



T
621.815
AND
C.2

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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



CIB-ESPO

“Adaptación Tecnológica de una Máquina para Regruesar Madera”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:



CIB-ESPOL

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:



CIB-ESPOL

Alvaro Fernando Andrade Ramírez

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2004



D-33414

CIB

AGRADECIMIENTO

A todas las personas que de uno u otro modo colaboraron en la realización de este trabajo y especialmente al Ing. Manuel Helguero por su invaluable ayuda.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

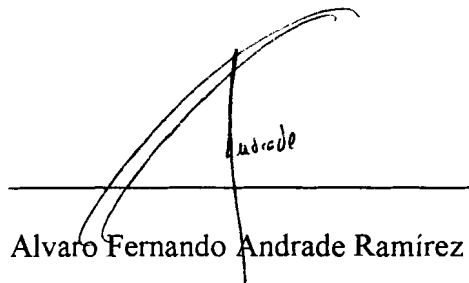
A MI ESPOSA

A MIS HIJOS

A MIS HERMANOS

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”



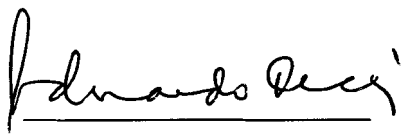
Alvaro Fernando Andrade Ramirez

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

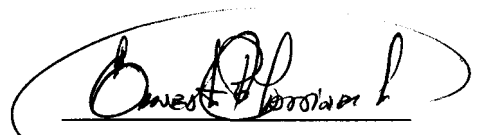
Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP



Ing. Manuel Helguero G.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Eduardo Orcés P.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



Ing. Ernesto Martínez L.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

RESUMEN

El trabajo fino de la madera es en nuestro país una de las ocupaciones más nobles y antiguas. A través de la historia, expertos ebanistas han dado a la madera las formas más sublimes. Hoy en día la tecnología puede unirse al talento humano, y de hecho, impulsar la transformación de una actividad enteramente artesanal a una actividad industrial.

Entre los ingenios tecnológicos que hoy están a la disposición de la industria de la ebanistería podemos citar a las máquinas canteadoras, las máquinas perfiladoras y las cepilladoras, entre otras.

Actualmente, en nuestro medio la oferta de máquinas de ebanistería, proviene de países como Estados Unidos, Italia, y en los últimos tiempos de varios países asiáticos como China. Existe un mercado potencial de máquinas de ebanistería que sean seguras, eficientes y económicas.

El presente tema de tesis versa sobre el diseño de una máquina de regruesar madera. Esta es una máquina liviana, para acabado fino, con la que se pueden obtener tablonés o listones de madera con las superficies pulidas y medidas precisas, listas para utilizarse en una obra específica de ebanistería. El nombre técnico de la máquina es cepilladora para poner a grueso o



CIB-ESPC

regruesar, y no debe confundirse con desbastadoras o cepilladoras de madera poco procesada, utilizadas en aserríos.

El objetivo de este trabajo es mejorar el diseño de las máquinas existentes en el mercado, introduciendo innovaciones de carácter técnico, con el propósito de obtener ventajas económicas y mayor eficiencia mecánica, sin descuidar la seguridad de las partes de la máquina y del operario adaptándola a las particularidades de nuestras maderas y nuestros mercados

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL	III
SIMBOLOGÍA	IV
ÍNDICE DE FIGURAS.....	V
ÍNDICE DE TABLAS.....	VI
ÍNDICE DE PLANOS.....	VII
ANTECEDENTES	1
CAPITULO 1	
1. ANÁLISIS DEL MERCADO	3
1.1. Situación del mercado de máquinas herramientas para el trabajo en madera en el Ecuador	3
1.2. Identificación de las necesidades de los talleres de ebanistería	4
1.3. Construcción de la máquina como respuesta a las necesidades del mercado	6
CAPITULO 2	
2. INGENIERIA DEL DISEÑO.....	8
2.1. Diseño de Forma.....	8
2.2. Diseño del sistema impulsor	17
2.3. Diseño del sistema de avance automático.....	28

2.4. Diseño de la plataforma móvil de trabajo	118
2.5. Diseño del árbol portacuchillas.....	134
CAPITULO 3	
3. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	161
3.1. Costo de materiales y mano de obra	162
3.2. Análisis comparativo de precio y eficiencia con máquinas similares	165
3.3. Rentabilidad del proyecto.....	168
CAPITULO 4	
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	171
APENDICES	
BIBLIOGRAFÍA	

SIMBOLOGÍA

L	Longitud de las cuchillas
Va	Velocidad de alimentación
h	Profundidad de corte
D	diámetro hasta el filo de las cuchillas
N	Número de revoluciones del árbol portacuchillas
Sz	Avance por cuchilla
bm	Sección media de la viruta
Ks	Fuerza específica de corte
Fm	Fuerza media de corte
Fg	Fuerza máxima de corte
Pcor	Potencia consumida en el corte
Pav	Potencia consumida en el avance
η_{tot}	Rendimiento del sistema de avance
Kw	Kilowatt
c ₂	Factor de servicio en transmisiones por bandas
Pb	Potencia corregida en transmisiones por bandas
i	relación de transmisión
e	entreeje provisional
e _{nom}	entreeje definitivo
L _{wth}	Desarrollo primitivo de las bandas
V	Velocidad lineal
f _b	Frecuencia de flexiones de las bandas
C ₁	Factor de ángulo de contacto en el cálculo de transmisión por bandas
C ₃	Factor de longitud en el cálculo de transmisión por bandas
Pn	Potencia transmisible por banda
Z	Número de correas
Sa	Tensión estática de las correas por canal
P	Potencia
σ	Esfuerzo
Wt	Carga tangencial
Kv	factor de velocidad
F	ancho de cara de engrane
m	módulo del engrane
Y	Factor de forma
Sy	Límite de elasticidad

Sut	Límite último a la tensión
H	Potencia transmitida por los engranajes
fp	Factor de pérdidas en el cálculo de engranajes
N ₂	Número de dientes del engranaje impulsor
N ₃	Número de dientes del engranaje impulsado
Se'	Límite de resistencia a la fatiga
Ka	Factor de acabado superficial
Kb	Factor de tamaño
Kc	Factor de carga
Kd	Factor de temperatura
Ke	Factor de efectos diversos
r _f	Radio de entalle del engranaje
q	Sensibilidad a la muesca



CIB-ESPOL



CIB-ES



CIB-ESPOL



CIB-ES

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Esquema General de Corte	7
Figura 2.1	Esquema general de avance.....	16
Figura 2.2	Sección media de la Viruta.....	18
Figura.2.3	Sistema de reducción de velocidades	31
Figura 2.4	Corte máximo y mínimo	32
Figura 2.5	Relación de diámetros de los engranajes	35
Figura 2.6	Esquema del rodillo de avance	55
Figura.2.7	Esquema Rodillo-Árbol.....	57
Figura 2.8.	Diseño preliminar del rodillo de avance.....	58
Figura 2.9	Angulo de Presión en los engranes	59
Figura 2.10	Diagrama de Fuerzas en el engrane.....	60
Figura 2.11	Diagrama de Fuerzas en el Eje de avance	60
Figura 2.12	Diagramas de cortante y momento en el eje de avance	63
Figura 2.13	Diseño definitivo del eje de avance.....	68
Figura 2.14	Rodamiento FAG 1307.....	73
Figura 2.15	Biseles y altura de Resaltes.....	75
Figura 2.16	Resorte para la oscilación de los rodillos de avance.....	77
Figura 2.17	Diseño preliminar de la barra inferior del sistema de avance.....	82
Figura 2.18	Diagrama de Fuerzas, Cortantes y Momento de la barra inferior.....	83
Figura 2.19	Fuerza equivalente en la barra inferior.....	85
Figura 2.20	Fuerzas y distancias para aplicar fórmulas de deflexión.....	86
Figura 2.21	Diseño definitivo de la barra inferior del sistema de avance.....	87
Figura 2.22	Rodamiento FAG 6003.....	88
Figura 2.23	Diseño Preliminar del eje superior del sistema de avance....	89
Figura 2.24	Transmisión de fuerzas al eje superior debido a los engranes	90
Figura 2.25	Diagrama de Fuerzas sobre el eje con un solo engrane.....	91
Figura 2.26	Diagrama de Fuerzas sobre el eje con dos engranes.....	92
Figura 2.27	Diagrama de Fuerzas sobre el eje superior del sistema de avance	94
Figura 2.28	Fuerzas, Cortantes y Momentos del Eje superior del sistema	96
Figura 2.29	Relación de Diámetros en el eje superior.....	98

Figura 2.30	Diseño definitivo del eje superior	100
Figura 2.31	Ubicación de Rodamientos en eje superior.....	101
Figura 2.32	Rodamiento FAG 6003.....	103
Figura 2.33	Rodamiento FAG 1203.....	104
Figura 2.34	Platina de Soporte.....	105
Figura 2.35	Barra en voladizo (Platina de Soporte)	106
Figura 2.36	Sección Transversal de la Platina de Soporte.....	106
Figura 2.37	Platina de Soporte, unión empernada	108
Figura 2.38	Perno M10 X 1.5 clase 4.6	109
Figura 2.39	Platina de Soporte, junta empernada extremo izquierdo	114
Figura 2.40	Rosca ACME.....	117
Figura 2.41	Tornillo de Potencia	122
Figura 2.42	Rodamiento FAG 51105.....	124
Figura 2.43	Esquema de la transmisión por cadenas	125
Figura 2.44	Relación de Diámetros y Torque en la transmisión de cadenas.....	126
Figura 2.45	Longitud de la cadena.....	129
Figura 2.46	Eje que aminora el rozamiento en la plataforma	130
Figura 2.47	Rodamiento FAG 6004.....	133
Figura 2.48	Diseño Preliminar del Arbol Potacuchillas.....	135
Figura 2.49	Fuerzas sobre el eje debido al corte	136
Figura 2.50	Ubicación de Rodamientos y Poléas en el eje	137
Figura 2.51	Diagrama de Fuerzas en el Arbol.....	138
Figura 2.52.	Diagramas de Cortante y Momento en el Arbol Portacuchillas	139
Figura 2.53	Rodamientos en el árbol portacuchillas.....	144
Figura 2.54	Rodamiento FAG 2306.....	146
Figura 2.55	Esquema de las Cuchillas y el Sistema de Sujeción.....	147
Figura 2.56	Fuerzas sobre la cuchilla.....	148
Figura 2.57	Esquema de Fuerzas sobre la Cuchilla.....	149
Figura 2.58	Sección Transversal de la Cuchilla	150
Figura 2.59	Diagrama de Fuerzas sobre el elemento de sujeción	155
Figura 2.60	Dimensiones del elemento de Sujeción	156
Figura 2.61	Dimensiones de la Cuchilla.....	158
Figura 2.62.	Diagrama de fuerzas sobre el elemento de sujeción	159
Figura 4.1	Seguridades a la entrada de la madera	175



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

INDICE DE TABLAS

Tabla 1	Detalle de la transmisión de bandas seleccionada entre el motor y el árbol.....	27
Tabla 2	Detalle de la transmisión de bandas seleccionada para la primera reducción de velocidad del sistema de avance.....	30
Tabla 3	Detalle de la transmisión de bandas seleccionada para la segunda reducción de velocidad del sistema de avance.....	34
Tabla 4	Momentos máximos en el eje de avance	64
Tabla 5	Deflexiones en el eje de avance	69
Tabla 6	Momentos máximos en el eje superior del sistema de avance.....	96
Tabla 7	Chavetas del sistema de avance	117
Tabla 8	Momentos máximos en el árbol portacuchillas.....	140
Tabla 9	Deflexiones en el árbol portacuchillas.....	143
Tabla 10	Dimensiones del material a adquirir para maquinar.....	162
Tabla 11	Costo de materiales	164
Tabla 12	Costo de la mano de obra.....	165
Tabla 13	Cuadro comparativo con máquinas similares en el mercado	166



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

INDICE DE PLANOS

Plano 1	Eje superior del sistema de avance
Plano 2	Eje inferior del sistema de avance
Plano 3	Plataforma desplazable – vista lateral
Plano 4	Plataforma desplazable – vista superior

ANTECEDENTES

El objetivo de este trabajo es el diseño de una máquina regruesadora de madera. Esta máquina brinda una gran ayuda a los profesionales del trabajo en madera, ya que por medio de ella se puede lograr en pocos segundos y con precisión lo que una operación de cepillado manual tarda horas, mejorando así la eficiencia y productividad de las pequeñas y medianas industrias dedicadas a la construcción de muebles y acabados decorativos en este material.

No se ha difundido su uso en el país, debido al elevado costo que tienen estas máquinas importadas (de Alemania, Brasil e Italia principalmente).

En este estudio se realiza el diseño de una máquina de regruesar, considerando para esto puntos como factibilidad de construcción, análisis de máquinas existentes en el mercado, innovaciones y ventajas para los usuarios, etc.

Los detalles de los mecanismos los diseñaré tratando de alcanzar la máxima economía en la construcción, pero dentro de los límites permisibles de seguridad y eficiencia, aconsejados por personas que han experimentado en la materia durante mucho tiempo, y las indicaciones que encontramos en los manuales que tratan con profundidad el tema; el Manual del Ingeniero de

Taller de la Academia Hutte de Berlín, el Manual del Ingeniero Mecánico de Marks, entre otros.

CAPÍTULO 1

1. ANÁLISIS DEL MERCADO

1.1. Situación del mercado de Máquinas Herramientas para trabajo en madera en el Ecuador.

En el Ecuador, el trabajo en madera fue desde tiempos inmemoriales oficio y arte de nuestros ancestros y en la actualidad cientos de ebanistas y carpinteros, continúan con la tradición de esta noble ocupación.

El trabajo en madera asistido con maquinas herramientas es requerido principalmente en, estructura y acabados de viviendas y edificaciones, y para la construcción de muebles.

En la provincia del Guayas los ebanistas profesionales están agremiados en la Unión Provincial de Trabajadores en Madera y Anexos, entidad fundada en 1966 y que tiene actualmente 587 afiliados, la mayoría de los cuales son propietarios de talleres, y el

resto son empleados en otros talleres o instituciones. A pesar de que no existen datos actualizados de los diferentes gremios artesanales de ebanistas que existen en el país, se puede estimar entre 800 y 1000 talleres de ebanistería a nivel nacional. Esta estimación fue realizada junto con el Sr. Gustavo Gualoto, presidente de la UPTMA.



CIB-ESPOL

De estos talleres, apenas un 5% tienen una máquina de regruesar automática, el resto utiliza el tradicional método del cepillo.



CIB-ESPOL

Una máquina de regruesar madera esta concebida para realizar uno de los trabajos más comunes en un taller (darle el acabado a un tablón), de manera más veloz, precisa y en general, más eficientemente.



CIB-ESPOL

Si las características de la máquina a diseñar, incluyendo el costo final, satisfacen las necesidades de los artesanos, es completamente factible esperar que del 50 al 60 % de los talleres de ebanistería consideren la compra de la máquina.



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

Esto nos da un mercado potencial de 550 máquinas, sin contar con que muchos talleres grandes, necesitarían más de una máquina, ni las máquinas de reposición.



CIB-ESPOL

1.2. Identificación de las necesidades de los talleres de ebanistería.

Todo proyecto de construcción de maquinaria, debe ser basado en la satisfacción de las necesidades de los consumidores potenciales.

Para poder guiar mi estudio, realicé una pequeña encuesta entre treinta y dos ebanistas, propietarios de talleres con al menos dos operarios.

A la pregunta de ¿Cuál es la ventaja principal de trabajar con una regruesadora?, el 43% de los encuestados respondió que la velocidad, 27% respondió que la seguridad, 21% respondió que la precisión. El resto no le vio una clara ventaja.

Se pidió que evaluaran del 1 al 5 las siguientes características de una máquina regruesadora, dando 5 puntos a una característica de vital importancia, y 1 a una característica de casi nula importancia. Tabulando las respuestas y ordenándolas de mayor a menor importancia, obtuve lo siguiente;

- Facilidad de operación
- Funcionamiento económico
- Posibilidad de utilizar distintas medidas de tablonos
- Bajo costo inicial
- Funcionamiento seguro
- Gran velocidad de alimentación
- Construcción robusta



- Facilidad de mantenimiento
- Repuestos Fáciles de conseguir
- Pequeño tamaño
- Funcionamiento silencioso
- Procedencia del exterior

Por último se preguntó que precio sería el correcto para una máquina regruesadora.

El 64% de los encuestados respondió que entre \$2000 y \$3000, el 22% que menos de \$2000, y el 14 % que más de \$3000.

Estas respuestas me dan una información segura acerca de las necesidades del mercado, y permite enfocar mi diseño a su satisfacción.

1.3. Construcción de la máquina como respuesta a las necesidades del mercado

Siempre ha existido un gran mercado para las obras finas de madera, y se espera que la aún incipiente exportación de muebles a países vecinos, se vea incrementada en gran medida en los próximos años.

Es por ello indispensable pensar en la eficiencia en la producción, único camino al éxito en el competitivo mercado internacional.



Una de los caminos a la eficiencia es el uso de maquinaria que incremente la velocidad, calidad y seguridad, del trabajo a realizar. Las ventajas que una máquina de regruesar ofrece a los profesionales de la madera son evidentes, sin embargo su uso se ha visto restringido debido al alto costo inicial de las máquinas importadas.

Frente a esto, la construcción en el país de máquinas como esta, que brinden iguales o mejores prestaciones a los usuarios, pero con un precio inicial asequible, es una oportunidad de negocios promisoría.

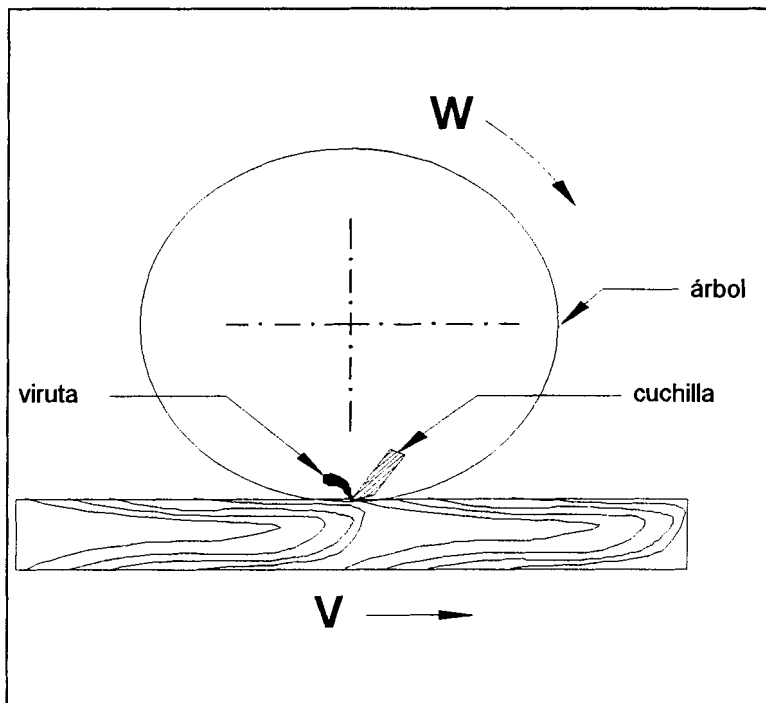


Figura 1.1. Esquema General de Corte

CAPITULO 2

2. INGENIERIA DEL DISEÑO

2.1. Diseño de Forma

Las maquinas regruesadoras de madera tienen muchas características que varían entre modelo y modelo, y es conveniente analizar algunas de estas separadamente

2.1.1. Velocidad de los rodillos de avance.

Los rodillos de avance, hacen que la madera entre al corte, que es realizado por el árbol portacuchillas. La velocidad de avance de la madera es producto del movimiento de los rodillos. El movimiento de estos rodillos es siempre derivado del movimiento del árbol portacuchillas.

La velocidad de los rodillos puede ser fija o puede ser variable. La única ventaja de tener variable la velocidad de

avance, es que se puede ajustar dicha velocidad a la dureza de la madera, obteniendo de este modo un aumento de eficiencia.

Sin embargo es preciso para cada cambio de velocidad tener un juego de bandas, y parar la máquina para la colocación de dichas bandas.

Se diseñará la máquina con una velocidad de avance fija, pero con una potencia tal, que pueda lidiar con la madera más dura con que se trabaja en el mercado, de manera que no tenga problemas con aquellas maderas de menor dureza.

Para valores prácticos esta velocidad varía entre 5 a 35 mt/min.

Este parámetro determina el tiempo de trabajo de la máquina, ya que a menor avance, más tiempo trabajando, y es proporcional a la potencia consumida.

Como se trata de una máquina de funcionamiento intermitente, es conveniente escoger una baja velocidad de alimentación (V_a), ya que sería necesaria una menor potencia con economía en el diseño.

Seleccionamos $V_a = 10 \text{ mt / min}$

2.1.2. 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.

Este diseño presenta los siguientes inconvenientes:

- Para lograr un buen avance, necesita penetrar más de 1 mm en la madera, por lo que en operaciones de cepillado de aproximadamente 1 mm, en la superficie de salida del listón irán marcadas las estrías dejadas por el rodillo, no quedando pulida la superficie cepillada
- Cuando se presentan maderas blandas, que son la mayoría de las comerciales, el rodillo penetraría más de 1 mm, reduciéndose el rango de cepillado.
- En la operación de maderas muy blandas, es posible que el agarre de los dientes resulte débil y resbale el rodillo, dañando la madera.
- La acción de avance de los rodillos se va anulando al acumularse residuos de madera entre los dientes,

haciendo necesaria la ejecución de frecuentes operaciones de limpieza.

En este trabajo voy a diseñar los rodillos de avance recubiertos con caucho duro, donde la acción de rozamiento la dará la fuerza de un resorte que presionará el rodillo contra la madera, y esta contra la plataforma, evitando que resbale al momento del corte.

Las ventajas de este diseño son las siguientes:

- Puede utilizarse con cualquier clase de madera, sin que se varíe el rango entre 0 y 2.5 mm de profundidad de corte.
- El agarre por rozamiento no daña la superficie a pulir puesto que no penetra en el listón.
- Solo necesitaría limpieza cuando se realice mantenimiento a la máquina puesto que no hay razón para que se incrusten pedazos de madera en el caucho.
- Es menos costoso el recubrimiento con caucho, que el fresado de los dientes.

- El costo se reduce también debido a que la parte de acero tiene un diámetro menor.
- Es menor el peso total de la máquina.

2.1.3. Plataforma de trabajo.

La plataforma de trabajo es en algunas máquinas fija con respecto al árbol portacuchillas, y en otras es desplazable, es decir con altura variable.

A pesar de que una plataforma de trabajo fija es muy económica, elijo diseñar una máquina con plataforma de trabajo desplazable, ya que con esto se tiene la posibilidad de trabajar con diferentes profundidades de penetración, y diferentes alturas de tablón.

En las distintas máquinas con plataforma desplazable que hay en el mercado, la manera de desplazar la plataforma es por medio de una transmisión de tornillo sin fin y rueda helicoidal.

En este proyecto se diseñará un sistema de transmisión de cadena mucho más económico que el anterior, y rendimiento superior ya que el operario debe hacer una pequeña fuerza en la palanca para subir o bajar la plataforma.

2.1.4. Uso de cojinetes antifricción o cojinetes de lubricación.

En la mayoría de las máquinas comerciales se usan cojinetes de lubricación para el soporte de los rodillos y el árbol portacuchillas.

Se elige usar cojinetes antifricción, debido a que se logra una doble ventaja económica debido a que es más económico el uso de estos cojinetes antifricción, que la construcción de bujes, y además hay una sustancial reducción de la fricción, con lo que se incrementa la eficiencia general de la máquina.

2.1.5. Número de cuchillas del árbol portacuchillas (i)

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

$i = 2$ acabado superficial medio

$i = 4$ acabado superficial alto

$i = 6$ acabado superficial muy alto

Se escoge $i = 4$, para un grado de pulimento alto.

No se escoge $i = 6$ por cuanto esto haría aumentar la potencia, con un incremento en el costo.

2.1.6. Longitud de las cuchillas (L)

La longitud recomendada es entre 300 y 1200 mm.

Este parámetro viene determinado por la producción maderera nacional. Generalmente se utilizan en el comercio tablonos con las siguientes medidas:

Largo: 3000 mm

Ancho: 300 mm

Altura: 50 mm

Para un mejor rango de operación se escoge una longitud de cuchilla de 450 m

2.1.7. Profundidad de corte (h)

Para este 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.

Selecciono $h = 2.5$ mm

2.1.8. Diámetro hasta el filo de las cuchillas (D)

Es necesario suponer inicialmente un diámetro, debido a que el diseño del árbol lo exige conocido para poder 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 recomiendan diámetros desde 80 a 160 mm

Lo ideal sería utilizar el árbol cuyo diámetro sea más pequeño (80 mm), por simple economía, pero esto tiene sus desventajas; puede romperse por flexión o por torsión, y las cuchillas deben poder colocarse sin debilitarlo mucho.

Ya que la máquina es de trabajo liviano, se asume

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



2.1.9. Número de Revoluciones del Árbol Portacuchillas (N)

El límite de revoluciones para las regruesadoras modernas es de 6000 RPM.

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

Si 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 corto tiempo, lo cual exigiría mayor potencia en el motor para lograrlo, con lo que subirían los costos.

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 también un motor más potente.

Asumo $N = 4000 \text{ RPM}$

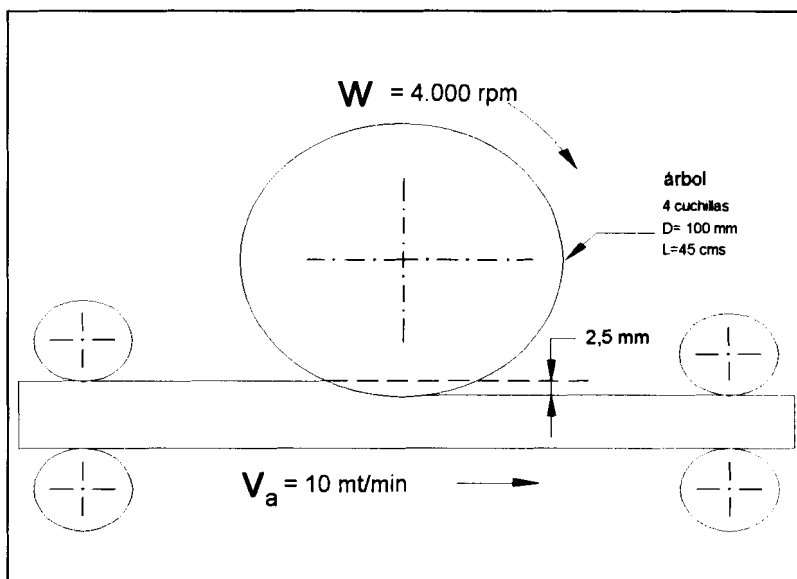


Figura 2.1 Esquema general de avance

2.2. Sistema Impulsor

2.2.1. Objetivo y consideraciones de diseño

El objetivo en primer lugar es 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 diseñaré la transmisión de potencia (bandas trapezoidales y sus respectivas poleas).

2.2.2. Cálculo de la Potencia consumida por el sistema

2.2.2.1. Avance por cuchilla. (S_z)

$$S_z = \frac{V\alpha}{i \cdot N}$$

$$S_z = \frac{10}{4 \times 4000} \times 10^3$$

$$S_z = 0.625 \text{ mm/ cuchilla}$$

2.2.2.2. Sección media de la Viruta (b_m)

Según el manual de Hutte

$$b_m = \frac{V\alpha}{i \cdot N} \sqrt{\frac{h}{D}}$$

$$bm = 0.625 \times \sqrt{\frac{2.5}{100}}$$

$$bm = 0.0988$$

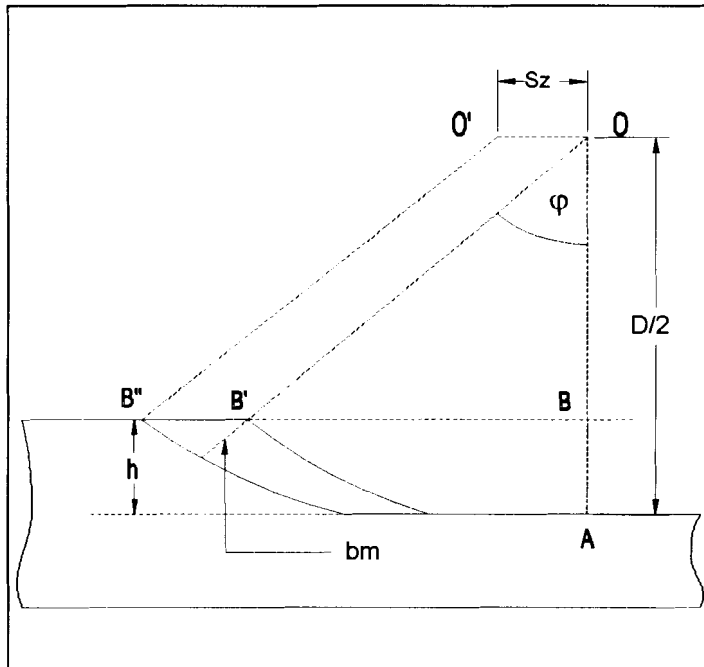


Figura 2.2. Sección media de la Viruta

A modo de comprobación, se utilizará también la fórmula de Micheletti

$$bm = Sz \cdot \frac{360}{\pi \varphi} \cdot \frac{h}{D}$$

$$y, \varphi = \cos^{-1} \left(1 - \frac{2h}{D} \right)$$

Reemplazando valores se tiene que

$$\varphi = \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \times 2.5}{100} \right) = \cos^{-1}(0.95)$$



$$\varphi = 18.28^\circ$$

$$b_m = 0.625 \times \frac{360}{\pi(18.28)} \times \frac{2.5}{100}$$

$$b_m = 0.0989 \text{ mm}$$

Con lo que se comprueba el resultado alcanzado con la fórmula de Hutte.

2.2.2.3. Fuerza específica de Corte (Ks)

Este parámetro es función del espesor medio de la viruta que se desprende.

Con el espesor de la viruta conocido, se va al gráfico de Bobe, y se escoge la fuerza específica para el caso más desfavorable, es decir, para aquella madera que presenta la mayor resistencia a ser maquinada (Roble).

Por lo tanto para un espesor de viruta medio

$$b_m = 98.9 \mu, \text{ resulta,}$$

$$K_s = 3.8 \text{ Kg / mm}^2$$

2.2.2.4. Fuerza media de Cepillado

La fuerza tangencial en el punto medio del arco de trabajo ($\phi/2$), viene a ser la media de las fuerzas periféricas en el recorrido de un filo.

$$F_m = K_s \times b_m \times L$$

Donde, K_s = Fuerza específica de corte

$b_m \times L$ = Sección media de la viruta

Reemplazando,

$$F_m = 3.8 \text{ Kg} / \text{mm}^2 \times 0.0988 \text{ mm} \times 450 \text{ mm}$$

$$F_m = 168,95 \text{ Kg}$$

La fuerza máxima F_g , puede aceptarse como

$$F_g = 2 F_m$$

para valores pequeños de ϕ , como en este caso.

