



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

MEMORIA

Cálculo y Diseño del Cabezal de una Tronzadora de Disco

Autor: Roberto Elvira Viana

Director: Antonio Serrano Nicolás

Especialidad: Mecánica

Convocatoria: Marzo 2012

Es un documento que tiene como fines fundamentales describir todo lo que se ha proyectado y justificar las decisiones tomadas.

Agradecimientos

Primero, a Antonio Serrano Nicolás por solventarme todas aquellas dudas que me han surgido durante el PFC, y por transmitirme sus conocimientos que han echó posible el realizar este, y que me seguirán ayudando en el futuro.

También, al resto de mis profesores de la carrera porque también sin ellos no sería posible el convertirme en el buen ingeniero que quiero llegar a ser.

Y por supuesto, a mis padres, a mis amigos y a María, por apoyarme en todo momento y aguantarme durante todo este tiempo.

ÍNDICE

1.1.- MEMORIA

1.1.1.- Tema Objeto del Proyecto	10
1.1.2.- Peticionario del Proyecto	10
1.1.3.- Destinatario del Proyecto.....	10
1.1.4.- Descripción del Producto	10
1.1.5.- Resumen del Presupuesto del Cabezal.....	11
1.1.6.- Lugar, Fecha y Firma de los Responsables del Proyecto.....	12
1.1.7.- Bibliografía Consultada	12

1.2.- CÁLCULOS

1.2.1.- Hipótesis de Trabajo	14
1.2.2.- Elección del Motor.....	14
1.2.2.1.- Decisiones Iniciales	14
1.2.2.2.- Decisión Final	14
1.2.3.- Elección del Tipo de Transmisión	15
1.2.3.1.- Introducción	15
1.2.3.2.- Engranajes Helicoidales	16
ELECCIÓN	16
COMPROBACIÓN	17
Factor de esfuerzos dinámicos.....	17
Factor de servicio.....	17
Par torsor y velocidad de giro medios.....	17
Cálculo a flexión.....	18
Cálculo a desgaste.....	18
1.2.3.3.- Tornillo Sinfín y Rueda Helicoidal.....	19
ELECCIÓN	19
COMPROBACIÓN	20
Par torsor medio.....	20
Cálculo a desgaste de la rueda helicoidal.....	21
Cálculo del material del tornillo sinfín.....	22

1.2.4.- Dimensionamiento de los Ejes	22
1.2.4.1.- Fuerzas sobre los Ejes.....	23
EJERCIDAS POR LOS ENGRANAJES HELICOIDALES	23
EJERCIDAS POR EL TORNILLO SINFIN Y LA RUEDA HELICOIDAL	24
EJERCIDAS POR LA SIERRA DE DISCO	24
1.2.4.2.- Cálculo a Rigidez a Flexión.....	26
INTRODUCCIÓN.....	26
EJE 1	28
EJE 2.....	29
1.2.4.4.- Cálculo Estático y a Fatiga.....	30
EJE 1	30
Cálculo estático.....	31
Cálculo a fatiga.....	33
EJE 2	36
Cálculo estático.....	37
Cálculo a fatiga.....	38
1.2.5.- Chaveteros.....	42
1.2.5.1.- Fuerza Tangencial sobre los Chaveteros	42
1.2.5.2.- Eje Motor	43
COMPRESIÓN	43
Cubo.....	43
Eje.....	43
CORTADURA	43
1.2.5.3.- Eje 1.....	44
COMPRESIÓN	44
Cubo.....	44
Eje.....	44
1.2.5.4.- Eje 2.....	44
COMPRESIÓN	44
Cubo.....	44

1.2.6.- Rodamientos.....	45
1.2.6.1.- Fuerzas sobre los Apoyos	45
1.2.6.2.- Eje 1	46
RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS	46
Rodamiento 1.....	47
Rodamiento 2.....	47
RODAMIENTO DE AGUJAS.....	47
1.2.6.3.- Eje 2	48
RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS.....	48
RODAMIENTO DE AGUJAS.....	48
1.2.7.- Fijación del Disco.....	49
1.2.7.1.- Fijación Axial	49
1.2.7.2.- Pasadores	49
1.2.8.- Pasadores y Orejetas del Giro del Cabezal	50
1.2.8.1.- Fuerzas que Actúan	50
1.2.8.2.- Pasadores	51
1.2.8.3.- Orejetas.....	51
1.2.9.- Protección del Disco.....	52
1.2.9.1.- Protector Fijo	52
FIJACIÓN ATORNILLADA.....	52
1.2.9.2.- Protector Móvil	56
ESLABONES MÓVILES	56
Material(cálculo estático).....	58
Material(cálculo a pandeo).....	58
Pasadores.....	59
ESLABÓN FIJO	59
Material	60
Tornillo.....	60
PASADOR DE GIRO	63

1.2.9.3.- Protector Intermedio	63
PASADOR.....	63
1.2.10.- Resto de Uniones Atornilladas.....	63
1.2.10.1.- Alojamiento del Rodamiento de Rodillos Cónicos 32005 X/Q	63
1.2.10.2.- Alojamiento del Rodamiento de Rodillos Cónicos 31306 J2/Q	67
1.2.10.3.- Alojamiento del Rodamiento Rígido de Bolas 16007	70
FIJACIÓN	70
PÉRDIDA DE ACEITE	73
1.2.10.4.- Del Motor	73
FIJACIÓN	73
PÉRDIDA DE ACEITE	76
1.2.10.5.- De la Tapa del Cabezal	76
PÉRDIDA DE ACEITE	76
1.2.11.- Resumen de Uniones Atornilladas	77
1.2.12.- La Palanca	78
1.3.- ESTUDIO DE VIABILIDAD	
1.3.1.- Introducción	80
1.3.2.- Estudio de Mercado.....	80
1.3.3.- Conclusiones.....	88
1.4.- ANEJOS	
1.4.1.- Tablas Útiles para los Cálculos.....	90
1.4.1.1.- Ejes	90
MATERIALES	90
COEFICIENTES DE SEGURIDAD.....	92
FACTORES CORRECTORES DE FÁTIGA	92
Coeficiente de superficie, K_a	92
Coeficiente de confianza, K_c	93
Sensibilidad a la entalla, q	93
Concentración de tensiones, K_e	94
DEFORMACIONES PERMISIBLES	95

1.4.1.2.- Engranajes	95
MATERIALES Y COEFICIENTES DE SEGURIDAD.....	95
EXCEL: TRANSMISIÓN HELICOIDAL.....	97
INVENTOR: TORNILLO SINFIN-RUEDA HELICOIDAL	98
CÁLCULO	98
Factor de forma del diente.....	98
Factor de esfuerzos dinámicos.....	99
Factor de servicio.....	99
1.4.1.3.- Rodamientos	100
MONTAJE EN "O" Y "X"	100
DURACIÓN APROXIMADA	101
TABLA ROD. DE BOLAS	102
TABLA ROD. DE RODILLOS	103
1.4.1.4.- Discos de Corte	104
PRESIÓN ESPECÍFICA	104
FUERZAS DE CORTE	105
Recomendaciones	105
Excel: Acero C15%-40 rpm	107
Excel: Acero Mn-20 rpm.....	108
1.4.1.5.- Coeficientes de Fricción	109
1.4.1.6.- Uniones Atornilladas	110
1.4.2.- Elementos Comerciales	111
1.4.2.1.- Motor	111
DATOS TÉCNICOS	111
DIMENSIONES	112
1.4.2.2.- Rodamientos	113
EJE 1	113
31306 J2/Q	113
32005 X/Q.....	113
BK 2018 RS.....	114

EJE 2.....	114
16007.....	114
BK 2518 RS.....	115
1.4.2.3.- Retén de Aceite.....	115
1.4.2.4.- Sierra de Disco	116
1.4.2.5.- Chaveteros y Chavetas	117
CHAVETEROS.....	117
CHAVETAS.....	118
1.4.2.6.- Uniones Roscadas.....	119
AGUJEROS PASANTES.....	119
CARACTERISTICAS MECANICAS TORNILLOS.....	119
TORNILLOS	120
TUERCAS.....	122
ARANDELAS.....	123
1.4.2.7.- Anillos Elásticos de Seguridad.....	124
EXTERIORES.....	124
INTERIORES.....	125
1.4.2.8.- Baquelita	126
1.4.2.9.- Elementos del Aceite.....	126
VISOR DE ACEITE.....	126
TAPÓN DE LLENADO.....	127
TAPÓN DE VACIADO	127
1.4.3.- Manual del Usuario	128

1.1.- MEMORIA

1.1.1.- Tema Objeto del Proyecto

El presente Proyecto de Fin de Carrera nació con el único objetivo del cálculo y diseño del cabezal de una tronzadora de disco, que sólo debía de cumplir dos requisitos, que eran:

- 1.- Poder trabajar a dos velocidades de corte.
- 2.- Que la potencia máxima del motor que la accionará fuera de 3CV (2,2 KW).

Este PFC se convirtió, en menor grado, en una muestra para comprobar si tal tronzadora con las características arriba mencionadas tendría cabida en el mercado.

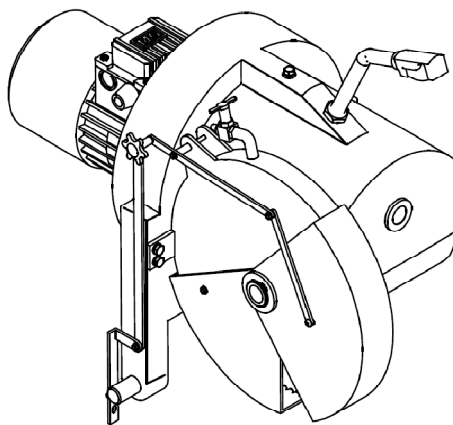
1.1.2.- Peticionario del Proyecto

El proyecto ha sido realizado a petición de la Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Zaragoza como trabajo fin de carrera, correspondiente al título de Ingeniería Técnica Industrial Mecánica.

1.1.3.- Destinatario del Proyecto

Los destinatarios de estas maquinas son principalmente todo tipo de talleres, ya sean de multinacionales o de PYMES, que necesiten tronzar barras de todos los tipos de acero que no superen unas dimensiones máximas, que se citan en el siguiente sub-apartado.

1.1.4.- Descripción del Producto



Descripción:

Tronzadora manual de disco para corte de hierro y acero.
Cabezal reductor con motor trifásico.
Reducción corona/tornillo sin fin bañado en aceite.

Características:

- Normas CE.
- Bomba refrigeración.
- Mordaza doble con antirrebaba.
- Protector del disco.
- Paro emergencia
- Disco de 350 mm HSS con eje 40 mm.

Especificaciones:

Dimensiones de sierra	Diá. 350 x eje 40 mm.
Motor	1,5/2,2 kw (2/3CV)
Velocidad de corte	20/40 r.p.m.
Altura de trabajo	920 mm.
Peso	282 kg.
Dimensiones	1020x830x1790 mm.
Acústica	72 db
Capacidad de corte circular 90°	90 mm.
Capacidad de corte rectangular 90°	120x70 mm.
Capacidad de corte cuadrada 90°	80x80 mm.
Capacidad de corte circular 45° derecha	90 mm.
Capacidad de corte rectangular 45° derecha	85x70 mm.
Capacidad de corte cuadrada 45° derecha	75x75 mm.
Capacidad de corte circular 45° izquierda	90 mm.
Capacidad de corte rectangular 45° izquierda	85x70 mm.
Capacidad de corte cuadrada 45° izquierda	75x75 mm.

Precio: 1908,35€ (2158,35€ con bancada)

1.1.5.- Resumen del Presupuesto del CabezalPresupuesto Total

Presupuesto de Ejecución por Contrata:1413,59€

8 % Proyecto:113,09€

PRESUPUESTO TOTAL:.....1526,68€

TOTAL DE PRESUPUESTO TOTAL: 1526,68€

Asciende el presupuesto total a la expresada cantidad de:

MIL QUINIENTOS VEINTE Y SEIS COMA SESENTA Y OCHO EUROS

1.1.6.- Lugar, Fecha y Firma de los Responsables del Proyecto

Zaragoza, a 30 de Enero de 2012

Firma el proyectista: Roberto Elvira Viana

1.1.7.- Bibliografía Consultada

La bibliografía consultada para la realización de este proyecto es muy amplia y variada, incluye apuntes tomados durante la carrera, catálogos de fabricantes, prontuarios, libros técnicos, pagina webs y normas. A continuación se enumeran todos ellos:

- Apuntes:
 - Asignatura de Diseño de Maquinas impartida por Javier Abad.
 - Asignatura de Cinemática y Dinámica de Maquinas impartida por Luis Soldevilla.
 - Asignatura de Oficina Técnica impartida por Marcos Pueo Arteta.
 - Asignatura de Tecnología Mecánica I impartida por Maria Rosario Gonzalez Pedraza.
 - Asignatura de Expresión Gráfica impartida por Manuel Clavo Lalanza.
 - Asignatura de Dibujo II impartida por Pedro Gaspar Ibañez Carabantes.
 - Asignatura de Diseño Asistido por Ordenador impartida por José Manuel Auria Apilluelo.
- Libros Técnicos:
 - *"Cálculo y Construcción de Máquinas"*. Antonio Serrano Nicolás. Servicio de publicaciones Universidad de Zaragoza 2005.(PRINCIPAL FUENTE DEL PROYECTO).
 - *"Autodesk Inventor 2011"*. Thom Tremblay.
- Páginas WEB:
 - <http://www.hierrosalfonso.com>
 - <http://www.skf.com>
 - <http://www.servorecambios.com/motores/mgm.shtml>
 - <http://www.tronzadorasmg.com/>
 - <http://www.lidering.com/> (Retenes de aceite)
 - <http://www.jem.es/>
 - <http://ferreteria.twenga.es>
- Normas UNE, DIN, ISO

1.2.- CÁLCULOS

1.2.1.- Hipótesis de Trabajo

Aunque en los sub-apartados más abajo se citan los coeficientes de seguridad que se adoptan, y la teoría de cálculo que se utiliza, en caso de omisión se cita que para el caso estático y de fluencia se ha adoptado un coeficiente de seguridad de 3(tres) y a rotura de 7(siete) aplicando siempre la teoría de cortante máximo. Y para el caso de fatiga de 2(dos).

Además, ha de considerarse que todos los cálculos para el aguantar de los componentes de la tronzadora han sido realizados para una vida de 20.000 horas, a no ser que se especifique lo contrario en el cálculo pertinente.

También se ha de tener en cuenta, aunque se cita más adelante, que se ha supuesto que el motor estará trabajando un tercio a la velocidad más alta de giro del motor(2860 r.p.m.), y el resto a la otra velocidad(1430 r.p.m.). Esta decisión es tomada por la necesidad de obtener en la sierra de disco una velocidad de giro de 20 r.p.m. para un mayor número de materiales.

Tras la elección del motor, se comprende que no habrá que realizar ningún cálculo concerniente a este, siempre y cuando no se vea involucrado en dicho estudio otra pieza ajena al fabricante o se necesite para el dimensionamiento de una de tales piezas, puesto que se es bien en suponer que la casa del motor ya habrá tenido en cuenta estos(los cálculos que se omiten).

1.2.2.- Elección del Motor

Primero se elegirá el motor de dos velocidades, siendo la potencia superior de 3CV(2,2 KW), que se adapte mejor visualmente al tamaño aproximado que se tiene en mente en una máquina de estas características tras la observación en diferentes catálogos de tronzadoras similares.

1.2.2.1.- Decisiones Iniciales

Tras revisar varios catálogos y webs, finalmente, se escoge la empresa suministradora de motores MG dada su amplia gama de estos mismos y su calidad en cada trabajo que hacen, evitando así problemas futuros debidos al principal elemento motriz de la máquina.

De todos los motores que nos puedan valer con sus diferentes números de polos, se elige para la decisión final, debido al inmenso tamaño del resto, aquellos que están constituidos en su estructura eléctrica por 2/4 y 4/8 polos(*Ver 1.4.2.1., pág. 112*).

1.2.2.2.- Decisión Final

En el caso del primero se trataría del motor BMD 90LB2/4, cuya potencia dada según la conexión de los diferentes polos sería respectivamente de 2'2 y 1'5 KW. La denominación del otro según la casa sería un BMD 112MB4/8 que puede llegar a otorgar una potencia de 2'2 ó 1'2 KW.

Para la toma final de decisión del motor a elegir se revisa las ventajas que tiene cada uno sobre el otro:

- BMD 90LB2/4 sobre BMD 112MB4/8.
 - Tamaño y peso inferiores.
 - Potencia menor es mayor.

- BMD 112MB4/8 sobre BMD 90LB2/4.
 - Mayor par de salida inicial.
 - Necesidad de menor reducción para alcanzar las velocidades óptimas de corte dadas por los fabricantes de la sierra de disco (*Ver 1.4.1.4., pág. 105*).

Debido a que a priori la potencia de salida de los dos motores puede considerarse, por diferentes motivos para cada uno,

- BMD 90LB2/4: la potencia menor es mayor. Y la reducción de velocidades es mayor lo que también hará que el par aumente más.
- BMD 112MB4/8: el par de salida es más elevado.

que llegará a ser parecida, por lo que nos procurará características de corte, y por lo tanto posibilidad de tronzar barras de la misma dimensión, la elección dependerá del otro aspecto importante a tener en cuenta, y que, como ya se ha mencionado, valió anteriormente para desechar otro tipo de motores, fue el tamaño de estos, en los que indiscutiblemente el más adecuado se trata del BMD 90LB2/4.

Así pues, y atendiendo de forma razonada a lo arriba mencionado, finalmente se eligió como motor a utilizar en el proyecto el BMD 90LB2/4, cuyo resumen de características fundamentales para el proyecto se citan a continuación:

- Potencia: 2'2/1'5 KW(3/2CV)
- Velocidad de rotación: 2860/1430 r.p.m.
- Longitud: 385 mm.
- Peso: 20'5 kg.
- Diámetro del eje: 24 mm.

1.2.3.- Elección del Tipo de Transmisión

1.2.3.1.- Introducción

El siguiente paso será la forma de transmitir el par necesario para realizar el corte, por lo que habrá que escoger los engranajes que cumplan con la función de reducir las revoluciones de giro de entrada dadas por el motor hasta las de salida en la sierra de disco que recomienda el fabricante de esta para el corte de materiales para los que pretende ser diseñada la tronzadora a estudio (*Ver 1.4.1.4., pág. 105*), a saber 40 y 20 r.p.m. respectivamente.

Con estos nuevos datos se puede ya dar a conocer la relación de transmisión total (i_{total}) que se requiere:

$$i_{\text{total}} = \frac{n_{\text{entrada}}}{n_{\text{salida}}} = \frac{2860 \text{ r.p.m.}}{40 \text{ r.p.m.}} = 71'5 \approx 72$$

Al ser una relación de transmisión tan alta y querer ser esta resuelta en sólo dos pasos, atendiendo otra vez a razones prácticas de tamaño, la única opción a abordar es la de un primer par de engranajes helicoidales, debido a la presunción de que la velocidad tangencial en estos superará los 5 m/s (*Ver Factor de esfuerzos*

dinámicos, pág. 17, para su comprobación), en cuyo caso de elegirlos rectos el ruido provocado sería excesivo. Seguido de una transmisión de tornillo sinfín-rueda helicoidal.

Así pues tras meditar pausadamente se elige que la relación de transmisión del motor al eje 1 ($i_{\text{motor-1}}$) será de 3, mientras que la relación de transmisión entre el eje 1 y el eje 2 ($i_{\text{eje1-eje2}}$) será de 24.

$$I_{\text{motor-1}} \cdot i_{\text{eje1-eje2}} = 3 \cdot 24 = 72 = i_{\text{total}}$$

1.2.3.2.- Engranajes Helicoidales

ELECCIÓN

Ahora se pasa a la elección del par de engranajes helicoidales, a través de una hoja de Excel (*Ver 1.4.1.2., pág. 97*), que cumplan la relación de transmisión antes mencionada, además de que el número de dientes del piñón (Z_1) debe de ser igual o mayor a 15, suponiendo un ángulo de presión (α) de 20° , para saber así que no se producirán interferencias.

$$\text{Número de dientes de la rueda} = Z_2 \geq Z_1 \cdot i_{\text{motor-eje1}} = 15 \cdot 3 = 45$$

Tras varias iteraciones en la hoja de Excel en la que se variaba la distancia entre ejes (d_{ejes}) para obtener, a la vez valores comunes a este tipo de transmisión (los más aproximados a n° enteros) del módulo normal (M_n) y del ángulo de inclinación de la hélice (μ), mediante la fórmula a continuación,

$$d_{\text{ejes}} = \frac{M_n}{2} \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{\cos(\mu)}$$

se escogió al final unos engranajes que poseían las siguientes características:

	Nº dientes	$D_p(\text{mm})^*$	$D_e(\text{mm})^{**}$	$D_i(\text{mm})^{***}$	$M_n(\text{mm})$	$\mu_{\text{verdadera}}(^{\circ})$	$\mu_{\text{adoptada}}(^{\circ})$
Piñón	15	44	48'5	38'375	2'25	39'91	40
Rueda	45	132	136'5	126'375	2'25	39'91	40

Tabla 1.2.3.2.1

*Diámetro primitivo, **Diámetro exterior, ***Diámetro interior del engranaje

Y que otorga las siguientes características a la transmisión, mediante el cálculo del rendimiento de la misma (η), adoptando el coeficiente rozamiento entre los engranajes (f) como 0'045 (*según 1.4.1.5., pág. 109*):

$$\eta = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha + f \cdot \pi \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right)} = 0'9868 = 98'68\%$$

	$d_{\text{ejes}}(\text{mm})$	i	$n_{\text{entrada}}(\text{rpm})$	$n_{\text{salida}}(\text{rpm})$	$P_{\text{entrada}}(\text{KW/CV})$	$P_{\text{salida}}(\text{KW/CV})$
Motor-eje 1	88	3	2860/1430	954/477	2'2-1'5/3-2	2'17-1'48/2'96-1'97

Tabla 1.2.3.2.2

COMPROBACIÓN

Antes de seguir con la elección de la transmisión constituida por el tornillo sinfín y la rueda helicoidal, se pasa a la comprobación de que el piñón helicoidal resiste a los esfuerzos que está sometido.

El par torsor(M) al que se ve solicitado será:

$$M_t(Nm) = \frac{P_{entrada}(KW) \cdot 9550}{n_{entrada}(rpm)} = \frac{2'2KW \cdot 9550}{2860 rpm} = 7'31 Nm$$

Esto será para la velocidad de entrada más alta del motor, mientras que para la otra velocidad, de igual manera, se obtiene que está sometido a 10'05 Nm.

Sin embargo, en ambos casos este no es el par torsor al que se debe suponer que está sometido el piñón para su cálculo, ya que en el caso de los engranajes, estas cargas se deben mayorar por unos factores, factor de esfuerzos dinámicos(f_d) y factor de servicio(f_s) debido a que como se ha podido comprobar en la realidad el perfil de los engranajes no es una evolvente o una cicloide perfecta y que los engranajes trabajan de distinta forma según la máquina accionada (Ver 1.4.1.2., pág. 99).

Factor de esfuerzos dinámicos

El factor de esfuerzos dinámicos, para engranajes de la máxima precisión obtenidos por rectificado u otro procedimiento similar será:

$$f_d = 1 + \frac{\sqrt{v}}{43}, v = \text{velocidad tangencial expresada en m/min.} = \pi \cdot n_{entrada}(rpm) \cdot D_{p1}(m)$$

Siendo $f_d = 1'46$ para $P_{entrada} = 3 CV.$, y para 2 CV igual a 1'33. Aquí también se comprueba lo que se menciono antes, que la velocidad tangencial es mayor a 5 m/s, pues para una $n_{entrada} = 2860 r.p.m.$, $v = 6'59 m/s$.

Factor de servicio

Por otro lado, para máquinas cuya carga es uniforme con choque medio los valores que se pueden adoptar para el factor de servicio van desde 1'25 hasta 1'50. De donde se decide tomar el valor mínimo debido a la escasa fuerza de choque en una tronzadora.

Por lo que el momento torsor corregido será de:

$$M_{tc}(Nm) = M_t(Nm) \cdot f_d \cdot f_s = 13'38 Nm$$

Para el caso en el que el motor gira a 2860 r.p.m., y será de 16'66 Nm para la otra velocidad de giro.

Par torsor y velocidad de giro medios

Ahora, se obtiene el par torsor medio al que estará sometido el piñón ya que se necesitará para el cálculo a desgaste del mismo. Pero para ello, primero habrá que adoptar cuanto tiempo el motor está trabajando a una velocidad o a otra. Finalmente, se adopta un tercio de su tiempo de servicio a 2860 r.p.m., y el resto, dos tercios, a 1430r.p.m. Por lo que para tres minutos:

$$\begin{aligned} M_{tm}(Nm) &= \frac{M_{tc2860}(Nm) \cdot t_{2860}(\text{min}) \cdot n_{2860}(rpm) + M_{tc1430}(Nm) \cdot t_{1430}(\text{min}) \cdot n_{1430}(rpm)}{t_{2860}(\text{min}) \cdot n_{2860}(rpm) + t_{1430}(\text{min}) \cdot n_{1430}(rpm)} = \\ &= \frac{13'38Nm \cdot 1min \cdot 2860rpm + 10'05Nm \cdot 2min \cdot 1430rpm}{1min \cdot 2860rpm + 2min \cdot 1430rpm} = 15'02Nm \end{aligned}$$

Y también la velocidad de giro medio que será necesaria para el mismo cálculo:

$$n_m = \frac{n_{2860} + 2 \cdot n_{1430}}{3} = \frac{2860 \text{ rpm} + 2 \cdot 1430 \text{ rpm}}{3} = 2860 \text{ rpm}$$

Cálculo a flexión

Aunque es de presuponer que el cálculo a desgaste será más exigente que el realizado a flexión, se realizará también este último únicamente esta vez, y sólo para corroborar que esta hipótesis es cierta.

Así la ecuación práctica para el cálculo a flexión de un engranaje se corresponde con:

$$M_n(\text{mm}) = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{tc}(\text{daNm})}{\delta \cdot y \cdot Z_1 \cdot \sigma_{adm}}} \cdot \frac{\cos(\mu)}{1,5} \quad (\text{Ec. 1.2.3.2.1})$$

Donde:

M_{tc} = al mayor par obtenido con las dos velocidades, en nuestro caso 1666 daNm.

δ = coeficiente de rigidez. Cuya fórmula propia, considerando que la anchura del engranaje(b) mínima se recomienda que sea de $b \geq 2 \cdot P_a$ es $\delta = \frac{b}{M_n} = \frac{2 \cdot \pi \cdot D_p}{Z_1 \cdot t g(\mu) \cdot M_n} = 9,76$, de donde se extrae también que $b = 2$ mm.

y = factor de forma del diente(según 1.4.1.2., pág. 89), suponiendo que el n° de dientes(ficticios) atiende a la ecuación $Z' = \frac{Z}{\cos^3 \mu} = 33,3679$. Interpolando con los valores de la tabla $y = 0,1033679$.

σ_{adm} = tensión admisible en el material en daN/mm² (Y la incógnita a hallar).

Por lo que aplicando la expresión (Ec. 1.2.3.2.1):

$$\sigma_{adm} = 4,7092 \text{ daN/mm}^2 \approx 4,71 \text{ daN/mm}^2$$

Aplicando un $C_s = 3$, atendiendo a fluencia y para engranajes de acero, queda $\sigma_{adm} = 14,13 \text{ daN/mm}^2$. Por lo que se optaría a elegir como material del piñón(mirando 1.4.1.2., pág. 95), un F-1130 normalizado cuya $\sigma_{adm} = 19 \text{ daN/mm}^2 > 14,13 \text{ daN/mm}^2$.

Cálculo a desgaste

Se pasará ahora a comprobar que como se ha mencionado anteriormente el cálculo a desgaste es más desfavorable, y por lo tanto los valores que finalmente se adoptarán serán los alcanzados en este sub-apartado.

La ecuación que atiende a efectos prácticos al cálculo a desgaste es:

$$HB = \sqrt{\frac{K_T \cdot E \cdot W^{1/3}}{0,677}} \quad (\text{Ec. 1.2.3.2.2})$$

Siendo:

HB = dureza Brinell del material en daN/mm² (E incógnita de la ecuación).

E = módulo de elasticidad del material en daN/mm². Para aceros $2 \cdot 10^4$.

W = millones de vueltas del engranaje. Donde:

$$W = \frac{L_h(h) \cdot n_m(rpm) \cdot 60}{10^6}$$
; L_h = duración en horas de funcionamiento. Habiendo adoptado para la tronzadora un valor de referencia de 20.000 horas. Con lo que se obtiene una $W = 3432$ horas.

K_r = coeficiente de presión de rodadura. Cuya expresión viene a ser a su vez:

$$K_r = \frac{4M_{tm} \cdot \cos^4 \mu}{M_n^3 \cdot \sin(2\alpha) \cdot \delta \cdot Z_1^2} = \frac{4 \cdot \frac{1502 \text{ daN}}{\text{mm}^2} \cdot \cos^4(40)}{2 \cdot 25^3 \cdot \sin 40 \cdot 9 \cdot 76 \cdot 15^2} = 0'12867625$$

Sustituyendo los resultados en (Ec. 1.2.3.2.2) se obtiene que la dureza Brinell del material en daN/mm² debe ser como mínimo de 245'37. Lo que hace elegir (*observando 1.4.1.2., pág. 95*), un F-1140, cuya dureza varía de 247-277 HB.

Con esto se corrobora lo que ya se ha repetido en varias ocasiones antes, que el cálculo a desgaste en engranajes es más restrictivo que el aplicado a flexión.

- ❖ Las nuevas características importantes a destacar en la transmisión de engranajes será la anchura de los mismos, 22mm, y el material del que están fabricados, acero F-1140 templado y revenido.

1.2.3.3.- Tornillo Sinfín y Rueda Helicoidal

ELECCIÓN

Para la segunda transmisión, la constituida por el tornillo sinfín y la rueda helicoidal, se utilizó el módulo específico a dicho cálculo de Autodesk Inventor debido a la dificultad en el estudio de dichos engranajes para obtener valores que deben ser semejantes a ambos, como es el ángulo de la hélice.

Así, tras tomar la decisión de que el tornillo sería de una entrada sólo, porque sino el tamaño de los engranajes era demasiado elevado para una vista en conjunto con la tronzadora, se obtuvo mediante el programa que:

	Nº dientes	D _p (mm)	D _e (mm)	D _i (mm)	M _n (mm)	μ _{verdadera} (°)	μ _{adoptada} (°)
Tornillo	1	50	58	40	5	5'7392	5'75
Rueda	24	120	133	110	5	5'7392	5'75

Tabla 1.2.3.3.1

Y que otorga las siguientes características a la transmisión, mediante el cálculo del rendimiento de la misma (η):

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \mu}{\operatorname{tg}(\mu + \phi')} \quad (\text{Ec. 1.2.3.3.1})$$

Donde:

$\operatorname{tg} \phi' = f' =$ coeficiente de rozamiento del movimiento helicoidal, con la expresión para evaluarlo de $\operatorname{tg} \phi' = \frac{0.208}{V_d^{0.36}}$, para velocidades de deslizamiento entre 0.35 y 15 m/s. Así a su vez, la fórmula es $V_d = \frac{\pi \cdot D_{p1} \cdot n_{entrada}}{60 \cdot \cos \mu}$; con D_{p1} expresado en metros.

Por lo que finalmente para la velocidad de entrada 954 r.p.m. se obtiene un rendimiento de 39.67%, y para 477 r.p.m. uno de 33.77%. Nótese que en este cálculo se han excluido las pérdidas por rozamiento de los rodamientos por no ser demasiado relevante, dado su alto rendimiento.

