76^\circ$$

Potencia transmisible por correa

La prestación P_b es la potencia en CV que la correa transmite en condiciones ideales de trabajo que son:

- $i = 1$; $D_1 = D_2$; $\theta = 180^\circ$
- Longitud primitiva estándar.

La prestación diferencia P_d es la potencia en CV que la correa transmite a más de la P_b por el hecho que las condiciones reales de utilización son (i) diferentes de 1 y también D_1 diferente de D_2 . La prestación actual P_a es la potencia en CV que la correa transmite en condiciones reales de utilización y se determina mediante la ecuación:

$$P_{tc} = (P_b + P_d) C_x C_i$$

En la (TABLA 26, Anexo D). Para $D_2 = 100$ mm, $i = 1.445$ y $n_2 = 5000$ rpm, se obtiene:

$$P_b = 2.24 \text{ Kw [3.05 CV]}$$

$$P_d = 0.522 \text{ Kw [0.71 CV]}$$

De la (TABLA 27, Anexo D). Para $\theta = 166.76^\circ$

Se obtiene:

$$C_x = 0.96704$$

De la (TABLA 28 Anexo D). Para la, correa A 29 se obtiene:

$$C_L = 0.828. \text{ (Interpolando)}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (19), se obtiene:

$$\mathbf{P_{tc} = 2.212 Kw [3.007 CV]}$$

Determinación del número de correas [16]

Las correas necesarias son:

$$N_c = \frac{P_c}{P_{tc}}$$

$$N_c = 1.229$$

Si la transmisión es con menos de 5 correas y la parte decimal cociente es menor del 10 % se toma el entero inferior; si sobrepasa el 10% se toma el entero superior.

$$\mathbf{N_c = 2 correas}$$

Velocidad de la correa [16]

La velocidad de la correa, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$V = \frac{0.052 D n}{1000}$$

$$V = 26 \text{ m/s}$$

La velocidad límite para el tipo de banda seleccionado es:

$$V = 30 \text{ m/s}$$

Se procede a comprobar que:

$$V < V_{lim}$$

$$26 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s}$$

5.2.3 Cálculo de las tensiones en las bandas del eje machihembrador

Determinación de las fuerzas en los lados de la banda

De la sección (5.1.3.1) se conoce que: $\beta = 34$, el coeficiente de fricción para bandas trapeciales es: $\mu = 0.8$ para el caucho sobre el acero, el peso de la banda es: $w = 0.00001 \text{ N/mm}^3$ [0.037 lb/pulg \square].

El material de la banda es de caucho y lona de algodón. A este peso se le multiplica por el área de la banda, para obtener el peso por unidad de longitud.

De la (TABLA 29, Anexo D), se tiene para una banda tipo A:

Datos:

$$a = 13 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$a_p = 11 \text{ mm}$$

$$w = 0.037 \text{ h a}$$

$$w = 0.00596 \text{ lb/in}$$

Utilizando la ecuación (21), se obtiene:

$$F_c = 72.08 \text{ [N]}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (20), se obtiene:

$$\frac{F_1 - 72.08}{F_2 - 72.08} = e^{\frac{0.8 (166.76^\circ) (\frac{\pi}{180})}{\sin(\frac{34}{2})}}$$

$$F_1 = 2875.164 F_2 - 207166.9121 \text{ [N]}$$

De la ecuación (22), se tiene:

$$F_1 = \frac{P}{v} + F_2$$

$$F_1 = \frac{3.037(33000)}{5116.8} + F_2$$

$$F_1 = 19.586 \text{ lb} + F_2$$

$$F_1 = 87.166 \text{ N} + F_2$$

Resolviendo las ecuaciones, se obtiene:

$$F_1 = 159.275 \text{ N}$$

$$F_2 = 72.109 \text{ N}$$

TABLA 8
TRANSMISIÓN DE LA BANDA DEL MOTOR AL EJE
MACHIHEMBRADOR

Detalle de la transmisión de la banda del motor al eje machihembrador		
Tipo de banda		Tipo A
Diámetro de las poleas	D1	144.5 mm
	D2	100 mm
Relación de transmisión	i	1.445
Velocidad angular	N1	3460 rpm
	N2	5000 rpm
Distancia entre centros	C	195 mm
Longitud real	L	191.6 mm
Numero de correas	Nc	2 correas

Potencia - correa	Ptc	3.007 CV
Velocidad de correas	V	26 m/s
Arco de contacto	θ	166.76°

5.2.4 Diseño del eje machihembrador [14]

Sobre éste eje se montarán: poleas, rodamientos y fresas. Actúan las fuerzas ejercidas por las tensiones producidas en las bandas trapeziales, el peso del eje porta fresas, así como el momento torsor sobre el eje. Los rodamientos harán la función de apoyos, diseñándose el eje como simplemente apoyado.

Para el diseño de eje se deben determinar los valores de las cargas resultantes en cada punto de aplicación, y luego empleando las componentes de éstas fuerzas se determinará en cada plano, los respectivos momentos flectores.

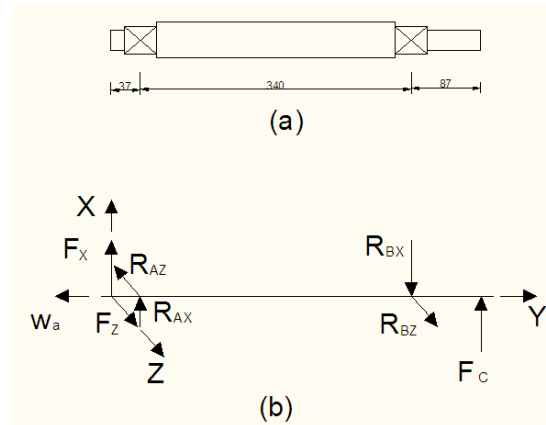


Figura 5.6. Fuerza del eje machihembrador

a. Eje portadiscos

b. Diagrama de cuerpo libre

5.2.4.1 Esfuerzos en el eje machihembrado

De la sección (4.3.3.3), se conoce que el esfuerzo de corte es:

$$F_c = F_1 + F_2 = 231.384 \text{ N}$$

$$F_x = 97.787 \text{ N}$$

$$F_z = 209.705 \text{ N}$$

PLANO Y - X

Reemplazando los valores en la ecuación (32), se obtiene:

$$-F_x (60.5) - R_{BX} (210) + F_c (423.5) = 0$$

$$R_{BX} = 337.054 \text{ N}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (33), se obtiene:

$$F_X + R_{AX} - R_{BX} + F_C = 0$$

$$R_{AY} = 58.163 \text{ N}$$

PLANO Y - X

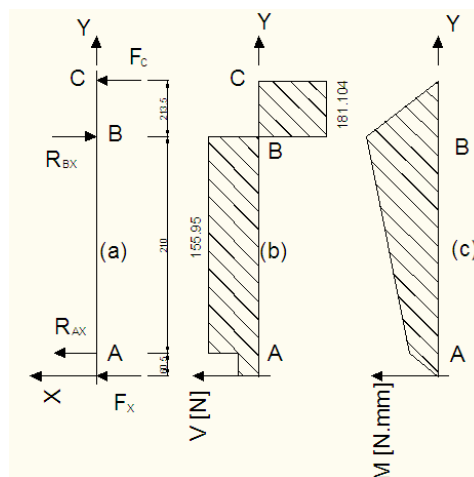


Figura 5.7. El eje machihembrador

- Diagrama del cuerpo libre (Y-X)
- Diagrama de fuerzas cortantes
- Diagrama de momentos flectores

PLANO Y - Z

Aplicando la ecuación (32), se obtiene:

$$-F_Z (60.5) - R_{BZ} (210) = 0$$

$$R_{BZ} = 60.415 \text{ N}$$

Empleando la ecuación (33), se obtiene:

$$F_Z + R_{AZ} - R_{BZ} = 0$$

$$R_{AZ} = 270.120 \text{ N}$$

La reacción resultante en A según la ecuación (34) es:

$$R_A = 276.311 \text{ N}$$

La reacción resultante en B según la ecuación (35) es:

$$R_B = 381.863 \text{ N}$$

PLANO Y-Z

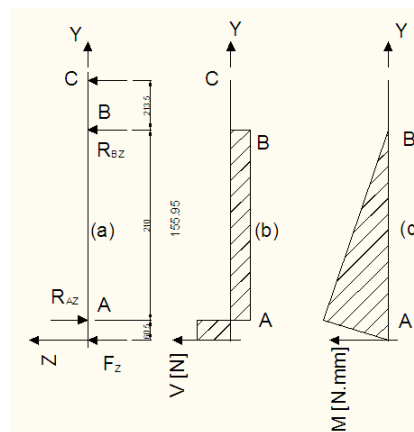


Figura 5.8. El eje machihembrador

- Diagrama del cuerpo libre (Y-Z)
- Diagrama de fuerzas cortantes
- Diagrama de momentos flectores

De los diagramas de momento se obtiene:

$$M_{YX} = 38665.704 \text{ N.mm (más crítico)}$$

$$M_{YZ} = 0 \text{ N.mm}$$

Según la ecuación (36), se tiene:

$$\mathbf{M_f = 38665.704 \text{ N.mm}}$$

Debido que existe un incremento del momento flector en un 40 % por defectos de la madera (ojo de madera) que son partes duras que afectan al rendimiento normal del eje, incrementando así la flexión. Se obtiene un factor de sobrecarga es:

$$\mathbf{n' = 2.1}$$

El momento flector corregido según la ecuación (38), es:

$$\mathbf{M_{fc} = 81197.978 \text{ N.mm}}$$

Conociendo que; $F_1 = 159.275 \text{ N}$; $F_2 = 72.109 \text{ N}$; $D = 100 \text{ mm}$, se procede al cálculo del momento torsor empleando la ecuación (39):

$$\mathbf{M_t = 4358.3 \text{ N.mm}}$$

A este momento torsor también se debe incrementar en un 40 %

debido a la diferencia en la dureza de la madera (ojo de madera), por tanto:

$$n'' = 2.1$$

Según la ecuación (40), el momento torsor corregido es:

$$M_{tc} = 15549.135 \text{ N.mm}$$

5.2.4.2 Diseño Estático [18]

El material utilizado es acero para transmisión SAE 1020, (TABLA 18, Anexo C)

$$S_y = 235 \text{ N / mm}^2$$

$$S_{ut} = 450 \text{ N / mm}^2$$

Aplicando la ecuación (41), el coeficiente de seguridad es:

$$n = 7.62$$

Este factor es alto y aceptable, debido a las variaciones de carga.

5.2.4.3 Diseño a fatiga

El límite de resistencia a la fatiga se encuentra mediante la ecuación (42):

$$S'_e = 226.8 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Determinación de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

Para maquinado. (TABLA 30, Anexo D)

$$a = 4.51$$

$$b = - 0.265$$

Reemplazando los valores en la ecuación (44):

$$K_a = 0.89346$$

Para un diámetro de 30 mm se determina K_b mediante la ecuación (45):

$$K_b = 0.856$$

$K_c = 0.753$. Para una confiabilidad del 99% (TABLA 31, Anexo D).

$K_d = 1.01$. Para $T \leq 450$ °C, (TABLA 32, Anexo D).

Con el valor de:

$q = 0.72$ Ranura $r = 2$ mm, cargas fluctuantes, (Figura 59, Anexo D)

$K_t = 1.7$ ($r/d = 0.077$; $D/d = 1.15$) $d = 26$ mm; $D = 30$ mm, (Figura 60, Anexo D)

Reemplazando los valores en la ecuación (47), se obtiene:

$$K_f = 1.504.$$

Reemplazando los valores en la ecuación (48), se obtiene:

$$K_e = 0.6648$$

Utilizando la ecuación (43), sustituyendo los resultados, queda:

$$S_e = 87.67 \text{ N/mm}^2$$

Cálculo de esfuerzos fluctuantes.

En el eje se presenta: Flexión alternante, axial y torsión constante.

Conociendo los momentos:

$$M_{t\ max} = 9152.43\ \text{N.mm}$$

$$M_{f\ max} = 81158.104\ \text{N.mm}$$

Los esfuerzos fluctuantes, de acuerdo a las condiciones expuestas, el esfuerzo a medio intervalo es cero, mientras que el esfuerzo amplitud es igual al esfuerzo permisible. [14]

$$\vartheta_m = 0$$

$$\vartheta_a = (\vartheta_{max} - \vartheta_{min})/2$$

$$\vartheta_a = \vartheta_{max}$$

Donde:

$$\vartheta_m = \text{Esfuerzo a medio intervalo [N/mm}^2\text{]}$$

$$\vartheta_{max} = \text{Esfuerzo máximo [N/mm}^2\text{]}$$

$$\vartheta_{min} = \text{Esfuerzo mínimo [N/mm}^2\text{]}$$

$$\vartheta_a = \text{Amplitud de esfuerzo [N/mm}^2\text{]}$$

La ecuación de Von Mises simplificada es:

$$\vartheta_a' = \vartheta_{xa} \tag{54}$$

El esfuerzo torsor máximo se determina según la ecuación:

$$\vartheta_m' = \sqrt{3} \zeta_{xym} \quad (55)$$

Esfuerzo torsor máximo

$$\zeta_{m\acute{a}x} = \frac{16 M_{tor}}{\pi D^3} \quad (56)$$

Donde:

$\zeta_{m\acute{a}x}$ = Esfuerzo de torsión máximo [N/mm²]

Sustituyendo los valores en la ecuación (56), se obtiene:

$$\zeta_{m\acute{a}x} = \mathbf{1.726 \text{ N/mm}}$$

El esfuerzo flexionante se determina con la siguiente ecuación,

[14]

$$\vartheta_{af} = \frac{32 M_f m\acute{a}x}{\pi D^3} \quad (57)$$

Donde:

ϑ_{af} = Esfuerzo permisible [N/mm²]

Reemplazando valores en la ecuación (57), se obtiene:

$$\vartheta_{af} = \mathbf{30.632 \text{ N/mm}^2}$$

La carga axial aproximada es:

$$W = 150 \text{ N}$$

La carga axial corregida debido al peso es:

$$W_c = n_p W_a \quad (58)$$

Donde:

W_c = Carga axial corregida [N]

n_p = Factor de seguridad debido al peso

$n_p = 1.5$

Reemplazando los valores en la ecuación (58), se obtiene:

$$W_c = 225 \text{ N}$$

El esfuerzo axial, se determina mediante la siguiente ecuación,

[14]

$$\vartheta_{aa} = \frac{4F}{\pi D^2} \quad (59)$$

Donde:

ϑ_{aa} = Esfuerzo axial [N/mm]

W_c = Fuerza Axial [N]

Reemplazando valores en la ecuación (59), se obtiene:

$$\vartheta_{aa} = 0.318 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo permisible se determina con la suma del esfuerzo flexionante y el esfuerzo axial.

$$\vartheta_{ap} = \vartheta_{af} + \vartheta_{aa} \quad (60)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (60), se tiene:

$$\vartheta_{ap} = 30.95 \text{ N/mm}^2$$

Se sustituye este valor en la ecuación (54), y se tiene:

$$\vartheta_a' = 30.95 \text{ N/mm}^2$$

Reemplazando datos en la ecuación (55), se obtiene:

$$\vartheta_m' = 2.989 \text{ N/mm}^2$$

Aplicando el criterio de Goodman, [14]

$$S_m' = \frac{S_e}{\frac{\vartheta_a'}{\vartheta_m'} + \frac{S_e}{S_y}} \quad (61)$$

Reemplazando los datos en la ecuación (61), queda:

$$S_m' = 8.172 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto, el factor de seguridad se determina según la ecuación:

$$n = \frac{S_m'}{\vartheta_m'} \quad (62)$$

Reemplazando valores en la ecuación (62), se obtiene:

$$\mathbf{n = 2.73}$$

Este factor se encuentra en el rango establecido debido a tipo de trabajo que realiza, [23]. Además se justifica plenamente

debido a las altas velocidades y cargas que está sometido.

5.2.4.4 Flexión. Cálculo de los desplazamientos

Flecha máxima en el plano Y- X

Partiendo de la figura 20, se tienen los siguientes datos:

$$F_X = 97.787 \text{ N}$$

$$F_C = 231.384 \text{ N}$$

$$R_{AX} = 58.163 \text{ N}$$

$$R_{BX} = 337.054 \text{ N}$$

Reemplazando los valores de la ecuación (49), se obtiene:

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = F_X x + R_{AX} (x - 60.5) - R_{BX} (x - 270.5)$$

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = 97.787x + 58.163 (x - 60.5) - 337.054 (x - 270.5)$$

Aplicando integrales a la ecuación anterior:

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = 48.893 x^2 + 29.082 (x - 60.5)^2 - 168.527 (x - 270.5)^3 +$$

C

$$EI_e y = 16.297 x^3 + 9.694 (x - 60.5)^3 - 56.176 (x - 270.5)^3 + C x$$

+ D.

Aplicando las condiciones de frontera para encontrar las constantes de integración, se tiene:

$$\text{Punto A} \quad x = 60.5 \quad y = 0$$

$$\text{Punto B} \quad x = 270.5 \quad y = 0$$

Reemplazando las condiciones de frontera:

$$C = -1256629.17 \text{ N. mm}^2 \quad D = 72417173.59 \text{ N. mm}^2$$

Reemplazando las constantes de integración, se tiene:

$$y = 16.297 x^3 + 9.694 (x - 60.5)^3 - 56.176 (x - 270.5)^3 - 1256629.17 x + 72417173.59$$

Obteniéndose la flecha máxima en el punto C donde $x = 484$ mm y $d = 26$ mm:

$$y = 0.3234 \text{ mm}$$

La flecha admisible depende de la relación: 1/300 de su longitud. [23]

$$\text{Por tanto: } y_{max} = 1.613 \text{ mm}$$

En este caso el valor de la flecha máxima es mucho menor que el valor de la flecha admisible.

Ángulo de giro

Aplicando la ecuación (51), se obtiene:

Punto A, cuando $x = 60.5$ y $d = 30$ mm

$$\theta = (-7.502 \times 10^{-3})^\circ.$$

Punto B, cuando $x = 270.5$ y $d = 30$ mm

$$\theta = (-2.508 \times 10^{-2})^\circ.$$

Los ángulos máximos de inclinación de las secciones de los apoyos deben ser inferiores a 0.001 rad = 5.73×10^{-2} grados, por lo que el ángulo obtenido en este plano es mucho menor al máximo permitido. [23]

Flecha máxima en el plano Y- Z

Partiendo de la figura 21, se tienen los siguientes datos:

$$F_z = 209.705 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = 207.120 \text{ N}$$

$$R_{BX} = 60.415 \text{ N}$$

Aplicando las ecuaciones (47), se obtiene:

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = F_z x + R_{AZ} (x - 60.5) - R_{BX} (x - 270.5).$$

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = 209.705 x + 270.120 (x - 60.5) - 60.415 (x - 270.5).$$

Aplicando integrales a la ecuación anterior:

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = 104.853 x^2 + 135.06 (x - 60.5)^2 - 30.208 (x - 270.5)^3 +$$

C.

$$EI_e y = 34.951 x^3 + 45.02 (x - 60.5)^3 - 10.069 (x - 270.5)^3 + C x$$

+ D.

Aplicando las condiciones de frontera para encontrar las constantes de integración, se tiene:

$$\text{Punto A} \quad x = 60.5 \quad y = 0.$$

$$\text{Punto B} \quad x = 270.5 \quad y = 0.$$

Reemplazando las condiciones de frontera:

$$C = -1271902.658 \text{ N. mm}^2 \quad D = 69210382.25 \text{ N. mm}^2$$

Reemplazando las constantes de integración, se tiene:

$$y = 34.951 x^3 + 45.02 (x - 60.5)^3 - 10.069 (x - 270.5)^3 - 1271902.652 x + 69210382.25$$

Obteniéndose la flecha máxima en el punto C donde $x = 484$

mm y $d = 26$ mm:

$$y = -8.515 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

La flecha admisible depende de la relación: $1/300$ de su longitud. Por tanto: $y_{max} = 1.613 \text{ mm}$.

En este caso el valor de la flecha máxima es mucho menor que el valor de la flecha admisible.

Ángulo de giro

Aplicando la ecuación (47), se obtiene:

Punto A, cuando $x = 60.5$ y $d = 30$ mm

$$\phi = (-6.183 \times 10^{-3})^\circ$$

Punto B, cuando $x = 270.5$ y $d = 30$ mm

$$\phi = (3.091 \times 10^{-3})^\circ.$$

Los ángulos máximos de inclinación de las secciones de los apoyos deben ser inferiores a $0.001 \text{ rad} = 5.73 \times 10^{-2}$ grados, por lo que el ángulo obtenido en este plano es mucho menor al máximo permitido

5.3 Análisis del sistema de alimentación

5.3.1 Diagrama cinemático del sistema de alimentación

La velocidad de avance que se escogió fue de 10 m/min, lo cual resulta una velocidad en los rodillos de ~ 78 r.p.m.

Como el árbol portacuchillas gira a 4850 rpm, por lo que la reducción es de $i = 62.18$.

La transmisión del movimiento hacia los ejes de alimentación se los realiza desde el eje portacuchillas. Esta reducción no puede realizarse en un solo paso, por lo que se distribuirá de la siguiente forma:

En primera instancia, la transmisión de 1 a 2 y de 3 a 4 se realiza mediante bandas, puesto que éstas tienen una velocidad relativamente considerable.

En el resto de mecanismo empleado, se utilizará cadenas con el fin de que el movimiento sea uniforme y continuo.

Entre las poleas 1 a 2, se utiliza el mecanismo templador de control

manual con el objeto de interrumpir el movimiento y obtener un frenado rápido en caso de accidente.

El sistema en la Figura 5.9, se diseña de tal forma que los rodillos de alimentación (catalinas 9 y 10) se obtengan una velocidad aproximada de 78 rpm.

Se harán cálculos para un solo rodillo ya que los cálculos para este rodillo valen para el otro que es idéntico. La capa de caucho tiene espesor de 2.5 mm más de diámetro, con el fin de que arrastre a la tabla sin deslizarla y hacer un buen maquinado.

5.3.2 Selección de bandas.

Para el siguiente análisis se partirá con los siguientes datos:

$$n_1 = 4850 \text{ r.p.m}$$

$$n_2 = n_3 = 1125 \text{ r.p.m}$$

$$n_4 = n_5 = 292 \text{ r.p.m}$$

$$n_6 = n_7 = n_8 = 156 \text{ r.p.m}$$

$$n_9 = n_{10} = 78 \text{ r.p.m}$$

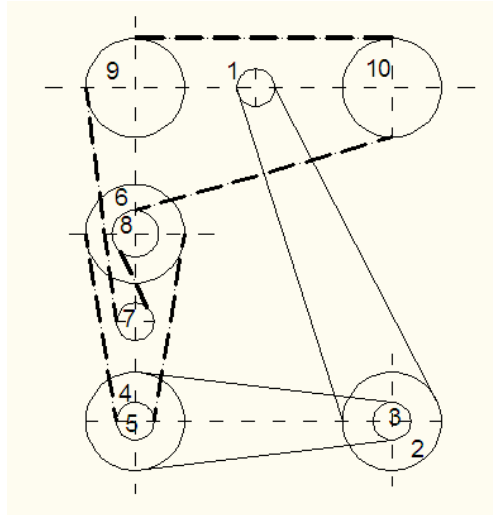


Figura 5.9 – Diagrama cinemático del sistema de alimentación

Selección de bandas entre (1-2) [16]

En ésta selección se utilizarán todos los pasos y ecuaciones de la sección (5.1.2)

Datos para la selección.

De la sección (4.3.2)

$$P = 0.784 \text{ Kw [0.1065 CV]}$$

$$n_1 = 4850 \text{ r.p.m}$$

$$n_2 = 1125 \text{ r.p.m}$$

Donde:

P = Potencia a transmitir [CV]

n_1 = Número de revoluciones del eje cepillador o polea [rpm]

n_2 = Número de revoluciones de la polea conducida [rpm]

Para un funcionamiento de 8 – 16 horas diarias con una sobrecarga menor o igual al 150% de trabajo a plena carga, el factor de servicio es:

$$F_s = 1.2$$

Utilizando la ecuación (11), se obtiene:

$$P_c = 0.939 \text{ Kw [0.1278 CV]}$$

Relación de transmisión [16]

Según la ecuación (13), se tiene:

$$i = 0.232$$

Tipo de correa [16]

De la (TABLA 22, Anexo D). Se selecciona la sección de la correa, utilizando la potencia corregida para el cálculo $P_c = 0.939 \text{ Kw [0.126 HP]}$ y el número de revoluciones de la polea menor $n_2 = 4850 \text{ r.p.m}$ se elige la **BANDA TIPO A**.

Diámetro primitivo [16]

El diámetro primitivo de la polea menor D_2 , se elige de acuerdo a la (TABLA 23, Anexo D). Con un ángulo de garganta de $\beta = 34^\circ$ se elige el diámetro primitivo $D_1 = 65$ mm.

Según la ecuación (13), se obtiene:

$$D_2 = 280 \text{ mm}$$

Distancia entre centros [16]

Reemplazando los valores en la ecuación (15), se tiene:

$$65 \leq C \leq 1035$$

De acuerdo al espacio disponible y a la ubicación de sus partes, se elige la distancia menor posible entre ejes:

$$C = 520 \text{ mm}$$

Longitud primitiva de la correa [16]

Aplicando la ecuación (16), se obtiene:

$$L = 1063.88 \text{ mm}$$

De la (TABLA 25, Anexo D), se selecciona la banda tipo: A 62 cuya longitud es:

$$L' = 1607.82 \text{ mm}$$

La longitud real entre centros según la ecuación (17) es:

$$C_1 = 521.97 \text{ mm} \sim 522 \text{ mm}$$

Determinación del arco de contacto [16]

Según la ecuación (18), se obtiene:

$$\theta = 156.62^\circ$$

Potencia transmisible por correa

En la (TABLA 26, Anexo D). Para $D_1 = 65 \text{ mm}$, $i = 0.232$ y $n_1 = 4850$

r.p.m

Se obtiene:

$$P_b = 0.433 \text{ Kw [0.588 CV]}$$

$$P_d = 0 \text{ CV para } i < 1.02$$

De la (TABLA 27, Anexo D). Para $\theta = 156.62^\circ$

Se obtiene:

$$C_x = 0.93648 \text{ (Interpolando)}$$

De la (TABLA 28, Anexo D). Para la correa A 73

Se obtiene:

$$C_L = 0.98461 \text{ (interpolando)}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (19), se obtiene:

$$\mathbf{P_{tc} = 0.399 \text{ Kw [0.54286 CV]}}$$

Determinación del número de correas [16]

Las correas necesarias son:

$$N_C = \frac{P_C}{P_{tc}}$$

$$N_C = \mathbf{0.235}$$

$$N_C = 1 \text{ correa}$$

Velocidad de la correa [16]

Según la ecuación (21), se obtiene:

$$\mathbf{V = 16.4 \text{ m/s}}$$

La velocidad límite para el tipo de banda seleccionado es: 20 m/s

Se procede a comprobar que:

$$V < V_{lim}$$

$$\mathbf{16.4 \text{ m/s} < 20 \text{ m/s}}$$

TABLA 9
TRANSMISIÓN DE BANDA [1 - 2] PARA SISTEMA DE AVANCE

Sistema de avance - Detalle de la transmisión de la banda [1 -2]		
Tipo de banda		Tipo A
Diámetro de las poleas	D1	65 mm
	D2	280 mm
Relación de transmisión	i	0.232
Velocidad angular	N1	4850 rpm
	N2	1125 rpm
Distancia entre centros	C	520 mm
Longitud real	L	522 mm
Numero de correas	Nc	1 correa
Potencia - correa	Ptc	0.5429 CV
Velocidad de correas	V	16.4 m/s
Arco de contacto	θ	156.62°

Selección de bandas entre (3- 4)

Datos para la selección

De la sección (4.3.2):

$$P = 0.078 \text{ Kw [0.1065 CV]}$$

$$n_3 = 1125 \text{ rpm – polea conductora}$$

$$n_4 = 292 \text{ rpm – polea conducida}$$

Utilizando la ecuación (11) y con un factor de servicio:

$$F_s = 1.2$$

$$P_c = 0.0939 \text{ Kw [0.126 HP]}$$

Relación de transmisión [16]

Según la ecuación (13), se tiene:

$$i = 0.26$$

Tipo de correa [16]

De la (TABLA 22, Anexo D). Se selecciona la sección de la correa, utilizando la potencia corregida para el cálculo $P_c = 0.0939$ Kw [0.126 HP] y el número de revoluciones de la polea menor $n_2 = 1125$ rpm se elige la **BANDA TIPO A**.

Diámetro primitivo [16]

El diámetro primitivo de la polea menor D_2 se elige de acuerdo a la (TABLA 23, Anexo D). Con un ángulo de garganta de $\beta = 34^\circ$ se elige el diámetro primitivo $D_3 = 65$ mm

Según la ecuación (12), se obtiene:

$$D_4 = 250 \text{ mm}$$

Distancia entre centros [16]

Reemplazando los valores en la ecuación (15), se tiene:

$$65 \leq C \leq 945$$

De acuerdo al espacio disponible y a la ubicación de sus partes se

elige la distancia menor posible entre ejes:

$$\mathbf{C = 220 \text{ mm}}$$

Longitud primitiva de la correa [16]

Aplicando la ecuación (16), se obtiene:

$$\mathbf{L = 937.442 \text{ mm}}$$

De la (TABLA 24, Anexo D). Se selecciona la banda tipo: A 37 cuya longitud es:

$$\mathbf{L' = 972.82 \text{ mm}}$$

La longitud real entre centros según la ecuación (17) es:

$$C_1 = 219.7 \text{ mm}$$

Determinación del arco de contacto [16]

Según la ecuación (16), se obtiene:

$$\theta = \mathbf{132^\circ}$$

Potencia transmisible por correa

En la (TABLA 26, Anexo D). Para $D_3 = 65 \text{ mm}$, $i = 0.26$ y $n_1 = 1125$ rpm

Se obtiene:

$$P_b = 0.489 \text{ CV}$$

$$P_d = 0 \text{ CV para } i < 1.02$$

De la (TABLA 27, Anexo D). Para $\theta = 132^\circ$

Se obtiene:

$$C_x = 0.864 \text{ (Interpolando)}$$

De la (TABLA 28, Anexo D). Para la correa A 37

Se obtiene:

$$C_L = 0.8785 \text{ (interpolando)}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (19), se obtiene:

$$P_{tc} = 0.273 \text{ Kw [0.371 CV]}$$

Determinación del número de correas [16]

Las correas necesarias son:

$$N_C = \frac{P_C}{P_{tc}}$$

$$N_C = 0.344$$

$$N_C = 1 \text{ correa}$$

Velocidad de la correa [16]

Según la ecuación (21), se obtiene:

$$V = 3.8 \text{ m/s [4963.3 ft/min]}$$

La velocidad límite para el tipo de banda seleccionado es: 5 m/s

Se procede a comprobar que:

$$V < V_{lim}$$

$$3.8 \text{ m/s} < 5 \text{ m/s}$$

TABLA 10

TRANSMISIÓN DE BANDA [3 – 4] PARA SISTEMA DE AVANCE

Sistema de avance - Detalle de la transmisión de la banda [3 – 4]		
Tipo de banda		Tipo A
Diámetro de las poleas	D3	65 mm
	D4	250 mm
Relación de transmisión	i	0.26
Velocidad angular	N3	1125 rpm
	N4	292 rpm
Distancia entre centros	C	220 mm
Longitud real	L	219.7 mm
Numero de correas	Nc	1 correa
Potencia - correa	Ptc	0.273 Kw
Velocidad de correas	V	3.8 m/s
Arco de contacto	θ	132°

5.3.3 Selección de cadenas para la alimentación. [14]

Las principales características de las transmisiones de cadena son una relación de velocidad constante y reducida, larga duración, la aptitud de impulsar varios ejes de una misma fuente de potencia; el accionamiento mecánico o manual, se realizará sin sacudidas.

Al incrementar la frecuencia de rotación, las cadenas tienen mayor capacidad

para transmitir potencia, razón por la cual, la selección del tipo de cadena se realizará en el lugar donde la rotación es menor y por tanta crítica. Esta sección se encuentra entre las catarinas 7 y 9, siendo la Catarina 8 la motriz, Figura 5.10

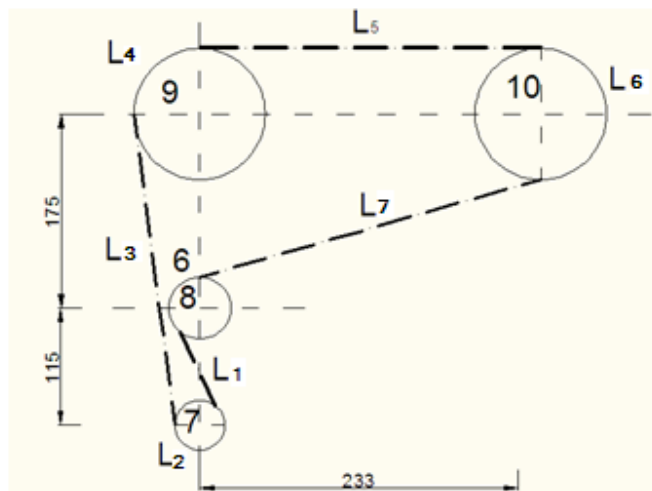


Figura 5.10. Transmisión por cadena a los rodillos de alimentación

La potencia que necesitan los rodillos de alimentación para que cumplan su trabajo según la sección (4.3.2) es:

$$P_m = 0.0784 \text{ Kw [0.10512 HP]}$$

La potencia de diseño es, [14]

$$P = K_s P_m \quad (63)$$

Para choques moderados el factor de servicio es 1.3. (TABLA 33, Anexo D)

Reemplazando valores en la ecuación (63), se obtiene:

$$P = 0.102 \text{ Kw [0.1366 HP]}$$

Se elige una cadena ANSI 40. La capacidad nominal a 78 rpm (velocidad del rodillo de avance)

(TABLA 34, Anexo D), es:

$$P_r = 0.409 \text{ Kw [0.5492 HP]} \text{ (Interpolando)}$$

La potencia corregida se determina aplicando dos factores a la potencia nominal, en la ecuación:

$$P_r' = K_1 K_2 P_r \quad (64)$$

Se elige que el número de dientes en la rueda impulsora sea 16 ($Z_8 = 16$), con lo cual se tiene el factor de corrección K_1 es 0.92 (TABLA 35, Anexo D)

La transmisión consta de un solo cordón, por lo que el factor K_2 es 1.0 (TABLA 36, Anexo D)

Reemplazando estos valores en la ecuación (62), se obtiene:

$$P_r' = 0.377 \text{ Kw [0.505 HP]}$$

Comparando el valor de la potencia corregida con la potencia de diseño, se concluye que es satisfactorio.