2.2.2.5. Potencia consumida en el corte (P_{cor})

Los manuales proporcionan la siguiente fórmula

$$P_{cor} = \frac{h \times L \times Va \times K_s}{60 \times 102}$$

reemplazando,

$$P_{cor} = \frac{2.5 \times 450 \times 10 \times 3.8}{60 \times 102}$$

$$P_{cor} = 6.98 \text{ Kw}$$

2.2.2.6. Potencia consumida en el avance (P_{av})

La fuerza de avance tiene importancia en el trabajo de la madera solo cuando el avance se da a mano.

En el avance mecánico, por las pequeñas velocidades de avance, la potencia para el mismo carece de importancia.

Como valor aproximado tenemos que $P_{av} \approx 0.05 Kw$ por cada 100 mm de acepillada, sin incluir las pérdidas propias del mecanismo.

$$\text{Entonces } P_{av} \approx (0.05) \left(\frac{450mm}{100} \right) = 0.225 Kw.$$

Tomando un rendimiento de 0.90 para bandas y 0.98 para engranajes, y ya que el sistema de avance constará de dos bandas y un engranaje, tenemos que,

$$\eta_{tot} = 0.9 \times 0.9 \times 0.98 = 0.7938$$

Entonces resulta que la potencia consumida por el sistema de avance es:

$$\frac{P_{av}}{\eta_{tot}} = \frac{0.225}{0.7938} = 0.283 Kw$$

2.2.2.7. Potencia del motor

Se tomará un rendimiento del 90% para tener en cuenta las pérdidas en la transmisión por bandas del motor al árbol.

$$\text{Pot motor} = \frac{P_{cor} + P_{av}}{\eta}$$

$$\text{Pot motor} = \frac{6.98 + 0.283}{0.9}$$

$$\text{Pot motor} = 8.07 \text{ Kw}$$

Se seleccionará un motor asíncrono trifásico, que gira a 1800 RPM, de 10 Kw.

2.2.3. Cálculo y diseño de la transmisión de bandas entre el motor y el árbol portacuchillas

2.2.3.1. Datos iniciales

Elemento Motriz: Motor asíncrono Trifásico

P= 10 Kw

N1= 1800 RPM

2.2.3.2. Condiciones Estimadas

Horas diarias de funcionamiento: 12

Número de arranques diarios: 04

Condiciones ambientales, temperatura, humedad, salpicaduras de aceite y polvo; normales

Entreeje: de 600 a 800 mm

Diámetro de polea pequeña: 110 mm

Máquina herramienta; Pot = 10 Kw, N2 = 4000 ± 20

RPM, tipo de carga; intermitente.

2.2.3.3. Factor de servicio (c_2)

El factor de servicio se determina en función de las horas de trabajo diarias, y del tipo de máquina motriz y máquina accionada.

$$c_2 = 1.3$$

2.2.3.4. Potencia corregida (P_b)

$$P_b = Pot * c_2$$

$$P_b = 10 * 1.3 = 13 \text{ Kw}$$

2.2.3.5. Tipo de Perfil

El tipo de perfil se selecciona en función de la potencia de cálculo (Kw) y del número de revoluciones de la polea pequeña.

Perfil seleccionado : SPZ

2.2.3.6. Relación de transmisión

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{1800}{4000} = 0.45$$



CIB-ESPOL

2.2.3.7. Diámetro de las poleas

$$d_2 = 112 \text{ mm}$$

$$d_1 = \frac{112}{0.45} = 248.88 \text{ mm}$$

Se selecciona el valor estándar más acercado.

$$d_1 = 250 \text{ mm}$$



CIB-ESPOL

2.2.3.8. Relación de Transmisión real (i_{real})

$$i_{real} = \frac{112}{250} = 0.448$$

$$N_2 \text{ real} = \frac{N_1}{i_{real}} = \frac{1800}{0.448} = 4017.86 \text{ RPM}$$

Como las RPM deseadas eran; $4000 \pm 20 \text{ RPM}$, el valor encontrado es correcto.



CIB-ESPOL

2.2.3.9. Entreeje provisional (e)

$$e > 0.7 * (d_1 + d_2) = 253.4$$

$$e < 2 * (d_1 + d_2) = 724$$

$e = 700 \text{ mm}$; entreeje aconsejado

2.2.3.10. Desarrollo primitivo de las correas (Lwth)

$$Lwth \approx 2e + 1.57 (d2+d1) + \frac{(d2-d1)^2}{4e}$$

$$Lwth \approx 2015.14 \text{ mm}$$

Se elije el valor estandar más aproximado al calculado.

$$Lwst = 2000 \text{ mm}$$

2.2.3.11. Entreeje definitivo (e_{nom})

$$e_{nom} = e - \frac{Lwth - Lwst}{2}$$

$$e_{nom} = 692.43 \text{ mm}$$

2.2.3.12. Recorrido de tensado a prever (x/y)

$$x \geq 25 \text{ mm}$$

$$y \geq 20 \text{ mm}$$

2.2.3.13. Velocidad lineal y frecuencia de flexiones (V,f_b)

$$V = \frac{d_1 \cdot \eta_1}{19100} = \frac{d_2 \cdot \eta_2}{19100}$$

$$V = \frac{250 \cdot 1800}{19100} = 23.56 \text{ m/s} \quad (V_{max}=42 \text{ m/s})$$

$$f_b = \frac{2 \cdot 1000 \cdot V}{L_{wst}}$$

$$f_b = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 23.56}{2000} = 23.56 \text{ flexiones/seg}$$

($f_b \text{max} \approx 100 \text{ flexiones/seg}$)

2.2.3.14. Factor de ángulo de contacto (C_1)

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2e_{nom}}$$

$$\beta \approx 168^\circ$$

$$C_1 = 0.97$$

2.2.3.15. Factor de Longitud (C_3)

$$C_3 = 1.04$$

2.2.3.16. Potencia nominal transmisible por cada correa (P_n)

P_n para $\delta_2 = 112 \text{ mm}$

$$i = 2.23$$

$$N = 4000 \text{ RPM}$$

Perfil SPZ

$$P_n = 7.11$$

2.2.3.17. Número de correas (Z)

$$Z = \frac{P \cdot C_2}{P_N \cdot C_1 \cdot C_3}$$

$$Z = \frac{10 \cdot 13}{711 \cdot 0.97 \cdot 1.04}$$

$$Z = 1.81$$

La transmisión consistirá entonces 2 correas estrechas SK SPZ 2000

2.2.3.18. Tensión estática de las correas por ramal (S_A)

$$S_A \approx 2T \cdot \text{sen} \frac{\beta}{2} \cdot Z$$

$$S_A \approx 2 \cdot 260.79 \cdot \text{sen} \frac{168}{2} \cdot 2$$

$$S_A \approx 1037.45 \text{ Nw}$$

TABLA 1

Detalle de la transmisión de bandas seleccionada entre el motor y el árbol		
Tipo de perfil		Tipo SPZ (marca Optibel)
Diámetro de las poléas	D1	250 mm
	D2	112 mm
Relación de Transmisión	i	4.44
Velocidad angular Poléa 1	N1	1800 RPM
Velocidad angular Poléa 2	N2	4017 RPM
Desarrollo de las correas	Lwst	2000 mm
Entreeje	e	692 mm
Recorrido de tensado	y _{>=}	25 mm
Velocidad lineal	v	24 m/s
Frecuencia de flexiones	f _b	23,6 s ⁻¹
Número de correas	Z	2 correas estrechas SK-SPZ 2000
Tensión estática por ramal	S _a	1037.45 Nw

2.3. Diseño del Sistema Automático de Avance

2.3.1. Sistema de Reducción de Velocidades

La velocidad de avance escogida es de 10 mt/min, lo cual resulta en una velocidad de los rodillos de ≈ 55.85 RPM

Como el árbol portacuchillas v gira a 4000 RPM, la reducción total es de $i = 71,62$

Esta reducción no se puede realizar en un solo paso, por lo que se la distribuirá de la siguiente forma;

Primera reducción: dos poleas de 80mm y 355 mm para $i = 4,438$ y velocidad en la polea mayor de 901.41 RPM.

Segunda reducción: dos poleas de 80 mm y 355 mm para $i = 4.438$ y velocidad en la polea mayor de 203.13 RPM.

Tercera reducción: Piñón y rueda dentada (engranaje recto frontal), piñón de 48 mm de diámetro, 12 dientes y rueda de 176 mm, 44 dientes, ancho de cara de 38 mm.

Se harán los cálculos para un solo rodillo ya que los cálculos para este rodillo valen para el otro que es idéntico solo que la capa de caucho tiene e 2.5 mm más de diámetro para que arrastre el listón que va saliendo ya maquinado.

2.3.1.1. Primera Reducción de Velocidad

Se tienen los siguientes datos de entrada

Poléa impulsora

$$P = 0.283 \text{ Kw}$$

$$\eta_1 = 4000 \text{ RPM}$$

$$D1 = 80 \text{ mm (mínimo recomendable)}$$

Arranque: En carga.

Polea impulsada

$$P = 0.283 \text{ Kw}$$

$$\eta_2 = 900 \text{ RPM} \pm 5 \text{ RPM}$$

Entre eje: entre 250 mm y 350 mm

Siguiendo el mismo procedimiento para el cálculo de transmisiones realizado en el punto 2.2.3,

obtenemos los siguientes resultados



TABLA 2

Detalle de la transmisión de bandas seleccionada para la primera reducción de velocidad - sistema de avance		
Tipo de perfil		Tipo SPZ (marca Optibel)
Diámetro de las poleas	D1	80 mm
	D2	355 mm
Relación de Transmisión	i	4.44
Velocidad angular polea 1	N1	901,4 RPM
Velocidad angular polea 2	N2	4000 RPM
Desarrollo de las correas	Lwst	1400 mm
Entre eje	e	331 mm
Recorrido de tensado	$y \geq$	25 mm
Velocidad lineal	v	16,75 m/s
Frecuencia de flexiones	f_b	23,9 s ⁻¹
Número de correas	Z	1 correa estrecha SK-SPZ 1400
Tensión dinámica por ramal	S1	27,43 Nw
	S2	849 Nw
Reacción dinámica en los apoyos	$S_{a \text{ din}}$	33,62 Nw

2.3.1.2. Segunda Reducción de Velocidad

Como la polea conducida de la reducción 2 es solidaria con el piñón, este debe ir fijo, por lo tanto las tolerancias deben ser iguales en todas las correas.

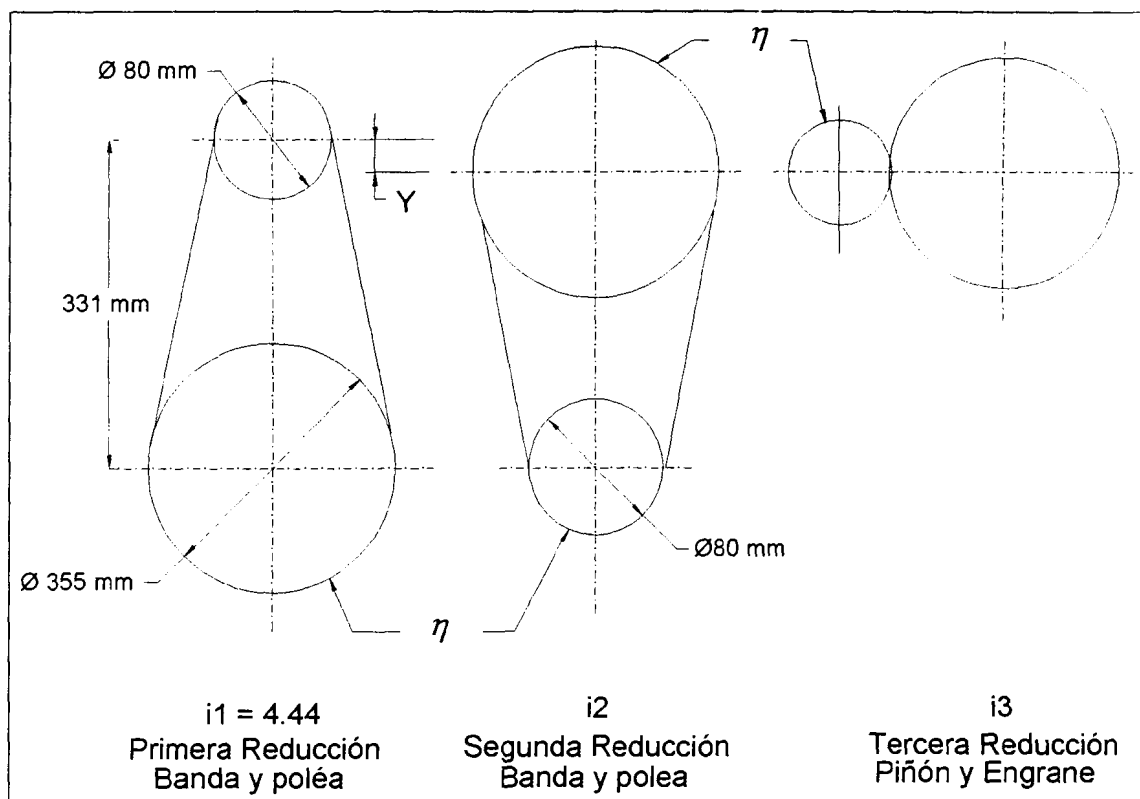


Figura.2.3. Sistema de reducción de velocidades

La diferencia de altura entre los centros a corte mínimo es de 21.5 mm, y a corte máximo es de 19 mm.

Como el rodillo de avance tendrá una oscilación de 2.5 mm, se prefiere que el engranaje exacto sea en un promedio de los extremos

$$y = \frac{21.5 + 19}{2} = 20.25 \text{ mm}$$

que es la diferencia promedio de altura entre el centro del árbol portacuchillas y el rodillo de avance.

Por lo tanto en la reducción No 2, la distancia entre centros será de 310.75 mm

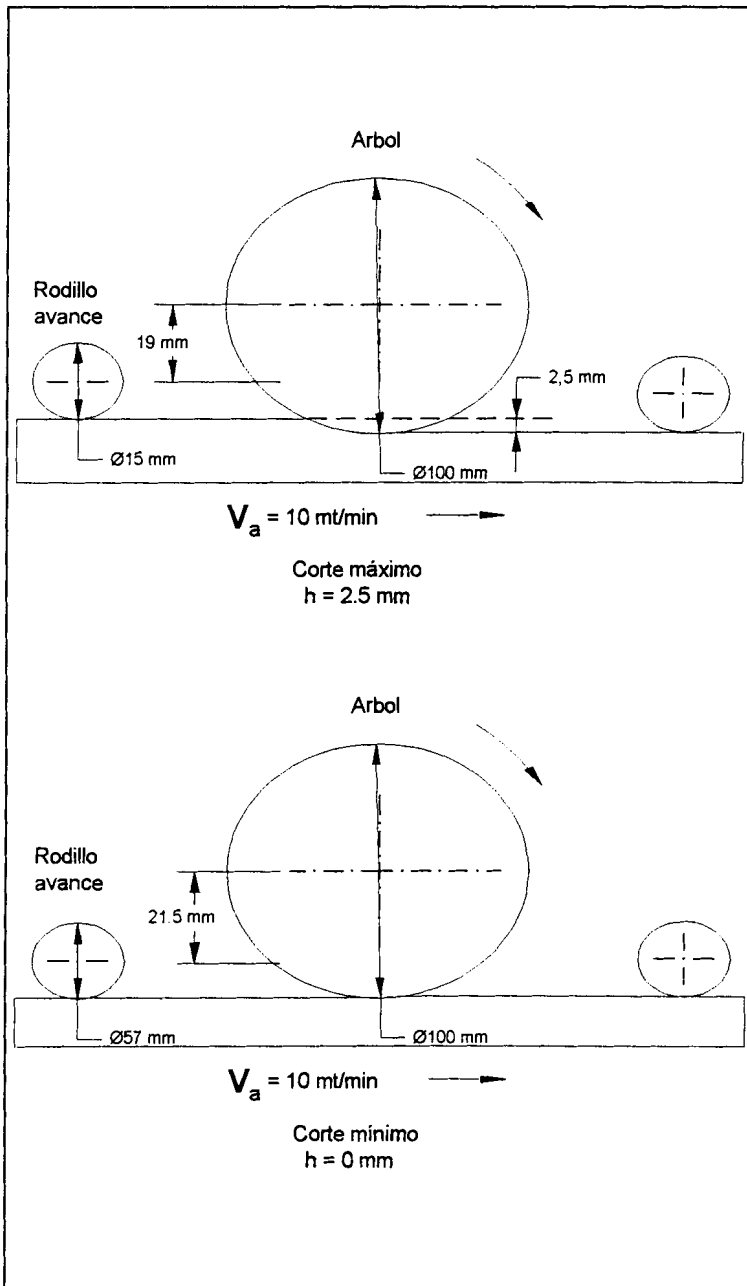


Figura 2.4 Corte máximo y mínimo

A continuación se calculará la transmisión en sí. Se tienen los siguientes datos de entrada:

Polea impulsora;

$$P = 0.283 \text{ Kw}$$

$$\eta_1 = 901.4 \text{ RPM}$$

$$D_1 = 80 \text{ mm. (mínimo recomendable)}$$

Arranque: En carga.

Polea impulsada;

$$P = 0.283 \text{ Kw}$$

$$\eta_2 = 200 \text{ RPM} \pm 5 \text{ RPM}$$

Entre eje: 310.75 mm

Siguiendo el mismo procedimiento para el cálculo de transmisiones por bandas y poleas, realizado en el punto 2.2.3 se obtienen los siguientes resultados



TABLA 3

Detalle de la transmisión de bandas seleccionada para la segunda reducción de velocidad - sistema de avance		
Tipo de perfil		SPZ (Marca Optibel)
Diámetro de las poleas	D1	80 mm
	D2	355 mm
Relación de Transmisión	i	4.44
Velocidad angular	N1	901,4 RPM
	N2	203.1
Desarrollo de las correas	Lwst	1400 mm
Entre eje	e	310,75 mm
Recorrido de tensado	y>=	20 mm
Velocidad lineal	v	3,78 m/s
Frecuencia de flexiones	f _b	5,4 s ⁻¹
Número de correas	Z	1 correa estrecha SK-SPZ 1400
Tensión dinámica por ramal	S1	123,4 Nw
	S2	39,5 Nw
Reacción dinámica en los Apoyos	S _{a din}	151,7 Nw

2.3.1.3. Reducción N°3

Es necesario que esta reducción sea a base de engranajes, ya que es aquí donde realmente se utiliza la potencia.

Además se evita la posibilidad de que resbalen las correas. Como la potencia transmitida es baja, al igual que las RPM, los engranajes indicados son los rectos.

Tenemos los siguientes datos de entrada:

Reducción de velocidad requerida; $i = 3.7$

La distancia entre centros es 112,5 mm, según diseño de los dibujos.

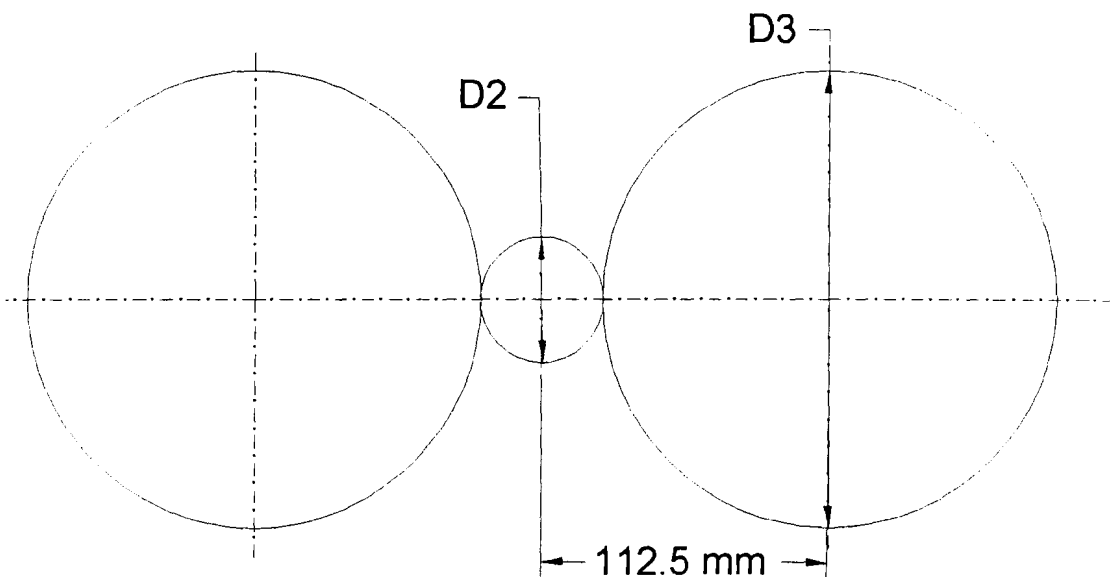


Figura 2.5 Relación de diámetros de los engranajes

$$\frac{D_2 + D_3}{2} = 112.5 \text{ mm}$$

$$\frac{D_3}{D_2} = 3.7$$

Resolviendo el sistema se obtiene;

$$D_2 = 47.87 \text{ mm}$$

$$D_3 = 177.13 \text{ mm}$$

Diámetros primitivos.

2.3.1.3.1. Fórmula a utilizar y materiales de los engranes

$$\sigma = \frac{W_t}{K_v F_m Y} \quad \text{Fórmula de Lewis}$$

Donde

σ : Esfuerzo por flexión(Mpa)

W_t : Carga tangencial (Nw)

K_v : Factor de velocidad

F : Ancho de cara
(mm)

m : Módulo (mm)

Y : Factor de Forma

Se Selecciona para el piñón

Acero AISI No 1040

Estirado en frío con

$S_{ut} = 590 \text{ Mpa}$

$S_y = 490 \text{ Mpa}$

$BHN = 170$

Para el engranaje conducido

Acero forjado AISI No 1018

$S_{ut} = 400 \text{ Mpa}$

$S_y = 220 \text{ Mpa}$

$BHN = 116$

2.3.1.3.2. Cálculo de la carga transversal

$$Wt_2 = \frac{60(10)^3 H}{\pi D \eta} \quad (\text{Kw})$$

donde,

H : Potencia Kw

D : Diámetro de paso del engrane

mm

η : Velocidad

RPM

$$H = 0.283 \times f_p$$

f_p = factor de pérdidas

$$f_p = 1.1$$

$$H = 0.3113 \text{ Kw}$$

$$D = 48 \text{ mm}$$

$$\eta = 203 \text{ RPM}$$

$$Wt = \frac{60(10)^3 \cdot 0.3113}{\pi \cdot 48 \cdot 203}$$

$$Wt = 0.61 \text{ KNw}$$

2.3.1.3.3. Velocidad en la línea de paso

$$V_2 = \frac{\pi \cdot \eta \cdot D}{60.000} \quad (\text{ mt / seg)}$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot 203 \cdot 48}{60.000} = 0.51 \text{ mt/seg}$$

2.3.1.3.4. Factor dinámico o de velocidad (Kv)

$$Kv = \frac{6.1}{6.1 + V} \quad \text{Ecuación de Barth}$$

$$Kv = \frac{6.1}{6.1 + 0.51}$$

$$Kv = 0.923$$

2.3.1.3.5. Módulo

Se asume un módulo estándar

$$m = 4 \text{ mm}$$

2.3.1.3.6. Número de dientes del engranaje impulsor (N₂)

$$N_2 = \frac{D_2}{m}$$

$$N_2 = \frac{47.87}{4}$$

$$N_2 = 11.96$$

Se escoge N₂ = 12 que es el número de dientes estándar más aproximado.

Se Recalcula D₂

$$D_2 = N_2 \times m$$

$$D_2 = 12 \times 4$$

$$D_2 = 48 \text{ mm}$$

2.3.1.3.7. Número de dientes del engranaje impulsado (N_3)

$$N_3 = \frac{D_3}{m} = \frac{i \cdot D_2}{m}$$

$$N_3 = \frac{3.7 \cdot 48}{4}$$

$$N_3 = 44.4$$

Se escoge $N_3 = 44$

Se recalcula D_3

$$D_3 = N_3 \times m$$

$$D_3 = 44 \times 4$$

$$D_3 = 176 \text{ mm}$$

2.3.1.3.8. Relación de velocidades real (i_r)

$$i_r = \frac{D_3}{D_2}$$

$$i_r = \frac{176}{48}$$

$$i_r = 3.67$$

2.3.1.3.9. Ancho de cara (F)

Se asume un valor estándar.

Deben diseñarse con 3 a 5 veces el paso circular (p)

$$p = \pi \cdot m$$

$$p = 12.56$$

$$F = 38 \text{ mm}$$

2.3.1.3.10. Factor de Forma para el engranaje impulsor (Y)

Ángulo de presión normal de 20°

Dientes de tamaño completo

$$Y = 0.245$$

2.3.1.3.11. Esfuerzo por flexión para el Engranaje impulsor (σ)

$$W_d = F_{seg} \times F_{ser} \times F_{dist} \times W_t$$

$$W_d = (1.25)(2.5)(1.6)(610)$$

$$W_d = 3050 \text{ Nw}$$

$$\sigma_2 = \frac{W_d}{K_v \cdot F \cdot m \cdot Y}$$

$$\sigma_2 = \frac{3050}{(0.923)(38)(4)(0.245)}$$

$$\sigma_2 = 88.7 \text{ Mpa}$$

2.3.1.3.12. Límite de resistencia a la fatiga (S_e')

$$S_e' = 0.504 S_{ut}$$

$$S_e' = 0.504 \times 590$$

$$S_e' = 297.36 \text{ Mpa}$$

2.3.1.3.13. Factor de acabado superficial (Ka)

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

$$a = 4.51 \text{ Mpa}$$

$$b = -0.265$$

$$K_a = 4.51(590)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.83$$



2.3.1.3.14. Factor de Tamaño (Kb)

Se tiene que calcular primero la altura del diente, adendo más dedendo.

De acuerdo a la tabla 13.2, del libro "Diseño en Ingeniería mecánica", se tiene:

$$\text{Adendo} = 1m$$

$$\text{Dedendo} = 1.25 m$$

$$L = a + d$$

$$L = 1 m + 1.25m = 2.25 m \quad (\text{donde } m \text{ es el módulo})$$

$$L = 9 \text{ mm}$$

Luego calculamos el grosor del diente

$$x = 3/2 mY$$

$$x = 3/2 (4)(0.245)$$



$$x = 1.45 \text{ mm}$$

$$t = (4 \cdot L \cdot x)^{1/2}$$

$$t = (4 \times 9 \times 1.45)^{1/2}$$

$$t = 7.27 \text{ mm}$$

$$de = 0.808 (F \cdot t)^{1/2}$$

$$de = 0.808 (38 \cdot 7.27)^{1/2}$$

$$de = 13.43 \text{ mm}$$

$$K_b = \left(\frac{de}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

$$K_b = \left(\frac{13.43}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

$$K_b = 0.938$$

2.3.1.3.15. Factor de Carga (Kc)

$$K_c = 1$$

2.3.1.3.16. Factor de Temperatura (Kd)

$$K_d = 1$$

2.3.1.3.17. Factor de Efectos Diversos (Ke)

El primer efecto para evaluar el factor de efectos diversos K_e , es el efecto de la flexión en un sentido

$$\sigma_a = \sigma_m = \sigma/2$$

Donde

σ_a : Esfuerzo alternativo

σ_e : Esfuerzo medio

$$\frac{S_a}{S_e'} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

$S_a = S_m$ en el caso de la flexión en un sentido

$$\frac{S_a}{S_e'} + \frac{S_a}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{S_a(S_e' + S_{ut})}{S_e' S_{ut}} = 1$$

$$S_a = \sigma/2$$

$$S_e' = 0.504 S_{ut}$$

$$\frac{\sigma}{2} = \frac{0.504 S_{ut}}{1.504}$$

$$\sigma = 1.33 S_e'$$

Se puede utilizar el factor de efectos diversos de $K_e = 1.33$ en la ecuación de Marín.

El segundo efecto que se considera al utilizar el factor de efectos diversos es el de la concentración de esfuerzo

$$r_f = 0.3 \text{ m}$$

$$r_f = 1.2 \text{ mm}$$

Donde r_f es el radio de entalle

$$\frac{r}{d} = \frac{r_f}{t} = \frac{1.2}{7.27}$$

$$\frac{r}{d} = 0.17$$

Como $\frac{D}{d} = \infty$

se tiene $K_t = 1,63$

La fórmula de concentración de esfuerzo por sensibilidad a la muesca es

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

Donde q es la sensibilidad a la muesca
[fig. 5-16]

$$q = 0,65 \text{ con } S_{vt} = 390 \text{ MPa}$$

$$K_f = 1 + 0.65 (1,63 - 1)$$

$$K_f = 1,4095$$

El factor de efectos diversos de la concentración del esfuerzo únicamente es

$$K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1,4095} = 0,709$$

El valor final de K_e se obtiene multiplicando estos dos factores

$$K_e = 1,33 \times 0,709$$

$$K_e = 0,944$$

2.3.1.3.18. Límite de resistencia a la fatiga totalmente corregido

$$S_e = K_a K_b K_c K_e S_e' \quad \text{Ec. De Marin}$$

$$S_e = (0,83)(0,938)(1)(1)(0,944)(297,36)$$

$$S_e = 218.5 \text{ MPa.}$$



CIB-ESPOL

2.3.1.3.19. Factor de seguridad alcanzado piñón

$$\eta_a = \frac{S_e}{\sigma} = \frac{218,5}{88,7} = 2,5$$

Lo cual es indicación de que es virtualmente nula la posibilidad, falla por fatiga a la flexión.