	$d_{\text{ejes}}(\text{mm})$	i	$n_{\text{entrada}}(\text{rpm})$	$n_{\text{salida}}(\text{rpm})$	$P_{\text{entrada}}(\text{KW/CV})$	$P_{\text{salida}}(\text{KW/CV})$
Eje 1-eje 2	85	24	954/477	40/20	2'17-1'48/ 2'96-1'97	0'86-0'50/ 1'17-0'66

Tabla 1.2.3.3.2

COMPROBACIÓN

Par torsor medio

Como en la otra transmisión, antes de comprobar que los engranajes elegidos resisten los esfuerzos a los que están sometidos, será necesario calcular el momento torsor medio al que se ven sometidos. Pero antes, debido a la peculiaridad de esta transmisión donde la pieza a estudio es la rueda helicoidal en vez del tornillo sinfín, que sería lo habitual, habrá que calcular el momento corregido que se transmite al eje 2 (M_{sc}) para las dos velocidades de giro. Así:

$$M_{sc} = \frac{T_t}{\operatorname{tg}(\mu + \phi')} \cdot \frac{D_{p2}}{2}; T_t = \text{fuerza tangencial en el tornillo sinfín en N.} \quad (\text{Ec. 1.2.3.3.2})$$

Para hallar esta fuerza habrá que volver hacia atrás, y calcular el momento torsor en el eje 1.

$$M_{teje1}(\text{Nm}) = \frac{P_{\text{entrada}}(\text{KW}) \cdot 9550}{n_{\text{entrada}}(\text{rpm})} = \frac{2.17 \text{ KW} \cdot 9550}{954 \text{ rpm}} = 21.72 \text{ Nm}$$

Esto será para la velocidad de entrada más alta de motor, mientras que para la otra velocidad, de igual manera, se obtiene que está sometido a 29.63 Nm. Y como antes habrá que mayorarlo por el factor de esfuerzos dinámicos (f_d) y factor de servicio (f_s), ya que en la ecuación de arriba no se han tenido en cuenta. Por lo que el momento torsor corregido para el eje 1 será:

$$M_{tceje1}(\text{Nm}) = M_{teje1}(\text{Nm}) \cdot f_d \cdot f_s = 40.14 \text{ Nm}$$

Para el caso en el que el eje 1 gira a 954 r.p.m., y será de 49.98 Nm para la otra velocidad de giro. Al final, para hallar la fuerza tangencial en el tornillo sólo queda utilizar la siguiente expresión:

$$T_t(\text{N}) = \frac{M_{tceje1}(\text{Nm})}{\frac{D_{ptornillo}(\text{m})}{2}}$$

Que será respectivamente para la mayor y menor velocidad de giro de $1605'6 \approx 1606$ N y $1999'6 \approx 2000$ N.

Así, finalmente, introduciendo los valores de T_t en (Ec. 1.2.3.3.2) se obtiene que el momento corregido que se transmite al eje 2 (M_{sc}) es igual a $379'65$ Nm para el caso en el que el eje 2 gira a 40 r.p.m., y será de $402'48$ Nm para la otra velocidad de giro.

Por lo que el momento corregido medio que se transmite al eje 2 (M_{scm}) será de:

$$M_{scm}(\text{Nm}) = \frac{M_{sc40}(\text{Nm}) \cdot t_{40}(\text{min}) \cdot n_{40}(\text{rpm}) + M_{sc20}(\text{Nm}) \cdot t_{20}(\text{min}) \cdot n_{20}(\text{rpm})}{t_{40}(\text{min}) \cdot n_{40}(\text{rpm}) + t_{20}(\text{min}) \cdot n_{20}(\text{rpm})} =$$

$$= \frac{379'65 \text{ Nm} \cdot 1 \text{ min} \cdot 40 \text{ rpm} + 402'48 \text{ Nm} \cdot 2 \text{ min} \cdot 20 \text{ rpm}}{1 \text{ min} \cdot 40 \text{ rpm} + 2 \text{ min} \cdot 20 \text{ rpm}} = 391'06 \text{ Nm}$$

Cálculo a desgaste de la rueda helicoidal

A pesar de que el programa Autodesk Inventor dice que el engranaje resiste el par torsor al que está sometido, si este está construido en bronce de aluminio CuAl10Fe4Ni(C-415), comprobaremos si es cierto mediante un cálculo manual a desgaste, que como ya se ha comprobado es el más desfavorable. La expresión que define este cálculo es:

$$M_c(\text{mm}) = 0'797 \cdot \sqrt{\frac{M_{scm}(\text{daNmm})}{\delta \cdot C \left(\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right) \cdot D_{p2}(\text{mm})}}$$

Donde:

M_c = módulo circunferencial del engranaje, que atiende a la ecuación $M_c = \frac{M_n}{\cos \mu} = 5'025$

C = una constante, que sustituye al producto de y , factor de forma del diente, por σ_{adm} , tensión admisible en el material. Y que es de $0'98$, de un máximo de $1'00$, para el material escogido bronce de aluminio CuAl10Fe4Ni con tratamiento térmico en fundición a presión.

δ = módulo de rigidez. E incógnita a hallar de donde sacaremos la anchura de la rueda helicoidal (b) mediante la siguiente expresión $\delta = \frac{b}{M_c}$.

$$5'025 \text{ mm} = 0'797 \cdot \sqrt{\frac{39106 \text{ daNmm}}{\delta \cdot 0'98 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \cdot 120 \text{ mm}}} \text{ ----> } \delta = 8'3652 \text{ ----> } b = 42'03 \text{ mm}$$

- ❖ Por lo que ahora la rueda helicoidal, aparte de las anteriores características mencionadas sobre él, se adoptará que deberá tener una anchura de 42 mm. y estar construido de bronce de aluminio CuAl10Fe4Ni(C-415) con tratamiento térmico en fundición a presión, al menos templado y rectificado el diente para que (Ec. 1.2.3.3.1) sea válida, del que cabe mencionar para más adelante que tiene una dureza Brinell(HB) de 210 daN/mm^2 y una tensión admisible a fluencia de $22'0 \text{ daN/mm}^2$.

Cálculo del material del tornillo sinfín

Así mismo aun nos faltará conocer el material del tornillo sinfín, del que sabemos que como mínimo debe ser un acero cementado, templado y posteriormente rectificado el diente para que (Ec. 1.2.3.3.1) se haya podido usar.

$$HB_1 = HB_2 \cdot \frac{\sqrt[6]{n_1}}{\sqrt[6]{n_2}}$$

En donde:

HB_1 = dureza Brinell del tornillo sinfín en daN/mm²

HB_2 = dureza Brinell de la rueda helicoidal en daN/mm²

n_1 = velocidad de giro del tornillo sinfín en rpm.

n_2 = velocidad de giro de la rueda helicoidal en rpm.

Así:

$$HB_1 = 210 \text{ daN/mm}^2 \cdot \frac{\sqrt[6]{954 \text{ rpm}}}{\sqrt[6]{40 \text{ rpm}}} = 356,28 \text{ daN/mm}^2$$

- ❖ Esta dureza es menor a 58 HRC, el menor valor de dureza de aceros cementados, por lo que se podrá elegir cualquiera. La elección adoptada final será el de tomar un F-151 cementado y templado.
- ❖ Se hace también saber que tanto en el tornillo sinfín como en la rueda helicoidal los dientes son cortos.

1.2.4.- Dimensionamiento de los Ejes

El siguiente apartado a estudio será el correspondiente a conocer las dimensiones exactas del eje, teniendo en cuenta las dimensiones de los elementos comerciales, que serán capaces de soportar las cargas generadas por los engranajes.

Debido a que se presupone que el cálculo más desfavorable será el considerado a rigidez a flexión, y que para alcanzar el resultado final que se va a exponer a continuación se ha tenido que realizar varias iteraciones, cuyo cálculo a mano hubiera sido demasiado laborioso, se ha servido de las herramientas que se disponían al alcance para agilizar el proceso en cada repetición, en este caso será del programa AMEB.

Pero antes de esto habrá que hallar las cargas a las que están sometidas los ejes para después poder introducirlos en el programa.

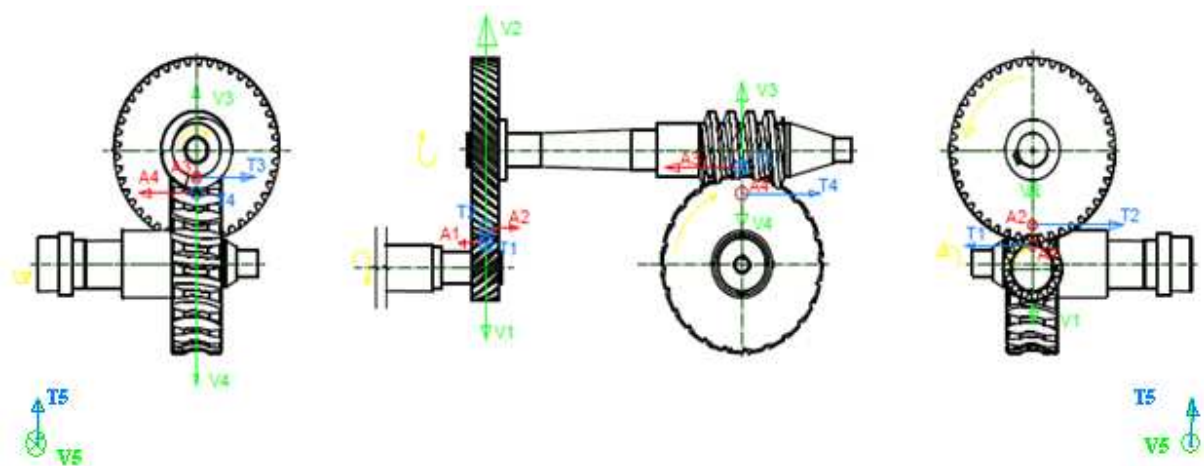


Fig. 1.2.4

1.2.4.1.- Fuerzas sobre los Ejes

EJERCIDAS POR LOS ENGRANAJES HELICOIDALES

Tanto el piñón helicoidal del eje del motor como la rueda helicoidal del eje 1 estarán sometidas a las mismas fuerzas, eso sí, estas variando según la velocidad de giro del motor, pero con diferentes sentidos, como se muestra en (Fig. 1.2.4), que también será de uso para conocer la dirección de las fuerzas de los otros engranajes.

La fuerza tangencial es:

$$T_1 = T_2 = \frac{M_{tc1}(Nm)}{\frac{D_{p1(m)}}{2}} = \frac{13'38Nm}{\frac{44 \cdot 10^{-3} m}{2}} = 608'78 \text{ N} \approx 609 \text{ N}$$

Para una velocidad de giro del motor de 2860 r.p.m., y es de 758 N cuando este gira a 1430 r.p.m.

La carga axial será de :

$$A_1 = A_2 = T_1(N) \cdot \operatorname{tg} \mu = 609 \text{ N} \cdot \operatorname{tg} 40^\circ = 510'01 \text{ N} \approx 511 \text{ N}$$

Cuando la velocidad del motor es la más alta, para la otra será de 634 N.

Y la carga radial de:

$$V_1 = V_2 = \frac{T_1(N)}{\cos \mu} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{609 \text{ N}}{\cos 40^\circ} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 289'35 \text{ N} \approx 289 \text{ N}$$

Si el motor utiliza la potencia más elevada, para la otra sería de 360 N.

EJERCIDAS POR EL TORNILLO SINFIN Y LA RUEDA HELICOIDAL

Para acabar con el eje 1, con la misma fórmula de arriba, pero con el M_{tc} del eje 1, y con las características del tornillo sinfín, se obtiene, habiendo aproximado ya, que:

$$T_3 = A_4 = 1606 \text{ N}(2000\text{N})$$

Siendo el valor entre paréntesis la fuerza tangencial resultante cuando el eje 1 gira a 477 r.p.m. Y que, ambas, corresponderán a su vez con la fuerza axial que ejerce la rueda helicoidal sobre el eje 2 (A_4).

Como ya se menciona antes, con respecto a la singularidad de esta transmisión, por su escaso rendimiento, el resto de fuerzas de esta se deben de calcular respecto a la rueda helicoidal del eje 2, y no del tornillo sinfín del eje 1.

Así, el axil que ejerce el tornillo sinfín sobre el eje 1 (A_3), y que se corresponderá con la fuerza tangencial que transmite la rueda helicoidal al eje 2 (T_4) será igual a:

$$A_3 = T_4 = \frac{T_3(N)}{\operatorname{tg}(\mu + \varphi')} = \frac{1606 \text{ N}}{\operatorname{tg}(5'75'' + 8'49'')} = 6328'26 \text{ N} \approx 6328 \text{ N}$$

Para una velocidad de giro del eje 1 de 954 r.p.m., y de 6709 N, con $\varphi' = 10'85''$, cuando este gira 477 r.p.m.

Y la carga radial que somete el tornillo sinfín sobre el eje 1 (V_3) será igual al valor a la fuerza radial que ejerce la rueda helicoidal sobre el eje 2 (V_4).

$$V_3 = V_4 = T_3(N) \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{sen} \mu + \operatorname{tg} \varphi' \cdot \cos \mu} = 1606 \text{ N} \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{sen} 5'75'' + \operatorname{tg} 8'49'' \cos 5'75''} = 2350 \text{ N}$$

Para una velocidad de giro del eje 2 de 40 r.p.m., y de 2503 N cuando este gira 20 r.p.m.

EJERCIDAS POR LA SIERRA DE DISCO

Por último, y para finalizar con el análisis de fuerzas al que están sometidos los ejes, será necesario averiguar de forma aproximada la fuerza que se debe ejercer para poder realizar el corte de las piezas de metal con la sierra de disco.

Para ello se ha supuesto que la operación es semejante a la realizada por una fresa para realizar una operación de aplanado de una superficie.

Por lo que valiéndose de una hoja de Excel (*ver 1.4.1.4., pág. 107-108*) para saber hasta que anchura de una barra maciza de sección circular se podía cortar, teniendo como límite la potencia indicada en la última columna de la *tabla 1.2.3.3.2. (pág. 20)*, se han hallado dichas fuerzas mediante las expresiones siguientes:

$$F_{tm} = K_{sm} \cdot A_m$$

Donde:

F_{tm} = fuerza tangencial media en N.

K_{sm} = valor de la fuerza específica de corte media en N/mm^2 . (Ver 1.4.1.4., pág. 104), siendo $K_{sm} = K_{si}$ factor de corrección.

A_m = área de corte media en mm^2 . Que a su vez será:

$$A_m = h_m \cdot \frac{a_a}{\sin X} ; h_m = \sin X \cdot \frac{360 \cdot S_z \cdot a_r}{\pi \cdot \varphi \cdot D} \rightarrow A_m = \frac{360 \cdot S_z \cdot a_r}{\pi \cdot \varphi \cdot D} \cdot a_a$$

Donde a su vez:

h_m = espesor medio de viruta en mm.

a_a = profundidad de pasada axial en mm.

a_r = profundidad de pasada radial en mm.

S_z = avance por diente en mm.

φ = ángulo de corte en °

D = diámetro de la sierra de disco en mm.

A su vez la fuerza vertical atenderá a la siguiente expresión:

$$V(N) = F_{tm}(N) \cdot \tan(\rho - \gamma); \rho = \text{ángulo de rozamiento en } ^\circ, \text{ y } \gamma = \text{ángulo de desprendimiento en } ^\circ$$

Y la potencia limite se podrá calcular de la siguiente forma:

$$P(KW) = K_{sm} \cdot \frac{S_z \cdot a_r \cdot a_a \cdot Z \cdot n}{60000000}$$

Nótese que para todos los casos en los que la velocidad de giro de la sierra de disco es de 20 r.p.m., no se han cogido fuerzas superiores a las necesarias para realizar cortes en barras macizas de sección circular de más de 90 mm. de diámetro, aunque la potencia fuera suficiente, debido a que por la geometría de la tronzadora dicho corte no es posible.

Se incluye una tabla resumen de las fuerzas generadas por los engranajes sobre los ejes para facilitar su revisión.

	Piñón helicoidal eje motor	Rueda helicoidal eje 1	Tornillo sinfín	Rueda helicoidal eje 2	Sierra de disco
Fuerzas en N					
F. tangencial	609/758	609/758	1606/2000	6328/6709	350/427
F. axil	511/634	511/634	6328/6709	1606/2000	-
F. radial	289/360	289/360	2350/2503	2350/2503	133/179

Tabla 1.2.4.1.1

1.2.4.2.- Cálculo a Rigidez a Flexión

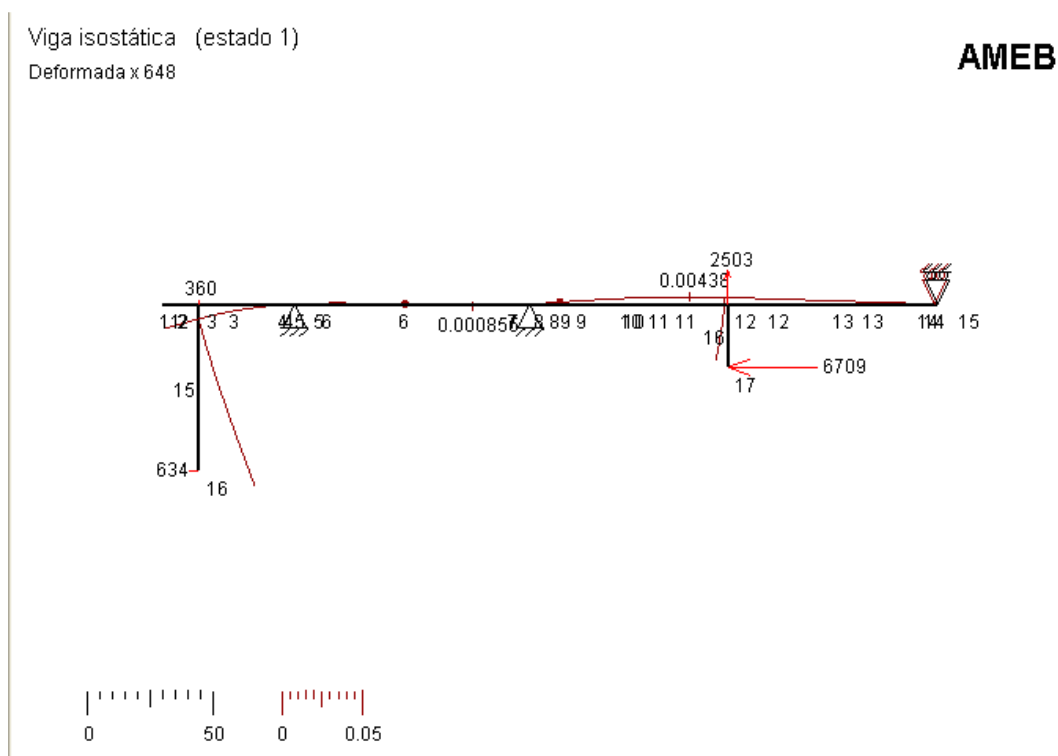
INTRODUCCIÓN

Como ya se menciono anteriormente, el cálculo a rigidez a flexión es el más exigente, por lo que se realizará el primero para conocer finalmente las dimensiones que deben tener los ejes en cada tramo de estos para que las flechas no superen los valores recomendados (ver 1.4.1.1., pág. 95). Dicho estudio, se realizará únicamente para el caso en el que el eje gira a 1430 rpm debido a que como se ha podido comprobar en la tabla, los valores de las fuerzas siempre son mayores para este caso, y por lo tanto también las flechas.

Tras varias iteraciones en el programa AMEB, tras introducir las cargas antes estudiadas y teniendo en cuenta las dimensiones de las piezas comerciales, se obtuvo que los ejes debían de tener unas dimensiones como se muestran en los planos 3.1 y 4.1.

Para corroborar este hecho se adjuntan unas capturas del propio programa, en el que se puede ver las cargas a los que están sometidos los ejes en los engranajes, y la deformada de los ejes en mm.

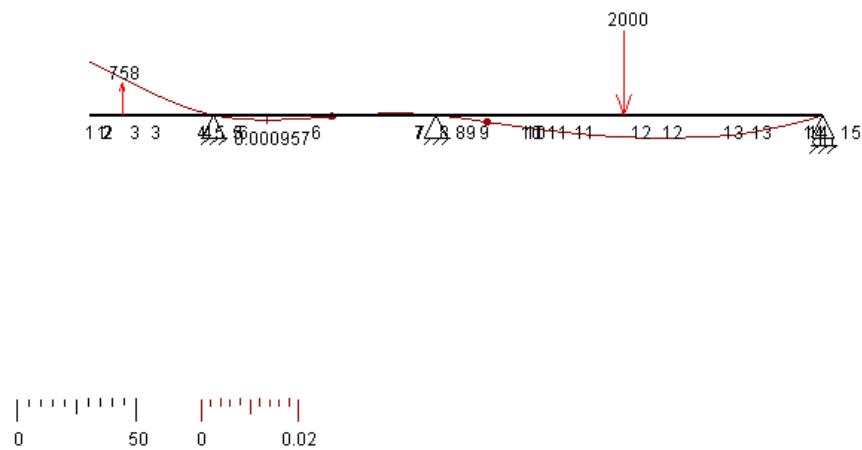
Eje 1 - vertical:



Eje 1- horizontal:

Viga isostática (estado 1)
Deformada x 2063

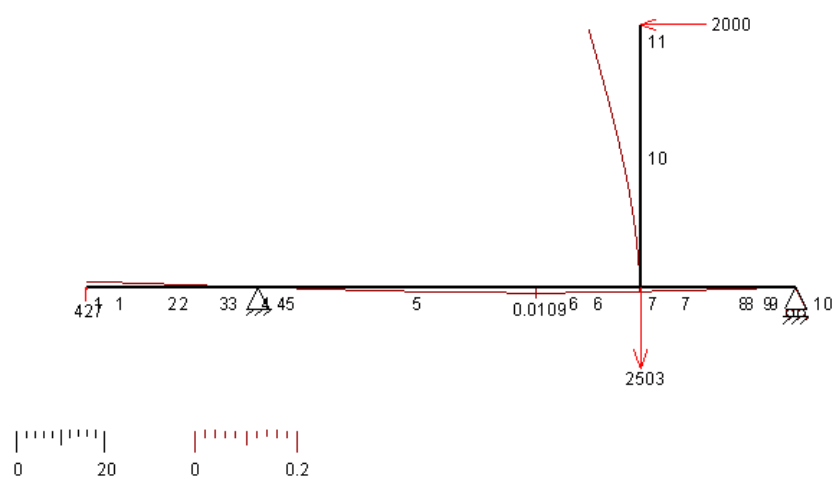
AMEB



Eje 2 - vertical:

Viga isostática (estado 1)
Deformada x 118

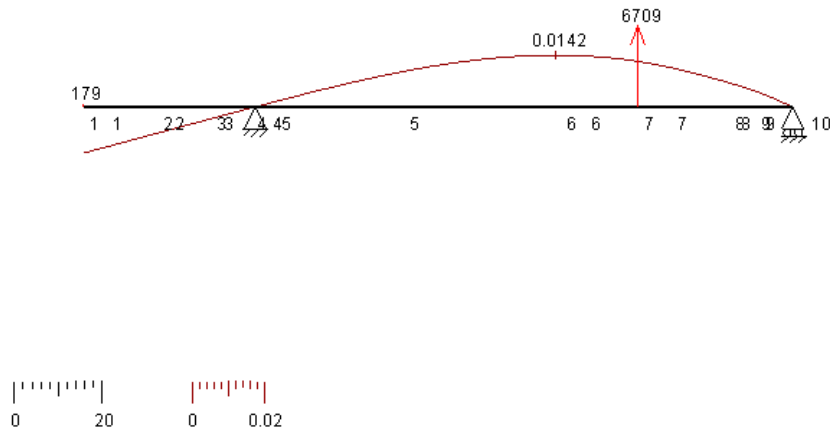
AMEB



Eje 2- horizontal:

Viga isostática (estado 1)
Deformada x 836

AMEB



Y se analizan las flechas conjuntas (y_{total}) de los planos horizontal (y_h) y vertical (y_v) en cada eje en los puntos que son necesarios a estudio en cada uno para comprobar que las flechas máximas no superan los límites establecidos (ver 1.4.1.1., pág. 95).

EJE 1

En el eje 1, los puntos críticos que requieren de una comprobación en profundidad son:

- El extremo izquierdo del eje(en el programa denominado punto 1)

$$y_{total} (mm) = \sqrt{y_h^2 (mm) + y_v^2 (mm)} = \sqrt{(8'8043 \cdot 10^{-3})^2 + (-1'1657 \cdot 10^{-2})^2} = 14'6083 \cdot 10^{-3} \text{ mm.}$$

Según la tabla el valor debería ser inferior a $(0'0002 \dots 0'0003)L$, siendo L la distancia entre apoyos, en nuestro caso $L = 52'5 \text{ mm}$, así $y_{total} = 0'01050 \dots 0'01575 \text{ mm} > 0'01461 \text{ mm}$.

- El asiento de la rueda helicoidal(en el programa denominado punto 3)

$$y_{total} (mm) = \sqrt{y_h^2 (mm) + y_v^2 (mm)} = \sqrt{(7'5578 \cdot 10^{-3})^2 + (-9'1205 \cdot 10^{-3})^2} = 11'8450 \cdot 10^{-3} \text{ mm.}$$

Según la tabla el valor debería ser inferior a $(0'01 \dots 0'03)M$, siendo M el módulo de la transmisión, en nuestro caso $M = 2'25 \text{ mm}$, así $y_{total} = 0'02250 \dots 0'06750 \text{ mm} > 0'01185 \text{ mm}$.

- El asiento del tornillo sinfin(en el programa denominado punto 14)

$$y_{\text{total}}(\text{mm}) = \sqrt{y_h^2(\text{mm}) + y_v^2(\text{mm})} = \sqrt{(1'3130 \cdot 10^{-3})^2 + (-4'3186 \cdot 10^{-4})^2} = 1'3822 \cdot 10^{-3} \text{ mm.}$$

Según la tabla el valor debería ser inferior a $(0'01 \dots 0'03)M$, siendo M el módulo de la transmisión, en nuestro caso $M = 5 \text{ mm}$, así $y_{\text{total}} = 0'05000 \dots 0'15000 \text{ mm} > 0'00138 \text{ mm}$. Parece que el valor sea demasiado inferior al que se cita en las tablas, pero hay que tener en cuenta que en la transmisión entre estos engranajes es muy importante la precisión.

EJE 2

En el eje 2, los puntos críticos que requieren un estudio más detallado son:

- El extremo izquierdo del eje, que coincide con el asiento de la sierra(en el programa denominado punto 1)

$$y_{\text{total}}(\text{mm}) = \sqrt{y_h^2(\text{mm}) + y_v^2(\text{mm})} = \sqrt{(-1'2651 \cdot 10^{-2})^2 + (1'1179 \cdot 10^{-2})^2} = 16'8824 \cdot 10^{-3} \text{ mm.}$$

Según la tabla el valor debería ser inferior a $(0'0002 \dots 0'0003)L$, siendo L la distancia entre apoyos, en nuestro caso $L = 39'3 \text{ mm}$, así $y_{\text{total}} = 0'00786 \dots 0'01179 \text{ mm} < 0'01688 \text{ mm}$. Que es superior a los valores establecidos en la tabla, pero también hay que tener en cuenta que el punto 1 no se encuentra entre dos apoyos, que haría que los valores límites fueran menos restrictivos, por, en realidad, tratarse de un voladizo. Y además, aun habrá que tener más en cuenta que las fuerzas de corte halladas para la sierra sólo son estimaciones, y que en el esquema realizado en AMEB no se han tenido en cuenta las piezas representadas en *los planos 01.04.04 y 01.04.05*, que otorgaría algo más de rigidez al eje y a la sierra. En consecuencia, se permite esta deformación, pero habrá que fijar especial atención en la sujeción de la sierra de disco para que esta produzca cortes limpios.

- Entre medio de los dos apoyos(en el programa el denominado punto 6)

$$y_{\text{total}}(\text{mm}) = \sqrt{y_h^2(\text{mm}) + y_v^2(\text{mm})} = \sqrt{(1'4159 \cdot 10^{-2})^2 + (-1'0742 \cdot 10^{-2})^2} = 17'7728 \cdot 10^{-3} \text{ mm.}$$

Según la tabla el valor debería ser inferior a $(0'0002 \dots 0'0003)L$, siendo L la distancia entre apoyos, en nuestro caso $L = 123 \text{ mm}$, así $y_{\text{total}} = 0'02460 \dots 0'03690 \text{ mm} > 0'01777 \text{ mm}$.

- El asiento de la rueda helicoidal(en el programa denominado punto 7)

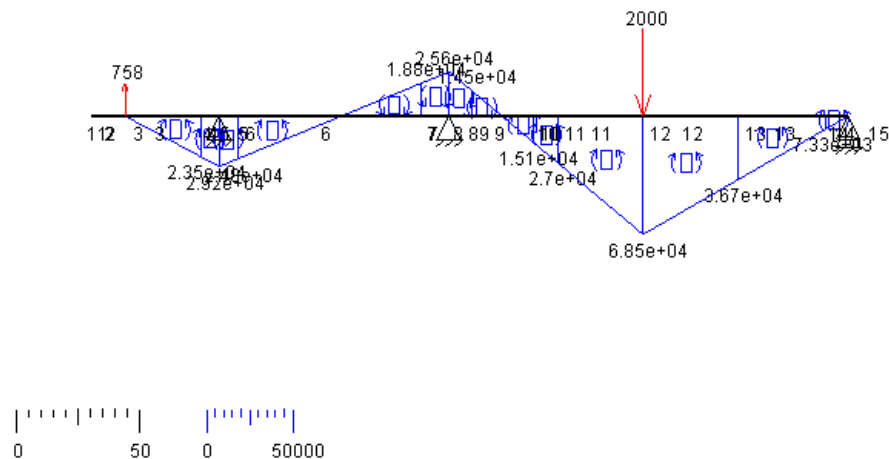
$$y_{\text{total}}(\text{mm}) = \sqrt{y_h^2(\text{mm}) + y_v^2(\text{mm})} = \sqrt{(1'2461 \cdot 10^{-2})^2 + (-8'5099 \cdot 10^{-3})^2} = 15'0895 \cdot 10^{-3} \text{ mm.}$$

Según la tabla el valor debería ser inferior a $(0'01 \dots 0'03)M$, siendo M el módulo de la transmisión, en nuestro caso $M = 5 \text{ mm}$, así $y_{\text{total}} = 0'05000 \dots 0'15000 \text{ mm} > 0'01509 \text{ mm}$. Parece que el valor sea demasiado inferior al que se cita en las tablas, pero hay que tener en cuenta que en la transmisión entre estos engranajes es muy importante la precisión.

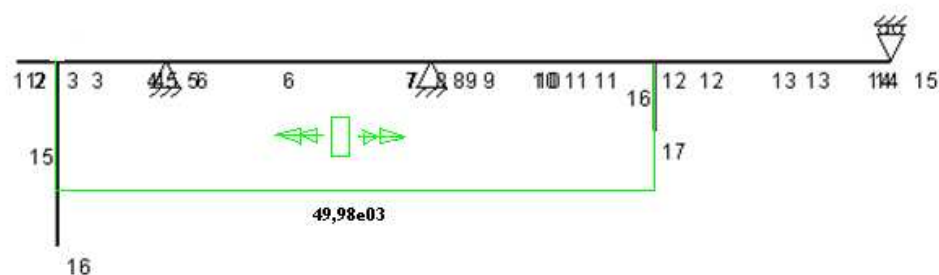
M_f^H (Nmm):

Viga isostática (estado 1)
Momentos flectores

AMEB



M_t (Nmm):



Cálculo estático

Tras observar los diagramas detenidamente se puede comprobar que sin error a equivocación la sección que estará más solicitada será la correspondiente con el asiento del tornillo sinfin(en el programa denominado punto 12). Los esfuerzos a los que está sometida esta sección son:

N: 6710 N M_f^V : 168000 Nmm M_f^H : 68500 Nmm M_t : 49980 Nmm

Antes de pasar a calcular las tensiones que producen estos esfuerzos, será conveniente calcular el momento flector combinado de los dos planos (M_f^l), pudiéndose hacer esta simplificación porque la barra es de sección circular maciza y por lo tanto sus módulos resistentes a flexión son los mismos para cualquier eje:

$$M_f^l \text{ (Nmm)} = \sqrt{M_f^{V^2} \text{ (Nmm)} + M_f^{H^2} \text{ (Nmm)}} = 181428'36 \text{ Nmm} \approx 181428 \text{ Nmm}$$

Ahora sí, se puede pasar a calcular las tensiones en la sección, aunque antes se mencionarán las características relevantes a este cálculo que ya se conocen del eje:

$$\text{Diámetro} = d = 45'32 \text{ mm}$$

$$\text{Area} = A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 1613'13 \text{ mm}^2$$

$$\text{Módulo resistente a flexión} = W_f = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 9138'38 \text{ mm}^3$$

$$\text{Módulo resistente a torsión} = W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 18276'77 \text{ mm}^3$$

$$\sigma \text{ (N/mm}^2\text{)} = \frac{N}{A} + \frac{M_f^l}{W_f} = \frac{6710 \text{ N}}{1613'13 \text{ mm}^2} + \frac{181428 \text{ Nmm}}{9138'38 \text{ mm}^3} = 4'16 \text{ N/mm}^2 + 19'85 \text{ N/mm}^2 = 24'01 \text{ N/mm}^2$$

$$\zeta \text{ (N/mm}^2\text{)} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{49980 \text{ Nmm}}{18276'77 \text{ mm}^3} = 2'73 \text{ N/mm}^2$$

Aplicando el criterio de la tensión cortante máxima, la tensión equivalente será:

$$\begin{aligned} \sigma_e \text{ (N/mm}^2\text{)} &= \sqrt{\sigma^2 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) + 4 \cdot \zeta^2 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)} = \sqrt{24'01^2 \text{ N/mm}^2 + 4 \cdot 2'73^2 \text{ N/mm}^2} = 24'62299 \text{ N/mm}^2 \\ &\approx 24'62 \text{ N/mm}^2 \approx 2'46 \text{ daN/mm}^2 \end{aligned}$$

Por último, y aplicando un coeficiente de seguridad (C_s) de 3, se tendrá que el material del eje deberá tener una tensión admisible a fluencia mayor que:

$$\sigma_{adm} \text{ (daN/mm}^2\text{)} > \sigma_e \text{ (daN/mm}^2\text{)} \cdot C_s = 2'46 \text{ daN/mm}^2 \cdot 3 = 7'38 \text{ daN/mm}^2$$

- ❖ Mirando en (1.4.1.1., pág. 90) se puede comprobar que cualquier acero nos sirve, incluso un F-1100, pero como el tornillo sinfín debía de ser de F-151 cementado y templado, entonces el eje también, se recuerda que su $\sigma_{adm} = 30 \text{ daN/mm}^2$.