Datos de la cadena seleccionada. (TABLA 37, Anexo D)

Número de cadena: ANSI 40

Paso: 12.7 mm

Ancho: 7.94 mm

Diámetro del rodillo: 7.92 mm

Peso medio: 6.13 N/mm

Lubricación: Tipo A: Manual o por goteo

Lubricante: SAE 30

El diámetro de paso de la rueda de la Catarina se calcula mediante la ecuación: [14].

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z}\right)} \quad (65)$$

Con el paso seleccionado y siendo el número de dientes de la rueda impulsora de 16, el diámetro se encuentra utilizando la ecuación (65):

$$D_8 = 65.098 \text{ mm}$$

En el sistema mostrado en la Figura 5.10 las catarinas 7 y 8 son iguales, y por tanto:

$$D_8 = D_7 \text{ y } Z_8 = Z_7$$

Aplicando la ecuación (13), se tiene:

$$i = 0.5$$

Para la relación de transmisión por cadena, se utiliza la ecuación (13):

$$Z_9 = 32 \text{ dientes}$$

Aplicando la ecuación (63), se obtiene:

$$D_9 = 12.7 / \text{Sen}\left(\frac{180}{32}\right)$$

$$D_9 = 129.57 \text{ mm}$$

De la misma forma las catarinas 9 y 10 son iguales y por tanto:

$$D_9 = D_{10} \text{ y } Z_9 = Z_{10}$$

La longitud de la cadena de la Figura 5.10, se calcula por tramos, [14]

Para cadena normal [19]

La longitud es:

$$L = \frac{1}{2} \sqrt{4 C^2 - (D - D')^2} \quad (66)$$

El ángulo de contacto es:

$$\alpha = \text{Sen}^{-1} \left(\frac{D - D'}{2C} \right) \quad (67)$$

Para una cadena cruzada [19]

La longitud es:

$$L = \frac{1}{2} \sqrt{4 C^2 - (D + D')^2} \quad (68)$$

El ángulo de contacto es:

$$\alpha = \text{Sen}^{-1} \left(\frac{D + D'}{2C} \right) \quad (69)$$

TRAMO L1

Aplicando la ecuación (68), se obtiene:

$$L_1 = \frac{1}{2} [4 C_1^2 - (D_8 + D_7)^2]^{1/2}$$

$$L_1 = 110.297 \text{ mm}$$

Empleando la ecuación (69), se obtiene:

$$\alpha_1 = \text{Sen}^{-1} [(D_7 + D_8)/2C_1]$$

$$\alpha_1 = 34.476^\circ$$

TRAMO L3

Aplicando la ecuación (66), se obtiene:

$$L_3 = \frac{1}{2} [4 C_3^2 - (D_9 - D_7)^2]^{1/2}$$

$$L_3 = 288.202 \text{ mm}$$

Empleando la ecuación (67), se obtiene:

$$\alpha_3 = \text{Sen}^{-1} [(D_9 - D_7)/2C_3]$$

$$\alpha_3 = 6.382^\circ$$

TRAMO L2

Para realizar el cálculo de la longitud de contacto entre la cadena y la Catarina, se utiliza la ecuación [15].

$$L = \pi \left(\frac{D}{2} \right) \frac{180}{2} \quad (70)$$

$$L_2 = \pi (D_7 / 2) (180 + \alpha_2 - \alpha_3) / 180$$

$$L_2 = 118.215 \text{ mm}$$

TRAMO L4

Aplicando la ecuación (70), se obtiene:

$$L_4 = \pi (D_9 / 2) (90 + \alpha_4) / 180$$

$$L_4 = 108.98 \text{ mm}$$

TRAMO L5

Esta longitud es igual a la distancia entre centros, y es:

$$L_5 = 233 \text{ mm}$$

TRAMO L7

La distancia entre centros es:

$$C_7 = [(233)^2 + (175)^2]^{1/2}$$

$$C_7 = 291.4 \text{ mm}$$

Aplicando la ecuación (68), se obtiene:

$$L_7 = \frac{1}{2} [4 C_7^2 - (D_{10} + D_8)^2]^{1/2}$$

$$L_7 = 274.663 \text{ mm}$$

TRAMO L6

Empleando la ecuación (69), se obtiene:

$$\alpha_6' = \text{Sen}^{-1} [(D_{10} + D_8)/2 C_7]$$

$$\alpha_6' = 19.51^\circ$$

Por geometría se obtiene que:

$$\alpha = \text{tg}^{-1} (175/233)$$

$$\alpha = 36.9^\circ$$

Por tanto:

$$\alpha_6 = \alpha - \alpha_6'$$

$$\alpha_6 = 36.9 - 19.51$$

$$\alpha_6 = 17.4^\circ$$

Utilizando la ecuación (70), se obtiene:

$$L_6 = \pi (D_{10} / 2) (180 - \alpha_6) / 180$$

$$L_6 = 183.853 \text{ mm}$$

TRAMO L8

Utilizando la ecuación (70), se obtiene:

$$L_8 = \pi (D_8 / 2) (90 + \alpha_1 - \alpha_7) / 180$$

$$L_8 = 45.851 \text{ mm}$$

La longitud total de la cadena resulta de la suma de todos los tramos anteriormente calculados, se expresa la siguiente ecuación:

$$L_T = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7 + L_8 \quad (71)$$

$$L_T = 1577.846 \text{ mm}$$

La longitud total de la cadena expresada en pasos es:

$$L_T/p = 1577.846 / 12.7$$

$$L_T/p = 124.239 \text{ pasos}$$

El número par de pasos más próximo es $L_T/p = 126$, y por tanto se realizará un pequeño ajuste entre centros.

En la figura 5.11, la Catarina 5 es la motriz y la Catarina 6 es la conducida, pero ésta es la que genera el movimiento necesario para los rodillos de arrastre y para lo cual se utilizará el mismo tipo de cadena.

Teniendo como datos:

$$p = 12.7 \text{ mm}$$

$$n_5 = 292 \text{ rpm}$$

$$n_6 = 156 \text{ rpm}$$

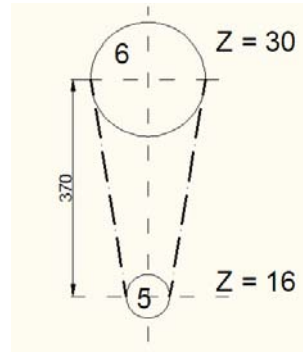


Figura 5.11 Transmisión por cadena

Aplicando la ecuación (13), se tiene:

$$i = 0.534$$

Para la Catarina motriz se elige un número de dientes $Z_5 = 16$

Con la ecuación (63), se obtiene:

$$D_5 = 65.098 \text{ mm}$$

Utilizando la ecuación (13), se obtiene:

$$Z_6 = 30 \text{ dientes}$$

Con la ecuación (63), se obtiene:

$$D_6 = 121.5 \text{ mm}$$

La longitud de la cadena en función del número de pasos se expresa en la siguiente ecuación: [14]

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{Z_5 + Z_6}{p} + \frac{(Z_6 - Z_5)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{p}\right)} \quad (72)$$

La longitud de la cadena expresada en pasos es:

$$L/p = 81.438 \text{ pasos}$$

El número par de pasos más próximo es 82, y éste será el que se utilice. Se requiere un ajuste en la distancia entre centros. El valor $L/p = 82$ se reemplaza en la ecuación (72):

$$0.157 C^2 - 59 C + 63.052 = 0$$

Resolviendo esta ecuación se obtiene la distancia entre centros corregida:

$$C = 373.578 \text{ mm}$$

5.3 Diseño del eje del sistema de alimentación

5.4.1 Diagrama del eje de alimentación

La carga radial que soporta el eje de alimentación es de 10 Kg por cada 100 mm de anchura de cepillado sección (4.3.2), por lo que se tiene una carga puntual total de 30 Kg = 294 N.

La carga distribuida se calcula reemplazando valores en la ecuación (30).

$$w = 0.98 \text{ N/mm}$$

Se tiene que la velocidad de avance es 10 m/min, sección (4.3.2), y el número de revoluciones del eje es de 78 rpm, sección (5.3)

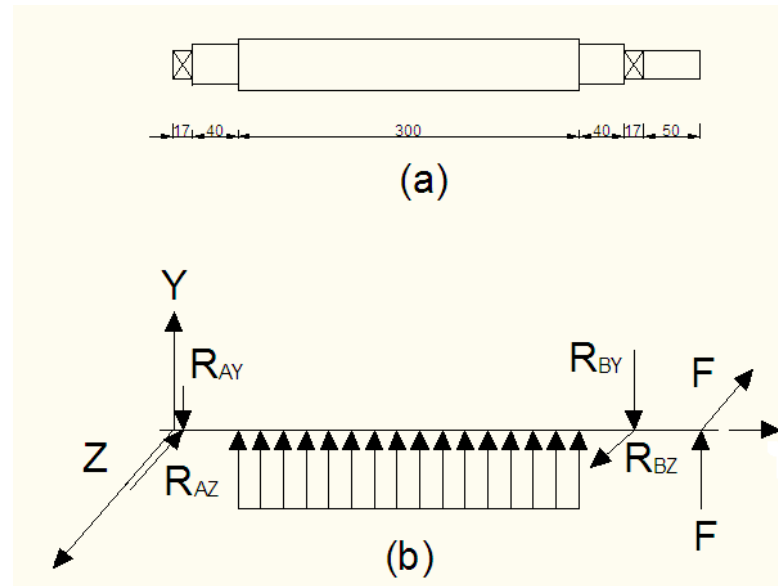


Figura 5.12 Eje de alimentación

- Eje de alimentación
- Diagrama de cuerpo libre

La frecuencia de rotación del eje se calcula con la siguiente ecuación [20].

$$n = \frac{1000 v}{\pi d} \quad (73)$$

$$d = 40.80 \text{ mm}$$

Para el sistema de alimentación de la madera es necesario utilizar dos ejes locos en la parte inferior, y dos motrices en la parte superior.

Tanto el que se encuentra en la entrada como en la salida de la madera, deben estar recubiertos de caucho para evitar el estancamiento o interrupción del movimiento de la madera.

5.3.2 Esfuerzos del eje de alimentación

Para encontrar la fuerza F que actúa el eje para generar el movimiento se establece la siguiente ecuación, [14].

$$F = \frac{33000 H}{v} \quad (74)$$

Donde:

F = Fuerza del eje [N]

H = Potencia [HP]

v = Velocidad de avance

$$F = 471.11 \text{ N}$$

Plano X - Y

Reemplazando los valores en la ecuación (32), se obtiene:

$$q' (198.5) - R_{AZ} (397) + F (455.5) = 0$$

$$R_{BY} = 687.53 \text{ N}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (33), se obtiene:

$$q' - R_{AY} + R_{BY} + F = 0$$

$$R_{AY} = 77.58 \text{ N}$$

Plano X – Y

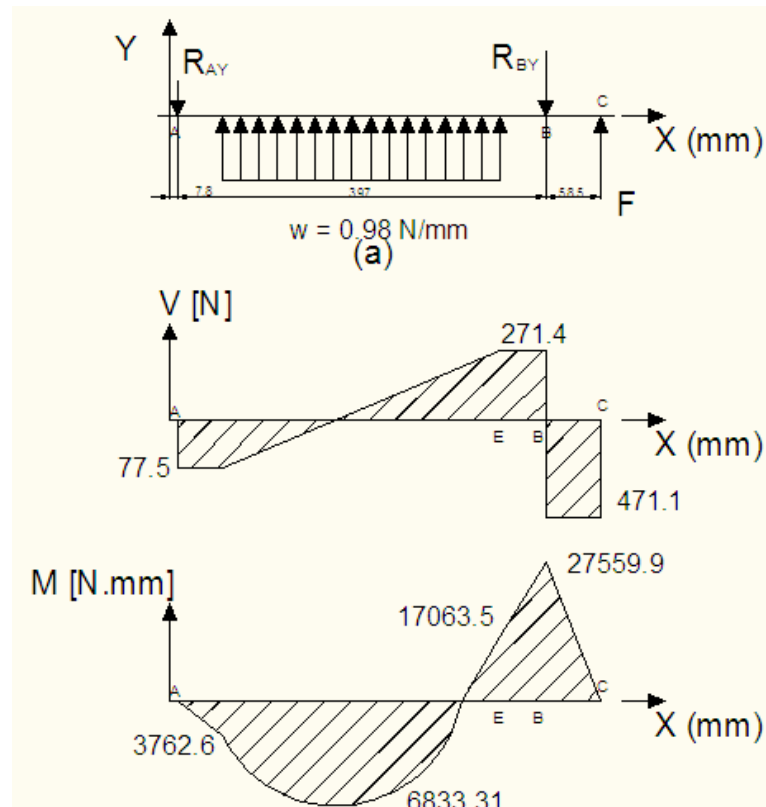


Figura 5.13 Eje de alimentación

- Diagrama de cuerpo libre
- Diagrama de momentos flectores
- Diagrama de fuerzas cortantes

Aplicando la ecuación (32), se obtiene:

$$-F (455.5) + R_{BZ} (397) = 0$$

$$R_{BZ} = 540.53 \text{ N}$$

Empleando la ecuación (33), se obtiene:

$$-R_{AZ} + R_{BZ} - F = 0$$

$$-R_{AZ} + 540.53 - 471.1 = 0$$

$$R_{AZ} = 69.42 \text{ N}$$

La reacción resultante en A según la ecuación (34) es:

$$R_A = 104.104 \text{ N}$$

La reacción resultante en B según la ecuación (35) es:

$$R_B = 874.569 \text{ N}$$

En el momento flector crítico resultante se da en el punto B, se encuentra reemplazando valores en la ecuación (36).

$$M_{YX} = 27559.935 \text{ N.mm (más crítico)}$$

$$M_{YZ} = 28975.634 \text{ N.mm}$$

$$M_f = 38975.634 \text{ N.mm}$$

Plano X – Z

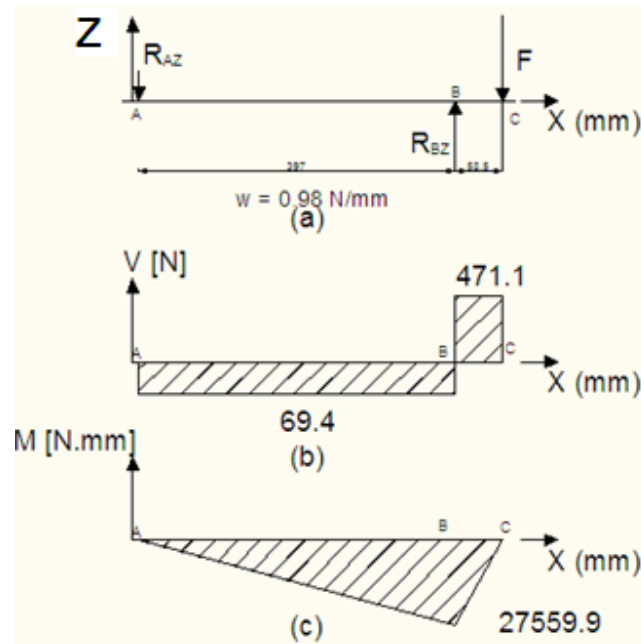


Figura 5.14 Eje de alimentación

- Diagrama de cuerpo libre
- Diagrama de momentos flectores
- Diagrama de fuerzas cortantes

El momento torsor: [14].

$$M_T = \frac{63000 H}{P} \quad (75)$$

Donde:

M_T = Momento torsor [N.mm]

H = Potencia [HP]

P = Número de revoluciones del eje alimentador [rpm]

La potencia que se consume en cada eje de alimentación es la mitad de

la total. Es decir la potencia en cada eje será: $H = 0.039 \text{ Kw}$ [0.05256 HP], que gira a 78 rpm.

Reemplazando valores en la ecuación (75), se obtiene:

$$M_T = 4803.285 \text{ N.mm}$$

5.4.3 Diseño del eje [18]

5.4.3.1 Diseño estático [18]

El material utilizado es acero para transmisión SAE 1018,
(TABLA 18, Anexo C)

$$S_y = 235 \text{ N / mm}^2$$

$$S_{ut} = 450 \text{ N / mm}^2$$

Aplicando la ecuación (41), el coeficiente de seguridad es:

$$n = 37.59$$

Este factor es alto y aceptable, debido a las variaciones de carga.

5.2.4.3 Diseño a fatiga

El material utilizado es acero para transmisión SAE 1018,
(TABLA 18, Anexo C)

$$S_y = 235 \text{ N} / \text{mm}^2$$

$$S_{ut} = 450 \text{ N} / \text{mm}^2$$

El límite de resistencia a la fatiga se encuentra mediante la ecuación (42):

$$S'_e = 226.8 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Determinación de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

Para maquinado. (TABLA 30, Anexo D)

$$a = 4.51$$

$$b = - 0.265$$

Reemplazando los valores en la ecuación (44), queda:

$$K_a = 0.89346$$

Para un diámetro de 30 mm se determina K_b mediante la ecuación (45):

$$K_b = 0.8287$$

$K_c = 0.753$. Para una confiabilidad del 99% (TABLA 31, Anexo D)

$K_d = 1.01$. Para $T \leq 450$ °C, (TABLA 32, Anexo D)

Con el valor de:

$q = 0.72$ Ranura $r = 2$ mm, cargas fluctuantes, (Figura 9, Anexo D)

$K_t = 1.9$ ($r/d = 0.057$; $D/d = 1.21$) $d = 35$ mm; $D = 42.5$ mm, (Figura 10, Anexo D)

Reemplazando los valores en la ecuación (47), se obtiene:

$$K_f = 1.648$$

Reemplazando los valores en la ecuación (46), se obtiene:

$$K_e = 0.606$$

Utilizando la ecuación (43), sustituyendo los resultados, queda:

$$S_e = 77.388 \text{ N/mm}^2$$

Despejando la ecuación (48), y reemplazando valores se encuentra el factor de seguridad:

$$n = 12.4$$

Si bien el factor es muy alto, se justifica totalmente en razón de que en éste se debe considerar el área de contacto entre el rodillo y la madera, con la finalidad de lograr un arrastre adecuado de la pieza a trabajar y así evitar el deslizamiento entre éstas.

5.5 Análisis, diseño y/o selección de cuchillas para cepillado. [11]

Las cuchillas son tiras de longitud igual al ancho útil de la máquina, fijadas al eje con bridas y tornillos, o mediante reglas de presión o de acuñado. Estas cuchillas van en el extremo del eje y además poseen filos laterales y cortan paralelamente al eje.

La calidad de la superficie cepillada, no depende solo del paso, sino además, de las propiedades de la madera.

Esta calidad casi siempre se determina por una sola de las cuchillas del eje y se mejora principalmente por el aumento del número de revoluciones.

En la figura 5.15, se indica los ángulos de corte de las cuchillas:

Donde:

ζ = Ángulo de salida de la viruta

β = Ángulo de filo

α = Ángulo de alivio

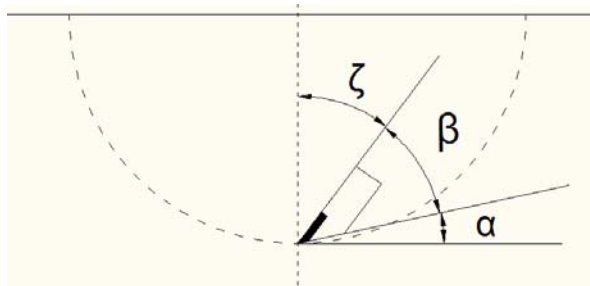


Figura 5.15 Ángulos de corte

El ángulo de salida de la viruta, viene determinado por la estructura del eje de cuchillas:

$\zeta = 30 - 45^\circ$

El ángulo de filo se elegirá atendiendo a la duración del mismo:

$\beta = 40^\circ$

Por lo tanto el ángulo de alivio:

$\alpha = 5 - 20^\circ$

5.5.1 Cálculo del número de cuchillas [11]

Para las máquinas combinadas destinadas a cepillar, se aconsejó que el número de cuchillas sea de cuatro cuchillas por su alto acabado superficial.

Las trayectorias de filo de las cuchillas con respecto a la madera, son cicloides alargadas, cuyos vértices y fondos son equidistantes de modo que el perfil obtenido se compone de una infinidad de arcos de cicloide, como se indica en la figura 5.16. [11]

Cabe anotar que el paso e , es puramente teórico, porque no es posible el ajuste o una trayectoria cicloidal exacta.

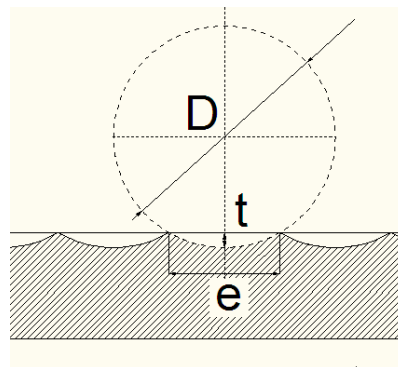


Figura 5.16 Perfil de la superficie cepillada

La distancia (e), entre los mismos, llamada <<progresión>> es:

$$e = \frac{1000 S r}{n i} \quad (76)$$

Donde:

e = Pasos de los golpes de la cuchilla [mm]

S' = Avance [m/min]

n = Número de revoluciones [rpm]

i = Número de cuchillas

El avance por cuchilla (e), se calcula mediante la ecuación:

$$e = 2 \sqrt{t D} \quad (77)$$

Donde:

t = Profundidad o penetración [mm]

D = Diámetro de la circunferencia de los filos [mm]

De la sección (5.1.4), se sabe que $D = 100$ mm

Flatscher propone para superficie finamente cepilladas $t = 5\mu$ [11].

Reemplazando estos valores en la ecuación (77), se obtiene:

$$e = 1.414 \text{ mm}$$

Voigt indica para el cepillado fino, se tomarán valores para e un 50%. Por lo tanto:

$$e = 0.707 \text{ mm}$$

De la sección (4.3.2.2), se sabe que la velocidad de avance $S' = 10$ m/min y además que la velocidad de rotación es:

$$n = 4850 \text{ rpm.}$$

Para calcular el número de cuchillas adecuado, se despeja la ecuación (76), y reemplazando valores se obtiene:

$i = 2.916$ cuchillas

Como se escoge el próximo entero mayor, se elegirán **tres cuchillas por seguridad**

5.5.2 Sujeción de las cuchillas [11]

La sujeción de las cuchillas debe ofrecer seguridad contra el lanzamiento por la fuerza centrífuga y contra el doblado de aquellas por el trabajo o por las fuerzas de fijación.

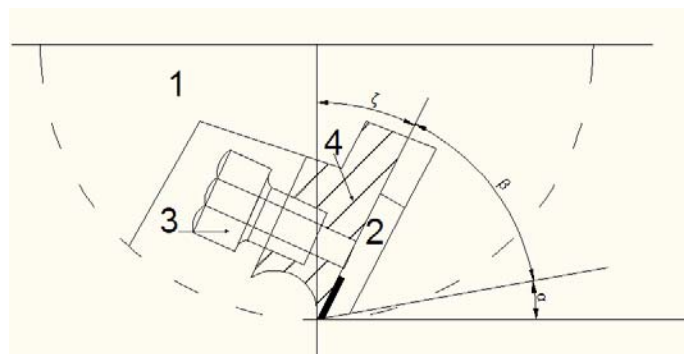


Figura 5.17 Sujeción de las cuchillas

1. Eje portacuchillas
2. Cuchilla
3. Tornillo de sujeción
4. Cuña

A fin de evitar errores de ajuste de las cuchillas, se afilan éstas en la máquina misma (con el eje en reposo), y luego se repasan a toda marcha, con lo cual el eje adquiere su posición dinámica (que no coincide con la estática)

Así se logra el equilibrio del eje estática y dinámicamente.

Este ajuste se verifica con calibres especiales (± 0.2 mm).

Los tornillos empleados para a sujeción de las cuchillas habrán de soportar:

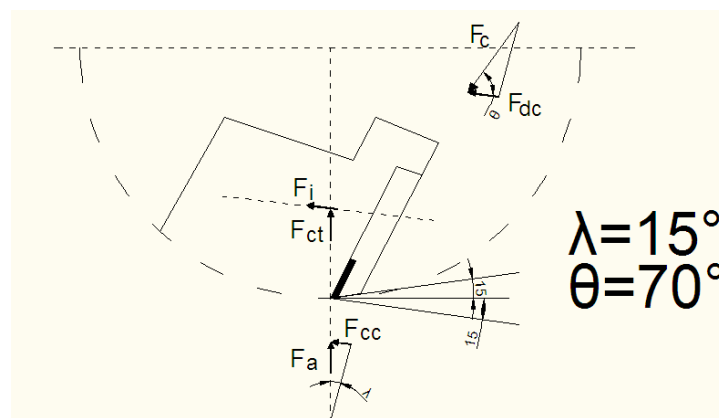


Figura 5.18 Esfuerzos en tornillos de fijación

- Fuerza centrífuga debida a la masa del propio tornillo.
- Componente en la dirección del eje del tornillo, la fuerza centrífuga debida a la masa de la cuchilla.
- Tensión necesaria en el tornillo para conseguir adherencia de la cuchilla y equilibrar, por lo menos, la componente axial de la fuerza centrífuga.
- Componente de la fuerza de corte en la dirección del eje del tornillo.

Fuerza centrífuga [15]

La fuerza centrífuga, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$F = 0,001117862 w r n^2 \quad (78)$$

Donde:

w = Peso del cuerpo [Kg]

r = Radio de la trayectoria [m]

n = Número de revoluciones [rpm]

5.5.3 Selección de la cuchilla cepilladora

La elección del tipo de cuchilla se la realiza en función del trabajo a desempeñar, dureza del material a trabajar, espacio disponible, etc.

Tomando en consideración estos factores se eligió la que tiene las siguientes características:

Cuchillas de: Chrome Vanadium Steel.

H = 30 mm

B = 300 mm

M = 3 mm

5.5.4 Cálculo de esfuerzos en los tornillos de fijación de las cuchillas

1. Para calcular el valor de la fuerza centrífuga debido a la masa del propio tornillo, se debe tomar en cuenta:

- Peso de los tornillos que sujetan la cuchilla: 0.25 Kg (aprox.)
- Radio al que se encuentra localizado el tornillo: 0.05 m (aprox.)
- Número de revoluciones del eje cepillador: 4850 rpm.

$$F_{ct} = 3221.12 \text{ N}$$

2. Primero se encuentra el valor de la fuerza centrífuga debida a la masa de cuchilla, incluyendo en ésta la masa de la cuña. Se debe tomar en cuenta:

- Peso de la cuchilla y la cuña: 0.1 Kg (aprox.)
- Radio al que estas se encuentran: 0.05 m (aprox.)

Reemplazando estos valores en la ecuación (78), se obtiene:

$$F_{ca} = 12884.5 \text{ N}$$

La componente del esfuerzo en la dirección del eje del tornillo como se indica en la Figura 5.18

$$F_{cc} = F_{ca} \text{ sen } (\lambda)$$

Donde:

$$\lambda = 15^\circ$$

$$F_{cc} = 12884.5 \text{ sen } (15^\circ)$$

$$\mathbf{F_{cc} = 3334.754 \text{ N}}$$

3. La tensión necesaria en el tornillo para conseguir la adherencia de la cuchilla, se calcula mediante la fuerza de precarga aplicada:

Se elige un tornillo métrico de 8 mm de diámetro y un paso de 1.25 mm, el cuál presenta las siguientes características:

Designación: M8 1.25

SAE Acero de mediano o bajo carbono [14]

$$S_p = 227.37 \text{ N/mm}^2$$

$$S_y = 248.04 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{ut} = 413.40 \text{ N/mm}^2$$

$$A_t = 36.6 \text{ mm}^2 \text{ [14]}$$

Para el cálculo de la precarga se utiliza la siguiente ecuación para conexiones reutilizables. [14].

$$F_i = 0.75 F_p \quad (79)$$

$$F_p = A_t S_p \quad (80)$$

Reemplazando valores en la ecuación (80), se obtiene:

$$F_p = 8321 \text{ N}$$

Sustituyendo en la ecuación (79):

$$F_i = 6241 \text{ N}$$

5.5.5 Cálculo del número de pernos

Para encontrar el número de pernos adecuados para que soporten los esfuerzos producidos, se utiliza la siguiente ecuación: [14]

$$N = \frac{C n F}{(S_p - A_t) - F_i} \quad (81)$$

N = Número de pernos

C = Constante de la unión

n = Factor de carga [N]

F = Fuerza externa [N]

Para el cálculo de la constante de la unión se utiliza la siguiente ecuación: [14]

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (82)$$

Donde:

K_b = Constante de rigidez del perno [KN/mm]

K_m = Constante de rigidez de los elementos [KN/mm]

La constante de rigidez del perno se calcula con la siguiente ecuación:

[14]

$$K_b = \frac{A E}{L} = \frac{\pi d^2 E}{4 L} \quad (83)$$

Donde:

A = Área transversal [mm^2]

E = Módulo de elasticidad [KN/mm^2]

L = Longitud de agarre [mm]

D = Diámetro del tornillo [mm]

Se tiene como dato que el módulo de elasticidad $E = 207 \text{ KN/mm}^2$ para un acero común. (TABLA 38, Anexo D), y el diámetro del tornillo $d = 8\text{mm}$. Además se estima que la longitud de agarre de la cuña es:

$L = 10 \text{ mm}$

Reemplazando estos valores en la ecuación (83), se obtiene:

$K_b = 1040.495 \text{ KN/mm}$

La constante de rigidez de los elementos de la junta atornillada se calcula la siguiente ecuación: [14]

$$K_m = \frac{0.577 \pi E d}{2 \ln\left(5 \frac{0.577 L + 0.5 d}{0.577 L + 2.5 d}\right)} \quad (84)$$

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (84), se obtiene:

$$K_m = 2346.854 \text{ KN/mm}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (82), se obtiene:

$$C = 0.307$$

Se estima que el tornillo soportará una fuerza variable F de 0 a 16000 N

Se elige un factor de carga de 1.5 para tomar en cuenta las desviaciones de precarga.

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (81), se obtiene:

$$N = 3.54 \text{ pernos}$$

$$N = 4 \text{ pernos}$$

De la ecuación (81), con N = 4 pernos, se obtiene:

$$n = 1.69$$

Este valor es mayor que el requerido. Por consiguiente, se eligen 4 pernos y se usa la precarga recomendada para el apriete.

La componente de la fuerza de corte en la dirección del eje del tornillo como se indica en la figura 5.18.

$$F_{de} = F_{m\acute{a}x} \text{ Cos } 70^\circ \quad (85)$$

Donde:

F_{de} = Componente de la fuerza de corte en la dirección del tornillo [N]

$F_{m\acute{a}x}$ = Fuerza máxima de corte [N]

$$\square = \beta + \alpha + \lambda$$

$$\beta = 40^\circ; \alpha = 15^\circ; \lambda = 15^\circ$$

La fuerza máxima de corte es 3090 N, sección (4.3.1.7)

Reemplazando este valor en la ecuación (85), se obtiene:

$$F_{de} = 3090 \text{ Cos } 70^\circ$$

$$\mathbf{F_{de} = 1056.8 \text{ N}}$$

La fuerza es la suma de las fuerzas anteriormente calculadas:

$$F_t = F_{ct} + F_{cc} + F_i + F_{de} \quad (86)$$

Donde:

F_t = Fuerza total sobre el tornillo [N]

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (86), se obtiene:

$$\mathbf{F_t = 13853.714 \text{ N}}$$

La fuerza total F_t es menor que la fuerza estimada de 16000 N, por lo que se concluye que está dentro del rango establecido.

Esta fuerza total se la debe repartir para el número total de tornillos, es decir:

$$F' = \frac{F_t}{N} \quad (87)$$

Donde:

F' = Fuerza actuante en cada tornillo [N]

Reemplazando valores en la ecuación (87), se obtiene:

$$F' = 3463.428 \text{ N}$$

5.5.6 Diseño por corte

El esfuerzo cortante se calcula mediante la siguiente ecuación: [14]

$$\zeta = \frac{F'}{A} = \frac{F}{\pi r^2} \quad (88)$$

Donde:

ζ = Esfuerzo de corte [N/mm^2]

r = Radio del tornillo [mm]

Reemplazando estos valores en la ecuación (88), se obtiene:

$$\zeta = 62.9 \text{ N}/\text{mm}^2$$

A fin de determinar la resistencia de fluencia en cortante, se aplica la teoría del esfuerzo cortante máximo, cuya ecuación es: [14]

$$S_{sy} = 0.5 S_y \quad (89)$$

Donde:

S_{sy} = Resistencia de fluencia al cortante [N/mm^2]

S_y = Límite de fluencia [N/mm^2]

Sustituyendo el límite de fluencia en la ecuación (89), se obtiene:

$$S_{sy} = 124.02 \text{ N}/\text{mm}^2$$

Por lo tanto, el factor de seguridad obtenido es: [14]

$$n = \frac{S_{sy}}{\zeta} \quad (90)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (90), se obtiene:

$$n = 1.97$$

5.5.7 Diseño por fatiga

Para la realización de este diseño se aplicará el diagrama de fatiga según Goodman.