2.3.1.3.20. Cálculo del factor de forma para el engrane conducido

$$Y = 0,397$$

2.3.1.3.21. Esfuerzo por flexión engranaje conducido

$$\sigma_3 = \frac{3,150}{(0,923)(38)(4)(0,397)}$$



CIB-ESPOL

$$\sigma_3 = 54,7 \text{ MPa.}$$

2.3.1.3.22. Límite de Resistencia a la fatiga S_e' (Engranaje Conducido)

$$S_e' = 0,504 S_{vt} = 0,504(400)$$

$$S_e' = 201,6 \text{ MPa.}$$

2.3.1.3.23. Factor acabado superficial K_a

$$a = 272$$

$$b = -0,995$$

$$K_a = 272 (400)^{-0,995}$$

$$K_a = 0,7$$

2.3.1.3.24. Factor de tamaño K_b

$$l = 9 \text{ m.} \quad \text{altura del diente}$$

$$x = \frac{3}{2} m Y \quad \text{grosor del diente}$$

$$x = \frac{3}{2} (4)(0,397) = 2,382$$

$$t = (4lx)^{1/2} = (4 \cdot 9 \cdot 2,382)^{1/2}$$

$$t = 9,26$$

$$d_e = 0,808(38 \cdot 9,26)^{1/2} \quad \text{diámetro efectivo}$$

$$d_e = 15,16 \text{ mm.}$$

$$K_b = \left(\frac{d_e}{7,62} \right)^{-0,1133} = 0,925$$

2.3.1.3.25. Factor de Carga (Kc)

$$K_c = 1$$

2.3.1.3.26. Factor de Temperatura (Kd)

$$K_d = 1$$

2.3.1.3.27. Factor de efectos diversos (Ke)

$K_e = 1,33$ Primer factor : flexión en un sentido

$r_f = 1,2$ Radio de entalladora

$$\frac{r_f}{t} = \frac{1,2}{9,26} = 0,13$$

$$K_t = 1,75$$

$$q = 0,68$$

$$K_r = 1 + 0,68 (1,75 - 1)$$

$$K_r = 1,51$$

$$K_e = \frac{1}{K_f} = 0,66$$

$$K_e = (1,33)(0,66) = 0,88$$

2.3.1.3.28. Límite de resistencia a la fatiga corregida (engranaje conducido)

$$S_e = (0,7)(0,925)(0,88)(201,6)$$

$$S_e = 114,58 \text{ Mpa.}$$

2.3.1.3.29. Factor de seguridad alcanzado (engranaje conducido)

$$\eta_a = \frac{114,58}{54,7}$$

$$\eta_a = 2,1$$

2.3.1.3.30. Control por resistencia, esfuerzo, por flexión y por resistencia a la picadura- fórmulas AGMA para el piñón

$$\sigma_p = \frac{W_t K_a}{K_u} \cdot \frac{1,0}{Fm} \cdot \frac{K_s K_m}{J}$$

$$\sigma_{p,ADM} = \frac{S_T K_L}{K_T K_R}$$

σ_p = esfuerzo por flexión

$\sigma_{p,ADM}$ = esfuerzo por flexión admisible

W_t = carga tangencial transmitida

K_a = factor de aplicación

K_v = factor dinámico

m = módulo

F = ancho de cara

K_s = factor de tamaño

K_m = factor de distribución de la carga

J = factor geométrico

K_t = factor de duración

K_t = factor de temperatura

K_r = factor de confiabilidad

$$W_t = 610 \text{ Nw}$$

$$S_t = 180 \text{ MPa.}$$

$$m = 4$$

$$F = 38 \text{ mm.}$$

$K_a = 1,5$ Maquinaria conducida

choques moderados

$$K_v = \left[\frac{A}{A + (200V)^{1/2}} \right]^B$$

$$\text{Donde } B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4}$$

$Q_v = 5$ para engranajes comerciales

$$B = \frac{(12 - 5)^{2/3}}{4}$$

$$B = 1,08$$

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

$$A = 50 + 56(1 - 1,08)$$

$$A = 45,75$$

$$K_v = \left[\frac{45,75}{45,75 + (200 - 0,51)^{1/2}} \right]^{1,08}$$

$$K_v = 0,806$$

$$K_s = 1,2$$

$$K_m = 1,5$$

Montaje menos preciso

$$J = 0,21$$

$$K_l = 0,8 \text{ (para } 10^{10} \text{ ciclos)}$$

$$K_t = 1$$

$$K_r = 1 \quad \text{para una confiabilidad de } 0,99$$

$$\sigma_p = \frac{(610)(1,5)}{0,806} \cdot \frac{1,0}{(38)(4)} \cdot \frac{(1,2)(1,5)}{0,21}$$

$$\sigma_p = 64,02 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{pADM} = \frac{(180)(0,8)}{(1,01)(1)} = 1,44$$

Factor de seguridad

$$\eta = \frac{144}{64,02} = 2,25$$

2.3.1.3.31. Control por resistencia, esfuerzo, por flexión y por resistencia a la picadura- fórmulas AGMA para el engrane conducido

Lo único que varía es

$$J_G = 0,36$$

$$S_{tg} = 170 \text{ Mpa.}$$

$$\sigma_G = \frac{(610)(1,5)}{0,806} \cdot \frac{1,0}{(38)(4)} \cdot \frac{(1,2)(1,5)}{0,36}$$

$$\sigma_G = 37,34 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{GADM} = \frac{(170)(0,8)}{(1,0)}$$

$$\sigma_{GADM} = 136 \text{ MPa.}$$

Factor de seguridad

$$\eta = \frac{136}{37,34} = 3,64$$

2.3.1.3.32. Control por fatiga en la superficie del piñón.

$$\sigma_c = C_P \left(\frac{W C_a}{C_v} \cdot \frac{C_s}{I_d} \cdot \frac{C_m C_f}{I} \right)^{1/2}$$

$$\sigma_{c,ADM} = \frac{S_c C_L C_H}{C_T C_R}$$

σ_c = valor absoluto del esfuerzo por contacto

$\sigma_{c,ADM}$ = esfuerzo por contacto admisible

S_c = resistencia a la fatiga en la superficie

C_p = coeficiente elástico

C_a = factor de aplicación

C_v = factor dinámico

C_s = factor de tamaño

d = diámetro de paso del piñón

C_m = factor de distribución de carga

C_f = factor de estado o condición de la superficie

I = factor geométrico

C_H = factor de relación de dureza

C_L = factor de duración

C_T = factor de temperatura

C_R = factor de confiabilidad

S_c = 620 MPa.

C_p = 191

C_a = 1,5

$C_v = K_v = 0,806$

$C_s = 1$

$C_m = K_m = 1,5$

$C_f = 1$

$$I = \frac{\cos\phi \operatorname{sen}\phi}{2} \cdot \frac{m_G}{m_G - 1}$$





CIB-ESPOL

ϕ = ángulo de presión

m_G = relación de velocidad

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{176}{48} = 3,67$$

$$I = \frac{\cos 20^\circ \sin 20^\circ}{2} \cdot \frac{3,67}{3,67 - 1}$$

$$I = 0,22$$

C_H = se utiliza solo para el engrane o rueda

$$C_L = K_L = 1$$

$$C_T = K_T = 1$$

$$C_R = K_R = 1$$

$$\sigma_{c,p} = 191 \left(\frac{(610)(1,5)}{0,806} \cdot \frac{1}{(38)(48)} \cdot \frac{(1,5)(1)}{0,22} \right)^{1/2}$$

$$\sigma_{c,p} = 393,46 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{c,ADM,p} = \frac{620 \cdot (1)(1)}{(1)(1)}$$

$$\sigma_{c,ADM,p} = 620 \text{ MPa.}$$

Factor de seguridad

$$\eta = \frac{620}{393,46} = 1,58$$

2.3.1.3.33. Control por fatiga en la superficie del engrane



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

Lo único que varía es

$$S_c = 590 \text{ MPa.}$$

$$C_H = 1,0 + A(m_G - 1,0)$$

$$A = 8,98(10^{-3}) \left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8,29(10^{-3})$$

$$A = 8,98(10^{-3}) \left(\frac{170}{116} \right) - 8,29(10^{-3})$$

$$A = 4,87 \cdot 10^{-3}$$

$$C_H = 1 + 4,87 \cdot 10^{-3}(3,67 - 1)$$

$$C_H = 1,013$$

$$\sigma_{c,G} = 393,46 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{c,ADM,G} = \frac{620 \cdot (1,013)}{(1)(1)} = 628,06 \text{ MPa.}$$

Factor de seguridad.

$$\eta = \frac{628,06}{393,46}$$

$$\eta = 1,59$$

Sería conveniente algún tratamiento superficial a los engranes, de tal manera que $BHN \approx 240$ y de este modo elevar el factor de seguridad.

2.3.2. Calculo y diseño de los ejes que producen el avance

El movimiento de este eje es derivado del árbol portacuchillas, y rota a 55,31 r.p.m. conducido por engranajes rectos. Tiene resortes que hacen presión de este rodillo contra la tabla, la cual avanza por rozamiento.

Para que el rozamiento sea mayor, se reviste el eje con una capa de caucho. Para disminuir el rozamiento de la madera con la base pulida de fundición, se coloca exactamente debajo del rodillo y en la base un rodillo loco que sobresale de la plataforma.

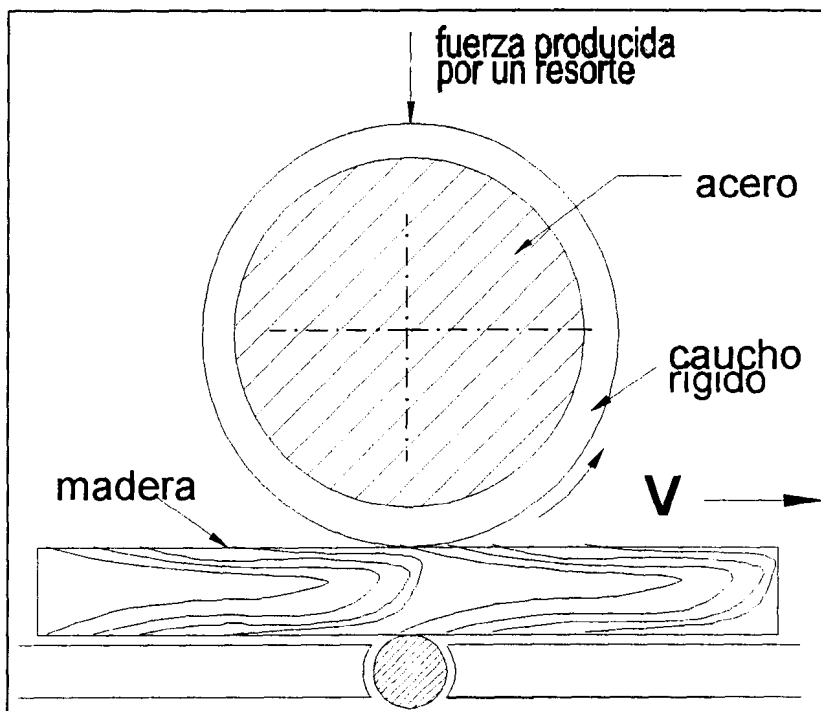


Figura 2.6 Esquema del rodillo de avance

Se harán los cálculos para la parte de acero de un solo rodillo ya que es exactamente igual al otro variando solo el espesor de la capa de caucho.

2.3.2.1. Velocidad del rodillo y diámetro del eje

De cálculos anteriormente realizados se obtuvo:

$$\eta_G = \frac{\eta_p}{i}$$

$$\eta_G = \frac{203}{3,67}$$

$$\eta_G = 55,31 \text{ r.p.m.}$$

El diámetro exterior para que se cumplan los 10 m^3/min del avance es:

$$V = \frac{d\pi\eta}{1000}$$

$$d = \frac{1000 \cdot V}{\pi\eta}$$

$$d = \frac{(1000)(10)}{\pi(55,31)}$$

$$d = 55,76 \text{ mm.}$$

El espesor de la capa de caucho ser de 5 mm.

Asumiendo que el caucho se comprime ≈ 2 mm., entonces, el diámetro exterior es 60 mm. (Se trata de un caucho duro de difícil compresión)

2.3.2.2. Fuerzas que soporta el rodillo de avance y determinación del momento máximo.

El avance, como se había dicho, es producido por rozamiento del rodillo recubierto de caucho. La fuerza que tiene que vencer es la componente tangencial de corte. Se toma la media, que está dada como $F_{t\text{máx}}/2$ (Hutte)

F_t = fuerza tangencial media de corte

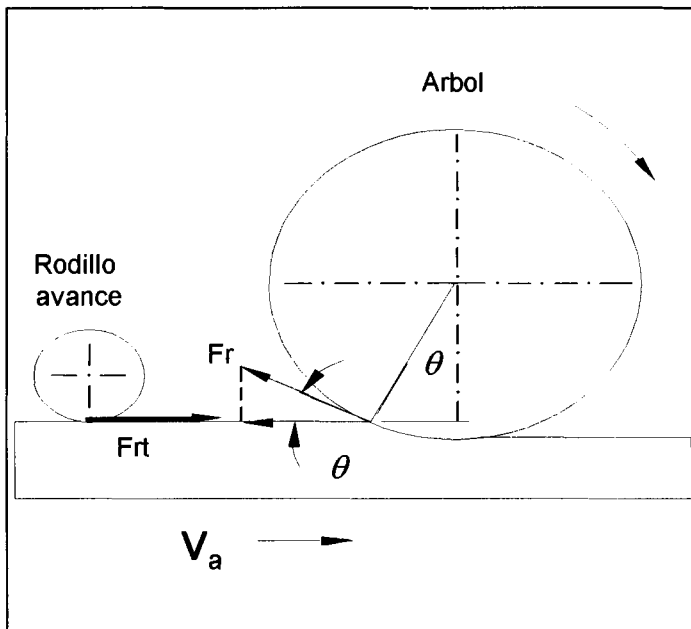


Figura.2.7 Esquema Rodillo-Arbol

$$F_t = 168,95 \text{ Kg.}$$

$$F_t = 1656,9 \text{ Nw}$$

$$F_r = F_t \cos 18,28^\circ$$

$$F_r = 1573,3 \text{ Nw}$$

No se considera la fuerza de rozamiento de la madera contra la plataforma porque la componente normal de F_t hace que este sea casi nulo.

$$N = \frac{F_r}{\mu}$$

μ = coeficiente de rozamiento madera-caucho =
0,6 ~ 0,7

Se asume $\mu = 0,65$

$$N = \frac{1573,3}{0,65} = 2420 \text{ Nw.}$$

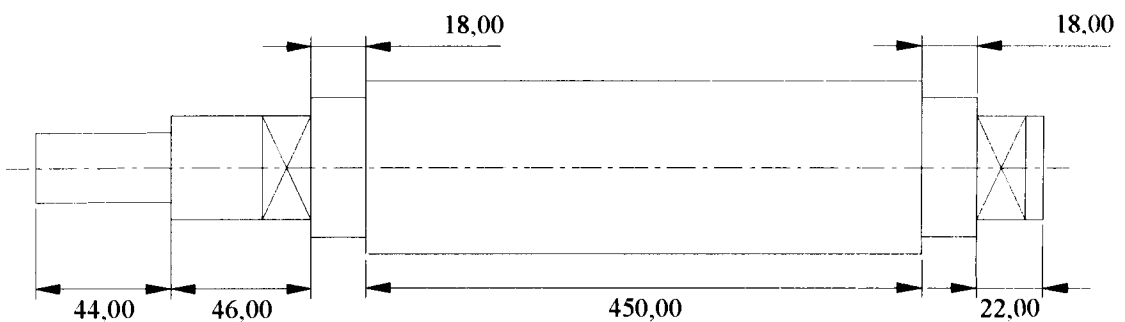


Figura 2.8. Diseño preliminar del rodillo de avance

La necesidad de varias secciones se debe a que es necesario evitar el movimiento del eje en dirección axial y a que se debe dejar un tope a los rodamientos.

La fuerza N calculada anteriormente es perpendicular al eje y se distribuye uniformemente a lo largo del cilindro.

La otra carga que actúa es la reacción en el eje debida a la fuerza tangencial en el engranaje.

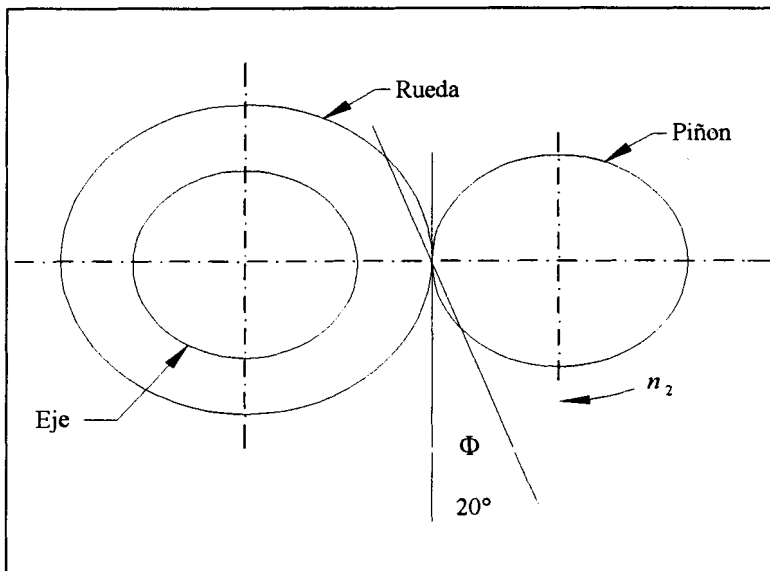


Figura 2.9 Ángulo de Presión en los engranes

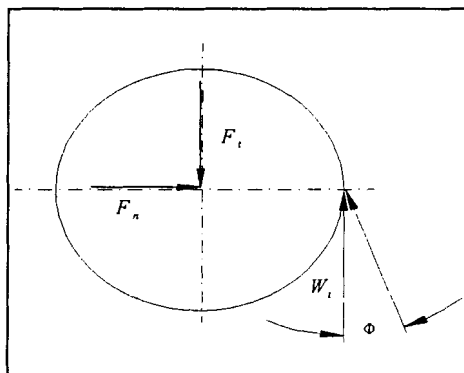


Figura 2.10 Diagrama de Fuerzas en el engrane

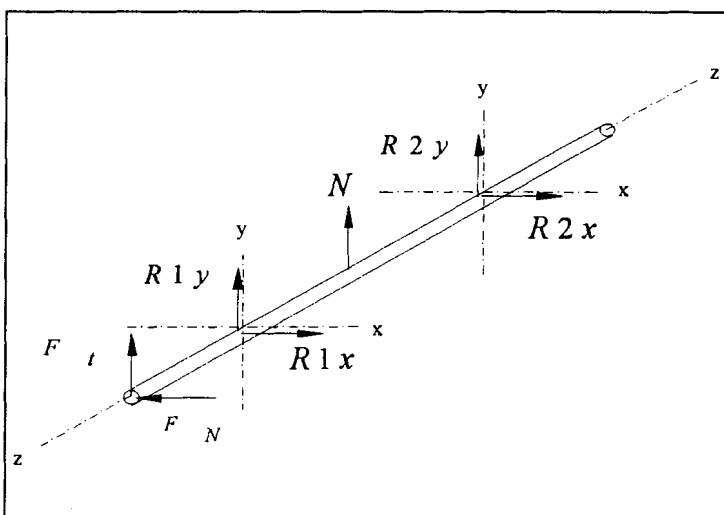


Figura 2.11 Diagrama de Fuerzas en el Eje de avance

$$F_N = W_T \operatorname{tg} \phi$$

$$F_N = 0,61 \operatorname{tg} 20^\circ$$

$$F_N = 0,22 \text{ KN.}$$

$$F_T = W_T = 0,61 \text{ KN.}$$

$$\vec{r}_C = 251 \hat{k}$$

$$\vec{r}_B = 502 \hat{k}$$

$$\vec{r}_A = 559 \hat{k}$$

$$\vec{N} = +N \hat{j}$$

$$\vec{R}_1 = R_{1x} \hat{i} + R_{1y} \hat{j}$$

$$\vec{F} = -F_{ni} \hat{i} + F_{tj} \hat{j}$$

$$\vec{r}_C \times \vec{N} + \vec{r}_B \times \vec{R}_1 + \vec{r}_A \times \vec{F} = 0$$

$$\vec{r}_C \times \vec{N} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 0 & 0 & 251 \\ 0 & 2,420 & 0 \end{vmatrix} = -607,420 \hat{i}$$

$$\vec{r}_B \times \vec{R}_1 = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 0 & 0 & 502 \\ R_{1x} & R_{1y} & 0 \end{vmatrix} = -502R_{1y} \hat{i} + 502R_{1x} \hat{j}$$

$$\vec{r}_A \times \vec{F} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 0 & 0 & 559 \\ -220 & 610 & 0 \end{vmatrix} = -340990 \hat{i} - 122980 \hat{j}$$

$$-607,420 \hat{i} - 502 R_{1y} \hat{i} + 502 R_{1x} \hat{j} - 340.990 \hat{i} - 112.980 \hat{j} = 0$$

$$-607,420 - 502 R_{1y} - 340.990 = 0$$

$$R_{1y} = -1889 \text{ Nw.}$$

$$502 R_{1x} - 122.980 = 0$$

$$R_{1x} = 245 \text{ Nw.}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{1x} + R_{2x} - F_N = 0$$

$$R_{2x} = 220 - 245$$

$$R_{2x} = -25 \text{ Nw.}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_T + R_{1y} + N + R_{2y} = 0$$

$$610 - 1889 + 2420 + R_{2y} = 0$$

$$R_{2y} = -1141 \text{ Nw.}$$

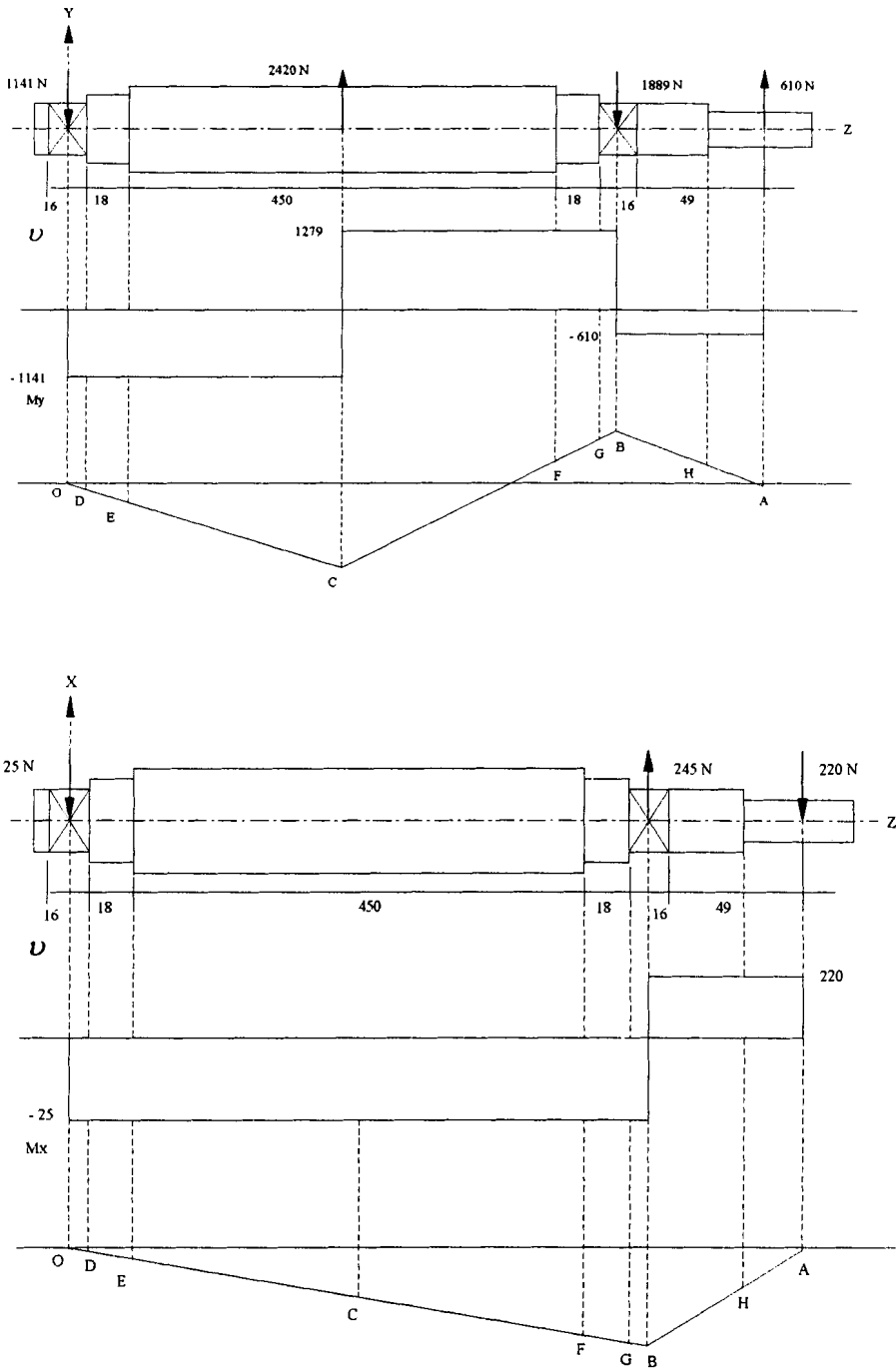


Figura 2.12 Diagramas de cortante y momento en el eje de avance

Tabulando $M_{máx} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$

TABLA 4
Momentos máximos en el eje de avance

SECCIÓN	M_y	M_x	$M_{máx}$ (N.m)
O	0	0	0
D	4,6	0,1	4,6
	9,1	0,2	9,1
E	19,4	0,425	19,4
	29,7	0,65	29,7
C	158,0	3,46	158,0
	286,4	6,28	286,5 ← max
F	142,5	9,09	142,8
	1,4	11,9	12,0
G	12,9	12,13	17,7
	24,4	12,35	27,3
B	29,5	12,45	32,0
	34	-12,55	36,2
H	23	-8,37	24,5
	11,42	4,19	12,2
A	5,6	-2,1	6,0
	0	0	0

$M_{máx} \rightarrow$ Sección C

$$= 286,5 \text{ Nw.m}$$

2.3.2.3. Diseño por Carga estática y por Fatiga

Como las fuerzas son de aplicación constante, y el eje gira, las fibras exteriores estarán sometidas a esfuerzos alternados de tracción y compresión, por lo tanto habrá fatiga por flexión.

Se determinan los diámetros con base en la posibilidad de una falla por fatiga y por falla estática.

Material : Acero para árboles



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

AISI C1040

estirado en frío.

$S_u = 590 \text{ MPa}$.

$S_y = 490 \text{ MPa}$.

ELONG = 12 %

BHN = 17

Se escoge un factor de seguridad de 2

Se calcula el momento torsor

$$T = 9,55 \frac{H}{\eta}$$

$T = \text{Nw.m}$

$H = \text{wats}$

$\eta = \text{r.p.m.}$

$H = 311,3 \text{ wats}$

$\eta = 55,31 \text{ r.p.m.}$

$T = 53,75 \text{ Nw.m}$

Diseño por carga estática

Teoría del esfuerzo cortante máximo

$$d = \left[\frac{32 f_s}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{(32)(2)}{\pi (490 \cdot 10^6)} (286,5^2 + 53,75^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$d = 2,3 \cdot 10^{-2} \text{ mt.}$

$$d = 23,0 \text{ mm.}$$

Diseño por fatiga

Ecuación de Marin

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$$

$$S_e' = 0,504 S_{ut}$$

$$S_e' = 0,504 (540) = 297,36 \text{ MPa.}$$

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

$$K_a = 4,51(590)^{-0,265} = 0,832$$

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,1133}$$

$$K_b = 0,68$$

$$K_c = 0,577$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$S_e = (0,832)(0,68)(0,577)(297,36)$$

$$S_e = 97,07 \text{ MPa.}$$

$$d = \left\{ \frac{32\eta}{\pi} \left[\left(\frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{32(2)}{\pi} \left[\left(\frac{286,5}{97,07 \cdot 10^6} \right)^2 + \left(\frac{53,75}{590 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 3,92 \cdot 10^{-2} \text{ mt.}$$

$$d = 39,25 \text{ mm.}$$

Por tanto un árbol de 40 mm. de diámetro para las exigencias dadas, no falla por resistencia.

Como son necesarias varias secciones, se tomarán valores de diámetro de acuerdo a la capa de caucho, a los alojamientos de los rodamientos, etc.

2.3.2.4. Control de la deflexión máxima del eje.

Escogemos un $d = 50$ mm. en la sección más cargada.

Como el eje es movido por engranajes, se eligirá para el engranaje un $d = 30$ mm. y para el rodamiento $d = 35$ mm.

$$E = 207 \cdot 109 \text{ Pa}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$\theta = \phi + C_1$$

$$y = \psi + C_1 x + C_2$$

Donde

$$C_1 = \frac{\psi_b - \psi_a}{a - b}$$

$$C_2 = \frac{b\psi_a - a\psi_b}{a - b}$$

$$\phi_{i+2} = \phi_i + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{M}{EI} \right)_{i+1} + \left(\frac{M}{EI} \right)_i \right] \cdot (x_{i+2} - x_i)$$

$$\psi_{i+4} = \phi_i + \frac{1}{6} (\phi_{i+4} + 4\phi_{i+2} + \phi_i) \cdot (x_{i+4} - x_i)$$

$$C_1 = 5.617 \cdot 10^{-4}$$

$$C_2 = 0$$

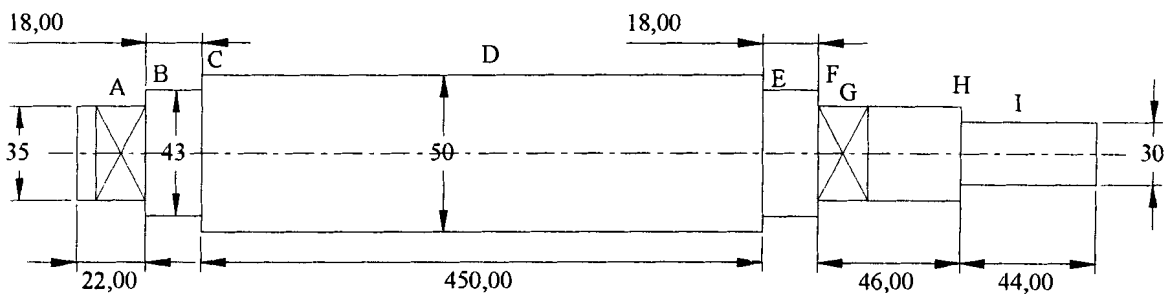


Figura 2.13 Diseño definitivo del eje de avance.

TABLA 5
Deflexiones en el eje de avance

ESTACION	d mm	X mm	n	M Nw mt	l	M/EI			Y mm	
A	35	0	0	0	73.66	0	0	0	0	-5.62
			1	0		0				
B	35	4	2	4.6	167.82	3.02	6.03	64.18	-0.004	-5.6
			3			3.02				
	4	5.97								
	5	2.62	24							
C	43	17	6	19.4	306.8	5.58	60.92	1240.83	-0.014	-5.5
			7			5.58				
	8	8.55								
	9	4.68	124.52							
D	50	138.5	10	158	306.8	24.88	1787.04	488621.63	-0.092	0.01
			11			24.88				
	12	45.11								
	13	45.11	5724.12							
E	50	363.5	14	142.8	167.82	22.49	9526.57	2540924.5	-0.013	5.3
			15			22.49				
	16	1.89								
	17	3.45	10897.68							
F	43	485	18	17.7	73.66	5.1	10936.15	2737834.8	-0.004	5.4
			19			5.1				
	20	7.86								
	21	17.9	10994.45							
G	35	498	22	32	73.66	20.99	11072.23	2826428.2	0	5.5
			23			20.99				
	24	23.74								
	25	23.74	11161.68							
H	35	521	26	24.5	39.76	22.63	11602.17	3266363.5	0.023	6.3
			27			22.63				
	28	8								
	29	14.82	11893.12							
I	30	549.5	30	6	39.76	7.29	11992.63	3494023.8	0.035	6.4
			31			7.29				
	32	0								
	33	0	12029.08							

La flecha máxima es $Y_{\text{máx}} = 0,092$ mm. en el punto D.