Cálculo a fatiga

Se supondrá que la acción más desfavorable para este cálculo, debido a la escasa variación en módulo de las fuerzas y que su sentido no cambia, será el considerar que la fatiga se produce en los cambios de fuerza producidos al parar y accionar la máquina.

Al contrario que antes, ya que en el asiento del tornillo sinfin no se encuentra ninguna discontinuidad, la sección más desfavorable del eje 1 será otra, la que se corresponde con el asiento de la rueda helicoidal del eje 1 (el punto 3 en el programa), no debido a sus grandes esfuerzos, sino a la combinación de estos junto que allí se encuentra una discontinuidad, más específicamente un chavetero.

Esta más que claro que cuando el eje no gira los esfuerzos a los que estarán sometidos serán nulos. Mientras que cuando la hace a 1430 r.p.m, para la sección a estudio serán los siguientes:

$$N: 634 \text{ N} \quad M_f^v: 41800 \text{ Nmm} \quad M_f^H: 0 \text{ Nmm} \quad M_t: 49980 \text{ Nmm}$$

A continuación se muestran las características del eje en la sección a estudio, y del material del que, por ahora se ha calculado que debería estar construido, que sería F-1100, y no F-1510, sin considerar que el eje deberá de estar cementado.

$$d = 25 \text{ mm} \quad A = 490'87 \text{ mm}^2 \quad W_f = 1533'98 \text{ mm}^3 \quad W_t = 3067'96 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_F = 23 \text{ daN/mm}^2 \quad \zeta_F = \sigma_F/2 = 11'5 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{Tensión admisible de rotura} = \sigma_R = 45 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{Límite de fatiga para flexión rotativa} = \sigma_{AF}' = 0'245 \cdot (\sigma_R + \sigma_F) + 5 = 21'66 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{Límite de fatiga para tracción-compresión} = \sigma_A' = 0'225 \cdot (\sigma_R + \sigma_F) + 4 = 19'30 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{Límite de fatiga para torsión con inversión} = \zeta_{AF}' = 0'150 \cdot (\sigma_R + \sigma_F) + 3 = 13'20 \text{ daN/mm}^2$$

-Compresión:

$$\sigma_{\min}^c (\text{N/mm}^2) = 0 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{\max}^c (\text{N/mm}^2) = \frac{N_{1430}(N)}{A(\text{mm}^2)} = \frac{634 \text{ N}}{490'87 \text{ mm}^2} = 1'29 \text{ N/mm}^2 \approx 0'13 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_m^c (\text{daN/mm}^2) = \frac{\sigma_{\max}^c (\text{daN/mm}^2) + \sigma_{\min}^c (\text{daN/mm}^2)}{2} = 0'065 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_a^c (\text{daN/mm}^2) = \frac{\sigma_{\max}^c (\text{daN/mm}^2) - \sigma_{\min}^c (\text{daN/mm}^2)}{2} = -0'065 \text{ daN/mm}^2$$

-Flexión eje vertical:

$$\sigma_{\min}^{fv} \text{ (N/mm}^2\text{)} = 0 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{\max}^{fv} \text{ (N/mm}^2\text{)} = \frac{M_{f1430}^{fv} \text{ (Nmm)}}{W_f \text{ (mm}^3\text{)}} = \frac{41800 \text{ Nmm}}{1533'98 \text{ mm}^2} = 27'25 \text{ N/mm}^2 \approx 2'73 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_m^{fv} \text{ (daN/mm}^2\text{)} = \frac{\sigma_{\max}^{fv} \text{ (daN/mm}^2\text{)} + \sigma_{\min}^{fv} \text{ (daN/mm}^2\text{)}}{2} = 1'365 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_a^{fv} \text{ (daN/mm}^2\text{)} = \frac{\sigma_{\max}^{fv} \text{ (daN/mm}^2\text{)} - \sigma_{\min}^{fv} \text{ (daN/mm}^2\text{)}}{2} = -1'365 \text{ daN/mm}^2$$

-Torsión:

$$\zeta_{\min} \text{ (N/mm}^2\text{)} = 0 \text{ daN/mm}^2$$

$$\zeta_{\max} \text{ (N/mm}^2\text{)} = \frac{M_{t1430} \text{ (Nmm)}}{W_t \text{ (mm}^3\text{)}} = \frac{49980 \text{ Nmm}}{3067'96 \text{ mm}^2} = 16'29 \text{ N/mm}^2 \approx 1'63 \text{ daN/mm}^2$$

$$\zeta_m \text{ (daN/mm}^2\text{)} = \frac{\zeta_{\max} \text{ (daN/mm}^2\text{)} + \zeta_{\min} \text{ (daN/mm}^2\text{)}}{2} = 0'815 \text{ daN/mm}^2$$

$$\zeta_a \text{ (daN/mm}^2\text{)} = \frac{\zeta_{\max} \text{ (daN/mm}^2\text{)} - \zeta_{\min} \text{ (daN/mm}^2\text{)}}{2} = -0'815 \text{ daN/mm}^2$$

-Límites de fatiga reales:

$$\text{Para flexión rotativa} \rightarrow \sigma_{AF} \text{ (daN/mm}^2\text{)} = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_e \cdot \sigma'_{AF} \text{ (daN/mm}^2\text{)} = 8'99 \text{ daN/mm}^2$$

Dónde:

K_a = coeficiente de superficie. Que depende del acabado superficial, en el caso a estudio (ver 1.4.1.1., pág. 92), será de 0'9.

K_b = coeficiente de tamaño. Se tomará como 0'87.

K_c = coeficiente de confianza. (Ver 1.4.1.1., pág. 93). Que atiende a la siguiente ecuación: $K_c = 1 - 0'008D$; donde a su vez D se puede obtener de la tabla siguiente, considerando una relación de supervivencia por 100 de 99%. Por lo que $K_c = 0'816$.

K_e = coeficiente de concentración de tensiones. Para aplicar este coeficiente no solamente deberá tenerse en cuenta la forma geométrica del elemento, que es esencial, sino que también es preciso considerar el tipo de carga aplicada. De todas formas todas ellas atenderán a la ecuación:

$$K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1+q(K_t-1)}; q = \text{sensibilidad a la entalla} = 0'9.$$

Mirando para los diferentes gráficos en (1.4.1.1., pág. 94), y para las diferentes cargas se obtiene la siguiente tabla:

	Flexión	Compresión	Torsión
K_t	1'6	1'6	3'4
K_e	0'65	0'65	0'32

Tabla 1.2.4.4.1

Para tracción-compresión ----> $\sigma_A \text{ (daN/mm}^2\text{)} = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_e \cdot \sigma'_A \text{ (daN/mm}^2\text{)} = 8'01 \text{ daN/mm}^2$

Para torsión con inversión ----> $\zeta_{AF} \text{ (daN/mm}^2\text{)} = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_e \cdot \zeta'_{AF} \text{ (daN/mm}^2\text{)} = 2'70 \text{ daN/mm}^2$

-Tensión normal y cortante equivalentes:

Compresión:

$$\sigma_e^c = \sigma_m^c + \frac{\sigma_F}{\sigma_A} \cdot \sigma_a^c = 0'251 \text{ daN/mm}^2 \approx 0'25 \text{ daN/mm}^2$$

Flexión eje vertical:

$$\sigma_e^{fv} = \sigma_m^{fv} + \frac{\sigma_F}{\sigma_{AF}} \cdot \sigma_a^{fv} = 4'857 \text{ daN/mm}^2 \approx 4'86 \text{ daN/mm}^2$$

Compresión-flexión total:

$$\sigma_e \text{ (daN/mm}^2\text{)} = \sigma_e^c + \sigma_e^{fv} = 0'25 + 4'86 = 5'11 \text{ daN/mm}^2$$

Torsión:

$$\zeta_e = \zeta_m + \frac{\zeta_F}{\zeta_A} \cdot \zeta_a = 4,286 \text{ daN/mm}^2 \approx 4'29 \text{ daN/mm}^2$$

-Coeficiente de seguridad:

$$\sigma_F/C_s \text{ (daN/mm}^2\text{)} = \sqrt{\sigma_e^2 \left(\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right) + 4 \cdot \zeta_e^2 \left(\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right)} = 9'986 \text{ daN/mm}^2 (> 7,38 \text{ daN/mm}^2 \text{ del estático})$$

$$\text{----> } C_s = 2'303 \approx 2'30$$

Sólo en este caso, y por no estar estudiando la misma sección el cálculo a fatiga es menos riguroso que el estático, ya que el coeficiente de seguridad debería ser por lo menos algo inferior a 2. Cogido este último límite por el número de coeficientes que han sido aplicados para los cálculos de los límites a fatiga real, y por ser una de las hipótesis iniciales.

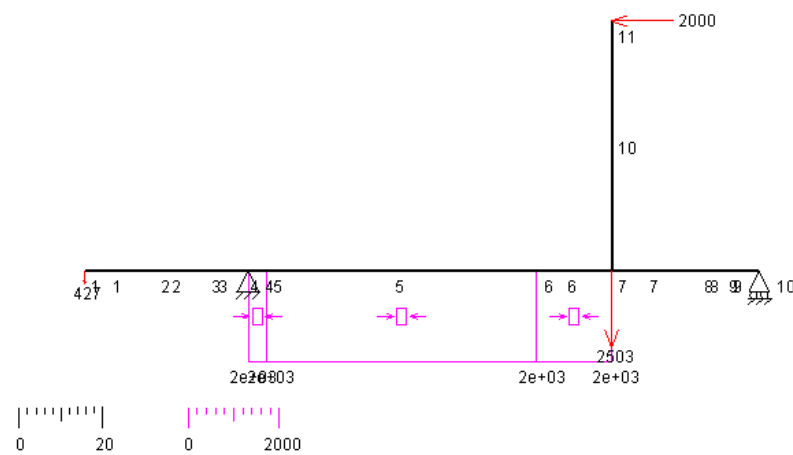
EJE 2

Para el eje 2:

N(N):

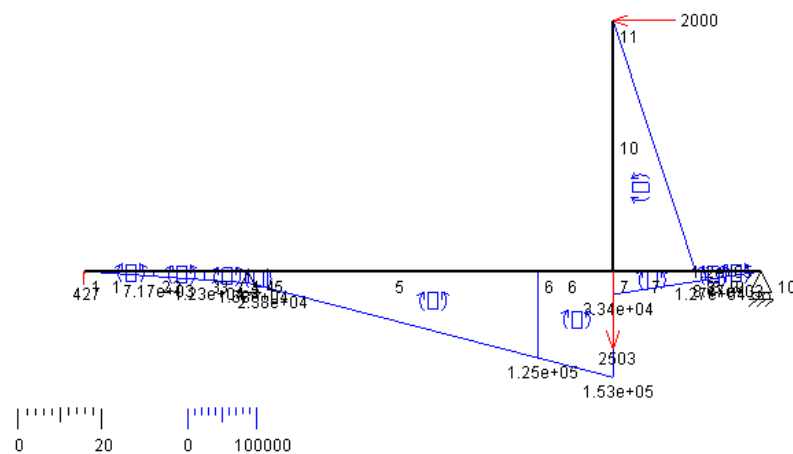
Viga isostática (estado 1)
Esfuerzos axiales

AMEB

 M_f^v (Nmm):

Viga isostática (estado 1)
Momentos flectores

AMEB

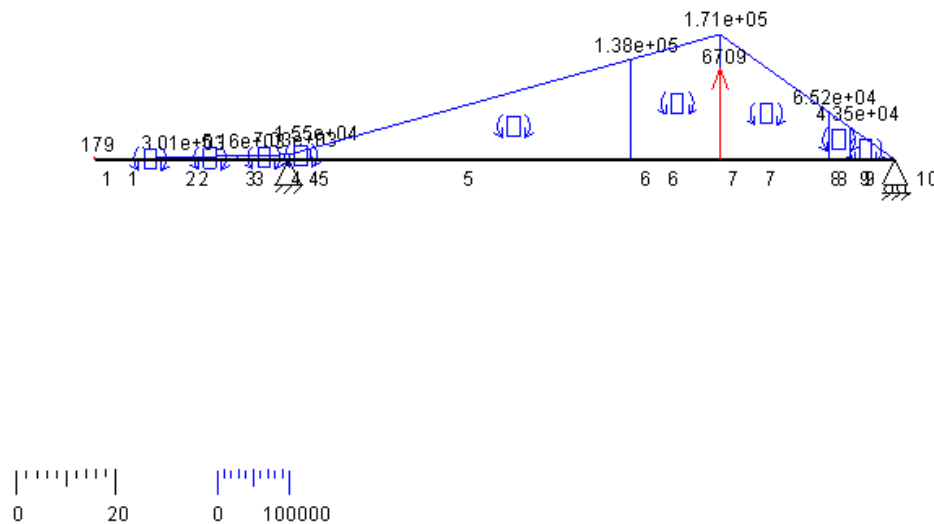


M_r^H (Nmm):

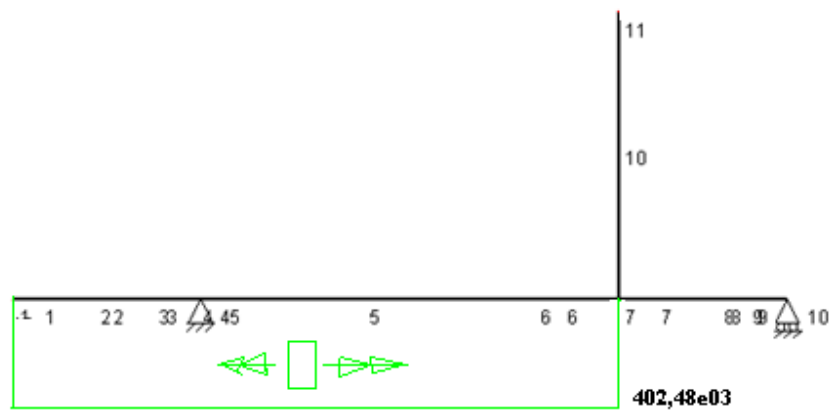
Viga isostática (estado 1)

Momentos flectores

AMEB



M_t (Nmm):



Cálculo estático

Tras observar los diagramas detenidamente se puede comprobar que sin error a equivocación la sección que estará más solicitada será la correspondiente con el asiento de la rueda helicoidal(en el programa denominado punto 7). Los esfuerzos a los que está sometida esta sección son:

N : 2000 N

M_r^V : 153000 Nmm

M_r^H : 171000 Nmm

M_t : 402480 Nmm

Antes de pasar a calcular las tensiones que producen estos esfuerzos, será conveniente calcular el momento flector combinado de los dos planos (M_f^t), pudiéndose hacer esta simplificación porque la barra es de sección circular maciza y por lo tanto sus módulos resistentes a flexión son los mismos para cualquier eje:

$$M_f^t \text{ (Nmm)} = \sqrt{M_f^{V^2} \text{ (Nmm)} + M_f^{H^2} \text{ (Nmm)}} = 229455'88 \text{ Nmm} \approx 229456 \text{ Nmm}$$

Ahora sí, se puede pasar a calcular las tensiones en la sección, aunque antes se mencionarán las características relevantes a este cálculo que ya se conocen del eje:

$$\text{Diámetro} = d = 35 \text{ mm}$$

$$\text{Area} = A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 962'11 \text{ mm}^2$$

$$\text{Módulo resistente a flexión} = W_f = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 4209'24 \text{ mm}^3$$

$$\text{Módulo resistente a torsión} = W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 8418'48 \text{ mm}^3$$

$$\sigma \text{ (N/mm}^2\text{)} = \frac{N}{A} + \frac{M_f^t}{W_f} = \frac{2000 \text{ N}}{962'11 \text{ mm}^2} + \frac{229456 \text{ Nmm}}{4209'24 \text{ mm}^3} = 2'08 \text{ N/mm}^2 + 54'51 \text{ N/mm}^2 = 56'59 \text{ N/mm}^2$$

$$\zeta \text{ (N/mm}^2\text{)} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{402480 \text{ Nmm}}{8418'48 \text{ mm}^3} = 47'81 \text{ N/mm}^2$$

Aplicando el criterio de la tensión cortante máxima, la tensión equivalente será:

$$\sigma_e \text{ (N/mm}^2\text{)} = \sqrt{\sigma^2 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right) + 4 \cdot \zeta^2 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right)} = \sqrt{56'59^2 \text{ N/mm}^2 + 4 \cdot 47'81^2 \text{ N/mm}^2} = 111'1108 \text{ N/mm}^2 \\ \approx 111'11 \text{ N/mm}^2 \approx 11'11 \text{ daN/mm}^2$$

Por último, y aplicando un coeficiente de seguridad (C_s) de 3, se tendrá que el material del eje deberá tener una tensión admisible a fluencia mayor que:

$$\sigma_{\text{adm}} \text{ (daN/mm}^2\text{)} > \sigma_e \text{ (daN/mm}^2\text{)} \cdot C_s = 11'11 \text{ daN/mm}^2 \cdot 3 = 33'33 \text{ daN/mm}^2$$

- ❖ Mirando en (1.4.1.1., pág. 81) se puede comprobar que el acero que cumple con este límite es el F-1130 templado y revenido cuya $\sigma_{\text{adm}} = 37 \text{ daN/mm}^2$.

Cálculo a fatiga

Al igual que en el caso anterior se supondrá que la acción más desfavorable para este cálculo, debido a la escasa variación en módulo de las fuerzas y que su sentido no cambia, será el considerar que la fatiga se produce en los cambios de fuerza producidos al parar y accionar la máquina.

Sin embargo, esta vez la sección crítica sí que será la mismo que la del cálculo estático, la del asiento de la rueda helicoidal (en el programa denominado punto 7).

Esta más que claro que cuando el eje no gira los esfuerzos a los que estarán sometidos serán nulos. Mientras que cuando la hace a 20 r.p.m, para la sección a estudio serán los siguientes:

$$N: 200 \text{ N} \quad M_f^V: 153000 \text{ Nmm} \quad M_f^H: 171000 \text{ Nmm} \quad M_t: 402480 \text{ Nmm}$$

A continuación se muestran las características del eje en la sección a estudio, y del material, F-1510.

$$d = 35 \text{ mm} \quad A = 962'11 \text{ mm}^2 \quad W_f = 4209'24 \text{ mm}^3 \quad W_t = 8418'48 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_F = 37 \text{ daN/mm}^2 \quad \zeta_F = \sigma_F/2 = 18'5 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{Tensión admisible de rotura} = \sigma_R = 70 \text{ daN/mm}^2 \quad \zeta_R = \sigma_R/2 = 35 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{Límite de fatiga para flexión rotativa} = \sigma_{AF}' = 0'245 \cdot (\sigma_R + \sigma_F) + 5 = 30'73 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{Límite de fatiga para tracción-compresión} = \sigma_A' = 0'225 \cdot (\sigma_R + \sigma_F) + 4 = 27'63 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{Límite de fatiga para torsión con inversión} = \zeta_{AF}' = 0'150 \cdot (\sigma_R + \sigma_F) + 3 = 18'75 \text{ daN/mm}^2$$

-Compresión:

$$\sigma_{\min}^c (\text{N/mm}^2) = 0 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{\max}^c (\text{N/mm}^2) = \frac{N_{20}(N)}{A(\text{mm}^2)} = \frac{2000 \text{ N}}{962'11 \text{ mm}^2} = 2'07 \text{ N/mm}^2 \approx 0'21 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_m^c (\text{daN/mm}^2) = \frac{\sigma_{\max}^c (\text{daN/mm}^2) + \sigma_{\min}^c (\text{daN/mm}^2)}{2} = 0'105 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_a^c (\text{daN/mm}^2) = \frac{\sigma_{\max}^c (\text{daN/mm}^2) - \sigma_{\min}^c (\text{daN/mm}^2)}{2} = -0'105 \text{ daN/mm}^2$$

-Flexión eje vertical:

$$\sigma_{\min}^{fv} (\text{N/mm}^2) = 0 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{\max}^{fv} (\text{N/mm}^2) = \frac{M_{f20}^V(\text{Nmm})}{W_f(\text{mm}^3)} = \frac{153000 \text{ Nmm}}{4209'24 \text{ mm}^3} = 36'35 \text{ N/mm}^2 \approx 3'64 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_m^{fv} (\text{daN/mm}^2) = \frac{\sigma_{\max}^{fv} (\text{daN/mm}^2) + \sigma_{\min}^{fv} (\text{daN/mm}^2)}{2} = 1'82 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_a^{fv} (\text{daN/mm}^2) = \frac{\sigma_{\max}^{fv} (\text{daN/mm}^2) - \sigma_{\min}^{fv} (\text{daN/mm}^2)}{2} = -1'82 \text{ daN/mm}^2$$

-Flexión eje horizontal:

$$\sigma_{\min}^{fH} \text{ (N/mm}^2\text{)} = 0 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{\max}^{fH} \text{ (N/mm}^2\text{)} = \frac{M_{f20}^H \text{ (Nmm)}}{W_f \text{ (mm}^3\text{)}} = \frac{171000 \text{ Nmm}}{4209'24 \text{ mm}^2} = 40'62 \text{ N/mm}^2 \approx 4'06 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_m^{fH} \text{ (daN/mm}^2\text{)} = \frac{\sigma_{\max}^{fH} \text{ (daN/mm}^2\text{)} + \sigma_{\min}^{fH} \text{ (daN/mm}^2\text{)}}{2} = 2'03 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_a^{fH} \text{ (daN/mm}^2\text{)} = \frac{\sigma_{\max}^{fH} \text{ (daN/mm}^2\text{)} - \sigma_{\min}^{fH} \text{ (daN/mm}^2\text{)}}{2} = -2'03 \text{ daN/mm}^2$$

-Torsión:

$$\zeta_{\min} \text{ (N/mm}^2\text{)} = 0 \text{ daN/mm}^2$$

$$\zeta_{\max} \text{ (N/mm}^2\text{)} = \frac{M_{t20} \text{ (Nmm)}}{W_t \text{ (mm}^3\text{)}} = \frac{402480 \text{ Nmm}}{8418'48 \text{ mm}^2} = 47'81 \text{ N/mm}^2 \approx 4'78 \text{ daN/mm}^2$$

$$\zeta_m \text{ (daN/mm}^2\text{)} = \frac{\zeta_{\max} \text{ (daN/mm}^2\text{)} + \zeta_{\min} \text{ (daN/mm}^2\text{)}}{2} = 2'39 \text{ daN/mm}^2$$

$$\zeta_a \text{ (daN/mm}^2\text{)} = \frac{\zeta_{\max} \text{ (daN/mm}^2\text{)} - \zeta_{\min} \text{ (daN/mm}^2\text{)}}{2} = -2'39 \text{ daN/mm}^2$$

-Límites de fatiga reales:

$$\text{Para flexión rotativa} \rightarrow \sigma_{AF} \text{ (daN/mm}^2\text{)} = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_e \cdot \sigma'_{AF} \text{ (daN/mm}^2\text{)} = 12'76 \text{ daN/mm}^2$$

Dónde:

K_a = coeficiente de superficie. Que depende del acabado superficial, en el caso a estudio (ver 1.4.1.1., pág. 92), será de 0'9.

K_b = coeficiente de tamaño. Se tomará como 0'87.

K_c = coeficiente de confianza. (Ver 1.4.1.1., pág. 93). Que atiende a la siguiente ecuación: $K_c = 1 - 0'008D$; donde a su vez D se puede obtener de la tabla siguiente, considerando una relación de supervivencia por 100 de 99%. Por lo que $K_c = 0'816$.

K_e = coeficiente de concentración de tensiones. Para aplicar este coeficiente no solamente deberá tenerse en cuenta la forma geométrica del elemento, que es esencial, sino que también es preciso considerar el tipo de carga aplicada. De todas formas todas ellas atenderán a la ecuación:

$$K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1+q(K_t-1)}; q = \text{sensibilidad a la entalla} = 0'9.$$

Mirando para los diferentes gráficos en (1.4.1.1., pág. 94), y para las diferentes cargas se obtiene la siguiente tabla:

	Flexión	Compresión	Torsión
K_t	1'6	1'6	3,4
K_e	0'65	0'65	0'32

Tabla 1.2.4.4.2

Para tracción-compresión ----> σ_A (daN/mm²) = $K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_e \cdot \sigma'_A$ (daN/mm²) = 11'47 daN/mm²

Para torsión con inversión ----> ζ_{AF} (daN/mm²) = $K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_e \cdot \zeta'_{AF}$ (daN/mm²) = 3'83 daN/mm²

-Tensión normal y cortante equivalentes:

Compresión:

$$\sigma_e^c = \sigma_m^c + \frac{\sigma_F}{\sigma_A} \cdot \sigma_a^c = 0'437 \text{ daN/mm}^2 \approx 0'44 \text{ daN/mm}^2$$

Flexión eje vertical:

$$\sigma_e^{fv} = \sigma_m^{fv} + \frac{\sigma_F}{\sigma_{AF}} \cdot \sigma_a^{fv} = 7'097 \text{ daN/mm}^2 \approx 7'10 \text{ daN/mm}^2$$

Flexión eje horizontal:

$$\sigma_e^{fH} = \sigma_m^{fH} + \frac{\sigma_F}{\sigma_{AF}} \cdot \sigma_a^{fH} = 7'916 \text{ daN/mm}^2 \approx 7'92 \text{ daN/mm}^2$$

Flexión total:

$$\sigma_e^t = \sqrt{\sigma_e^{fv^2} + \sigma_e^{fH^2}} = 10'636 \text{ daN/mm}^2 \approx 10'64 \text{ daN/mm}^2$$

Compresión-flexión total:

$$\sigma_e \text{ (daN/mm}^2\text{)} = \sigma_e^c + \sigma_e^{fv} = 0'44 + 10'64 = 11'08 \text{ daN/mm}^2$$

Torsión:

$$\zeta_c = \zeta_m + \frac{\zeta_F}{\zeta_A} \cdot \zeta_a = 13'934 \text{ daN/mm}^2 \approx 13'93 \text{ daN/mm}^2$$

-Coeficiente de seguridad:

$$\sigma_F/C_s \text{ (daN/mm}^2\text{)} = \sqrt{\sigma_e^2 \left(\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right) + 4 \cdot \zeta_e^2 \left(\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right)} = 29'98 \text{ daN/mm}^2 (>11'09 \text{ daN/mm}^2 \text{ del estático})$$

$$\text{----> } C_s = 1'234 \approx 1'23$$

El coeficiente de seguridad es más bajo del mínimo permitido, por lo que habrá que cambiar el material. Así que con un coeficiente de seguridad de 2 la tensión normal equivalente sería de:

$$\sigma_e = 2 \cdot 29'98 \text{ daN/mm}^2 = 59'96 \text{ daN/mm}^2$$

- ❖ Mirando en (1.4.1.1., pág. 90) se puede comprobar que el acero que cumple con este límite es el F-1201 templado y revenido cuya $\sigma_{adm} = 65 \text{ daN/mm}^2$.

1.2.5.- Chaveteros

Después de conocer los materiales de los que deberán estar compuestos los ejes, estudiaremos los chaveteros de estos que podrán hacer que la anchura de los engranajes aumente, aunque jamás lo hará la anchura de los dientes.

En el primer caso se realizarán los dos casos a los que se puede estudiar este cálculo, a compresión o a cortadura, pero para los siguientes sólo se procederá a efectuar el que se haya visto que es el más restrictivo. Para ambos cálculos se considerará un coeficiente de seguridad a rotura de 8.

1.2.5.1.- Fuerza Tangencial sobre los Chaveteros

Los datos que serán necesarios para el cálculo y para todos los casos se exponen en la siguiente tabla:

	Engranaje helicoidal eje motor	Engranaje helicoidal eje 1	Rueda helicoidal eje 2
r_p	22	66	60
r	12	12'5	17'5
T	75'80	75'80	670'90
F_t	138'97	400'22	2300'23
t_1	4	4	5
t_2	3'3	3'3	3'3
b	8	8	10
L	12	12	40
σ_R/ζ_R del cubo	78/39	78/39	70/35
σ_R/ζ_R del eje	48/24	58/29	170/85

Tabla 1.2.5.1.1

Donde:

r_p =radio primitivo del engranaje en mm.

r =radio del eje en mm.

T = fuerza tangencial sobre diámetro primitivo del engranaje en daN/mm^2 .

F_t = fuerza tangencial sobre el diámetro del eje en daN/mm , que atenderá a la expresión siguiente:

$$F_t(\text{daN}) = \frac{T(\text{daN}) \cdot r_p(\text{mm})}{r(\text{mm})}$$

t_2 = altura que encaja en el chavetero del cubo en mm (ver 1.4.2.5., pág. 117).

b = anchura de la chaveta en mm.

L = longitud de la chaveta sometida a compresión en mm. Nótese que para las chavetas escogidas, de extremos redondeados, esta longitud sólo se corresponde con la parte recta.

σ_R/ζ_R = tensiones normales y cortantes del cubo y del eje en daN/mm² a comparar con las tensiones admisibles de la chaveta a hallar.

1.2.5.2.- Eje Motor

Para el engranaje helicoidal del eje motor:

COMPRESIÓN

Cubo

-A compresión con el cubo:

$$\frac{\sigma_c(\frac{daN}{mm^2})}{C_s} = \frac{F_t(daN)}{t_2(mm) \cdot L(mm)} \text{ ----> } \sigma_c = 28'07 \text{ daN/mm}^2 < 78 \text{ daN/mm}^2$$

Eje

-A compresión con el eje:

$$\frac{\sigma_c(\frac{daN}{mm^2})}{C_s} = \frac{F_t(daN)}{t_1(mm) \cdot L(mm)} \text{ ----> } \sigma_c = 23'16 \text{ daN/mm}^2 < 48 \text{ daN/mm}^2$$

CORTADURA

-A cortadura:

$$\frac{\zeta_c(\frac{daN}{mm^2})}{C_s} = \frac{F_t(daN)}{b(mm) \cdot L(mm)} \text{ ----> } \zeta_c = 11'58 \text{ daN/mm}^2 < 24 \text{ daN/mm}^2$$

- ❖ La chaveta estará construida en F-1100 normalizado, y por lo menos deberá concordar con la denominación chaveta paralela tipo A 8x7x20 DIN6885(B 8x7x20 UNE 17-102 h1).

Por otro lado se ha comprobado, comparando la relación entre las tensiones, que el cálculo a compresión es más restrictivo, por lo que a partir de ahora sólo se procederá a realizar este.

1.2.5.3.- Eje 1

Para el engranaje helicoidal del eje 1:

COMPRESIÓNCubo

-A compresión con el cubo:

$$\frac{\sigma_c(\frac{daN}{mm^2})}{C_s} = \frac{F_t(daN)}{t_2(mm) \cdot L(mm)} \text{ ----> } \sigma_c = 80'85 \text{ daN/mm}^2 > 78 \text{ daN/mm}^2$$

Al ser mayor nos hará revisar la longitud que deberá tener la chaveta

$$\frac{\sigma_c(\frac{daN}{mm^2})}{C_s} = \frac{F_t(daN)}{t_2(mm) \cdot L(mm)} \text{ ----> } L > 12'43 \text{ mm}$$

Eje

-A compresión con el eje:

$$\frac{\sigma_c(\frac{daN}{mm^2})}{C_s} = \frac{F_t(daN)}{t_1(mm) \cdot L(mm)} \text{ ----> } \sigma_c = 66'70 \text{ daN/mm}^2 > 48 \text{ daN/mm}^2$$

Al ser mayor nos hará revisar la longitud que deberá tener la chaveta

$$\frac{\sigma_c(\frac{daN}{mm^2})}{C_s} = \frac{F_t(daN)}{t_1(mm) \cdot L(mm)} \text{ ----> } L > 16'67 \text{ mm}$$

- ❖ La chaveta estará construida en F-1130 normalizado, $\sigma_R = 60 \text{ daN/mm}^2$, con la denominación chaveta paralela tipo A 8x7x25 DIN6885(B 8x7x25 UNE 17-102 h1).