La mayor parte de las veces, el tipo de carga de fatiga encontrado en el análisis de uniones o juntas con pernos, es uno en el cual, la carga aplicada exteriormente fluctúa entre cero y alguna fuerza máxima P . En este caso ésta fuerza es 16000 N

Para determinar el esfuerzo alternante en pernos se procede al cálculo de la fuerza máxima y la fuerza mínima que vienen determinadas por las siguientes ecuaciones: [14]

$$F_{m\acute{a}x} = P_b + F_i = F_b \quad (91)$$

La carga total del perno, se expresa en la siguiente ecuación:

$$P_b = \frac{P}{N} \quad (92)$$

La fuerza mínima es igual a la precarga, como se expresa en la ecuación: [14]

$$F_{min} = F_i \quad (93)$$

Donde:

F_b = Carga total en el perno [N]

P_b = Parte de P tomada por el perno [N]

F_i = Precarga o fuerza de sujeción [N]

Reemplazando los datos correspondientes en la ecuación (92), se obtiene:

$$P_b = 4000 \text{ N}$$

Sabiendo que la fuerza de precarga es $F_i = 6241 \text{ N}$ y reemplazando los datos correspondientes en la ecuación (91), se obtiene:

$$F_{m\acute{a}x} = 10241 \text{ N}$$

Se conoce que:

$$F_{min} = 6241 \text{ N}$$

Punto A [14]

El esfuerzo de precarga se calcula con la siguiente ecuación:

$$\vartheta_i = \frac{F_i}{A_t} \quad (94)$$

Donde:

ϑ_i = Esfuerzo de precarga [N/mm²]

Reemplazando los valores en la ecuación (94), se obtiene:

$$\vartheta_i = 170.52 \text{ N/mm}^2$$

Punto B [14]

El esfuerzo alternante se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\vartheta_a = \frac{CP_b}{2 A_t} \quad (95)$$

ϑ_a = Esfuerzo alternante en el perno [N/ mm²]

Reemplazando los valores en la ecuación (95), se obtiene:

$$\vartheta_a = 16.77 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo medio se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\vartheta_m = \vartheta_a + \vartheta_i$$

Donde:

$$\vartheta_m = 187.29 \text{ N/mm}^2$$

Punto C [14]

La resistencia alternante se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$S_a = \frac{S_{ut} - \left(\frac{F_i}{A_t}\right)}{1 + \left(\frac{S_{ut}}{S_e}\right)} \quad (96)$$

Donde:

S_a = Resistencia alternante [N/mm²]

El límite de resistencia a la fatiga se encuentra mediante la ecuación (42)

$$S_e' = 208.354 \text{ N/mm}^2$$

Determinación de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Para maquinado: (TABLA 26, Anexo D)

Para: $a = 4.51$; $b = -0.265$ y $S_{ut} = 60$ Kpsi

Reemplazando valores en la ecuación (44), se obtiene:

$$K_a = 0.9137$$

$$K_b = 1 \text{ (carga axial)}$$

$$K_c = 0.923 \text{ (carga axial)}$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

Utilizando la ecuación (43), se obtiene:

$$S_e = 175.713 \frac{N}{mm^2}$$

Estos valores reemplazándolos en la ecuación (96), se obtiene:

$$S_a = 72.443 \frac{N}{mm^2}$$

La resistencia media se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$S_m = S_{ut} \left(1 - \frac{S_a}{S_e}\right) \quad (97)$$

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (97), se obtiene:

$$S_m = 242.963 \frac{N}{mm^2}$$

El factor de seguridad que se obtiene es:

$$n = \frac{S_a}{\vartheta_a} \quad (98)$$

Reemplazando valores en la ecuación (98), se encuentra que:

$$n = 4.319$$

Punto D [14]

Según el diagrama de Goodman, que muestra el lugar geométrico de la falla, se tiene:

$$S_p - S_m = S_a \quad (99)$$

Además, de la energía de distorsión de Goodman se obtiene:

$$S_m = \vartheta_i + S_a \quad (100)$$

Resolviendo las dos ecuaciones (99) y (100), se tiene:

$$S_a = \frac{S_p - \vartheta_i}{2} \quad (101)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (101), se obtiene:

$$S_a = 28.425 \frac{N}{mm^2}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (98), se encuentra el factor de seguridad:

$$n = 1.69$$

Este valor es mayor que el requerido

5.5.8 Diseño por desgarramiento

Esta falla es poco probable si la distancia del centro del orificio al borde de la cuna es igual o mayor a 1.75 veces el diámetro. [21].

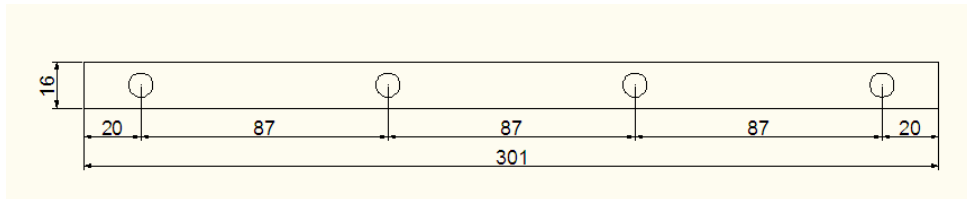


Figura 5.19 Cuñas de cuchillas del eje cepillador

$$L = 1.75 d \quad (102)$$

Donde:

L = Distancia desde el centro del orificio al borde [mm]

d = Diámetro del agujero [mm]

Reemplazando los datos en la ecuación (102), se obtiene:

$$20 \geq 14$$

Por lo tanto, se comprueba que no habrá falla.

5.6 Análisis del sistema de movimiento de la mesa

5.6.1 Condiciones cinemáticas del engrane tornillo sin fin [14]

Para realizar el análisis del sistema de regulación de la mesa, se parte de que por cada vuelta de la manivela la mesa debe desplazarse en sentido vertical con una carrera de: $x = 1.5 \text{ mm}$

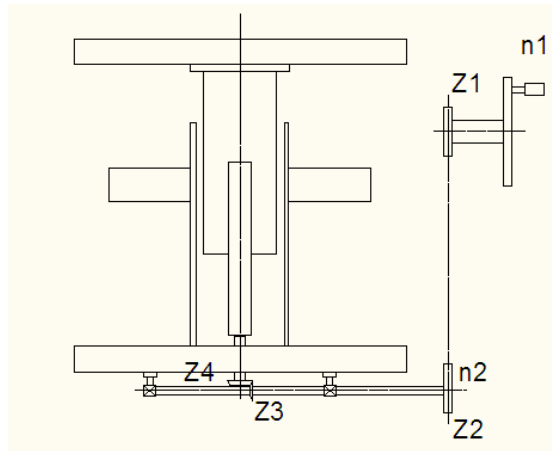


Figura 5.20 Sistema de elevación de la mesa

Se utiliza una reducción de Catarina, un juego de engranes cónicos, tornillo tuerca. Para todo este sistema se tiene que encontrar un paso que satisfaga las condiciones planteadas, además consta de un solo cilindro de deslizamiento.

Se considera un piñón 2 como impulsor de un engrane 3. La velocidad del piñón impulsado se calcula mediante la ecuación: [14]

$$i = \frac{Z_1 Z_3}{Z_2 Z_4} = \frac{n_3}{n_1} \quad (103)$$

Donde:

i = Relación de transmisión

n_1 = Vueltas de la manivela

n_3 = Vueltas del tornillo

x = Desplazamiento vertical de la mesa [mm]

Z = Número de dientes

$n_1 = 1$

$$x = 1.5 \text{ mm}$$

$$Z_1 = 12$$

$$Z_2 = 30$$

$$Z_3 = 10$$

$$Z_4 = 18$$

Reemplazando los valores en la ecuación (103), se obtiene:

$$n_3 = 0.222 \text{ vuelta}$$

Para encontrar el paso, se aplica la siguiente expresión: [14]

$$x = n_3 P \quad (104)$$

Donde:

P = Paso [mm]

x = Desplazamiento vertical de la mesa [mm]

Despejando el paso p de la ecuación (104), se obtiene:

$$p = x / n_3$$

$$p = 6.75 \text{ mm}$$

$$p = 3.763 \text{ hilos/pulg.}$$

Se asume un paso de:

$$p = 4 \text{ hilos/pulg [6.35 mm]}$$

La carga que soporta el tornillo de elevación es el peso de la mesa, de los cilindros de alimentación, todo el sistema de machihembrado, es aproximadamente 1336.36 N, más el peso promedio de un tablón es de 668.18 N, éstas fuerzas se suman dando una fuerza

total de 2004.54 N que es la que se indica en la figura 5.21.

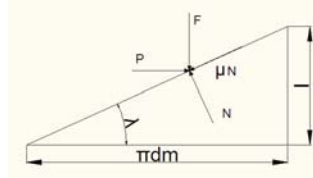


Diagrama 5.21 Diagrama de fuerzas al subir la mesa

De la figura 5.21, se obtiene la siguiente relación: [14]

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{L}{d_m \pi}\right) \quad (105)$$

Donde:

λ = Ángulo de avance

L = Avance [mm]

d_m = Diámetro de la tuerca [mm]

$d_m = 47.5$

El avance es: [14]

$$L = p N \quad (106)$$

Donde:

L = Avance [mm]

P = Paso

N = Número de entradas

Reemplazando valores en la ecuación (106), se obtiene:

L = 6.35 mm

Reemplazando valores en la ecuación (105), se obtiene:

$$\lambda = 2.436$$

La fuerza aproximada que puede transmitir todo el sistema de elevación de la mesa al tornillo es de 2004.54 N.

El momento de rotación necesario para hacer que el tornillo gire en contra de la carga es: [14]

$$T = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2} \quad (107)$$

T = Momento de rotación necesario para que el tornillo gire contra la carga [N.mm]

F = Fuerza o cara a vencer el tornillo [N]

l = Avance [mm]

$$\mu = \mu_c$$

μ = Factor de rozamiento: Acero / acero [15]

d_m = Diámetro medio del tornillo [mm]

d_c = Diámetro del collarín estimado [mm]

$$F = 2004.54$$

$$l = 6.35$$

$$\mu = 0.15$$

$$d_m = 47.5$$

$$d_c = 57$$

Reemplazando los valores en la ecuación (105), se obtiene:

$$T_1 = 17331.21 \text{ N.mm}$$

El momento de rotación necesario para hacer que el tornillo gire a

favor de la carga es: [14]

$$T = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi \mu d_m - l}{\pi d_m + \mu l} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2} \quad (108)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (106), se obtiene:

$$T_1 = 14025.75 \text{ N.mm}$$

Para que el tornillo sea autoasegurante, debe cumplir la siguiente condición: [14]

$$\pi \mu d_m > l$$

$$22.38 > 6.35$$

Para calcular el diámetro medio se aplica la siguiente ecuación: [14]

$$d_m = d + (P/2) \quad (109)$$

Donde:

d = Diámetro del tornillo [mm]

Reemplazando valores en la ecuación (109) se obtiene:

$$d_m = 44.65 \text{ mm}$$

Para calcular el diámetro exterior se aplica la siguiente ecuación:

[14]

$$d_e = d + p \quad (110)$$

Reemplazando valores en la ecuación (110), se obtiene:

$$d_e = 51 \text{ mm}$$

5.6.2 Diseño del tornillo de potencia

El material empleado es el acero para transmisión SAE 1018, cuya resistencia de fluencia es:

$$S_y = 210 \text{ N / mm}^2$$

Una vez conocido el valor del torque se procede a calcular el esfuerzo de corte, para el mismo se tiene que utilizar un diámetro medio.

Debido a la fuerza axial, se debe calcular este esfuerzo, utilizando la ecuación:

$$\vartheta_x = \frac{4F}{\pi d_m^2} \quad (111)$$

Donde:

ϑ_x = Esfuerzo axial [N/mm²]

F = Fuerza newton [N]

d_m = Diámetro de cálculo [mm]

$F = 2004.54$

$d_m = 47.5$

Reemplazando valores en la ecuación (111), se obtiene:

$$\vartheta_x = 1.1312 \text{ N/mm}^2$$

Se encuentra el esfuerzo cortante, con el torque encontrado con la ecuación:

$$\zeta = \frac{16 T}{\pi d_m^3} \quad (112)$$

Donde:

ζ = Esfuerzo axial [N/mm^2]

T = Torque encontrado [N/mm^2]

d_m = Diámetro de cálculo [mm]

T = 177331.21

$d_m = 46.23$

Reemplazando valores en la ecuación (112), se obtiene:

$$\zeta = 0.823 \text{ N/mm}^2$$

Para la realización de este diseño se aplica la teoría de Von Mises, que se traduce en la siguiente ecuación:

$$\sigma' = \sqrt{\vartheta_x^2 + 3\zeta_{xy}^2} \quad (113)$$

Donde:

σ' = Esfuerzo de Von Mises [N/mm^2]

ϑ_x = Esfuerzo Axial [N/mm^2]

ζ_{xy} = Esfuerzo de torsión [N/mm^2]

Por lo tanto, el factor de seguridad obtenido es:

$$n = \frac{S_{sy}}{\vartheta} \quad (114)$$

Donde:

S_{sy} = Resistencia de fluencia en cortante [N/mm^2]

Según la teoría de la energía de distorsión, se utiliza la ecuación:

$$S_{sy} = 0.577 S_y \quad (115)$$

Remplazando valores en la ecuación (115), se obtiene:

$$S_{sy} = 121.17 \text{ N/mm}^2$$

Reemplazando este valor en la ecuación (113), se obtiene:

$$\vartheta = 1.82 \text{ N/mm}^2$$

Reemplazando este valor en la ecuación (114), se obtiene:

$$n = 66.5$$

El coeficiente de seguridad es alto porque el diámetro del tornillo es grande, pero se justifica debido a que éste asegura estabilidad y rigidez a la mesa.

Diseño por cortante

Este diseño se realiza sólo en el diente.

$$\zeta = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{p(d_e - d_i)}{2}} = \frac{2F}{p^2} \quad (116)$$

Donde:

ζ = Esfuerzo cortante [N/mm^2]

F = Fuerza que actúa en el tornillo [N]

F = 2004.54 N

Reemplazando valores en la ecuación (116), se obtiene:

$$\zeta = 99.42 \text{ N}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\zeta} \quad (117)$$

Reemplazando valores en la ecuación (117), se obtiene:

$$n = 1.22$$

Este factor de seguridad es aceptado en base a experiencias en mecanismos similares en funcionamiento sin presentar alguna falla.

5.6.3 Diseño de la tuerca [19]

5.6.3.1 Por aplastamiento

$$\sigma = \frac{4 p F}{\pi (d_e^2 - d_i^2) H} \leq \frac{S_y}{n} \quad (118)$$

Donde:

p = paso [mm]

F = Fuerza o carga a vencer e tornillo [N]

d_e = Diámetro exterior del tornillo [mm]

d_i = Diámetro interior del tornillo [mm]

H = Altura de la tuerca [mm]

Se asume una altura de la tuerca de 40 mm, que es una medida adecuada y recomendada, por la rigidez y alineamiento de la mesa. El material utilizado para el diseño de la tuerca debe

tener una resistencia de fluencia menor que la empleada para el diseño del tornillo, logrando con esto economía.

El acero elegido es el SAE 1010, cuya resistencia de fluencia es:

$$S_y = 180 \text{ N/mm}^2$$

Despejando el factor de seguridad n de la ecuación (118), se tiene:

$$n = [\pi (d_e^2 - d_i^2) H S_y] / 4 p F$$

$$n = 337$$

5.6.3.2 Por flexión

$$\sigma = \frac{6 F}{\pi d_m H} \leq \frac{S_y}{n} \quad (119)$$

De la ecuación (119), se despeja el factor de seguridad:

$$n = [\pi d_m H S_y] / 6 F$$

$$n = 112$$

5.6.3.3 Por corte

$$\zeta = \frac{6 F}{\pi d_m H} \leq \frac{S_{sy}}{n} \quad (120)$$

A fin de determinar la resistencia de fluencia en cortante se aplica la teoría del esfuerzo cortante máximo, cuya ecuación es:

[14]

$$S_{sy} = 0.5 S_y \quad (121)$$

Donde:

S_{sy} = Resistencia de fluencia al cortante [N/mm²]

S_y = Límite de fluencia [N/mm²]

Sustituyendo el límite de fluencia en la ecuación (121), se obtiene:

$$S_{sy} = 90 \text{ N/mm}^2$$

De la ecuación (120), se despeja el factor de seguridad, y se tiene:

$$n = [\pi d_m H S_{sy}] / 2 F$$

$$n = 168$$

Los coeficientes anteriores son muy altos debido a la altura de la tuerca, pero se ha diseñado así con el fin de lograr mayor estabilidad y rigidez evitando un posible desalineamiento de la mesa.

5.6.4 Diseño de engranajes cónicos

Cuando se requiere transmitir movimiento entre ejes con líneas centrales que se cortan, se requiere alguna forma de engranaje cónico. Los dientes de estos engranajes pueden ser forjados, fresados o generados. Sólo los dientes generados pueden considerarse exactos.

El paso de los engranajes cónicos se mide en el extremo grande del diente, y el paso circular y el diámetro de paso se calcula en la misma forma que en caso de engranajes cilíndricos rectos.

Los engranajes cónicos de dientes rectos estándares se cortan mediante el uso de un ángulo de presión de 20° , adendos y dedendos desiguales y dientes de tamaño completo. Esto incrementa la relación de contacto, impide el rebaje y aumenta la resistencia del piñón.

Al realizar el diseño de un juego de engranajes cónicos, es necesario conocer sus dimensiones, luego realizar un análisis de fuerzas y conocer a que esfuerzos están sometidos, para encontrar el material adecuado que resista dichos esfuerzos

Existen aspectos fundamentales que se debe tomar en cuenta en el diseño de juego de engranajes cónicos.

- Disponibilidad de espacio
- Disponibilidad de herramientas de corte
- Condiciones de trabajo
- Facilidad de montaje
- Facilidad de mantenimiento

Para los engranes se adoptan ciertos parámetros geométricos, que se expresan en la tabla 11. [4]

Tabla 11

Dimensiones de los engranajes cónicos rectos

		5. Working depth	
1. Number of pinion teeth†	n	$a_1 = \frac{2.000}{P_d}$	
2. Number of gear teeth†	N	$a_2 = \frac{2.188}{P_d} + 0.002$	
3. Diametral pitch	P_d	7	Pressure angle ϕ
4. Face width	F	8	Slash angle Σ
		Pinion	Gear
9. Pitch diameter	$d = \frac{n}{P_d}$	$D = \frac{N}{P_d}$	
10. Pitch angle	$\gamma = \tan^{-1} \frac{n}{N}$	$\Gamma = 90^\circ - \gamma$	
11. Outer cone distance	$A_o = \frac{D}{2 \sin \Gamma}$		
12. Circular pitch	$p = \frac{3.1416}{P_d}$		
13. Addendum	$a_{op} = a_1 - a_{os}$	$a_{os} = \frac{0.540}{P_d} - \frac{0.460}{P_d(NW)^2}$	
14. Dedendum‡	$b_{op} = \frac{2.188}{P_d} - a_{op}$	$b_{os} = \frac{2.188}{P_d} - a_{os}$	
15. Clearance	$c = a_1 - b_1$		
16. Dedendum angle	$\delta_p = \tan^{-1} \frac{b_{op}}{A_o}$	$\delta_g = \tan^{-1} \frac{b_{os}}{A_o}$	
17. Face angle of blank	$\gamma_o = \gamma + \delta_p$	$\Gamma_o = \Gamma + \delta_g$	
18. Root angle	$\gamma_r = \gamma - \delta_p$	$\Gamma_r = \Gamma - \delta_g$	
19. Outside diameter	$d_o = d + 2a_{op} \cos \gamma$	$D_o = D + 2a_{os} \cos \Gamma$	
20. Pitch apex to crown	$x_o = \frac{d}{2} - a_{op} \sin \gamma$	$X_o = \frac{D}{2} - a_{os} \sin \Gamma$	
21. Circular thickness	$t = p - F$	$T = \frac{p}{2} - (a_{op} - a_{os}) \tan \phi - \frac{K}{P_d}$	
22. Bore hole	# See Table 8.3.9	Use Fig. 8.3.14	
23. Chordal thickness	$t_c = t - \frac{t^3}{6d^2} - \frac{B}{2}$	$T_c = T - \frac{T^3}{6D^2} - \frac{B}{2}$	
24. Chordal addendum	$a_{op} = a_{op} + \frac{t^2 \cos \gamma}{4d}$	$a_{os} = a_{os} + \frac{T^2 \cos \Gamma}{4D}$	
25. Tooth angle	$\frac{3.438}{A_o} \left(\frac{t}{2} + b_{op} \tan \phi \right)$ minutes	$\frac{3.438}{A_o} \left(\frac{T}{2} + b_{os} \tan \phi \right)$ minutes	
26. Limit-point width (L.F.)	$W_{Lop} = (T - 2b_{op} \tan \phi) - 0.0015$	$W_{Loo} = (t - 2b_{os} \tan \phi) - 0.0015$	
27. Limit-point width (S.E.)	$W_{Lop} = \frac{A_o - F}{A_o} (T - 2b_{op} \tan \phi) - 0.0015$	$W_{Loo} = \frac{A_o - T}{A_o} (t - 2b_{os} \tan \phi) - 0.0015$	
28. Tool-point width	$W = W_{Lop} - \text{stock allowance}$	$W = W_{Loo} - \text{stock allowance}$	

* Adapted from "Dinamic Straight Bevel Gear Design," Tables 8.3.8 and 8.3.9 and [Fig. 8.3.14](#) (Dinamic Works, Inc.)
 † Numbers of teeth, ratios with 16 or more teeth in pinion (15:17 and higher), 14:20 mm (pitch), 1:1 and higher. These can be cut with 20° pressure angle without undercut.
 ‡ The actual dedendum will be 0.002 if greater than calculated.

5.6.4.1 Cálculo de fuerza en los engranajes. [14]

De la sección (5.6.1), se tiene el torque:

$$T = T_1 = 17331.21 \text{ N.mm}$$

La carga tangencial transmitida se calcula mediante la ecuación:

$$W_t = \frac{T}{r_{med}} \tag{122}$$

Donde:

W_t = Fuerza tangencial [N]

T = Momento de torsión [N.mm]

r_{med} = Es el radio medio del piñón

$$r_{med} = 27.5$$

Reemplazando valores en la ecuación (122), se obtiene:

$$W_t = 630 \text{ N}$$

Para encontrar las demás fuerzas actuantes, se debe aplicar las siguientes ecuaciones:

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \tau \quad (123)$$

Donde:

W_r = Fuerza radial [N]

ϕ = Ángulo de presión

τ = Ángulo primitivo de la rueda

Reemplazando valores en la ecuación (123), se obtiene:

$$W_r = 630 \tan (20) \cos (61^\circ)$$

$$\mathbf{W_r = 111.16 N}$$

$$W_a = W_t \tan \phi \sin \tau \quad (124)$$

Donde:

W_a = Fuerza axial [N]

Reemplazando valores en la ecuación (124), se obtiene:

$$W_a = 630 \tan (20) \sin (61^\circ)$$

$$\mathbf{W_a = 200.55 N}$$

5.6.4.2 Diseño de los engranajes cónicos a flexión

El diseño se realizará empleando las ecuaciones de la AGMA. El material utilizado para los engranajes es de Acero.

(TABLA 18, Anexo C)

Dureza Brinell 300 Hbn

S_t = Resistencia a la flexión [MPa]

S_c = Resistencia en la superficie [MPa]

$S_t = 131$

$S_c = 827$

Primeramente, se calcula el paso diametral: [14]

$$P = \frac{\pi}{p} \quad (125)$$

Donde:

P = Paso diametral [dte/plg]

p = Paso circular [mm]

P = 17.279 De la TABLA 11

Reemplazando valores en la ecuación (125), se obtiene:

$$\mathbf{p = 0.1818 /mm}$$

Se debe conocer el número de revoluciones del eje porta engranajes cónicos, reemplazando valores en la ecuación (13), con los siguientes datos: $n_1 = 60$, $Z_1 = 12$ y $Z_2 = 30$.

$$n_2 = \frac{12(60)}{30}$$

$$\mathbf{n_2 = 24 \text{ r.p.m}}$$

Se debe conocer la velocidad lineal del piñón, para encontrar

el factor dinámico. [14]

$$v = \frac{\pi d_1 n_2}{12} \quad (126)$$

Donde:

v = Velocidad lineal del piñón [ft/min]

d_1 = Diámetro primitivo del piñón [plg]

n_2 = Frecuencia de rotación [r.p.m]

$$d_1 = 2.16535$$

$$n_2 = 24$$

Reemplazando los valores en la ecuación (126), se obtiene:

$$\mathbf{V = 13.6 \text{ ft/min}}$$

Con este dato se encuentra el factor dinámico. [14]

$$K_v = \frac{v}{600+v} \quad (127)$$

Donde:

K_v = Factor dinámico

Reemplazando valores en la ecuación (127), se obtiene:

$$K_v = 0.9778$$

El factor geométrico es: (Figura 12, Anexo D)

$$J = 0.165$$

Esfuerzo por flexión

La fórmula fundamental para el esfuerzo por flexión es: [14]

$$\sigma = \frac{W_t P}{K_v F J} \quad (128)$$

Donde:

σ = Esfuerzo por flexión [N/mm^2]

W_t = Fuerza tangencial [N]

P = Paso diametral [/mm]

K_v = Factor dinámico

F = Ancho de cara [mm]

J = Factor geométrico, (Figura 12, Anexo D)

$W_t = 630$

$P = 0.1818$

$K_v = 0.9778$

$F = 17.3$

$J = 0.165$

Reemplazando los valores en la ecuación (128), se obtiene:

$$\sigma = 41.03 \text{ N/mm}^2$$

Resistencia a la flexión

La resistencia a la flexión según la AGMA se designa por la ecuación: [14]

$$\vartheta_{adm} = \frac{S_t K_L}{K_T K_R} \quad (129)$$

Donde:

ϑ_{adm} = Esfuerzo por flexión [N/mm^2]

S_t = Resistencia a la flexión según la AGMA [MPa]

K_l = Factor de duración

K_T = Factor de temperatura

K_R = Factor de confiabilidad

$S_t = 131$

$K_l = 1$

$K_T = 1$

$K_R = 1$

Reemplazando los valores en la ecuación (129), se obtiene:

$$\vartheta_{adm} = 131 \text{ N/mm}^2$$

El factor de seguridad se calcula con la siguiente ecuación:

$$n = \frac{\vartheta_{adm}}{\vartheta} \quad (130)$$

Donde:

n = Factor de seguridad

Reemplazando los valores en la ecuación (130), se obtiene:

$$n = 3.2$$

- **Esfuerzo al desgaste**

La resistencia a la picadura según la AGMA se designa por la ecuación: [14]

$$\vartheta_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{C_v B d I}} \quad (131)$$

Donde:

ϑ_c = Valor absoluto del esfuerzo por contacto [N/mm^2]

C_p = Coeficiente elástico para engranajes [N/mm^2]. (TABLA 19, Anexo C)

W_t = Carga tangencial en el engrane [N]

C_v = Factor dinámico

I = Factor geométrico. (Figura 11, Anexo D)

B = Ancho de cara [mm]

D = Diámetro del piñón [mm]

$$C_p = 232$$

$$W_t = 630$$

$$C_v = 0.9778$$

$$I = 0.06$$

$$B = 17.3$$

$$D = 55$$

Reemplazando los valores en la ecuación (131), se obtiene:

$$\vartheta_c = 779.38 \text{ N/mm}^2$$

Resistencia a desgaste

El esfuerzo por contacto admisible se determina con la siguiente ecuación: [14]

$$\vartheta_{C,adm} = \frac{S_T C_L C_H}{C_T C_R} \quad (132)$$

Donde:

$\vartheta_{C,adm}$ = Esfuerzo por contacto admisible [N/mm^2]

S_T = Resistencia a la fatiga superficial según la AGMA [MPa]

C_L = Factor de duración

C_T = Factor de temperatura

C_R = Factor de confiabilidad

$S_T = 827$

$C_L = 1$

$C_T = 1$

$C_R = 1$

Reemplazando valores en la ecuación (132), se obtiene:

$$\vartheta_{C,adm} = 827 \text{ N/mm}^2$$

El factor de seguridad se calcula con la siguiente ecuación:

$$n = \frac{\vartheta_{C,adm}}{\vartheta_C} \quad (133)$$

Donde:

n = Factor de seguridad

$\vartheta_{C,adm}$ = Esfuerzo por contacto admisible [N/mm^2]

ϑ_C = Valor absoluto del esfuerzo por contacto [N/mm^2]

Reemplazando los valores en la ecuación (133), se obtiene:

$$n = 1.06$$

El factor de seguridad es aceptable, por las condiciones de trabajo de estos elementos, su funcionamiento es ocasional. Además a estos elementos se deben dar un tratamiento térmico, con la finalidad de mejorar las características superficiales de contacto.

5.6.5 Diseño del eje porta engranajes cónicos [14]

5.6.5.1 Selección de catalinas

Para el cálculo de la cadena no se considera el peso aproximado del tablón, sino el peso del sistema de elevación que es de 1336.36 N. El momento de rotación necesario se calcula utilizando la ecuación (107):

Donde:

$$F = 1336.36 \text{ N}$$

$$T_1 = \frac{1336.36 (47.5)}{2} \left(\frac{6.35 + \pi(0.15)(47.5)}{\pi(47.5) - 0.15(6.35)} \right) + \frac{1336.36 (0.15)(57)}{2}$$

$$T_1 = 11554.14 \text{ N.mm}$$

La carga tangencial transmitida se calcula mediante la ecuación (121).

$$W_t = 420.15 \text{ N}$$

La potencia necesaria para vencer la fuerza tangencial es:

$$P_m = \frac{v W_t}{33000} \quad (134)$$

Donde:

P_m = Potencia [HP]

W_t = Fuerza tangencial [lb]

V = Velocidad lineal [ft/min]

$W_t = 420.15 \text{ N}$

La velocidad lineal se calcula utilizando la ecuación (125), con los siguientes datos:

$d = 55 \text{ mm}$

$n = 24 \text{ rpm}$

Reemplazando valores se obtiene:

$$v = 69.09 \text{ mm/s [13.60 ft/min]}$$

Reemplazando valores en la ecuación (134), se obtiene:

$$P_m = 0.129 \text{ Kw [0.1732 HP]}$$

La potencia de diseño según la ecuación (63), es:

$$\mathbf{P = 0.155 Kw [0.2078 HP].}$$

Se elige una cadena ANSI 40. La capacidad nominal a 60 rpm (velocidad del volante impulsor) es:

$$\mathbf{P_r = 0.321 Kw [0.43 HP] (Interpolando)}$$

La potencia corregida se determina aplicando dos factores a la potencia nominal, en la ecuación (64).

Se elige el número de dientes de la rueda impulsora sea 12 ($Z_8 = 12$), con lo cual se obtiene que el factor de corrección K_1 es 0.70. La transmisión consta de un solo cordón, por lo que el factor K_2 es 1.0.

Reemplazando estos valores en la ecuación (64), se obtiene:

$$\mathbf{P_r' = 0.301 HP}$$

Comparando el valor de la potencia corregida con la potencia de diseño, se concluye que es satisfactorio.

Con el paso seleccionado y siendo el número de dientes de la rueda impulsora de 12, el diámetro de paso se calculará

utilizando la ecuación (65).

$$D_8 = 12.7 / \text{Sen } (180/12)$$

$$\mathbf{D_8 = 49.069 \text{ mm}}$$

Utilizando la ecuación (13), se obtiene la relación de transmisión:

$$i = 0.4$$

Además la relación de transmisión para cadenas está dada por la ecuación (13):

$$\mathbf{Z_9 = 30 \text{ dientes}}$$

Utilizando la ecuación (65), se obtiene el diámetro de paso:

$$D_8 = 12.7 / \text{Sen } (180/30)$$

$$\mathbf{D_8 = 121.49 \text{ mm}}$$

La longitud de la cadena se determina en función del número de pasos, siendo éste preferible par, de otro modo necesitaría un eslabón de compensación. La longitud se encuentra con la ecuación (71).