La flecha admisible es : 0,16 mm. por metro.

El eje tiene 598 mm. = 0,598 mt.

$$Y_{\text{adm}} = 0,16 \frac{\text{mm.}}{\text{mt.}} \times 0,598 = 0,096 \text{ mm.}$$

$0,092 < 0,096$ lo cual es aceptable puesto que lo crítico es el engranaje

La pendiente relativa admisible para engranajes de buena calidad es $0,0008$ [mm/mm]

$$\theta_{\text{ADM}} = 0,0008 \text{ rad}$$

$$\theta_{\text{MAX}} = 0,00064 \text{ en I (rodamiento)}$$

$0,00064 < 0,0008$ lo cual es aceptable

En los cojinetes de bola con ranura profunda, el desalineamiento permisible es $0,0035$ rad.

$$\theta_A = 5,6 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\theta_G = 5,5 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

Lo cual es mucho menor al permisible.

Como conclusión, para los diámetros escogidos, el árbol no falla ni por resistencia, ni por flecha admisible. No se hará cálculo de control de vibraciones ($\omega_{critica}$) puesto que las revoluciones son bajas (55,85 r.p.m.)

2.3.2.5. Selección de Rodamientos para los rodillos

Como no hay carga axial, se utilizarán solamente rodamientos para carga radial solamente.

Ya que en los apoyos existen momentos, se utilizaran rodamientos oscilante de bolas, de esta forma también absorben algo de la flexión del árbol.

Cálculo de carga en apoyos

$$F_A = \sqrt{245^2 + 1889^2}$$

$$F_A = 1904 \text{ Nw.}$$

$$F_i = \sqrt{25^2 + 1141^2}$$

$$F_i = 1141 \text{ Nw.}$$

Se seleccionará el rodamiento para el apoyo más cargado, y ese mismo se utilizará en el otro apoyo.

En este caso el apoyo más cargado es en el punto

A.

$$F_e = XV F_r + Y f_a$$

F_e = carga radial equivalente

F_r = carga radial aplicada

F_a = carga de empuje

V = factor de rotación

X = factor radial

Y = factor de empuje

$F_a = 0$; No existe carga axial

$V = 1$; Gira el aro interior

$$X_1 = 1$$

$$Y_1 = 0$$

$$F_e = 1904 \text{ Nw.} = 193,4 \text{ Kg.}$$

$$C = \frac{F_L}{F_n \cdot F_h} \cdot F_e$$

$F_L = 3.0$ (factor efectos dinámicos)

$F_n = 0.841$ (factor de velocidad)

$F_h = 1$ (factor de temperatura, $T < 120^\circ\text{C}$)

$$C = \frac{3,0}{0,841} \cdot 194,3 = 693,1 \text{ Kg.}$$

Se tiene la condición de que el diámetro interior debe ser igual a 35 mm. De acuerdo al catálogo FAG el rodamiento 1307 tiene una carga dinámica $C = 1960 \text{ Kg}$.

Esta carga dinámica es mayor que la carga del rodamiento ($693,1 \text{ Kg} < 1960 \text{ Kg}$)

Por lo tanto no fallará por resistencia

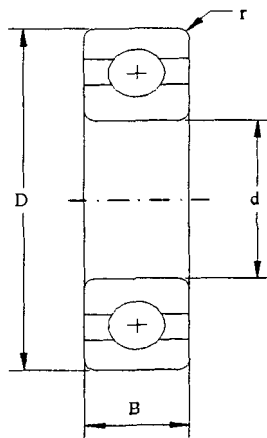


Figura 2.14 Rodamiento FAG 1307

Duración de servicio

Tiempo de funcionamiento a la fatiga

$$\frac{C}{F_e} \cdot f_n = \frac{1960}{693,1} \cdot 0,841 = 2,38$$

$$\sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} = 2,38$$

$$L_h = 6725 \text{ horas}$$

Trabajando 8 horas al día durante 3 días al año la duración es:

$$\frac{6725}{8,365} = 2,3 \text{ años}$$

Duración de servicio por desgaste:

$$F_v = \text{factor de desgaste} = 3$$

rango : e - f

$$L_n = \text{duración en horas} = 300 - 9000 \text{ hs.}$$

En promedio = 6250 hs.

(De acuerdo al gráfico pp. 27 Manuel FAG)

La duración en años será:

$$L_{\text{años}} = \frac{6250}{8365} \cong 2,14 \text{ años}$$

Esta será la duración de servicio del rodamiento por ser menor que la duración a la fatiga.

La duración de vida para los rodamientos será de aproximadamente 2 años.

Seleccionado para ambos apoyos Rodamiento No. 1307 FAG (DIN 630)

Biseles y altura de los resaltes

En los rebajes de ejes y de alojamientos, los aros de los rodamientos no deben apoyarse en el radio de la garganta sino solamente en los resaltes del eje o del alojamiento. El radio máximo de curvatura r_g de la pieza anexa ha de ser, pues, más pequeña que la medida mínima del bisel del rodamiento

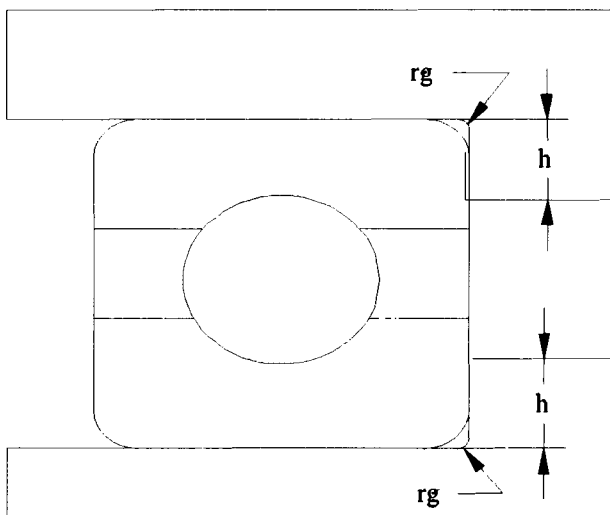


Figura 2.15 Biseles y altura de Resaltes

r_g = radio de curvatura para la garganta en ejes y alojamientos.

h = altura del resalte de ejes y alojamiento.

De acuerdo a las tablas, para $r = 25$

$r_g = 1,5$ mm.

$h_{\min} = 4$ mm.

El ancho de la balinera supuesto fue de 16 mm. y los resultados dieron un ancho de 21 mm.

La variación presentada no afecta sino un porcentaje muy pequeño los cálculos obtenidos

2.3.2.6. Oscilación de los rodillos de avance

La oscilación de los rodillos se lleva a cabo ya que los soportes pueden tener un movimiento vertical y guiados en los alojamientos de los soporte.

Un resorte hace que el soporte regrese a su posición original y a la vez produce la fuerza necesaria para lograr la fuerza de rozamiento necesaria para el avance.

El resorte llevará un alma de acero que hace las veces de soporte de resorte con una tuerca que permite el ajuste.

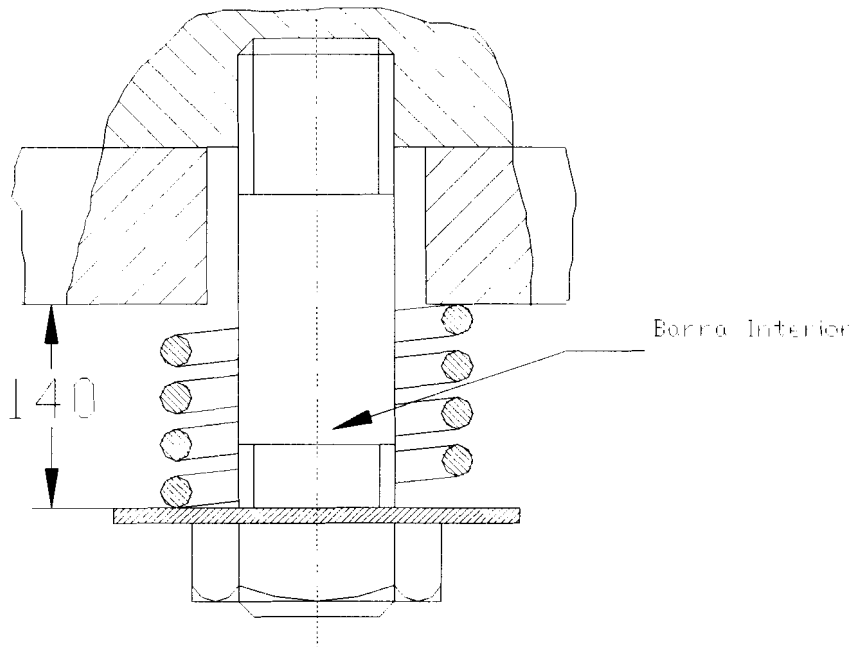


Figura 2.16 Resorte para la oscilación de los rodillos de avance

Cálculo de las dimensiones del resorte

La fuerza que debe ejercer el resorte es de 1889

Nw. (Reacción el apoyo de mayor carga)

El resorte trabajará estáticamente.

Se escoge como material el alambre estirado en frío que para un diámetro del alambre supuesto de 5.0 mm. y un diámetro medio del resorte de 25 mm.

El alambre estirado duro es el acero para resorte de uso general de menor costo, se fabrica en diámetros de 0,8 a 12 mm.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (10-17 \text{ Shigley})$$

$$A = 1510 \text{ MPa.} \quad (\text{Tabla 10-3})$$

$$m = 0,201$$

$$S_{ut} = \frac{1510}{(5 \cdot 10^{-3})^{0,201}} = 4380 \text{ MPa.}$$

$$S_{sy} = 0,45 S_{ut} \quad (10-19)$$

$$S_{sy} = 1971 \text{ MPa.}$$

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3}$$

F : fuerza que va a hacer el resorte = 1889 Nw.

D : diámetro medio del resorte = 25 mm.

C : índice del resorte = $\frac{25}{5} = 5$

$$K_s : \text{índice de corrección} = \frac{2(5) + 1}{2(5)} = 1,1$$

$$\tau = (1,1) \frac{8(1889)(25 \cdot 10^{-3})}{\pi(5 \cdot 10^{-3})}$$

$$\tau = 1,058 \text{ MPa.}$$

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{1,971}{1,058} = 1,86$$

Por lo tanto no falla por fluencia.

Cálculo del número de espiras activas

Sabemos que el resorte se deformará una longitud máxima de 2,5 cm., que será cuando aplicará la fuerza de 1.889 Nw.

$$K = \frac{F}{y} = \frac{1889}{2,5 \cdot 10^{-3}} = 75,50 \frac{KN}{m}$$

G = 79,3 Gpa.

$$N = \frac{d^4 G}{8D^3 K} \quad (10-9)$$

$$N = \frac{(5 \cdot 10^{-3})^4 (79,3 \cdot 10^9)}{8(25 \cdot 10^{-3})^3 (75,56 \cdot 10^3)}$$

$N_a \cong 6$ espiras activas

$L_s =$ longitud cerrada = $d(N_a + 1)$

$L_s = 5(6+1) = 35$ mm.

Fuerza requerida para causar fluencia

$$F_s = \frac{S_{sy} \pi d^3}{8K_s D} = \frac{(1971 \cdot 10^6)(\pi)(5 \cdot 10^{-3})^3}{8(1,1)(25 \cdot 10^{-3})}$$

$$F_s = 3518,2 \text{ Nw}$$

Longitud causada por F_s

$$Y_s = \frac{F_s}{K} = \frac{3518,2}{75560}$$

$$Y_s = 46,6 \text{ mm.}$$

Longitud libre del resorte

$$L_0 = L_s + Y_s = 35 + 46,6 = 81,6 \text{ mm.}$$

Control de falla por pandeo

Para que el resorte no se pandee tiene que cumplirse

$$L_0 < 2,63 \frac{D}{\alpha}$$

Donde $\alpha = 0,5$ para resortes soportados entre superficies paralelas planas

$$2,63 \frac{D}{\alpha} = (263) \frac{(25 \cdot 10^{-3})}{0,5} = 131,5 \text{ mm.}$$

Como $L_0 < 131,5 \text{ mm.}$ no se presentará falla

Paso del resorte

$$p = \frac{(L_0 - d)}{N_a}$$

$$p = \frac{(81,6 - 5)}{6}$$

$$p = 12,8 \text{ mm.}$$

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{\text{Paso}}{\pi D} = \tan^{-1} \frac{12,8}{\pi(25)}$$

$$\lambda = 9,25^\circ < \lambda_{adm} = 12^\circ$$

2.3.3. Diseño de la barra inferior del sistema de avance

La barra inferior es una barra sin movimiento, que será el centro donde rotará un cilindro, el cual tendrá montada tanto la polea conducida de la reducción 1 del sistema de avance, así como la polea impulsora de la reducción 2.

Se ha diseñado esta parte del sistema teniendo en mente que es necesario que las bandas del sistema de avance puedan ser ajustadas, lo que se logra realizando el ajuste de este eje fijo en agujeros chinos, que otorgan esta facilidad.

Las medidas preliminares son tomadas de acuerdo a los requerimientos de ensamble.

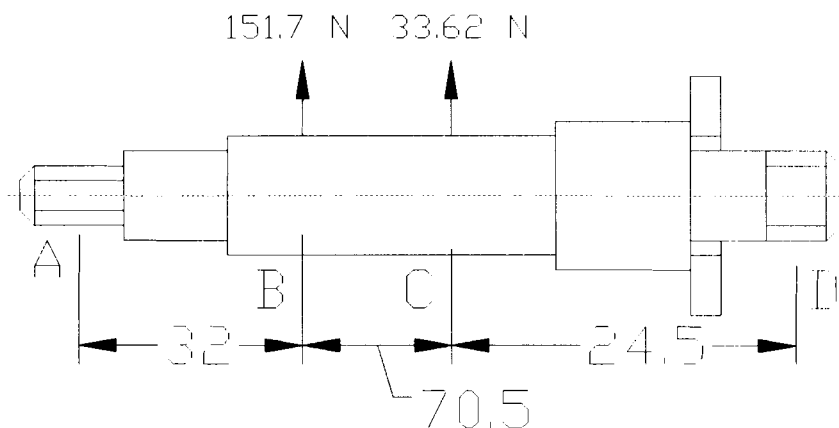


Figura 2.17 Diseño preliminar de la barra inferior del sistema de avance

Esta es una viga estáticamente indeterminada. El momento máximo sería menor que si la viga fuera simplemente apoyada, por lo que no cometeremos gran error si se asume como una viga simplemente apoyada:



2.3.3.1. Diseño por carga estática

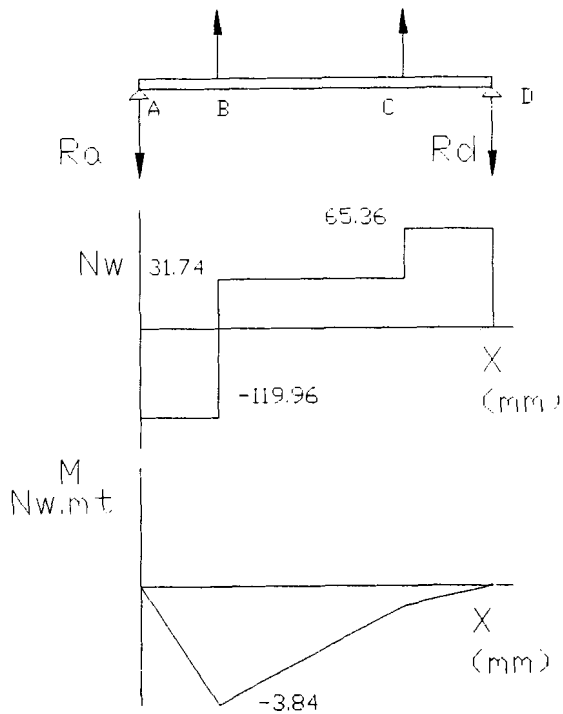


Figura 2.18 Diagrama de Fuerzas, Cortantes y Momento de la barra inferior

Del gráfico M - X se observa que el momento máximo es -3,84 N.m en el punto B.

Cálculo de la sección de la barra

La barra tiene una sección circular, ya que en ella van alojados dos rodamientos.

$$\sigma = \frac{M}{Z} \quad \text{donde} \quad Z = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$M_{\text{máx}} = 3,84 \text{ N.m}$$

Para el material de la barra escogemos ACERO AISI 1020 estirado en frío por ser un acero fácilmente disponible en el mercado.

$$S_{\text{ut}} = 470 \text{ MPa.}$$

$$S_y = 390 \text{ MPa.}$$

Se toma un factor de seguridad de 2

$$\sigma_{\text{diseño}} = \frac{S_y}{\eta} = \frac{390}{2} = 195 \text{ MPa.}$$

$$Z = \frac{M}{\sigma_{\text{diseño}}} = \frac{3,84}{195 \cdot 10^6}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{(32)(3,84)}{195 \cdot 10^6 \pi}}$$

$$d = 5,85 \text{ mm.}$$

Se calcula la deformación:

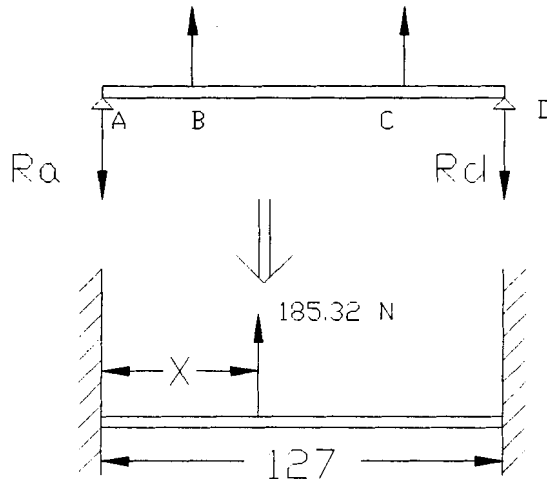


Figura 2.19 Fuerza equivalente en la barra inferior

$$\Sigma Ma = 0$$

$$185,32x - 127(65,36) = 0$$

$$x = 44,8$$

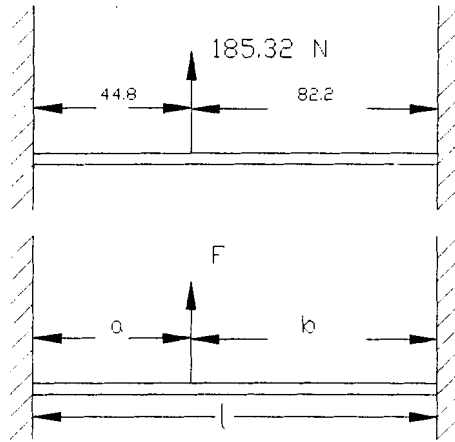


Figura 2.20 Fuerzas y distancias para aplicar fórmulas de deflexión

$$\delta_{\text{máx}} = \frac{2}{3} \frac{F}{EI} \frac{a^3 b^2}{(3a+b)^2}$$

$$\text{en } x = \frac{2al}{3a+b}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\eta (17 \cdot 10^{-3})^4}{64} = 4,1 \cdot 10^{-9}$$

$$\delta_{\text{máx}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{18532}{(207 \cdot 10^9)(4,1 \cdot 10^{-9})} \cdot \frac{(44,8 \cdot 10^{-3})^3 (82,2 \cdot 10^{-3})^2}{(3 \times 44,8 \cdot 10^{-3} + 82,2 \cdot 10^{-3})^2}$$

$\delta_{\text{máx}} = 1,86 \cdot 10^{-6} \text{ mt.} \Rightarrow$ despreciable por lo tanto no

afecta los rodamientos

$d = 17 \text{ mm.}$

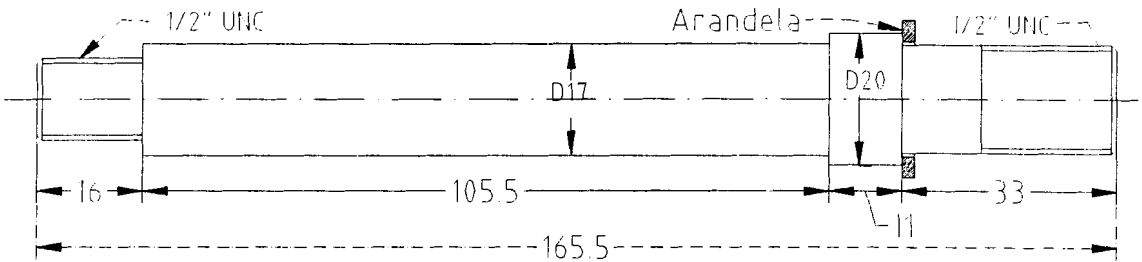


Figura 2.21 Diseño definitivo de la barra inferior del sistema de avance

2.3.3.2. Selección de rodamientos para la barra inferior

$$F_e = XVF_r + YF_a$$

$$F_a = 0$$

$$F_r = 151,7 \text{ Nw.}$$

$V = 1,2$ puesto que gira el anillo exterior.

El anillo interior está fijo respecto a la carga.

$x = 1$ (rodamiento de bolas)

$$F_e = 1,2 (151,7)$$

$$F_e = 182,04 \text{ Nw.} = 18,6 \text{ Kg.}$$

Capacidad dinámica

$$C = \frac{f_L}{f_N \cdot f_H} \cdot F_e \text{ [Kg]}$$

$$f_L = 3,5$$

$$f_n = 0,333 \text{ (para } 901,4 \text{ r.p.m.)}$$

$$f_H = 1 \text{ (para } T < 150 \text{ °C)}$$

$$C = \frac{(3,5)}{(0,333)(1)} \cdot (18,6)$$

$$C = 195,5 \text{ Kg.}$$

Con $d_i = 17 \text{ mm.}$ se escoge el rodamiento FAG 6003 con $C = 475 \text{ Kg.}$

$C_{\text{rod}} > 195,5 \text{ Kg.} \therefore$ no falla

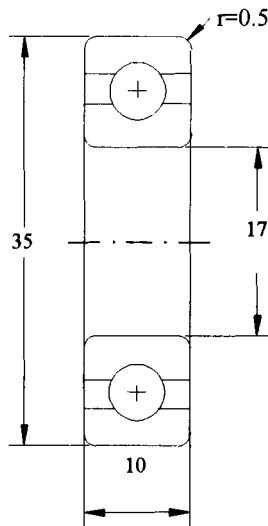


Figura 2.22 Rodamiento FAG 6003

Duración de vida por fatiga

$L_h =$ duración en horas

$$\frac{c}{F_e} \cdot F_n = \frac{475}{18,6} \cdot 0,333 = 8,5$$

$$\frac{C}{p} \cdot f_n = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

$$\sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} = 8,5$$

$$L_h = 307,062 \text{ hs.}$$

Tolerancia de la barra y de la carcaza para ajuste de los rodamientos:

Barra : $d=17 \text{ H6}$. Tabla pp. 276 (FAG)

Alojamientos : $D=35 \text{ H7}$. Tabla pp. 278 (FAG)

2.3.4. Diseño del eje superior del sistema de avance

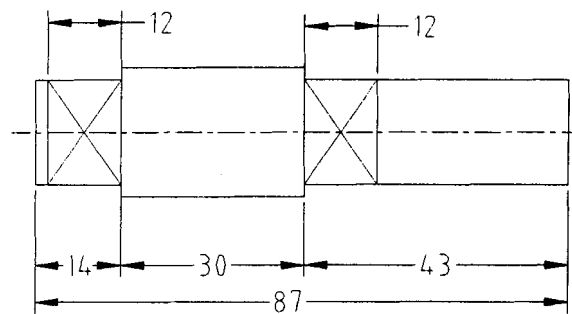


Figura 2.23 Diseño Preliminar del eje superior del sistema de avance

Se empieza con un diseño preliminar del eje superior, con medidas obtenidas de los gráficos. Se asume inicialmente un ancho de los rodamientos de 12 mm. Las longitudes se estiman de acuerdo al espacio disponible.

2.3.4.1. Fuerzas que soporta el eje superior del sistema de avance y determinación del momento máximo.

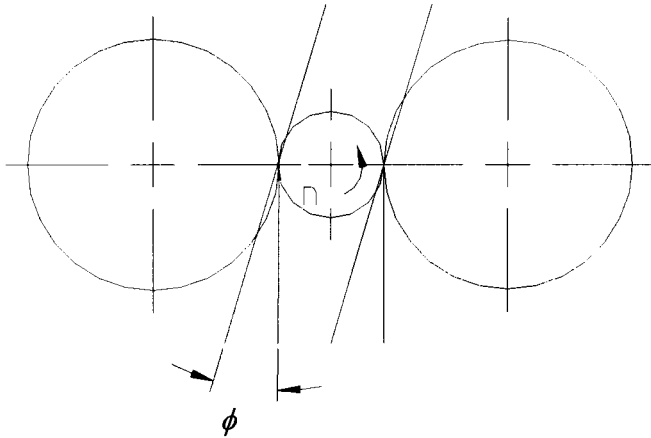


Figura 2.24 Transmisión de fuerzas al eje superior debido a los engranes

Para un solo engrane

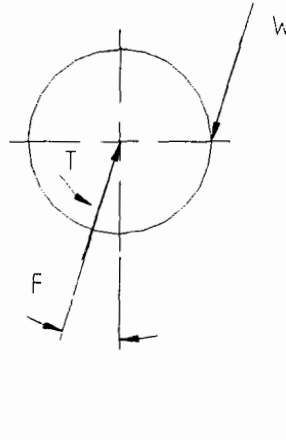


Figura 2.25 Diagrama de Fuerzas sobre el eje con un solo engrane

$$W = \frac{W_t}{\cos\phi} = \frac{610 \text{ Nw}}{\cos 20^\circ} = 649,15 \text{ Nw}.$$

$F_{\text{eng}} = W = 649,15 \text{ Nw}$. Esta es la fuerza que soporta el eje cuando hay un solo engrane.

Para engrane de ambas ruedas

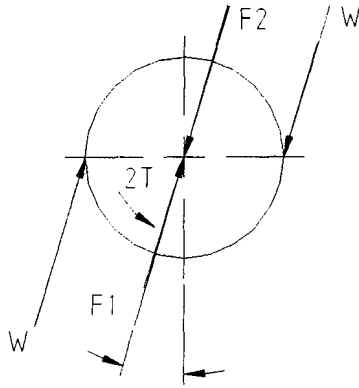


Figura 2.26 Diagrama de Fuerzas sobre el eje con dos engranes

Como se ve en el gráfico las fuerzas sobre el eje que soporta el engranaje, la resultante es cero, ya que las fuerzas son iguales y opuestas.

Pero esto es verdad cuando los dos rodillos están actuando.

Cuando la madera ya ha pasado el primer rodillo, transcurre un tiempo hasta que pase por el otro rodillo. Durante este tiempo, solo se transmite potencia a un engranaje, y entonces la resultante no es cero. Por esta razón se diseña el eje suponiendo que solo existe una fuerza F debida al primer engranaje.

En cuanto a los torsores se tomará $2T$ ya que ese es el torsor máximo, siendo T el torsor resultante de cualquiera de los dos engranajes.

$$T = W_t \cdot \frac{d}{2} = 610 \cdot \frac{48 \cdot 10^{-3}}{2} = 14,64 \text{ Nw.m}$$

$$2T = 29,28 \text{ Nw mt}$$

Fuerzas producidas por las poleas:

$$F_{pol} = F_1 + F_2 \quad (\text{ramales tenso y flojo respectivamente})$$

$$F_1 = 123,4 \text{ N}$$

$$F_2 = 39,5$$

$$F_{pol} = 162,9 \text{ Nw.} \quad (\text{para el caso más desfavorable})$$

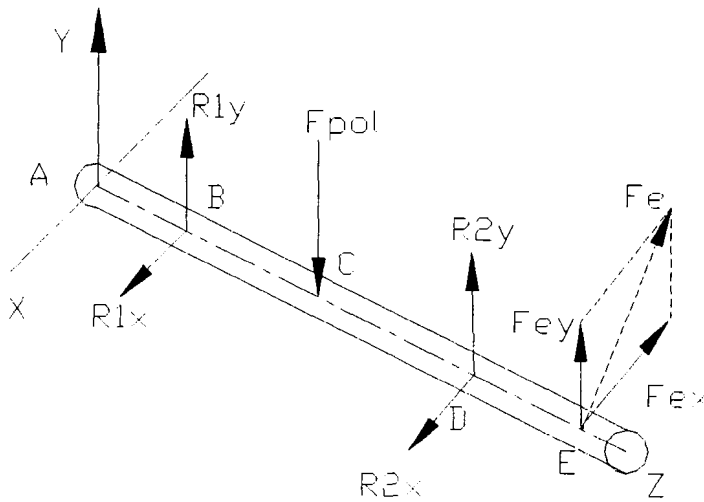


Figura 2.27 Diagrama de Fuerzas sobre el eje superior del sistema de avance

$$\vec{r}_C = 21 \hat{K}$$

$$\vec{r}_D = 42 \hat{K}$$

$$\vec{r}_E = 63,5 \hat{K}$$

$$\vec{F}_p = -F_p \hat{j}$$

$$\vec{R}_2 = R_{2x} \hat{i} + R_{2y} \hat{j}$$

$$\vec{F}_e = -F_{ex} \hat{i} + F_{ey} \hat{j}$$

$$F_{ex} = F_e \sin 20^\circ = 222 \text{ Nw.}$$

$$F_{ey} = F_e \cos 20^\circ = 610 \text{ Nw.}$$

$$\vec{r}_C \times \vec{F}_p + \vec{r}_D \times \vec{R}_2 + \vec{r}_E \times \vec{F}_e = 0$$

$$\vec{r}_C \times \vec{F}_p = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 0 & 0 & 21 \\ 0 & -162,9 & 0 \end{vmatrix} = 3420,9 \hat{i}$$

$$\vec{r}_D \times \vec{R}_2 = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 0 & 0 & 42 \\ R_{2x} & R_{2y} & 0 \end{vmatrix} = -42R_{2y} \hat{i} + 42R_{2x} \hat{j}$$

$$\vec{r}_E \times \vec{F}_e = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 0 & 0 & 63,5 \\ -222 & 610 & 0 \end{vmatrix} = -38735 \hat{i} - 14097 \hat{j}$$

$$\hat{i}: 3420,9 - 42 R_{2y} - 38735 = 0$$

$$R_{2y} = -1889 \text{ Nw.}$$

$$\hat{j}: 42 R_{2x} - 14097 = 0$$

$$R_{2x} = 335,64 \text{ Nw.}$$

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$R_{1y} - 162,9 - 840,81 + 610 = 0$$

$$R_{1y} = 393,71 \text{ Nw.}$$

$$+\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$R_{1x} + 335,64 - 222 = 0$$

$$R_{1x} = -113,64 \text{ Nw.}$$

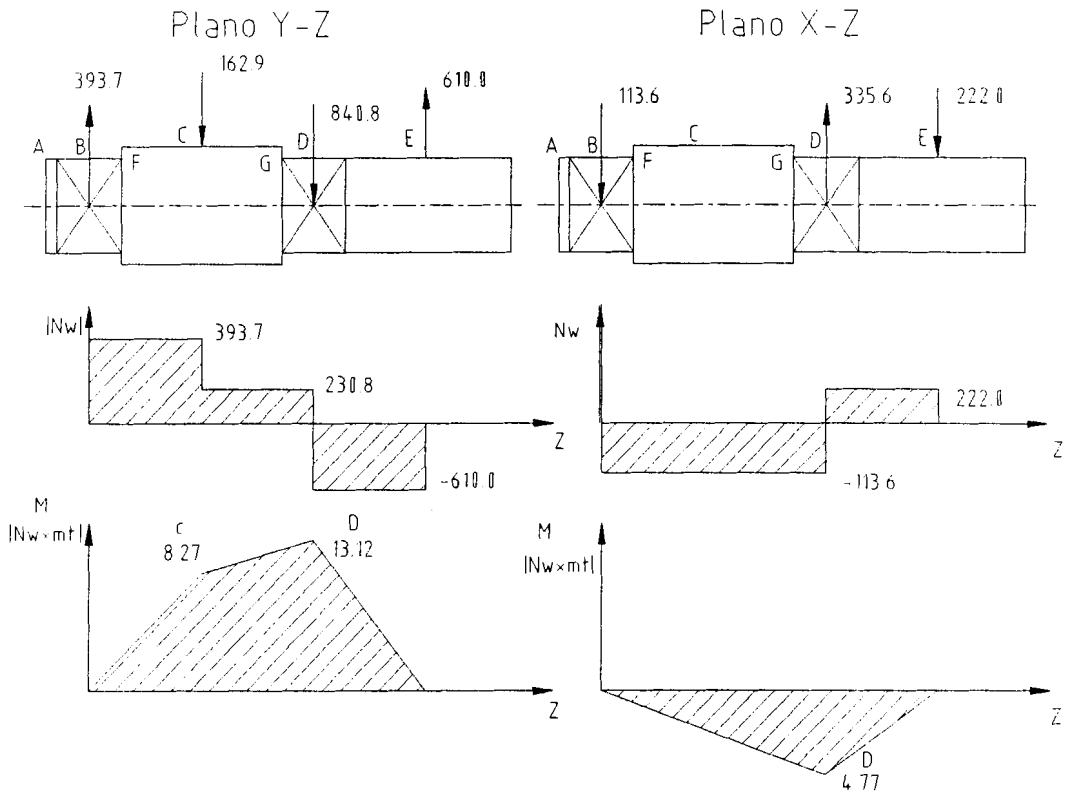


Figura 2.28 Fuerzas, Cortantes y Momentos del Eje superior del sistema

$$\text{Tabulando } M_{\text{máx}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

TABLA 6
Momentos máximos en el eje superior del sistema de avance

PUNTO	M_y	M_x	$M_{\text{máx}}$
A	0	0	0
B	0	0	0
F	2,4	-0,7	2,5
C	8,3	-2,4	8,6
G	11,7	-4,1	12,4
D($M_{\text{máx}}$)	13,12	-4,77	13,9
E	0	0	0

2.3.4.2. Diseño por Carga estática y por Fatiga

El eje gira a 206,67 r.p.m. y está sometido a fatiga porque las fibras exteriores están sometidas a esfuerzos alternativos de tracción y compresión.