1.2.5.4.- Eje 2

Para la rueda helicoidal del eje 2:

COMPRESIÓNCubo

-A compresión con el cubo:

$$\frac{\sigma_c(\frac{daN}{mm^2})}{C_s} = \frac{F_t(daN)}{t_2(mm) \cdot L(mm)} \text{ ----> } \sigma_c = 139'41 \text{ daN/mm}^2 >> 70 \text{ daN/mm}^2$$

Al ser mayor nos hará revisar la longitud que deberá tener la chaveta

$$\frac{\sigma_c(\frac{daN}{mm^2})}{C_s} = \frac{F_t(daN)}{t_2(mm) \cdot L(mm)} \text{ ----> } L > 79'66 \text{ mm}$$

- ❖ La chaveta estará construida en F-1140 normalizado, $\sigma_R \approx 70 \text{ daN/mm}^2$, con la denominación chaveta paralela tipo B 10x8x80 DIN6885(A 10x8x80 UNE 17-102 h1).

1.2.6.- Rodamientos

Para terminar el estudio de los ejes, se pasará a mirar que tipo de rodamientos resisten las cargas aplicadas en los apoyos que nos da el programa AMEB, del que nos volveremos a servir para conocer dichas fuerzas.

El fabricante ya nos dice que tipo de rodamientos utilizan sus motores dependiendo del tamaño de los mismos, en nuestro caso 6205-2RS1, por lo que atendiendo a la dilatada experiencia de la casa MG, se dará por hecho que resisten.

Los apoyos del eje 1 estarán constituidos por una pareja de rodamientos de rodillos cónicos de la serie 31305-31318 con montaje en O (*ver 1.4.1.3., pág. 100*), en el centro del eje, cuyo rodamiento principal del par será el más cercano al tornillo sinfín por tener que hacer frente a mayores cargas, y un rodamiento de agujas en el extremo izquierdo del eje.

Los rodamientos que constituyen los apoyos en el eje 2 serán un rodamiento de bolas situado en el centro del eje, y un rodamiento de agujas en el extremo izquierdo del eje.

1.2.6.1.- Fuerzas sobre los Apoyos

Las cargas aplicadas en cada apoyo se muestran a continuación en la *tabla 1.2.6.1.1* para ambas velocidades de giro del motor, así como la velocidad media de giro de los ejes sobre los que están montados.

	R_v	R_H	R_T	R_m	H	H_m	n_m
Rod.Rodillos 2	387/414	-1169/-1455	1231/1513	1388	-511/-634	-580	636'6
Rod.Rodillos 1	-3104/-3362	1565/1949	3476/3886	3694	6328/6709	6524	636'6
Rod.Agujas eje 1	78/85	601/749	606/753	688	-/-	-	636'6
Rod.Bolas	1000/1135	-1651/-1700	1930/3048	2627	1606/2000	1824	26'6
Rod.Agujas eje 2	1000/941	-4544/-4830	4652/4966	4815	-/-	-	26'6

Tabla 1.2.6.1.1

Donde:

R_v = reacción vertical en el plano vertical en N.

R_H = reacción vertical en el plano horizontal en N.

R_T = reacción vertical total combinada la acción de los dos planos en N. Con la siguiente fórmula:

$$R_T = \sqrt{R_v^2 + R_H^2}$$

R_m = reacción vertical media en N, que atiende a las siguientes ecuaciones, según los rodamientos sean de:

Bolas:

$$R_m = \sqrt[3]{\frac{R_{Tn1}^3 \cdot n_1 \cdot t_1 + R_{Tn2}^3 \cdot n_2 \cdot t_2}{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2}}$$

Rodillos:

$$R_m = \sqrt[10/3]{\frac{R_{Tn1}^{10/3} \cdot n_1 \cdot t_1 + R_{Tn2}^{10/3} \cdot n_2 \cdot t_2}{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2}}$$

H = reacción horizontal en N.

H_m = reacción horizontal media en N. Aplicando las fórmulas de R_m , pero con las fuerzas horizontales.

n_m = velocidad de giro media de los ejes en r.p.m. Con la expresión siguiente: $n_m = \frac{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2}{t_1 + t_2}$

Antes de pasar a realizar los cálculos propiamente dichos cabe mencionar que estos se consideran que se realizan para todos los casos para una vida de los rodamientos de 20000 horas (*consultar 1.4.1.3., pág. 101*).

1.2.6.2.- Eje 1

Para el eje 1:

RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS

- Influencia de un rodamiento sobre otro:

Primero habrá que mirar si alguno de los dos rodamientos se ve solicitado a una carga axial extra. Para ello habrá que mirar que relación de las mostradas en (*1.4.1.3., pág. 100*) se cumple.

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{6709 \text{ N}}{3886 \text{ N}} = 1'7264 \geq e(0'83) \text{ ----> } X_1 = 0'4, Y_1 = 0'73$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{580 \text{ N}}{1388 \text{ N}} = 0'4178 \leq e(0'43) \text{ ----> } X_2 = 0'8, Y_2 = 1'4$$

Por lo que la relación es:

$$5323'27 \text{ N} = \frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2} = 991'43 \text{ N} \quad \text{y} \quad 6709 \text{ N} = K_a > 0'5 \cdot \left(\frac{F_{r1}}{Y_1} - \frac{F_{r2}}{Y_2} \right) = 2165'92$$

El rodamiento 1 tendrá una nueva carga axial de

$$F_{a1} = K_a + 0'5 \cdot \frac{F_{r2}}{Y_2} = 6709 + 0'5 \cdot \frac{1388}{1'4} = 7204'71 \text{ N} \approx 7205 \text{ N}$$

-Cálculo rodamientos aislados

Rodamiento 1

$$P(N) = X_1 \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1} = 0'4 \cdot 3886 \text{ N} + 0'72 \cdot 7205 \text{ N} = 6742 \text{ N}$$

Para 20000 horas interpolando en las tablas de (1.4.1.3., pág. 103), $\frac{C}{P} \approx 7'30$ ----> $C = 49'2 \text{ KN}$

- ❖ Buscando en los catálogos de SKF se puede encontrar el rodamiento de rodillos cónicos 31306 J2/Q, que aunque no cumple con la capacidad de carga exigida, pues su $C = 47'3 \text{ KN}$, como puede observarse en (1.4.2.2., pág. 113), así como todas sus demás características relevantes, cumpliría con la función de tener una vida de funcionamiento de 16000 horas, que equivaldría a algo más de 8(ocho) años de vida del rodamiento considerando que trabajará 8 horas al día durante 240 días al año, que son los días laborables según el convenio de los trabajadores del metal. Lo cual es superior al tiempo al que este tipos de máquinas se suelen cambiar(ver 1.4.1.3.,pág. 92).

Se comprueba que para 16000 horas resiste, ya que $\frac{C}{P} \approx 6'81$ ----> $C = 45'9 \text{ KN} < 47'3 \text{ KN}$

Rodamiento 2

$$P(N) = X_2 \cdot F_{r2} + Y_2 \cdot F_{a2} = 1'4 \cdot 1388 \text{ N} + 0'8 \cdot 589 \text{ N} = 2414'4 \text{ N} \approx 2414 \text{ N}$$

Para 20000 horas interpolando en las tablas de (1.4.1.3., pág. 103), $\frac{C}{P} \approx 7'30$ ----> $C = 17'6 \text{ KN}$

- ❖ Buscando en los catálogos de SKF puede encontrarse el rodamiento de rodillos cónicos 32005 X/Q, que excede con creces en la capacidad de carga necesaria, ya que su $C = 27 \text{ KN}$. Pero que es necesario que sea este para que el cálculo tenga validez. Y que a su vez este es el menor de su familia cuyo diámetro interior encaja con el diámetro en el tramo del eje donde va alojado, el cual, este último, no se puede hacer menor, como se dijo anteriormente, por motivos de rigidez a flexión. Sus otras características se pueden ver en (1.4.2.2., pág. 103).

RODAMIENTO DE AGUJAS

Para todos los rodamientos de agujas $X=1$, $Y=0$, por lo que

$$P(N) = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 688 \text{ N} + 0 \cdot 0 \text{ N} = 688 \text{ N}$$

Para 20000 horas interpolando en las tablas de (1.4.1.3., pág. 103), $\frac{C}{P} \approx 7'30$ ----> $C = 5'0 \text{ KN}$

- ❖ Buscando en los catálogos de SKF puede encontrarse el rodamiento de agujas BK 2018 RS, que excede con creces en la capacidad de carga necesaria, ya que su $C = 12'3 \text{ KN}$. Pero es el menor de su familia cuyo diámetro interior encaja con el diámetro en el tramo del eje donde va alojado, el cual, este último, no se puede hacer menor, como se dijo anteriormente, por motivos de rigidez a flexión. Sus otras características se pueden ver en (1.4.2.2., pág. 114).
- ❖ Nótese que en el ensamblaje final del eje, este rodamiento va montado sobre un aro interior recomendado por la propia casa, cuya denominación es LR 17x20x16'5.

1.2.6.3.- Eje 2

Para el eje 2

RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1824 \text{ N}}{2627 \text{ N}} = 0'6943 \geq e(0'22 - 0'44) \text{ ----> suponemos que } X = 0'56, Y = 1'2$$

$$P \text{ (N)} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0'56 \cdot 2627 \text{ N} + 1'2 \cdot 1824 \text{ N} = 3659'92 \text{ N} \approx 3660 \text{ N}$$

Para 20000 horas interpolando en las tablas de (1.4.1.3., pág. 102), $\frac{C}{P} \approx 3'11 \text{ ----> } C = 11'4 \text{ KN}$

- ❖ Buscando en los catálogos de SKF puede encontrarse el rodamiento rígido de bolas 16007, que excede lo necesario la capacidad de carga hallada, ya que su $C = 13 \text{ KN}$. Sus otras características se pueden ver en (1.4.2.2., pág. 114), de las que también nos vale mencionar aquí su capacidad de carga estática, $C_0 = 8'15 \text{ KN}$, para corroborar si los coeficientes radial(X) y axial(Y) del elemento han sido escogidos correctamente.

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1824 \text{ N}}{8150 \text{ N}} = 0'2238 \approx 0'25; \text{ por lo que no habrá que cambiar los valores de X e Y}$$

RODAMIENTO DE AGUJAS

Para todos los rodamientos de agujas $X=1, Y=0$, por lo que

$$P \text{ (N)} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 4815 \text{ N} + 0 \cdot 0 \text{ N} = 4815 \text{ N}$$

Para 20000 horas interpolando en las tablas de (1.4.1.3., pág. 103), $\frac{C}{P} \approx 2'78 \text{ ----> } C = 13'4 \text{ KN}$

- ❖ Buscando en los catálogos de SKF puede encontrarse el rodamiento de agujas BK 2518 RS, que cumple con la capacidad de carga exigida, pues su $C = 15'1 \text{ KN}$, como puede observarse en (1.4.2.2., pág. 114), así como todas sus demás características relevantes. Nótese que en el ensamblaje final del eje, este rodamiento va montado sobre un aro interior recomendado por la propia casa, cuya denominación es IR 20x25x17.

Seguidamente se pasará al estudio de la fijación de la sierra de disco, mediante un tornillo que lo fijará axialmente y unos pasadores que serán los encargados de asegurar que el disco gira exactamente a la vez que el eje 2.

1.2.7.- Fijación del Disco

1.2.7.1.- Fijación Axial

El tornillo de fijación deberá vencer el momento torsor máximo del eje 2. Así que, suponiendo un tornillo de M14x2:

$$\zeta(\text{daN/mm}^2) = \frac{M_t(\text{daNmm})}{W_t(\text{mm}^3)} = \frac{M_t(\text{daNmm})}{\frac{\pi \cdot d_r^3}{16}}; d_r = \text{diá. resistente del tornillo} = d \cdot 0.9381 \cdot p = 12.12 \text{ mm}$$

$$\zeta = 115.13 \text{ daN/mm}^2$$

Aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia de 3, $\zeta_{adm} \approx 345 \text{ daN/mm}^2$, la designación de la característica mecánica que deberá tener el tornillo según la norma ISO 4762(DIN 267) será de 8.8 con $L = 25 \text{ mm}$.

1.2.7.2.- Pasadores

A su vez los pasadores, de diámetro 12 mm, se estudiarán como un grupo de pernos, por su semejanza con mencionado cálculo. El esquema representativo más desfavorable de este cálculo se muestra en (Fig. 1.2.7.2.), cuyas dimensiones correspondientes al disco se pueden corroborar en (1.4.2.4., pág. 116).

Fuerzas que actúan:

$$F(\text{N}) = \sqrt{F_{\text{radial disco}}^2 + F_{\text{tangencial disco}}^2} = \sqrt{427^2 + 179^2} = 463 \text{ N}$$

$$M(\text{Nmm}) = F(\text{N}) \cdot L(\text{mm}) = 463 \text{ N} \cdot 175 \text{ mm} = 81025 \text{ Nmm} \approx 81000 \text{ Nmm}$$

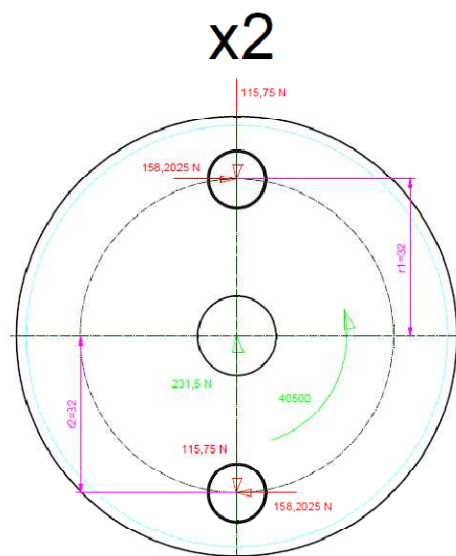


Fig. 1.2.7.2.

Cortante primario debido a la fuerza:

$$F'_1 = F'_i = \frac{F(N)}{n^{\circ} \text{pernos}} = \frac{F(N)}{n^{\circ} \text{pernos}} = \frac{463 \text{ N}}{4} = 115'75 \text{ N}$$

Cortante secundario debido al momento torsor:

$$F''_1 = F''_i = \frac{M(Nmm) \cdot r_1(mm)}{r_1^2(mm) + r_2^2(mm) + \dots} = \frac{81000 Nmm \cdot 32mm}{4 \cdot 32^2 mm^2} = 632'8125 \text{ N} \approx 632'81 \text{ N}$$

Cortante resultante:

$$F = F'_1 + F''_1 = 115'75 \text{ N} + 632'81 \text{ N} = 748'56 \text{ N}$$

Tensión cortante:

$$\begin{aligned} \zeta &= \frac{F(N)}{n^{\circ} \text{planos cortadura} \cdot A(mm^2)} = \frac{F(N)}{n^{\circ} \text{planos cortadura} \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4}(mm^2)} = \frac{748'56 N}{1 \cdot \pi \cdot \frac{12^2}{4} mm^2} = 6'6187 \text{ N/mm}^2 = \\ &= 0'66187 \text{ daN/mm}^2 \approx 0'66 \text{ daN/mm}^2 \end{aligned}$$

Aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia de 3, $\zeta_{adm} \approx 2 \text{ daN/mm}^2$. Debido al escaso valor de la tensión cortante se podrá utilizar cualquier material, por ello se adopta finalmente de incluir los pasadores como una parte de los discos de fijación interior y exterior del disco, que se pueden ver en *los planos 01.04.04 y 01.04.05*.

1.2.8.- Pasadores y Orejetas del Giro del Cabezal

A continuación se procederá a calcular el material de los pasadores que serán los encargados de permitir que el cabezal gire, y de la orejeta en la que está alojado, y que también proporcionará el material del que estará compuesto el resto del cabezal.

Para tal resolución se ha considerado que las fuerzas que intervienen en dicho cálculo serán únicamente, por simplificar el cálculo, el peso del motor y del cabezal, que se encontrarán a una distancia como las que se representa en el esquema de la (*Fig. 1.2.8.1.1.1*), donde también se incluyen las otras dimensiones relevantes al estudio.

1.2.8.1.- Fuerzas que Actúan

Primero habrá que mencionar que el momento torsor que produce ambos pesos no se ha considerado porque prácticamente se anulan entre los dos.

Por otro lado, suponiendo que las orejetas se pueden considerar como empotramientos en los extremos del pasador, el cortante que actúa sobre cada orejeta o sobre cada extremo de los pasadores se podrá calcular gracias a las fórmulas de momentos de empotramiento perfecto, según (*Fig. 1.2.8.1.1.1*):

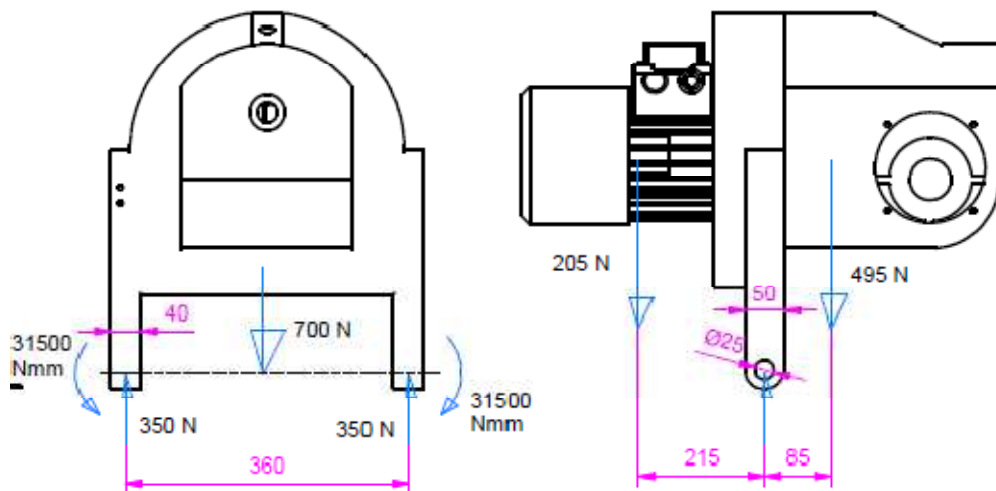


Fig. 1.2.8.1.1.1

La fuerza tangencial en cada orejeta será $F_t = \frac{F}{2} = 350 \text{ N}$. Y el momento flector será de $M_f = \frac{F \cdot L}{8} = 31500 \text{ Nmm}$.

1.2.8.2.- Pasadores

El cálculo del pasador sólo se deberá realizar a cortante, por lo que:

$$\zeta_{\text{pasador}} = \frac{F_t(N)}{n^{\circ} \text{ planos cortadura} \cdot A(\text{mm}^2)} = \frac{F_t(N)}{n^{\circ} \text{ planos cortadura} \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4}(\text{mm}^2)} = \frac{350 \text{ N}}{1 \cdot \pi \cdot \frac{25^2}{4} \text{ mm}^2} = 0'713 \text{ N/mm}^2 = 0'0713 \text{ daN/mm}^2 \approx 0'071 \text{ daN/mm}^2$$

Aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia de 5, porque se han podido cometer más errores que en otro cálculos, $\zeta_{\text{adm pasador}} \approx 0'36 \text{ daN/mm}^2$. Debido al escaso valor de la tensión cortante se podrá utilizar cualquier acero. Se escogerá F-1100, que posee una $\tau_{\text{adm}} = 11'5 \text{ daN/mm}^2$.

❖ Finalmente para el material del pasador se escogerá un acero F-1100 normalizado.

1.2.8.3.- Orejetas

- A cortante:

$$\zeta_{\text{orejeta}} = \frac{F_t(N)}{(b_{\text{orejeta}} - d_{\text{pasador}}) \cdot e_{\text{orejeta}}} = \frac{350 \text{ N}}{(50 - 25) \cdot 40} = 0'35 \text{ N/mm}^2 = 0'035 \text{ daN/mm}^2$$

Aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia de 5, $\zeta_{\text{adm orejeta}} \approx 0'17 \text{ daN/mm}^2$. Debido al escaso valor de la tensión cortante se podrá utilizar cualquier material de fundición. Se escogerá F-811, que posee una $\sigma_{\text{adm}} = 3'8 \text{ daN/mm}^2$.

- A flexión:

$$\sigma_{\text{orejeta}} = \frac{F_t(N)}{b_{\text{orejeta}} \cdot e_{\text{orejeta}}} + \frac{M_f(Nmm)}{W_f} = \frac{F_t(N)}{b_{\text{orejeta}} \cdot e_{\text{orejeta}}} + \frac{M_f(Nmm)}{\frac{1}{6} e_{\text{orejeta}} b_{\text{orejeta}}^2} = \frac{350 \text{ N}}{50 \cdot 40} + \frac{31500 \text{ Nmm}}{\frac{1}{6} \cdot 40 \cdot 50^2} = 0'3565 \text{ N/mm}^2 =$$

$$= 2'065 \text{ N/mm}^2 = 0'2065 \text{ daN/mm}^2 \approx 0'21 \text{ daN/mm}^2$$

Aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia de 5, porque se han podido cometer más errores que en otro cálculos, $\sigma_{\text{adm orejeta}} \approx 1'05 \text{ daN/mm}^2$. Debido al escaso valor de la tensión cortante se podrá utilizar cualquier material de fundición. Se escogerá F-811, que posee una $\sigma_{\text{adm}} = 3'8 \text{ daN/mm}^2$.

- ❖ Sin importar el cálculo que se elija, aunque eso sí, el realizado a flexión es más restrictivo, el material de la orejeta, y por tanto de todo el cabezal será F-811.

1.2.9.- Protección del Disco

En este apartado se procederá con todos los cálculos que son relevantes a la protección del disco.

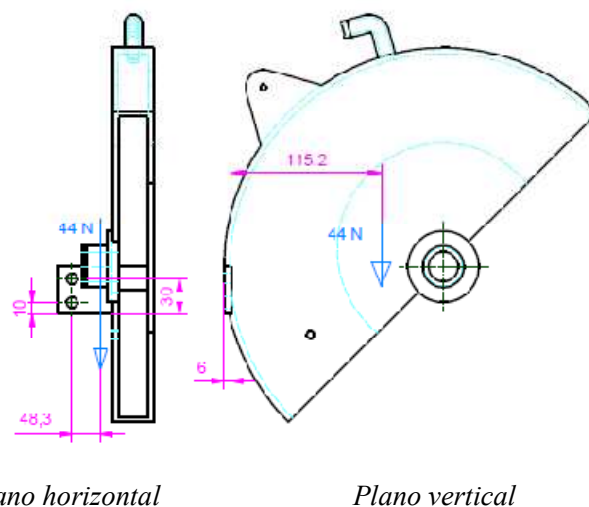
Se recomienda ver antes (1.4.1.6., pág. 110).

1.2.9.1.- Protector Fijo

FIJACIÓN ATORNILLADA

El centro de gravedad de la pieza tiene las siguientes coordenadas $X = -61'6 \text{ mm}$, $Y = -64'8 \text{ mm}$, $Z = 21'2 \text{ mm}$, y con un peso aproximado de unos 22 N. Todo ello hallado gracias al programa Autodesk Inventor.

- Esquema del problema:



Plano horizontal

Plano vertical

-Características de los tornillos:

Es una unión de 2 tornillos hexagonales a media rosca de M8x1'25 6·8 con L = 30 mm según la norma ISO 4017(DIN931).

Diámetro resistente = $d_r = d - 0'9381 \cdot p = 6'8273 \text{ mm}$

Area resistente = $A_r = \frac{\pi \cdot d_r^2 (mm)}{4} = 36'64 \text{ mm}^2$

Diámetro de la cabeza = $d_i = 13 \text{ mm}$

Diámetro de la sección sin roscar = $d_c = 8 \text{ mm}$

Longitud de la sección roscada = $L_r = 22 \text{ mm}$. En realidad con verdadero uso 19 mm.

Longitud de la sección sin roscar = $L_c = 8 \text{ mm}$.

Longitud efectiva de la sección roscada = $L_{re} = L_r + 0'4 \cdot d_r = 24'73092 \text{ mm}$.

Longitud efectiva de la sección sin roscar = $L_{ce} = L_c + 0'4 \cdot d_c = 11'2 \text{ mm}$.

Tensión de rotura = $\sigma_{rot} = 600 \text{ N/mm}^2$

Tensión de fluencia = $\sigma_F = 360 \text{ N/mm}^2$

- Rigidez de la unión:

- Del perno(K_p)

E = módulo de Young del perno = $2'1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$.

$$\frac{1}{k_p} = \frac{4}{\pi \cdot E} \cdot \left[\frac{L_{ce}}{d_c^2} + \frac{L_{re}}{d_r^2} \right] = \frac{4}{\pi \cdot 2'1 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{11'2}{8^2} + \frac{24'73092}{6'8273^2} \right] = 4'27 \cdot 10^{-6} \text{ N/mm} \rightarrow k_p = 234 \cdot 10^3 \text{ N/mm}$$

- De los elementos unidos(K_u)

$\alpha = 30^\circ$

E_i = módulo de Young de cada elemento unido. Para ambos en el caso de estudio se trata de fundición, por lo que su valor es $1'7 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$.

L_i = espesor de cada elemento unido en mm.

$$K_{ui} = \frac{\pi \cdot E_i \cdot d_c \cdot \tan \alpha}{\ln \left[\frac{(2 \cdot L_i \cdot \tan \alpha + d_i - d_c) \cdot (d_i + d_c)}{(2 \cdot L_i \cdot \tan \alpha + d_i + d_c) \cdot (d_i - d_c)} \right]} = \frac{\pi \cdot 1'7 \cdot 10^5 \cdot 8 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{(2 \cdot L_i \cdot \tan 30 + 13 - 8) \cdot (13 + 8)}{(2 \cdot L_i \cdot \tan 30 + 13 + 8) \cdot (13 - 8)} \right]} =$$

$$\frac{\pi \cdot 1'7 \cdot 10^5 \cdot 8 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{250'4923}{129'6410} \right]} \rightarrow K_{ui}(L_i = 6 \text{ mm}) = 3'745 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$\frac{\pi \cdot 17 \cdot 10^5 \cdot 8 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{6869690}{2435641} \right]} \rightarrow K_{u2}(L_2 = 24 \text{ mm}) = 2'379 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$\frac{1}{k_u} = \frac{1}{k_{u1}} + \frac{1}{k_{u2}} \rightarrow k_u = 1'455 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

- Coeficiente de reparto de la unión(C)

$$C = \frac{k_p}{k_p + k_u} = 138'543 \cdot 10^{-3}$$

-Tensión cortante(ζ)

La fuerza cortante sobre cada tornillo(F') será; F_t = reacción vertical total en el rodamiento.

$$F' = \frac{F_t}{n^{\circ} \text{ tornillos}} = \frac{44 \text{ N}}{2} = 22'00 \text{ N}$$

Además, también habrá que tener en cuenta el momento torsor que se produce en el plano horizontal.

L = distancia con el peso en el plano horizontal = 48'3 mm.

r_i = distancia de los tornillos hasta el centro de gravedad. Para ambos pernos es de 10 mm.

$$F''_1 = F''_2 = \frac{M_t}{2 \cdot r_1} = \frac{44 \text{ N} \cdot 48'3 \text{ mm}}{2 \cdot 10 \text{ mm}} = 106'26 \text{ N}$$

Así, que la fuerza resultante será de:

$$F = \sqrt{F'^2 + F''^2} = 108'51 \text{ N}$$

y el cortante producido en los tornillos de:

$$\zeta = \frac{F}{A_r} = 2'9616 \text{ N/mm}^2 \approx 2'96 \text{ N/mm}^2$$

-Tensión normal(σ)

- Precarga del perno(F_i)

$$F_i = 0'75 \cdot F_{\text{lim}} = 0'9 \cdot A_r \cdot \sigma_F = 0'9 \cdot 36'64 \cdot 360 = 11871'36 \text{ N}$$

- Carga exterior(F)

L = distancia con el peso en el plano vertical = 115'2 mm.

r_A = radio de la posición de los tornillos A = 30 mm.

F_A = fuerza en los tornillos A.

r_B = radio de la posición de los tornillos B = 10 mm.

F_B = fuerza en los tornillos B.

$$F_t \cdot L = F_A \cdot r_A + F_B \cdot r_B$$

$$\frac{F_A}{r_A} = \frac{F_B}{r_B}$$

$$\text{----> } F_A = 152'00 \text{ N, } F_B = 50'67 \text{ N}$$

El perno más solicitado es el A.

$$F_{\text{total}} = C \cdot F_A = 138'543 \cdot 10^{-3} \cdot 50'67 = 7'02 \text{ N}$$

La tensión normal resultante, aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia(n_F) de 3 será:

$$\sigma = \frac{F_i + n_F \cdot F_{\text{total}}}{A_r} = \frac{11871'36 + 3 \cdot 7'02}{36'64} = 324'57 \text{ N/mm}^2$$

-Tensión normal equivalente(σ_e) según la teoría de tensión cortante máxima:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{324'57^2 + 4 \cdot 2'96^2} = 324'62 \text{ N/mm}^2 < 360 \text{ N/mm}^2$$

❖ Así que los tornillos elegidos al inicio cumplirán eficientemente con su función.

El par que hay que aplicar en los tornillo, y sólo se realizará el cálculo esta vez, en los próximos se indicará directamente, será de:

$$M_{\text{apriete}} = M_{\text{rosca}} + M_{\text{pivotamiento}} = F_i \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \text{tg}(\beta + \varphi_1) + F_i \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 + r^2} \cdot f_2$$

Donde:

β = ángulo de inclinación de la hélice la rosca, tal que $\beta = \arctg\left(\frac{p}{\pi \cdot d_m}\right)$, y a su vez p = paso del tornillo y d_m = diámetro medio de la rosca.

φ_1 = ángulo de rozamiento, tal que $\varphi_1 = \arctg\left(\frac{f_1}{\cos \alpha_c}\right)$, y a su vez α_c = ángulo de presión circunferencial, que en roscas métricas es 30° ; y f_1 = coeficiente de rozamiento entre los filetes del tornillo y la tuerca, 0'12 (ver 1.4.1.5., pág. 109).

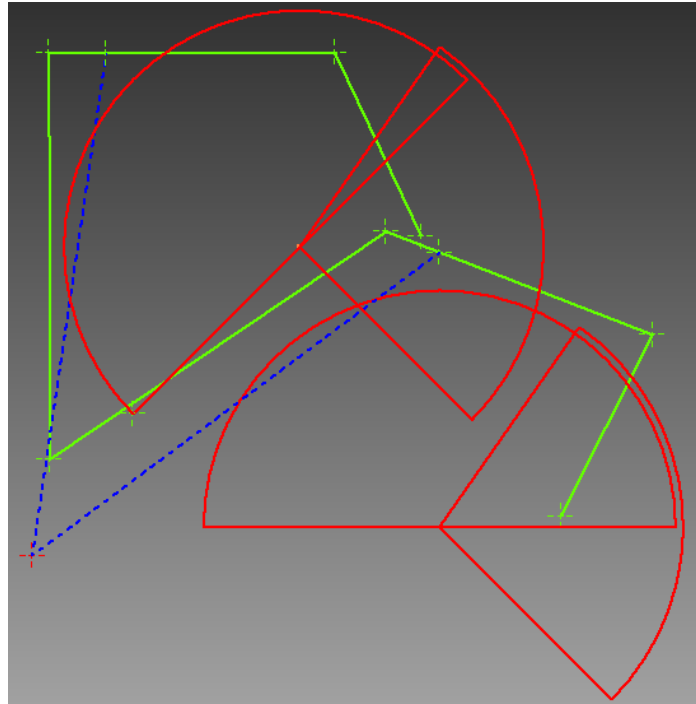
f_2 = coeficiente de rozamiento entre la arandela y la unión, 0,10 (ver 1.4.1.5., pág. 109).

❖ Tornillos hexagonales a media rosca de M8x1'25 6·8 con $L = 30 \text{ mm}$ según la norma ISO 4017(DIN931), con $M_{\text{apriete}} = 23800 \text{ Nmm}$.