Donde:

L = Longitud de cadena [mm]

p = Paso de cadena [mm]

C = Distancia entre centros [mm]

Z₁ = Número de dientes de la catalina menor

Z_2 = Número de dientes de la catalina mayor

$$p = 12.7$$

$$C = 525$$

$$Z_1 = 12$$

$$Z_2 = 30$$

Reemplazando valores en la ecuación (71), se obtiene:

$$L/p = 103.87$$

$$L/p = 104 \text{ pasos}$$

El número par de pasos más próximo es 104, y éste será el que se utilice. Se requiere un ajuste en la distancia entre centros. El valor $L/p = 104$ se reemplaza en la ecuación (72):

$$C^2 - 527.05 C + 4.103508 = 0$$

Resolviendo esta ecuación se obtiene la distancia entre centros corregida:

$$\mathbf{C = 527 \text{ mm}}$$

Fuerza necesaria en el volante

Se conoce la potencia, y se puede calcular la fuerza que el hombre debe dar en el volante para poder subir la mesa.

$$P_m = 0.129 \text{ Kw [0.1732 HP]}$$

$$D = 300 \text{ mm}$$

Reemplazando la ecuación (125) en la ecuación (74), y despejando F, se obtiene:

$$F = 33000 (0.1732) (12) / [\pi (60) (11.811)]$$

$$\mathbf{F = 136.99 \text{ N [30.8 lb]}}$$

Cálculo de fuerzas en la cadena

De la sección (5.6.5.1) se tienen los siguientes datos:

$$P_m = 0.129 \text{ Kw [0.1732 HP]}$$

$$v = 69.09 \text{ mm/s [13.60 ft/min]}$$

La fuerza en la cadena se calcula en función de la potencia requerida y de la velocidad

Despejando la fuerza F de la ecuación (74) y reemplazando los datos correspondientes, se obtiene:

$$\mathbf{F = 1871.4 \text{ N}}$$

5.6.5.2 Esfuerzos en el eje

Para realizar el diseño del eje, se debe conocer las fuerzas que actúan sobre él, las mismas que son producidas por los engranajes cónicos sección (5.6.3.1), y la fuerza que ejerce la cadena sección (5.6.4.3)

$$W_a = 200.55 \text{ N}$$

$$W_r = 111.16 \text{ N}$$

$$W_t = 630 \text{ N}$$

$$F_Y = 1461.34 \text{ N}$$

$$F_Z = 1169.06 \text{ N}$$

Se genera un momento torsor, debido a la carga tangencial, según la ecuación:

$$M_t = W_t h \quad (134)$$

Donde:

M_t = Momento torsor [N.mm]

W_t = Fuerza tangencial [N]

h = Distancia del diámetro medio del engrane [mm]

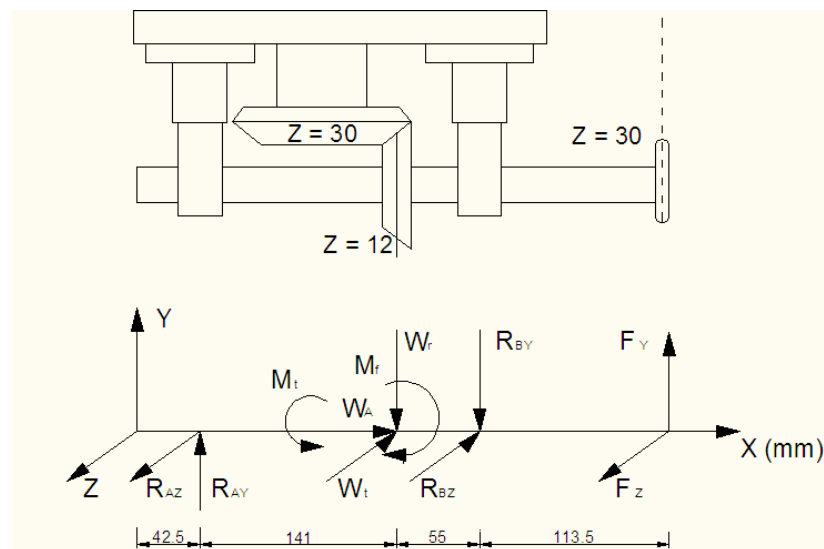


Figura 5.22 Eje porta engranajes cónicos

Reemplazando los valores en la ecuación (132), se obtiene:

$$M_t = 17325 \text{ N.mm}$$

Se genera un momento flector, debido a la carga axial, según la ecuación:

$$M_f = W_a h \quad (135)$$

Donde:

M_f = Momento flector [N.mm]

W_a = Fuerza axial [N]

h = Distancia del diámetro medio del engrane [mm]

Reemplazando los valores en la ecuación (133), se obtiene:

$$M_f = 5515.125 \text{ N.mm}$$

PLANO Y- X

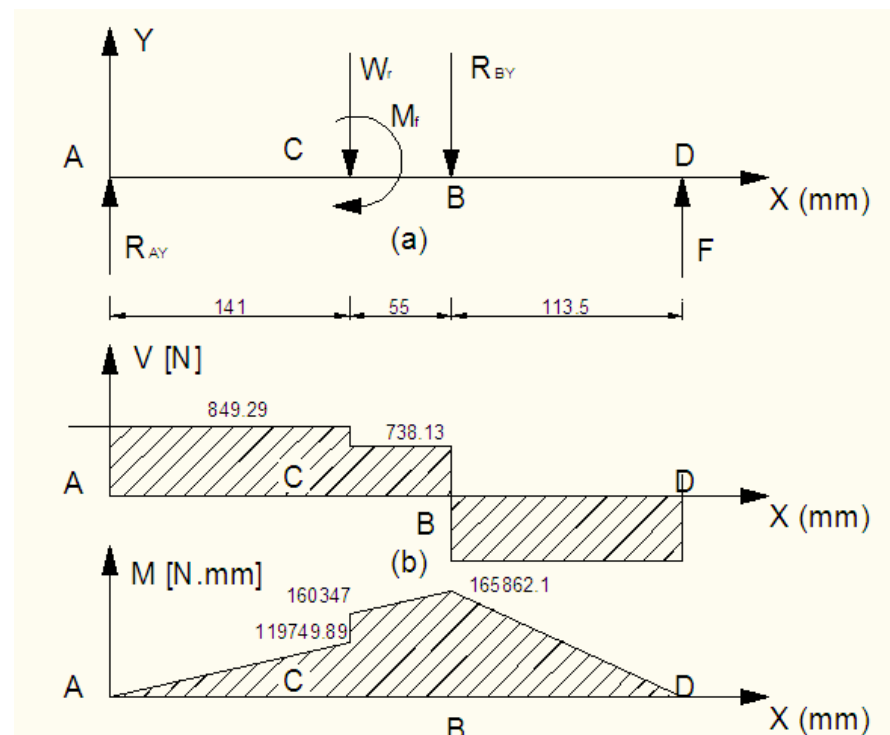


Figura 5.23 Eje porta engranajes cónicos

- Diagrama del cuerpo libre (Y-X)
- Diagrama de fuerzas cortantes
- Diagrama de momentos flectores

Reemplazando valores en la ecuación (32), se obtiene:

$$-W_r (141) - R_{BY} (196) - 5515.125 + F (309.5) = 0$$

$$R_{BY} = 2199.46 \text{ N}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (33), se obtiene:

$$-R_{AY} - W_R + - R_{BY} - F = 0$$

$$- R_{AY} = 849.29 \text{ N}$$

Plano Z- X

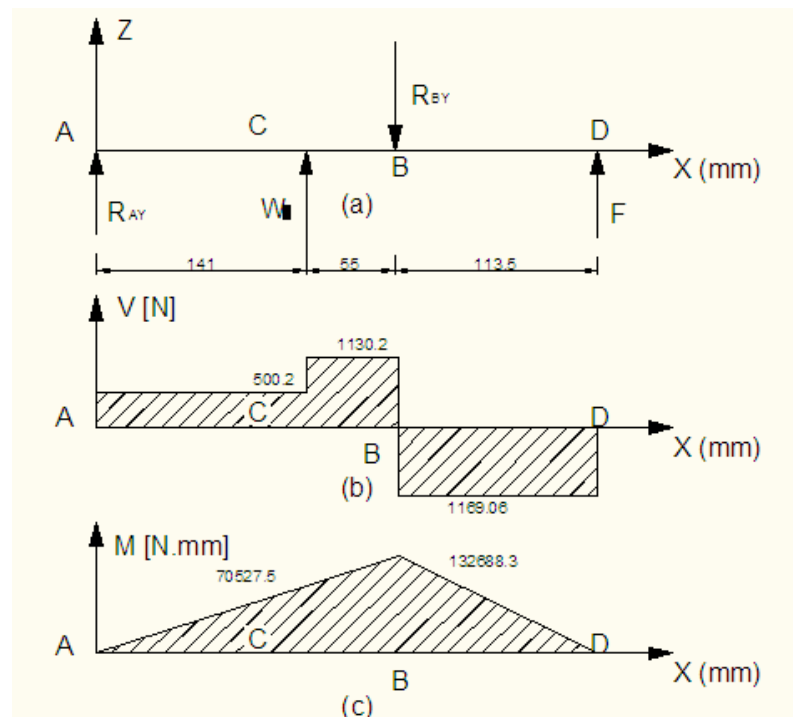


Figura 5.24 Eje porta engranajes cónicos

- a. Diagrama del cuerpo libre (Z-X)
- b. Diagrama de fuerzas cortantes
- c. Diagrama de momentos flectores

Reemplazando los valores en la ecuación (32), se obtiene:

$$141 W_t - R_{BZ} (196) + F (309) = 0$$

$$R_{BZ} = 2299.25 \text{ N}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (33), se obtiene:

$$R_{AZ} - W_t + - R_{BZ} + F = 0$$

$$R_{AZ} = 500.19 \text{ N}$$

La reacción en A se calcula reemplazando los valores en la ecuación (34).

$$R_A = [(849.29)^2 + (500.19)^2]^{1/2}$$

$$\mathbf{R_A = 985.64 \text{ N}}$$

La reacción en B se calcula reemplazando los valores en la ecuación (35).

$$R_B = [(2199.46)^2 + (2299.25)^2]^{1/2}$$

$$\mathbf{R_B = 3181.85 \text{ N}}$$

El momento flector crítico resultante se da en el punto B, se encuentra reemplazando valores en la ecuación (36).

$$M_f = [(165862.1)^2 + (132688.31)^2]^{1/2}$$

$$\mathbf{M_f = 212406.27 \text{ N}}$$

5.6.5.3 Diseño Estático

El material utilizado es el acero para transmisión: SAE 1018 (Bohler), con las siguientes características.

$$S_y = 235 \text{ N / mm}^2$$

$$S_{ut} = 450 \text{ N / mm}^2$$

Utilizando la ecuación (41), se obtiene el factor de seguridad.

$$n = 2.08$$

Este factor es aceptado y justificado por las condiciones de trabajo a las que está sometido el eje, con un trabajo ocasional.

5.6.5.4 Diseño a fatiga

El límite de resistencia a la fatiga se encuentra mediante la ecuación (42):

$$S'_e = 239.6 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Determinación de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Para $a = 4.51$; $b = -0.265$. Para maquinado, se determina K_a empleando la ecuación (44):

$$K_a = 0.89346$$

Para un diámetro de 25.4 mm se determina K_b mediante la

ecuación (45):

$$K_b = 0.8724$$

$$K_c = 0.753 \quad 99\% \text{ de confiabilidad (TABLA 31, Anexo D)}$$

$$K_d = 1.010 \quad \text{Para } T \leq 450^\circ\text{C (TABLA 32, Anexo D)}$$

Con el valor de $S_{ut} = 0.45 \text{ GPa}$ y el radio de la muesca $r = 2 \text{ mm}$, se tiene:

$$q = 0.72$$

Con los valores de: $(D/d = 1 \text{ y } r/d = 0.008)$ $d = 25.4 \text{ mm}$; $D = 25.4 \text{ mm}$

$$K_t = 1$$

Utilizando la ecuación (47), se obtiene:

$$K_f = 1$$

Reemplazando los valores en la ecuación (46), se obtiene:

$$K_e = 1$$

Utilizando la ecuación (43), sustituyendo los resultados, se obtiene:

$$S_e = 142 \text{ N/mm}^2$$

Cálculo de esfuerzos fluctuantes.

En el eje se presenta: Flexión alternante, axial y torsión constante.

Conociendo los momentos:

$$M_{t \max} = 17325 \text{ N.mm}$$

$$M_{f \max} = 212406.27 \text{ N.mm}$$

El esfuerzo torsión máximo según la ecuación (56) es:

$$\zeta_{\text{máx}} = 5.38 \text{ N/mm}^2$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (57), se obtiene:

$$\vartheta_{af} = 132.02 \text{ N/mm}^2$$

La carga axial de la sección (5.6.3.1), es:

$$F_a = 200.55 \text{ N}$$

El esfuerzo axial producido por ésta fuerza se calcula la ecuación:

Reemplazando valores en la ecuación (59), se obtiene:

$$\vartheta_{aa} = 0.3957 \text{ N/mm}^2$$

Se encuentra un esfuerzo resultante, con la ecuación (54).

$$\vartheta_{xa} = (132.02 + 0.3957)$$

$$\vartheta_{xa} = 132.41 \text{ N/mm}^2$$

De la ecuación (54), se obtiene:

$$\vartheta_a' = 0.3957 \text{ N/mm}^2$$

De la ecuación (55), se obtiene:

$$\vartheta_m' = 9.325 \text{ N/mm}^2$$

Según la ecuación (61), se obtiene:

$$S_m' = 9.65 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto el factor de seguridad utilizando la ecuación (62) es:

$$n = 1.05.$$

Este factor de seguridad es bajo, pero es aceptado por las mismas condiciones expuestas en el diseño estático.

5.6.5.5 Flexión. Cálculo de los desplazamientos

Flecha máxima en el plano X- Y

Partiendo de la figura 5.23, se tienen los siguientes datos:

$$F_Y = 1461.34 \text{ N}$$

$$R_{AY} = 849.29 \text{ N}$$

$$R_{BY} = 2199.46 \text{ N}$$

$$W_r = 111.16 \text{ N}$$

$$M_f = 5515.12 \text{ N}$$

Aplicando la ecuación (49), se obtiene:

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = R_{AY} x - W_r (x - 141) + M - R_{BY} (x - 196)$$

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = 849.29 x + 111.16 (x - 141) - 5515.12 - 2199.46 (x - 196)$$

Aplicando integrales a la ecuación anterior:

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = 424.64 x^2 + 55.58 (x - 141)^2 - 5515.12 - 1099.73 (x - 196)^2 + C$$

$$EI_e y = 141.54 x^3 + 18.52 (x - 141)^3 - 5515.12 x - 366.57 (x - 196)^2 + C x + D$$

Aplicando las condiciones de frontera para encontrar las constantes de integración, se tiene:

Punto A $x = 0 \quad y = 0$

Punto B $x = 196 \quad y = 0$

Reemplazando las condiciones de frontera:

$$C = -5421981 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad D = -5515.12 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$$

Reemplazando las constantes de integración, se tiene:

$$y = 141.54 x^3 + 18.52 (x - 141)^3 - 5515.12 x - 366.57 (x - 196)^2 - 5421981.28 x + 55$$

Obteniéndose la flecha máxima en el punto C donde $x = 309.5$ mm y $d = 25.4$ mm:

$$y = 0.448 \text{ mm}$$

La flecha admisible depende de la relación: 1/300 de su longitud. [23]

Por tanto: $y_{max} = 1.031 \text{ mm}$

En este caso el valor de la flecha máxima es mucho menor que el valor de la flecha admisible.

Ángulo de giro

Aplicando la ecuación (51), se obtiene:

Punto A cuando $x = 0$ y $d = 25.4 \text{ mm}$

$$\phi = (-7.338 \times 10^{-2})^\circ$$

Punto B cuando $x = 196$ y $d = 25.4 \text{ mm}$

$$\phi = (0.0145)^\circ$$

Los ángulos máximos de inclinación de las secciones de los apoyos deben ser inferiores a $0.001 \text{ rad} = 5.73 \times 10^{-2}$ grados, por lo que el ángulo obtenido en este plano es mucho menor al máximo permitido.

Flecha máxima en el plano Y- Z

Partiendo de la figura 5.24, se tienen los siguientes datos:

$$R_{AZ} = 500.19 \text{ N}$$

$$W_t = 630 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = 2229.25 \text{ N}$$

$$F_z = 1169.06 \text{ N}$$

Aplicando las ecuaciones (49), se obtiene:

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = R_{AZ}x + W_t (x - 141) - R_{BZ} (x - 196)$$

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = 500.19 x + 630(x - 141) - 2229.25 (x - 196)$$

Aplicando integrales a la ecuación anterior:

$$EI_e \frac{d^2y}{dx^2} = 250.096 x^2 + 315 (x - 141)^2 - 1114.625 (x - 196)^2 + C$$

$$EI_e y = 83.365 x^3 + 105 (x - 141)^3 - 371.542 (x - 196)^3 + C x +$$

D

Aplicando las condiciones de frontera para encontrar las constantes de integración, se tiene:

$$\text{Punto A} \quad x = 0 \quad y = 0$$

$$\text{Punto B} \quad x = 196 \quad y = 0$$

Reemplazando las condiciones de frontera:

$$C = -3291679.304 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad D = 0$$

Reemplazando las constantes de integración, se tiene:

$$EI_e y = 83.365 x^3 + 105 (x - 141)^3 - 371.542 (x - 196)^3 - 3291679.304 x + D$$

Obteniéndose la flecha máxima en el punto C donde $x = 309.5$

mm y $d = 25.4$ mm:

$$y = 0.334 \text{ mm}$$

La flecha admisible depende de la relación: 1/300 de su longitud. Por tanto: $y_{max} = 1.0316 \text{ mm}$

En este caso el valor de la flecha máxima es mucho menor que el valor de la flecha admisible.

Ángulo de giro

Aplicando la ecuación (51), se obtiene:

Punto A cuando $x = 0$ y $d = 25.4 \text{ mm}$

$$\theta = (-4.459 \times 10^{-2})^\circ$$

Punto B cuando $x = 196$ y $d = 25.4 \text{ mm}$

$$\theta = (9.847 \times 10^{-2})^\circ$$

Los ángulos máximos de inclinación de las secciones de los apoyos deben ser inferiores a $0.001 \text{ rad} = 5.73 \times 10^{-2}$ grados, por lo que el ángulo obtenido en este plano es mucho menor al máximo permitido.

5.7 Análisis del sistema de regulación del machihembrador [14]

El mecanismo utilizado para la regulación del machihembrador es el sistema tornillo y tuerca. Este dispositivo logra convertir el giro o desplazamiento angular en un desplazamiento horizontal, y así transmitir la

acción de una fuerza.

Este mecanismo regula en la bancada los ejes portafresas, que recorren sobre la cola de milano.

Para iniciar éste análisis se parte eligiendo un tornillo de transmisión de rosca cuadrada que tiene un paso de: 6.35 mm [4 hilos/plg]. La carga que soporta el tornillo y la tuerca es aproximadamente 200 lb [890 N] de peso. Este valor incluye el eje machihembrador, el disco adecuado, el motor con sus respectivos accesorios como son: polea, bandas, etc.

La fuerza aproximada que un hombre puede transmitir a través de una manija hacia el tornillo es:

$$F_1 = 133.636 \text{ N } [30 \text{ lb}]$$

Con esta fuerza se procede a calcular los momentos:

$$M_1 = F_1 d_1 \tag{136}$$

Donde:

M_1 = Momento en la manija [N.mm]

F_1 = Fuerza exterior [N]

d_1 = Altura de la manija [mm]

Reemplazando valores en la ecuación (134), se obtiene:

$$M_1 = 13363.6 \text{ N.mm}$$

$$M_2 = F_1 d_2 \quad (137)$$

Donde:

M_2 = Momento en el tornillo [N.mm]

d_2 = Longitud del tornillo [mm]

$d_2 = 360$

Reemplazando valores en la ecuación (135), se obtiene:

$M_2 = 48108.96$ N.mm

El momento total que se produce en el tornillo es:

$$M = M_1 + M_2 \quad (138)$$

Reemplazando valores en la ecuación (136), se obtiene:

$$\mathbf{M = 61472.56 \text{ N.mm}}$$

Para calcular el diámetro, se utiliza la ecuación del esfuerzo de flexión:

$$\vartheta = \frac{32 M}{\pi d^3} \leq \frac{S_y}{n} \quad (139)$$

De la ecuación (139), se despeja el diámetro:

$$d^3 = 32 M n / (\pi S_y)$$

Donde:

n = Factor de seguridad

$$\mathbf{n = 2.5}$$

Reemplazando los valores correspondientes, se obtiene:

$$\mathbf{d = 19.534 \text{ mm}}$$

Para calcular el diámetro medio se reemplaza valores en la ecuación (109), se obtiene:

$$d_m = 22.709 \text{ mm}$$

Para calcular el diámetro exterior se reemplaza valores en la ecuación (110), se obtiene:

$$d_e = 25.88 \text{ mm}$$

El avance del tornillo se calcula utilizando la ecuación (106), donde $N = 1$, número de entradas elegido.

$$L = 6.35 \text{ mm}$$

Utilizando la ecuación (107), se encuentra el momento de rotación necesario para hacer que el tornillo gire en contra de la carga, con los siguientes datos: $F = 890 \text{ N}$, $\mu = \mu_c = 0.1$ Acero / acero, $d_c = 40 \text{ mm}$; por lo tanto se obtiene:

$$T = \frac{890 (22.709)}{2} \left(\frac{6.35 + \pi(0.15)(22.709)}{\pi(22.709) - 0.15 (6.35)} \right) + \frac{890 (0.15)(40)}{2}$$

$$T = 5117.973 \text{ N.mm}$$

Para que el tornillo sea autoasegurante, debe cumplir la siguiente condición:

$$\pi \mu d_m > l$$

$$10.7 > 6.35$$

5.7.1 Diseño del tornillo de potencia.

El esfuerzo de flexión es:

$$\vartheta_x = \frac{32 M}{\pi d_m^3} \quad (140)$$

Reemplazando valores en la ecuación (140), se obtiene:

$$\vartheta_x = 53.467 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo de torsión se obtiene reemplazando valores en la ecuación (111), se obtiene:

$$\zeta_{xy} = 2.225 \text{ N/mm}^2$$

Se utiliza la teoría de Von Mises, que se expresa en la ecuación (112), donde se obtiene:

$$\vartheta = 53.605 \text{ N/mm}^2$$

Según la teoría de la energía de distorsión, se utiliza la ecuación (114), donde se obtiene:

$$S_{sy} = 121.17 \text{ N/mm}^2$$

Reemplazando este valor en la ecuación (116), se obtiene el factor de seguridad

$$n = 2.26$$

5.7.2 Diseño de la tuerca

5.7.2.1 Por aplastamiento

Asumo una altura de la tuerca de 40 mm, que es una medida adecuada y recomendada para este tipo de trabajo y por tanto de la ecuación (117) despejando n.

$$n = [\pi (d_e^2 - d_i^2) H S_y] / (4pF)$$

El material utilizado es un acero SAE 1010, cuya resistencia de fluencia es:

$$S_y = 180 \text{ N/mm}^2$$

Reemplazando datos, en la ecuación anterior, se obtiene:

$$n = 288$$

5.7.2.2 Por flexión

De la ecuación (118), se despeja el factor de seguridad:

$$n = \pi d_m H S_y / 6F$$

$$n = 96.19$$

5.7.2.3 Por Corte

Según la ecuación (89), se obtiene:

$$S_{sy} = 90 \text{ N/mm}^2$$

De la ecuación (119), se despeja el factor de seguridad:

$$n = \pi d_m H S_{sy} / 2F$$

$$n = 144.28$$

5.8 Análisis y diseño del bastidor

Para el análisis del bastidor se utilizan dos columnas cargadas axialmente. Esta transmite una fuerza de compresión cuya resultante en cada extremo coincide aproximadamente con el eje centroidal longitudinal del miembro.

La columna será maciza, con el fin de soportar la carga aplicada y dar alojamiento a los diferentes dispositivos del mecanismo. Se considera que dicha carga es soportada por las dos columnas de manera equitativa.

$F = 30000 \text{ N}$ (carga de compresión estimada)

$L = 867 \text{ mm}$ (altura de la columna)

Material: Acero estructural grado C (A36)

$$S_y = 2320 \text{ Kg/cm}^2$$

La sección y las características geométricas de la columna elegida se representan en la Figura 5.25.

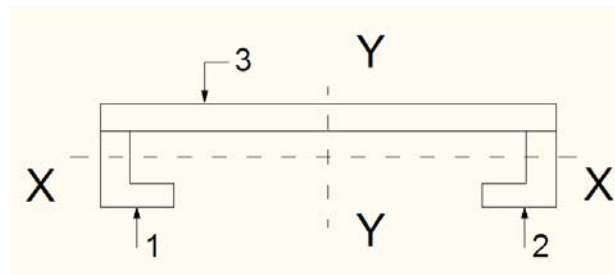


Figura 5.25 Bastidor

Elemento 1: Angulo 1: L63 x 63 x 4 mm [23]

Elemento 2: Angulo 2: L63 x 63 x 4 mm

Elemento 3: Angulo 3: 518 x 4 mm

Se calcula las coordenadas del centro de gravedad de la sección con las siguientes fórmulas: [23]

$$X_o = \frac{A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3}{A_1 + A_2 + A_3} \quad (141)$$

$$Y_o = \frac{A_1 Y_1 + A_2 Y_2 + A_3 Y_3}{A_1 + A_2 + A_3} \quad (142)$$

Donde:

A_1 = Área del ángulo 1 [mm^2]

A_2 = Área del ángulo 2 [mm^2]

A_3 = Área de la placa [mm^2]

X_1 = Distancia del eje y_1 al centro de gravedad del ángulo 1 [mm]

X_2 = Distancia del eje y_1 al centro de gravedad del ángulo 2 [mm]

X_3 = Distancia del eje y_1 al centro de gravedad de la placa [mm]

Y_1 = Distancia del eje x_1 al centro de gravedad del ángulo 1 [mm]

Y_2 = Distancia del eje x_1 al centro de gravedad del ángulo 2 [mm]

Y_3 = Distancia del eje x_1 al centro de gravedad de la placa [mm]

Tabla 12 Descripción de los elementos del bastidor

Fig.	Área de sección (cm ²)	Posición del centro de gravedad x o y (cm)	Momentos de inercia respecto a los ejes centrales propios	
			I _{xx} (cm ⁴)	I _{yy} (cm ⁴)
1	4.96	1.69	18.9	18.9
2	4.96	1.69	18.9	18.9

$$x_1 = x_2 = (6.3 - x) + 0.4$$

$$x_1 = (6.3 - 1.69) + 0.4$$

$$x_1 = x_2 = 5.01 \text{ cm}$$

$$x_3 = 0.2 \text{ cm}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (141), se obtiene:

$$x_0 = 1.75728 \text{ cm}$$

$$y_1 = 50.11 \text{ cm}$$

$$y_2 = 1.69 \text{ cm}$$

$$y_3 = 25.9 \text{ cm}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (142), se obtiene:

$$y_0 = 25.9 \text{ cm}$$

Con los resultados obtenidos, encuentro el punto 0, es decir, el centro de

gravedad de la sección. Procedo al cálculo de los momentos de inercia respecto al eje X, utilizando la siguiente ecuación: [23]

$$I_x = I_{xx} + I'_x \quad (143)$$

Donde:

I_x = Momento de inercia respecto al eje X [cm^4]

I_{xx} = Momento de inercia de la figura correspondiente respecto al eje X [cm^4]

I'_x = Momento de inercia respecto al eje central [cm^4]

Reemplazando los valores correspondientes de la ecuación (141), se obtiene:

Elemento 1

$$I_x = I_{xx1} + A_1 a_1^2$$

Donde:

a_1 = Distancia entre los ejes [cm]

$$I_{x1} = 18.9 + 4.96 (y_1 - y_o)^2$$

$$I_{x1} = \mathbf{2926.075 \text{ cm}^4}$$

Elemento 2

$$I_{x2} = I_{x1}$$

Elemento 3

$$I_{x3} = I_{xx3} + A_3 a_3^2$$

$$I_{x3} = \frac{b(h)^3}{12} + A_3 (y_3 - y_0)^2$$

$$I_{x3} = 4633.061 \text{ cm}^4$$

El momento total de inercia de la sección, respecto al eje X es:

$$I_x = I_{x1} + I_{x2} + I_{x3} \quad (144)$$

Reemplazando valores en la ecuación (144), se obtiene:

$$I_x = 10485.211 \text{ cm}^4$$

El momento total de inercia respecto al eje Y es: [23]

$$I_y = I_{yy} + I'_y \quad (145)$$

Donde:

I_y = Momento de inercia respecto al eje Y [cm^4]

I_{yy} = Momento de inercia de la figura correspondiente respecto al eje Y [cm^4]

I'_y = Momento de inercia respecto al eje central [cm^4]

Reemplazando los valores correspondientes de la ecuación (143), se obtiene:

Elemento 1

$$I_y = I_{yy1} + A_1 b_1^2$$

Donde:

b_1 = Distancia entre los ejes [cm]

$$I_{y1} = 18.9 + 4.96 (x_1 - x_0)^2$$

$$I_{x1} = 71.3777 \text{ cm}^4$$

Elemento 2

$$I_{Y2} = I_{Y1}$$

Elemento 3

$$I_{Y3} = I_{YY3} + A_3 b_3^2$$

$$I_{Y3} = \frac{b(h)^3}{12} + A_3 (x_3 - x_0)^2$$

$$I_{x3} = 50.5247 \text{ cm}^4$$

El momento total de inercia de la sección, respecto al eje Y es:

$$I_Y = I_{Y1} + I_{Y2} + I_{Y3} + I_{Y4} \quad (146)$$

Reemplazando valores en la ecuación (146), se obtiene:

$$I_Y = 193.2801 \text{ cm}^4$$

El radio mínimo de giro se expresa en la siguiente ecuación

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (147)$$

Reemplazando valores en la ecuación (147), se obtiene:

$$r = 2.5116 \text{ cm}$$

5.1 Relación de esbeltez

Conociendo que la altura del bastidor $L = 867 \text{ mm}$, entonces la relación

de esbeltez será: [22]

$$\left(\frac{L}{r}\right)_{\max} = \left(\frac{L}{r}\right)_{\min} \quad (148)$$

Reemplazando valores en la ecuación (148), se obtiene:

$$\left(\frac{L}{r}\right)_{\max} = \mathbf{34.5198}$$

5.8.2 Esfuerzo permisible

La fórmula para columnas AREA del AISC para valores de (L/r) entre 0 y 140 es: [22]

$$S_p = \frac{P}{A} = 1055 - 0.0234 \left(\frac{L}{r}\right)^2 \quad (149)$$

Donde:

S_p = Esfuerzo permisible [Kg/cm^2]

Reemplazando valores en la ecuación (149), se obtiene:

$$S_p = \mathbf{1027.116 \text{ Kg}/\text{cm}^2}$$

5.8.3 Esfuerzo real

$$\vartheta = \frac{P}{A} = n \left(\frac{P}{A}\right) \quad (150)$$

Donde:

ϑ = Efuerzo real [Kg/cm^2]

$$\mathbf{A = 30.64 \text{ cm}^2}$$

Empleando un factor de seguridad a la carga de compresión $n = 2$ se obtiene reemplazando valores en la ecuación (150).

$$\vartheta = 233.074 \text{ Kg/cm}^2$$

La condición a cumplirse para que el diseño sea adecuado es:

$$\vartheta < S_p$$

$$233.094 < 1027.116$$

Puesto que el valor del esfuerzo real es menor que el valor del esfuerzo permisible, entonces se concluye que las columnas elegidas satisfacen las condiciones de carga.

5.9 Selección de accesorios.

5.9.1 Diseño de los resortes

Los órganos de presión, que se utilizan en este tipo de máquinas son muelles de compresión helicoidales, los mismos que están dispuestos en la parte anterior y posterior del cilindro alimentador, es decir estos oprimen la madera antes de machihembrarlo. Los alambres seleccionados se fabrican de alambre redondo, enrollado en forma cilíndrica recta con un espaciamiento constante entre bobinas adyacentes.

El material utilizado es Alambre para cuerda musical [14]

- No. ASTM: A228

- Límites de temperatura: 0 – 250°C

Acero de alta calidad con 0.80% a 0.95% de carbón; muy alta resistencia; excelente acabado superficial; extruido duro; buen rendimiento en cuanto a fatiga.

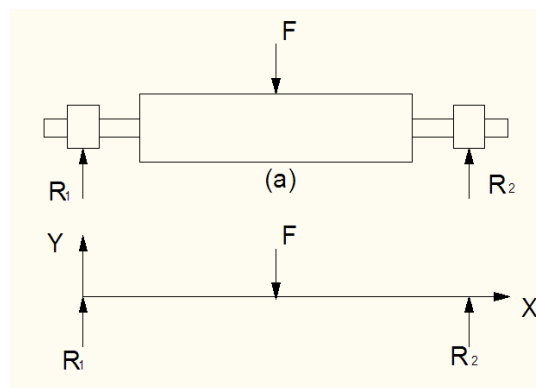


Figura 5.26 Diagrama de las reacciones sobre los resortes

- a. Diagrama de cuerpo libre. b. Diagrama de las fuerzas X – Y

Estos resortes deben soportar una carga de 1 a 10 Kg (98 N) por cada 100mm de anchura cepillada sección (4.3.2). El diseño de estos resortes se los realiza a torsión.

$$F = 3 F'$$

$$F = 294 \text{ N}$$

Por tanto se obtiene que:

$$R_1 = R_2 = 147 \text{ N}$$

La fuerza exterior máxima que soportará el resorte es:

$$F_{m\acute{a}x} = 147 \text{ N}$$

Se estima que la flecha máxima es: $y = 20 \text{ mm}$

Para el cálculo de la constante del resorte se utiliza la siguiente ecuaci3n:

[14]

$$K = \frac{F}{y} \quad (151)$$

Donde:

K = Constante o m3dulo de rigidez del resorte [N/mm]

F = Fuerza máxima que soporta el resorte [N]

y = Flecha máxima [mm]

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuaci3n (151), se obtiene:

$$k = 7.35 \text{ N/mm}$$

Para la elecci3n de la longitud libre del resorte (L_0) se debe tomar en cuenta el espacio disponible en la maqquina. Se asume $L_0 = 60 \text{ mm}$

Para calcular la carga de compresi3n a la que está sometido el resorte, se utiliza la siguiente ecuaci3n:

$$F_1 = K Y_1 \quad (152)$$

Donde:

F_1 = Carga de compresi3n o fuerza mínima [N]

Y_1 = Distancia comprimida del resorte [mm]

$Y_1 = 5 \text{ mm}$ (valor estimado)

Reemplazando estos datos en la ecuación (152), se obtiene:

$$F_1 = 36.75 \text{ N}$$

Fluctuación de los esfuerzos.