Se determinan los diámetros con base en la posibilidad de una falla por fatiga y por falla estática.

Material : Acero para árboles AISI C1040 estirado en frío.

$S_u = 590 \text{ MPa}$.

$S_y = 490 \text{ MPa}$.

Elong. = 12 %

BHN = 170

Se determina la relación entre el factor de seguridad y el diámetro.

Diseño por carga estática.

Teoría del esfuerzo cortante máximo (Punto D → más de

$$d = \left[\frac{32 f_s}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{(32) f_s}{\pi (490 \cdot 10^6)} (13,9^2 + 29,28^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = 0,009 \sqrt[3]{f_s}$$



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

(Sección más angosta)

Punto G

$$D = \left[\frac{(32)f_s}{\pi(490 \cdot 10^6)} \left(12,4^2 + 29,28^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$D = 0,009 \sqrt[3]{f_s}$ (prácticamente lo mismo que para el caso anterior)

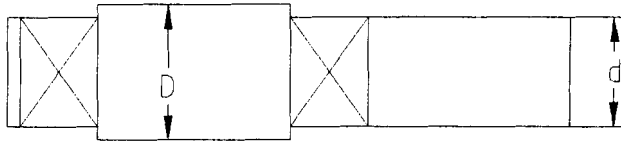


Figura 2.29 Relación de Diámetros en el eje superior

$$f_s = \frac{d^3}{(0,009)^3} = \frac{(17 \cdot 10^{-3})^3}{(0,009)^3} = 6,7$$

$$f_s = \frac{D^3}{(0,009)^3} = \frac{(21 \cdot 10^{-3})^3}{(0,009)^3} = 12,7$$

Por lo que no fallará estáticamente.

Diseño por fatiga

Ecuación de Marin

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$$

$$S_e = 0,504 S_{ut} = 0,504 (590)$$

$$S_e = 297,36 \text{ MPa.}$$

$$K_a = a S_{ut}^b = 4,51 (590)^{-0,265} = 0,832$$

$$K_b = \left(\frac{d}{7,627,62} \right)^{-0,1133} = \left(\frac{17}{7,62} \right)^{-0,1133} = 0,92$$

$$K_b = 0,92$$

$$K_c = 0,577$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$S_e = (0,832) (0,92) (0,577) (297,36)$$

$$S_e = 131,33 \text{ MPa.}$$

Ecuación de Goodman modificada

$$\frac{1}{f_s} = \frac{32}{\pi d^3} \left[\left(\frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\text{Punto D} \rightarrow M_a = 13,9 \quad d = 17 \text{ mm.}$$

$$\frac{1}{f_s} = \frac{32}{\pi (17 \cdot 10^{-3})^3} \left[\left(\frac{13,9}{131,3 \cdot 10^6} \right)^2 + \left(\frac{29,28}{590 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{f_s} = 2073257,9 \left[1,13 \cdot 10^{-14} + 2,46 \cdot 10^{-15} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{f_s} = 0,24$$

$$f_s = 4,11$$

Para las exigencias dadas el árbol no fallará por fatiga .

Punto G $M_a = 12,4$ $d = 21$ mm.

$$\frac{1}{f_s} = \frac{32}{\pi(21 \cdot 10^{-3})^3} \left[\left(\frac{12,4}{131,3 \cdot 10^6} \right)^2 + \left(\frac{29,28}{590 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{f_s} = 1099872,2 \left[8,92 \cdot 10^{-15} + 2,46 \cdot 10^{-15} \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{f_s} = 0,12$$

$$f_s = 8,5$$

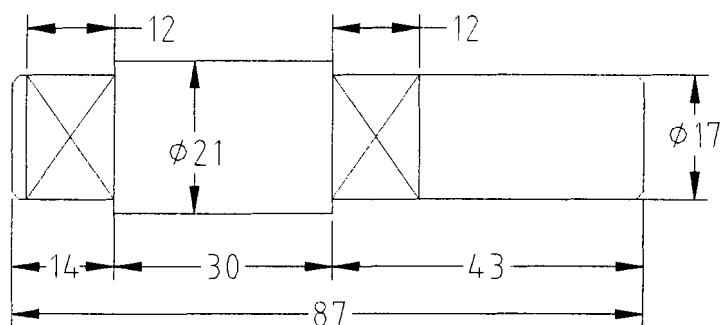


Figura 2.30 Diseño definitivo del eje superior

2.3.4.3. Selección de los rodamientos para el eje superior.

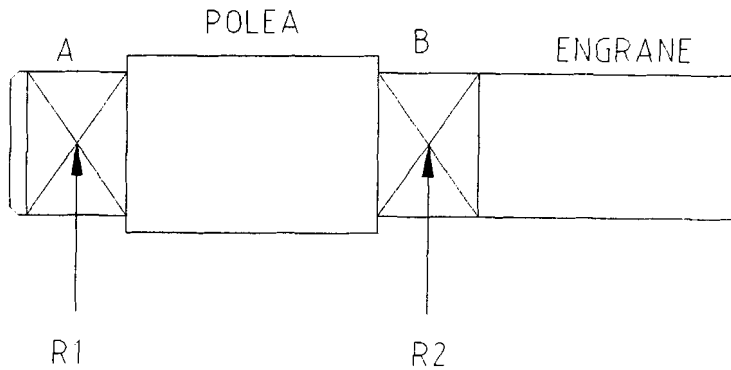


Figura 2.31 Ubicación de Rodamientos en eje superior

Para la sección A se tomará un rodamiento de bolas para carga radial ($M=0$, carga axial=0).

Para la sección B se tomarán rodamientos de bolas oscilante ya que existe un momento flector en ese punto.

Carga radial en A:

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2}$$

$$R_1 = \sqrt{(-11,36)^2 + (393,7)^2}$$

$$R_1 = 409,8 \text{ Nw.}$$

Carga radial en B:

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2}$$

$$R_1 = \sqrt{(335,6)^2 + (840,8)^2}$$

$$R_1 = 904,6 \text{ Nw.}$$

Rodamiento en A

Capacidad de carga dinámica (C)

a - Carga equivalente P.

$$P = XVF_r + YF_a$$

donde V = 1,0 ya que gira el aro interior

X = 1 ya que $F_a = 0$

$$P = F_r = 409,8 \text{ Nw.}$$

$$C = \frac{f_l}{f_n \cdot f_n} \cdot P$$

$$f_n = 0,541$$

$$f_l = 3,5$$

$f_n = \text{factor dureza} = \text{factor temperatura} = 1$

$$C = \frac{3,5}{(0,541) \cdot (1)} \cdot 409,8 \text{ Nw.}$$

$$C = 2651,2 \text{ Nw.}$$

$$C = 270,5 \text{ Kg.}$$

Se selecciona un rodamiento FAG N° 6003 con C =

475 Kg. para $d_i = 17 \text{ mm.}$

$C = 270,5 < 475 \rightarrow$ No falla

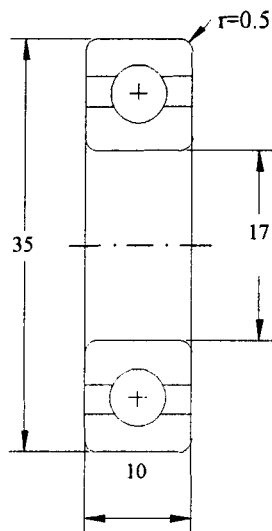


Figura 2.32 Rodamiento FAG 6003

Ajuste : Eje : $d = 17GG$

Alojamientos : $D = 35HG$

Rodamiento en B.

$$C = \frac{f_l}{f_n \cdot f_n} \cdot P$$

$P = F_r = R_2 = 904,6 \text{ Nw.}$

$f_n = 0,546$

$f_h = 1$

$f_l = 3,5$

$$C = \frac{3,5}{(0,546) \cdot (1)} \cdot 904,6 \text{ Nw.}$$

$$C = 5798,7 \text{ Nw.}$$

$$C = 591,7 \text{ Kg.}$$

El rodamiento escogido es el FAG 1203 (pp. 47

FAG) con $C = 620 \text{ Kg.}$

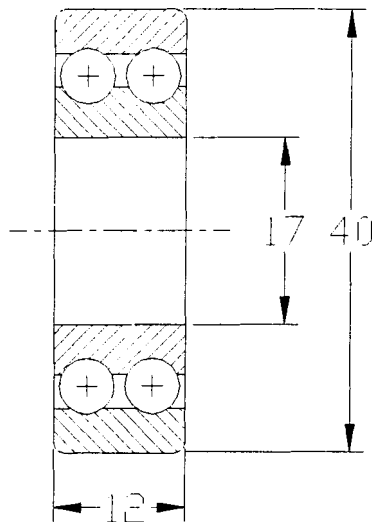


Figura 2.33 Rodamiento FAG 1203

Ajuste : Eje : $d = 17\text{GG}$

Alojamientos : $D = 40\text{HG}$

No es necesario recalcular dimensiones puesto que solo ha variado el ancho de un rodamiento de 12 mm., y que realmente es de 10 mm., ya que solo

habría una diferencia de 1 mm. respecto al punto de apoyo tomado, que no afectará los cálculos de momento apreciablemente.

2.3.5. Diseño de la platina que soporta el eje superior del sistema .

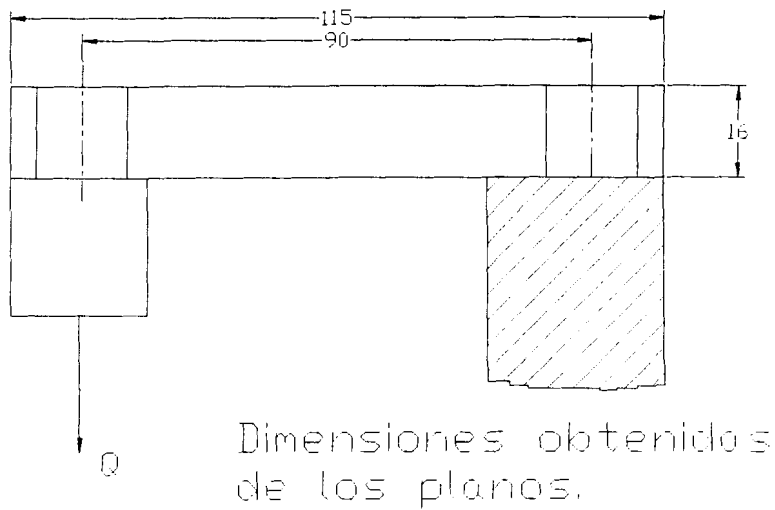


Figura 2.34 Platina de Soporte

Material hierro a acero con bajo contenido de C.

$$E = 100 \cdot 10^9 \text{ Pa.}$$

$$S_e = 69 \cdot 10^6 \text{ Pa.}$$

$$Q = R_2 = 904,6 \text{ Nw.}$$

Se considera como una barra en voladizo empotrada en uno de los extremos.

2.3.5.3. Calculo de la deflexión máxima;

$$Y_{\text{máx}} = -\frac{Fl^3}{3EI}$$

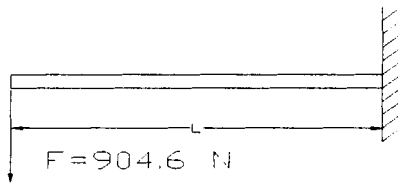


Figura 2.35 Barra en voladizo (Platina de Soporte)

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

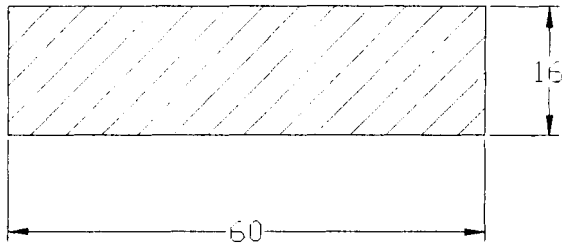


Figura 2.36 Sección Transversal de la Platina de Soporte

$$I = \frac{(60)(16)^3}{12} = 2,05 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \cdot \frac{(mt)^4}{(10^3 \text{ mm})^4} = 2 \cdot 10^{-8} \text{ mt}^4$$

$$Y_{\text{máx}} = - \frac{(904,6)(90 \cdot 10^{-3})^3}{3(100 \cdot 10^9)(2,05 \cdot 10^{-8})}$$



CIB-ESPOL

$$Y_{\text{máx}} = - 0,00011 \text{ mt.}$$

$$Y_{\text{máx}} = - 0,1 \text{ mm.}$$

Es una décima de milímetro, lo cual es despreciable para el sistema.

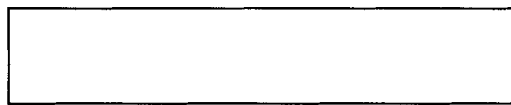
2.3.5.4. Cálculo del factor de seguridad .

$$f_s = \frac{S}{\sigma_d}$$

$$\sigma_d = \frac{M_{\text{máx}}}{Z}$$



CIB-ESPOL



$$M_{\text{máx}} = F.l = (904,6)(60 \cdot 10^{-3}) = 54,3 \text{ Nw.m}$$

$$\sigma_d = 20,8 \cdot 10^6 \frac{\text{Nw}}{\text{mt.}}$$

$$f_s = \frac{69 \cdot 10^6}{20,8 \cdot 10^6} = 3,3$$

Por lo tanto esta platina no fallará por resistencia.

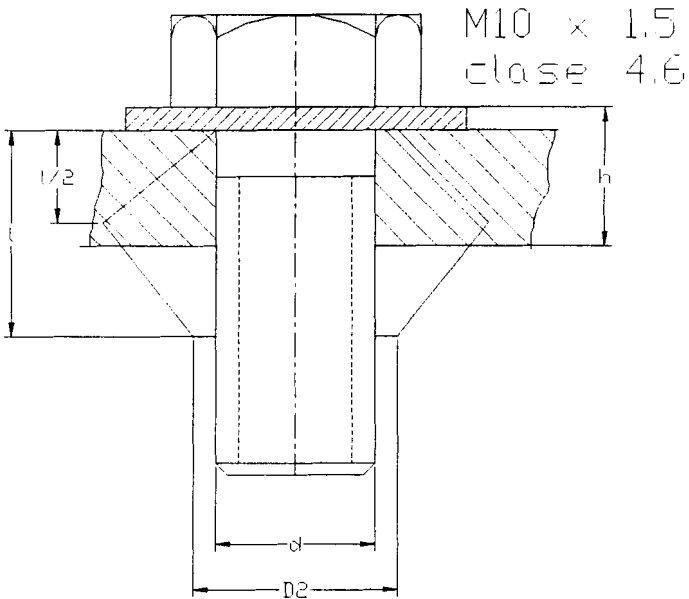


Figura 2.38 Perno M10 X 1.5 clase 4.6

$$h = 16 + 1,6 = 17,6 \text{ mm.}$$

$$l = h + \frac{d}{2} = 17,6 + \frac{10}{2} = 22,6 \text{ mm.}$$

$$D_2 = d_w = 1,5d = 15 \text{ mm.}$$

$$D_1 = d_w + l \tan 30 = 15 + (22,6)(0,577) = 28,09 \text{ mm.}$$

2.3.5.5.2. Rigidez del perno

$$K_b = \frac{A_t E}{l}$$

A_t = Área transversal de esfuerzo de tensión = 58 mm.

E = módulo de elasticidad = 207 GPa.

$l = \text{agarre} = 22,6 \text{ mm.}$

$$K_b = \frac{(58 \cdot 10^6)(207 \cdot 10^9)}{(22,6 \cdot 10^{-3})}$$

$$K_b = 5,3 \cdot 10^8 \text{ }^{Nw}/_{mt.}$$

2.3.5.5.3. Rigidez de la junta

Para el tronco de cono 1.

$$t = \frac{l}{2} = 11,3 \text{ mm.}$$

$$D = 15 \text{ mm.}$$

$$E = 100 \cdot 10^9 \text{ Pa.}$$

$$K_1 = \frac{0,577\pi Ed}{\ln \frac{(1,15t + D - d)(D + d)}{(1,15t + d + d)(D - d)}}$$

$$K_1 = 2,1 \cdot 10^9 \text{ }^{Nw}/_{mt.}$$

Para el tronco de cono 2

$$t = 6,3 \text{ mm.}$$

$$D = 20,81 \text{ mm.}$$

$$E = 100 \cdot 10^9 \text{ Pa.}$$

Aplicando la fórmula anterior.

$$K_2 = 6,01 \cdot 10^9 \text{ }^{Nw}/_{mt.}$$

Para el tronco de cono 3

$$t = 5 \text{ mm.}$$

$$D = 15 \text{ mm.}$$

$$E = 6,72 \cdot 10^9 \text{ Pa.}$$

$$K_3 = 6,72 \cdot 10^9 \text{ }^{Nw}/\text{mt.}$$

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} \quad [8-12]$$

K_m = rigidez total de la junta

$K_{1, 2, 3}$ = rigideces individuales.

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^9} + \frac{1}{6,01 \cdot 10^9} + \frac{1}{6,72 \cdot 10^9}$$

$$K_m = 1,26 \cdot 10^9 \text{ }^{Nw}/\text{mt}$$

2.3.5.5.4. Constante de la junta

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad [8-21]$$

$$C = \frac{5,3 \cdot 10^8}{5,3 \cdot 10^8 + 1,26 \cdot 10^9}$$

$$C = 0,296$$

2.3.5.5.5. Fuerza de precarga (F_i)

$$F_i = 0,75 A_t S_p. \quad [8-25]$$

$$A_t = 58 \text{ mm.}^2 \quad (\text{tabla 8-1})$$

$$S_p = 225 \text{ Mpa.} \quad (\text{tabla 8-6})$$

$$F_i = 0,75 (58 \cdot 10^{-6})(225 \cdot 10^6)$$

$$F_i = 9787,5 \text{ Nw.}$$

2.3.5.5.6. Factor de seguridad de carga

$$\eta_c = \frac{S A - F_i}{C(P/N)}$$

$$N = 2 \text{ pernos}$$

$$\eta_c = \frac{(225)(58) - 9787,5}{0,296 \left(\frac{5608,5}{2} \right)}$$

$$\eta_c = 3,9$$

Este factor impide que el esfuerzo del perno llegue a ser igual a la resistencia límite.

2.3.5.5.7. Factor de seguridad contra la separación de la junta.

$$\eta_s = \frac{F_i}{(P/N)(1-C)}$$

$$\eta_s = \frac{9787,5}{\left(\frac{5608,5}{2} \right) (1-0,296)}$$

$$\eta_s = 4,96$$

2.3.5.5.8. Factor de seguridad que previene contra la falla por fatiga

(Teoría de Goodman Modificada)

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t}$$

$$\sigma_a = \frac{(0,296)\left(\frac{5608,5}{2}\right)}{2\left(58 \cdot 10^{-6}\right)}$$

$$\sigma_a = 7,2 \cdot 10^6$$

$$S_a = \frac{S_{ut} - \left(\frac{F_e}{A_t}\right)}{1 + \left(\frac{S_{ut}}{S_e}\right)}$$

$$S_{ut} = 400 \text{ Mpa.}$$

$$S_e = 129 \text{ Mpa.}$$

$$S_a = \frac{400 \cdot 10^6 - \left(\frac{9787,5}{58 \cdot 10^{-6}}\right)}{1 + \left(\frac{400 \cdot 10^6}{129 \cdot 10^6}\right)}$$

$$S_a = \frac{2,31 \cdot 10^8}{4,1}$$

$$S_a = 56,4 \cdot 10^6$$

$$\eta_f = \frac{S_a}{\sigma_a}$$

$$\eta_f = \frac{56,4}{7,2}$$

$$\eta_f = 7,8$$

Por lo que no ocurrirá falla por fatiga

2.3.5.6. Cálculo de la unión empernada (extremo izquierdo)

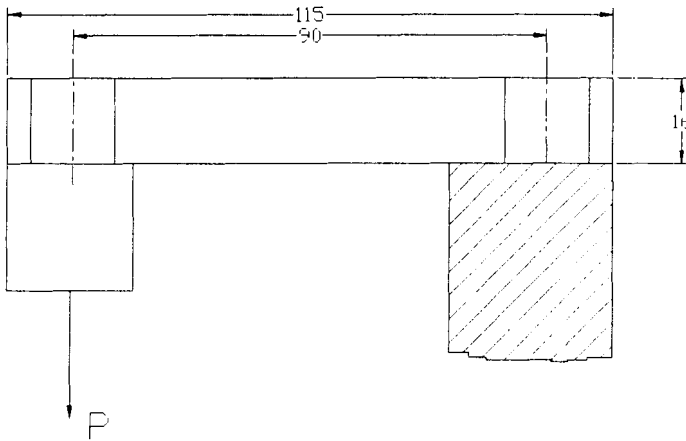


Figura 2.39 Platina de Soporte, junta empernada extremo izquierdo

Se selecciona 1 tornillo de maquinaria similar al anterior:

M10 x 1,5 clase 4,6. Arandela de acero templado, de espesor 1,6 mm.

Lo que varía del cálculo anterior es la fuerza de separación P.

$$P = 904,6 \text{ Nw.}$$

El resto de valores se mantienen

2.3.5.6.1. Factor de seguridad de carga

$$\eta_c = \frac{S_p A_t - F_i}{CP}$$

$$\eta_c = \frac{(225)(58) - 9787,5}{0,296(904,6)}$$

$$\eta_c = 12$$

2.3.5.6.2. Factor de seguridad contra separación

$$\eta_s = \frac{F_i}{P(1-C)}$$

$$\eta_s = \frac{9787,5}{(904,6)(1-0,296)}$$

$$\eta_s = 15,3$$

2.3.5.6.3. Factor de seguridad contra la falla por fatiga

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t}$$

$$\sigma_a = \frac{(0,296)(904,6)}{2(58 \cdot 10^{-6})}$$

$$\sigma_a = 2,3 \cdot 10^6$$

$$\eta_f = \frac{S_a}{\sigma_a}$$

$$\eta_f = \frac{56,4}{2,3}$$

$$\eta_f = 24,5$$

2.3.6. Cálculo de las chavetas del sistema de avance

En el sistema de avance se utilizan 4 chavetas, 2 en el eje superior y 2 en el eje inferior.

El material de la chaveta debe fallar primero que el material del eje o de las poleas o el piñón.

Se escoge chavetas cuadradas de 5 mm., con un factor de seguridad de 3.

Ssy: Resistencia al cortante

$$Ssy = 0.577 Sy$$

$$Ft = \frac{60(10)^3 H}{\pi d w} \text{ (KNw)}$$

Ft : Fuerza tangencial

H : Potencia transmitida (Kw)

d : diámetro del eje en el ajuste del elemento

w : Velocidad angular del eje

Longitud de la chaveta por resistencia al cortante

$$l_c = \frac{Ft \cdot n}{Ssy \cdot t}$$

n : Factor de seguridad

t : lado de la chaveta

Longitud de la chaveta por resistencia al aplastamiento:

$$l_a = \frac{2F_t \cdot n}{S_y \cdot t}$$

TABLA 7
Chavetas del sistema de avance

Elemento	Material Elemento	S_y Elemento (MPa)	Material Eje	S_y Eje (MPa)	Material Chaveta	S_y Chaveta (MPa)	S_{sy} (MPa)
Piñón Eje superior	Acero AISI 1040	490	Acero AISI 1040	490	Acero AISI 1006	170	98,09
Poléa 355 mm eje superior	Fundición Fe ASTM 60	174	Acero AISI 1040	490	Acero AISI 1006	170	98,09
Poléa 80 mm eje inferior	Acero AISI 1010	300	Acero AISI 1020	390	Acero AISI 1006	170	98,09
Poléa 355 mm eje inferior	Fundición Fe ASTM 60	174	Acero AISI 1020	390	Acero AISI 1006	170	98,09

Elemento	d (mm)	w (rpm)	F_t *1000 (Nw)	l_c (mm)	l_a (mm)	l escogida
Piñón Eje superior	17	203	1,72	10,5	12,14	25
Poléa 355 mm eje superior	21	203	1,39	8,5	9,8	25
Poléa 80 mm eje inferior	45	901,4	0,15	0,9	1,06	10
Poléa 355 mm eje inferior	45	901,4	0,15	0,9	1,06	10

2.4. Diseño de la plataforma móvil de trabajo.

2.4.1. Consideraciones de diseño.

La plataforma es el elemento de la máquina que tiene como función sostener el listón de madera que se esta cepillando.

Esta plataforma debe ser de fundición gris de grado SAE 40, de buena calidad y el espesor de sus paredes debe ser de $\frac{1}{2}$ " aproximadamente, (10 - 12.7 mm) (Dato obtenido de casas vendedoras de máquinas similares).

Para disminuir el rozamiento está provista de dos rodillos que sobresalen de la misma más o menos 0.6 mm. y situados exactamente debajo de los rodillos impulsores.

El mecanismo de ascenso y descenso se lleva a cabo por medio de dos tornillos de potencia que se reparten toda la carga simétricamente, y que al girar fijos se guían en la tuerca solidaria a la plataforma haciendo que esta suba o baje de acuerdo al sentido de giro.

La plataforma está dirigida por cuatro guías laterales ubicadas en los bastidores de la máquina.

Los tornillos de potencia generalmente son movidos por tornillos sin fin y rueda helicoidal.



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

En este diseño se buscará la posibilidad más fácil y económica de construir, como lo es una transmisión por cadenas y catalinas.

Se diseñará en este capítulo:

Tornillos de potencia.

Sistema de transmisión

Rodillos

Accesorios (rodamiento, tuercas, etc.)

2.4.2. Diseño de los tornillos de potencia para el ascenso y descenso de la plataforma.

Peso de la plataforma = 120 Kgs. = 1176 Nw. Se reparte 588

Nw en cada tornillo.

El sistema debe ser de retención automática.

$L_{total} \cong 250$ mm. (para pandeo)

La tuerca solidaria a la plataforma debe ser de bronce, para mejorar la resistencia al desgaste y considerando las bajas velocidades de operación.

Material escogido para el tornillo: ACERO AISI 1015 estirado en frío.

$S_y = 320$ Mpa.

$$S_v = 390 \text{ Mpa.}$$

$\eta = 3$ Factor de seguridad para servicio ligero y acción manual

Cuando la máquina está funcionando, la carga total será la suma de la carga producida por cada rodillo de avance más el peso de la plataforma.

$$P_T = 2.420 \times 2 + 1.176$$

$$P_T = 6.016 \text{ Nw.}$$

Se utilizará rosca ACME, que, aunque no es tan eficaz como la de hilos cuadrados debido al rozamiento adicional, pero se la prefiere porque es más fácil de formar a máquina.

Se elige tentativamente un diámetro medio.

$$d_m = 1" = 25.4 \text{ mm.}$$

$$\text{paso} = 1/5" = 5.08 \text{ mm.}$$

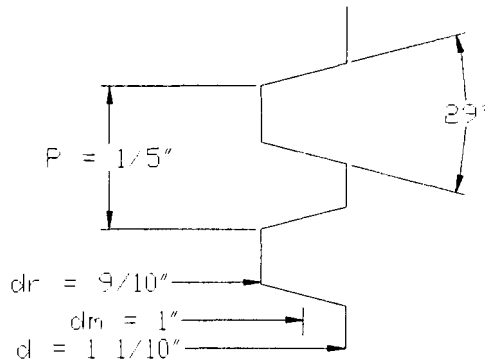


Figura 2.40 Rosca ACME

2.4.2.1. Torque para levantar la carga.

$$T = \frac{P \cdot d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m \sec \alpha}{\pi d_m - \mu l \sec \alpha} \right)$$

$$P = \text{carga total} = 6.016 \text{ Nw}/2$$

$$l = \text{paso} = 5.08 \text{ mm.}$$

$$\mu = \text{coeficiente de fricción del acero-bronce} = 0.125$$

$$d_m = \text{diámetro medio} = 25.4 \text{ mm.}$$

$$T = \frac{(3008)(25.4 \cdot 10^{-3})}{2} \left(\frac{5.08 \cdot 10^{-3} + \pi(0.125)(25.4 \cdot 10^{-3}) \sec 14.5^\circ}{\pi(25.4 \cdot 10^{-3}) - (0.125)(5.08 \cdot 10^{-3}) \sec 14.5^\circ} \right)$$

$$T = 38.2 \left(\frac{0.015}{0.16} \right)$$

$$T = 3.58 \text{ Nw.m}$$

$$\alpha = \text{ángulo rosca ACME} = 14.5^\circ$$

2.4.2.2. Condición para que el tornillo sea auto asegurante:

$$\pi \mu d_m > L$$

$$\pi(0.125)(25.4) = 9.97$$

$$L = 5.08$$

$$9.97 > 5.08$$

Por lo tanto el tornillo es autoasegurante.