1.2.9.2.- Protector Móvil

ESLABONES MÓVILES

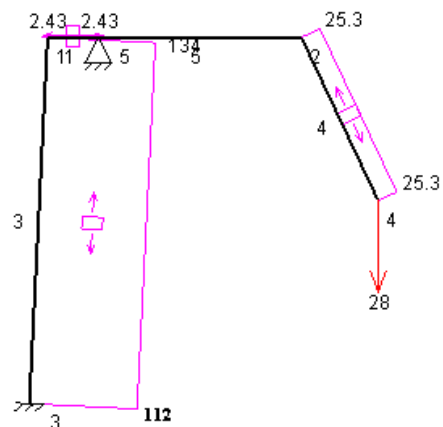
El problema que se presenta estará representado con un esquema como el siguiente:



y los esfuerzos, algo modificados, a los que estarán sometidos las barras, gracias al programa AMEB, serían estos:

-Axiles(N):

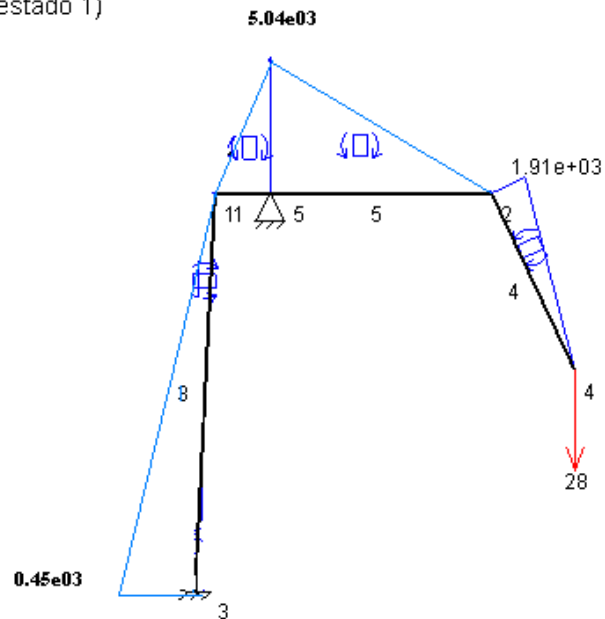
Viga isostática (estado 1)
Esfuerzos axiales



- Momentos Flectores(Nmm):

Viga isostática (estado 1)

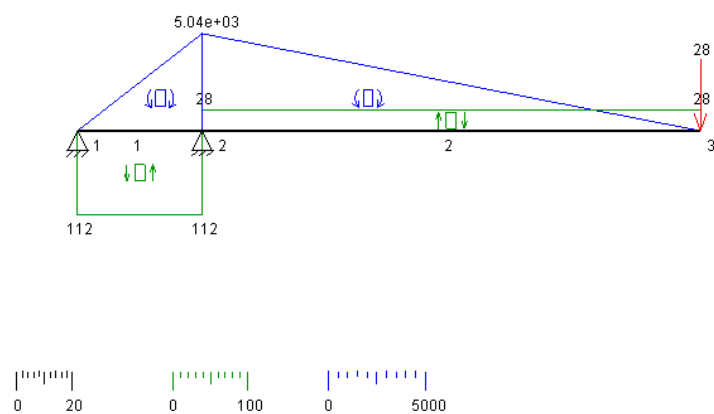
Momentos flectores



- Cortantes y momentos flectores barra 1-2(N):

Viga isostática (estado 1)

Esfuerzos cortantes y momentos flectores



Material(cálculo estático)

Se puede comprobar que la barra más solicitada será la que tiene como inicio el punto 1, y final, el 2, aunque esta no se vea sometida a axil, sólo a un momento flector(M_f) de 5040 N/mm². Por lo que considerando que las medidas de todas las barras son de una altura(h) de 5 mm. (para la sección más desfavorable, y en las que se aplica el M_f) y un espesor(e) de 4 mm., la tensión equivalente será de:

$$\sigma_{eqv}(N/mm^2) = \frac{M_f}{W_f} = \frac{5040 \frac{N}{mm^2}}{\frac{e \cdot h^2}{6} mm^3} = \frac{5040 \frac{N}{mm^2}}{\frac{4 \cdot 10^2}{6} mm^3} = 75'60 N/mm^2$$

- ❖ Aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia de 3, la tensión admisible será de $\sigma_{adm} = 226'80 N/mm^2 \approx 22'68 daN/mm^2$. Por lo que el material que se utilizará para la fabricación de pasador será acero F-1100 normalizado cuya tensión normal de fluencia es de 23 daN/mm².

Material(cálculo a pandeo)

Mirando los diagramas rápidamente se ve que no habrá barra a estudio de este cálculo, ya que todas ellas se encuentran sometidas a tracción y no a compresión. Sin embargo, al poder haber cometido algún error, en el sentido de las cargas, por la simplificación de juntar todas las barras en un sólo diagrama, estudiaremos el caso hipotético más desfavorable que se pudiera producir durante el movimiento de las barras, que tendría las siguientes características:

- Producido, según denominación AMEB, en la barra con extremos 1 y 3.
- Estar sometido al axil máximo alcanzable, 112 N.

Lo siguiente será asegurarse del criterio a pandeo a usar, el de Euler(barras largas) ó el de Johnson(barras cortas). Para ello habrá que comprobar la relación entre λ , esbeltez de la columna, y λ_{lim} , esbeltez de la columna límite.

$$\lambda = \frac{L_e}{i} = \frac{\beta \cdot L}{\sqrt{\frac{I(mm^4)}{A(mm^2)}}} = \frac{1 \cdot 325}{\sqrt{\frac{80(mm^4)}{60(mm^2)}}} = 281'46 mm.$$

Donde:

L_e = longitud efectiva a pandeo en mm. Donde a su vez $L_e = \beta \cdot L$; β = coeficiente en función de los apoyos en los extremos, en este caso 1, y $L = 325 mm$.

i = radio de giro de la sección respecto al eje crítico en mm. A su vez $i = \sqrt{\frac{I(mm^4)}{A(mm^2)}}$; I = momento de inercia de la sección respecto al eje crítico = 80 mm⁴, y A = área de la sección transversal = 60 mm².

$$\lambda_{lim} = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_F}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 2'1 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2}}{230 \frac{N}{mm^2}}} = 134'25 mm.$$

$\lambda > \lambda_{lim}$, por lo que se utilizará el criterio a pandeo de Euler. Y por tanto la fuerza crítica a pandeo, F_{cr} , será:

$$F_{cr}(N) = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_e^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2'1 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2} \cdot 80 mm^4}{325^2 mm^2} = 1569'79 N$$

Por lo que, finalmente, el coeficiente de seguridad a pandeo será:

$$C_{s,pandeo} = \frac{F_{cr(N)}}{F_{compresión(N)}} = \frac{1569'79 N}{112} = 14'02 \gg 3$$

- ❖ En consecuencia, el cálculo estático es más desfavorable, y el acero usado para las barras sería, sin importancia del pandeo, F-1100.

Pasadores

Aun faltara estudiar el material del que estarán compuestos los pasadores de las barras móviles. Siendo que los pasadores tienen un diámetro de 5 mm., sus características resistentes serán de un área(A) de 19'63 mm² y un módulo resistente a flexión(M_f) de 12'27 mm³, la tensión cortante equivalente será de:

$$\tau (N/mm^2) = \frac{F_t(N)}{n^{\circ} \text{planos cortadura} \cdot A(mm^2)} = \frac{28 N}{1 \cdot 19'63 mm^2} = 1'4263 N/mm^2 \approx 1'43 N/mm^2$$

- ❖ Aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia de 3, la tensión admisible será de $\tau_{adm} = 2'86 N/mm^2 \approx 0'29 daN/mm^2$. Por lo que el material que se utilizará para la fabricación de los pasador es será F-1100 cuya tensión cortante de fluencia es de 11,5 daN/mm².

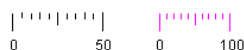
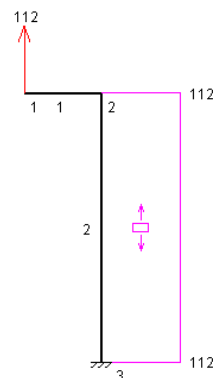
ESLABÓN FIJO

En este sub-apartado, primero se estudiará el material del que eslabón fijo está compuesto, y después se elegirá el tornillo que lo sujetará.

El esquema, de la pieza del *plano 01.05.04*, que representa este problema será el que se muestra a continuación, y estará sometido a los esfuerzos que aquí también se muestran:

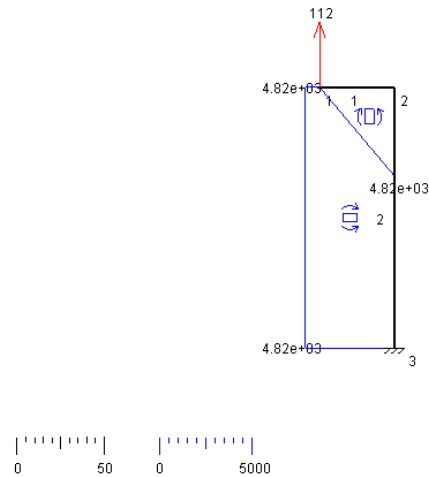
-Axiles(N):

Viga isostática (estado 1)
Esfuerzos axiales



- Momentos Flectores(Nmm):

Viga isostática (estado 1)
Momentos flectores



Material

En la sección más desfavorable el eslabón tendrá una sección equivalente a un rectángulo de altura(h) de 8'5 mm y un espesor(e) de 4 mm, lo que hará que posea un área(A) de 34 mm² y un módulo resistente a flexión(W_f) de 22'67 mm³. Por lo que su tensión equivalente será de:

$$\sigma_{eqv}(N/mm^2) = \frac{N}{A} + \frac{M_f}{W_f} = \frac{112 N}{34 mm^2} + \frac{4820 \frac{N}{mm^2}}{22'67 mm^3} = 215,9099 N/mm^2 \approx 215,91 N/mm^2$$

- ❖ Así que aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia de 2, la tensión admisible será de $\sigma_{adm} = 431'82 N/mm^2 \approx 43'18 daN/mm^2$. Por lo que el material que se utilizará para la fabricación de pasador será acero F-1140 templado y revenido cuya tensión normal de fluencia es de 44 daN/mm².

Tornillo

Despreciándose el momento torsor, por tener un valor muy bajo, que se produce en el otro plano al mostrado en el esquema, se pasaría a resolver.

- Características de los tornillos:

Es una unión de 1 tornillo hexagonal a media rosca de M6x1 6-6 con L = 25 mm según la norma ISO 4017(DIN931).

$$\text{Diámetro resistente} = d_r = d - 0'9381 \cdot p = 5'0619 \text{ mm}$$

$$\text{Area resistente} = A_r = \frac{\pi \cdot d_r^2 (mm)}{4} = 20'12 \text{ mm}^2$$

Diámetro de la cabeza = $d_i = 10 \text{ mm}$

Diámetro de la sección sin roscar = $d_c = 6 \text{ mm}$

Longitud de la sección roscada = $L_r = 18 \text{ mm}$.

Longitud de la sección sin roscar = $L_c = 7 \text{ mm}$.

Longitud efectiva de la sección roscada = $L_{re} = L_r + 0'4 \cdot d_r = 20'02476 \text{ mm}$.

Longitud efectiva de la sección sin roscar = $L_{ce} = L_c + 0'4 \cdot d_c = 9'4 \text{ mm}$.

Tensión de rotura = $\sigma_{rot} = 600 \text{ N/mm}^2$

Tensión de fluencia = $\sigma_F = 360 \text{ N/mm}^2$

- Rigidez de la unión:

- Del perno(K_p)

E = módulo de Young del perno = $2'1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$.

$$\frac{1}{k_p} = \frac{4}{\pi \cdot E} \cdot \left[\frac{L_{ce}}{d_c^2} + \frac{L_{re}}{d_r^2} \right] = \frac{4}{\pi \cdot 2'1 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{9'4}{6^2} + \frac{20'02476}{5'0619^2} \right] = 6'32 \cdot 10^{-6} \text{ N/mm} \rightarrow k_p = 158 \cdot 10^3 \text{ N/mm}$$

- De los elementos unidos(K_u)

$$\alpha = 30^\circ$$

E_i = módulo de Young de cada elemento unido. En el caso de la unión 1 es de $2'1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ y en la unión 2, que se trata de fundición, por lo que su valor es $1'7 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$.

L_i = espesor de cada elemento unido en mm.

$$K_{ui} = \frac{\pi \cdot E_i \cdot d_c \cdot \tan \alpha}{\ln \left[\frac{(2 \cdot L_i \cdot \tan \alpha + d_i - d_c) \cdot (d_i + d_c)}{(2 \cdot L_i \cdot \tan \alpha + d_i + d_c) \cdot (d_i - d_c)} \right]} = \frac{\pi \cdot E_i \cdot 6 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{(2 \cdot L_i \cdot \tan 30 + 10 - 6) \cdot (10 + 6)}{(2 \cdot L_i \cdot \tan 30 + 10 + 6) \cdot (10 - 6)} \right]} =$$

$$\frac{\pi \cdot 2'1 \cdot 10^5 \cdot 6 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{156'3760}{87'0940} \right]} \rightarrow K_{u1}(L_1 = 5 \text{ mm}) = 3'884 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$\frac{\pi \cdot 1'7 \cdot 10^5 \cdot 6 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{358'7539}{156'3760} \right]} \rightarrow K_{u2}(L_2 = 20 \text{ mm}) = 2'228 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$\frac{1}{k_u} = \frac{1}{k_{u1}} + \frac{1}{k_{u2}} \rightarrow k_u = 1'416 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

- Coeficiente de reparto de la unión(C)

$$C = \frac{k_p}{k_p + k_u} = 100'381 \cdot 10^{-3}$$

-Tensión cortante(ζ)

La fuerza cortante sobre cada tornillo(F') será; F_t = reacción vertical total en el rodamiento.

$$F' = \frac{F_t}{n^{\circ} \text{ tornillos}} = \frac{28 \text{ N}}{1} = 28'00 \text{ N}$$

$$\zeta = \frac{F}{A_r} = 1'3916 \text{ N/mm}^2 \approx 1'39 \text{ N/mm}^2$$

-Tensión normal(σ)

- Precarga del perno(F_i)

$$F_i = 0'75 \cdot F_{\text{lim}} = 0'75 \cdot A_r \cdot \sigma_F = 0'75 \cdot 20'12 \cdot 360 = 5432'40 \text{ N}$$

- Carga exterior(F)

L = distancia en el plano vertical = 67'5 mm.

r_A = radio mínimo de la posición que puede adoptar el tornillo = 19'5mm.

F_A = fuerza en el tornillo.

$$F_t \cdot L = F_A \cdot r_A \text{ ----> } F_A = 96'92 \text{ N}$$

$$F = C \cdot F_A = 100'381 \cdot 10^{-3} \cdot 50'67 = 9'73 \text{ N}$$

La tensión normal resultante, aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia(n_F) de 3 será:

$$\sigma = \frac{F_i + n_F \cdot F_{\text{total}}}{A_r} = \frac{5432'40 + 3 \cdot 9'73}{20'12} = 271'45 \text{ N/mm}^2$$

-Tensión normal equivalente(σ_e) según la teoría de tensión cortante máxima:

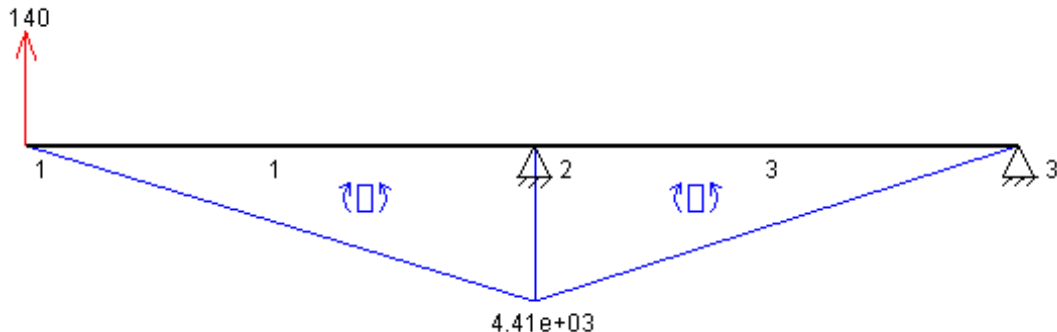
$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \zeta^2} = \sqrt{271'45^2 + 4 \cdot 1'39^2} = 271'46 \text{ N/mm}^2 < 360 \text{ N/mm}^2$$

Así que el tornillo elegido al inicio cumplirá eficientemente con su función.

- ❖ Tornillo hexagonal a media rosca de M6x1 6·6 con $L = 25$ mm según la norma ISO 4017(DIN931), con $M_{\text{apriete}} = 8350 \text{ Nmm}$.

PASADOR DE GIRO

El esquema del problema que se plantea será el siguiente:



Así que considerando que el pasador tiene un diámetro de 5 milímetros, y por lo tanto sus características resistentes son $A = 19'63 \text{ mm}^2$ y $W_f = 12'27 \text{ mm}^3$, su tensión equivalente, despreciando la acción del cortante, será de:

$$\sigma_{\text{eqv}} = \frac{M_f(\text{Nmm})}{W_f(\text{mm}^3)} = \frac{4410 \text{ Nmm}}{12'27 \text{ mm}^3} = 359'41 \text{ N/mm}^2$$

- ❖ Aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia de 1'5, la tensión admisible será de $\sigma_{\text{adm}} = 539'15 \text{ N/mm}^2 \approx 53'91 \text{ daN/mm}^2$. Por lo que el material que se utilizará para la fabricación de pasador será acero F-1430 normalizado cuya tensión normal de fluencia es de 58 daN/mm².

1.2.9.3.- Protector IntermedioPASADOR

Este problema es equivalente al anterior, pero estando sometido a menos esfuerzos, por lo que no será necesario realizar el cálculo para comprobar que deberá estar construido con F-1100 normalizado.

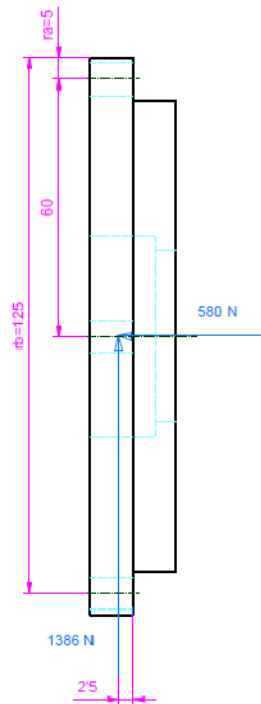
1.2.10.- Resto de Uniones Atornilladas

Ahora se pasará al estudio de las demás uniones atornilladas que se prevén en la tronzadora.

Se recomienda ver antes (1.4.1.6., pág.110).

1.2.10.1.- Alojamiento del Rodamiento de Rodillos Cónicos 32005 X/Q

Esquema, de la pieza del *plano 01.03.04*, del problema:



- Características de los tornillos:

Es una unión de 4 tornillos hexagonales a media rosca de M7x1 6·8 con L = 30 mm según la norma ISO 4014.

Diámetro resistente = $d_r = d - 0'9381 \cdot p = 6'0619 \text{ mm}$

Area resistente = $A_r = \frac{\pi \cdot d_r^2 (mm)}{4} = 28'86 \text{ mm}^2$

Diámetro de la cabeza = $d_i = 11 \text{ mm}$

Diámetro de la sección sin roscar = $d_c = 7 \text{ mm}$

Longitud de la sección roscada = $L_r = 20 \text{ mm}$. En realidad con verdadero uso 12 mm.

Longitud de la sección sin roscar = $L_c = 10 \text{ mm}$.

Longitud efectiva de la sección roscada = $L_{re} = L_r + 0'4 \cdot d_r = 14'42476 \text{ mm}$.

Longitud efectiva de la sección sin roscar = $L_{ce} = L_c + 0'4 \cdot d_c = 12'8 \text{ mm}$.

Tensión de rotura = $\sigma_{rot} = 600 \text{ N/mm}^2$

Tensión de fluencia = $\sigma_F = 480 \text{ N/mm}^2$

- Rigidez de la unión:

- Del perno(K_p)

E = módulo de Young del perno = $2'1 \cdot 10^5$ N/mm².

$$\frac{1}{k_p} = \frac{4}{\pi \cdot E} \cdot \left[\frac{L_{ce}}{d_c^2} + \frac{L_{re}}{d_r^2} \right] = \frac{4}{\pi \cdot 2'1 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{12'8}{7^2} + \frac{14'42476}{6'0619^2} \right] = 3'96 \cdot 10^{-6} \text{ N/mm} \rightarrow k_p = 252 \cdot 10^3 \text{ N/mm}$$

- De los elementos unidos(K_u)

$\alpha = 30^\circ$

E_i = módulo de Young de cada elemento unido. Para ambos en el caso de estudio se trata de fundición, por lo que su valor es $1'7 \cdot 10^5$ N/mm².

L_i = espesor de cada elemento unido en mm.

$$K_{ui} = \frac{\pi \cdot E_i \cdot d_c \cdot \tan \alpha}{\ln \left[\frac{(2 \cdot L_i \cdot \tan \alpha + d_i - d_c) \cdot (d_i + d_c)}{(2 \cdot L_i \cdot \tan \alpha + d_i + d_c) \cdot (d_i - d_c)} \right]} = \frac{\pi \cdot 1'7 \cdot 10^5 \cdot 7 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{(2 \cdot L_i \cdot \tan 30 + 11 - 7) \cdot (11 + 7)}{(2 \cdot L_i \cdot \tan 30 + 11 + 7) \cdot (11 - 7)} \right]} = \frac{\pi \cdot 1'7 \cdot 10^5 \cdot 7 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{279'8462}{118'1880} \right]}$$

$$\rightarrow K_{u1}(L_1 = 10 \text{ mm}) = K_{u2}(L_2 = 10 \text{ mm}) = 2'504 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$\frac{1}{k_u} = \frac{1}{k_{u1}} + \frac{1}{k_{u2}} \rightarrow k_u = 1'252 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

- Coeficiente de reparto de la unión(C)

$$C = \frac{k_p}{k_p + k_u} = 167'553 \cdot 10^{-3}$$

-Tensión cortante(ζ)

La fuerza cortante sobre cada tornillo(F') será; F_t = reacción vertical total en el rodamiento.

$$F' = \frac{F_t}{n^{\circ} \text{ tornillos}} = \frac{1388 \text{ N}}{4} = 344'00 \text{ N}$$

$$\zeta = \frac{F'}{A_r} = 11'9196 \text{ N/mm}^2 \approx 11'92 \text{ N/mm}^2$$

-Tensión normal(σ)

- Precarga del perno(F_i)

$$F_i = 0'75 \cdot F_{lim} = 0'75 \cdot A_r \cdot \sigma_F = 0'75 \cdot 28'86 \cdot 480 = 10389'60 \text{ N}$$

- Carga exterior(F)

L = distancia con la reacción vertical total en el rodamiento = 2'5 mm.

r = distancia con la reacción horizontal total en el rodamiento = 65 mm.

r_A = radio de la posición de los tornillos A = 5 mm.

F_A = fuerza en los tornillos A.

r_B = radio de la posición de los tornillos B = 125 mm.

F_B = fuerza en los tornillos B.

$$F_t \cdot L + N \cdot r = 2 \cdot F_A \cdot r_A + 2 \cdot F_B \cdot r_B$$

$$\frac{F_A}{r_A} = \frac{F_B}{r_B}$$

$$\text{----> } F_A = 3'29 \text{ N, } F_B = 164'52 \text{ N}$$

F = reacción horizontal sobre el perno más solicitado, el B.

$$F = C \cdot F_B = 167'553 \cdot 10^{-3} \cdot 164'52 = 27'565 \text{ N}$$

La tensión normal resultante, aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia(n_F) de 3 será:

$$\sigma = \frac{F_t + n_F \cdot F}{A_r} = \frac{10389'70 + 3 \cdot 27'56}{28'86} = 362'87 \text{ N/mm}^2$$

-Tensión normal equivalente(σ_e) según la teoría de tensión cortante máxima:

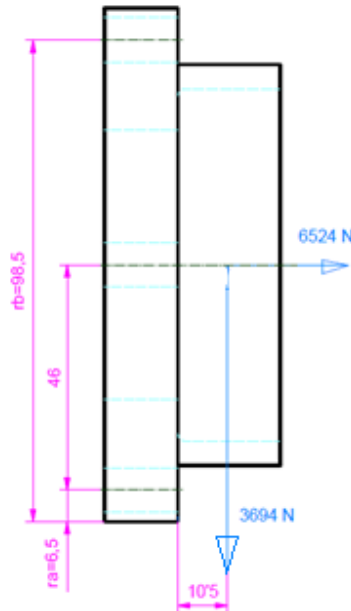
$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \zeta^2} = \sqrt{362'87^2 + 4 \cdot 11'92^2} = 363'65 \text{ N/mm}^2 < 480 \text{ N/mm}^2$$

Así que los tornillos elegidos al inicio cumplirán con efectividad su función.

- ❖ 4 tornillos hexagonales a media rosca de M7x1 6·8 con L = 30 mm según la norma ISO 4014, con M_{apriete} = 17800 Nmm.

1.2.10.2.- Alojamiento del Rodamiento de Rodillos Cónicos 31306 J2/Q

Esquema, de la pieza del *plano 01.03.03*, del problema:



- Características de los tornillos:

Es una unión de 4 tornillos hexagonales a media rosca de M8x1'25 6-8 con $L = 30$ mm según la norma ISO 4018.

Diámetro resistente= $d_r = d - 0'9381 \cdot p = 6'8273$ mm

Area resistente = $A_r = \frac{\pi \cdot d_r^2 (mm)}{4} = 36'64$ mm²

Diámetro de la cabeza = $d_i = 13$ mm

Diámetro de la sección sin roscar = $d_c = 8$ mm

Longitud de la sección roscada = $L_r = 22$ mm. En realidad con verdadero uso 19 mm.

Longitud de la sección sin roscar = $L_c = 8$ mm.

Longitud efectiva de la sección roscada = $L_{re} = L_r + 0'4 \cdot d_r = 21'73092$ mm.

Longitud efectiva de la sección sin roscar = $L_{ce} = L_c + 0'4 \cdot d_c = 11'2$ mm.

Tensión de rotura = $\sigma_{rot} = 600$ N/mm²

Tensión de fluencia = $\sigma_F = 480$ N/mm²

- Rigidez de la unión:

- Del perno(K_p)

E = módulo de Young del perno = $2'1 \cdot 10^5$ N/mm².

$$\frac{1}{k_p} = \frac{4}{\pi \cdot E} \cdot \left[\frac{L_{ce}}{d_c^2} + \frac{L_{re}}{d_r^2} \right] = \frac{4}{\pi \cdot 2'1 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{11'2}{8^2} + \frac{21'73092}{6'8273^2} \right] = 3'89 \cdot 10^{-6} \text{ N/mm} \rightarrow k_p = 257 \cdot 10^3 \text{ N/mm}$$

- De los elementos unidos(K_u)

$$\alpha = 30^\circ$$

E_i = módulo de Young de cada elemento unido. Para ambos en el caso de estudio se trata de fundición, por lo que su valor es $1'7 \cdot 10^5$ N/mm².

L_i = espesor de cada elemento unido en mm.

$$K_{ui} = \frac{\pi \cdot E_i \cdot d_c \cdot \tan \alpha}{\ln \left[\frac{(2 \cdot L_i \cdot \tan \alpha + d_i - d_c) \cdot (d_i + d_c)}{(2 \cdot L_i \cdot \tan \alpha + d_i + d_c) \cdot (d_i - d_c)} \right]} = \frac{\pi \cdot 1'7 \cdot 10^5 \cdot 8 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{(2 \cdot L_i \cdot \tan 30 + 13 - 8) \cdot (13 + 8)}{(2 \cdot L_i \cdot \tan 30 + 13 + 8) \cdot (13 - 8)} \right]} =$$

$$\frac{\pi \cdot 1'7 \cdot 10^5 \cdot 8 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{568'7307}{191'6025} \right]} \rightarrow K_{u1}(L_1 = 15 \text{ mm}) = 2'267 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$\frac{\pi \cdot 1'7 \cdot 10^5 \cdot 8 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{347'4871}{162'7350} \right]} \rightarrow K_{u2}(L_2 = 10 \text{ mm}) = 3'523 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$\frac{1}{k_u} = \frac{1}{k_{u1}} + \frac{1}{k_{u2}} \rightarrow k_u = 1'379 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

-Coeficiente de reparto de la unión(C)

$$C = \frac{k_p}{k_p + k_u} = 157'090 \cdot 10^{-3}$$

-Tensión cortante(ζ)

La fuerza cortante sobre cada tornillo(F') será; F_t = reacción vertical total en el rodamiento.

$$F' = \frac{F_t}{n^\circ \text{ tornillos}} = \frac{3694 \text{ N}}{4} = 923'50 \text{ N}$$

$$\zeta = \frac{F'}{A_r} = 25'2046 \text{ N/mm}^2 \approx 25'20 \text{ N/mm}^2$$

-Tensión normal(σ)

- Precarga del perno(F_i)

$$F_i = 0'9 \cdot F_{lim} = 0'9 \cdot A_r \cdot \sigma_F = 0'9 \cdot 36'64 \cdot 480 = 15828'48 \text{ N}$$

- Carga exterior(F)

L = distancia con la reacción vertical total en el rodamiento = 10'5 mm.

r = distancia con la reacción horizontal total en el rodamiento = 52'5 mm.

r_A = radio de la posición de los tornillos A = 46 mm.

F_A = fuerza en los tornillos A.

r_B = radio de la posición de los tornillos B = 125 mm.

F_B = fuerza en los tornillos B.

$$F_t \cdot L + N \cdot r = 2 \cdot F_A \cdot r_A + 2 \cdot F_B \cdot r_B$$

$$\frac{F_A}{r_A} = \frac{F_B}{r_B}$$

$$\text{----> } F_A = 128'12 \text{ N, } F_B = 1921'86 \text{ N}$$

F = reacción horizontal sobre el perno más solicitado, el B.

$$F = C \cdot F_B = 157'090 \cdot 10^{-3} \cdot 1921'86 = 301'90 \text{ N}$$

La tensión normal resultante, aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia(n_F) de 3 será:

$$\sigma = \frac{F_t + n_F \cdot F}{A_r} = \frac{15828'48 + 3 \cdot 301'90}{36'64} = 456'72 \text{ N/mm}^2$$

-Tensión normal equivalente(σ_e) según la teoría de tensión cortante máxima:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \zeta^2} = \sqrt{456'72^2 + 4 \cdot 25'20^2} = 459'49 \text{ N/mm}^2 < 480 \text{ N/mm}^2$$

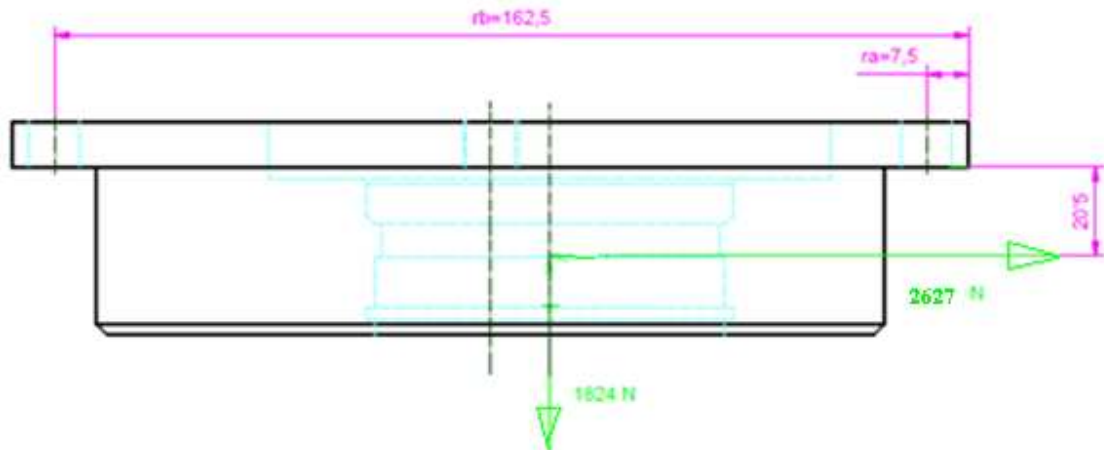
Así que los tornillos elegidos al inicio cumplirán eficientemente con su función.

- ❖ 4 tornillos hexagonales a media rosca de M8x1'25 6-8 con L = 30 mm según la norma ISO 4018, con M_{apriete} = 31700 Nmm.

1.2.10.3.- Alojamiento del Rodamiento Rígido de Bolas 16007

FIJACIÓN

Esquema, de la pieza del *plano 01.04.03*, del problema:



- Características de los tornillos:

Es una unión de 4 tornillos hexagonales a media rosca de M8x1'25 6·8 con L = 25 mm según la norma ISO 4018.

Diámetro resistente = $d_r = d - 0'9381 \cdot p = 6'8273 \text{ mm}$

Area resistente = $A_r = \frac{\pi \cdot d_r^2 (mm)}{4} = 36'64 \text{ mm}^2$

Diámetro de la cabeza = $d_i = 13 \text{ mm}$

Diámetro de la sección sin roscar = $d_c = 8 \text{ mm}$

Longitud de la sección roscada = $L_r = 22 \text{ mm}$. En realidad con verdadero uso 17 mm.

Longitud de la sección sin roscar = $L_c = 3 \text{ mm}$.

Longitud efectiva de la sección roscada = $L_{re} = L_r + 0'4 \cdot d_r = 19'73092 \text{ mm}$.

Longitud efectiva de la sección sin roscar = $L_{ce} = L_c + 0'4 \cdot d_c = 6'2 \text{ mm}$.

Tensión de rotura = $\sigma_{rot} = 600 \text{ N/mm}^2$

Tensión de fluencia = $\sigma_F = 480 \text{ N/mm}^2$

- Rigidez de la unión:

- Del perno(K_p)

E = módulo de Young del perno = $2 \cdot 1 \cdot 10^5$ N/mm².

$$\frac{1}{k_p} = \frac{4}{\pi \cdot E} \cdot \left[\frac{L_{ce}}{d_c^2} + \frac{L_{re}}{d_r^2} \right] = \frac{4}{\pi \cdot 2 \cdot 1 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{6^2}{8^2} + \frac{1973092}{68273^2} \right] = 3 \cdot 15 \cdot 10^{-6} \text{ N/mm} \rightarrow k_p = 317 \cdot 10^3 \text{ N/mm}$$

- De los elementos unidos(K_u)

$$\alpha = 30^\circ$$

E_i = módulo de Young de cada elemento unido. Para ambos en el caso de estudio se trata de fundición, por lo que su valor es $1 \cdot 7 \cdot 10^5$ N/mm².