Se tienen como datos los valores calculados anteriormente, y son:

$$F_{m\acute{a}x} = 147 \text{ N}$$

$$F_{min} = 36.75 \text{ N}$$

Para calcular la fuerza media se utiliza la siguiente ecuación [14]

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{min}}{2} \quad (153)$$

Reemplazando valores en la ecuación (153), se obtiene:

$$F_m = 91.875 \text{ N}$$

Para calcular la fuerza alternante se utiliza la siguiente ecuación: [14]

$$F_a = \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{min}}{2} \quad (154)$$

Reemplazando valores en la ecuación (154), se obtiene:

$$F_a = 55.125 \text{ N}$$

Para calcular la amplitud del esfuerzo se utiliza la siguiente ecuación: [14]

$$\zeta_B = K_B \frac{8 F_a D}{\pi d^3} \quad (155)$$

Donde:

ζ_B = Amplitud de esfuerzo [N/mm²]

K_B = Factor de Bergstrasser

D' = Diámetro exterior [mm]

d = Diámetro de Bergstrasser constitutivo del resorte [mm]

El factor de Bergstrasser, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$K_B = \frac{4C+2}{4C-3} \quad (156)$$

$$C = \frac{D}{d} \quad (157)$$

Donde:

C = Índice del resorte

D = Diámetro exterior medio [mm]

Conociendo como datos previos que: $D' = 30$ mm; $d = 3$ mm, se procede a calcular el diámetro medio:

$$D = 30 - 3 = 27 \text{ mm}$$

Se reemplaza los valores correspondientes en la ecuación (157), se obtiene:

$$C = 9 \text{ mm}$$

Reemplaza este valor en la ecuación (156), se obtiene:

$$K_B = 1.1515$$

Reemplazo los valores correspondientes en la ecuación (155), se obtiene:

$$\zeta_B = 161.641 \text{ N/mm}^2$$

Para determinar el esfuerzo medio se aplica la siguiente ecuación: [14]

$$\zeta_m = K_S \frac{8 F_m D}{\pi d^3} \quad (158)$$

Donde:

ζ_m = Esfuerzo medio [N/mm²]

K_S = Factor de corrección de esfuerzo cortante

El factor de corrección de esfuerzo cortante se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$K_S = \frac{2 C + 1}{2 C} \quad (159)$$

Reemplazo los valores correspondientes en la ecuación (158), se obtiene:

$$K_S = 1.0555$$

Reemplazo los valores correspondientes en la ecuación (158), se obtiene:

$$\zeta_m = 246.94 \text{ N/mm}^2$$

Para calcular la resistencia última mínima a la tensión, se utiliza la siguiente ecuación: [14]

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (160)$$

Donde:

m = Para alambre de cuerda musical

$m = 0.163$

$$A = 2060 \text{ N/mm}^2$$

Reemplazando los valores correspondientes de la ecuación (160), se obtiene:

$$S_{ut} = 1722.25 \text{ N/mm}^2$$

El módulo torsional de ruptura es: [14]

$$S_{su} = 0.67 S_{ut} \quad (161)$$

Reemplazando el valor correspondiente, en la ecuación (161), se obtiene:

$$S_{su} = 1154 \text{ N/mm}^2$$

El resorte no está tratado con perdigones y así el límite de fatiga torsional del acero para resortes recomendado por Zimmerli es:

$$S_{se} = 310 \text{ N/mm}^2$$

Para obtener el factor de seguridad que protege contra la falla por fatiga según el criterio de Goodman es: [14]

$$n = \frac{S_{se} S_{su}}{\zeta_a S_{su} + \zeta_m S_{se}} \quad (162)$$

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (162), se obtiene:

$$n = 1.36$$

Para calcular el número de espiras activas se aplica la siguiente

ecuación: [14]

$$N_a = \frac{d^4 G}{8 K D^3} \quad (163)$$

Donde:

N_a = Número de espiras activas

G = Módulo de rigidez del resorte [N/mm²]

G = 79300 N/mm²

Reemplazando estos valores en la ecuación (163), se obtiene:

$$N_a = 5.55 \text{ espiras}$$

Para calcular el número total de espiras del resorte (N_T), cuando éste tiene sus extremos a escuadra y aplanados, se utiliza la siguiente ecuación: [14]

$$N_T = N_a + 2 \quad (164)$$

Reemplazo los valores correspondientes en la ecuación (164), se obtiene:

$$N_T = 7.55 \text{ espiras} \sim 8 \text{ espiras}$$

La longitud total del resorte con todas las espiras juntas (L_s), es:

$$L_s = N_T (3) \quad (165)$$

Reemplazo los valores correspondientes en la ecuación (165), se obtiene:

$$L_s = 24 \text{ mm}$$

El cálculo de la flecha se lo realiza mediante la siguiente ecuación:

$$Y_s = L_o - L_s \quad (166)$$

Reemplazo los valores correspondientes (166), se obtiene:

$$Y_s = 36 \text{ mm}$$

La fuerza necesaria para que se junten las espiras es:

$$F_s = K Y_s \quad (167)$$

Reemplazo los valores correspondientes en la ecuación (167), se obtiene:

$$F_s = 264.6 \text{ N}$$

Para garantizar que al aplicar la fuerza F_s no se juntan las espiras, debe cumplirse que:

$$F < F_s$$

$$147 < 264.6$$

Tensión de trabajo admisible (ζ_{ad}): [15]

$$\zeta_{ad} = \frac{16 R F}{\pi d^3} \quad (168)$$

Donde:

R = Radio medio [mm]

F = Carga máxima admisible [N]

R = 13.5 mm

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (168), se obtiene:

$$\zeta_{ad} = 374.332 \text{ N/mm}^2$$

Para calcular la tensión admisible del material (ζ), se emplea la siguiente ecuación: [14]

$$\zeta = 0.45 S_{ut} \quad (169)$$

Reemplazando el valor correspondiente en la ecuación (169), se obtiene:

$$\zeta = 7975.0125 \text{ N/mm}^2$$

Para garantizar que el resorte resiste, debe cumplirse la siguiente condición:

$$\zeta_{ad} < \zeta$$

$$374.322 < 7975.0125$$

Flecha máxima (f): [15]

$$f = \frac{64 N_T R^3}{d^4} \frac{F}{G} \quad (170)$$

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (170), se obtiene:

Para garantizar que el resorte resiste, debe cumplirse la siguiente condición:

$$y < f$$

$$20 < 28.83$$

5.9.2 Selección de rodamientos

La selección de rodamientos consiste en determinar básicamente el tipo, tamaño y horas de funcionamiento, para una determinada aplicación. Se utilizará para la selección de rodamientos el CATÁLOGO GENERAL SKF

5.9.2.1 Selección para el eje portacuchillas

La elección del tipo de rodamiento se haya afectado de los siguientes factores:

Espacio disponible

Disposición y magnitud de las cargas

Desalineación angular

Velocidad

Precisión

Funcionamiento silencioso

Rigidez

Desplazamiento

Montaje y desmontaje

Observando cada una de las características para los diferentes tipos de rodamientos, así como el aspecto económico y disposición de cargas que son exclusivamente radiales se ha determinado como más adecuado el

Rodamiento rígido de bolas de una hilera (TABLA 39, Anexo D).

Selección del tamaño del rodamiento

El tamaño del rodamiento se selecciona en base a la capacidad de carga respecto a las cargas que ha de soportar y a los requisitos de fiabilidad y duración.

Partiendo de las cargas que actúan en los apoyos, se concluye que el rodamiento B es el más crítico. De la sección (5.1.4.1), se tiene:

$$F_r = R_B = 1547,861 \text{ N}$$

$$F_a = 0 \text{ N}$$

Donde:

F_r = Carga radial aplicada [N]

F_a = Carga axial aplicada [N]

Capacidad estática de carga: [24]

$$C_o = S_o P_o \tag{171}$$

Donde:

C_o = Capacidad estática de carga [N]

S_o = Coeficiente de seguridad relativa a la carga estática

P_o = Carga estática equilibrada [N]

La siguiente ecuación se utiliza para determinar la carga estática equivalente: [24]

$$P_o = F_r \quad (172)$$

Al sustituir estos valores en la ecuación (172), se obtiene:

$$P_o = 1547.861 \text{ N}$$

$S_o = 3$ Para casos de elevada exigencia (TABLA 40, Anexo D)

Reemplazando estos valores en la ecuación (171), se obtiene:

$$C_o = 4643.592 \text{ N}$$

Capacidad dinámica de carga: [24]

$$C = P (L_{10})^{1/p} \quad (173)$$

Donde:

C = Capacidad dinámica de carga [N]

P = Carga dinámica equivalente [N]

L_{10} = Vida del cojinete en millones de revoluciones

p = Para los rodamientos de bolas

$$p = 3$$

La carga dinámica equivalente (P) es: [24]

$$P = F_r \text{ Cuando } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

Donde:

e = Factor de cálculo

$$e > 0$$

Reemplazando valores en la ecuación (173), se obtiene:

$$P = 1547.861 \text{ N}$$

En el catálogo se observa que para máquinas que trabajan 8 horas diarias totalmente utilizadas, las horas de servicio (TABLA 41, Anexo D). Con éste valor se procede a calcular la vida en millones de revoluciones (Figura 13, Anexo D), obteniéndose así:

$$L_{10} = 7000$$

Reemplazando valores en la ecuación (173), se obtiene:

$$C = 29609.5157 \text{ N}$$

Con los datos anteriormente determinados y para un diámetro interno de 35 mm se selecciona rodamientos del tipo SKF6307 (TABLA 42, Anexo D), que tiene una capacidad de carga dinámica $C = 33200 \text{ N}$. Para el apoyo A, se utiliza el mismo tipo de rodamiento ya que la carga es menor que la calculada.

5.9.2.2 Selección para el eje machihembrador

Observando el tipo de cargas aplicadas y la disposición de las mismas (radial y axial), se ha determinado como más adecuado el rodamiento rígido de bolas de una hilera. (TABLA 39, Anexo D)

- **Capacidad de carga radial:** Buena
- **Capacidad de carga de empuje:** Aceptable
- **Capacidad de desalineación:** Aceptable

La pista de rodamientos interna se presiona contra la flecha en el asiento del cojinete con un ajuste de interferencia pequeño para asegurar que gire junto con el eje o flecha.

Selección del tamaño del rodamiento

Partiendo de las cargas que actúan en los apoyos, se concluye que el rodamiento B es el más crítico. De la sección (5.2.4.1), se tiene:

$$F_r = R_B = 381.863 \text{ N}$$

$$F_a = 276.311 \text{ N}$$

Donde:

$$F_r = \text{Carga radial aplicada [N]}$$

$$F_a = \text{Carga axial aplicada [N]}$$

Capacidad estática de carga:

La siguiente ecuación se utiliza para determinar la carga estática:

[24]

$$P_o = 0.6 F_r + 0.5 F_a \quad (174)$$

Al sustituir los valores en la ecuación (174), se obtiene:

$$P_o = \mathbf{367.273 \text{ N}}$$

El coeficiente de seguridad relativa a la carga estática para casos de elevada exigencia es:

$$S_o = 3$$

Según la ecuación (171), se tiene:

$$C_o = 1101.819 \text{ N}$$

Capacidad dinámica de carga:

La carga dinámica equivalente (P) depende de la relación entre la carga axial F_a y la capacidad de carga estática C_o

$$\frac{F_a}{C_o} \quad (175)$$

Reemplazo los valores correspondientes en la ecuación (175), se obtiene:

$$\frac{F_a}{C_o} = 0.25$$

Con este valor, se encuentra el factor de cálculo (TABLA 43, Anexo D):

$$e = 0.37$$

$$\frac{F_a}{F_r} \quad (176)$$

Reemplazo los valores correspondientes en la ecuación (176), se obtiene:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.7235$$

$$P = X F_r + Y F_a \text{ Cuando } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (177)$$

Donde:

X = Factor radial

Y = Factor axial o de empuje

X = 0.56

Y = 1.2

Reemplazando valores en la ecuación (177) [24], se obtiene:

$$P = 545.403 \text{ N}$$

De la sección (5.9.2.1), se tiene $L_{10} = 7000$

Según la ecuación (173), donde $p = 3$, para los rodamientos de bolas, se tiene:

$$C = 10433.184 \text{ N}$$

Con los datos anteriormente determinados y para un diámetro interno de 30 mm se selecciona los rodamientos de tipo SKF 6006 (TABLA 43, Anexo D), que tiene una capacidad de carga dinámica $C = 13300 \text{ N}$. Para el apoyo A se utiliza el mismo tipo de rodamiento, ya que la carga es menor que la calculada.

5.9.2.3 Selección para el eje de alimentación

De acuerdo a la disposición de cargas que son exclusivamente radiales

se ha determinado como más adecuado el Rodamiento rígido de bolas en una hilera. (TABLA 39, Anexo D)

Selección del tamaño del rodamiento.

Partiendo de las cargas que actúan en los apoyos, se concluye que, el rodamiento B es el más crítico. De la sección (5.4.2), se tiene:

$$F_r = R_A = 874.569 \text{ N}$$

$$F_a = 0$$

Donde:

$$F_r = \text{Carga radial aplicada [N]}$$

$$F_a = \text{Carga axial aplicada [N]}$$

Capacidad estática de carga:

Según la ecuación (174), se tiene:

$$P_o = 874.569 \text{ N}$$

$$S_o = 3 \quad \text{Para casos de elevada exigencia}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (171), se tiene:

$$C_o = 2623.707 \text{ N}$$

Capacidad dinámica de carga:

Según la ecuación (177), se tiene:

$$P = 874.569 \text{ N}$$

De la sección (5.9.2.1), se tiene:

$$L_{10} = 7000$$

Según la ecuación (173), se tiene:

$$C = 16729.903 \text{ N}$$

Con los datos anteriormente determinados y para un diámetro interno de 25 mm, se selecciona los rodamientos de tipo SKF 6305 (TABLA 43, Anexo D), que tiene una capacidad de carga dinámica $C = 22500 \text{ N}$. Para el apoyo A se utiliza el mismo tipo de rodamiento, ya que la carga es menor que la calculada

5.9.3 Diseño de chavetas

5.9.3.1 Para el eje portacuchillas

Para el diseño de la chaveta se debe considerar el esfuerzo de aplastamiento y cortante a los cuales se halla sometida y así lograr determinar la longitud necesaria para que ésta soporte dichos esfuerzos. Cabe anotar que la sección escogida dependerá del diámetro del eje y que se haya normalizado en tablas.

Selección de la sección transversal

Se empleará una chaveta paralela de sección rectangular. Las

dimensiones de la sección según la norma UNIM 84 para un diámetro de eje de 30 mm:

Utilizando la ecuación (3), con los datos de: [15]

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$A = 64 \text{ mm}^2$$

Material: Acero al carbono SAE 1018:

$$S_y = 137.2 \text{ N/mm}^2$$

Diseño

En el diseño de chaveta se considera como ya se indicó el efecto de cortadura y aplastamiento, producidos al transmitir el momento de torsión de la polea al eje.

La fuerza tangencial F en la superficie del eje es: [14]

$$F = \frac{2 M_t}{d} \quad (178)$$

Donde:

F = Fuerza [N]

M_t = Torque transmitido [N.mm]

d = Diámetro del eje [mm].

$M_t = 15549.135 \text{ N.mm}$ (Sección 5.1.4.1)

Reemplazando estos datos en la ecuación (178), se obtiene:

$$F = 1036.609 \text{ N/mm}^2$$

Diseño por Cizallamiento

Aplicando la teoría de falla de la energía de la distorsión: [14]

$$S_{sy} = 0.577 S_y \quad (179)$$

Donde:

S_{sy} = Resistencia de fluencia al cortante [N/mm^2]

S_y = Límite de fluencia [N/mm^2]

Reemplazando el valor correspondiente en la ecuación (179), se obtiene:

$$S_{sy} = 79.164 \text{ N/mm}^2$$

Se procede a calcular el factor de seguridad: [14]

$$L = \frac{F n}{S_{sy} b} \quad (180)$$

Donde:

L = Longitud de la chaveta [mm]

L = 40 mm

n = Factor de seguridad

Despejando de la ecuación (180) el factor de seguridad, se obtiene:

$$n = 24.43$$

Diseño por Aplastamiento

La resistencia al aplastamiento se diseña considerando el área igual a la mitad de la cara de la chaveta: [14]

$$L = \frac{2 F n}{h S_y} \quad (181)$$

Despejando de la ecuación (181) es factor de seguridad, se obtiene:

$$n = 12.21$$

La designación normalizada de la chaveta es:

Chaveta: 8 8 40 UNIM 84

5.9.3.2 Para el eje mahihembrador [14]

Selección de la sección transversal

Se empleará una chaveta paralela de sección rectangular. Las dimensiones de la sección según la norma UNIM 84 para un diámetro de eje de 25 mm.

Utilizando la ecuación (3), con los datos de: [15]

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$A = 64 \text{ mm}^2$$

Material: Acero al carbono SAE 1018:

$$S_y = 137.2 \text{ N/mm}^2$$

Diseño

En el diseño de chaveta se considera como ya se indicó el efecto de cortadura y aplastamiento, producidos al transmitir el momento de torsión de la polea al eje.

La fuerza tangencial F en la superficie del eje según la ecuación (180) es:

$$F = 732.194 \text{ N/mm}^2$$

Diseño por Cizallamiento

Aplicando la ecuación (179), se obtiene:

$$S_{sy} = 79.164 \text{ N/mm}^2$$

Despejando la ecuación (180) el factor de seguridad, se obtiene:

$$n = 24.43$$

Diseño por Aplastamiento

Despejando la ecuación (181) el factor de seguridad, se obtiene:

$$n = 17.9$$

La designación normalizada de la chaveta es:

Chaveta: 8 8 40 UNIM 84

CAPÍTULO 6

6. ANÁLISIS ECONÓMICO

6.1 Costos de materiales y mano de obra

Al concluir el análisis y diseño de las partes que constituirán la máquina,

en este capítulo, se tiene como fin hacer la lista de materiales y equipos con que se va a construir la máquina cepilladora-machihembradora

Además se hará un presupuesto general de los costos de los materiales empleados, y costo de mano de obra, con el objetivo de que se tenga una idea más general de la producción de este tipo de máquina y corroborar si es rentable construirlo en mi país.

Presentando de esta manera, un análisis comparativo de precios y eficiencia de máquinas similares.

6.1.1 Costos de Materiales

En la tabla 13, se detalla los materiales necesarios para la construcción de la máquina cepilladora machihembradora, señalando la cantidad y su costo.

Es relevante indicar, que los valores indicados en la tabla 13, son precios referenciales a la fecha de terminado el presente proyecto y no deben ser considerados como definitivos

Tabla 13

Costo de materiales

Cant	Denominación	Costo \$/.
1	Motor 5 HP; Trifásico; 1730 rpm	450
2	Motor 3 HP; Trifásico; 3460 rpm	780
1	Caja de control eléctrico (contactor, protector)	80
1	Eje SAE 1018: \varnothing 64 mm; L = 920 mm	63.88
1	Eje SAE 1018: \varnothing 45 mm; L = 940 mm	32.11
1	Eje SAE 1018: \varnothing 45 mm; L = 625 mm	21.35
1	Eje SAE 1018: \varnothing 36 mm; L = 660 mm	16.45
1	Eje SAE 1018: \varnothing 26 mm; L = 900 mm	10.08
1	Eje SAE 1018: \varnothing 100 mm; L = 70 mm	12.47
1	Eje SAE 1018: \varnothing 63 mm; L = 17 mm	1.18
1	Eje SAE 1018: \varnothing 57 mm; L = 90 mm	5.07
1	Eje SAE 1018: \varnothing 50 mm; L = 276 mm	12.29
1	Eje SAE 1018: \varnothing 45 mm; L = 18 mm	0.61
1	Eje SAE 1018: \varnothing 40 mm; L = 730 mm	24.94
1	Eje SAE 1018: \varnothing 31 mm; L = 77.5 mm	1.35
1	Eje SAE 1018: \varnothing 29 mm; L = 105 mm	1.82
1	Eje SAE 1018: \varnothing 22 mm; L = 112 mm	1.25

1	Eje SAE 1018: \varnothing 19 mm; L = 60 mm	0.5
1	Eje SAE 1018: \varnothing 101 mm; L = 520 mm	92.6
1	Eje SAE 1018: \varnothing 64 mm; L = 920 mm	63.88
1	Eje SAE 1018: \varnothing 45 mm; L = 940 mm	32.11
1	Eje SAE 1018: \varnothing 45 mm; L = 625 mm	21.35
1	Eje SAE 1018: \varnothing 36 mm; L = 660 mm	16.45
1	Eje SAE 1018: \varnothing 26 mm; L = 900 mm	10.08
1	Eje SAE 1018: \varnothing 100 mm; L = 70 mm	12.47
1	Eje SAE 1018: \varnothing 63 mm; L = 17 mm	1.18
1	Eje SAE 1018: \varnothing 57 mm; L = 90 mm	5.07
1	Eje SAE 1018: \varnothing 50 mm; L = 276 mm	12.29
1	Eje SAE 1018: \varnothing 45 mm; L = 18 mm	0.61
1	Eje SAE 1018: \varnothing 40 mm; L = 730 mm	24.94
1	Eje SAE 1018: \varnothing 31 mm; L = 77.5 mm	1.35
1	Eje SAE 1018: \varnothing 29 mm; L = 105 mm	1.82
1	Eje SAE 1018: \varnothing 25 mm; L = 2500 mm	28
1	Eje SAE 1018: \varnothing 22 mm; L = 112 mm	1.25
1	Eje SAE 1018: \varnothing 19 mm; L = 60 mm	0.5
1	Juego de engranajes cónicos	250
1	Plancha de acero SAE 1010: e = 1.58 mm; A = 2.11 m ²	22.10
1	Plancha de acero SAE 1010: e = 3.175 mm; A = 0.18 m ²	3.79
2	Plancha de acero SE 1010: e = 4 mm	4.77

1	Plancha de acero SAE 1010: e = 4.76 mm, A = 0.7 m ²	22.09
1/2	Plancha de acero SAE 1010: e = 6.35 mm	14.74
1/2	Plancha de acero SAE 1010: e = 9.53 mm	22.11
1	Plancha de acero SAE 1010: e = 12.7 mm, A = 0.72 m ²	60.62
1	Plancha acero SAE 1010: e = 19.05 mm; A = 0.025 m ²	3.16
1	Angulo SAE 1010 de 101.6 x 6.35 mm; L = 0.19 m	0.81
1	Angulo SAE 1010 de 76.2 x 9.53 mm; L = 0.8 m	3.85
1	Angulo SAE 1010 de 76.2 x 7.94 mm; L = 0.08 m	0.32
1	Angulo SAE 1010 de 63.5 x 6.35 mm; L = 1.28 m	4.74
1	Angulo SAE 1010 de 50.8 x 6.35 mm; L = 1.5 m	3.21
1	Angulo SAE 1010 de 38.1 x 6.35 mm; L = 3.9 m	6.26
1	Platina SAE 1010 de 101.6 x 9.53 mm; L = 0.1 m	0.64
1	Platina SAE 1010 de 101.6 x 6.35 mm; L = 0.06 m	0.26
1	Platina SAE 1010 de 63.5 x 12.7 mm; L = 1.16 m	6.2
1	Platina SAE 1010 de 63.5 x 6.35 mm; L = 0.176 m	0.47
1	Platina SAE 1010 de 50.8 x 12.7 mm; L = 2.96 m	12.66
1	Platina SAE 1010 de 50.8 x 9.53 mm; L = 0.64 m	2.05
1	Platina SAE 1010 de 50.8 x 6.35 mm; L = 1.785 m	3.82
1	Platina SAE 1010 de 38.1 x 12.7 mm; L = 2.53 m	8.12
1	Platina SAE 1010 de 38.1 x 9.53 mm; L = 0.36 m	0.87
1	Platina SAE 1010 de 38.1 x 6.35 mm; L = 2.775 m	4.45
1	Platina SAE 1010 de 31.75 x 9.53 mm; L = 0.73 m	1.46

1	Platina SAE 1010 de 31.75 x 6.35 mm; L = 1.06 m	1.42
1	Platina SAE 1010 de 19.05 x 6.35 mm; L = 0.985 m	0.79
1	Platina SAE 1010 de 25.4 x 12.7 mm; L = 1.435 m	3.07
1	Platina SAE 1010 de 25.4 x 9.53 mm; L = 0.09 m	0.14
1	Platina SAE 1010 de 25.4 x 6.35 mm; L = 0.63 m	0.67
1	Platina SAE 1010 de 12.7 x 6.35 mm; L = 1.135 m	0.61
1	Barra perforada: \varnothing 127 mm x 13 mm; L = 0.27 m	28.14
1	Barra perforada: \varnothing 114 mm x 10 mm; L = 0.27 m	33
1	Barra perforada \varnothing 60 mm x 6 mm; L = 0.254 mm	9.58
1	Barra Perforada \varnothing 20 mm x 4 mm; L = 0.206 mm	5.15
1	Tubo de bronce fosfórico \varnothing 35.5 mm x 5 mm; L = 0.07 m	1.43
1	Caja de hierro fundido (Eje cepillador)	7.5
1	Caja de hierro fundido (Ejes de alimentación superior)	5
1	Caja de hierro fundido (Ejes de alimentación inferior)	1.25
1	Varilla cuadrada de 25.4 mm; L = 0.716 m	3.10
1	Varilla cuadrada de 19.05 mm; L = 0.785 m	1.66
1	Varilla cuadrada de 15.87 mm; L = 0.301 m	0.46
1	Varilla \varnothing 1"; L = 2.292 m	9.93
1	Varilla \varnothing $\frac{3}{4}$ "; L = 0.898 m	1.90
1	Varilla \varnothing $\frac{1}{2}$ "; L = 0.87 m	0.81
1	Varilla \varnothing $\frac{1}{4}$ "; L = 0.904 m	0.50
1	Polea \varnothing 65 mm; 1 canal maciza	4

3	Polea \emptyset 100 mm; 2 canales maciza	15
2	Polea \emptyset 145 mm; 2 canales maciza	20
1	Polea \emptyset 272 mm; 2 canales; radial	9
1	Polea \emptyset 280 mm; 2 canales; radial	6
2	Catalinas ANSI 40B30	25.26
2	Catalinas ANSI 40B32	27
3	Catalinas ANSI 40B16	14.76
1	Catalinas ANSI 40B12	5.56
1	Cadena ANSI 40: (1/2"): L = 5m	39
3	Eslabones: P' Cadena/ ANSI 40: (1/2")	6
1	Volante D = 250 mm; d = 25 mm	35
2	Volante D = 150 mm; d = 25 mm	60
2	Bandas A = 73	10
4	Bandas A = 29	6
1	Bandas A = 61	3
1	Bandas A = 37	2
4	Rodamiento SKF 6206 SELLOS DE METAL FAG	28
2	Rodamiento SKF 6207 SELLOS DE METAL FAG	18
4	Rodamiento SKF 6205 SELLOS DE METAL FAG	21.2
5	Rodamiento SKF 6203 ZZ SELLOS DE METAL FAG	19.5
2	Rodamiento SKF 6204 ZZ SELLOS DE METAL FAG	9
1	Rodamiento SKF 6205 ZZ SELLOS DE METAL FAG	5.30

3 C	Rodamiento SKF 6203 ZZ SELLOS DE METAL FAG	11.7
1 o	Rodamiento SKF 6205 ZZ SELLOS DE METAL FAG	5.30
2 s	Rodamiento SKF 6305 ZZ SELLOS DE METAL FAG	14.60
50t	Pernos: 3/8"x 2"	20
50o	Pernos: 7/16 x 2"	22.5
40	Pernos: 1/4 x 2"	12
3 d	Resortes: 8 vueltas; D = 29 mm; d = 3 mm	15
1 e	Resortes: 5 vueltas; D = 29 mm; d = 3 mm	5
8	Resortes: 9 vueltas; D = 29 mm; d = 3 mm	40
1 m	Galón de pintura anticorrosiva	16
1 a	Galón de pintura azul eléctrico	32
1 t	Galón tiñer	4
3 e r i	Cuchilla: tipo ESSER, Made in Germany: L = 300 mm, e + 3 mm	150
1 i	Juego de fresas (macho-hembra)	35
1	Cartón de electrodos (20 Kg); Tipo 6011	55

Subtotal	3248.91
Varios	100
TOTAL	3348.91

6.1.2 Mano de obra

En la tabla 14, se detalla el costo de mano de obra, incluyendo el costo de maquinado, ensamblaje y dirección técnica

TABLA 14

COSTO DE LA MANO DE OBRA

	Item	Cant	Precio \$	Precio Total
Maquinado	Hrs/Hombre	24	40	960
Ensamblaje	Hrs/Hombre	5	40	200
Dirección técnica	Hrs/Hombre	2	50	100
			Total	1260

Sumando el costo de los materiales y la mano de obra necesaria, se tiene una inversión equivalente de **\$ 4608.91**

6.2 Análisis comparativo de precio y eficiencia con máquinas similares

Se han escogido para hacer este análisis comparativo tres máquinas de diferentes nacionalidades, con precios distintos, pero con características similares a este proyecto

Las características más importantes de las máquinas están resumidas en la tabla 15, incluido el precio actual en el mercado. El precio fijado para este proyecto, se obtiene aumentando 20% de utilidad al precio de costo (\$4608.91x 1.20)

Tabla 15

Cuadro comparativo con máquinas similares en el mercado

Marca	Mi Proyecto	DREMAX	IMESA	NEWMAN MACHINE COMPANY
Procedencia	Ecuador	Perú	Chile	Estados Unidos
Capacidad				
Ancho max (mm)	300	407	300	400
Altura max (mm)	150	190	150	150
Número de cuchillas				

Cepilladora	3	3	3	4
Fresas	2	2	2	2
Motor (Kw)				
Cepilladora	3.73	5.59	3.73	5.59
Machihembradora	4.48	7.46	4.48	7.46
Velocidad de avance (m/min)	10 Fijo	10 - 14 Variable	5 – 9 Variable	46 Fija
Rodillos de alimentación	Recubiertos con caucho	Estriados	Estriados	Estriados
Plataforma desplazable	Sí	Sí	Sí	Sí
Peso aproximado	600 Kg	1150 Kg	600 Kg	4535 Kg
Precio (USD \$)	\$5530	\$9250	\$8350	\$12500

En el análisis comparativo se buscó máquinas de procedencia cercana a la de mi país, como son los países de Perú y Chile que poseen empresas dedicadas al diseño y construcción de máquinas cepilladoras machihembradoras y la mayoría de éste tipo de maquinaria proviene principalmente de Estados Unidos, en donde, los niveles de calidad y marca son de prestigio, pero precios muy elevados.

El primer país en comparar, fue el país hermano Perú, con la máquina

cepilladora machihembradora de marca DREMAX. Esta máquina peruana posee un ancho máximo de corte de 407 mm, no es apropiado para el mercado nacional de tablones, los cuales en su gran mayoría vienen en un ancho de hasta 300 mm. Pudiera considerarse que un ancho de 407 mm resulte ventajoso por cuanto pudieran ingresar dos tablones de 200 mm a la vez en el cepillado, pero cuando va al machihembrado solo trabajaría con los extremos de los dos tablones, por lo que gastaría tiempo y energía. Otra característica, es que posee unos motores con alto Kw que hace que mi máquina sea más costosa en cuanto a gasto de energía sin utilizarla toda, se podría decir que el fuerte es que posee una velocidad variable porque tiene un motor 2.24 Kw dedicado solo al avance y una robustez alta.

El segundo país en comparar fue Chile, con la marca IMESA, posee características idénticas a la de este proyecto, con una velocidad variable, pero baja por lo que no es de gran utilidad, ya que a mayor velocidad, mayor su producción. La única ventaja es que es compacto en comparación a mi proyecto.

El tercer país y el último fue Estados Unidos, con la marca Newman Machine Company, entre otras de sus características, posee un ancho máximo de 400mm ocupando mucho espacio, posee más motores que

los otros tipos de máquina, ya que posee una alta velocidad de avance, haciendo que el gasto de energía sea mayor, por lo que en mi país el nivel de proceso de madera en los talleres no es tan alto.

6.3 Rentabilidad del proyecto

Al comparar mi proyecto con las otras máquinas analizadas, puedo indicar que la máquina diseñada posee las características útiles en mi país, concluyendo así de esta manera que mi proyecto es rentable por lo siguiente:

- La máquina ahorra mucho espacio teniendo dos máquinas en uno solo.
- El precio es más económico en el mercado
- La capacidad de la máquina, tanto en potencia del motor, como en dimensiones máximas a maquinar, esta ajustada a las necesidades de la producción nacional.
- Presenta como innovador los rodillos de alimentación recubiertos con caucho duro, en comparación con las demás máquinas que poseen rodillos estriados.
- El resto de características que posee la maquina cepilladora machihembradora son similares a las máquinas anteriormente mencionadas.

CAPÍTULO 7

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

El presente tema de tesis, tuvo como objetivo principal, realizar el diseño de una máquina para cepillar y machihembrar madera, que tenga la mayor versatilidad posible, siendo seguro, eficiente y práctico, de manera que la máquina resultante se comporte o lleve a cabo sin falla su función pretendida; por lo que el diseño de esta máquina se ha realizado para las condiciones más críticas de funcionamiento, capaz de soportar las sobrecargas producidas por desperfectos de la madera (ojo de madera), así como de maderas duras, tales como: chanul, eucalipto, roble, etc.

Según el diseño, la capacidad de la máquina es de 240 tablas por hora de 2.5 m de longitud. Además, se ahorra gran cantidad de espacio y tiempo, ideal para talleres pequeños, en donde, la cepilladora y la machihembradora aparte de que están juntos, realiza el trabajo en la forma más rápida, ayudando de esta manera, la posición del motor de 5 HP, ubicándolo en la parte inferior de la bancada, dándole mayor estética y ergonomía, con un aspecto atractivo y adecuado para su aplicación.

Según los parámetros de diseño esta máquina nos ofrece las siguientes ventajas:

Bajo tiempo de preparación de madera: cepillada y/o machihembrada

Una gran variedad de trabajo.

La producción es semiautomática.

Realiza dos operaciones distintas en una sola máquina.

Costo de producción de la madera más bajo.

Poco ruido y escasa vibración; opera con suavidad.

Con respecto a la selección de los materiales, éstos se los puede encontrar fácilmente en el mercado nacional, utilizando materiales accesibles y facilitando la compra de componentes; en el juego de engranajes cónicos, debido a las altas exigencias de trabajo de resistencia a la flexión y al desgaste, se decidió comprar los engranajes cónicos de un auto, satisfaciendo las condiciones de trabajo y su bajo costo. Para la mesa cepilladora, su selección del material y su forma geométrica fue en base a la experiencia de trabajos anteriores, llegando a la conclusión de que la fricción entre el metal y la madera es mínima.

Se demuestra también, que el diseño de esta máquina es totalmente factible, con un precio por debajo de los \$6000, en comparación con las otras máquinas que superaban esta cantidad, con costos de operación y

mantenimientos bajos, lo que lo convierte en un negocio muy rentable.

7.2 Recomendaciones

Según el tipo de operación, se cambiará el juego de discos del machihembrado, ya sean estas molduras, machihembrados, etc

Si la máquina va a trabajar sólo como cepilladora, se aconseja sacar todo el sistema de guías, así como los discos machihembradores, para conseguir mayor espacio de trabajo.

Para realizar cualquier trabajo de acuerdo a las operaciones se preparará la máquina y el material a trabajar.

La máquina debe poseer una caja de hierro fundido, que no permita al operario entrar en contacto con las partes móviles superiores, como son el eje cepillador y los ejes de alimentación.

Se recomienda el rediseño del tornillo de potencia y la tuerca del sistema de elevación de la mesa por encontrarse sobredimensionado, sin descuidar la ergonomía del mismo.

Para estudios posteriores se recomienda aumentar la velocidad de avance de los rodillos de alimentación hasta un máximo de 12m/min, mediante el incremento del número de revoluciones del eje cepillador.

En el campo ecológico se debe fortalecer y hacer cumplir las leyes de reforestación, especialmente en aquellas empresas que se dedican a la tala indiscriminada de árboles.

Finalmente, se recomienda impartir una corta capacitación a o a los operarios que vayan a manejar la máquina, acerca de las profundidades de corte, medidas de tablón a utilizar, a la correcta ubicación de la plataforma y al mantenimiento de la máquina en general. Esto reduce la posibilidad de lesiones personales o daño a la máquina.

BIBLIOGRAFIA

1. ITO/INEFAN, Estudios del mercado interno de productos de madera en el Ecuador, Proyecto PD 137/91.
2. AIMA/CENDES, Diagnóstico actualizado del sector de la madera en el Ecuador. Quito.
3. E. DAVID EMERY, Principios de Economía; microeconomía, Unam, México D.F, México.
4. MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, Tercera edición en español, Editorial Mc-Graw Hill.
5. Manual del grupo andino para la preservación de maderas.
6. A. ERNITZ, Manual de maderas, Editorial Alsina. Buenos Aires.
7. L.KREYNOLIN, Trabajos de carpintería, Editorial Mir Moscú.
8. Elementos arquitectónicos, Colección detalles, Editorial Blume-Barcelona.
9. NELSON C BROWN; La industria maderera. Editorial Limusa-Willey, S.A México.
10. DOMENICO LUCHESI, Técnicas complementarias de taller, Editorial Labor, S.A Barcelona.
11. EDITORIAL GUSTAVO GILI, S.A. Manual del Ingeniero, Academia UTTE de Berlín. Barcelona.
12. HOLTROP, WILLIAM; Máquinas modernas para trabajar madera, Editorial The Bruce Publishing Company.