2.4.2.3. Eficacia mecánica

$$e = \frac{\eta' r_i}{2\pi T} \quad [$$

$$e = \frac{3(6016)(5.08 \cdot 10^{-3})}{2\pi(21.5)}$$

$$e = 0.68 \quad (\text{Ideal } e=1)$$

Para calcular el torque se ha despreciado el rozamiento del collarín contra el cojinete de empuje, debido a ser muy baja.

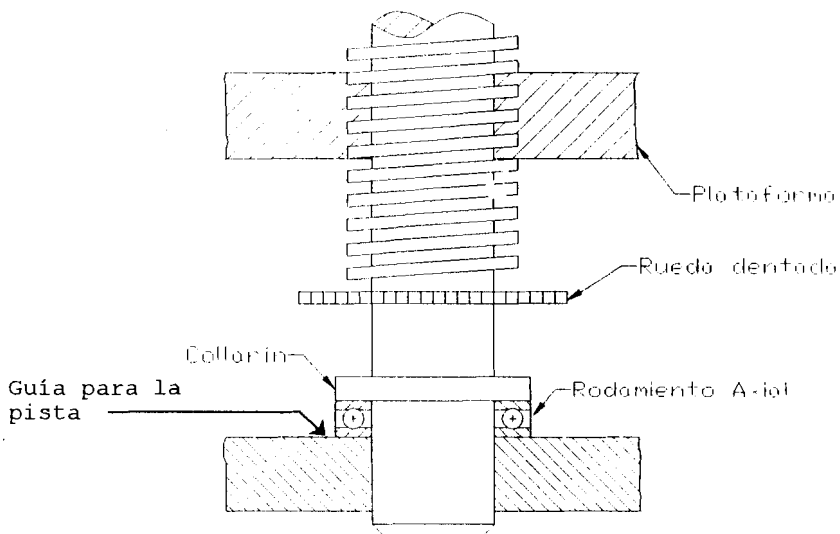


Figura 2.41 Tornillo de Potencia

A continuación determinamos si el tornillo actúa como columna o como elemento corto

$$\frac{l}{k} > \left(\frac{l}{k}\right)_Q$$

Relación de esbeltez

$$\frac{l}{k}$$

l : longitud

k : radio de giro

$$\left(\frac{l}{k}\right)_Q = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{S_y}} \quad (\text{esbeltez límite})$$

$$E = 207 \cdot 10^9 \text{ Pa.}$$

$$\left(\frac{l}{k}\right)_Q = \sqrt{\frac{\pi^2 (207 \cdot 10^9)}{320 \cdot 10^6}}$$

$$\left(\frac{l}{k}\right)_Q = 80$$

$$l = 250 \text{ mm.}$$

$$k = \frac{d}{4} = \frac{25.4}{4} = 12.7 \text{ mm.}$$

$$\frac{l}{k} = 19.7$$

Como $\frac{l}{k} < \left(\frac{l}{k}\right)_Q$ entonces no trabaja como columna, sino como

elemento simple sometido a compresión.

2.4.2.4. Cálculo de los rodamientos axiales de los tornillos de potencia.

El rodamiento es solicitado prácticamente estáticamente.

La carga total es de:

$$P_o = 6016 \text{ Nw.}$$

$$P_o = 613.9 \text{ Kg.}$$

$$C_o = P_o \cdot F_s$$

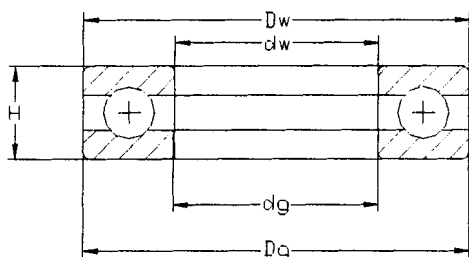
$F_s = 1.2$ para solicitaciones normales (pp 250 FAG)

$$C_o = (613.9)(1.2)$$

$$C_o = 737 \text{ Kg.}$$

Se selecciona el rodamiento axial FAG 51105 con

$$C_o = 2900 \text{ Kg.}$$



FAG
51105



Figura 2.42 Rodamiento FAG 51105

$$d_w = 25 \quad d_g = 26$$

$$D_w = 42 \quad D_g = 42$$



$$H = 11 \quad r = 1$$

2.4.3. Diseño y selección del sistema de transmisión por cadenas para el movimiento de los tornillos de potencia

Hay que hacer girar los tornillos de potencia al mismo tiempo.

Un método que resultaría barato y sencillo sería emplear una cadena.

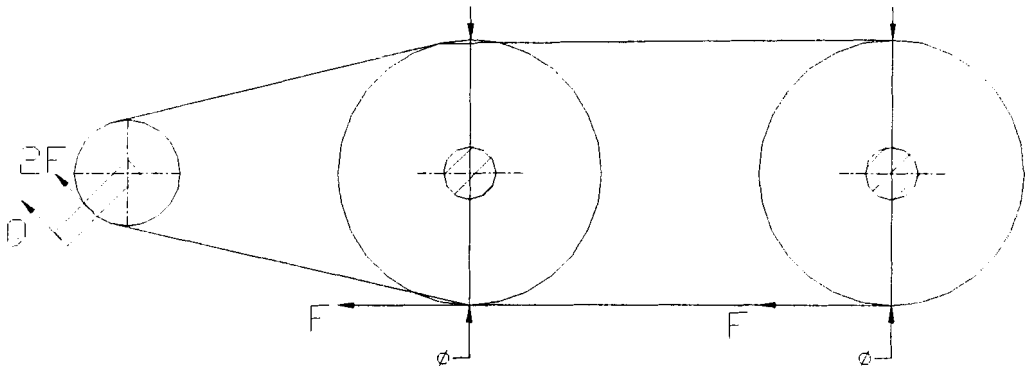


Figura 2.43 Esquema de la transmisión por cadenas

El torque en cada rueda sería de

$$T = 3.58 \text{ Nw.m}$$

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

$$F = \frac{3.58}{100 \cdot 10^{-3}} = 35.8 \text{ Nw.}$$

La fuerza en la manivela es $2F = 71.6 \text{ Nw}$.

Utilizando una palanca de 80 mm. y una rueda pequeña de 30 mm.

$$T = 71.6 \times 30 \text{ Nw.m}$$

$$Q = \frac{71.6 \times 30}{80}$$

$Q = 26.85 \text{ Nw.}$, que es razonable para un adulto cualquiera.

Para vencer la inercia en el arranque, y por la fricción, se considera un factor de 1.3

$$Q = (26.85)(1.3)$$

$$Q = 35 \text{ Nw.}$$

que es una fuerza todavía razonable.

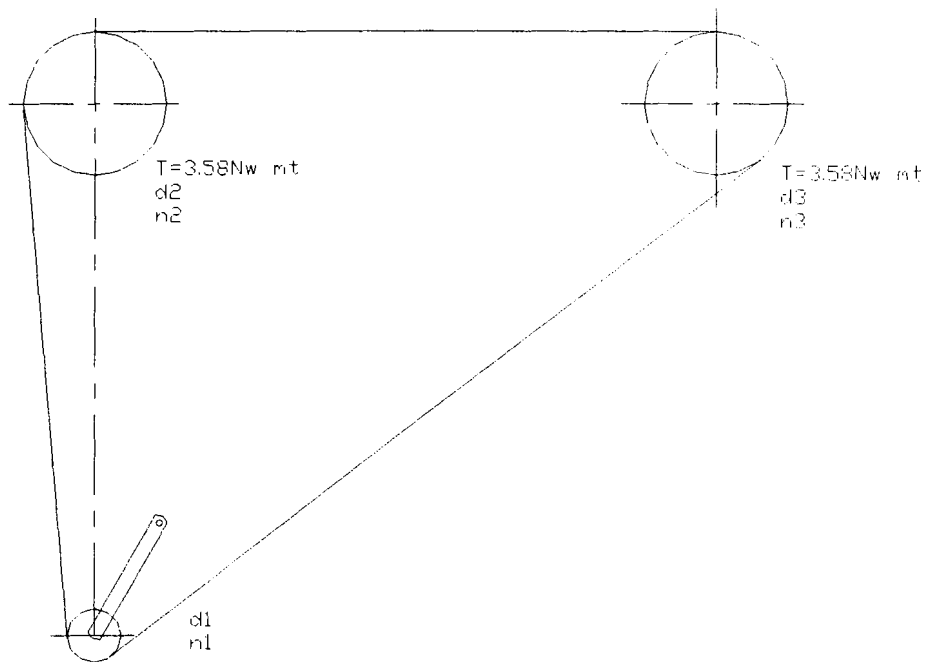


Figura 2.44 Relación de Diámetros y Torque en la transmisión de cadenas

Como se trata de una transmisión manual y las fuerzas son pequeñas, solo se calcularán los elementos cinemáticos del sistema, diámetros, número de dientes, longitud de la cadena.

Se escoge la cadena ANSI No. 25, paso 6.35 mm., ancho 3.18 mm.

$$d_2 = d_3$$

Calculamos el número de dientes de las ruedas.

$$\text{sen} \frac{180^\circ}{N} = \frac{P}{D_2}$$

$$N_2 = \frac{180}{\text{sen}^{-1}\left(\frac{P}{D_2}\right)} = \frac{180}{\text{sen}^{-1}\left(\frac{6.35}{80}\right)}$$

$$N_3 = N_2 = 39.5$$

Seleccionamos 40 dientes

Corrigiendo

$$D_2 = D_3 = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right)} = \frac{6.35}{\text{sen}\left(\frac{180}{40}\right)}$$

$$D_2 = D_3 = 80.9 \text{ mm.}$$

$$N_1 = \frac{180}{\text{sen}^{-1}\left(\frac{6.35}{30}\right)} = 14.7$$

$N_1 = 15$ dientes

Corrigiendo

$$D_1 = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{15}\right)}$$

$D_1 = 30.5$ mm

La longitud de una cadena debe determinarse en función del número de pasos. Es preferible que el número sea par, de otro modo necesitaría un eslabón de compensación.

En este caso, de transmisión con ruedas múltiples se obtiene más fácilmente trazando un dibujo a escala lo más aproximado posible, y determinado la longitud por medición.

Distancia aproximada entre centros de los tornillos ≈ 35 cm.

Distancia de la línea de centros de los tornillos al piñón ≈ 30 cm.

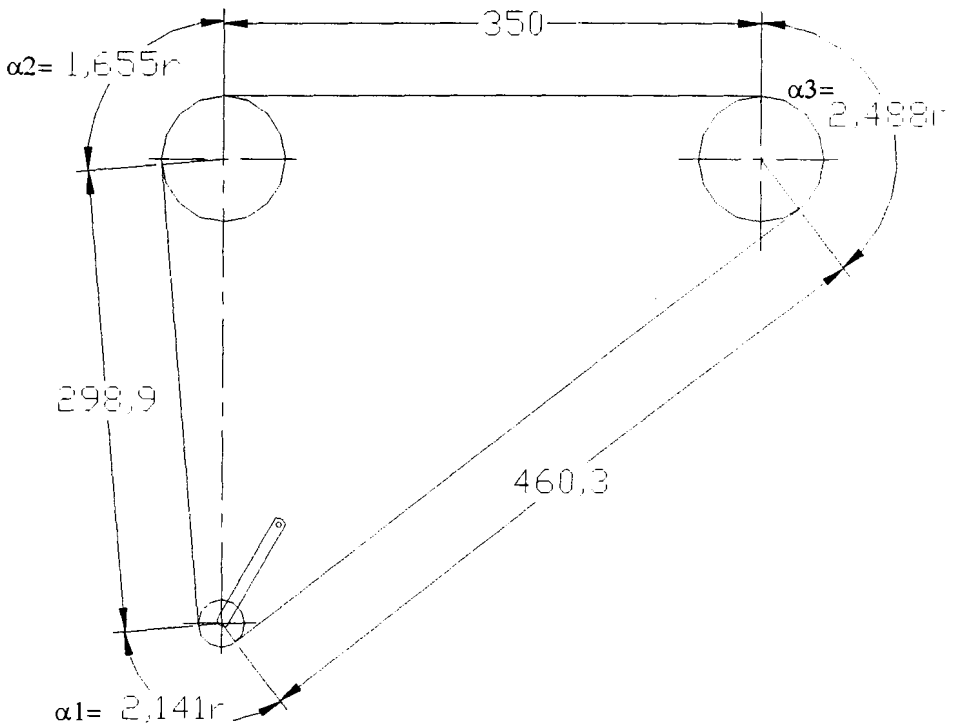


Figura 2.45 Longitud de la cadena

$$\alpha_1 = 2.14 \text{ rad}$$

$$L_1 = 2.141 \cdot 30.5 / 2 = 32.65 \text{ mm}$$

$$\alpha_2 = 1.655 \text{ rad}$$

$$L_2 = 1.655 \cdot 80.9 / 2 = 66.94 \text{ mm}$$

$$\alpha_3 = 2.488 \text{ rad}$$

$$L_3 = 2.488 \cdot 80.9 / 2 = 100.64 \text{ mm}$$

$$L_{\text{tot}} = 32.65 + 66.94 + 100.64 + 298.9 + 460.3 + 350$$

$$L_{\text{tot}} = 1315.43 \text{ mm}$$

$$\text{Paso} = 6.35 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud en pasos ser\'a de } 1315.43 / 6.35 = 207$$

La fracci3n de pasos se obvia con la manivela que es desplazable hasta lograr un ajuste.

2.4.4. Cálculo y diseño de los rodillos que aminoran el rozamiento de la madera contra la plataforma.

Se asumirán los diámetros y se encontrarán los factores de seguridad.

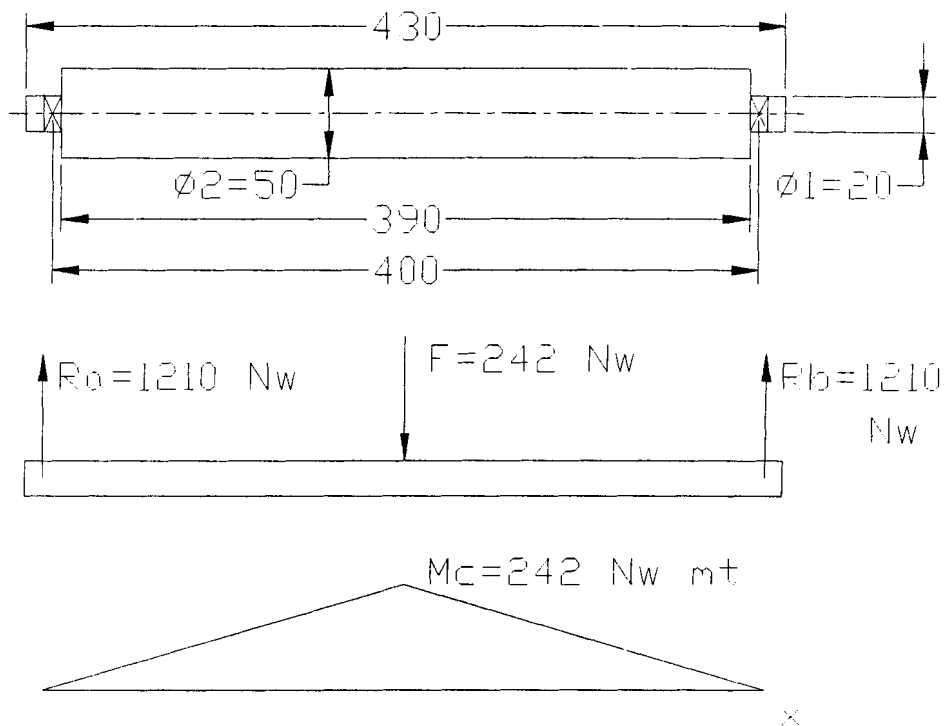


Figura 2.46 Eje que aminora el rozamiento en la plataforma

Material Escogido : Acero AISI 1045 estirado en frío

$S_y = 530$ MPa.

$S_u = 630$ Mpa

BHN = 179

Se calculan los factores de seguridad con base en la posibilidad de una falla por fatiga y por falla estática.

El momento torsor es igual a cero, debido a que es un rodillos

loco $T = 0$

2.4.4.1. Diseño por carga estática

$$\frac{1}{\eta} = \frac{32}{\pi d^3 S_y} (M^2 + T^2)^{1/2}$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{32}{\pi (50 \cdot 10^{-3})^3 (530 \cdot 10^6)} (242)$$

$$\frac{1}{\eta} = 0.04$$

$$\eta = 25$$

2.4.4.2. Diseño por fatiga

Ecuación de Marín

$$S_e' = 0.509 S_{ut}$$

$$S_e' = 0.509(630) = 317.5 \text{ MPa.}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$$

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

$$K_a = 4.51 (630)^{-0.265} = 0.82$$

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

$$K_b = 0.81$$

$$K_c = 1$$

$$K_d = 1$$

$$S_e = (0.82)(0.81)(317.5) = 210.9 \text{ MPa.}$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{32}{\pi d^3} \left[\left(\frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_{vt}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{32}{\pi (50 \cdot 10^3)^3} \left(\frac{242}{210.9 \cdot 10^6} \right)$$

$$\frac{1}{\eta} = 0.09$$

$$\eta = 10.7$$

Por lo tanto el rodillo no fallará ante las exigencias dadas.

No se calcula la deflexión en el eje debido a lo robusto del diseño.

2.4.4.3. Selección de los rodamientos para los rodillos que aminoran el rozamiento.

$$d = 20$$

$$N = 55.85 \text{ r.p.m.}$$

Como solamente hay carga radial se utilizarán rodamientos rígidos de bolas.

La carga radial en cada uno es de 1210 Nw. = 123.5 Kg.

Capacidad dinámica

$$C = \frac{f_l}{f_n f_h} P$$

$$f_l = 3,5$$

$$f_n = 0,841$$

$$f_h = 1$$

$$C = \frac{3,5}{(0,841)} (1210)$$

$$C = 5035,7 \text{ Nw.}$$

Se selecciona el rodamiento FAG No 6004 con diámetro interior de 20 mm

$$C = 735 \text{ Kg}$$

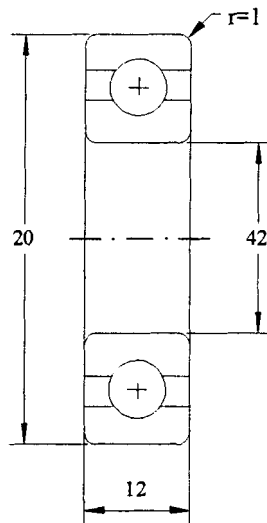


Figura 2.47 Rodamiento FAG 6004

2.5. Diseño del árbol portacuchillas.

2.5.1. Consideraciones de diseño.

El árbol portacuchillas es el elemento que realiza de manera efectiva la acción de corte. Este árbol está sometido a fuerzas múltiples, como son, su peso, la fuerza para dar movimiento al sistema de avance.

El peso del árbol se estimará a partir de su volumen, el resto de fuerzas ya han sido calculadas anteriormente. En este capítulo se calcularán los factores de seguridad en el eje con las dimensiones obtenidas en los dibujos. También se diseñarán las cuchillas y su sistema de sujeción.

2.5.2. Cálculo y diseño del eje

Asumo un diseño de forma preliminar:

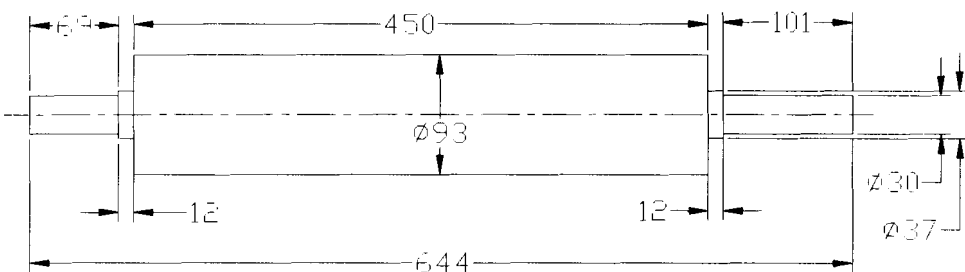


Figura.2.48 Diseño Preliminar del Arbol Potacuchillas

El diámetro de la parte más gruesa se considera como si no hubiera entallas ya que las cuchillas llenan el espacio, quedando un mínimo volumen vacío.

Volumen Total del Eje

$$V_{\text{total}} = (69+101) \left(\frac{\pi \cdot 30^2}{4} \right) + (12+12) \left(\frac{\pi \cdot 37^2}{4} \right) + 450 \left(\frac{\pi \cdot 93^2}{4} \right)$$

$$V_{\text{total}} = 120166 + 25805 + 3056809$$

$$V_{\text{total}} = 3'202.780 \text{ mm}^3$$

$$V_{\text{total}} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Peso total del eje

$$\delta = 76.5 \cdot 10^3 \text{ Nw/m}^3 \text{ (peso específico del acero)}$$

$$W = V_{\text{total}} \cdot \delta$$

$$W = (3.2 \cdot 10^{-3})(76.5 \cdot 10^3)$$

$$W = 244.8 \text{ Nw.}$$

Fuerzas debido al corte

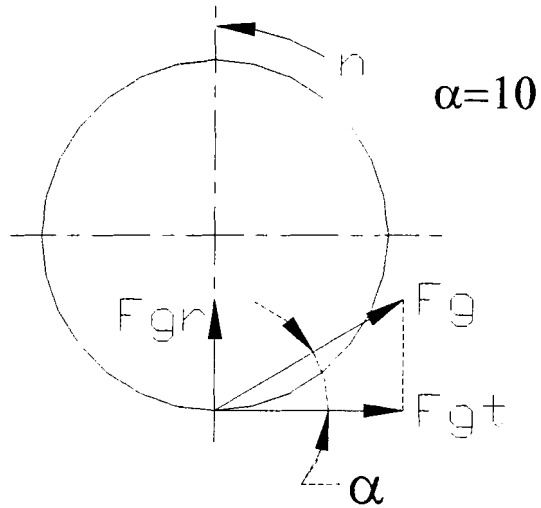


Figura 2.49 Fuerzas sobre el eje debido al corte

$$F_g = 337.9 \text{ Kg.} = 34.5 \text{ Nw.}$$

$$F_{gt} = F_g \cos \alpha$$

$$F_{gt} = 34 \text{ Nw.}$$

$$F_{gr} = F_g \sen \alpha$$

$$F_{gr} = 6 \text{ Nw.}$$

Fuerzas debidas a las poleas

Polea del lado del motor : 1037.5 Nw.

Polea del lado de avance : 33.62 Nw.

Cálculo del torque

$$T = 9.55 \frac{H}{n}$$

$$T = 9.55 \frac{10.000}{4.000}$$

$$T = 23.9 \text{ Nw mt}$$

Material escogido

Acero para árboles AISI C1040 estirado en frío

$$S_u = 590 \text{ MPa.}$$

$$S_y = 490 \text{ MPa.}$$

$$\text{Elong} = 12 \%$$

$$\text{BHN} = 170$$

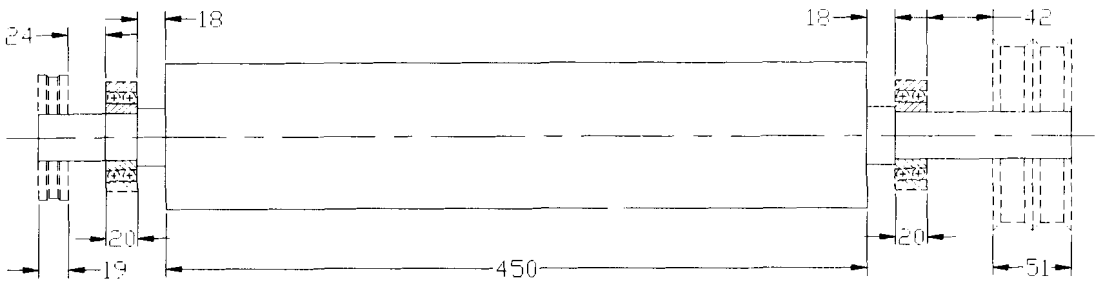


Figura 2.50 Ubicación de Rodamientos y Poléas en el eje

Se supone el ancho de rodamiento como 20 mm.

El ancho de la polea del lado de avance es de 19 mm. y la del lado del motor un ancho de 51 mm. (dos bandas). Todos los radios de curvatura son de 1 mm.

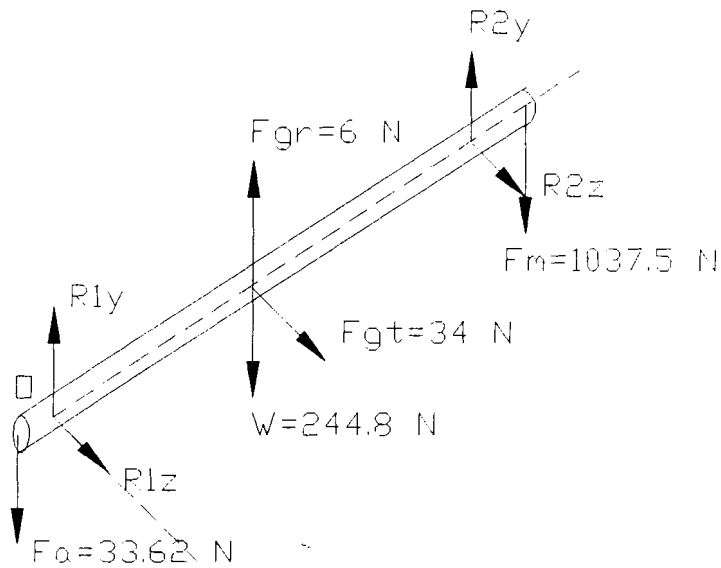


Figura 2.51 Diagrama de Fuerzas en el Arbol

2.5.2.1. Fuerzas que soporta el árbol y cálculo del momento máximo

<< Plano X - Y

$$\sum M_o = 0$$

$$1037.5(559.5) - R_{2Y}(494) - 6(247) - 33.62(49.5) = 0$$

$$R_{2Y} = 1291 \text{ Nw}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$-1037.5 + 1291 + 6 - 244.8 + R_{1Y} - 33.62 = 0$$

$$R_{1Y}=18.92 \text{ Nw}$$

Plano Z - X

$$\sum M_o = 0$$

$$R_{2Z}(494)+34(247)=0$$

$$R_{2Z}=-17 \text{ Nw}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$-17+34+R_{1Z}=0$$

$$R_{1Z}=-17 \text{ Nw}$$

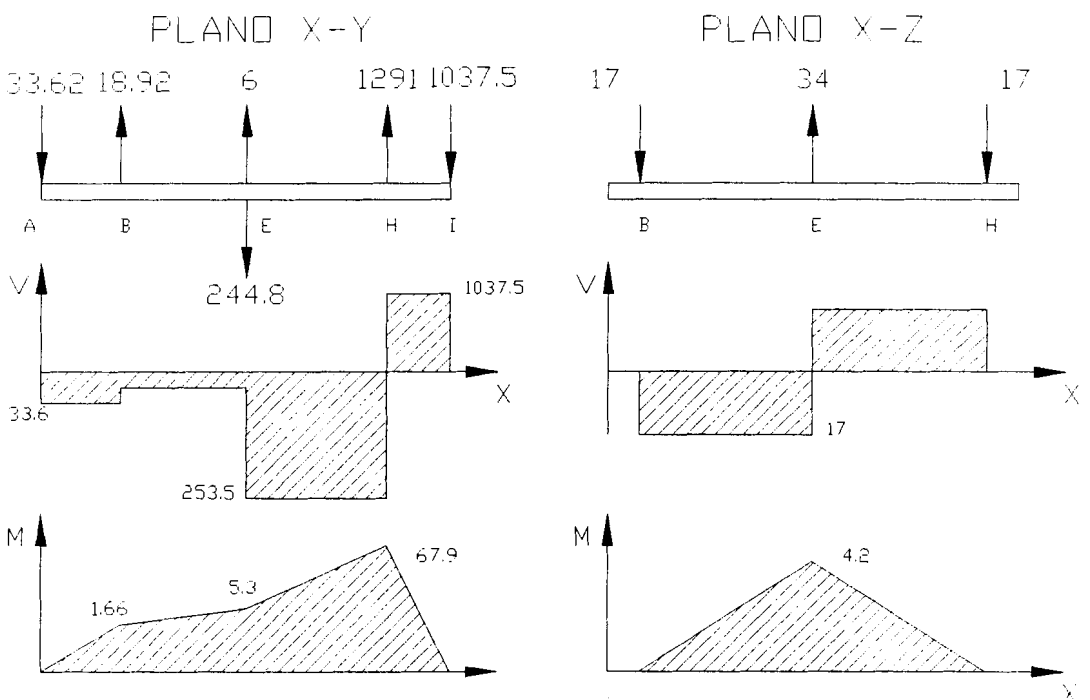


Figura 2.52. Diagramas de Cortante y Momento en el Arbol Portacuchillas

TABLA 8
Momentos máximos en el árbol portacuchillas

PUNTO	M_{xy}	M_{xz}	M_R
A	0	0	0
B	1.66	0	1.66
C	1.81	0.17	1.82
D	1.98	0.37	2.01
E	5.3	4.2	6.76
F	62.3	0.38	62.3
G	65.38	0.17	65.3
H	67.9	0	67.9
I	0	0	0



Momento máximo: Punto H (rodamiento lado motor)

67.9 Nw.m

2.5.2.2. Factor de seguridad por carga estática

Se aplicará la teoría del esfuerzo cortante máximo en el punto G (máximo cortante).

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{\pi d^3 S_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{32(67.2^2 + 23.9^2)^{\frac{1}{2}}}{\pi(30 \cdot 10^{-3})^3 (490 \cdot 10^6)}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{5280,6}{41563.3}$$



$n = 7.7$ Por tanto no falla por carga estática.

2.5.2.3. Factor de seguridad por fatiga

Ecuación de Marín.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$$

$$S_e' = 0.504 S_{ut}$$

$$S_e' = 0.50(590) = 297.36 \text{ MPa.}$$

$$K_a = a S_u t^b$$

$$K_a = 4.51 (590)^{-0.265} = 0.832$$

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

$$K_b = 0.86$$

$$K_c = 0.577$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = -1$$

$$S_e = (0.832)(0.86)(0.577)(297.36) = 122.8 \text{ MPa.}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad [5-26]$$

$$\frac{D}{d} = \frac{37}{30} = 1.23$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{30}$$

$$K_t = 2.35$$

$$q = 0.7$$

$$K_f = 1 + 0.7(2.35 - 1)$$

$$K_f = 1.945$$

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{\pi d^3} \left[\left(\frac{K_f \cdot Ma}{Se} \right)^2 + \left(\frac{Tm}{Sut} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{\pi (30 \cdot 10^{-3})^3} \left[\left(\frac{1.9 \cdot 67.2}{122.8 \cdot 10^6} \right)^2 + \left(\frac{23.9}{590 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$n = 2.5$$

Por tanto el árbol no falla por resistencia en el punto G, el cuál es el más crítico.