L_i = espesor de cada elemento unido en mm.

$$K_{ui} = \frac{\pi \cdot E_i \cdot d_c \cdot \tan \alpha}{\ln \left[\frac{(2 \cdot L_i \cdot \tan \alpha + d_i - d_c) \cdot (d_i + d_c)}{(2 \cdot L_i \cdot \tan \alpha + d_i + d_c) \cdot (d_i - d_c)} \right]} = \frac{\pi \cdot 1 \cdot 7 \cdot 10^5 \cdot 8 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{(2 \cdot L_i \cdot \tan 30 + 13 - 8) \cdot (13 + 8)}{(2 \cdot L_i \cdot \tan 30 + 13 + 8) \cdot (13 - 8)} \right]} =$$

$$\frac{\pi \cdot 1 \cdot 7 \cdot 10^5 \cdot 8 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{2989897}{1511880} \right]} \rightarrow K_{u1}(L_1 = 8 \text{ mm}) = 3 \cdot 6176 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$\frac{\pi \cdot 1 \cdot 7 \cdot 10^5 \cdot 8 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{3474871}{1627350} \right]} \rightarrow K_{u2}(L_2 = 10 \text{ mm}) = 3 \cdot 523 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$\frac{1}{k_u} = \frac{1}{k_{u1}} + \frac{1}{k_{u2}} \rightarrow k_u = 1 \cdot 785 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

- Coeficiente de reparto de la unión(C)

$$C = \frac{k_p}{k_p + k_u} = 150 \cdot 809 \cdot 10^{-3}$$

-Tensión cortante(ζ)

La fuerza cortante sobre cada tornillo(F') será; F_t = reacción vertical total en el rodamiento.

$$F' = \frac{F_t}{n^{\circ} \text{ tornillos}} = \frac{2627 \text{ N}}{4} = 656 \cdot 75 \text{ N}$$

$$\zeta = \frac{F'}{A_r} = 17 \cdot 9243 \text{ N/mm}^2 \approx 17 \cdot 92 \text{ N/mm}^2$$

-Tensión normal(σ)

- Precarga del perno(F_i)

$$F_i = 0 \cdot 9 \cdot F_{lim} = 0 \cdot 9 \cdot A_r \cdot \sigma_F = 0 \cdot 9 \cdot 36 \cdot 64 \cdot 480 = 15828 \cdot 48 \text{ N}$$

- Carga exterior(F)

L = distancia con la reacción vertical total en el rodamiento = 20'5 mm.

r = distancia con la reacción horizontal total en el rodamiento = 85+15 = 100 mm.

r_A = radio de la posición de los tornillos A = 7'5 mm.

F_A = fuerza en los tornillos A.

r_B = radio de la posición de los tornillos B = 162'5 mm.

F_B = fuerza en los tornillos B.

$$F_t \cdot L - N \cdot r = 2 \cdot F_A \cdot r_A + 2 \cdot F_B \cdot r_B$$

$$\frac{F_A}{r_A} = \frac{F_B}{r_B}$$

$$\text{----> } F_A = -18'22 \text{ N}, F_B = -394'66 \text{ N}$$

El perno más solicitado, aunque parezca lo contrario, como se verá más adelante, es el A.

$$F = C \cdot F_A = 150'809 \cdot 10^{-3} \cdot (-18'22) = -2'74 \text{ N}$$

La tensión normal resultante, aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia(n_F) de 3 será:

$$\sigma = \frac{F_t + n_F \cdot F}{A_r} = \frac{15828'48 + 3 \cdot (-2'74)}{36'64} = 431'77 \text{ N/mm}^2$$

-Tensión normal equivalente(σ_e) según la teoría de tensión cortante máxima:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \zeta^2} = \sqrt{431'77^2 + 4 \cdot 17'92^2} = 433'25 \text{ N/mm}^2 < 480 \text{ N/mm}^2$$

Así que los tornillos elegidos al inicio cumplirán eficientemente con su función. Sin embargo, al contrario que en los casos anteriores aun habrá que revisar que cumpla otra función, no permitir las fugas de aceite.

PÉRDIDA DE ACEITE

Deberá cumplirse que:

$$D \leq (d_i + e) \cdot n^{\circ}_{\text{tornillos}}$$

Donde:

D = longitud circunferencial del círculo en mm, que atiende a la expresión $D = \pi \cdot d = 486,95$ mm.

e = espesor menor de los elementos unidos en mm. $L_1 = e = 8$ mm.

$$486,95 \text{ mm} \leq (13 + 8) \cdot 4 = 84 \text{ mm}$$

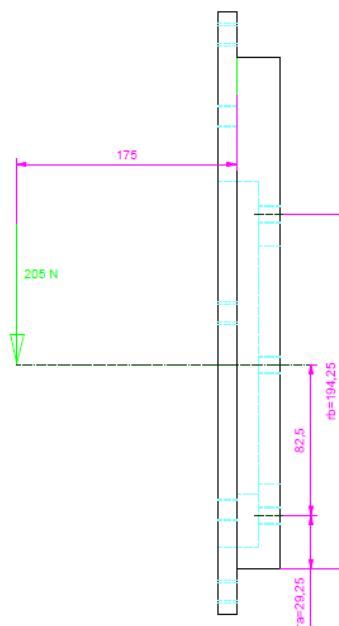
- ❖ Que no se cumpla la inecuación representa que hará falta poner una junta, untar la unión con una grasa especial, o ambas acciones, para no dejar escapar el lubricante.
- ❖ 4 tornillos hexagonales a media rosca de M8x1'25 6·8 con $L = 25$ mm según la norma ISO 4018, con $M_{\text{apriete}} = 31700$ Nmm.

1.2.10.4.- Del Motor

Aunque se supone que el fabricante ya ha debido de calcular dicha unión cuya única carga a vencer es el propio peso del motor, al no facilitarnos los pernos, o por lo menos las características resistentes de estos, que han tenido en cuenta, y al haber otra pieza ajena a la casa involucrada en el estudio, se necesitará realizar la comprobación.

FIJACIÓN

Esquema, de la pieza del *plano 01.02.02*, del problema:



- Características de los tornillos:

Es una unión de 4 tornillos hexagonales a media rosca de M10x1'5 6·6 con L = 30 mm según la norma ANSI B 18.6.7 M.

Diámetro resistente = $d_r = d - 0'9381 \cdot p = 8'5928 \text{ mm}$

Area resistente = $A_r = \frac{\pi \cdot d_r^2 (mm)}{4} = 57'99 \text{ mm}^2$

Diámetro de la cabeza = $d_i = 16 \text{ mm}$

Diámetro de la sección sin roscar = $d_c = 10 \text{ mm}$

Longitud de la sección roscada = $L_r = 26 \text{ mm}$. En realidad con verdadero uso 23 mm.

Longitud de la sección sin roscar = $L_c = 4 \text{ mm}$.

Longitud efectiva de la sección roscada = $L_{re} = L_r + 0'4 \cdot d_r = 26'43712 \text{ mm}$.

Longitud efectiva de la sección sin roscar = $L_{ce} = L_c + 0'4 \cdot d_c = 8 \text{ mm}$.

Tensión de rotura = $\sigma_{rot} = 600 \text{ N/mm}^2$

Tensión de fluencia = $\sigma_F = 360 \text{ N/mm}^2$

- Rigidez de la unión:

- Del perno (K_p)

E = módulo de Young del perno = $2'1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$.

$$\frac{1}{k_p} = \frac{4}{\pi \cdot E} \cdot \left[\frac{L_{ce}}{d_c^2} + \frac{L_{re}}{d_r^2} \right] = \frac{4}{\pi \cdot 2'1 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{8}{10^2} + \frac{26'43712}{8'5928^2} \right] = 2'65 \cdot 10^{-6} \text{ N/mm} \rightarrow k_p = 376 \cdot 10^3 \text{ N/mm}$$

- De los elementos unidos (K_u)

$\alpha = 30^\circ$

E_i = módulo de Young de cada elemento unido. Para ambos en el caso de estudio se trata de fundición, por lo que su valor es $1'7 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$.

L_i = espesor de cada elemento unido en mm.

$$K_{ui} = \frac{\pi \cdot E_i \cdot d_c \cdot \tan \alpha}{\ln \left[\frac{(2 \cdot L_i \cdot \tan \alpha + d_i - d_c) \cdot (d_i + d_c)}{(2 \cdot L_i \cdot \tan \alpha + d_i + d_c) \cdot (d_i - d_c)} \right]} = \frac{\pi \cdot 1'7 \cdot 10^5 \cdot 10 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{(2 \cdot L_i \cdot \tan 30 + 16 - 10) \cdot (16 + 10)}{(2 \cdot L_i \cdot \tan 30 + 16 + 10) \cdot (16 - 10)} \right]} =$$

$$\frac{\pi \cdot 1'7 \cdot 10^5 \cdot 10 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{606'3332}{259'9230} \right]} \rightarrow K_{u1}(L_i = 15 \text{ mm}) = 3'6403 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$\frac{\pi \cdot 1'7 \cdot 10^5 \cdot 10 \cdot \tan 30}{\ln \left[\frac{456'2221}{225'2820} \right]} \rightarrow K_{u2}(L_2 = 10 \text{ mm}) = 4'3698 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$\frac{1}{k_u} = \frac{1}{k_{u1}} + \frac{1}{k_{u2}} \rightarrow k_u = 1'9859 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

- Coeficiente de reparto de la unión(C)

$$C = \frac{k_p}{k_p + k_u} = 159'194 \cdot 10^{-3}$$

-Tensión cortante(ζ)

La fuerza cortante sobre cada tornillo(F') será; F_t = reacción vertical total en el rodamiento.

$$F' = \frac{F_t}{n^{\circ} \text{ tornillos}} = \frac{205 \text{ N}}{4} = 51'25 \text{ N}$$

$$\zeta = \frac{F'}{A_r} = 19'3027 \text{ N/mm}^2 \approx 0'88 \text{ N/mm}^2$$

-Tensión normal(σ)

- Precarga del perno(F_i)

$$F_i = 0'9 \cdot F_{lim} = 0'9 \cdot A_r \cdot \sigma_F = 0'9 \cdot 57'99 \cdot 360 = 18788'76 \text{ N}$$

- Carga exterior(F)

L = distancia con la reacción vertical total $\approx 175 \text{ mm}$.

r_A = radio de la posición de los tornillos A = 29'25 mm.

F_A = fuerza en los tornillos A.

r_B = radio de la posición de los tornillos B = 194'25 mm.

F_B = fuerza en los tornillos B.

$$F_t \cdot L = 2 \cdot F_A \cdot r_A + 2 \cdot F_B \cdot r_B$$

$$\frac{F_A}{r_A} = \frac{F_B}{r_B}$$

$$\rightarrow F_A = 1'22 \text{ N}, F_B = 9'79 \text{ N}$$

F = reacción horizontal sobre el perno más solicitado, el B.

$$F = C \cdot F_B = 159'194 \cdot 10^{-3} \cdot 9'79 = 1'56 \text{ N}$$

La tensión normal resultante, aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia (n_F) de 3 será:

$$\sigma = \frac{F_t + n_F \cdot F}{A_r} = \frac{18788'76 + 3 \cdot 1'56}{57'99} = 324'08 \text{ N/mm}^2$$

-Tensión normal equivalente (σ_e) según la teoría de tensión cortante máxima:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{324'08^2 + 4 \cdot 0'88^2} = 324'08 \text{ N/mm}^2 < 360 \text{ N/mm}^2$$

Así que los tornillos elegidos al inicio cumplirán eficientemente con su función. Sin embargo, como en el caso anterior habrá que revisar que cumpla con la función de no permitir las fugas de aceite.

PÉRDIDA DE ACEITE

Deberá cumplirse que:

$$D \leq (d_i + e) \cdot n^{\circ}_{\text{tornillos}}$$

Donde:

D = longitud circunferencial del círculo en mm, que atiende a la expresión $D = \pi \cdot d = 518'36 \text{ mm}$.

e = espesor menor de los elementos unidos en mm. $L_1 = e = 10 \text{ mm}$.

$$518'36 \text{ mm} \leq (16 + 15) \cdot 4 = 124 \text{ mm}$$

- ❖ Como antes, que no se cumpla la inecuación representa que hará falta poner una junta, untar la unión con una grasa especial, o ambas acciones, para no dejar escapar el lubricante.
- ❖ 4 tornillos hexagonales a media rosca de M10x1'5 6-6 con L = 30 mm según la norma ANSI B 18.6.7 M, con $M_{\text{apriete}} = 46400 \text{ Nmm}$.

1.2.10.5.- De la Tapa del Cabezal

PÉRDIDA DE ACEITE

En este caso singular, ya que la tapa no se ve sometida a tener que resistir ninguna carga, ó si lo hace tiene un valor tan despreciable que sería infructífero realizar el estudio, sólo habrá que realizar el cálculo para que la unión no tenga pérdidas de lubricante. Por lo que deberá cumplirse:

$$D \leq (d_i + e) \cdot n^{\circ}_{\text{tornillos}}$$

- ❖ Estando la unión compuesta por 8 tornillos hexagonales a media rosca de M12x1'75 6-6 con L = 30 mm según la norma DIN931, con $M_{\text{apriete}} = 77800 \text{ Nmm}$.

Donde:

D = longitud circunferencial del círculo en mm, que atiende a la expresión $D = \pi \cdot d = 958'18 \text{ mm}$.

e = espesor menor de los elementos unidos en mm., 10 mm.

d_i = diámetro de la cabeza del perno = 18 mm

$$958'18 \text{ mm} \leq (18 + 10) \cdot 8 = 224 \text{ mm}$$

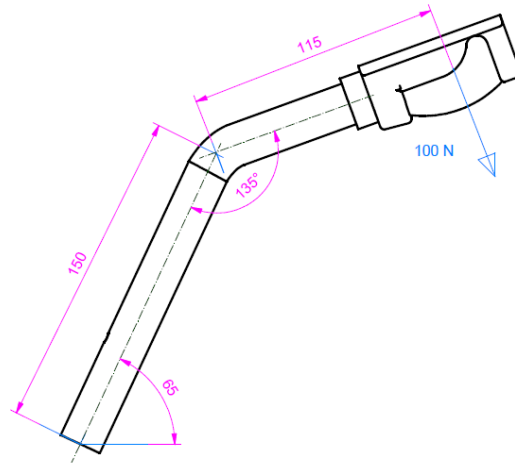
- ❖ Como los dos casos anteriores, que no se cumpla la inecuación representa que hará falta poner una junta, untar la unión con una grasa especial, o ambas acciones, para no dejar escapar el lubricante.

1.2.11.- Resumen de Uniones Atornilladas

Lugar de la Unión	Denominación	Nº Tornillos	Necesidad de Juntas	$M_{\text{apriete}}(\text{Nmm})$
Fijación Axial Disco	M14x2 8-8 L=25 ISO 4762(DIN 267)	1	-	
Protector Fijo	M8x'25 6-8 L=25 ISO 4017(DIN931)	2	-	23800
Barra Fija	M6x1 6-6 L=16 ISO 4017(DIN931)	1	-	8350
Alojamiento 32005 X/Q	M7x1 6-8 L=30 ISO 4014	4	-	17800
Alojamiento 32005 X/Q	M8x1'25 6-8 L=30 ISO 4018	4	-	31700
Alojamiento 16007	M8x1'25 6-8 L=25 ISO 4018	4	SI	31700
Motor	M10x1'5 6-6 L=30 ANSI B 18.6.7 M	4	SI	46400
Tapa Cabezal	M12x1'75 6-6 L = 30 ISO 4017(DIN931)	8	SI	77800

1.2.12.- La Palanca

Por último se realizará el cálculo de la palanca, cuya representación gráfica se muestra a continuación:



Y que tiene las siguientes características a efectos de cálculo:

D = diámetro exterior = 20mm

d = diámetro interior = 10 mm

$$A = \text{área} = \frac{\pi \cdot (D-d)^2}{4} = 78,54 \text{ mm}^2$$

$$W_f = \text{módulo resistente a flexión} = \frac{\pi \cdot (D-d)^3}{32} = 98,17 \text{ mm}^3$$

Se supone que para hacer girar el cabezal respecto del pasador hará falta hacer una fuerza (F) de unos 100 N en sentido perpendicular a la barra que representa la empuñadura en la figura neuern. Así:

$$F_x(N) = F_y(N) = F(N) \cdot \cos 45^\circ = 100 \text{ N} \cdot \cos 45^\circ = 70,71 \text{ N}$$

La sección más desfavorable, de forma inconfundible, será la correspondiente a la unión con el cabezal, que a términos esquemáticos sería tratada como un empotramiento, que se encontraría distanciado de la fuerza en el eje $x(F_x)$ a:

$$L_x(\text{mm}) = 150 \text{ mm} \cdot \cos 65^\circ + 115 \text{ mm} \cdot \sin 45^\circ = 144,71 \text{ mm}$$

Y de la fuerza en el eje $y(F_y)$ de:

$$L_y(\text{mm}) = 150 \text{ mm} \cdot \sin 65^\circ + 115 \text{ mm} \cdot \cos 45^\circ = 217,26 \text{ mm}$$

Por lo que despreciando efectos a cortadura, y del axil, la tensión equivalente será igual a:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{M_f}{W_f} = \frac{70,71 \cdot (144,71 + 217,26)}{98,17} = 260,7202 = 260,72 \text{ N/mm}^2 = \\ &= 26,072 \text{ daN/mm}^2 \approx 26,07 \text{ daN/mm}^2 \end{aligned}$$

- ❖ Aplicando un coeficiente de seguridad a fluencia de 2, la tensión admisible será de 52,14 daN/mm². Por lo que para la fabricación de la barra se escogerá un F-1201 templado y revenido, que tiene una $\sigma_F = 65 \text{ daN/mm}^2$.

1.3.- ESTUDIO DE VIABILIDAD

1.3.1.- Introducción

Para poder comparar con algunas tronzadoras que existen en el mercado, lo primero que habrá que realizar es una estimación del coste total de la tronzadora en sí, y no únicamente de la parte correspondiente al cabezal.

Para ello se ha supuesto que el coste de toda la tronzadora equivaldría, más o menos, a multiplicar por 1,25 veces el precio del cabezal, por lo cual:

$$\text{Coste total del cabezal} \times 1,25 = 1526,68\text{€} \times 1,25 = \mathbf{1908,35\text{€}}$$

Si se le añade una bancada, 250 euros, su precio ascendería a **2158,35 €**.

1.3.2.- Estudio de Mercado











En este apartado se pasará a comparar las tronzadoras ya habidas en el mercado con la calculada, para ello se irán exponiendo las tronzadoras competidoras, mostrando sus especificaciones, y después enumerando las ventajas y desventajas de la tronzadora del proyecto con respecto a las especificaciones de su competidora(Ver 1.1.6.- Descripción del Producto, pág. 10).

- Tronzadora ENDA - FALCON 352/MA



Sierra manual de disco HSS, para el corte de metales desde 45° a la derecha a 45° a la izquierda.

Datos técnicos:

										
				0°	350	115	95	180x95	350	90
				45° E	350	110	95	125x95	350	64
				60° E	350	90	90	90x90	350	45
				45° D	350	110	95	125x95	350	64
mm	kw	giri/min	mm							kg
350x32x2,5	1,8/2,5	15/30/45/90	190							375

- Ventajas de la tronzadora del proyecto
 - Peso inferior.
 - Menor potencia --> menor consumo.
- Desventajas de la tronzadora del proyecto
 - Menor capacidad de corte.
 - Menor gama de velocidades.

- Tronzadora ENDA - COBRA 352 MA



Sierra manual para el corte de piezas macizas y de perfiles de aluminio y de aleaciones ligeras con disco de dientes electrosoldados de metal duro.

Datos técnicos:

					0°	350	115	100	130x80	250	50	
					45°	350	100	85	90x80	250	40	
					45°	350	75	75	90x65	250	40	kg
	mm	kw	giri/min	mm								220
	350x32x2,5	1,1/2,2	30/60	130								

- Ventajas
 - Corte de materiales de mayor dureza.
 - Mayor capacidad de corte, en general, en ángulo de 45°.
- Desventajas
 - Mayor peso.
 - Mayor tamaño(a vista).

- Tronzadora FABRIS - 275 JUNIOR

275 JUNIOR



Especificaciones:

- Cabezal y mordaza regulable derecha-izquierda 45°.
- Bomba refrigeración.
- Mordaza cierre rapido.
- Refrigeración.

Capacidad de corte (mm)

	●	■	■
0°	90	80	110x65
45° izq	80	70	75x60
45° dcha	75	65	75x65

Características:

	275 JUNIOR
Dimensiones del disco	275 mm Eje 32
Motor trifásico 2 velocidad	1,1 - 1,5 Kw
Velocidad	44 -88 /min
Apertura máx. mordaza	165 mm
Peso	100 kg

* Bancada y disco no incluidos

➤ Ventajas

- Mayor capacidad de corte en ángulo de 45°.
- Uso velocidades de corte recomendadas por el fabricante de las sierras de disco.

➤ Desventajas

- Mayor peso.
- Mayor tamaño(a vista).

- Tronzadora FABRIS - 315

315



Especificaciones:

- Cabezal y mordaza regulable derecha-izquierda 45°.
- Bomba refrigeración.
- Mordaza cierre rapido.
- Refrigeración.

Capacidad de corte (mm)

	●	■	■
0°	105	95	160x70
45° izq	90	80	90x70
45° dcha	80	65	60x50

Características:

	315
Dimensiones del disco	315 mm Eje 32
Motor trifásico 2 velocidades	1,32 - 1,91 Kw
Velocidad	44 -88 /min
Apertura máx. mordaza	165 mm
Peso	155 kg

* Bancada y disco no incluidos

- Ventajas
 - Uso velocidades de corte recomendadas por el fabricante de las sierras de disco.
- Desventajas
 - Mayor peso.
 - Mayor potencia --> mayor consumo.
 - Menor capacidad de corte, en general.

- Tronzadora MG- 250 CS



Polígono Industrial Font de la Parera
08430 La Roca del Vallés - Barcelona (España)

Tel. +34 938 424 160 | Fax. +34 938 424 128
www.tronzadorasmg.com | tronzadorasmg@tronzadorasmg.com

MG-250-CS

1487.00€

**Descripción:**

Tronzadora manual de disco para corte de hierro y acero.
Cabezal giratorio 45° izquierda y derecha.
Cabezal reductor con motor trifásico.
Reducción corona/tornillo sin fin bañado en aceite.

Características:

- Normas CE.
- Bomba refrigeración.
- Mordaza doble antirrebaba.
- Protector del disco.
- Paro emergencia
- Bancada.
- Disco de 250 mm HSS con eje 32 mm.

Especificaciones:

Dimensiones de sierra	250 mm
Motor	0,9 kw
Velocidad corte	40/80 r.p.m.
Altura de trabajo	955 mm
Bomba de taladrina	0,12 kw
Peso	175 kg
Dimensiones	830x555x1750 mm
Acústica	70 db
Capacidad de corte circular 90°	80 mm
Capacidad de corte rectangular 90°	90x50 mm
Capacidad de corte cuadrada 90°	70x70 mm
Capacidad de corte circular 45° derecha	80 mm
Capacidad de corte rectangular 45° derecha	60x60 mm
Capacidad de corte cuadrada 45° derecha	60x60 mm
Capacidad de corte circular 45° izquierda	80 mm
Capacidad de corte rectangular 45° izquierda	60x60 mm
Capacidad de corte cuadrada 45° izquierda	60x60 mm
Apertura max. mordaza	95 mm

➤ Ventajas

- Mayor capacidad de corte.
- Uso velocidades de corte recomendadas por el fabricante de las sierras de disco.

➤ Desventajas

- Mayor coste.
- Mayor potencia --> mayor consumo
- Mayor peso.
- Mayor tamaño.

- Tronzadora MG- 315 CS



Polígono Industrial Font de la Parera
08430 La Roca del Vallès - Barcelona (España)
Tel. +34 938 424 160 | Fax. +34 938 424 128
www.tronzadorasmg.com | tronzadorasmg@tronzadorasmg.com

MG-315-CS

2200.00€



Descripción:

Tronzadora manual de disco para corte de hierro y acero.
Cabezal giratorio 45° izquierda y derecha.
Cabezal reductor con motor trifásico.
Reducción corona/tornillo sin fin bañado en aceite.

Características:

- Normas CE.
- Bomba refrigeración.
- Mordaza doble con antirrebaba.
- Protector del disco.
- Paro emergencia
- Bancada.
- Disco de 315 mm HSS con eje 40 mm.

Especificaciones:

Dimensiones de sierra	DIA. 315 X EJE 40 mm
Motor	0,7/1,1 kw
Velocidad corte	18/36 r.p.m.
Altura de trabajo	955 mm
Bomba de taladrina	0,12 kw
Peso	187 kg
Dimensiones	970x555x1750 mm
Acústica	70 db
Capacidad de corte circular 90°	110 mm
Capacidad de corte rectangular 90°	140x90 mm
Capacidad de corte cuadrada 90°	100x100 mm
Capacidad de corte circular 45° derecha	110 mm
Capacidad de corte rectangular 45° derecha	100x90 mm
Capacidad de corte cuadrada 45° derecha	90x90 mm
Capacidad de corte circular 45° izquierda	110 mm
Capacidad de corte rectangular 45° izquierda	100x90 mm
Capacidad de corte cuadrada 45° izquierda	90x90 mm
Apertura max. mordaza	145 mm

- Ventajas
 - Menor coste.
- Desventajas
 - Mayor potencia --> mayor consumo.
 - Mayor peso.
 - Menor capacidad de corte.

- Tronzadora OPTIMUM - 275 CS (1543 EUROS)



Nº Referencia	2713
Marca	OPTIMUM
Modelo	CS 315
Capacidad de corte a 90°	
- Circular	60 mm
- Cuadrado	60 x 60 mm
- Rectángulo	100 x 60 mm
Capacidad de corte a 45°	
- Circular	60 mm
- Cuadrado	60 x 60 mm
- Rectángulo	90 x 70 mm
Regulación de áng. corte	sobre soporte de rodamiento giratorio
Avance	Manual
Velocidad del disco de sierra	41/82 min
Longitud de la mordaza	110 mm
Diám. del disco	275 mm
Grosor de disco	2.5 mm
Diám. del eje	40 mm
Potencia del motor (2 etapas)	2.0 / 1.4 kW / 400 V -50Hz
Dimensiones	810 x 550 x 1,580 mm
Peso Neto	175 Kgs

- Ventajas
 - Mayor capacidad de corte.
 - Uso velocidades de corte recomendadas por el fabricante de las sierras de disco.
- Desventajas
 - Mayor coste.
 - Mayor peso.
 - Mayor tamaño.

- Tronzadora OPTIMUM - 315 CS (1850 EUROS)



Nº Referencia	2713
Marca	OPTIMUM
Modelo	CS 315
Capacidad de corte a 90°	
- Circular	70 mm
- Cuadrado	70 x 70 mm
- Rectángulo	130 x 70 mm
Capacidad de corte a 45°	
- Circular	70 mm
- Cuadrado	70 x 70 mm
- Rectángulo	90 x 70 mm
Regulación de áng. corte	sobre soporte de rodamiento giratorio
Avance	Manual
Velocidad del disco de sierra	19/38 min
Longitud de la mordaza	135 mm
Diám. del disco	315 mm
Grosor de disco	2.5 mm
Diám. del eje	40 mm
Potencia del motor (2 etapas)	1.5 / 0.75 kW / 400 V
Dimensiones	910 x 546 x 1750 mm
Peso Neto	235 Kg

ARTICULOS RELACIONADOS

- Ventajas
 - Mayor capacidad de corte.
- Desventajas
 - Mayor coste.
 - Mayor peso.
 - Mayor potencia --> mayor consumo.

1.3.3.- Conclusiones

A lo largo de las comparaciones realizadas anteriormente se ha podido comprobar que las ventajas y desventajas de la tronzadora a diseño han ido cambiando indistintamente, salvo únicamente, y por lo tanto cabe mencionar, por el mayor peso y tamaño.

Lo cual dejaría a debate si la intrusión de la tronzadora sería factible, rentable, a falta de un mayor y específico estudio a fondo de las posibilidades de hacerse un hueco, ser competitiva, en el mercado.

1.4.- ANEJOS

1.4.1.- Tablas Útiles para los Cálculos

1.4.1.1.- Ejes

MATERIALES

ACEROS DE CONSTRUCCIÓN					
ACEROS AL CARBONO					
Tipo	Tratamiento	Rm daN/mm ²	Re (min) daN/mm ²	A (min) %	
F-1100	Natural	41-56			
	Normalizado	40-50	23	25	
	Templado y revenido	40-57	26	23	
F-1120	Natural	50-56			
	Normalizado	48-56	27	25	
	Templado y revenido	48-66	31	21	
F-1130	Natural	53-72			
	Normalizado	54-66	29	21	
	Templado y revenido	58-79	37	19	
F-1140	Natural	62-80			
	Normalizado	61-74	32	17	
	Templado y revenido	68-87	44	16	
F-1150	Natural	73-90			
	Normalizado	70-85	39	15	
	Templado y revenido	76-90	50	14	
ACEROS ALEADOS DE GRAN RESISTENCIA					
Símbolo	Tipo	Tratamiento	Rm daN/mm ²	Re (min) daN/mm ²	A (min) %
37Cr4	F-1201	Natural	75-100		
		Normalizado	70-88	42	14
		Templado y revenido	85-105	65	14
41Cr4	F-1202	Natural	78-110		
		Normalizado	73-90	45	12
		Templado y revenido	90-110	68	12
34CrMo4	F-1250	Natural	85-130		
		Normalizado	85-105	55	12
		Templado y revenido	90-110	70	12
	F-1260	Natural	135-200		
		Normalizado	160-180	125	6
		Templado y revenido	120-140	100	10
	F-1272	Natural	90-145		
		Normalizado	100-125	65	9
		Templado y revenido	110-130	90	11

ACEROS DE CONSTRUCCIÓN					
ACEROS ALEADOS DE GRAN RESISTENCIA (Continuación)					
Símbolo	Tipo	Tratamiento	R _m daN/mm ²	R _e (min) daN/mm ²	A (min) %
	F-1282	Natural Normalizado Templado y revenido	90-140 95-120 100-120	60 80	10 12
ACEROS ALEADOS DE CEMENTACIÓN					
Símbolo	Tipo	Tratamiento	R _m daN/mm ²	R _e (min) daN/mm ²	A (min) %
C10K-1	F-1510	Natural Normalizado Cementado y templado	36-52 38-47 45-70	22 30	30 15
16MnCr51	F-1516	Natural Normalizado Cementado y templado	57-78 53-68 85-115	27 60	19 11
16CrMo41	F-1550	Natural Normalizado Cementado y templado	57-85 60-78 95-125	33 70	17 9
14NiCrMo131	F-1560	Natural Normalizado Cementado y templado	85-130 80-110 105-135	50 85	9 11
20NiCr41	F-1580	Natural Normalizado Cementado y templado	70-95 65-90 95-125	35 75	14 10

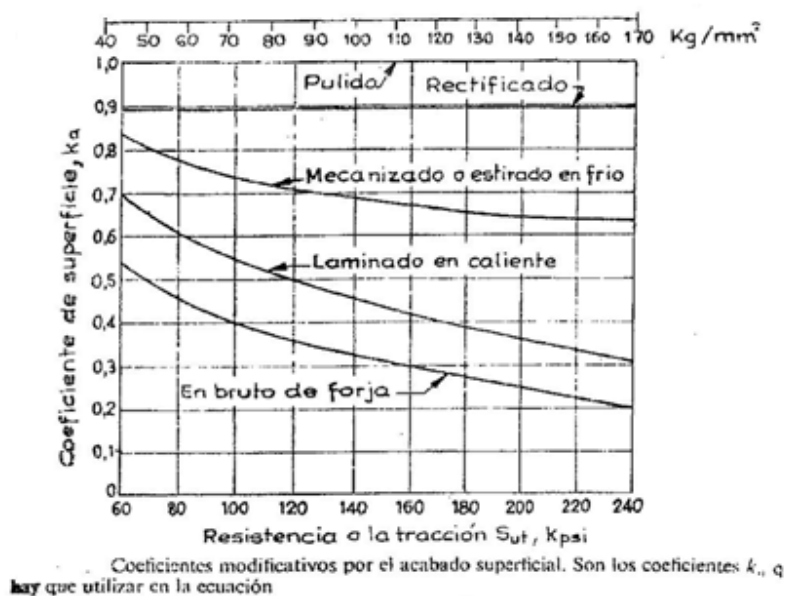
ACEROS DE CONSTRUCCIÓN					
ACEROS DE NITRURACIÓN					
Símbolo	Tipo	Tratamiento	R _m daN/mm ²	R _e (min) daN/mm ²	A (min) %
	F-171	Natural Normalizado Templado y revenido	110	90	10
	F-172	Natural Normalizado Templado y revenido	100	80	13
41CrAlMo7	F-1740	Natural Normalizado Templado y revenido	90-130 95-120 100-120	60 85	8 12
ACEROS DE GRAN ELASTICIDAD					
Símbolo	Tipo	Tratamiento	R _m daN/mm ²	R _e (min) daN/mm ²	A (min) %
	F-141	Natural Normalizado Templado y revenido	115	95	5
51CrV4	F-1430	Natural Normalizado Templado y revenido	90-130 90-120 100-120	58 80	11 10
56Si7	F-1440	Natural Normalizado Templado y revenido	85-110 85-100 95-115	50 75	12 12
51Si7	F-1450	Natural Normalizado Templado y revenido	80-100 75-88 85-100	44 62	15 14

COEFICIENTES DE SEGURIDAD

COEFICIENTE DE SEGURIDAD EN CÁLCULOS ESTÁTICOS			
Tipo de carga	Acero		Fundición gris
	Materiales dúctiles		Materiales frágiles
	Criterio de rotura	Criterio de fluencia	Criterio de rotura
Carga permanente	de 3 a 4	de 1,5 a 2	de 5 a 6
Carga repetida, en una dirección, gradual	6	3	de 7 a 8
Carga repetida, invertida, gradual o con choque suave	8	4	de 10 a 12
Carga con choque más violento	de 10 a 15	de 5 a 7	de 15 a 20

FACTORES CORRECTORES DE FÁTIGA

Coeficiente de superficie, K_a



Coeficiente de confianza, K_c

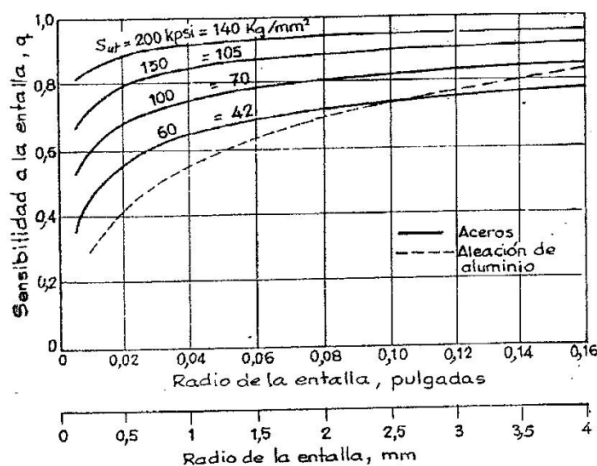
Para determinar esa seguridad funcional se empleará la expresión:

$$K_c = 1 - 0,08 D$$

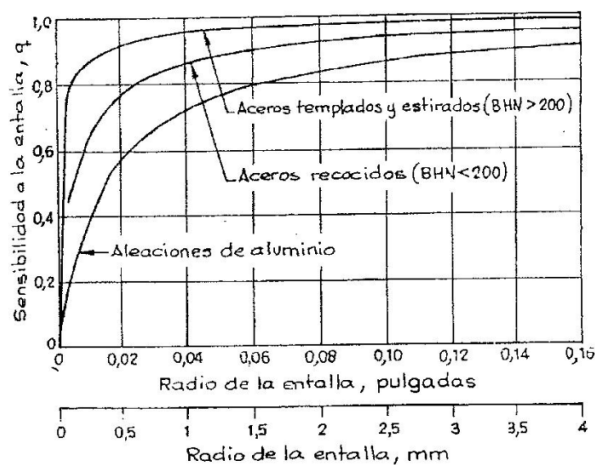
Los valores de D pueden obtenerse de la tabla 4.8.1, según el grado de confianza o relación de supervivencia que se desee.