13. ANDRADE RAMIRES, Adaptación tecnológica de una Máquina para reguesar madera, Tesis de grado ESPOL.
14. SHIGLEY, MISCHKE, Diseño de Ingeniería Mecánica, Editorial McGraw-Hill.
15. LARBURU, Máquinas Prontuario, Editorial Paraninfo, S.A Madrid.
16. Escuela Superior Politécnica del Litoral, Manual de catálogos para diseño de maquinaria, Guayaquil-Ecuador.
17. MERIAN J.L, Estática, Editorial Reveté S.A.
18. IVAN BOHMAN, Manual de aceros especiales.
19. MOTT ROBERT, Diseño de elementos de máquinas, Editorial Macmillan Publishing Company.
20. CHERNOV, Máquinas herramientas para metales, Editorial MIR, Moscú.
21. SINGER PYTEL, Resistencia de materiales, México.
22. WILLIAM C HARRIS, Diseño de estructuras metálicas, Editorial continental México.
23. P.A. STIOPIN, Resistencia de materiales, Editorial Mir Moscú.
24. SKF, Catálogo de rodamientos.
25. HAN CRANE ROGERS, Mecánica de máquinas.
26. FERDINAND. P. BEER, Mecánica vectorial para ingenieros. Estática.
27. AUTODESK INVENTOR. Manual de Autodesk Inventor 2009.

ANEXO A

Tabla 16

Propiedades físico mecánico de la madera

PROPIEDADES FISICO - MECANICAS

La madera ha sido considerada siempre como un material de construcción excelente. Aunque en estos últimos tiempos su prestigio sufrió una fuerte declinación, siendo reemplazada en diversos tipos de construcción por otros materiales, sus cualidades son tan valiosas y legítimas, que este oscurecimiento sólo será parcial.

No puede olvidarse que la madera es muy fácil de trabajar; se distingue por su elasticidad, su flexibilidad y su poco peso; es mala conductora del calor, de la electricidad y de las vibraciones sonoras; no es cara y se la encuentra en todos los climas. A pesar de ello, posee varias características poco deseables, de que hablaremos más adelante.

ALGUNAS PROPIEDADES FISICAS DE MADERA EN GENERAL.

Coefficiente de dilatación térmica lineal, por grado centígrado a 18°C. (coeficiente de la fibra)	0.000033 a 0.000039
Conductividad térmica, en cal/seg/cm ² /C	0.3000
Potencia calorífica superior (H ₂), en cal/kg.	4500
Velocidad del sonido, en metros/seg.	3000 a 4000
Constante dieléctrica (indica cuántas veces es mayor la capacidad de un condensador, con dieléctrico de madera, referida a la capacidad del mismo condensador en el vacío, a 18°C)	2 a 8

Los caracteres que facilitan el reconocimiento de maderas, son, en general, el color, la dureza, la disposición de las fibras y la densidad. Las maderas blandas presentan vasos abiertos y fibras largas y gruesas, señales características de un tejido celular flojo, que constituye una madera liviana, tierna y capaz de acumular una fuerte cantidad de agua en estado libre. En las maderas duras, las cuales poseen vasos pequeños y fibras cortas y delgadas, sucede, en cambio, lo contrario, y son compactas y resistentes.

COLORES. — Es muy variado. Claro en las maderas blandas, llamadas también, por este motivo, blancas; amarillo, rosado, rojo, moreno, pardo, verdoso y, hasta negro, en las maderas duras.

DUREZA. — Se determina por el método de Brinell, con bola de acero de 10 mm. de diámetro, sometida a cargas de 200, 500 y 1000 kg. Los ensayos se realizan, generalmente, en el sentido de las fibras y en sentido normal a las fibras. Esto sirve de base para una de las clasificaciones más usuales de madera, en cuatro grupos: muy duras, duras, semi-duras y blandas.

PESO ESPECIFICO REAL. — Se determina por el método de picnómetro, usando aserrín muy fino y secado a 100 ó 105°C.

PESO ESPECIFICO APARENTE. — Se determina por la relación del peso de la madera y su volumen; la madera se talla en cubos cuidadosamente terminados y secos a 105°C. Para la clasificación de las maderas según el peso específico aparente, se usa generalmente la siguiente escala: muy pesadas, de 1000 a 2000 kg/m³; pesadas, de 700 a 1000 kg/m³; semi-pesadas, de 450 a 700 kg/m³; livianas, de 200 a 450 kg/m³. Generalmente, las maderas recién cortadas pesan aproximadamente 1,8 veces más que las secas.

GRADO DE COMPACIDAD. — Se deduce por la relación entre el peso específico aparente y peso específico real; el por ciento de poros, es la diferencia a 100 del grado de compacidad multiplicado por cien. La densidad de la madera varía dentro de la misma especie, como dentro de un mismo árbol. La madera de base es generalmente más pesada que la cima; en algunas especies, la madera del centro es más densa que la de la periferia, en tanto que en otras (cañas, palma, laurel) se observa lo contrario. Las diferencias de peso por unidad de volumen son debidas a la mayor o menor porosidad de las maderas. Todas las especies pesan alrededor de 1,51 kilogramo por decímetro cúbico, si se le comprimen hasta desaparecer los poros de la madera. Se entiende, pues, por densidad de una madera, al considerar ésta con sus poros y seca, la relación que hay entre el peso de la unidad de volumen con respecto al agua. Así, pues, decimos que el decímetro cúbico de agua pesa un kilogramo y la densidad de la madera es 1,2; quiere decir que un metro cúbico de esta madera, sin huecos, pesará 1.200 kilogramos. El árbol cortado en invierno suministra maderas más pesadas que la de otro igual cortado en verano. Los árboles de crecimiento lento y de mayor longevidad, tienen, por lo general, madera más pesada que los de crecimiento rápido. Las maderas, en su mayor parte, aunque estén verdes, son menos densas que el agua.

HIGROMETRICIDAD. — En general las maderas absorben humedad o agua fácilmente. Esta absorción produce a las fibras gran dilatación en forma transversal, pero poca en sentido longitudinal. La cantidad de agua contenida en la madera verde oscila de un 25 a un 45 por ciento. Todas las maderas desecadas al aire contienen todavía entre un 10 % a un 15 % de su peso en agua. La desecación de la madera se facilita descortezando la base del tronco algunos meses antes de la tala o apeo, descortezando parcialmente los troncos en el suelo o almacenándolos, durante períodos, en estibas especiales. El agua subsistente después de secada al aire, puede sólo eliminarse artificialmente, por medio del empleo de secadores de cámara o túnel. Sabido es que cuando la madera se seca disminuye a la vez de volumen y peso, disminución tanto mayor cuanto mayor sea la humedad que contenía.

CONTRACCIÓN E HINCHAMIENTO. — Al secar la madera verde e cuando pierde su humedad, experimenta cierta contracción que puede ser 0,5 % en sentido longitudinal y 5 % en sentido transversal, mientras que se dilata e hincha cuando absorbe agua. La contracción es mucho más enérgica en la región periférica de un tronco, o sea en la albura, que en la del centro o sea el cerne ó corazón. A ello se debe el resquebrajamiento del núcleo de las vigas rectangulares y el abarquillamiento de las tablas más delgadas, como así también las torsiones de ciertos troncos. Debe evitarse siempre el empleo de maderas verdes o escasamente estacionadas, si es que se desea no ocurran los fenómenos mencionados.

CURVATURA. — Muy a menudo hay que construir piezas curvas de madera, que exigirían grandes trozos de este material, con sus consiguientes desperdicios. Si en su forma natural no ha podido hallarse con la curvatura conveniente, se puede conseguir el curvamiento de ciertas maderas que posean esta propiedad, someténdolas al siguiente método: se calienta la madera en toda su extensión, de modo que se le comunique un calor uniforme, pero impregnándola, al propio tiempo, de una humedad que la ablande y aumente su densidad; de este modo puede dársele todas las formas que se deseen, sin exponerla a que se raje y se haga astillas durante la curvatura. Por este medio descripto se puede también enderezar las maderas que están encorvadas. Cuando se expone un trozo de madera al calor, ya sea con agua o arena mojada, adquiere mucha flexibilidad, y más aún si dicho trozo está verde. Si, estando bien seco, se le hace hervir con agua y cola fuerte, y se comprime, dejándolo secar poco a poco en prensas o moldes de madera o hierro, tendremos el método que se utiliza para curvar las sillas de viena, etc.

ELASTICIDAD. — Una madera es elástica, cuando vuelve a tomar su primitiva posición, tan pronto como cesan las fuerzas que actúan sobre la pieza que se flexionó o encorvó. Esta propiedad es muy importante para resistir los choques. La elasticidad es mayor en la base del árbol que en la copa. Cuanto más seca es la madera, menor será la elasticidad y, generalmente, la madera más pesada es la más elástica.

TENACIDAD. — Esta propiedad se opone a la fuerza que trata de deformar las piezas, sin que por eso pierda la cohesión de las fibras. Las maderas más pesadas tienen más tenacidad que las porosas o livianas. La tenacidad disminuye notablemente con el frío. El calor hace, al contrario, a la madera más tenaz y resistente, pues le quita toda humedad que le resta resistencia. Una madera bien seca alcanza a tener un 30 % de resistencia más, que cuando está húmeda.

RESISTENCIAS. — Por lo común, las resistencias de las maderas aumentan con la densidad. Para determinarlas, se realizan, en general, los ensayos siguientes:

- a. — *Resistencia a la tracción.* — Los ensayos se realizan sobre probetas prismáticas rectangulares de $4,5 \times 2$ cm. y de 23 a 26 cm. de largo, empleando la máquina universal Amsler.
- b. — *Resistencia a la compresión.* — Los ensayos se practican sobre cubos de 5 cm. de lado, empleando la máquina universal Amsler; se realizan, generalmente, en el sentido de las fibras y en sentido normal a las fibras.
- c. — *Resistencia a la flexión.* — Se determina sobre probetas de $4,5 \times 1,5$ cm. de sección y 20 cm. de distancia entre los puntos de apoyo, usando también la máquina universal Amsler, hasta rotura de las probetas.

PODERES CALORIFICOS. — Para los ensayos calorimétricos se emplea, generalmente, el calorímetro de Berthelot-Mahler-Kroschker.

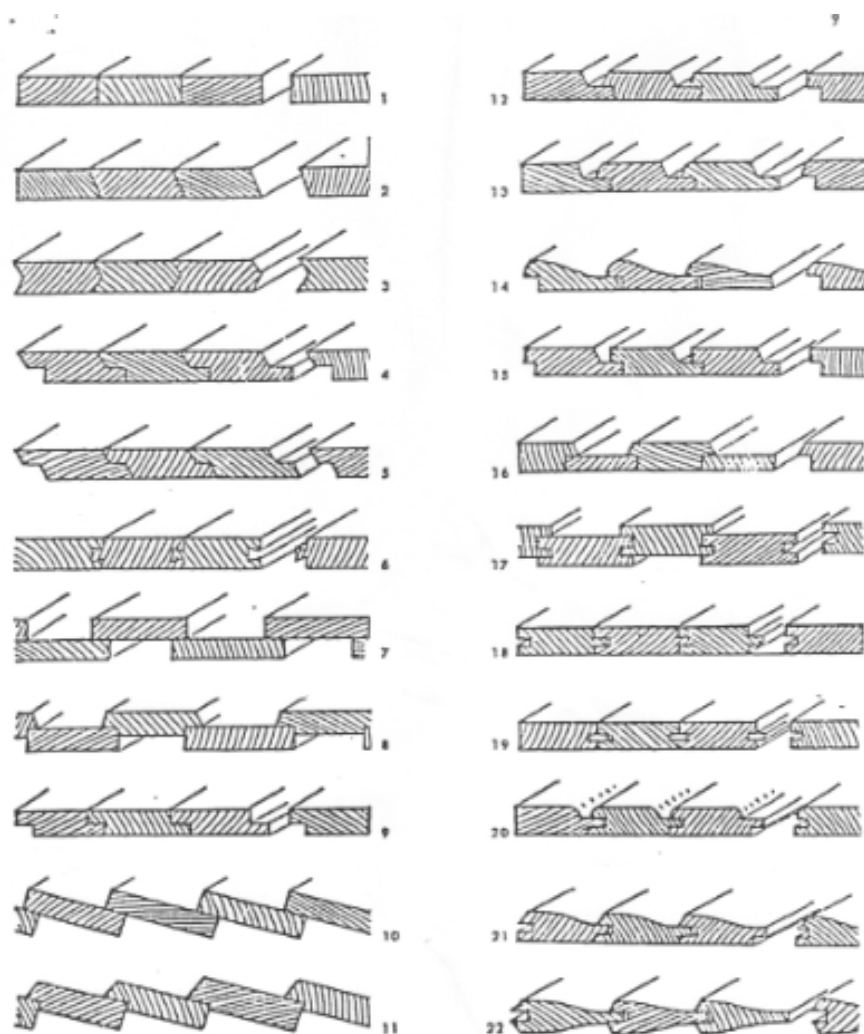
CONDUCTIBILIDAD. — Las maderas son malas conductoras del calor, especialmente las más livianas, por ser más porosas y, en consecuencia, contener mayor cantidad de aire en su interior. Se emplean por esto para mangos de herramientas que deben calentarse, etc. También son malas conductoras de la electricidad en estado seco, pudiendo considerarse prácticamente como aislantes. Se emplean en tableros de líneas, separadores de acumuladores, etc. Además de propiedades citadas, la madera es buena conductora del sonido. Se aprovecha esta propiedad en la fabricación de instrumentos musicales. Para este fin se eligen las maderas más viejas y más secas, siempre que sean sanas, para poder obtener las mejores condiciones.

DURABILIDAD. — La duración de la madera, resistiendo la acción del tiempo y de los agentes que la destruyen, depende de la naturaleza de las obras en que se la aplica. El aire seco no la altera; en el húmedo puede durar también muchos años. El agua desprovista de aire no la afecta, pero la permanencia en alternativas de sequedad y humedad la destruye. Esto ocurre en los empotramientos o en el suelo; resiste bien en terrenos arcillosos, no así en los arenosos, que contienen humedad y aire. En agua corriente, siempre que estén totalmente sumergidas, algunas maderas duran ilimitadamente.

ANEXO B

Figura 6

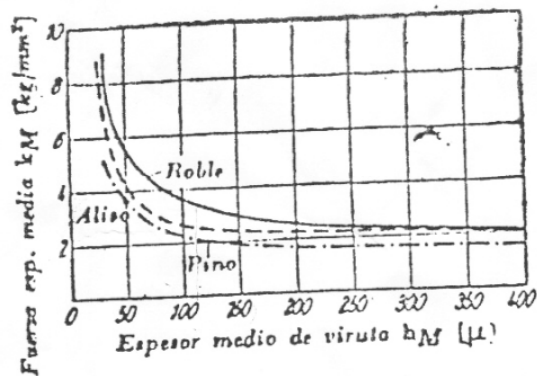
Tipos de machihembrado



Uniones básicas de la madera y derivaciones principales. Los ejemplos representados suelen usarse en los revestimientos de paredes, aunque también son válidos para los techos (y pavimentos) cuando funcionalmente resultan adecuados. 1 Junta a tope, a escuadra. 2 Junta a tope en bisel. 3 Junta a dos vertientes. 4 A media madera con un canto en bisel. 5 A media madera con ambos cantos en bisel. 6 Ensambladura de cola de milano realizada a máquina. 7 Unión con solapos. 8 Solapos ranurados y pestañas en bisel. 9 Ensamble a media madera. 10 Tablas imbricadas. 11 Tablas imbricadas, con ranura. 12 Junta a media madera, abierta, con cantos en bisel. 13 A media madera, abierta, con un canto en bisel y otro redondeado. 14 Tablas con sección de media botella, encajadas. 15 Junta a media madera, abierta, con un canto en bisel y otro recto. 16 Asiento enrasado y archa junta, con pestañas en bisel. 17 Ensamblaje desplazado. 18 Unión por ranura y lengüeta. 19 Unión por faja lengüeta, que puede ir suelta o encolada. 20 Unión por ranura y lengüeta y junta de cantos redondeados. 21 Secciones de media botella empalmadas por ranura y lengüeta. 22 Secciones de botella con encaje.

Figura 7

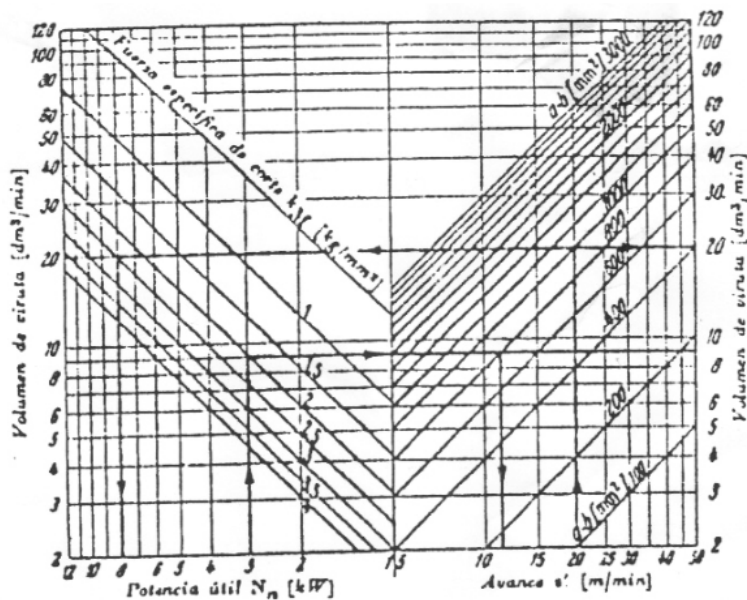
Fuerza específica de corte



Fuerza específica media de acepillado k_M [kg/mm²], según el espesor medio de viruta h_M [μ], en el acepillado de distintas maderas con árbol de cuchillas θ .

Figura 8

Determinación de la potencia útil necesaria



Determinación de la potencia útil necesaria N_n [kW], del avance admisible s' [m/min] y del volumen de viruta [dm³/min] con distintas fuerzas específicas de corte k_M [kg/mm²].

ANEXO C

Tabla 17

Densidad absoluta relativa

Sustancia	Densidad relativa	Densidad promedio	
		lb./pie ³	kg./m ³
Metales, aleaciones, minerales			
Acero de herramientas	7.70-7.73	481	7 703
Acero, estirado en frío	7.83	489	7 832
Acero para maquinaria	7.80	487	7 800
Aluminio, bronce de	7.7	481	7 702
Aluminio, fundición forjada	2.55-2.80	165	2 643
Bronce, 7.9 a 1.4% Sn	7.4-8.9	509	8 153
Bronce fosforado	8.88	554	8 874
Cobre, fundición laminada	8.8-8.95	556	8 906
Cobre, minerales piritas de	4.1-4.3	262	4 197
Estaño, fundición forjada	7.2-7.5	459	7 352
Estaño, mineral casiterita	6.4-7.0	418	6 695
Hierro, colado en lingotes	7.2	450	7 207
Hierro, escorias de	2.5-3.0	172	2 755
Hierro, especular	7.5	468	7 496
Hierro, ferrosilicio	6.7-7.3	437	6 984
Hierro forjado o dulce	7.6-7.9	485	7 658
Hierro, fundición gris	7.03-7.13	442	7 079
Hierro, mineral hematita	5.2	325	5 206
Hierro, mineral limonita	3.6-4.0	237	3 796
Hierro, mineral magnetita	4.9-5.2	315	5 046
Iridio	21.78-22.42	1383	22 160
Latón, fundición laminada	8.4-8.7	534	8 553
Manganeso	7.42	475	7 608
Manganeso, mineral pirolusita	3.7-4.6	259	4 149
Mercurio	13.546	847	13 570
Monel, metal, laminado	8.97	555	8 688
Níquel	8.9	537	8 602
Oro, acuñado (U.S.)	17.18-17.2	1073	17 190
Oro, fundición forjada	19.25-19.35	1205	19 300
Plata alemana	8.58	536	8 586
Plata, fundición forjada	10.4-10.6	656	10 510
Platino, fundición forjada	21.5	1330	21 300
Plomo	11.34	710	11 370
Plomo, mineral galena	7.3-7.6	465	7 449
Tungsteno	19.22	1200	18 820
Uranio	18.7	1170	18 740
Zinc, fundición laminada	6.9-7.2	440	7 049
Zinc, mineral blenda	3.9-4.2	253	4 052
Sólidos diversos			
Algodón, lino, cáñamo	1.47-1.50	93	1 491

Tabla 18

Aceros especiales para maquinar: BOHLER

BOHLER		E 920				
		TRANSMISION				
Tipo de Aleación:	C 0.17	Si 0.25	Mn 0.40	%		
Color de identificación:	Amarillo					
Estado de suministro:	Trefilado					
Largo standar:	6 metros					
<p>Aceros de cementación no aleado para piezas pequeñas, exigidas principalmente al desgaste y donde la dureza del núcleo no sea importante. Buena soldabilidad.</p> <p>APLICACIONES: Levas, uniones, bujes, pines, pivotes, partes prensadas o troqueladas, pernos grado 3, ejes de transmisión con baja exigencia al torque.</p> <p>INSTRUCCIONES PARA EL TRATAMIENTO TERMICO:</p> <p>Forjar: 1150 - 850 °C</p> <p>Normalizar: 890 - 920 °C</p> <p>Recocer: 650 - 700 °C</p> <p>Enfriamiento lento en el horno</p> <p>Cementar: 880 - 950 °C</p> <p>Templar después de cementar: 770 - 800 °C al agua</p> <p>Dureza obtenible en la capa cementada: 58 - 60 Rc</p> <p>Revenir: 150 - 200 °C</p> <p>Soldadura: Acero fácilmente Soldable con electrodos BOHLER FOX SPE</p>						
CARACTERISTICAS MECANICAS EN ESTADO RECOCIDO						
DUREZA BRINELL HB	LIMITE DE FLUENCIA N/mm ²	RESISTENCIA A LA TRACCION N/mm ²	ELONGACION L = 5d % LONG. TRANSV.	RESIST. AL CHOQUE DVM JOULE LONG. TRANSV.		RESIST. A LA TRACCION EN ESTADO TEMPLADO N/mm ²
143 max.	235	410 - 520	26 19	48	31 24	480 - 620
INSTRUCCIONES PARA EL TORNEADO CON METAL DURO						
CALIDAD BOEHLERIT : SB 30						
PROFUNDIDAD DE CORTE AVANCE mm/R	0.5 ± 1 0.1 ± 0.3	1 ± 1 0.2 ± 0.4	4 ± 8 0.3 ± 0.6	>8 0.5 ± 1.2		

Tabla 19

Resistencia AGMA a la flexión y a la fatiga en las superficies S_t y S_c para engranajes cónicos

Resistencias AGMA a la flexión y a la fatiga en superficie S_t y S_c para engranes cónicos

MATERIAL	CONDICIÓN	DUREZA MÍNIMA	RESISTENCIA A	RESISTENCIA EN
			LA FLEXIÓN S_t , kpsi (MPa)	LA SUPERFICIE S_c , kpsi (MPa)
Acero	Normalizado	40 Bhn	11.0 (76)	
	Q&T	180 Bhn	14.0 (96)	85 (586)
	Q&T	300 Bhn	19.0 (131)	120 (827)
	Q&T	450 Bhn	25.0 (172)	145 (1000)
	Carburiza en superficie	55 R_c	27.5 (189)	180 (1240)
Hierro fundido	Carburiza en superficie	60 R_c	30.0 (207)	200 (1380)
	AGMA #20		2.7 (19)	50 (345)
	AGMA #30	175 Bhn	4.6 (32)	65 (448)
	AGMA #40	200 Bhn	7.0 (48)	75 (517)
Hierro nodular: 60-40-18	Recocido	165 Bhn	8.0 (55)	75 (517)
	100-70-03	Normalizado	210 Bhn	14.0 (96)
	120-90-02	Q&T	255 Bhn	18.5 (127)
Bronce	10-12% estaño	$S_{ur} = 40$ kpsi	3.0 (21)	30 (207)
Bronce de aluminio	9C-H.T.	$S_{ur} = 90$ kpsi	12.0 (83)	65 (448)

*Mínimo de un intervalo de valores.

Fuente: AGMA 215.01, 225.01.

Tabla 20

Valores del coeficiente elástico C_p para engranajes cónicos

Valores del coeficiente elástico C_p en unidades $\sqrt{\text{psi}}$ ($\sqrt{\text{MPa}}$) para engranes cónicos y otros con contacto localizado*

MATERIAL DEL PIÑÓN	MÓDULO DE ELASTICIDAD	MATERIAL DEL ENGRANE O RUEDA			
		ACERO	HIERRO FUNDIDO	BRONCE DE ALUMINIO	BRONCE DE ESTAÑO
Acero	30 Mpsi	2800	2450	2400	2350
	(207 GPa)	(232)	(203)	(199)	(195)
Hierro fundido	19 Mpsi	2450	2250	2200	2150
	(131 GPa)	(203)	(187)	(183)	(178)
Bronce de aluminio	17.5 Mpsi	2400	2200	2150	2100
	(121 GPa)	(199)	(183)	(178)	(174)
Bronce de estaño	16 Mpsi	2350	2150	2100	2050
	(110 GPa)	(195)	(178)	(174)	(170)

* $\nu = 0.30$.

Fuente: AGMA 212.02.

ANEXO D

Tabla 21

Valores de F_s de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo y naturaleza de la carga

Tipo de servicio	Condiciones de trabajo	motor eléctrico	motor de explosión	
			n. cil. > 4	n. cil. < 4
Ligero	Servicio intermitente — funcionamiento \leq 8 horas diarias ninguna punta de carga.	1	1,1	1,2
Normal	Funcionamiento de 8 + 16 horas día — puntas de carga o puesta en marcha \leq 150 % del trabajo a plena carga.	1,2	1,3	1,4
Pesado	Puntas de carga o puesta en marcha \leq 250 % del trabajo a plena carga — servicio continuo 16 + 24 horas día.	1,4	1,5	1,6
Muy pesado	Puntas de carga > 250 % del trabajo a plena carga — funcionamiento continuo.	1,8	1,8	2

Nota: Si se ha previsto la instalación de poleas tensores, deberá aumentarse el valor de C_s en 0,1 para los sistemas que actúan interiormente y en 0,2 para los que actúan exteriormente. Dichas poleas han de aplicarse siempre sobre el ramal tenso.

Tabla 22

Elecciones de la sección de la correa

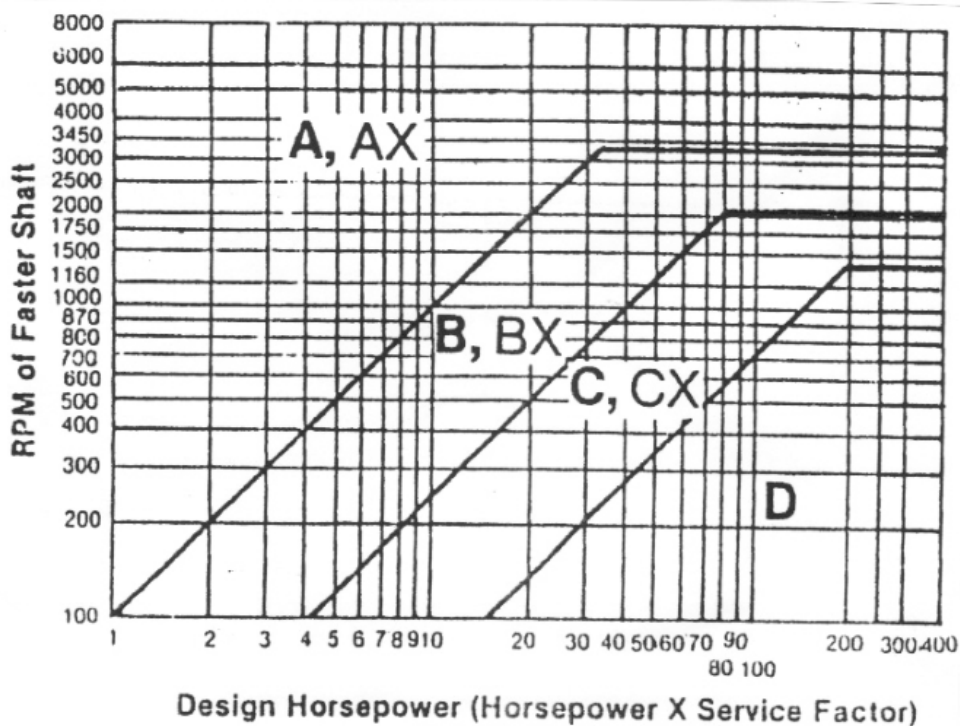


Tabla 23

Diámetros primitivos mínimos en función del ángulo de la garganta

Z	A	B	C	D	E	F	Ángulo de garganta
≥ 90	≥ 125	≥ 200	≥ 300	≥ 500	≥ 630	≥ 750	38°
—	—	—	d = 200 a = 280	d = 355 a = 475	d = 500 a = 630	d = 670 a = 710	36°
de 50 a 30	de 75 a 118	de 125 a 190					34°

Nota: Para diámetros primitivos inferiores a los indicados pueden tolerarse ángulos β de gargantas de 34° .

Tabla 24

Diámetros primitivos en mm

En la siguiente tabla se recomienda la serie de diámetros primitivos según norma UNE 18009 relativos a las secciones : A, B, C, D, E.

SECCIONES					
Z	A	B	C	D	E
50 —	75 —	125 +	200 ++	355 ++	500 ++
53 —	80 —	132 +	212 +	375 +	530 +
58 —	85 —	140 ++	224 ++	400 ++	560 ++
60 +	90 ++	150 +	236 +	425 +	600 +
63 ++	95 +	160 ++	250 ++	450 ++	630 ++
67 +	100 ++	170 +	265 +	475 +	670 +
71 ++	106 +	180 ++	280 ++	500 ++	710 ++
75 +	112 ++	190 —	300 +	530 —	750 —
80 ++	118 +	200 ++	315 ++	560 +	800 ++
90 +	125 ++	224 +	355 +	630 +	900 +
100 ++	132 +	250 ++	375 +	710 +	1000 ++
112 +	140 ++	280 +	400 ++	750 +	1120 +
125 ++	150 +	300 +	450 +	800 +	1250 ++
140 +	180 ++	315 ++	500 ++	900 +	1400 +
150 +	170 —	355 +	530 —	900 +	1500 +
160 ++	180 ++	375 +	560 +	1000 ++	1600 ++
180 +	190 —	400 ++	600 +	1000 +	1800 +
200 ++	200 ++	450 +	630 ++	1120 +	1900 +
221 +	224 +	500 ++	710 +	1250 ++	2000 ++
250 +	250 ++	530 —	750 +	1400 +	2240 +
	280 +	560 +	800 ++	1500 +	2500 ++
	300 +	600 +	800 +	1600 ++	
	315 ++	630 ++	900 ++	1800 +	
	355 +	710 +	1120 +	2000 +	
	400 ++	750 +	1250 ++		
	450 +	800 ++	1400 +		
	500 ++	900 +	1600 ++		
	560 +	1000 ++			
	630 ++	1120 —			
	800 —				
	1000 ++				

— no recomendados.

+ recomendados.

++ especialmente recomendados.