El resto de puntos tienen un momento menor y mayor diámetro, por lo que los factores de seguridad serán mayores aún.

2.5.2.4. Cálculo de deflexión por integración numérica.

$$\theta = \phi + C_1$$

$$y = \psi + C_1 x + C_2$$

$$\phi_{i+2} = \phi_i + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{M}{EI} \right)_{i+1} + \left(\frac{M}{EI} \right)_i \right] (x_{i+2} - x_i)$$

$$\psi_{i+4} = \psi_i + \frac{1}{6} (\phi_{i+4} + 4\phi_{i+2} + \phi_i) (x_{i+4} - x_i)$$

TABLA 9
Deflexiones en el árbol portacuchillas

Estación	x mm	N	M Nw mt	d mm	I mt ⁴ x10 ⁻⁴	M/(EI) mt ⁻¹ x10 ⁻⁸	ϕ	Ψ mt	Y mm	θ rad
A	0	0	0	30	4	0		0	6.35E-08	-1.45E-09
		1	0	30	4	0				
B	24.8	2	0.83	30	4	1.01	1.25E-10	8.24E-12	0.00E+00	4.99E-10
		3	0.83	30	4	1.01				
	49.5	4	1.66	30	4	2.02	4.99E-10			
		5	1.66	30	4	2.02				
C	54.5	6	1.73	30	4	2.1	6.02E-10	1.43E-11	-8.47E-09	7.09E-10
		7	1.73	30	4	2.1				
	59.5	8	1.82	30	4	2.21	7.09E-10			
		9	1.82	37	9.2	0.96				
D	71.5	10	1.92	37	9.2	1.01	8.27E-10	3.41E-11	-2.34E-08	9.51E-10
		11	1.92	37	9.2	1.01				
	83.5	12	2.01	37	9.2	1.06	9.51E-10			
		13	2.01	93	367.2	0.03				
E	190	14	4.3	93	367.2	0.06	9.95E-10	2.47E-10	-1.19E-07	1.07E-09
		15	4.3	93	367.2	0.06				
	296.5	16	6.8	93	367.2	0.09	1.07E-09			
		17	6.8	93	367.2	0.09				
F	409	18	33.9	93	367.2	0.45	1.37E-09	5.72E-10	-1.21E-07	2.09E-09
		19	33.9	93	367.2	0.45				
	521.5	20	62.3	93	367.2	0.82	2.09E-09			
		21	62.3	37	9.2	32.71				
G	527.5	22	68.3	37	9.2	35.87	4.14E-09	6.22E-10	-8.82E-08	6.25E-09
		23	68.3	37	9.2	35.87				
	533.5	24	65.3	37	9.2	34.29	6.25E-09			
		25	65.3	30	4	79.34				
H	538.5	26	66.6	30	4	80.92	1.03E-08	7.24E-10	-7.75E-23	1.43E-08
		27	66.6	30	4	80.92				
	543.5	28	67.9	30	4	82.5	1.43E-08			
		29	67.9	30	4	82.5				
I	576.3	30	33.9	30	4	41.19	3.46E-08	2.84E-09	2.03E-06	4.14E-08
		31	33.9	30	4	41.19				
	609	32	0	30	4	0	4.14E-08			
		33	0	30	4	0				

C₁= -1.45E-09
C₂= 6.35E-11

Tanto la flecha máxima, como la pendiente relativa son prácticamente nulas.

2.5.2.5. Selección de rodamientos

Se seleccionarán rodamientos oscilantes de bolas dado que cualquier desalineamiento del árbol por fallas de construcción por ejemplo, podrían afectar a rodamientos rígidos, que serían los más económicos.

También es de considerar que en los rodamientos existen momento que podrían provocar los desalineamientos.

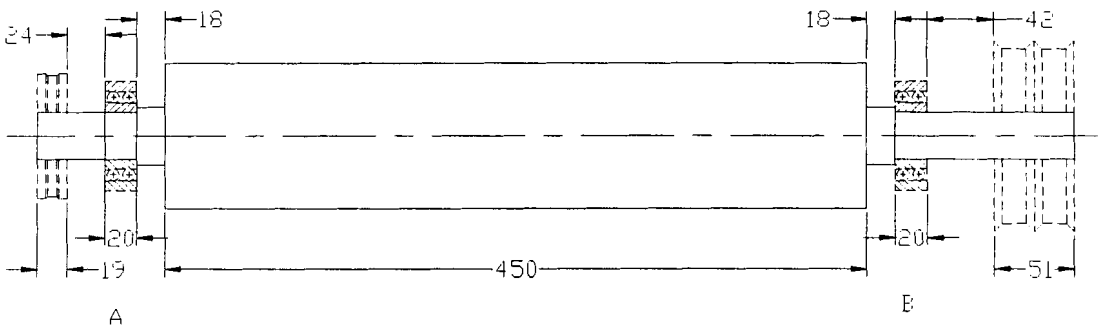


Figura 2.53 Rodamientos en el árbol portacuchillas

Carga en el rodamiento A

$$F_a = \sqrt{18.9^2 + 17^2}$$

$$F_a = 25.4 \text{ Nw}$$

Carga en el rodamiento B

$$F_b = \sqrt{1291^2 + 17^2}$$

$$F_b = 1291 \text{ Nw}$$

Se hará la selección para el punto B, ya que es el rodamiento más cargado.

Carga dinámica equivalente

$$P = XVF_r + rF_a$$

$$F_a = \text{Fuerza axial} = 0$$

$X = 1$ para rodamientos de bolas

$V = 1$ aro interior es el que gira

$$P = F_r = 129 \text{ Nw.} = 131.7 \text{ Kg.}$$

Capacidad de carga dinámica

$$C = \frac{f_1}{f_n \cdot f_h} \cdot P$$

$f_1 = 3.5$ (factor de esfuerzos dinámicos)

$f_n = 0.203$ (factor de velocidad para $N=4000$ RPM)

$f_h = 1$ (factor de temperatura $T_m < 120$ C)

$$C = \frac{3.5}{0.203} (131.7)$$

$$C = 2270,6 \text{ Kg}$$

Se selecciona el rodamiento FAG N° 2306

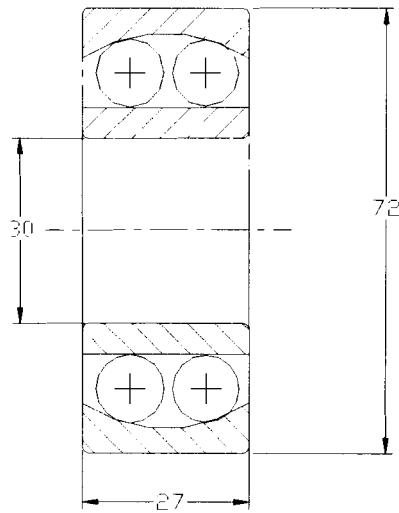


Figura 2.54 Rodamiento FAG 2306

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$D = 72 \text{ mm}$$

$$B = 27 \text{ mm}$$

$$r = 2 \text{ mm}$$

Con una capacidad dinámica $C = 2450 \text{ Kg}$.

2.5.3. Cálculo y diseño de las cuchillas

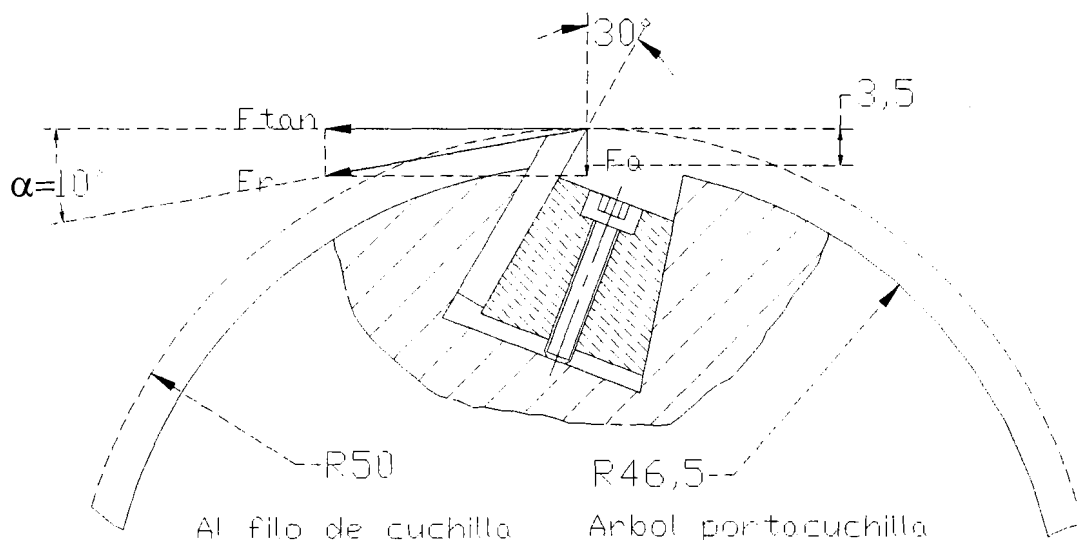


Figura 2.55 Esquema de las Cuchillas y el Sistema de Sujeción

Se ha escogido una distancia de 3.5 mm. desde el filo de las cuchillas hasta el árbol, ya que la máxima profundidad de corte es 2.5 mm. y es necesario dejar un espacio para el alojamiento de la viruta.

Los valores de los ángulos de ataque y desprendimiento de viruta han sido escogidos de los valores recomendados.

$\alpha = 10^\circ$ por ser el ángulo de mayor aplicación

$\gamma = 30^\circ - 45^\circ$, se escoge $\gamma = 30^\circ$ para que la parte del árbol que soporta la fuerza de sujeción de las cuchillas presente la mayor sección de resistencia.

Se descompone la fuerza de corte en una fuerza paralela a la cara de la cuchilla F_a , y la otra perpendicular a esta F_t .

F_a es la componenete de la fuerza de corte que comprime a la cuchilla y también contrarrestan la acción de la fuerza centrífuga.

F_t es al componente de la fuerza de corte que flexiona la cuchilla.

No se considerará la fuerza producida por el ajuste de la cuña en la cuchilla, dado que esta fuerza no produce esfuerzos de compresión apreciables en las cuchillas.

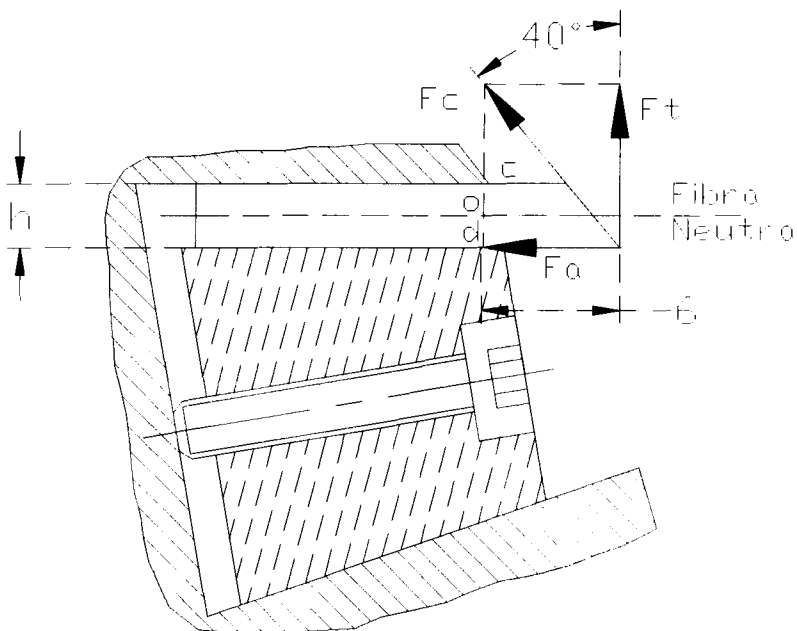


Figura 2.56 Fuerzas sobre la cuchilla

$$F_t = F_c \cos 40^\circ = 26.4 \text{ Nw.}$$

$$F_a = F_c \sin 40^\circ = 22.2 \text{ Nw.}$$

Esquemmatizando

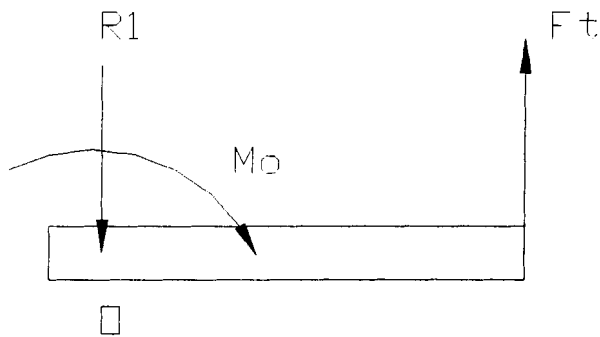


Figura 2.57 Esquema de Fuerzas sobre la Cuchilla

$$R_1 = F_t = 26.4 \text{ Nw.}$$

$$M_o = F_t \cdot 6 \text{ mm.}$$

$$M_o = 0.16 \text{ Nw.mt}$$

F_t produce flexión en la cuchilla y esfuerzos de tracción en el punto D y compresión en el punto C.

F_a produce un esfuerzo de compresión en el punto C y D

Calculando en el punto C;

$$\sigma_c = \frac{M_o}{Z} + \frac{F_a}{A}$$

Para una sección cuadrada

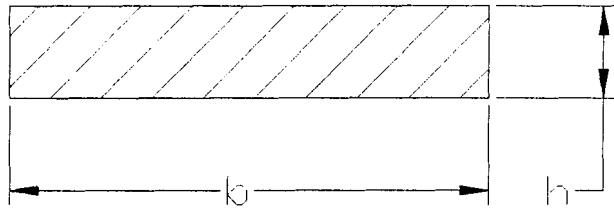


Figura 2.58 Sección Transversal de la Cuchilla

$$Z = \frac{bh^2}{6}$$

$$A = bh$$

$$b = 0.45 \text{ mt (longitud de las cuchillas)}$$

$$Z = 0.075h^2$$

$$A = 0.45 h$$

Entonces en el punto C;

$$\sigma_c = \frac{0.16}{0.075h^2} + \frac{22.2}{0.45h}$$

En el punto D será;

$$\sigma_c = \frac{2.13}{h^2} - \frac{49.3}{h}$$

Se selecciona $h = 3$ mm. (por recomendación del manual de Hutte) y determino su factor de seguridad bajo el criterio de falla por fatiga.

Reemplazando, se tiene que;

$$\sigma_c = 253100 \text{ Nw/mt}$$

$$\sigma_D = 220233 \text{ Nw/mt}$$

Por lo que el punto crítico será C.

$$\sigma_{\max} = 253100 \text{ Nw/mt}^2$$

Se escoge para las cuchillas acero AISI 1040

$$S_{vt} = 590 \text{ MPa}$$

$$S_y = 490 \text{ MPa.}$$

$$\text{BHN} = 170$$

$$S_e' = 0.504 S_{ut} = 297.36 \text{ MPa.}$$

$$K_a = 4.51 S_{ut}^{-0.265}$$

$$K_a = 0.83$$

$$d_e = 0.808 (h.b)^{1/2}$$

$$d_e = 0.808 (3 \cdot 450)^{1/2}$$

$$d_e = 29.7 \text{ mm.}$$

$$K_b = \left(\frac{d_e}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

$$K_b = \left(\frac{29.7}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

$$K_b = 0.86$$

$$K_c = 1$$

$$K_d = 1$$

K_e = factor de efectos.

Se debe evaluar el efecto de la flexión en un sentido

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma}{2}$$

Donde

σ_a = esfuerzo alternativo

σ_m = esfuerzo medio.

$$\frac{S_a}{S_e'} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

$S_a = S_m$ en el caso de la flexión en un sentido.

$$\frac{S_a}{S_e'} + \frac{S_a}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{S_a(S_e' + S_{ut})}{S_e' \cdot S_{ut}} = 1$$

$$S_a = \frac{S_e' S_{ut}}{S_e' + S_{ut}}$$

$$S_a = \frac{\sigma}{2}$$

$$S_e = 0.504 S_{ut}$$

$$\frac{\sigma}{2} = \frac{0.504 S_{ut}^2}{1.504 S_{ut}}$$

$$\sigma = 0.67S_{ut}$$

$$\sigma = 1.33S_e'$$

Se puede utilizar el factor $K_e = 1.33$ en la ecuación de Marín

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e' \quad [7-13]$$

$$S_e = (0.83) (0.86) (1.33) (297.36)$$

$$S_e = 282.3 \text{ MPa.}$$

Factor de seguridad

Fórmula general de diseño para esfuerzos combinados y vida infinita, según el criterio Soderberg y la teoría de Goodman.

$$\frac{1}{n} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{K_{fm} K_m \sigma_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{\tau_u} + \frac{K_{ft} K_t \tau_a}{\tau_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$\tau_m = \tau_a = 0$, debido a que no hay esfuerzos de torsión.

$$\sigma_{eq} = S_e \left(\frac{\sigma_m}{S_u} \right) + K_{fm} \cdot K_m \sigma_a$$

$$n = \frac{S_e}{\sigma_{eq}}$$

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2}$$

$$\sigma_{eq} = S_e \left(\frac{\sigma_{\max}}{2S_u} \right) + K_{fm} \cdot K_m \left(\frac{\sigma_{\max}}{2} \right)$$

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{2\sigma_{\max}} \left(\frac{S_e}{S_u} + K_{fm} \cdot K_m \right)$$

$K_m = 3$ (factor de servicio para carga con choque fuerte)

$K_{fm} = 1$ (No hay entalladuras)

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{2} (253100) \left(\frac{282.3 * 10^6}{590 * 10^6} + 3 \right)$$

$$\sigma_{eq} = 440137 MPa$$

$$n = \frac{282.3 * 10^6}{440137}$$

$n = 6.41$ Lo que indica que no habrá fallas en la cuchilla



CIB-ESPOL

2.5.4. Dispositivo de sujeción de las cuchillas

Como se aprecia en la figura al apretar el tornillo contra el árbol, la cuña en la cual va enroscado el tornillo sube, y debido a la geometría trapezoidal de su sección, ejerce una fuerza contra las paredes de la cavidad en el árbol por consiguiente contra las cuchillas. El ángulo del trapecio debe ser pequeño para que la fuerza normal en las paredes sea de magnitud considerable.

Se asume un ángulo de trapecio $\phi = 5^\circ$



CIB-ESPOL

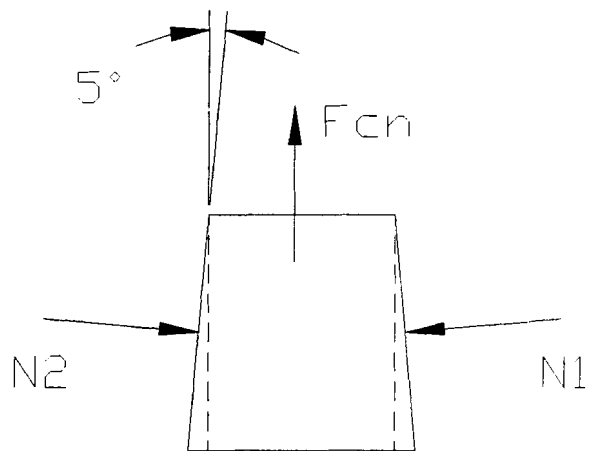


Figura 2.59 Diagrama de Fuerzas sobre el elemento de sujeción

Cálculo de las cargas centrífugas

$$F_{\text{centrifuga}} = m\omega^2 r$$

m = masa

ω = velocidad angular

r = distancia del centro de giro al centro de masas.

Fuerza Centrífuga en la cuña más el tornillo

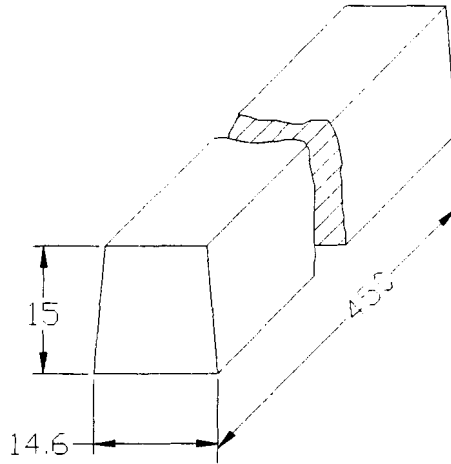


Figura 2.60 Dimensiones del elemento de Sujeción

Como el tornillo va a estar dentro de la cuña (entra roscado), y la densidad del material es la misma, se calculará la masa en base a las dimensiones de la cuña.

V: volúmen

$$V = \left(\frac{b_{mayor} + b_{menor}}{2} \right) \cdot altura \cdot largo$$

$$V = \left(\frac{12 + 14.6}{2} \right) * 15 * 450$$

$$V = 89.7 * 10^3 \text{ mm}^3$$

$$m = V * \delta$$

donde

m : masa

V : volúmen

δ : densidad

ρ : gravedad específica

g : gravedad

$$\delta = \frac{\rho}{g}$$

$$\rho = 76.5 \cdot 10^3 \text{ Nw/mt}$$

$$\delta = \frac{76.5 \cdot 10^3}{9.81}$$

$$\delta = 7.8 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$$

$$m = (89.7 \cdot 10^3)(7.8 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3)(10^{-9})$$

$$m = 0.70 \text{ Kg}$$

$$F_{\text{centrifuga}} = m \omega^2 r$$

$$\omega = 4000 \text{ RPM}$$

$$\omega = 418.9 \text{ rad/seg}$$

$$r = 37.35 \text{ mm (determinado gráficamente)}$$

$$F_{\text{centrifuga}} = 0.70 \cdot 418.9^2 \cdot 37.35 \cdot 10^{-3}$$

$$F_{\text{centrifuga}} = 4587.9 \text{ Nw}$$

Fuerza Centrífuga en la Cuchilla

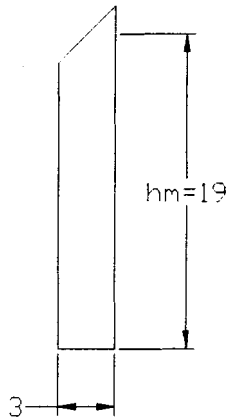


Figura 2.61 Dimensiones de la Cuchilla

Volúmen = base x h_m x largo

Donde h_m es la altura media de la cuchilla

$$V = (3)(19)(450)$$

$$V = 25.7 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$m = V \cdot \delta =$$

$$m = (25.7 \cdot 10^3)(7.8 \cdot 10^3)(10^{-9})$$

$$m = 0.20 \text{ Kg.}$$

$$r = 41 \text{ mm.}$$

$$F_{cc} = (0.2)(418.9)^2(41 \cdot 10^{-3})$$

$$F_{cc} = 1438.9 \text{ Nw.}$$

Se debe hacer el análisis de las cargas para el instante en que ninguna cuchilla este cortando. Esto debido a que cuando existe corte, la fuerza resultante ayuda a sujetar la

cuchilla, en cambio cuando no hay corte, solo actúan las fuerzas centrífugas.

La fuerza que tiende a sacar a la cuchilla es una componente de F_{cc} . Tomando el valor total F_{cc} se está incluyendo un factor de seguridad.

Las fuerzas que impiden la salida de la cuchilla son dos fuerzas de rozamiento F_{r1} y F_{r2} que actúan en cada cara de la cuchilla.

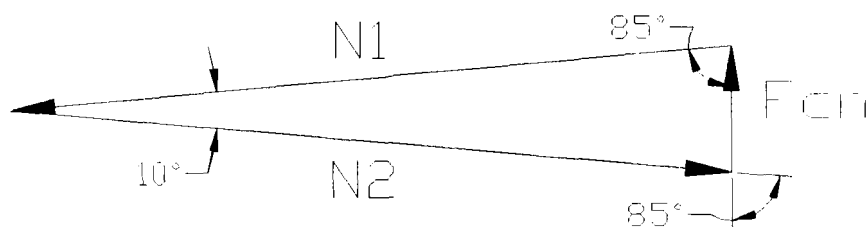
$$F_{r1} = F_{r2} = \mu N$$

Donde:

μ = coeficiente de rozamiento

N = Fuerza normal, ajuste producido por la cuña.

Se calcula la fuerza de ajuste normal producida por la cuña.



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

Figura 2.62. Diagrama de fuerzas sobre el elemento de sujeción

$$\frac{F_{cn}}{\text{sen}10^\circ} = \frac{N_1}{\text{sen}85^\circ}$$

$$N_1 = N_2 = F_{CN} * \frac{\text{sen}85^\circ}{\text{sen}10^\circ}$$

$$N_1 = N_2 = (4587.9.1) \quad (5.74)$$

$$N_1 = N_2 = 26,3 * 10^3 \text{ Nw.}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = \mu N_1 = \mu N_2$$

$\mu = 0.18$ (coeficiente de rozamiento estático Acero-Acero rectificado)

$$F_{r1} = (0,18) (26,3 * 10^3) = 4734 \text{ Nw.}$$

$$F_{r1} + F_{r2} = 9468 \text{ Nw.}$$

Que es la fuerza que sujeta la cuchilla.

La fuerza que trata de sacar la cuchilla, ya se la había calculado y es

$$F_{CN} = 1438.9 \text{ Nw.}$$

$$F_{r1} + F_{r2} > F_{CN}$$

La fuerza de rozamiento resultante, es mucho mayor que la fuerza que trata de sacar la cuchilla. Por lo tanto no se necesitará ninguna otra fuerza para sujetar la cuchilla, razón por lo cual se puede escoger cualquier diámetro de tornillos proporcional a las dimensiones de la cuña. Escojo tornillos M6 x 45 sin cabeza y tipo Allen, rosca fina para que el ajuste sea suave.

CAPITULO 3

3. ANÁLISIS ECONÓMICO

Como parte complementaria del proceso de diseño, es conveniente incluir en este capítulo final de la presente tesis la lista de materiales y equipos necesarios para la construcción de la máquina en cuestión.

Además, propongo también un presupuesto no definitivo de los costos de materiales, mano de obra correspondiente a los trabajos de montaje y el costo de la dirección técnica, con el objetivo de brindar una información más completa al respecto y, poder tener una clara idea de la inversión necesaria para construir una máquina de regruesar madera en los actuales momentos.

A continuación presento un análisis comparativo de precios y eficiencia con máquinas similares y finalmente un bosquejo de la rentabilidad de un proyecto de construcción a nivel comercial.

3.1. Costo de materiales y mano de obra

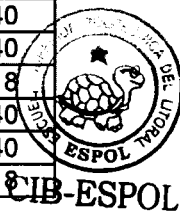
Se puede establecer una diferenciación entre los materiales a utilizar en la construcción de la máquina. Por un lado se tienen los elementos a ser maquinados, como ejes, engranes y tornillos de potencia, y por otro lado se tienen los accesorios que serán adquiridos directamente del comercio, como los rodamientos, poleas, bandas, etc.

En la tabla 10 se detallan los elementos a maquinar, así como la longitud requerida, el diámetro primitivo y el material seleccionado para su construcción.



TABLA 10
DIMENSIONES DEL MATERIAL A ADQUIRIR PARA MAQUINAR

ELEMENTO	CANT	Longitud	Diametro Primitivo	Material Seleccionado
Engranaje	1	38	2"	Acero SAE 1040
Engranaje	1	38	7"	Acero SAE 1018
Eje avance	2	600	2"	Acero SAE 1040
Eje superior sist. avan.	1	87	1"	Acero SAE 1040
Barra inferior sist.avan.	1	170	1"	Acero SAE 1018
ejes que aminora roz.	2	430	2"	Acero SAE 1040
Arbol portacuchillas	1	650	4"	Acero SAE 1040
Tornillos de potencia	2	250	1"	Acero SAE 1018



CIB-ESPOL

En la tabla 11 se detalla los equipos y materiales necesarios para la construcción de la máquina, indicando la unidad, cantidad total y precios, tanto unitario como extendido para cada ítem.

Es importante destacar, que los valores asignados a cada ítem corresponden a precios referenciales a la fecha de terminado el presente proyecto y no deben ser considerados como definitivos.

Entre los elementos a construir , la plataforma desplazable y el bastidor de fundición son los items más costosos. Es conveniente señalar sin embargo que en este ítem se ha incluido el costo del molde, con miras a una producción de más de una máquina. Una vez amortizado el costo del molde, estos elementos resultarán verdaderamente económicos.

Sin embargo, si el proyecto se limita a construir solo una máquina, se puede abaratar el costo construyendo la plataforma desplazable y el bastidor con planchas de acero de un espesor adecuado.

TABLA 11
Costo de materiales

Descripción	Unidad	Cant.	Precio unitario USD	Precio extendido USD
Motor trifásico 15 HP 1800 RPM	un	1	400.00	400.00
Caja de control eléctrico (contactor, protector, luz piloto)	un	1	80.00	80.00
Poléa doble canal 112 mm diam	un	1	27.31	27.31
Poléa doble canal 250 mm diam	un	1	76.79	76.79
Poléa mono canal 80 mm diam	un	2	13.39	26.78
Poléa mono canal 355 mm diam	un	2	86.45	172.90
Correa estrecha SK SPZ 2000	un	2	7.87	15.74
Correa estrecha SK SPZ 1400	un	2	5.37	10.74
Rodamiento FAG 6003	un	3	2.85	8.55
Rodamiento FAG 1203	un	1	11.68	11.68
Rodamiento FAG 1307	un	2	21.45	42.90
Rodamiento FAG 2306	un	2	32.30	64.60
Rodamiento FAG 51105	un	2	6.26	12.52
Rodamiento FAG 6004	un	2	3.27	6.54
Resorte, paso 12.8 mm, diam. 25 mm 6 espiras, alambre 5 mm	un	4	15.00	60.00
Catalina 40 dientes	un	2	21.94	43.88
Catalina 15 dientes	un	1	3.16	3.16
Cadena ANSI 25	mt	1.32	9.00	11.84
Plataforma de fundición	Kg	120.00	5.00	600.00
Bastidor de fundición	Kg	50.00	5.00	250.00
Eje de Transmisión SAE 1040. Diam.: 1"	Kg	0.40	2.01	0.80
Eje de Transmisión SAE 1040. Diam.: 2"	Kg	33.36	1.74	58.05
Eje de Transmisión SAE 1040. Diam.: 4"	Kg	41.33	1.52	62.82
Eje de Transmisión SAE 1018. Diam.: 1"	Kg	2.66	1.95	5.19
Eje de Transmisión SAE 1018. Diam.: 7"	Kg	9.85	1.40	13.79
Subtotal				2,066.57
Varios (10%)				193.65
Total				2,260.22

En la tabla 12 se detalla el costo de la mano de obra, incluyendo el costo de maquinado, ensamble y de la dirección técnica.