Relación de supervivencia por 100	Factor de multiplicación D
90	1,3
95	1,6
99	2,3
99,9	3,1
99,99	3,7

Fig. 4.8.1. Relación de supervivencia.

Sensibilidad a la entalla, q 

Gráficos de sensibilidad a la entalla para aceros y aluminio fundido 24 S-T, sometidos a flexión con inversión o a cargas axiales con inversión.



Curvas de sensibilidad a la entalla para materiales sometidos a torsión con inversión.

Concentración de tensiones, K_e

- Flexión-chavetero:

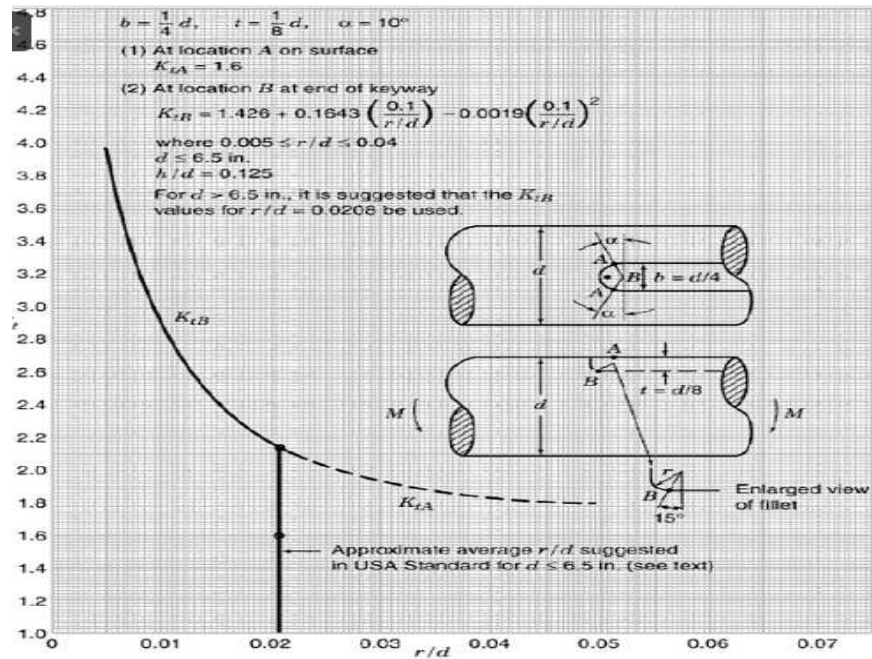
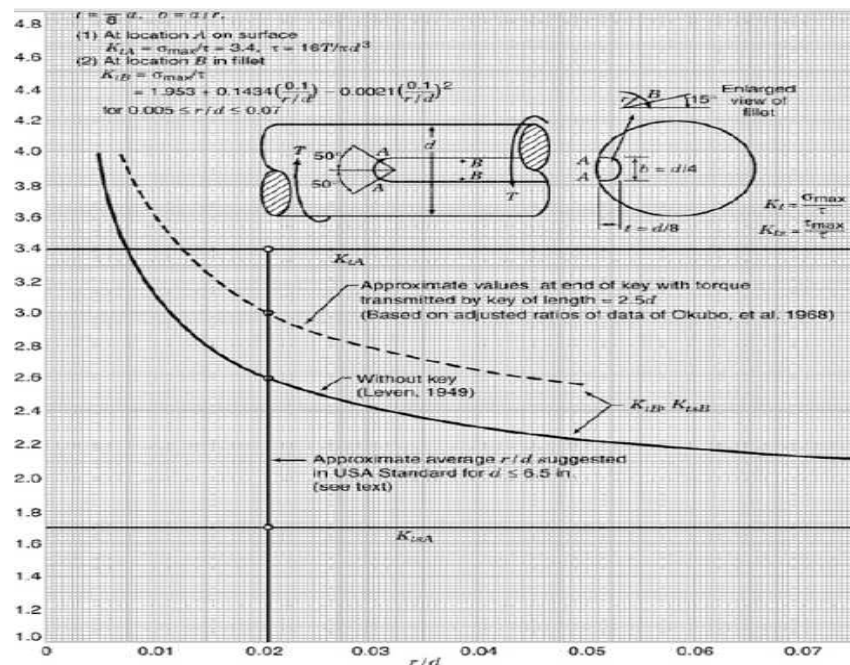


Chart 5.1 Stress concentration factors K_t for bending of a shaft of circular cross section with a semicircular end keyseat (based on data of Fessler et al. 1969a,b).

- Torsión-chavetero:



DEFORMACIONES PERMISIBLES

Tabla 7.1 Deformaciones permisibles de árboles. Fuente: (Ivanov^[58]).

Deformación	Aplicación	Deformación permisible*
Deflexión (debida a flexión)	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas	$[y] = (0.0002 \dots 0.0003)L$, donde L es la distancia entre apoyos
	En el sitio de asiento de ruedas dentadas cilíndricas	$[y] = (0.01 \dots 0.03)m$, donde m es el módulo de la transmisión
	En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales	$[y] = (0.005 \dots 0.007)m$, donde m es el módulo de la transmisión
	Deflexión máxima en los árboles de los motores asíncronos	$[y] = 0.1h$, donde h es la holgura entre el rotor y el estator
	Deflexión máxima en árboles de ventiladores	$[y] = (0.0003 \dots 0.0005)D$, donde D es el diámetro del rotor
Deflexión angular (debida a flexión)	En el sitio de asiento de ruedas dentadas	$[\varphi] = 0.001 \text{ rad}$
	En un cojinete	$[\varphi] = 0.001 \text{ rad}$
	En el asiento de rodamientos de bolas	$[\varphi] = 0.01 \text{ rad}$
	En el asiento de rodamientos de rodillos cilíndricos	$[\varphi] = 0.0025 \text{ rad}$
	En el asiento de rodamientos cónicos	$[\varphi] = 0.0016 \text{ rad}$
Ángulo de torsión (por unidad de longitud)	En el asiento de rodamientos esféricos	$[\varphi] = 0.05 \text{ rad}$
	Grúas desplazables y portátiles	$[\theta/L] = 0.0045 \dots 0.006 \text{ rad/m}$
	Husillos de tornos y taladros	$[\theta/L] = 0.00175 \text{ rad/m}$
	Árboles medios de destinación general	$[\theta/L] = 0.009 \text{ rad/m}$
	Árboles de cardanes de vehículos ($d = 30 \dots 50 \text{ mm}$)	$[\theta/L] = 0.005 \dots 0.007 \text{ rad/m}$

* Otras recomendaciones^[58] indican que: $y \leq 0.005 \text{ in}$ en los asientos de ruedas dentadas; $\varphi_1 + \varphi_2 < 0.03^\circ$, donde φ_1 y φ_2 son las deflexiones angulares de un par de ruedas dentadas engranando; y que y en cojinetes de contacto deslizante debe ser menor que el espesor de la película de aceite.

* El módulo, m , de una transmisión por ruedas dentadas es un parámetro que define el tamaño de los dientes.

1.4.1.2.- Engranajes

MATERIALES Y COEFICIENTES DE SEGURIDAD

BRONCES $C_s = 2.5$					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de bronce	Rm daN/mm ² (kp/mm ²)	Dureza	R _{adm} daN/mm ² (kp/mm ²)
C-311		Bronce al Sn 10%	20-25	60-75 HB	9,00
C-312		Bronce al Sn 12%	20-30	75-80 HB	10,00
C-313		Bronce al Sn 14%	20-25	85-115 HB	9,00
C-412		Bronce al Al 9%	45-50	100-120 HB	19,00
C-415		Bronce al Al 11%	63-70	170-210 HB	26,60

MATERIALES PARA ENGRANAJES					
ACEROS AL CARBONO $C_s = 3$					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm ² (kp/mm ²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm ² (kp/mm ²)
F-111	F-1110	Extra suave Normalizado	38-48	110-135 HB	14
F-113	F-1130	Semi-suave Normalizado	55-62	150-170 HB	19
F-114	F-1140	Semi-duro Normalizado	62-70	190-210 HB	22
F-114	F-1140	Semi-duro Templado y revenido	68-87	247-277 HB	26
ACEROS DE GRAN RESISTENCIA					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm ² (kp/mm ²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm ² (kp/mm ²)
F-122		Acero al Cr-Ni duro	110-120	310-370 HB	33
F-123		Acero al Cr-Ni tenaz	90-110	280-330 HB	33
F-125	F-1250	Acero al Cr-Mo tenaz	90-110	295-325 HB	33
F-126		Acero al Cr-Ni-Mo duro	120-140	352-400 HB	43
F-127		Acero al Cr-Ni-Mo tenaz	105-125	305-365 HB	39
ACEROS DE CEMENTACIÓN					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm ² (kp/mm ²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm ² (kp/mm ²)
F-153		Acero al Cr-Ni duro	110-125	58 HRC	39
F-154		Acero al Cr-Ni tenaz	90-95	58 HRC	31
F-155		Acero al Cr-Mo	90-95	58 HRC	31
F-156		Acero al Cr-Ni-Mo duro	120-135	60 HRC	42
ACEROS DE TEMPLE POR LLAMA BONIFICADOS					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm ² (kp/mm ²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm ² (kp/mm ²)
F-113		Semi-suave	Núcleo 50-55	55 HRC	17
F-122		Al Cr-Ni duro	Núcleo 75-85	58 HRC	26
F-123		Al Cr-Ni tenaz	Núcleo 75-85	58 HRC	26
F-128		De baja aleación	Núcleo 90-95	58 HRC	31
FUNDICIONES $C_s = 3 \frac{1}{2}$					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de fundición	Rm daN/mm ² (kp/mm ²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm ² (kp/mm ²)
F-811		Gris de 14 kp/mm ²	14	180 HB	3,80
F-812		Gris de 21 kp/mm ²	21	175-215 HB	5,70
F-813		Gris de 28 kp/mm ²	28	210-260 HB	7,50
F-814		Gris de 35 kp/mm ²	35	235-285 HB	9,50
F-815		Gris de 42 kp/mm ²	42	250-300 HB	11,40
F-833		Maleable de 34 kp/mm ²	34	149 HB	9,20
F-835		Maleable de 38 kp/mm ²	38	248 HB	10,30
F-841		Maleable perlítica 42 kp/mm ²	42	163-207 HB	11,30
F-842		Maleable perlítica 49 kp/mm ²	49	163-228 HB	13,20
F-843		Maleable perlítica 56 kp/mm ²	56	197-241 HB	15,20

EXCEL: TRANSMISIÓN HELICOIDAL

z2	45	z1	15
i	3	dejes(mm)	88
$\mu(^{\circ})$	$\mu(\text{rad})$	$\cos(\mu)$	Mn(mm)
15	0,261791667	0,96592782	2,83338829
16	0,279244444	0,96126397	2,81970763
17	0,296697222	0,95630731	2,80516812
18	0,31415	0,95105938	2,78977418
19	0,331602778	0,94552176	2,77353049
20	0,349055556	0,93969614	2,75644202
21	0,366508333	0,9335843	2,73851395
22	0,383961111	0,9271881	2,71975175
23	0,401413889	0,92050948	2,70016114
24	0,418866667	0,91355048	2,67974808
25	0,436319444	0,90631323	2,65851879
26	0,453772222	0,89879991	2,63647975
27	0,471225	0,89101283	2,61363765
28	0,488677778	0,88295436	2,58999945
29	0,506130556	0,87462694	2,56557237
30	0,523583333	0,86603312	2,54036383
31	0,541036111	0,85717552	2,51438152
32	0,558488889	0,84805682	2,48763335
33	0,575941667	0,83867982	2,46012747
34	0,593394444	0,82904736	2,43187225
35	0,610847222	0,81916238	2,40287631
36	0,6283	0,80902789	2,37314847
37	0,645752778	0,79864697	2,34269778
38	0,663205556	0,7880228	2,31153353
39	0,680658333	0,77715859	2,27966521
40	0,698111111	0,76605768	2,24710252
41	0,715563889	0,75472343	2,21385538
42	0,733016667	0,74315929	2,17993392
43	0,750469444	0,7313688	2,14534847
44	0,767922222	0,71935553	2,11010956
45	0,785375	0,70712316	2,07422794

INVENTOR: TORNILLO SINFIN-RUEDA HELICOIDAL

Generador de componentes de engranajes helicoidales

Atributos comunes

Coefficiente de engranaje deseado: 24,0000 su Módulo: 5,000 mm Ángulo de presión: 20 gr Ángulo de hélice: 5,7392 gr

Vista preliminar... Distancia al centro

Tornillo helicoidal

Sin modelo Cara cilíndrica Plano inicial

Número de roscas: 1 su

Longitud de tornillo helicoidal: 70,000 mm

Diámetro de separación: 50,000 mm Factor de diámetro: 10,0000 su

Engranaje helicoidal

Componente Cara cilíndrica Plano inicial

Número de dientes: 24 su

Anchura de cara: 42 mm

Corrección unitaria: -0,0605 su

No hay mensajes disponibles.

Calcular Aceptar Cancelar <<

Tipo de entrada

☐ Coeficiente de engranaje ☒ Número de dientes

Tipo de tamaño

☒ Módulo ☐ Separación circular

Tamaño de diente unitarios

Tornillo helicoidal ☒ Engranaje helic.

Altura cabeza de diente: a^* 0,8000 su 0,8000 su

Juego: c^* 0,2000 su 0,2000 su

Empalme raíz: r_f^* 0,3000 su 0,3000 su

Tipo de engranaje

☒ Atributos comunes ☐ Espiral

Tamaño de tornillo helicoidal

☐ Factor de diámetro ☒ Ángulo de hélice ☐ Diámetro de separación

CÁLCULO

Factor de forma del diente

FACTOR DE FORMA DEL DIENTE $\cdot y$							
Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°	Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°
10	0,064	0,056	0,083	25	0,108	0,097	0,133
11	0,072	0,061	0,092	27	0,111	0,099	0,136
12	0,078	0,067	0,099	30	0,114	0,101	0,139
13	0,083	0,071	0,103	34	0,118	0,104	0,142
14	0,088	0,075	0,108	38	0,122	0,106	0,145
15	0,092	0,078	0,111	43	0,126	0,108	0,147
16	0,094	0,081	0,115	50	0,130	0,110	0,151
17	0,096	0,084	0,117	60	0,134	0,113	0,154
18	0,098	0,086	0,120	75	0,138	0,115	0,158
19	0,100	0,088	0,123	100	0,142	0,117	0,161
20	0,102	0,090	0,125	150	0,146	0,119	0,165
21	0,104	0,092	0,127	300	0,150	0,122	0,170
23	0,106	0,094	0,130	Oramallera	0,154	0,124	0,175

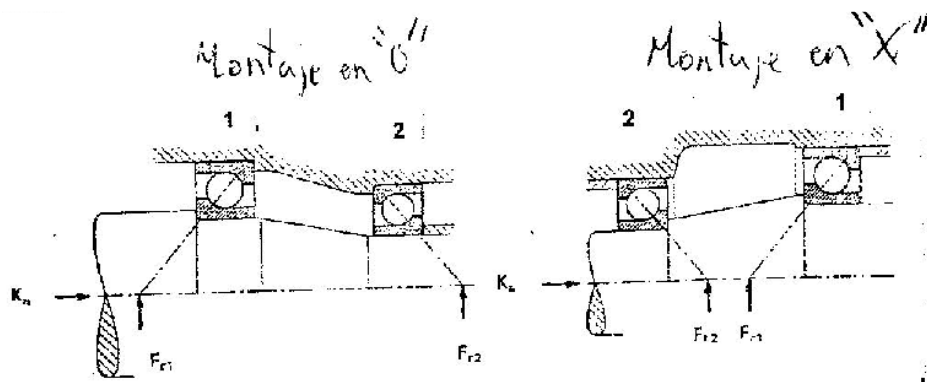
Factor de esfuerzos dinámicos

FACTOR DE ESFUERZOS DINÁMICOS	
Tipo de montaje	Factor f_d (V)
Para engranajes de la máxima precisión obtenidos por rectificado u otro procedimiento similar. Velocidad del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min	$f_d = 1 + \frac{\sqrt{V}}{43}$
Para engranajes tallados por generación, sin rectificar, y con velocidades del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{360}$
Para engranajes ordinarios fabricados con fresa de módulo o con fresa madre, de una sola pasada. Velocidad del círculo primitivo igual o inferior a 600 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{180}$

Factor de servicio

FACTOR DE SERVICIO	
Tipo de máquina	Factor f_s
Para cargas uniformes sin choque, como: ventiladores, maquinaria de elevación, máquinas centrífugas, transmisiones por correa, etc.	De 1,00 a 1,25
Para cargas con choque medio, como: máquinas sometidas a frecuentes arranques, compresores, máquinas alternativas, herramientas portátiles neumáticas y eléctricas, bombas alternativas, etc.	De 1,25 a 1,50
Para cargas con choque fuerte, como: trenes laminadores, machacadoras de piedra, maquinaria de dragados, punzonadoras, compresores monocilíndricos, etc.	De 1,50 a 2,00

1.4.1.3.- Rodamientos

MONTAJE EN "O" Y "X"


Condiciones de carga	Carga axial F_a a considerar en el cálculo de la carga equivalente	
	rodamiento 1	rodamiento 2
$\frac{F_{r1}}{Y_1} \leq \frac{F_{r2}}{Y_2}$	$F_a = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_{r2}}{Y_2}$	—
$\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $K_a > 0,5 \cdot \left(\frac{F_{r1}}{Y_1} - \frac{F_{r2}}{Y_2} \right)$	$F_a = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_{r2}}{Y_2}$	—
$\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $K_a \leq 0,5 \cdot \left(\frac{F_{r1}}{Y_1} - \frac{F_{r2}}{Y_2} \right)$	—	$F_a = 0,5 \cdot \frac{F_{r1}}{Y_1} - K_a$

DURACIÓN APROXIMADA

DURACIÓN APROXIMADA DE RODAMIENTOS	
Tipo de Máquina	Duración en horas
<i>Aparatos de poco uso:</i> Aparatos de demostración, aparatos domésticos, aparatos para bricolaje, automóviles de competición, aparatos de maniobra de puertas correderas, aparatos de uso médico.	hasta 500
Motocicletas ligeras, motores para aviones, maquinaria agrícola de poco uso, electrodomésticos, aparatos para artesanía.	500 - 1.000
Automóviles, camiones, pequeños ventiladores, maquinaria para la construcción, grupos hidráulicos móviles y estacionarios	1.000 - 4.000
<i>Máquinas para servicio corto o intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de poca importancia:</i> Máquinas herramientas manuales, aparatos de elevación para talleres, máquinas movidas a mano en general, máquinas agrícolas, grúas de montaje, laminadores, soportes para vagonetas, maquinaria para oficina y proceso de datos, compresores, mecanismos industriales diversos.	4.000 - 8.000
<i>Máquinas para servicio intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de mucha importancia:</i> Máquinas auxiliares para centrales de fuerza, equipos de transporte para fabricación continua en cadena, ascensores, grúas para carga general, máquinas herramientas de poco uso.	8.000 - 12.000
<i>Máquinas para 8 horas de servicio diario no totalmente utilizadas:</i> Motores eléctricos estacionarios, engranajes para usos generales, reductores motores de combustión, machacadoras giratorias, material para maquinaria de construcción, máquinas herramientas de uso medio.	12.000 - 20.000
<i>Máquinas para 8 horas de servicio totalmente utilizadas:</i> Máquinas para talleres industriales en general, grúas para trabajo continuo, ventiladores, transmisiones intermedias, vehículos ferroviarios, molinos de martillos, extrusionadoras, maquinaria textil, maquinaria de artes gráficas, cintas transportadoras, máquinas para trabajar madera.	20.000 - 30.000
<i>Máquinas para servicio continuo de 24 horas al día:</i> Separadoras centrífugas, compresores, bombas, ascensores de minas, motores eléctricos estacionarios, máquinas de servicio continuo en navos de guerra, locomotoras ferroviarias, ventiladores y tornos de extracción para minas.	40.000 - 60.000
Ejes de transmisión para barcos, motores marinos de combustión, máquinas secadoras para la industria papelera, hornos giratorios, máquinas cableadoras.	70.000 - 100.000
<i>Máquinas para 24 horas de servicio con un amplio margen de seguridad:</i> Máquinas para la fabricación de celulosa y papel, máquinas para el servicio público de fuerza motriz, bombas de minas, bombas de abastecimientos públicos de agua, máquinas de servicio continuo en buques mercantes.	100.000 - 200.000

TABLA ROD. DE BOLAS

Estas tablas se refieren a los RODAMIENTOS DE BOLAS
(Para los rodamientos de rodillos ver la hoja siguiente)

Seguridad de carga $\frac{C}{P}$ para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento
y para diferentes velocidades

Duración en horas L_h	Revoluciones por minuto											
	10	16	25	40	63	100	125	200	250	320	400	500
100	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
500	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
1000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
1250	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
1600	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
2000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
2500	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
3200	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
4000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
5000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
6300	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
8000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
10000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
12500	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
16000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
20000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
25000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
32000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
40000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
50000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
63000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
80000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
100000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
125000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
160000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
200000	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47

Seguridad de carga $\frac{C}{P}$
para diferentes duraciones
expresadas en millones de revoluciones

Duración en millones de revoluciones L_{10}	Revoluciones por minuto											
	10	16	25	40	63	100	125	200	250	320	400	500
0,5	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
1	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
1,5	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
2	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
3	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
4	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
5	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
6	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
8	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
10	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
12	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
14	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
16	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
18	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
20	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
25	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
30	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
35	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
40	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
45	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
50	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
60	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
70	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
80	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
90	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
100	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
120	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
140	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
160	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
180	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
200	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
220	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
240	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
260	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
280	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
300	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
320	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
340	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
360	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
380	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
400	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
420	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
440	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
460	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
480	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606
500	0,793	0,866	0,940	1,014	1,088	1,162	1,236	1,310	1,384	1,458	1,532	1,606

En los casos de cargas radial y axial actuando simultáneamente sobre un rodamiento radial, la carga equivalente P se obtiene con la fórmula: $P = X F_r + Y F_a$ en la que F_r = carga radial, F_a = carga axial, X e Y = coeficientes indicados en la tabla siguiente.

Coeficientes X e Y												
Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$				$\frac{F_a}{F_r} > e$				e			
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
Rodamientos rígidos de bolas												
Series EL, R, 160, 60, 62, 63, 64												
$F_a = 0,025$												
C_0												
$e = 0,04$												
$e = 0,07$												
$e = 0,13$												
$e = 0,27$												
$e = 0,5$												
Rodamientos de bolas a rotación												
Series 125, 126, 127, 108, 129												
1200-1203												
04-05												
06-07												
08-09												
10-12												
13-22												
24-30												
2200-2204												
05-07												
08-09												
10-13												
14-20												
21-22												
1300-1303												
04-05												
06-09												
10-22												
2301												
2302-2304												
05-06												
11-18												
Rodamientos de bolas con contacto angular												
Series 72 B, 73 B												
Series 72 BG, 73 BG												
Un par de bolas en contacto en un mismo sentido												
Un par de rodamientos en contacto en sentido opuesto												
Series 32 A, 31 A												

TABLA ROD. DE RODILLOS

Estos tubos se refieren a los RODAMIENTOS DE RODILLOS
(Vea los rodamientos de bolas ver la hoja anterior)

Ill'ara los redimidos de bolas ver la bola anterior)

C Seguridad de carga. **P** para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento

Y para diferentes velocidades

Duración en horas L_h	Revoluciones por minuto														
	10	15	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630	
100	1.60	1.71	1.83	1.97	2.11	2.26	2.41	2.56	2.72	2.87	3.03	3.19	3.36	3.53	
200	1.00	1.05	1.13	1.20	1.29	1.37	1.45	1.53	1.60	1.69	1.78	1.87	1.96	2.05	
300	0.75	0.79	0.84	0.90	0.96	1.01	1.06	1.11	1.16	1.21	1.26	1.31	1.36	1.41	
400	0.60	0.63	0.67	0.71	0.75	0.79	0.83	0.87	0.91	0.95	0.99	1.03	1.07	1.11	
500	0.48	0.50	0.53	0.56	0.59	0.62	0.65	0.68	0.71	0.74	0.77	0.80	0.83	0.86	
630	0.39	0.41	0.43	0.45	0.47	0.49	0.51	0.53	0.55	0.57	0.59	0.61	0.63	0.65	
800	0.30	0.32	0.34	0.36	0.38	0.40	0.42	0.44	0.46	0.48	0.50	0.52	0.54	0.56	
1000	0.24	0.25	0.27	0.28	0.30	0.31	0.32	0.34	0.35	0.36	0.38	0.39	0.41	0.42	
1250	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31	0.32	
1600	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	
2000	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	
2500	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	
3200	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	
4000	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	
5000	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	
6300	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	
8000	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	
10000	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	
12500	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	
16000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
20000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
25000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
32000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
40000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
50000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
63000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
80000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
100000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	

Duración en horas L_h	Revoluciones por minuto														
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	
100	1.60	1.71	1.83	1.97	2.11	2.26	2.41	2.56	2.72	2.87	3.03	3.19	3.36	3.53	
200	1.00	1.05	1.13	1.20	1.29	1.37	1.45	1.53	1.60	1.69	1.78	1.87	1.96	2.05	
300	0.75	0.79	0.84	0.90	0.96	1.01	1.06	1.11	1.16	1.21	1.26	1.31	1.36	1.41	
400	0.60	0.63	0.67	0.71	0.75	0.79	0.83	0.87	0.91	0.95	0.99	1.03	1.07	1.11	
500	0.48	0.50	0.53	0.56	0.59	0.62	0.65	0.68	0.71	0.74	0.77	0.80	0.83	0.86	
630	0.39	0.41	0.43	0.45	0.47	0.49	0.51	0.53	0.55	0.57	0.59	0.61	0.63	0.65	
800	0.30	0.32	0.34	0.36	0.38	0.40	0.42	0.44	0.46	0.48	0.50	0.52	0.54	0.56	
1000	0.24	0.25	0.27	0.28	0.30	0.31	0.32	0.34	0.35	0.36	0.38	0.39	0.41	0.42	
1250	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31	0.32	
1600	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	
2000	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	
2500	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	
3200	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	
4000	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	
5000	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	
6300	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	
8000	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	
10000	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	
12500	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	
16000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
20000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
25000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
32000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
40000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
50000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
63000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
80000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	
100000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	

Seguridad de carga $\frac{C}{P}$ para diferentes duraciones

expresadas en millones de revoluciones

Producción en millones de toneladas	$\frac{C}{P}$	Exportación en millones de toneladas	$\frac{C}{P}$
0,5	0,812	600	6,81
0,75	0,917	650	6,98
1	1	700	7,14
1,5	1,13	750	7,29
2	1,24	800	7,43
3	1,39	850	7,56
4	1,52	900	7,70
5	1,62	950	7,82
6	1,71	1000	7,94
8	1,87	1100	8,17
10	2	1200	8,33
12	2,11	1300	8,49
14	2,21	1400	8,72
16	2,30	1500	8,89
18	2,38	1600	9,15
20	2,46	1700	9,31
25	2,73	1800	9,48
30	2,79	1900	9,66
35	2,91	2000	9,78
40	3,02	2200	10,1
45	3,13	2400	10,3
50	3,22	2600	10,6
55	3,32	2800	10,8
60	3,38	3000	11
80	3,72	3200	11,3
90	3,85	3400	11,5
100	3,98	3600	11,7
120	4,20	3800	11,9
140	4,40	4000	12
160	4,58	4200	12,3
180	4,75	5000	12,9
200	4,90	5500	13,2
220	5,04	6000	13,6
240	5,18	6500	13,9
260	5,30	7000	14,2
280	5,42	7500	14,5
300	5,54	8000	14,8
320	5,64	8500	15,1
340	5,75	9000	15,4
360	5,85	9500	15,6
380	5,94	10000	15,8
400	6,03	10800	16,7
420	6,13	11600	17,3
440	6,21	12400	18,2
460	6,29	13200	18,9
480	6,37	14000	19,5
500	6,45	15000	20,3
520	6,54	16000	21,1

En los casos de cargas radial y axial actuando simultáneamente sobre un rodamento radial, la carga equivalente P se obtiene con la fórmula: $P = X F_r + Y F_a$ en la que P_r = carga radial

F_a = carga axial
K e Y = coeficientes indicados en la tabla siguiente.