Tabla 25

Correas trapeciales

A TOP WIDTH 0 50"
THICKNESS 0 31"

BELT NO.	NOM. PITCH LGTH.	NOM. OUTS LGTH.	H _T -1 WT. LB.
*806	27 3/4"	28 0"	.18
*807	28 1/4"	28 3/4"	.19
*808	28 3/4"	29 0"	.20
*809	30 1/4"	31 0"	.20
*810	31 1/4"	32 0"	.21
*811	32 1/4"	33 0"	.22
*812	33 1/4"	34 0"	.22
*813	34 1/4"	35 0"	.23
*814	35 1/4"	36 0"	.24
*815	36 1/4"	37 0"	.25
*816	38 1/4"	39 0"	.26
*817	39 1/4"	40 0"	.26
*818	40 1/4"	41 0"	.27
*819	41 1/4"	42 0"	.27
*820	42 1/4"	43 0"	.28
*821	43 1/4"	44 0"	.29
*822	44 1/4"	45 0"	.29
*823	45 1/4"	46 0"	.30
*824	46 1/4"	47 0"	.31
*825	47 1/4"	48 0"	.31
*826	48 1/4"	49 0"	.32
*827	49 1/4"	50 0"	.33
*828	50 1/4"	51 0"	.33
*829	51 1/4"	52 0"	.34
*830	52 1/4"	53 0"	.35
*831	53 1/4"	54 0"	.35
*832	54 1/4"	55 0"	.36
*833	55 1/4"	56 0"	.37
*834	56 1/4"	57 0"	.37
*835	57 1/4"	58 0"	.38
*836	58 1/4"	59 0"	.39
*837	59 1/4"	60 0"	.39
*838	60 1/4"	61 0"	.40
*839	61 1/4"	62 0"	.41
*840	62 1/4"	63 0"	.41
*841	63 1/4"	64 0"	.42
*842	64 1/4"	65 0"	.43
*843	65 1/4"	66 0"	.43
*844	66 1/4"	67 0"	.44
*845	67 1/4"	68 0"	.45
*846	68 1/4"	69 0"	.45
*847	69 1/4"	70 0"	.46
*848	70 1/4"	71 0"	.46
*849	71 1/4"	72 0"	.47
*850	72 1/4"	73 0"	.48
*851	73 1/4"	74 0"	.48
*852	74 1/4"	75 0"	.49
*853	75 1/4"	76 0"	.50
*854	76 1/4"	77 0"	.50
*855	77 1/4"	78 0"	.51
*856	78 1/4"	79 0"	.51
*857	79 1/4"	80 0"	.52
*858	80 1/4"	81 0"	.53
*859	81 1/4"	82 0"	.54
*860	82 1/4"	83 0"	.54
*861	83 1/4"	84 0"	.55
*862	84 1/4"	85 0"	.56
*863	85 1/4"	86 0"	.56
*864	86 1/4"	87 0"	.57
*865	87 1/4"	88 0"	.58
*866	88 1/4"	89 0"	.58
*867	89 1/4"	90 0"	.59
*868	90 1/4"	91 0"	.59
*869	91 1/4"	92 0"	.60
*870	92 1/4"	93 0"	.61
*871	93 1/4"	94 0"	.62
*872	94 1/4"	95 0"	.62
*873	95 1/4"	96 0"	.63
*874	96 1/4"	97 0"	.63
*875	97 1/4"	98 0"	.64
*876	98 1/4"	99 0"	.65
*877	99 1/4"	100 0"	.65
*878	100 1/4"	101 0"	.66
*879	101 1/4"	102 0"	.67
*880	102 1/4"	103 0"	.67
*881	103 1/4"	104 0"	.68
*882	104 1/4"	105 0"	.69
*883	105 1/4"	106 0"	.69
*884	106 1/4"	107 0"	.70
*885	107 1/4"	108 0"	.71
*886	108 1/4"	109 0"	.71
*887	109 1/4"	110 0"	.72
*888	110 1/4"	111 0"	.73
*889	111 1/4"	112 0"	.73
*890	112 1/4"	113 0"	.74
*891	113 1/4"	114 0"	.75
*892	114 1/4"	115 0"	.75
*893	115 1/4"	116 0"	.76
*894	116 1/4"	117 0"	.77
*895	117 1/4"	118 0"	.78
*896	118 1/4"	119 0"	.78
*897	119 1/4"	120 0"	.79
*898	120 1/4"	121 0"	.80
*899	121 1/4"	122 0"	.80
*900	122 1/4"	123 0"	.81
*901	123 1/4"	124 0"	.81
*902	124 1/4"	125 0"	.82
*903	125 1/4"	126 0"	.83
*904	126 1/4"	127 0"	.83
*905	127 1/4"	128 0"	.84
*906	128 1/4"	129 0"	.85
*907	129 1/4"	130 0"	.85
*908	130 1/4"	131 0"	.86
*909	131 1/4"	132 0"	.87
*910	132 1/4"	133 0"	.87
*911	133 1/4"	134 0"	.88
*912	134 1/4"	135 0"	.89
*913	135 1/4"	136 0"	.89
*914	136 1/4"	137 0"	.90
*915	137 1/4"	138 0"	.91
*916	138 1/4"	139 0"	.91
*917	139 1/4"	140 0"	.92
*918	140 1/4"	141 0"	.93
*919	141 1/4"	142 0"	.93
*920	142 1/4"	143 0"	.94
*921	143 1/4"	144 0"	.95
*922	144 1/4"	145 0"	.95
*923	145 1/4"	146 0"	.96
*924	146 1/4"	147 0"	.97
*925	147 1/4"	148 0"	.97

B TOP WIDTH 0 60"
THICKNESS 0 41"

BELT NO.	NOM. PITCH LGTH.	NOM. OUTS LGTH.	H _T -1 WT. LB.
*825	28 1/4"	28 3/4"	.26
*826	28 3/4"	29 0"	.27
*827	28 3/4"	29 3/4"	.27
*828	29 1/4"	30 0"	.28
*829	30 1/4"	31 0"	.29
*830	31 1/4"	32 0"	.30
*831	32 1/4"	33 0"	.31
*832	33 1/4"	34 0"	.32
*833	34 1/4"	35 0"	.33
*834	35 1/4"	36 0"	.34
*835	36 1/4"	37 0"	.35
*836	37 1/4"	38 0"	.36
*837	38 1/4"	39 0"	.37
*838	39 1/4"	40 0"	.38
*839	40 1/4"	41 0"	.39
*840	41 1/4"	42 0"	.40
*841	42 1/4"	43 0"	.41
*842	43 1/4"	44 0"	.42
*843	44 1/4"	45 0"	.43
*844	45 1/4"	46 0"	.44
*845	46 1/4"	47 0"	.45
*846	47 1/4"	48 0"	.46
*847	48 1/4"	49 0"	.47
*848	49 1/4"	50 0"	.48
*849	50 1/4"	51 0"	.49
*850	51 1/4"	52 0"	.50
*851	52 1/4"	53 0"	.51
*852	53 1/4"	54 0"	.52
*853	54 1/4"	55 0"	.53
*854	55 1/4"	56 0"	.54
*855	56 1/4"	57 0"	.55
*856	57 1/4"	58 0"	.56
*857	58 1/4"	59 0"	.57
*858	59 1/4"	60 0"	.58
*859	60 1/4"	61 0"	.59
*860	61 1/4"	62 0"	.60
*861	62 1/4"	63 0"	.61
*862	63 1/4"	64 0"	.62
*863	64 1/4"	65 0"	.63
*864	65 1/4"	66 0"	.64
*865	66 1/4"	67 0"	.65
*866	67 1/4"	68 0"	.66
*867	68 1/4"	69 0"	.67
*868	69 1/4"	70 0"	.68
*869	70 1/4"	71 0"	.69
*870	71 1/4"	72 0"	.70
*871	72 1/4"	73 0"	.71
*872	73 1/4"	74 0"	.72
*873	74 1/4"	75 0"	.73
*874	75 1/4"	76 0"	.74
*875	76 1/4"	77 0"	.75
*876	77 1/4"	78 0"	.76
*877	78 1/4"	79 0"	.77
*878	79 1/4"	80 0"	.78
*879	80 1/4"	81 0"	.79
*880	81 1/4"	82 0"	.80
*881	82 1/4"	83 0"	.81
*882	83 1/4"	84 0"	.82
*883	84 1/4"	85 0"	.83
*884	85 1/4"	86 0"	.84
*885	86 1/4"	87 0"	.85
*886	87 1/4"	88 0"	.86
*887	88 1/4"	89 0"	.87
*888	89 1/4"	90 0"	.88
*889	90 1/4"	91 0"	.89
*890	91 1/4"	92 0"	.90
*891	92 1/4"	93 0"	.91
*892	93 1/4"	94 0"	.92
*893	94 1/4"	95 0"	.93
*894	95 1/4"	96 0"	.94
*895	96 1/4"	97 0"	.95
*896	97 1/4"	98 0"	.96
*897	98 1/4"	99 0"	.97
*898	99 1/4"	100 0"	.98
*899	100 1/4"	101 0"	.99
*900	101 1/4"	102 0"	1.00
*901	102 1/4"	103 0"	1.01
*902	103 1/4"	104 0"	1.02
*903	104 1/4"	105 0"	1.03

B TOP WIDTH 0 60"
THICKNESS 0 41"

BELT NO.	NOM. PITCH LGTH.	NOM. OUTS LGTH.	H _T -1 WT. LB.
*B105	126 1/4"	128 0"	1.11
*B106	126 3/4"	128 3/4"	1.14
*B111	112 1/4"	114 0"	1.17
*B112	113 1/4"	115 0"	1.18
*B113	114 1/4"	116 0"	1.22
*B116	117 1/4"	119 0"	1.26
*B120	121 1/4"	123 0"	1.28
*B124	125 1/4"	127 0"	1.37
*B128	129 1/4"	131 0"	1.41
*B133	134 1/4"	136 0"	1.48
*B136	137 1/4"	139 0"	1.50
*B144	143 1/4"	147 0"	1.58
*B150	151 1/4"	153 0"	1.65
*B158	158 1/4"	161 0"	1.73
*B162	163 1/4"	166 0"	1.78
*B173	174 1/4"	178 0"	1.89
*B180	181 1/4"	183 0"	1.97
*B195	196 1/4"	198 0"	2.13
*B210	211 1/4"	213 0"	2.29
*B225	225 1/4"	226 5/8"	2.55

C TOP WIDTH 0 60"
THICKNESS 0 31"

BELT NO.	NOM. PITCH LGTH.	NOM. OUTS LGTH.	H _T -1 WT. LB.
C51	53 1/4"	55 0"	.96
C60	60 1/4"	64 0"	1.12
C68	70 1/4"	72 0"	1.27
C70	77 1/4"	79 0"	1.39
C81	83 1/4"	85 0"	1.59
C85	87 1/4"	89 0"	1.57
C90	92 1/4"	94 0"	1.85
C95	98 1/4"	100 0"	1.76
*C102	107 1/4"	109 0"	1.99
*C109	111 1/4"	113 0"	2.04
*C112	114 1/4"	116 0"	2.10
*C115	117 1/4"	119 0"	2.27
*C120	122 1/4"	124 0"	2.53
*C128	130 1/4"	132 0"	2.58
*C136	138 1/4"	140 0"	2.84
*C144	146 1/4"	148 0"	2.95
*C150	152 1/4"	154 0"	2.95
*C158	160 1/4"	162 0"	3.18
*C162	164 1/4"	166 0"	3.18
*C173	175 1/4"	177 0"	3.39
*C182	182 1/4"	184 0"	3.55
*C195	197 1/4"	199 0"	3.81
*C210	212 1/4"	214 0"	4.10
*C225	225 1/4"	227 0"	4.51
*C240	240 1/4"	242 0"	4.81
*C270	270 1/4"	272 0"	5.41
*C285	285 1/4"	287 0"	5.71
*C300	300 1/4"	302 0"	6.00
*C315	315 1/4"	317 0"	6.30
*C330	330 1/4"	332 0"	6.60
*C345	345 1/4"	347 0"	6.90
*C360	360 1/4"	362 0"	7.20
*C390	390 1/4"	392 0"	7.79
*C420	420 1/4"	422 0"	8.38
*C450	450 1/4"	452 0"	8.98
*C480	480 1/4"	482 0"	9.58

D TOP WIDTH 1 25"
THICKNESS 0 73"

BELT NO.	NOM. PITCH LGTH.	NOM. OUTS LGTH.	H _T -1 WT. LB.
D120	123 1/4"	125 0"	4.46
D128	131 1/4"	133 0"	4.74
D144	147 1/4"	149 0"	5.21
D158	161 1/4"	163 0"	5.81
*D162	165 1/4"	167 0"	5.95
D170	176 1/4"	178 0"	6.34
D180	183 1/4"	185 0"	6.91
D195	198 1/4"	200 0"	7.69
D210	213 1/4"	215 0"	7.98
*D225	225 1/4"	227 5/8"	8.57
D240	240 1/4"	242 5/8"	8.82
*D255	255 1/4"	257 5/8"	9.36
D270	270 1/4"	272 5/8"	9.91
*D285	285 1/4"	287 5/8"	10.45
D300	300 1/4"	302 5/8"	10.99
*D315	315 1/4"	317 5/8"	11.54
D330	330 1/4"	332 5/8"	12.08
*D345	345 1/4"	347 5/8"	12.63
D360	360 1/4"	362 5/8"	13.17
D390	390 1/4"	392 5/8"	14.76
D420	420 1/4"	422 5/8"	15.35
*D450	450 1/4"	452 5/8"	16.44
D480</			

Tabla 26
Prestación de las correas trapeciales: sección A

PRESTACION BASE (V _s)																			
Diseños primitivos de la polea menor																			
Veloc. lin. in/seg.	N.º Rev. Pul Men	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150
200		0.15	0.18	0.21	0.23	0.26	0.29	0.32	0.35	0.38	0.41	0.44	0.47	0.49	0.52	0.55	0.58	0.61	0.64
400		0.24	0.30	0.36	0.41	0.47	0.53	0.58	0.63	0.68	0.74	0.79	0.85	0.90	0.95	1.00	1.06	1.11	1.16
600		0.32	0.41	0.49	0.57	0.65	0.73	0.80	0.88	0.96	1.04	1.12	1.19	1.27	1.34	1.42	1.50	1.57	1.65
800		0.39	0.50	0.60	0.71	0.81	0.91	1.01	1.12	1.22	1.32	1.42	1.52	1.61	1.71	1.81	1.91	2.00	2.10
1000		0.44	0.56	0.68	0.81	0.93	1.04	1.16	1.28	1.40	1.52	1.63	1.75	1.86	1.97	2.09	2.20	2.31	2.42
1150		0.52	0.64	0.79	0.93	1.08	1.23	1.38	1.50	1.64	1.78	1.92	2.05	2.19	2.32	2.46	2.59	2.72	2.85
1300		0.51	0.63	0.81	0.96	1.10	1.25	1.40	1.54	1.68	1.83	1.97	2.11	2.25	2.39	2.52	2.66	2.79	2.93
1500		0.55	0.73	0.90	1.07	1.24	1.41	1.57	1.74	1.90	2.06	2.22	2.38	2.54	2.69	2.85	3.00	3.18	3.31
1625		0.56	0.74	0.91	1.08	1.25	1.42	1.59	1.76	1.93	2.09	2.26	2.41	2.57	2.73	2.89	3.04	3.20	3.36
1800		0.59	0.78	0.98	1.17	1.36	1.55	1.74	1.92	2.10	2.28	2.46	2.64	2.81	2.98	3.16	3.32	3.49	3.66
1850		0.62	0.83	1.04	1.25	1.45	1.65	1.85	2.05	2.24	2.44	2.63	2.82	3.00	3.19	3.37	3.55	3.72	3.90
2000		0.64	0.86	1.13	1.36	1.59	1.81	2.03	2.25	2.47	2.68	2.89	3.10	3.30	3.50	3.70	3.90	4.09	4.28
2200		0.69	0.94	1.20	1.44	1.69	1.93	2.17	2.40	2.63	2.86	3.08	3.30	3.52	3.73	3.94	4.14	4.33	4.54
2300		0.71	0.93	1.23	1.52	1.78	2.04	2.29	2.54	2.78	3.02	3.25	3.49	3.72	3.94	4.16	4.37	4.57	4.77
2500		0.73	1.02	1.31	1.59	1.86	2.14	2.40	2.67	2.92	3.17	3.42	3.66	3.79	4.34	4.56	4.77	4.97	5.13
2700		0.74	1.05	1.35	1.63	1.94	2.23	2.51	2.81	3.07	3.34	3.59	3.84	4.03	4.32	4.54	4.76	4.97	5.17
3000		0.75	1.07	1.38	1.70	2.01	2.28	2.60	2.88	3.16	3.42	3.69	3.94	4.18	4.41	4.64	4.86	5.06	5.26
3300		0.75	1.08	1.42	1.75	2.06	2.37	2.69	2.97	3.25	3.52	3.79	4.04	4.29	4.52	4.74	4.95	5.15	5.34
3600		0.75	1.10	1.45	1.79	2.11	2.43	2.74	3.04	3.33	3.60	3.87	4.12	4.37	4.60	4.81	5.02	5.21	5.39
3900		0.75	1.10	1.45	1.79	2.12	2.44	2.76	3.05	3.34	3.62	3.89	4.14	4.38	4.61	4.83	5.03	5.22	5.39
4200		0.74	1.11	1.47	1.81	2.15	2.48	2.79	3.10	3.39	3.67	3.93	4.18	4.42	4.64	4.85	5.04	5.22	5.39
4500		0.73	1.11	1.48	1.84	2.18	2.51	2.83	3.14	3.43	3.71	3.97	4.22	4.45	4.66	4.86	5.03	5.19	
4800		0.71	1.10	1.49	1.85	2.20	2.54	2.86	3.17	3.46	3.75	3.99	4.23	4.44	4.64	4.82	4.98		
5100		0.69	1.09	1.48	1.85	2.21	2.55	2.87	3.18	3.47	3.72	3.98	4.21	4.41	4.59				
5400		0.68	1.07	1.47	1.85	2.21	2.55	2.87	3.17	3.45	3.71	3.95	4.16	4.35					
5700		0.64	1.05	1.45	1.83	2.18	2.52	2.84	3.15	3.42	3.67	3.89	4.08						
6000		0.58	1.01	1.42	1.81	2.17	2.51	2.82	3.11	3.37	3.60	3.80							
6300		0.54	0.97	1.38	1.77	2.13	2.47	2.77	3.05	3.29	3.51								
6600		0.48	0.83	1.34	1.73	2.08	2.41	2.70	2.97	3.20	3.39								
6900		0.43	0.67	1.29	1.67	2.02	2.34	2.62	2.87	3.08									
7200		0.37	0.61	1.22	1.59	1.94	2.25	2.52	2.75										
7500		0.31	0.74	1.15	1.52	1.86	2.15	2.40											
7800		0.25	0.74	1.15	1.52	1.86	2.15	2.40											
8100		0.22	0.68	1.07	1.43	1.75	2.03	2.26											

0.09	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
0.04	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.06	0.06	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.09
0.04	0.03	0.05	0.06	0.07	0.08	0.07	0.08	0.07	0.07	0.07	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.08	0.07	0.07
0.02	0.04	0.07	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.20
0.02	0.05	0.06	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.20
0.02	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.20
0.02	0.06	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.20
0.02	0.07	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.20
0.02	0.08	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.20
0.02	0.08	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.20
0.02	0.09	0.13	0.17	0.20	0.23	0.25	0.27	0.29	0.30	0.30	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31
0.04	0.10	0.14	0.18	0.22	0.25	0.27	0.29	0.30	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31
0.04	0.10	0.14	0.18	0.22	0.25	0.27	0.29	0.30	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31
0.04	0.11	0.17	0.21	0.23	0.25	0.26	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27
0.05	0.12	0.18	0.23	0.27	0.31	0.34	0.36	0.38	0.41	0.43	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44
0.05	0.13	0.20	0.25	0.30	0.34	0.37	0.41	0.44	0.46	0.48	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49
0.05	0.14	0.22	0.27	0.32	0.36	0.39	0.43	0.46	0.48	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49
0.06	0.15	0.22	0.27	0.32	0.36	0.39	0.43	0.46	0.48	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49
0.06	0.16	0.24	0.29	0.34	0.38	0.41	0.44	0.46	0.48	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49
0.07	0.18	0.26	0.33	0.40	0.46	0.50	0.53	0.55	0.57	0.58	0.58	0.58	0.58	0.58	0.58	0.58	0.58	0.58	0.58
0.07	0.19	0.28	0.35	0.43	0.49	0.53	0.56	0.59	0.61	0.62	0.62	0.62	0.62	0.62	0.62	0.62	0.62	0.62	0.62
0.07	0.19	0.29	0.36	0.43	0.49	0.53	0.56	0.59	0.61	0.62	0.62	0.62	0.62	0.62	0.62	0.62	0.62	0.62	0.62
0.07	0.20	0.30	0.37	0.45	0.51	0.56	0.62	0.64	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65
0.08	0.21	0.31	0.39	0.47	0.54	0.59	0.65	0.67	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68
0.08	0.22	0.33	0.41	0.50	0.57	0.62	0.68	0.70	0.71	0.71	0.71	0.71	0.71	0.71	0.71	0.71	0.71	0.71	0.71
0.09	0.23	0.35	0.43	0.52	0.60	0.65	0.72	0.75	0.76	0.76	0.76	0.76	0.76	0.76	0.76	0.76	0.76	0.76	0.76
0.09	0.24	0.36	0.46	0.55	0.63	0.68	0.75	0.80	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82
0.09	0.25	0.38	0.48	0.57	0.66	0.71	0.78	0.84	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87
0.10	0.26	0.40	0.50	0.60	0.69	0.74	0.82	0.88	0.91	0.91	0.91	0.91	0.91	0.91	0.91	0.91	0.91	0.91	0.91
0.11	0.28	0.41	0.52	0.62	0.71	0.76	0.84	0.90	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93
0.11	0.29	0.43	0.54	0.65	0.74	0.81	0.89	0.97	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
0.11	0.30	0.45	0.56	0.67	0.77	0.84	0.93	1.00	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03
0.12	0.31	0.46	0.58	0.70	0.80	0.87	0.96	1.04	1.08	1.08	1.08	1.08							

Tabla 27

Factores de corrección Cx para arcos de contacto inferiores a 180°

Arco de contacto sobre la polea menor	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	90°
Transmisión trap./trap.	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69
Transmisión trap./plana	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69

Tabla 28

Factores de corrección CL en función del tipo de correa

	16	24	28	35	42	48	53	66	75	81	90	105	128	144	180	240	330	420	540	720	
Z	0,80	0,83	0,86	0,92	0,95	0,98	1,00														
A			0,82	0,87	0,90	0,93	0,95	1,00	1,02	1,04	1,06	1,10	1,14	1,17	1,23						
B				0,81	0,85	0,88	0,90	0,94	0,97	0,98	1,00	1,04	1,08	1,11	1,16	1,22	1,28				
C							0,80	0,84	0,87	0,89	0,91	0,94	0,98	1,03	1,05	1,11	1,19	1,24			
D													0,87	0,93	0,94	1,00	1,07	1,12	1,18	1,24	
E																0,91	0,96	1,03	1,09	1,14	1,21
F																	0,87	0,97	1,03	1,06	1,09

Tabla 29

Dimensiones de la banda

Sección	a mm	h mm	d_p mm
Z	10	6	8,5
A	13	8	11
B	17	11	14
C	22	14	19
D	32	19	27
E	38	25	32
F	51	30	43

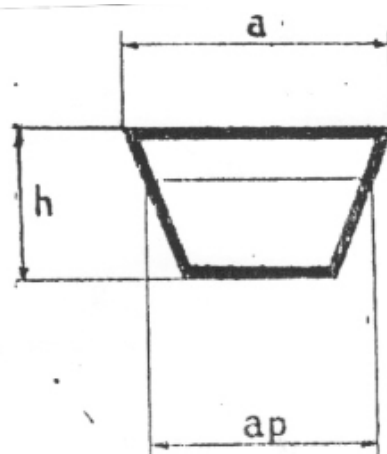


Tabla 30
Factores del acabado de superficie

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272.	-0.995

Tabla 31
Factores de confiabilidad

Confiabilidad R	Variable estandarizada z_R	Factor de confiabilidad k_f
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.9999	3.719	0.702
0.99999	4.265	0.659
0.999999	4.753	0.620
0.9999999	5.199	0.584
0.99999999	5.612	0.551
0.999999999	5.997	0.520

Tabla 32
Factores de temperatura

Efecto de la temperatura de operación sobre la resistencia a la tensión del acero.* (S_T = resistencia a la tensión a la temperatura de operación; S_{RT} = resistencia a la tensión a la temperatura del lugar de trabajo; $0.099 \leq \sigma \leq 0.110$)

TEMPERATURA, °C	S_T/S_{RT}	TEMPERATURA, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.927	700	0.927
400	0.922	800	0.872
450	0.840	900	0.797
500	0.766	1000	0.698
550	0.670	1100	0.567
600	0.546		

*Fuente de los datos: Figura 5-11.

Figura 9

Diagrama de sensibilidad a la muesca para el acero y aleaciones

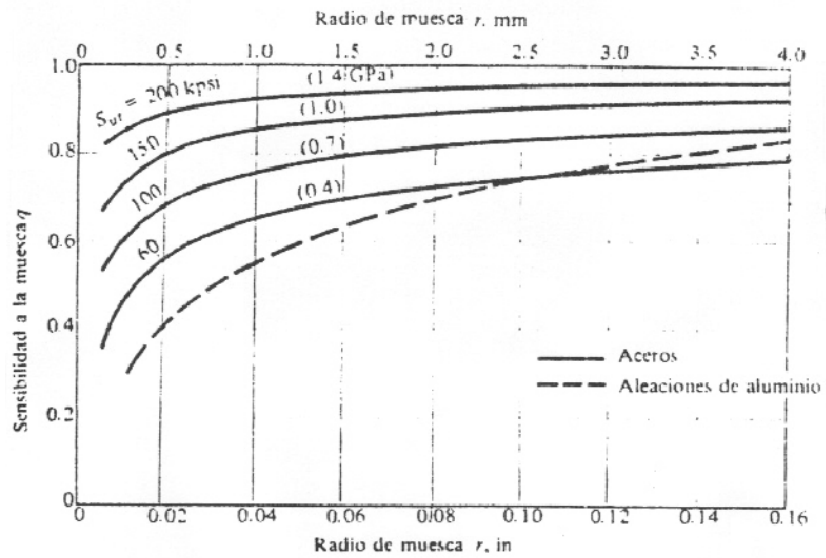


Figura 10

Diagrama de factores de concentración de esfuerzos teóricos K_t

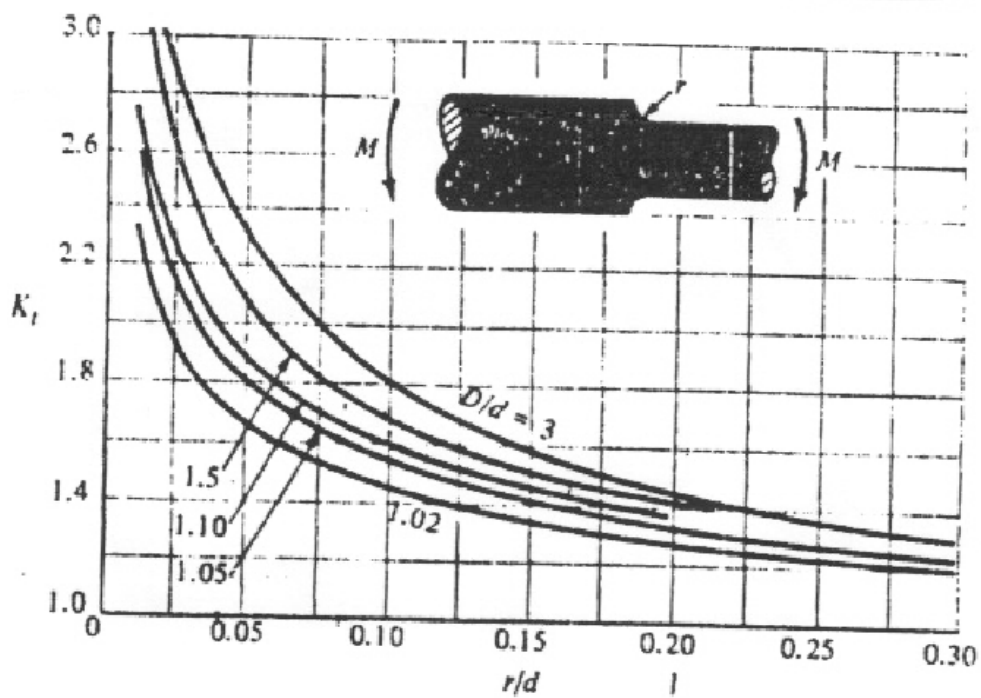


Tabla 33

Factores de servicio sugeridos Ks para transmisiones

CARACTERÍSTICA DEL IMPULSO	FUENTE DE POTENCIA MOTRIZ	
	CARACTERÍSTICA DE MOMENTO TORSIONAL NORMAL	MOMENTO TORSIONAL ALTO O NO UNIFORME
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Choque ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Choque mediano	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Choque fuerte	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Tabla 34

Potencia en base al número ANSI y la velocidad de la rueda

VELOCIDAD DE LA RUEDA, rpm (rev/min)	NÚMERO ANSI DE CADENA					
	25	35	40	41	50	60
* 50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
1600	1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
1800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2000	1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
2500	1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76

Tipo A

Tipo B

Tipo C

Determinado a partir de las tablas ANSI mediante interpolación lineal.

Nota: Tipo A: con lubricación manual o por goteo; tipo B: con lubricación de disco o por baño; tipo C: lubricación con chorro de aceite.

Fuente: Recopilada de ANSI B29.1-1975 solo para información de B29.9-1958.

Tabla 35
Factor de corrección por diente K1

Factores de corrección por dientes

NÚMERO DE DIENTES EN RUEDA IMPULSORA	FACTOR DE CORRECCIÓN POR DIENTES K_1	NÚMERO DE DIENTES EN RUEDA IMPULSORA	FACTOR DE CORRECCIÓN POR DIENTES K_1
11	0.53	22	1.29
12	0.62	23	1.35
13	0.70	24	1.41
14	0.78	25	1.46
15	0.85	30	1.73
16	0.92	35	1.95
17	1.00	40	2.15
18	1.05	45	2.37
19	1.11	50	2.51
20	1.18	55	2.66
21	1.26	60	2.80

Tabla 36
Factor de corrección por torone múltiple K2

Factores K_2 por torones múltiples

NÚMERO DE TORONES	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3

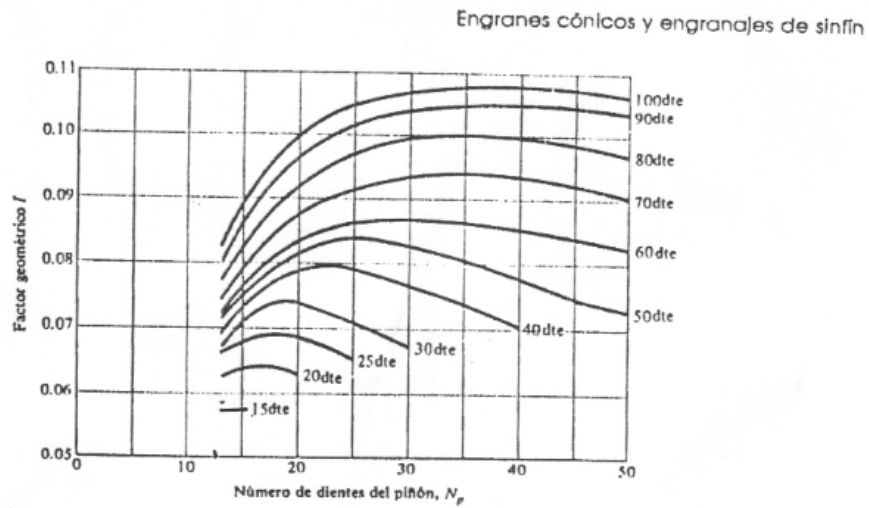
Tabla 37

Dimensiones de las cadenas de rodillos standard

NÚMERO DE CADENA ANSI	PASO, in (mm)	ANCHO in (mm)	RESISTENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN lb (N)	PESO MEDIO lb/ft (N/m)	ESPACIAMIENTO	
					DIÁMETRO DE RODILLO in (mm)	DE TORONES in (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

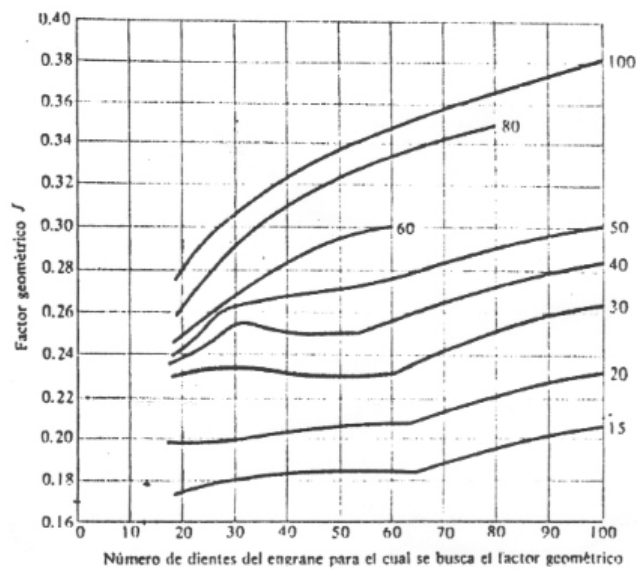
Fuente: Recopilado de ANSI B29.1-1975

Figura 11
Factor geométrico I



Factores geométricos I para engranes cónicos comunes con ángulo de presión de 20° montados con un ángulo entre ejes de 90° . (AGMA 212.02).

Figura 12
Factor geométrico J



Factores geométricos J para engranes cónicos comunes; éstos corresponden a un ángulo entre ejes de 90° , un ángulo de presión de 20° y una holgura $c = 0.240/P$ in. (AGMA 225.1).