TABLA 12
COSTO DE LA MANO DE OBRA

Concepto	Un.	Cant.	Precio unitario USD	Precio extendido USD
Maquinado (engranajes y ejes)	Hs/hombre	23.5	40	940.00
Montaje	Hs/hombre	4	40	160.00
Dirección técnica	Hs/hombre	2	50	100.00
Total				1200.00

Sumando el costo de los materiales y la mano de obra necesaria, se tiene que la inversión necesaria para la construcción de la regresadora es de **USD \$ 3,460.22**

3.2. Análisis comparativo de precio y eficiencia con máquinas similares.

Se ha escogido para hacer este análisis comparativo tres máquinas de diferentes procedencias, y precios, pero con características operativas similares a las de la máquina de mi proyecto.

Un resumen de sus características, incluyendo el precio en el mercado, se presenta en la tabla 13. El precio fijado para el proyecto, se obtiene aumentando un 30% de utilidad al precio de costo (USD \$ 3,160.22 x 1.30).

TABLA 13**CUADRO COMPARATIVO CON MAQUINAS SIMILARES EN EL MERCADO**

Marca/Modelo	Nuestro proyecto	Zuckerman Mod.C102	SMC Mod. 550	Sicar Mod.LM 500
Procedencia	Ecuador	Alemania	Italia	Brasil
Capacidad				
Ancho max.(mm)	450	600	500	500
Altura max. (mm)	200	300	250	230
Número de cuchillas	4	4	3	4
Motor (HP)	10	7.5	5.5	5
Velocidad de avance (mt/min)	fija 10	fija 15	fija 18	variable 7 - 14
Rodillos alimentación	Recubiertos con caucho	Estriados	Estriados	Estriados
Plataforma desplazable	si	si	si	si
Precio (USD \$)	4,498	12,400	11,600	7,280

Inicio el análisis comparativo con la reguesadora marca Zuckerman. Esta máquina alemana tiene como puntos fuertes, su robustez y la posibilidad de adaptar en la parte superior, una máquina para afilar las cuchillas, por lo que esta operación se puede realizar sin pérdida de tiempo y sin desmontar las mismas. El ancho máximo de corte de 600 mm, no es el más apropiado para nuestro mercado nacional de tablonés, los cuales en su gran mayoría vienen con un ancho de 300 a 350 mm. Pudiera considerarse que un ancho de 600 mm es una ventaja por cuanto pudieran ingresar dos tablonés a la vez a ser cepillados, pero esto solo es factible cuando los tablonés tienen exactamente el mismo

espesor, porque si uno de los tablonos tiene menos espesor que el otro, este no sería presionado por los rodillos de avance y por tanto no sería cepillado. . El precio de la máquina es bastante elevado para nuestro medio.

La regruesadora italiana marca SMC, tiene entre todas la más alta velocidad de alimentación. Esto es debido a que la alimentación no se deriva del arbol portacuchilas, sino que posee un motor de 1 HP independiente para el avance. Una mayor velocidad de avance significa una mayor productividad. Sin embargo el vendedor de esta cepilladora no la recomienda para trabajo con maderas duras como el guayacán o el chanul, por la poca potencia (5.5 HP) combinada con la alta velocidad de avance. El acabado de la madera no es bastante fino, debido en parte a que el árbol solo tiene 3 cuchillas.

La máquina Sicar de procedencia brasileña tiene como particularidad que posee dos velocidades de avance de la madera. El cambio es mecánico, con accionamiento de palanca. El rodillo de alimentación tiene múltiples secciones y cada una de ellas es presionado por medio de resortes independientes, esto puede permitir el cepillado simultaneo de dos tablonos de distinto espesor. Sin embargo esta característica no sería de mucho utilidad en nuestro medio debido a que los tablonos en nuestro país tienen un ancho de 350 mm, por lo

que no se podría poner dos tablones en esta máquina que tiene solo 600 mm de ancho. Esta máquina posee además el motor más pequeño de todas, por lo que al maquinar maderas duras se tendrá que usar necesariamente la velocidad de avance mínima.

Al comparar mi proyecto con las otras máquinas analizadas, puedo puntualizar las siguientes conclusiones:

- El precio es el más económico del mercado
- La capacidad de la máquina, tanto en potencia del motor, como en dimensiones máximas a maquinar, está ajustada a las particularidades de nuestra producción maderera nacional.
- Presenta como innovación los rodillos de alimentación recubiertos con caucho duro, cuyas ventajas frente a los rodillos de alimentación estriados, ya han sido discutidas.
- El resto de características del presente proyecto, como son, el número de cuchillas y el poseer plataforma de trabajo desplazable, son similares a las ofrecidas por las otras máquinas en análisis.

3.3. Rentabilidad del proyecto.

Para poder determinar si el proyecto en cuestión es o no rentable, voy en primer lugar a proyectar un flujo de caja, detallando de

manera aproximada los ingresos y egresos que se tendrán durante el primer año de operación.

En el Anexo A se detalla el flujo de caja proyectado para el primer año de operación. Es de señalar que el pronóstico de ventas es más bien conservador, estimando que las ventas arrancan desde el segundo mes de operación.

Con los valores de ingresos y egresos obtenidos del flujo de caja, se procede a calcular la tasa interna de retorno y el valor actual neto de la inversión. Los resultados están también detallados en el Anexo A.

Se ha tomado como base una inversión inicial de USD \$ 3,000.00 para la compra de un torno reacondicionado y otras pequeñas adecuaciones en el taller. El precio de venta de la cepilladora será fijado en USD \$4,224.00, que es un buen precio en el mercado, como vimos ya en el punto anterior.

Los costos variables serán los materiales que se necesiten para construir las máquinas que se vendan, mientras que los costos fijos son los costos de los servicios de luz y teléfono, el arriendo de la bodega-taller, y el sueldo de un maestro tornero mecánico.



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

Como se observa en el anexo 1, en el mes número siete de operación, la tasa interna de retorno es de 19.65, por lo que al ser mayor que la tasa de oportunidad del dinero fijada (10 %), nos indica que para este tiempo, el proyecto ya es rentable.

Como comprobación, vemos también que el valor actual neto (VAN), para el séptimo mes es de \$ 2,304.00. Como sabemos, cuando tenemos cualquier valor positivo en el valor actual neto, es una indicación que el proyecto es rentable.

CAPITULO 4

4.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

El presente tema de tesis tuvo como principal objetivo, encontrar adaptaciones tecnológicas que permitan mejorar el diseño de las máquinas existentes en el mercado ecuatoriano en cuanto economía, eficiencia, y seguridad se refiere. Mi proyecto empezó con un estudio del mercado actual, con el objeto de encontrar las características y prestaciones que el consumidor requiere de una máquina como esta. Luego de haber establecido los parámetros adecuados como guía, se procedió a diseñar o seleccionar los diferentes elementos mecánicos necesarios, como árboles, engranes, bandas, rodamientos, teniendo siempre presente el lograr economía y seguridad. Se propusieron varias innovaciones a las máquinas tradicionales, como el utilizar rodillos alimentadores recubiertos de caucho, en lugar de rodillos estriados. Finalmente realicé un análisis económico de la factibilidad de la construcción de la máquina en cuestión.

A continuación deseo resumir las principales conclusiones de la presente tesis:

1. Nuestro país atraviesa una difícil situación económica y política, sin embargo, considero que disponemos de los recursos humanos, técnicos y

materiales para desarrollar proyectos industriales como lo sería en este caso la construcción en serie de máquinas herramientas para madera, ajustadas a las particularidades del mercado local.

- 2.- Considero que he demostrado que las innovaciones en el diseño de mi máquina, permiten alcanzar altos niveles de eficiencia y seguridad, pudiendo por lo tanto, competir comercialmente en iguales o mejores condiciones que las máquinas que actualmente se ofrecen en el mercado.
- 3.- Así mismo, considero que he demostrado en el capítulo 2, que es absolutamente factible económicamente, emprender con la fabricación comercial de la máquina. Como podemos apreciar en el capítulo en mención, el retorno de la inversión se lo hará antes del primer año, lo que lo convierte en un negocio muy rentable.

RECOMENDACIONES

A continuación deseo recomendar los siguientes puntos:

- 1.- Como con toda innovación tecnológica, el recubrimiento de nitrilo de los rodillos de alimentación, debe pasar por pruebas reales de funcionamiento que validen los resultados teóricos alcanzados en la presente tesis, antes de pasar a una producción en serie.
- 2.- La máquina debe poseer una cubierta elaborada en fundición, que no permita al operario entrar en contacto con las partes móviles superiores, como son los rodillos de avance y el árbol portacuchillas. Las partes móviles laterales deben ser cubiertas por una caja de lámina de 3 mm, que a su vez servirá de apoyo al sistema de avance. Adicionalmente, recomiendo una tapa de lámina calibre 20 que cubra la transmisión de correas del motor al árbol portacuchillas.
- 3.- Considero que el mayor peligro para la integridad de la máquina se da cuando por cualquier circunstancia el rodillo de avance se detenga mientras el motor está encendido lo que resultaría en un aumento en el torsor del rodillo o rodillos de avance, grandes cargas en los dientes de

los engranajes, etc. Para minimizar este peligro, recomiendo que en el sistema de elevación de la plataforma, se reemplace la manivela por un disco, de forma que en una emergencia, pueda rápidamente el operario bajar la plataforma. También recomiendo ubicar el interruptor del paro del motor, a mano, con el fin de poder apagar el motor rápidamente en casos como este.

4.- Otra situación potencialmente peligrosa para la máquina, es que se levante demasiado el rodillo de avance lo que ocasionaría un engranaje brusco dañándose los dientes de las ruedas y el piñón del sistema de avance. Para evitar esto, recomiendo disponer de un tope “pasa – no pasa”, en la barra horizontal superior que sujeta los bastidores, de tal forma que no se permita el ingreso de listones de madera, hasta que la plataforma este correctamente ubicada,

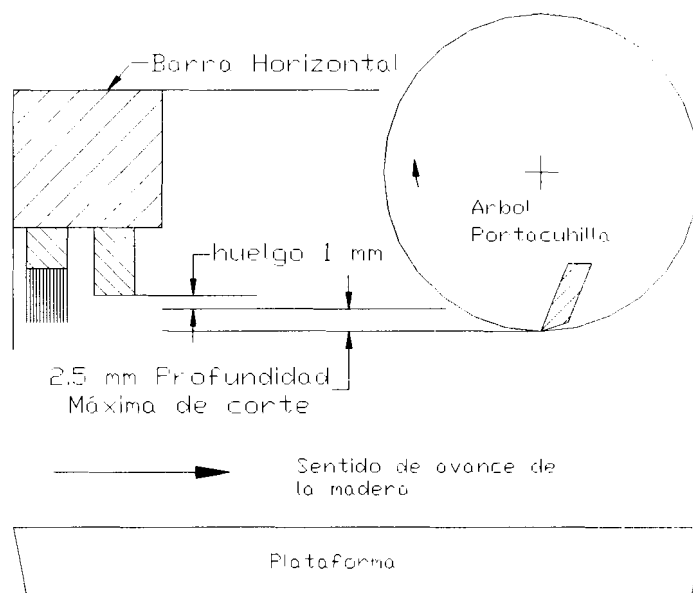


Figura 4.1 Seguridades a la entrada de la madera

Como se aprecia en el gráfico, primero existe un cepillo con cerdas de acero que impide que cualquier viruta vaya adherida al listón a trabajar y seguidamente se encuentra el tope que solo permite un milímetro por encima de la profundidad de corte de diseño. Mas de esta profundidad un listón no podría pasar, lo que le indicaría al obrero un error en la ubicación de la plataforma o en las medidas del tablón.

- 5.- Finalmente, recomiendo 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

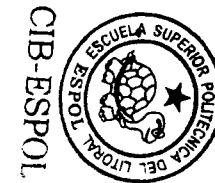
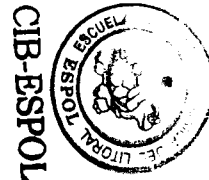
1. ACADEMIA HUTTE DE BERLIN. Manual del Ingeniero de Taller, Gustavo Gile, Barcelona, 1965, 284 p.
2. CASILLAS, A., Máquinas Cálculos de Taller, Ediciones Máquinas, Madrid, 642 p
3. GIECK, K., Manual de Fórmulas Técnicas, Representaciones y Servicios de Ingeniería S.A., México,
4. MARKS, L. Y BAUMEISTER, T. Manual del Ingeniero Mecánico de Marks. Uteha, México, 1970, 321 p.
5. SHIGLEY, J Y MISCHKE, CH. Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, México, 1990, 883 p

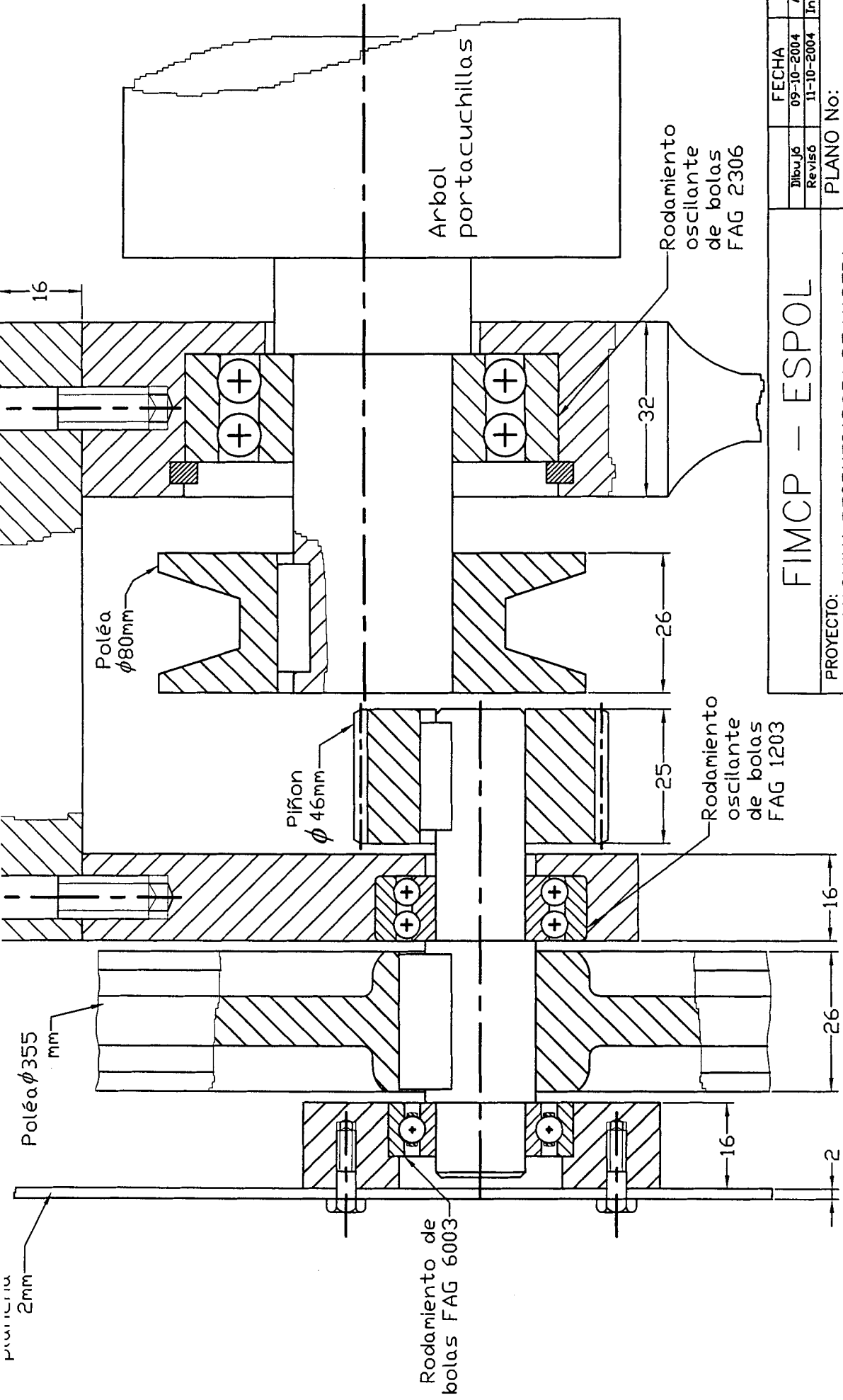
MES	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Total
Unidades vendidas	0	1	1	1	2	2	3	3	4	4	4	5	30
INGRESOS	\$0	\$4,498	\$4,498	\$4,498	\$8,996	\$8,996	\$13,494	\$13,494	\$17,992	\$17,992	\$17,992	\$22,490	\$134,940
Vta. Mensual (USD)	\$0	\$4,498	\$4,498	\$4,498	\$8,996	\$8,996	\$13,494	\$13,494	\$17,992	\$17,992	\$17,992	\$22,490	\$134,940
EGRESOS	\$1,650	\$3,910	\$3,910	\$3,910	\$6,170	\$6,170	\$8,430	\$8,430	\$10,690	\$10,690	\$10,690	\$12,950	\$87,600
Materiales	\$0	\$2,260	\$2,260	\$2,260	\$4,520	\$4,520	\$6,780	\$6,780	\$9,040	\$9,040	\$9,040	\$11,300	\$67,800
Pago servicios	\$150	\$150	\$150	\$150	\$150	\$150	\$150	\$150	\$150	\$150	\$150	\$150	\$1,800
Alquiler de bodega	\$350	\$350	\$350	\$350	\$350	\$350	\$350	\$350	\$350	\$350	\$350	\$350	\$4,200
Sueldo Operario (USD)	\$950	\$950	\$950	\$950	\$950	\$950	\$950	\$950	\$950	\$950	\$950	\$950	\$11,400
Fletes y Guardianía	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$1,200
Gastos Varios (USD)	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$100	\$1,200
UTILIDAD	-\$1,650	\$588	\$588	\$588	\$2,826	\$2,826	\$5,064	\$5,064	\$7,302	\$7,302	\$7,302	\$9,540	\$47,340

ANALISIS DE LA INVERSION DURANTE EL PRIMER AÑO

	Inversión Inicial	mes 1	mes 2	mes 3	mes 4	mes 5	mes 6	mes 7	mes 8	mes 9	mes 10	mes 11	mes 12
INGRESOS		\$0	\$4,224	\$4,498	\$4,498	\$8,996	\$8,996	\$13,494	\$13,494	\$17,992	\$17,992	\$17,992	\$22,490
EGRESOS		\$1,650	\$3,910	\$3,910	\$3,910	\$6,170	\$6,170	\$8,430	\$8,430	\$10,690	\$10,690	\$10,690	\$12,950
UTILIDAD	-\$3,000	-\$1,650	\$314	\$588	\$588	\$2,826	\$2,826	\$5,064	\$5,064	\$7,302	\$7,302	\$7,302	\$9,540

Tasa interna de retorno	TIR		-	-	-1.83%	9.75%	19.80%	25.01%	29.25%	31.75%
Valor actual neto	VAN		-\$3,799	-\$3,397	\$1,642	-\$47	\$2,551	\$4,914	\$8,011	\$10,826
Tasa de oportunidad del dinero		10%								

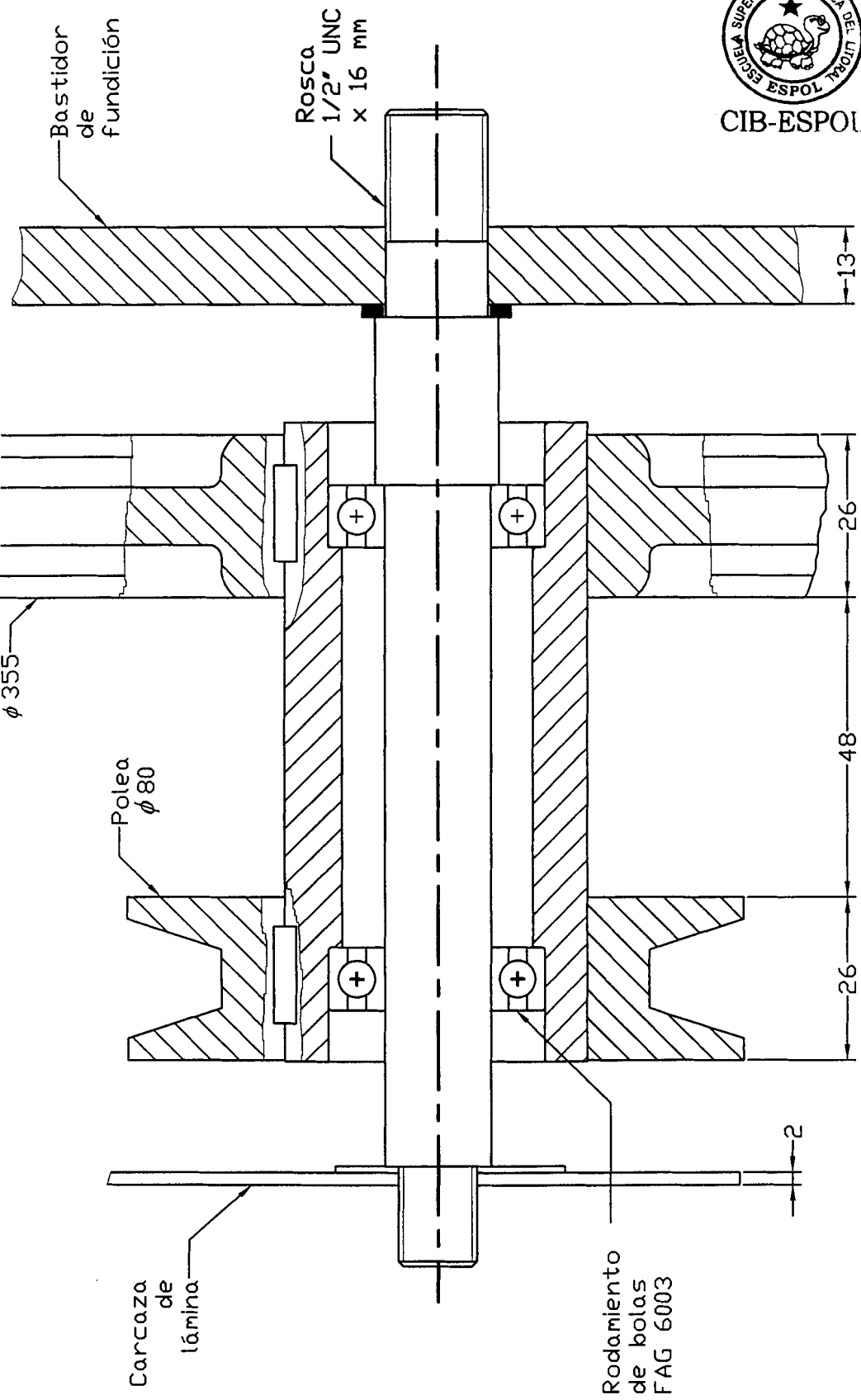




FECHA		NOMBRE	
Dibujó	09-10-2004	A. Andrade	
Revisó	11-10-2004	Ing. Helguero	

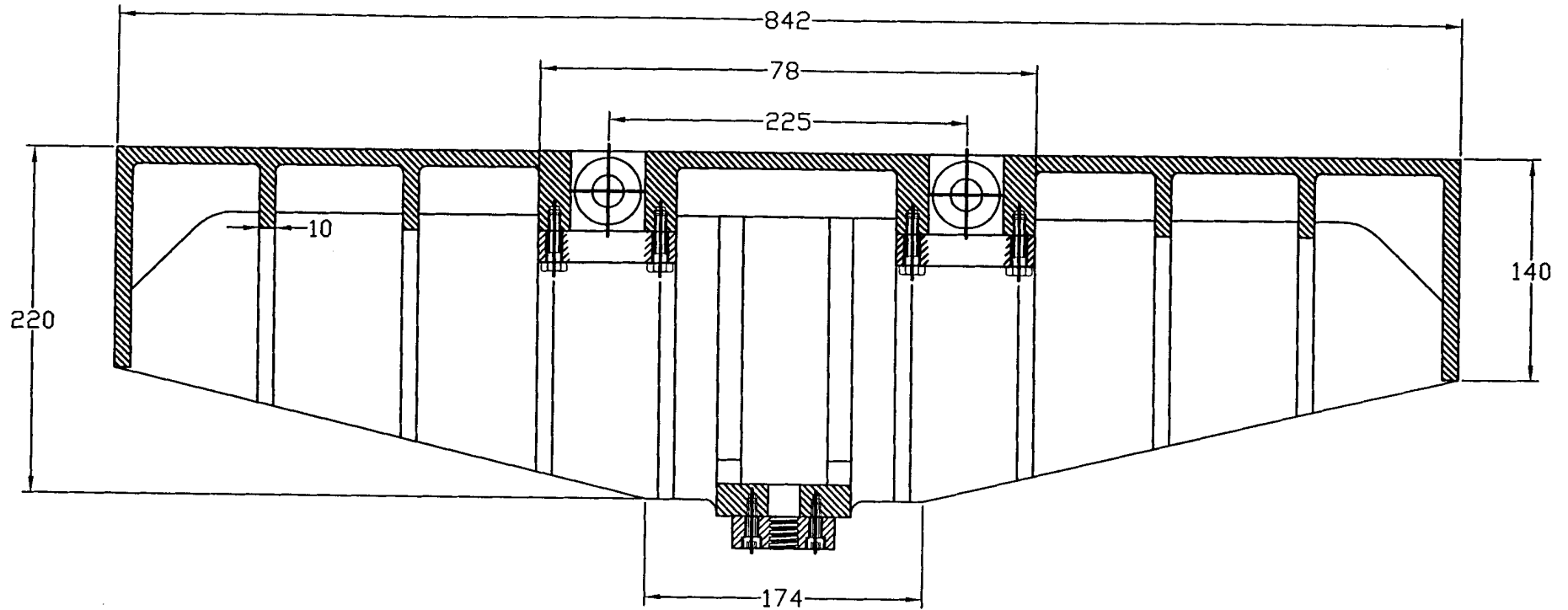
PLANO No: 1

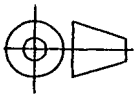
FIMCP - ESPOL	
PROYECTO: MAQUINA REGRESADORA DE MADERA	
Escala: 1:1	Eje Superior del sistema de avance
	Materiales:
	MASA (Kg):

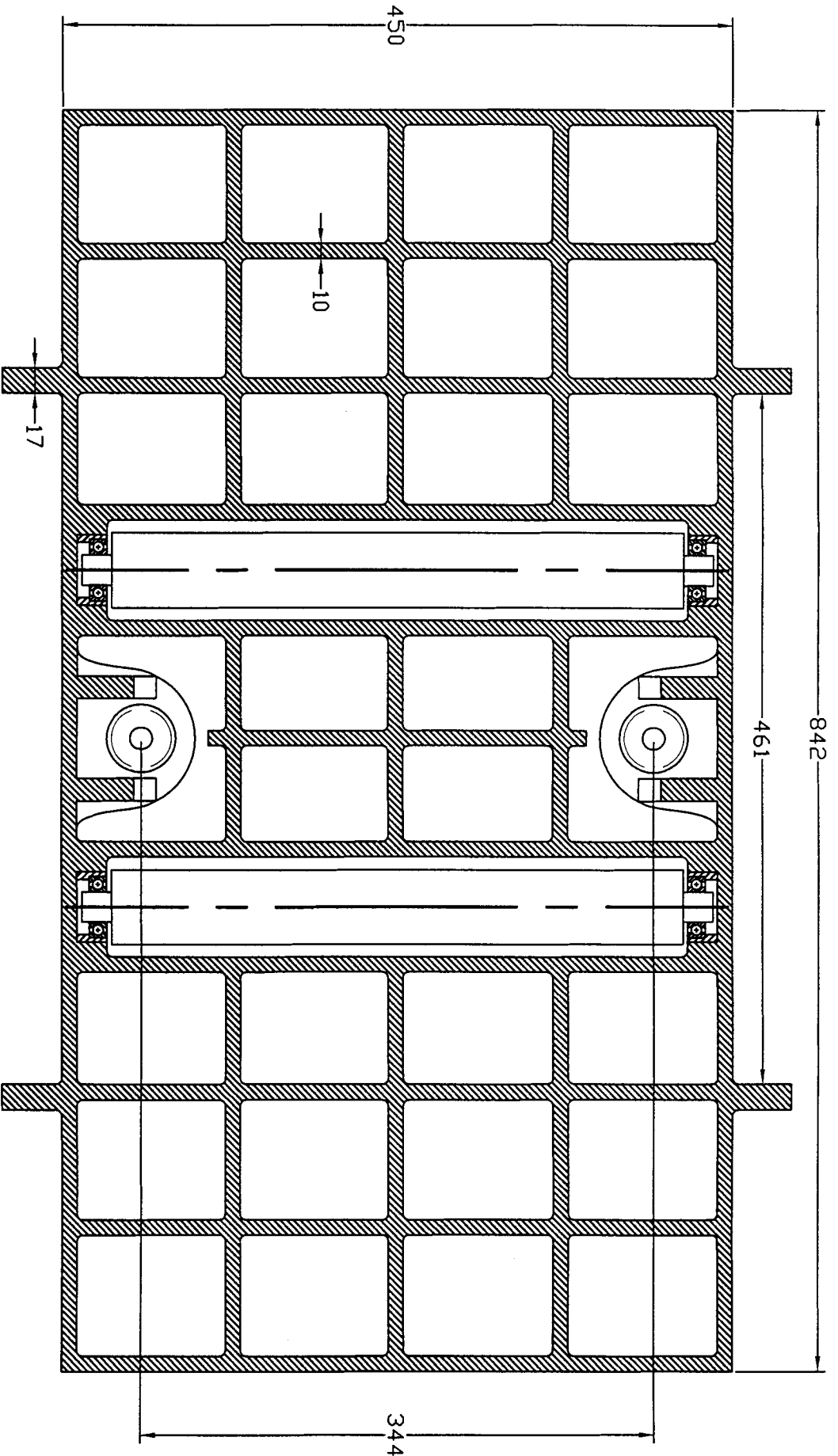


Dibujo		09-10-2004	A. Andrade
Revisó		11-10-2004	Ing. Helguero
FECHA		NOMBRE	
09-10-2004		A. Andrade	
11-10-2004		Ing. Helguero	
PLANO No: 2			
PROYECTO: FIMCP - ESPOL			
MAQUINA REGRESADORA DE MADERA			
Escala:		Eje Inferior del sistema de avance	
1:1		Materiales:	
		MASA (Kg):	





FIMCP - ESPOL		FECHA	NOMBRE
Dibujó	09-10-2004	A. Andrade	
Revisó	11-10-2004	Ing. Helguero	
PROYECTO: MAQUINA REGRUESADORA DE MADERA		PLANO No: 3	
	Escala:	Plataforma desplazable Vista Lateral	
	1:4	Materiales: (1) Fundición Gris	
		MASA (Kg):	120.0



FIMCP - ESPOL

PROYECTO: MAQUINA REGRESADORA DE MADERA

FECHA	NOMBRE
09-10-2004	A. Andrade
11-10-2004	Ing. Helguero

PLANO No: 1