Figura 13

Cálculo de la vida del rodamiento

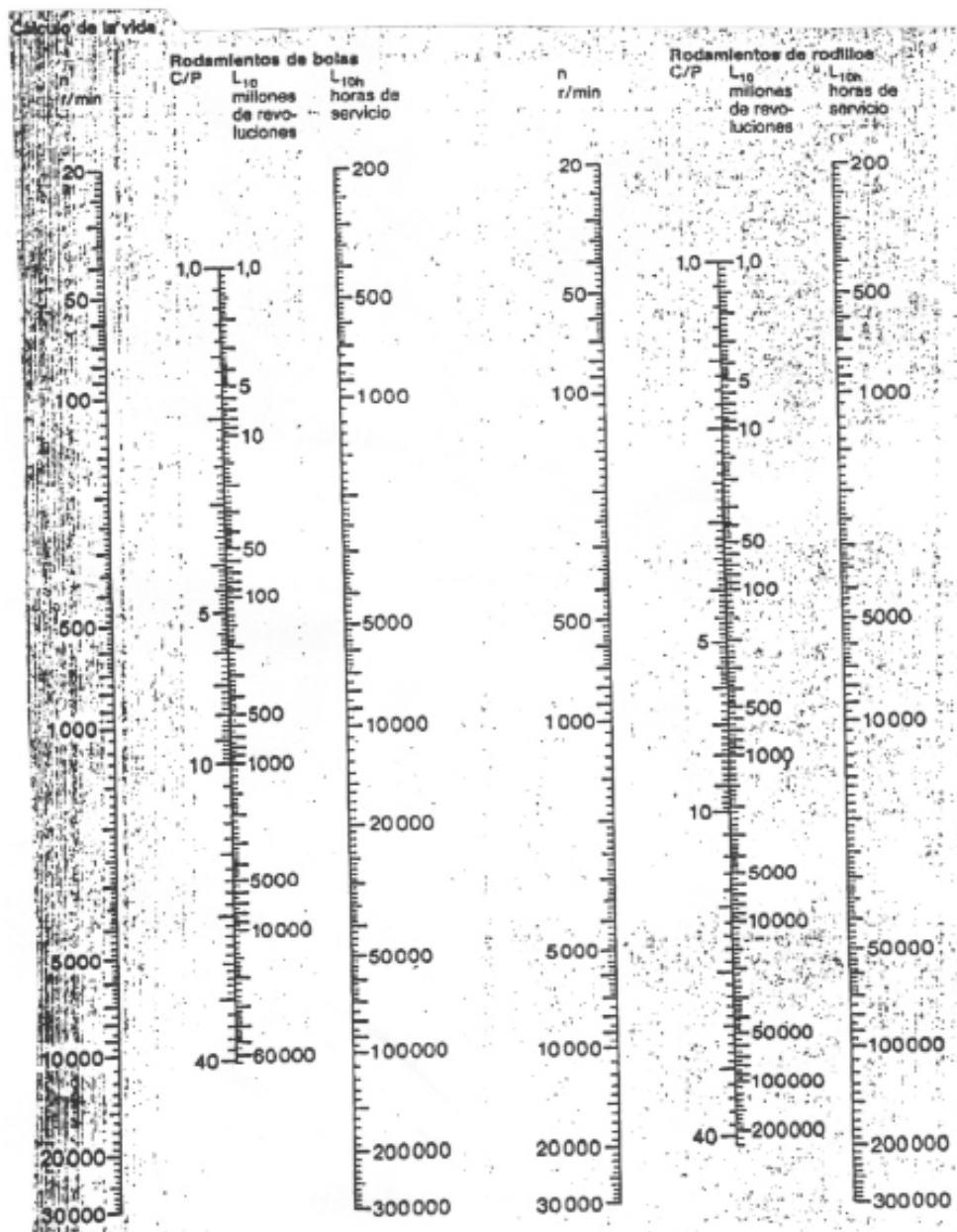


Tabla 38
Constantes elásticas y físicas de los materiales

MATERIAL	MÓDULO DE ELASTICIDAD E		MÓDULO DE RIGIDEZ G		RELACIÓN DE POISSON ν	PESO UNITARIO w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in ³	lb/ft ³	kN/m ³
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero común	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Hierro colado (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Madera (abeto Douglas)	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Níquel plata	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0

Tabla 40
Factor de seguridad estático

Tabla 9 Valores orientativos para el factor de seguridad estático s_0

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios Requerimientos relativos al funcionamiento silencioso no importante					Rodamientos estacionarios		
	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	normal Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	alto Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos
Suave, sin vibraciones	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque notables ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para rodamientos axiales de rodillos a rótula es aconsejable utilizar $s_0 \geq 4$

¹⁾ Cuando no se conoce la magnitud de la carga, deben usarse valores de s_0 por lo menos iguales a los arriba indicados. Si las magnitudes de las cargas de choque son exactamente conocidas, se pueden aplicar a s_0 valores menores

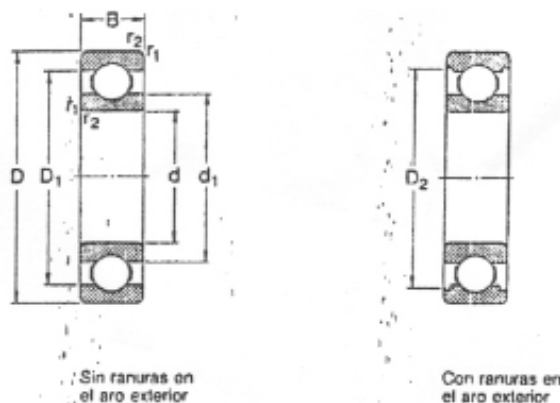
Tabla 41
Valores requeridos de la vida nominal

Tabla 4 Guía de valores requeridos de vida nominal L_{10h} para diferentes clases de máquinas

Clase de máquinas	L_{10h} horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico	300 a 3 000
Máquinas usadas intermitentemente o por cortos períodos: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores para talleres, máquinas para la construcción	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas.	8 000 a 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias.	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipo de imprenta, separadores y centrifugas.	20 000 a 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: Cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil.	40 000 a 50 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos	60 000 a 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, ventiladores y bombas para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos.	$\approx 100 000$

Tabla 42

Rodamiento rígido de una hilera de bolas d 35 – 55 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga dinám. / estát.		Carga límite de fatiga	Velocidad nominal		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Lubricación con grasa	Lubricación con aceite	kg	
mm			N		N	r/min			
35	47	7	4 750	3 200	186	13 000	16 000	0,030	61807
	55	10	9 560	6 200	290	11 000	14 000	0,080	61907
	62	9	12 400	8 150	375	10 000	13 000	0,11	16007
	62	14	15 900	10 200	440	10 000	13 000	0,16	6007
	72	17	25 500	15 300	655	9 000	11 000	0,29	6207
	80	21	33 200	19 000	815	8 500	10 000	0,46	6307
	100	25	55 300	31 000	1 290	7 000	8 500	0,95	6407
40	52	7	4 940	3 450	186	11 000	14 000	0,034	61808
	62	12	13 800	9 300	425	10 000	13 000	0,12	61908
	68	9	13 300	9 150	440	9 500	12 000	0,13	16008
	68	15	16 800	11 600	490	9 500	12 000	0,19	6008
	80	18	30 700	19 000	800	8 500	10 000	0,37	6208
	90	23	41 000	24 000	1 020	7 500	9 000	0,63	6308
	110	27	63 700	36 500	1 530	6 700	8 000	1,25	6408
45	58	7	6 050	4 300	228	9 500	12 000	0,040	61809
	68	12	14 000	9 800	465	9 000	11 000	0,14	61909
	75	10	15 600	10 800	520	9 000	11 000	0,17	16009
	75	16	20 800	14 600	640	8 000	11 000	0,25	6009
	85	19	33 200	21 600	915	7 500	9 000	0,41	6209
	100	25	52 700	31 500	1 340	6 700	8 000	0,83	6309
	120	29	76 100	45 000	1 900	6 000	7 000	1,55	6409
50	65	7	6 240	4 750	250	8 000	11 000	0,052	61810
	72	12	14 800	10 400	500	8 500	10 000	0,14	61910
	80	10	16 300	11 400	500	8 500	10 000	0,18	16010
	80	16	21 600	16 000	710	8 500	10 000	0,26	6010
	90	20	35 100	23 200	980	7 000	8 500	0,46	6210
	110	27	61 800	38 000	1 600	6 300	7 500	1,05	6310
	130	31	87 100	52 000	2 200	5 300	6 300	1,90	6410
55	72	9	8 320	6 200	325	8 500	10 000	0,083	61811
	80	13	15 900	11 400	580	8 000	9 500	0,19	61911
	90	11	19 500	14 000	695	7 500	9 000	0,26	16011
	90	18	28 100	21 200	900	7 500	9 000	0,39	6011
	100	21	43 600	29 000	1 250	6 300	7 500	0,61	6211
	120	29	71 500	45 000	1 900	5 800	6 700	1,35	6311
	140	33	99 500	62 000	2 600	5 000	6 000	2,30	6411

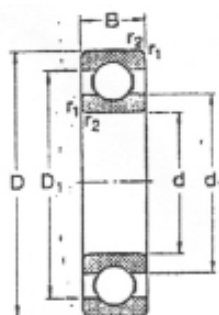
Tabla 43

Factor X e Y para el cálculo de rodamiento rígido de bolas

Factores X e Y para el cálculo de los rodamientos rígidos de bolas															
F _a /C ₀	Juego Normal				Juego C3				Juego C4						
	F _a /F _r ≤ e	F _a /F _r > e	F _a /F _r ≤ e	F _a /F _r > e	F _a /F _r ≤ e	F _a /F _r > e	F _a /F _r ≤ e	F _a /F _r > e	F _a /F _r ≤ e	F _a /F _r > e	F _a /F _r ≤ e	F _a /F _r > e			
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y			
0,025	0,22	1	0	0,56	2	0,31	1	0	0,46	1,75	0,4	1	0	0,44	1,42
0,04	0,24	1	0	0,56	1,8	0,33	1	0	0,46	1,82	0,42	1	0	0,44	1,36
0,07	0,27	1	0	0,56	1,6	0,36	1	0	0,46	1,46	0,44	1	0	0,44	1,27
0,13	0,31	1	0	0,56	1,4	0,41	1	0	0,46	1,3	0,48	1	0	0,44	1,16
0,25	0,37	1	0	0,56	1,2	0,46	1	0	0,46	1,14	0,53	1	0	0,44	1,05
0,5	0,44	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Tabla 44

Rodamiento rígido de una hilera de bolas d 15 – 30 mm

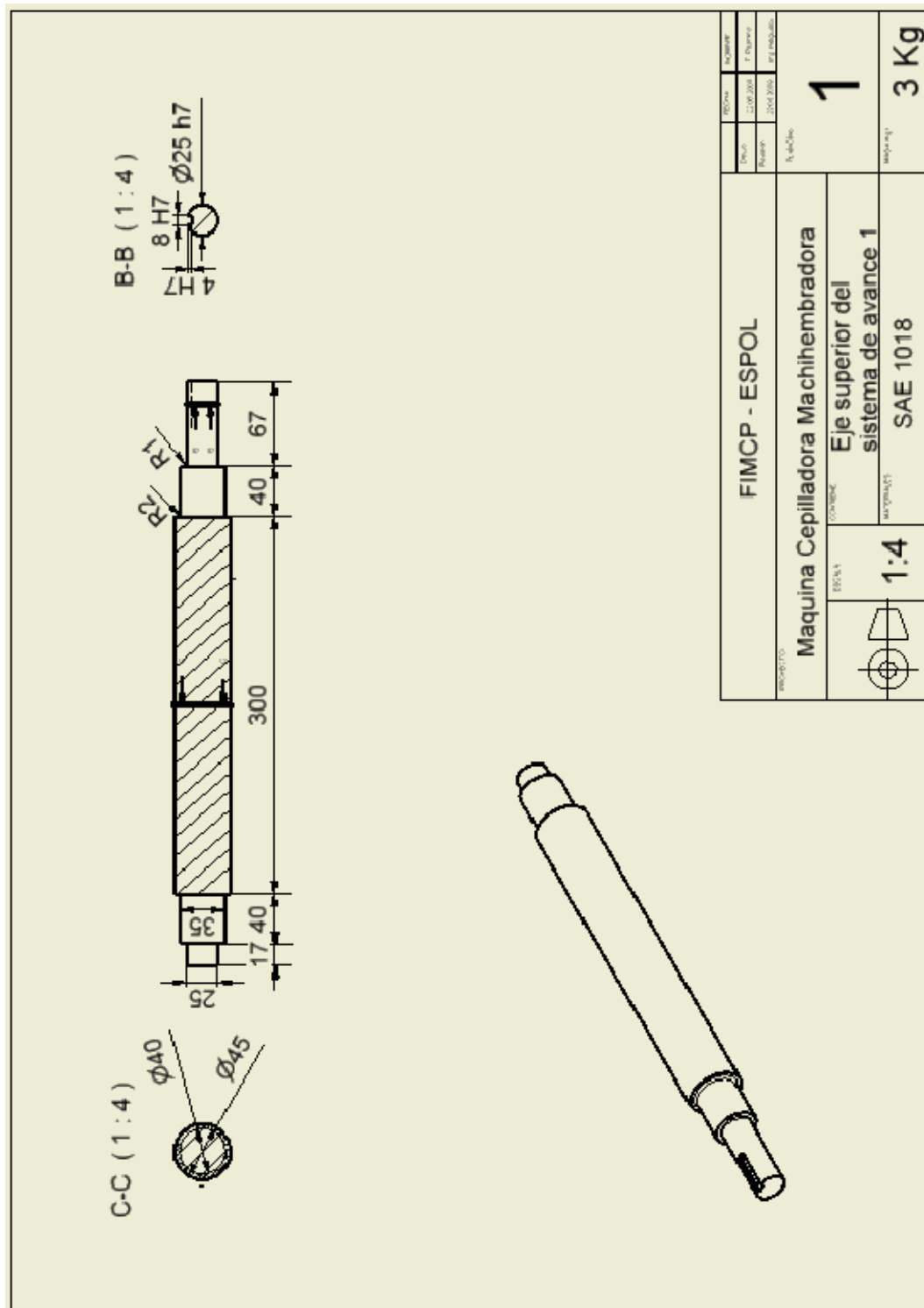


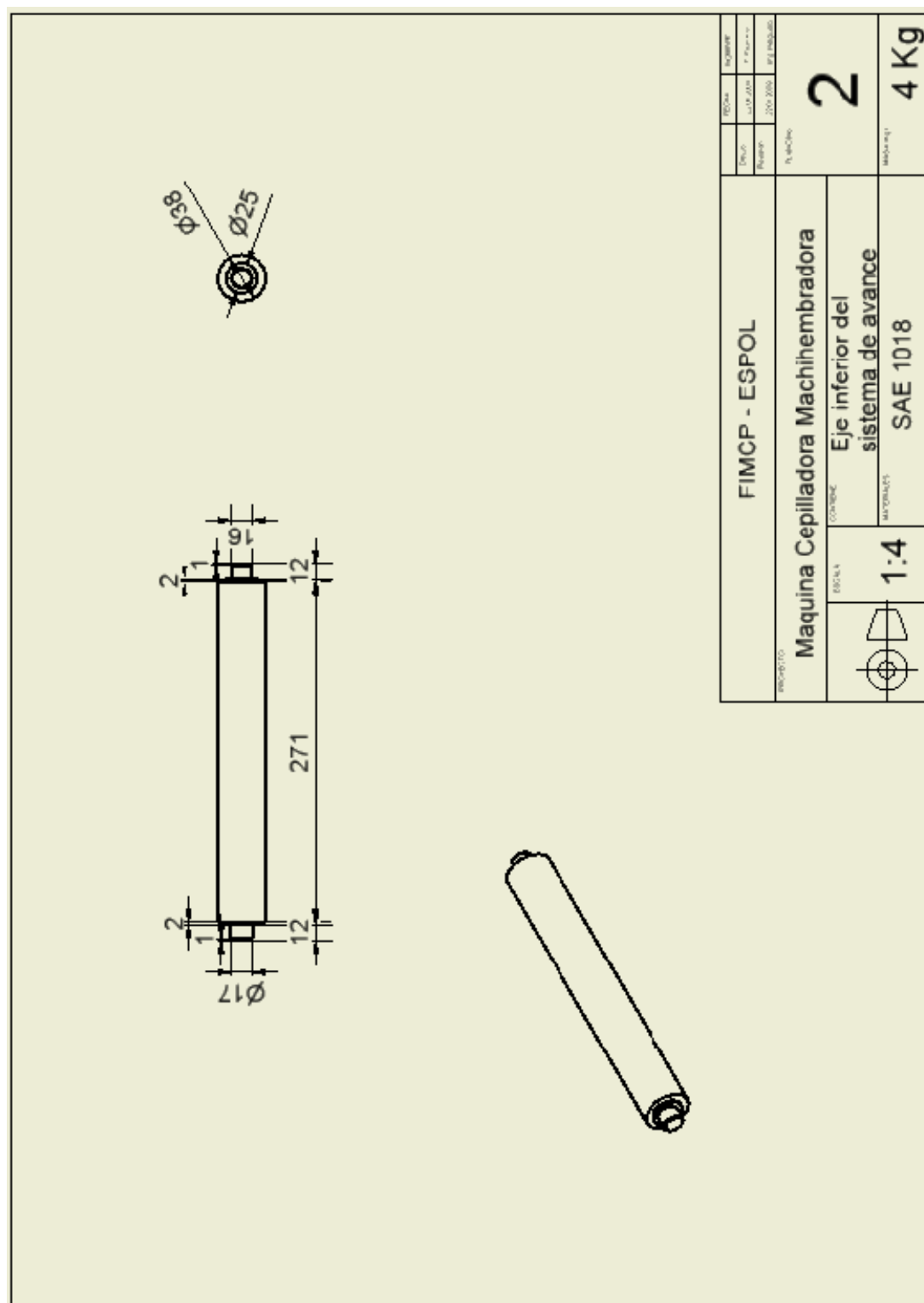
Sin ranuras en el aro exterior

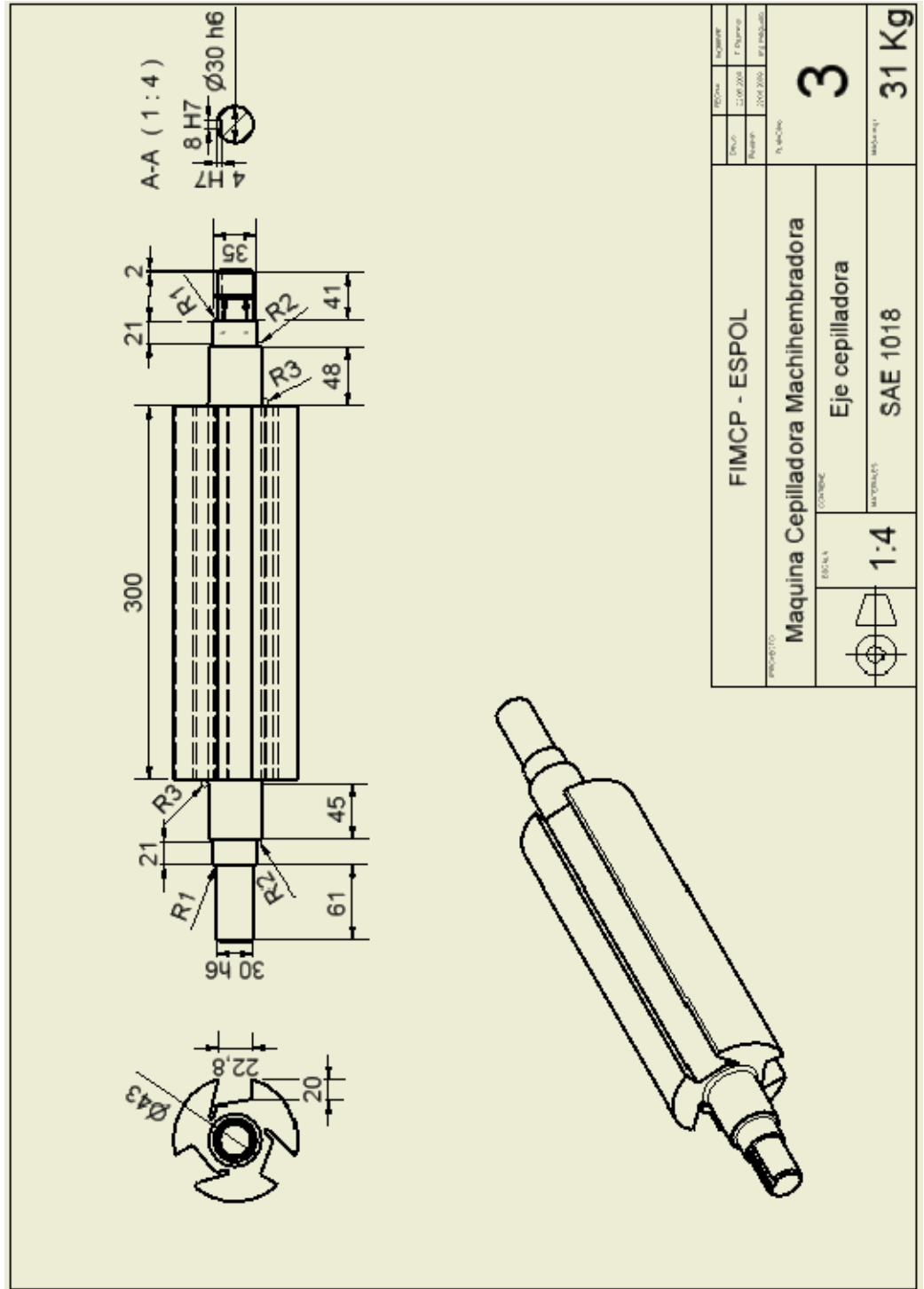


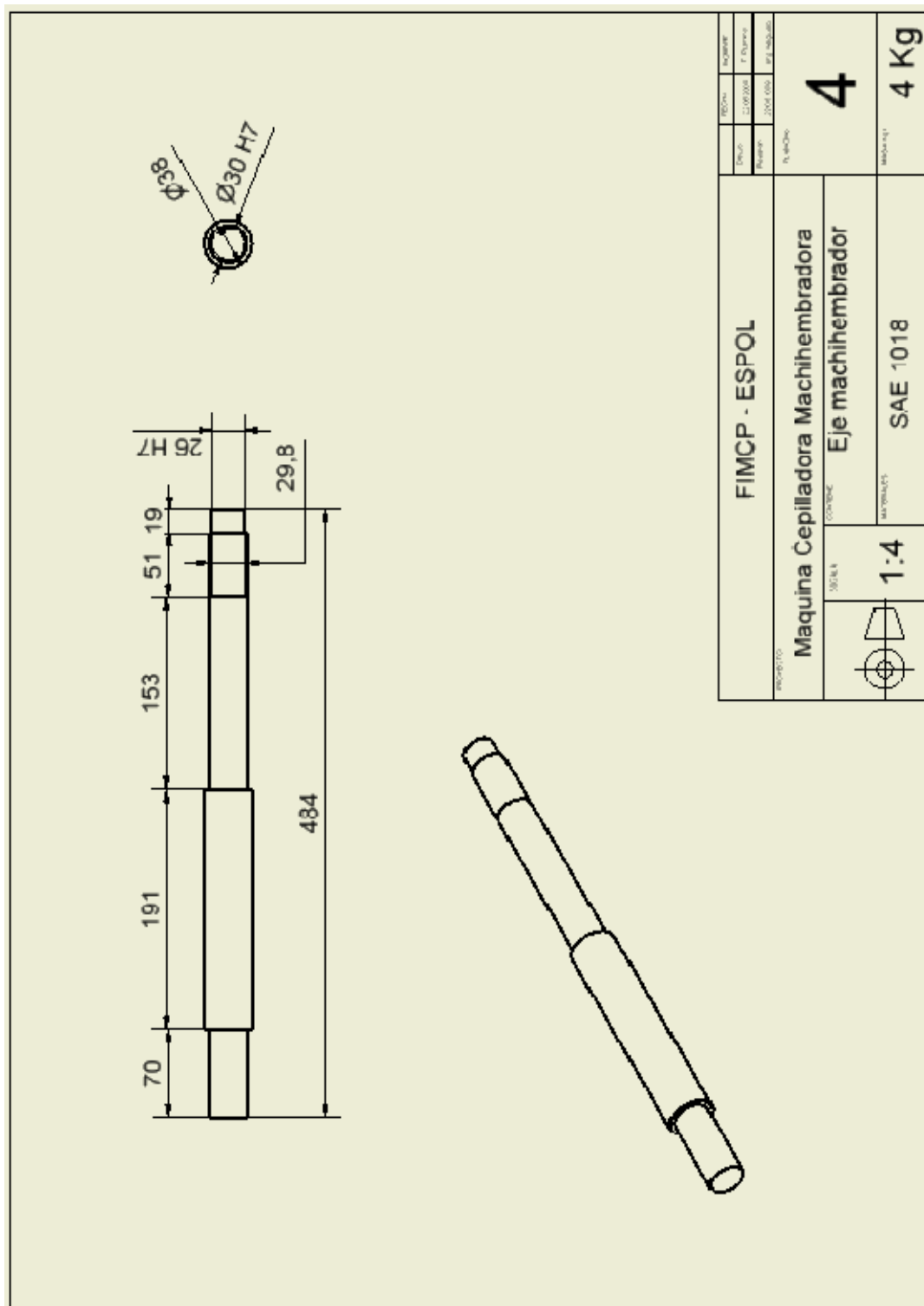
Con ranuras en el aro exterior

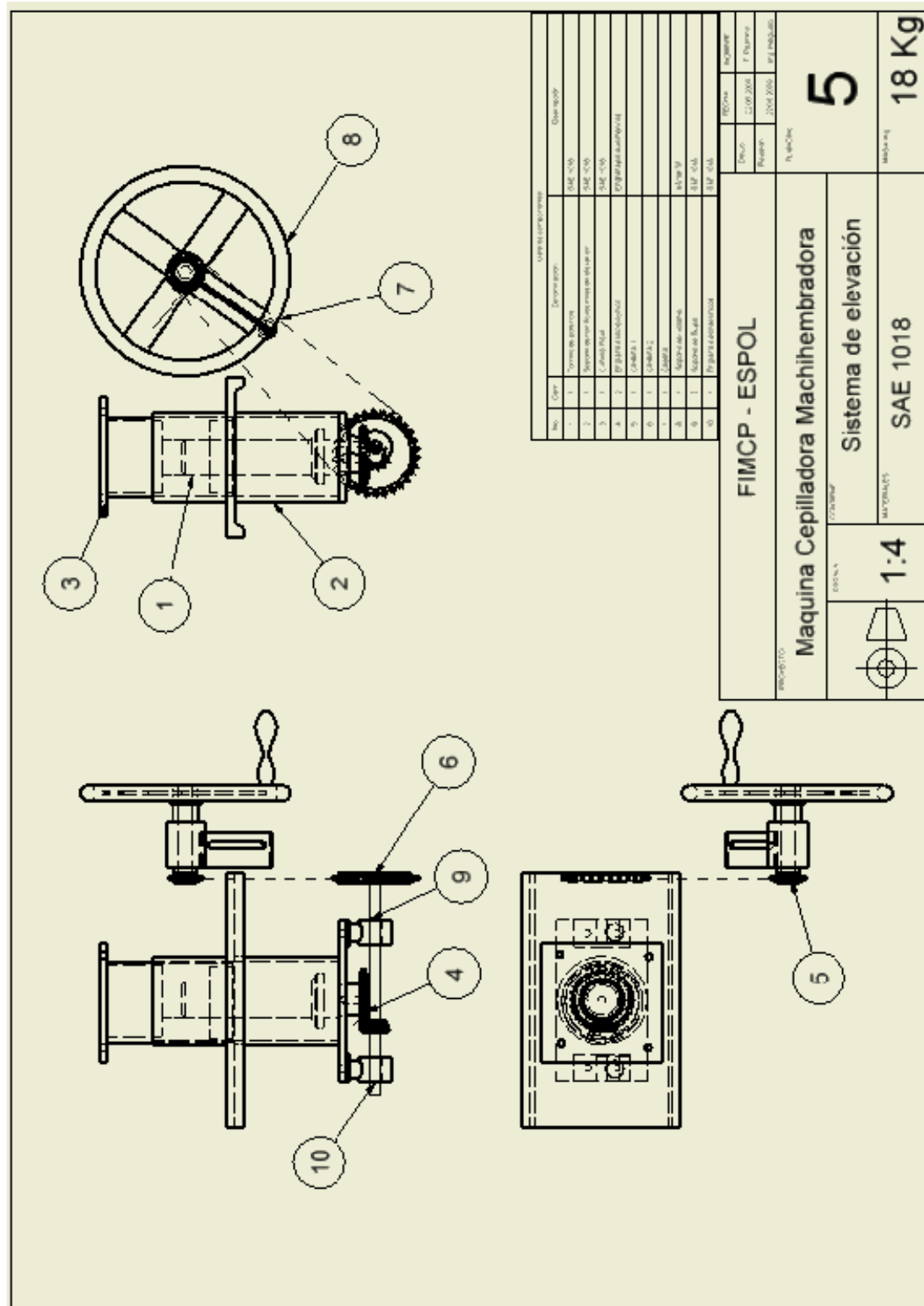
Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidad nominal		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0		Lubricación con grasa	aceite		
mm			N		N	r/min		kg	-
15	24	5	1 560	800	34	28 000	34 000	0,0074	61802
	26	7	4 030	2 040	85	24 000	30 000	0,016	61902
	32	8	5 590	2 850	120	22 000	26 000	0,025	16002
	32	9	5 590	2 850	120	22 000	28 000	0,030	6002
	35	11	7 800	3 750	160	19 000	24 000	0,045	6202
42	13	11 400	5 400	228	17 000	20 000	0,082	6302	
17	26	5	1 660	930	39	24 000	30 000	0,0082	61803
	30	7	4 360	2 320	96	22 000	28 000	0,016	61903
	35	8	6 050	3 250	137	19 000	24 000	0,032	16003
	35	10	6 050	3 250	137	19 000	24 000	0,039	6003
	40	12	8 560	4 750	200	17 000	20 000	0,065	6203
	47	14	13 500	6 550	275	16 000	19 000	0,12	6303
	62	17	22 900	10 800	455	12 000	15 000	0,27	6403
20	32	7	2 700	1 500	63	19 000	24 000	0,018	61804
	37	9	6 370	3 650	156	18 000	22 000	0,038	61904
	42	8	6 890	4 050	173	17 000	20 000	0,050	16004
	42	12	9 360	5 000	212	17 000	20 000	0,089	6004
	47	14	12 700	6 550	280	15 000	18 000	0,11	6204
	52	15	15 900	7 800	335	13 000	16 000	0,14	6304
	72	19	30 700	15 000	640	10 000	13 000	0,40	6404
25	37	7	4 360	2 600	125	17 000	20 000	0,022	61805
	42	9	6 630	4 000	176	16 000	19 000	0,045	61905
	47	8	7 610	4 750	212	14 000	17 000	0,060	16005
	47	12	11 200	6 550	275	15 000	18 000	0,080	6005
	52	15	14 000	7 800	335	12 000	15 000	0,13	6205
	62	17	22 500	11 600	490	11 000	14 000	0,23	6305
	80	21	35 800	19 300	815	9 000	11 000	0,53	6405
30	42	7	4 490	2 900	146	15 000	18 000	0,027	61806
	47	9	7 260	4 550	212	14 000	17 000	0,051	61906
	55	9	11 200	7 350	310	12 000	15 000	0,085	16006
	55	13	13 300	8 300	355	12 000	15 000	0,17	6006
	62	16	19 500	11 200	475	10 000	13 000	0,20	6206
	72	19	28 100	16 000	670	9 000	11 000	0,35	6306
	90	23	43 600	23 600	1 000	8 500	10 000	0,74	6406





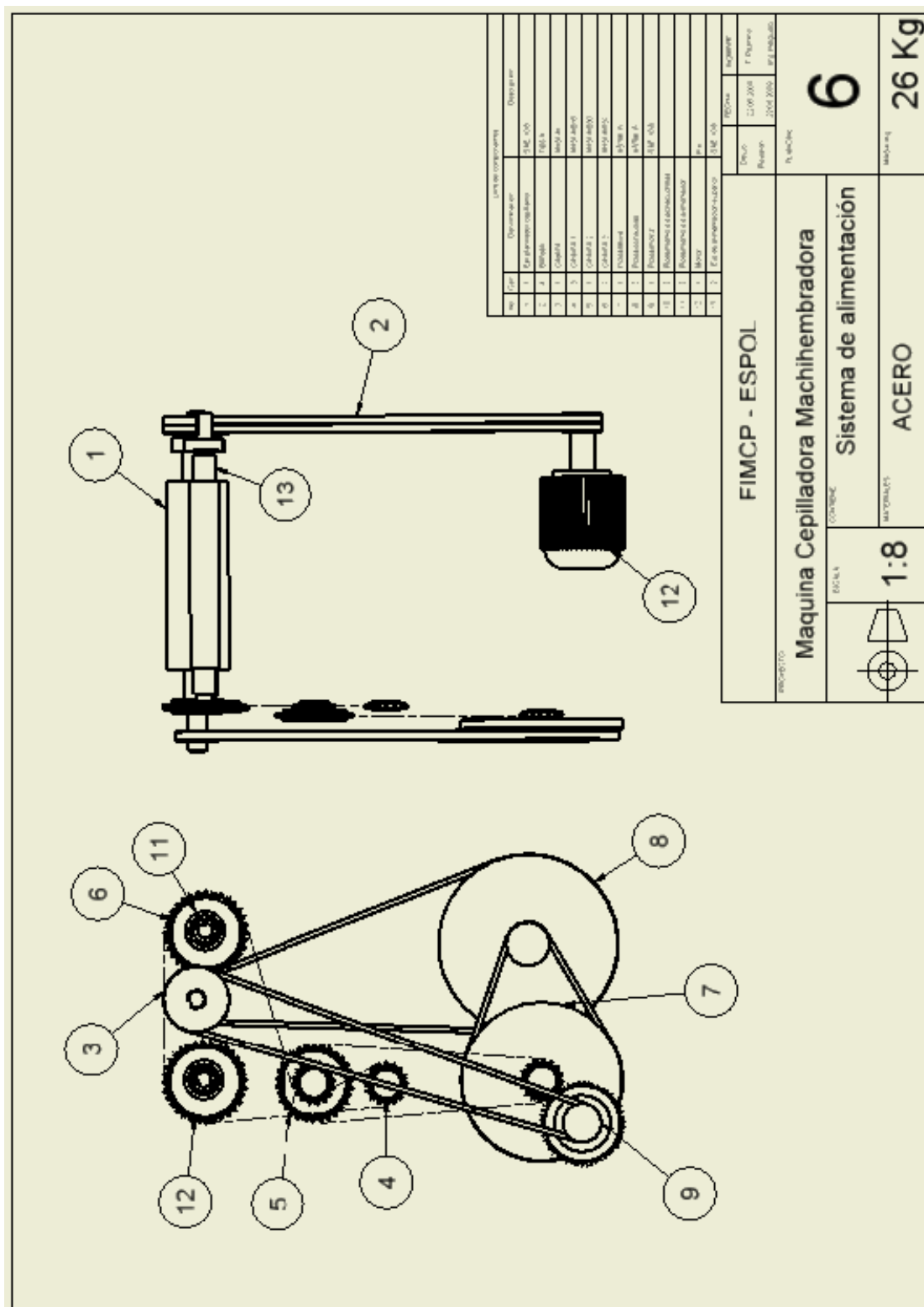






Lista de componentes		Descripción	Cantidad
1	Cuerpo principal	SAE 1018	1
2	Engranaje	SAE 1018	1
3	Soporte vertical	SAE 1018	1
4	Soporte lateral	SAE 1018	1
5	Manija	SAE 1018	1
6	Eje	SAE 1018	1
7	Manivela	SAE 1018	1
8	Rueda	SAE 1018	1
9	Perno	SAE 1018	1
10	Placa base	SAE 1018	1

FIMCP - ESPOL		REVISIÓN	5
Maquina Cepilladora Machihembradora		Diseno	21/05/2018
Sistema de elevación		Revisión	1
1:4		Autores	SAE 1018
SAE 1018		Peso	18 Kg



Partes numeradas		Descripción	
1	Carro de rodillos	FIMCP 006	
2	Eje de transmisión	7863 A	
3	Carro de rodillos	7863 A	
4	Carro de rodillos	7863 A	
5	Carro de rodillos	7863 A	
6	Carro de rodillos	7863 A	
7	Carro de rodillos	7863 A	
8	Carro de rodillos	7863 A	
9	Carro de rodillos	7863 A	
10	Carro de rodillos	7863 A	
11	Carro de rodillos	7863 A	
12	Motor	7863 A	

FIMCP - ESPOL		EDICIÓN	INGENIERO
Maquina Cepilladora Machihembradora		Diseno	F. Figueroa
Sistema de alimentación		Revisión	2004/2004
ACERO		N. de Cajas	
1:8		6	
26 Kg			

Lista de componentes		
No.	Código	Descripción
14	14	1. TORNILLO
15	15	1. MOTOR
17	17	1. PULLEY
18	18	1. EJE
19	19	1. MOTOR
20	20	1. MOTOR
21	21	1. MOTOR
22	22	1. MOTOR
27	27	1. MOTOR
28	28	1. MOTOR
29	29	1. MOTOR
30	30	1. MOTOR
32	32	1. TORNILLO

FIMCP - ESPOL		Modelo	7
Maquina Cepilladora Machihembradora		Disco	200/200
Sistema de machihembrado		Material	ACERO
1:8		Material	ACERO
50 Kg		Material	ACERO