[illegible]

1.4.1.4.- Discos de Corte

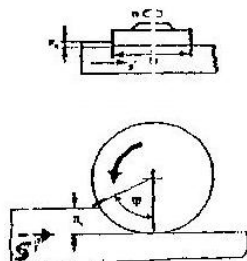
PRESIÓN ESPECÍFICA

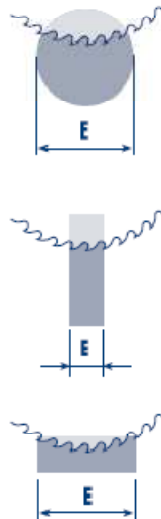
Tabla para valores k_m según los tipos de material y la pieza a trabajar. (El espesor medio de la viruta es 0,2 mm o 0,008 pulgadas)				
Material		Dureza HRC	ks	
			Kp/mm ²	lb/pulgada ²
Acero al carbono no aleado normal -izado	C 0,15%	125	245	348300
	C 0,35%	150	270	383940
	C 0,70%	250	295	419490
Acero poco aleado	Recocido	125-200	285	405270
	Endurecido	200-450	350	497700
Acero alta- mente aleado	Recocido	150-250	315	447930
	Endurecido	250-500	365	519030
Acero inoxidable	Ferr. Mart.	175-225	325	462150
	Aust.	150-200	350	497700
Acero fundi- do (inoxi- dable)	No aleado	225	230	327060
	Poco aleado	150-250	250	355500
	Altamente aleado	150-100	285	405270
Acero al manganeso		>50 HRC	600	853200
Fundición maleable	Viruta corta	110-145	195	277290
	Viruta larga	200-250	180	255260
Fundición gris	Poca resistencia a la tracción	150-225	125	177750
Fundición gris & fundi- ción aleada	Alta resis- tencia a la tracción	200-300	160	227520
Fundición nodular, hierro SG	Ferrítica Perlitica	125-200	135	191970
		200-300	200	284400
Fundición endurecida e.s conquilla		HRC 40-60	425	604150
Aluminio aleado		100	75	106650

Tabla para factores de corrección del valor k_m de acuerdo con variaciones en el espesor medio de la viruta.

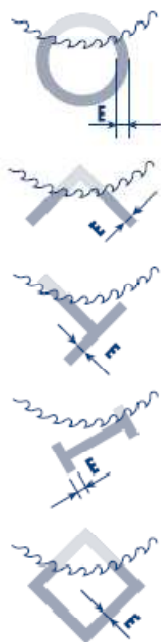
h _m (pulgada)	h _m (mm)	factor
,002	0,05	1,50
,004	0,10	1,23
,006	0,15	1,10
,008	0,20	1,00
,010	0,25	0,94
,012	0,30	0,89
,014	0,35	0,85
,016	0,40	0,81
,018	0,45	0,79
,020	0,50	0,76
,024	0,60	0,72
,028	0,70	0,69
,032	0,80	0,66
,036	0,90	0,64
,040	1,00	0,62

FUERZAS DE CORTERecomendaciones

- Pasos nominales:

SECCIONES MACIZAS

E	PASO NOMINAL									
	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	
4		■	■							
6		■	■	■						
8			■	■						
10				■	■					
15				■	■					
20					■	■				
30					■	■	■			
40						■	■	■		
60							■	■	■	
80								■	■	
100								■	■	

**PERFILES Y TUBOS**

E	PASO NOMINAL									
	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	
1		Blue	Yellow							
1,5		Yellow	Blue	Yellow						
2			Yellow	Blue	Yellow					
3				Yellow	Blue	Yellow				
4				Yellow	Blue	Yellow				
5					Yellow	Blue	Yellow			
6						Yellow	Blue	Yellow		
8							Yellow	Blue	Yellow	
10								Yellow	Blue	
12								Yellow	Blue	

Valores de referencia

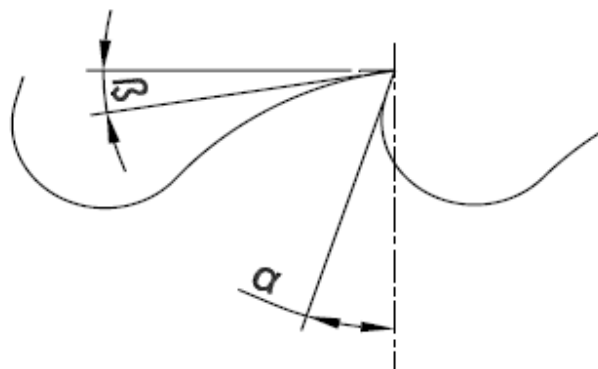
Valores aceptados con precaución

NOTA:

Utilizar un paso más grande condiciona a subir las rpm de la máquina, mientras que un paso pequeño supone reducir avances y revoluciones.

- Ángulos de corte y desprendimiento, avance y velocidades de giro:

Tipo de material	Corte (α)	Desp. (β)	Avance mm/dte	Velocidad m/min. ⁽¹⁾
Acero de 50 kg/mm ²	18	8	0.030	40
Acero de 75 kg/mm ²	15	6	0.020	30
Acero de 100 kg/mm ²	10	6	0.015	20
Fundición	10	6	0.030	40
Acero inoxidable	12	6	0.010	15
Cobre / Bronce	18	8	0.035	200
Latón	10	6	0.035	400
Aleaciones ligeras	25	10	0.050	750
Aleaciones ligeras, perfiles	25	10	0.040	1300
Ebonita y similares	0	12	0.040	60
PVC y similares	12	25	0.050	130



Excel: Acero C15%-40 rpm

aa(mm)	1,8	Ksm(N/mm2)	2950	fcorreccion	1,75	$\rho(^{\circ})$	28,81	Potencia max(KW)	0'86
sz(mm)	0,03	D(mm)	350	z	90	$\gamma(^{\circ})$	8	n(rpm)	40

Ar (mm)	Φ ($^{\circ}$)	Hm (mm)	Am (mm2)	F (N)	V (N)	Potencia (KW)
24	7	0,03367688	0,06061838	312,942407	118,9343367	0,229392
36	10	0,035360724	0,0636493	328,589527	124,8810535	0,344088
48	13	0,036267409	0,06528134	337,0149	128,0831318	0,458784
60	16	0,036834087	0,06630136	342,280758	130,0844308	0,57348
72	19	0,037221815	0,06699927	345,883713	131,4537406	0,688176
84	22	0,037503798	0,06750684	348,504044	132,4496022	0,802872
96	25	0,037718106	0,06789259	350,495496	133,2064571	0,917568
108	28	0,03788649	0,06819568	352,060208	133,8011288	1,032264
120	31	0,038022284	0,06844011	353,322072	134,2807027	1,14696
132	34	0,038134114	0,06864141	354,361255	134,675646	1,261656
144	37	0,03822781	0,06881006	355,231921	135,0065444	1,376352
100	26	0,037778551	0,06800139	351,057187	133,419929	0,9558
90	23,5	0,037617791	0,06771202	349,563327	132,8521846	0,86022
80	21	0,037418756	0,06735376	347,713785	132,149263	0,76464
66	17,5	0,037044568	0,06668022	344,236648	130,8277704	0,630828
85	22	0,037950272	0,06831049	352,652902	134,0263832	0,81243
75	22,75	0,032381615	0,05828691	300,906161	114,3599391	0,71685

Excel: Acero Mn-20 rpm

aa(mm)	1,8	Ksm(N/mm2)	6000	fcorrecion	2,1	$\rho(^{\circ})$	28,81	Potencia max(KW)	0,5
sz(mm)	0,015	D(mm)	350	z	90	$\gamma(^{\circ})$	6	n(rpm)	20

ar(mm)	$\phi(^{\circ})$	hm(mm)	Am(mm2)	F(N)	V(N)	Potencia(KW)
24	7	0,01683844	0,03030919	381,895819	160,60738	0,11664
36	10	0,017680362	0,03182465	400,99061	168,637749	0,17496
48	13	0,018133705	0,03264067	411,27242	172,961794	0,23328
60	16	0,018417044	0,03315068	417,698552	175,664322	0,2916
72	19	0,018610907	0,03349963	422,095379	177,51342	0,34992
84	22	0,018751899	0,03375342	425,293071	178,858219	0,40824
96	25	0,018859053	0,03394629	427,723317	179,880266	0,46656
108	28	0,018943245	0,03409784	429,632796	180,683303	0,52488
120	31	0,019011142	0,03422006	431,172698	181,330913	0,5832
132	34	0,019067057	0,0343207	432,440853	181,864239	0,64152
144	37	0,019113905	0,03440503	433,503362	182,31108	0,69984
100	29	0,016935213	0,03048338	384,090622	161,530411	0,486
90	23,5	0,018808896	0,03385601	426,585755	179,401861	0,4374
80	21	0,018709378	0,03367688	424,328687	178,452645	0,3888
66	17,5	0,018522284	0,03334011	420,085401	176,668118	0,32076
85	22	0,018975136	0,03415524	430,356084	180,987483	0,4131
75	22,75	0,016190808	0,02914345	367,207518	154,430173	0,3645

1.4.1.5.- Coeficientes de Fricción

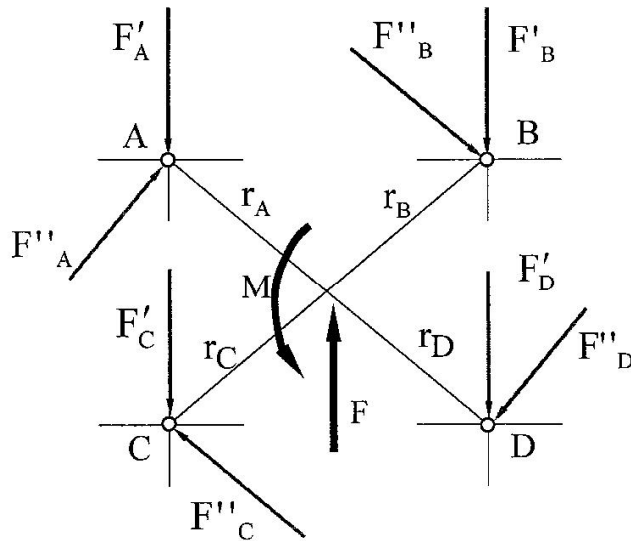
Valores típicos de coeficientes de fricción por deslizamiento y rodadura en diferentes mecanismos y condiciones de lubricación

Coeficiente de fricción											
Metal-metal f_{mm}		Sólido f_s		Mixto f_m						Fluido f_f	
Desliz. f_{mmd}	Rod. f_{mmr}	Mineral f_{sd}	Sintético f_{sd}	EP ₁ 1ra Generación		EP ₂ 2da Generación		EP ₃ 3ra Generación		Mineral f_{fd}	Sintético f_{fd}
				Mineral f_{md}	Sintético f_{mr}	Mineral f_{md}	Sintético f_{mr}	Mineral f_{md}	Sintético f_{mr}		
Mecanismo											
Rodamiento rígido de bolas											
	0,33	0,015	0,013	0,011	0,010	0,009	0,008	0,008	0,007	0,0085	0,0076
Rodamiento de bolas de contacto angular											
	0,37	0,020	0,018	0,014	0,012	0,012	0,011	0,011	0,010	0,009	0,008
Rodamiento de bolas a rótula											
	0,28	0,010	0,009	0,009	0,008	0,008	0,007	0,007	0,006	0,008	0,0072
Rodamiento axial de bolas											
	0,30	0,013	0,011	0,010	0,009	0,009	0,008	0,008	0,007	0,0083	0,0074
Rodamiento de rodillos cilíndricos											
	0,28	0,011	0,009	0,009	0,008	0,008	0,007	0,007	0,006	0,0081	0,0072
Rodamiento de rodillos cónicos, esféricos y a rótula											
	0,34	0,018	0,016	0,013	0,012	0,011	0,010	0,010	0,009	0,0088	0,0079
Rodamiento de agujas											
	0,40	0,022	0,019	0,015	0,013	0,013	0,012	0,012	0,011	0,0095	0,0085
Engranajes cilíndricos de dientes rectos y helicoidales											
	0,42	0,045	0,040	0,027	0,024	0,024	0,022	0,022	0,020	0,010	0,009
Engranajes sinfin-corona											
0,27		0,065	0,058	0,042	0,038	0,038	0,034	0,036	0,032	0,020	0,018
Cojinetes lisos											
0,45		0,060	0,054	0,034	0,030	0,030	0,027	0,028	0,025	0,008	0,0072

Notas:

- (1) Por lo regular los engranajes sinfin-corona no trabajan bajo condiciones de lubricación fluida sino EHL.
- (2) En cojinetes lisos el coeficiente de fricción fluida se calcula más exactamente por la ecuación de Sommerfeld
- (3) El coeficiente de fricción equivalente f_s para aceite salpicado es de 0,010 y para aceite aplicado a presión es de 0,005.
- (4) f_{mmd} y f_{mmr} son los coeficientes de fricción metal-metal por deslizamiento y rodadura respectivamente.
- (5) f_{sd} y f_{sr} son los coeficientes de fricción sólida por deslizamiento y rodadura respectivamente.
- (6) f_{md} y f_{mr} son los coeficientes de fricción mixta por deslizamiento y rodadura respectivamente.
- (7) f_f y f_r son los coeficientes de fricción fluida por deslizamiento y rodadura respectivamente.

1.4.1.6.- Uniones Atornilladas

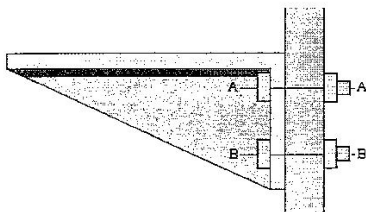


$$F'_i = \frac{F}{n} \quad n = \text{n}^\circ \text{ pernos}$$

$$M = F''_A r_A + F''_B r_B + F''_C r_C + \dots$$

$$\frac{F''_A}{r_A} = \frac{F''_B}{r_B} = \frac{F''_C}{r_C} = \dots$$

$$F''_i = \frac{M \cdot r_i}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + \dots}$$



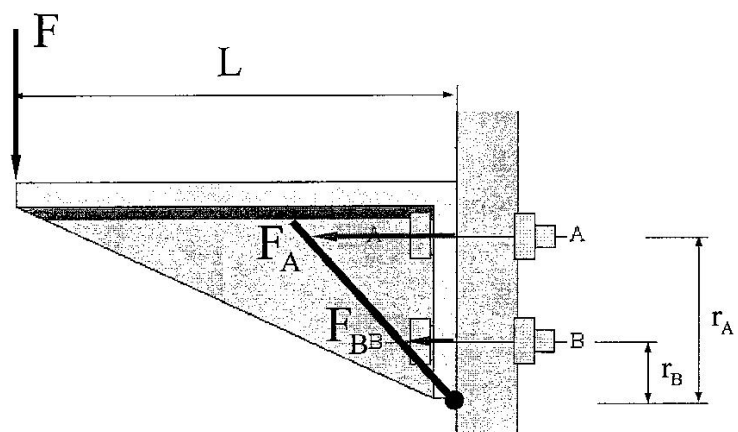
Carga a cortadura:

$$F'_A = \frac{F}{n} \quad F'_B = \frac{F}{n} \quad n = \text{n}^\circ \text{ de pernos}$$

Carga a tracción:

$$F_A \cdot r_A + F_B \cdot r_B = F \cdot L$$

$$\frac{F_A}{r_A} = \frac{F_B}{r_B}$$



1.4.2.- Elementos Comerciales

1.4.2.1.- Motor

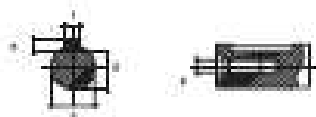
DATOS TÉCNICOS

Tipo motore	Pot. (kW)	r.p.m.	In (A) 400 V	cos φ	Ca / Cn	Ia / In	I freno (mA) D.C.	Z ₁ avv / h	Momento di inerzia Jx 10 ⁻⁴ Kg m ²	Coppia Freno max (Nm)	Press. sonora dB(A)	Peso (Kg)
2 / 4 poli												3000 / 1500 r.p.m.
BMD 63 B2/4	0.22 0.15	2800 1400	0.80 0.75	0.68 0.56	3.00 3.00	4.5 3.2	200	5500 7000	3.08	5	55 42	5.0
BMD 63 C2/4	0.26 0.17	2800 1400	0.90 0.85	0.76 0.61	2.90 3.00	4.2 3.3	200	5000 6000	3.55	5	55 42	5.5
BMD 71 A2/4	0.25 0.18	2820 1415	0.75 0.70	0.73 0.66	2.2 2.4	3.8 3.1	200	2850 5500	5.67	5	59 45	7.0
BMD 71 B2/4	0.37 0.25	2820 1415	1.00 0.85	0.77 0.63	2.3 2.8	4.7 4.2	200	2850 5500	6.47	5	59 45	8.0
BMD 80 A2/4	0.65 0.45	2790 1400	1.80 1.35	0.81 0.72	2.0 2.1	4.1 4.0	160	2500 4400	10.62	10	65 47	12.0
BMD 80 B2/4	0.88 0.62	2800 1390	2.20 1.70	0.80 0.74	2.5 2.2	4.9 4.5	160	2500 4400	12.84	10	65 47	13.0
BMD 90 SB2/4	1.3 0.9	2800 1420	3.20 2.30	0.85 0.73	2.3 2.5	5.2 5.0	190	1650 2900	21.74	20	72 55	16.5
BMD 90 LA2/4	1.8 1.2	2800 1420	4.40 3.10	0.83 0.71	2.6 3.0	5.6 6.0	190	1200 2100	26.12	20	72 55	19.5
BMD 90 LB2/4	2.2 1.5	2860 1430	5.40 3.80	0.82 0.73	2.5 3.0	5.9 6.0	190	1050 1750	30.16	20	72 55	20.5
BMD 100 LA2/4	2.2 1.5	2875 1425	5.00 3.80	0.85 0.81	2.3 2.5	6.0 5.6	250	1050 1750	44.5	40	74 57	25
BMD 100 LB2/4	3.1 2.3	2875 1425	6.70 5.20	0.85 0.82	2.3 2.4	7.0 6.5	250	850 1400	53.4	40	74 57	29
BMD 112 MB2/4	4.5 3.3	2880 1400	9.20 6.90	0.88 0.86	2.4 2.6	7.0 6.5	470	350 1400	133.5	60	75 61	39
BMD 132 SB2/4	5.0 4.5	2940 1450	10.90 9.30	0.81 0.84	2.8 2.6	8.0 7.5	600	150 350	235.9	100	75 62	66
BMD 132 MA2/4	6.0 5.0	2940 1450	11.70 10.00	0.88 0.85	2.1 2.5	8.0 7.5	600	150 320	310.9	100	75 62	75
BMD 132 MB2/4	7.5 6.0	2940 1450	16.00 12.20	0.82 0.83	2.4 2.5	8.0 7.5	600	150 320	310.9	100	75 62	75
BMD 160 MA2/4	9.5 8.0	2870 1420	20.00 16.60	0.89 0.85	2.8 2.6	7.5 6.0	700	120 320	607.0	150	77 63	136
BMD 160 MB2/4	11.0 9.0	2870 1420	23.30 18.70	0.88 0.85	2.8 2.6	6.8 6.0	700	120 320	607.0	150	77 63	136
BMD 160 LA2/4	13.0 11.0	2890 1420	26.10 21.20	0.91 0.87	2.8 2.6	7.0 6.3	700	100 300	782.0	150	77 63	153

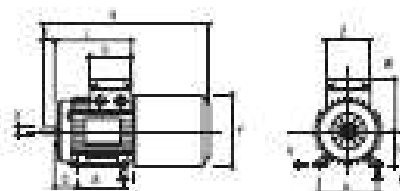
DIMENSIONES

	60	71	83	95	107	119	131	143	155	167	179	191
A	90	100	112	125	140	140	160	180	216	216	254	254
B	71	80	90	100	100	125	140	140	140	170	210	254
C	36	40	45	50	56	56	63	70	89	89	108	108
D	9	11	14	19	24	24	28	28	38	38	42	42
d	M8	M8	M8	M8	M8	M8	M10	M10	M12	M12	M16	M16
E	23	23	30	40	50	50	60	60	80	80	110	110
Fa	6,5	9,5	9,5	11,5	11,5	11,5	14	14	14	14	18	18
Fb	M5	M5	M5	M5	M5	M5	M5	M5	M10	M10		
f	3	4	5	6	8	8	8	8	10	10	12	12
g	7,2	9,5	11	15,5	20	20	24	24	29	33	37	37
H	56	63	71	80	90	90	100	112	132	132	160	160
h	3	4	5	6	7	7	7	7	8	8	8	8
I	6	7	7	10	10	10	12	12	12	12	14,5	14,5
K	11	10,5	10,5	14	14	14	16	16	22	22	24	24
L	119	130	145	162	171	196	217	229	256	293		
L1		106	102	104	207	232	254	262	294	338	373	396
Ma	100	115	130	165	165	165	215	215	265	265	300	300
Mb	85	75	85	100	115	115	130	130	165	165		
Na	80	95	110	130	130	130	180	180	230	230	250	250
Nb	50	60	70	80	95	95	110	110	130	130		
Ob	3	3	3,5	3,5	3,5	3,5	4	4	4	4	5	5
Ob	2,5	2,5	2,5	3	3	3	3,5	3,5	3,5	3,5		
Pa	120	140	160	200	200	200	250	250	300	300	350	350
Pb	80	90	105	120	140	140	160	160	200	200		
Q	230	260	295	334	360	385	435	470	525	604	690	734
R	75	80	90	90	98,5	98,5	98,5	98,5	108	108		
R1		135	135	135	170	170	170	170	199	199	268	268
S	8	10	10	12	12	12	14	14	15	15	15	15
V	7	7	8	9,5	10,5	10,5	12,5	13,5	16	16	21	21
W	93	97	105	113	127	127	138	150	198	198	155	155
W1		111	121	130	148	148	162	176	210	210	246	246
Y	110	121	136	153	170	170	196	219,5	255	255	293	293
Z	75	75	75	75	98,5	98,5	98,5	98,5	108	108		
Z1		86	86	86	112	112	112	112	151	151	187	187

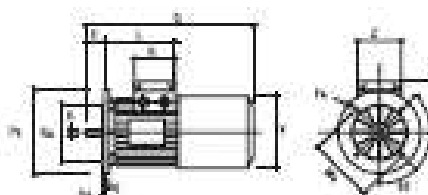
Estremità d'albero



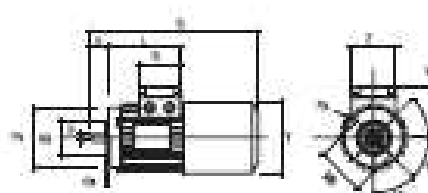
BM 83



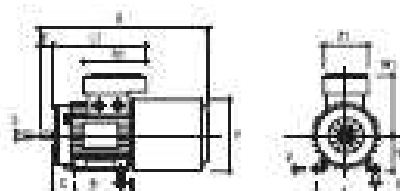
BM 85



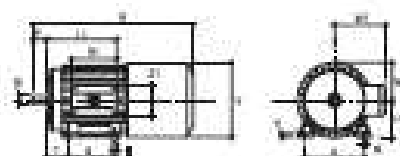
BM B14



BM Doppia scatola



BM 160 B3



1.4.2.2.- Rodamientos

EJE 1

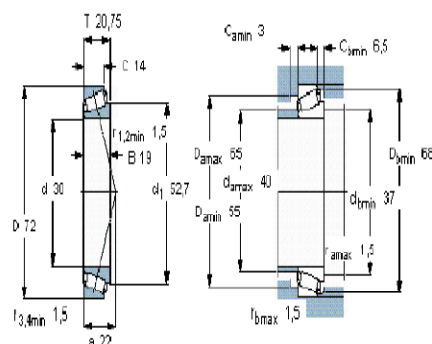
31306 J2/Q

Rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera, rodamientos métricos

SKF

Tolerancias, ver también el texto
Ajustes recomendados
Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	T	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	
mm			kN		kN	rpm			-
30	72	20,75	47,3	50	5,7	6700	9500	0,39	31306 J2/Q



Factores de cálculo

α 0,83
 γ 0,72
 γ_0 0,4

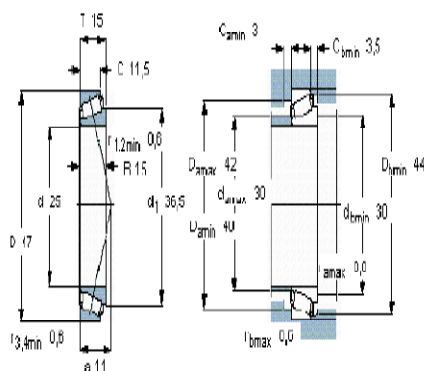
32005 X/Q

Rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera, rodamientos métricos

SKF

Tolerancias, ver también el texto
Ajustes recomendados
Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	T	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-
mm			kN		kN	rpm			
25	47	15	27	32,5	3,25	11000	14000	0,11	32005 X/Q



Factores de cálculo

α 0,43
 γ 1,1
 γ_0 0,8

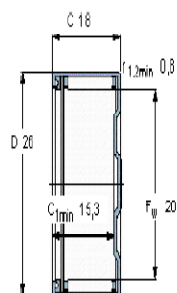
BK 2018 RS

Rodamientos de agujas, casquillos de agujas, con fondo, con obturados



Tolerancias, ver también el texto
Tolerancias del eje y del alojamiento, ver también el texto
Ejes y alojamientos, ver el texto

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
F_W	D	C	C	C_0	P_U	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
20	26	18	12,3	20,4	2,36	12000	8000	0,024	BK 2018 RS

**Accesorios adecuados**

Aro interior IR	IR 17x20x16,5
Aro interior LR	LR 17x20x16,5
Obturator C	-
Obturator SD	-

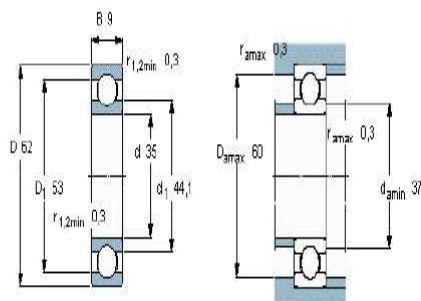
EJE 216007

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados



Tolerancias, ver también el texto
Juego radial interno, ver también el texto
Ajustes recomendados
Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0	P_U	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
35	62	9	13	8,15	0,375	24000	15000	0,11	16007 *

**Factores de cálculo**

f_T	0,02
f_0	14

BK 2518 RS

Rodamientos de agujas, casquillos de agujas, con fondo, con obturados

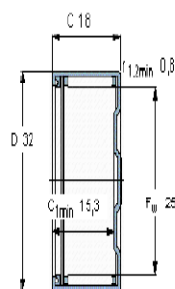


Tolerancias, ver también el texto

Tolerancias del eje y del alojamiento, ver también el texto

Ejes y alojamientos, ver el texto

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
F_w	D	C	C	C_0	P_0	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
25	32	18	15,1	24	2,85	9500	6700	0,034	BK 2518 RS

**Accesorios adecuados**

Aro interior IR

IR 20x25x1,7

Aro interior LR

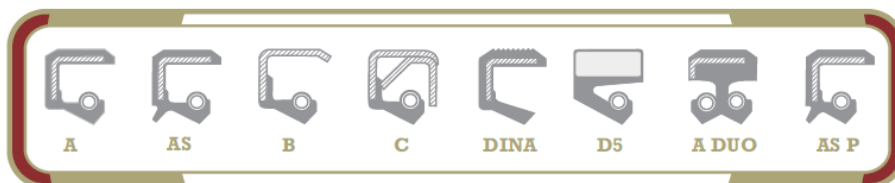
LR 20x25x15,5

Obturator C

-

Obturator SD

-

1.4.2.3.- Retén de Aceite

Referencia	Ø int.	Ø ext.	Altura	Material
AS	40	80	12	NBR
A	40	85	10	FKM
A	40	90	10	NBR
AS	40	90	12	FKM
A	40,08	50,85	4,1	NBR
AS	41,28	63,5	12,7	NBR
DINA	42	52	4	NBR
A	42	55	7	NBR
AS	42	55	7	FKM
A	42	55	8	NBR
A	42	55	8	FKM
B	42	55	8	NBR
A	42	56	7	NBR
AS	42	56	7	NBR
A	42	56	7	FKM
A	42	58	7	NBR
A	42	58	10	NBR
A	42	60	10	NBR
A	42	60	12	FKM
A	42	62	7	NBR

Referencia	Ø int.	Ø ext.	Altura	Material
A	45	60	7	FKM
A	45	60	8	NBR
A	45	60	8	FKM
A	45	60	10	NBR
A	45	60	10	FKM
AS P	45	62	7	NBR
A	45	62	7	FKM
AS	45	62	7	FKM
A	45	62	8	NBR
A	45	62	8	FKM
AS	45	62	8	FKM
A	45	62	10	NBR
A	45	62	10	FKM
A	45	62	12	FKM
A	45	65	8	NBR
AS	45	65	8	NBR
A	45	65	8	FKM
A	45	65	10	NBR
AS	45	65	10	NBR
A	45	65	10	FKM

CATÁLOGO TÉCNICO | SIERRAS CIRCULARES PARA METALES

Agujero de la sierra

12 | 20

1.4.2.5.- Chaveteros y Chavetas

CHAVETEROS

MATERIAL

Generalmente se emplea acero F414 UNE 35-01 (2T).

Observaciones:

Hay que tener en cuenta las observaciones siguientes:
1. Para los enclavados normales de aplicación la relación entre el diámetro del eje y la sección de la chaveta

Se permite el empleo de chavetas de sección más débil si su resistencia es suficiente para el esfuerzo a transmitir. En este caso, las profundidades h_1 y h_2 se calcularán para mantener las alturas potenciales laterales iguales a $h/2$. No se permite el empleo de chavetas de sección más fuerte.

2. La verificación de la exactitud de las medidas en el eje y en el cubo se efectúa en un mismo elemento, o por medición de las dimensiones $(d, h_1 \text{ y } d_1) + h_2$. Las tolerancias dadas para h_1 y h_2 sirven para estas citas. La tolerancia sobre h_2 que figura en el círculo, se aplica de signo. Las profundidades de los muelles no se incluyen nunca apoyándose sobre las aristas exteriores de los muelles.

La tolerancia sobre h_1 y h_2 es aproximadamente igual a la calidad k 12 que se obtendría tomando como cota nominal la altura h de la chaveta.

Aplicación

Diámetro del eje d	Sección de la chaveta $b \times h$	Chavetero	Nominal	Ancho b	Eje h_1	Profundidad	Cubo h_2	Chaveta P_1	Máximo	Mínimo
más de	hasta			Tolerancia		Ajuste		Tolerancia		
				Clase de ajuste del enclavamiento		Eje y cubo P 9		Nominal		
				Libre		Cubo		Tolerancia		
				Eje H 9	D 10	Eje H 9	D 10	Tolerancia		

UNE 17-102 - 67 (1)
ISO 1-084 - 67

68

CHAVETAS PARALELAS

Serie normal

DESIGNACION

Esta norma establece las medidas y tolerancias de las chavetas paralelas, de sección cuadrada o rectangular, utilizadas en medidas generales, así como las de los chaveteros en que se alojan.

Una chaveta paralela, tipo A, de ancho $b = 32$ mm, altura $h = 18$ mm y longitud $l = 150$ mm, se designa así:

Chaveta paralela A 32 x 18 x 150 UNE 17-102 h1

Medidas en mm

Sección $b \times h$	Ancho b		Altura h	Chaveta P_1		Longitud l	n
	Nominal	Tolerancia b		Nominal	Tolerancia h		
2 x 2	2	0	2	0	2	6	20
3 x 3	3	- 0,025	3	- 0,025	3	6	36
4 x 4	4	0	4	0	4	8	45
5 x 5	5	0	5	0	5	10	55
6 x 6	6	- 0,030	6	- 0,030	6	10	70
8 x 8	8	0	8	0	8	14	90
10 x 10	10	- 0,036	10	- 0,036	10	18	110
12 x 12	12	0	12	0	12	22	140
14 x 14	14	0	14	0	14	28	160
16 x 16	16	- 0,043	16	- 0,043	16	36	180
18 x 18	18	0	18	0	18	46	200
20 x 20	20	0	20	0	20	50	220
22 x 22	22	0	22	0	22	56	250
24 x 24	24	- 0,052	24	- 0,052	24	63	280
26 x 26	26	0	26	0	26	70	290
28 x 28	28	0	28	0	28	80	320
30 x 30	30	0	30	0	30	90	350
32 x 32	32	- 0,062	32	- 0,062	32	100	400
34 x 34	34	0	34	0	34	120	—
36 x 36	36	0	36	0	36	120	—
38 x 38	38	- 0,074	38	- 0,074	38	120	—
40 x 40	40	0	40	0	40	120	—
42 x 42	42	0	42	0	42	120	—
44 x 44	44	- 0,087	44	- 0,087	44	120	—
46 x 46	46	0	46	0	46	120	—
48 x 48	48	0	48	0	48	120	—
50 x 50	50	- 0,097	50	- 0,097	50	120	—
52 x 52	52	0	52	0	52	120	—
54 x 54	54	0	54	0	54	120	—
56 x 56	56	0	56	0	56	120	—
58 x 58	58	0	58	0	58	120	—
60 x 60	60	0	60	0	60	120	—
62 x 62	62	0	62	0	62	120	—
64 x 64	64	0	64	0	64	120	—
66 x 66	66	0	66	0	66	120	—
68 x 68	68	0	68	0	68	120	—
70 x 70	70	0	70	0	70	120	—
72 x 72	72	0	72	0	72	120	—
74 x 74	74	0	74	0	74	120	—
76 x 76	76	0	76	0	76	120	—
78 x 78	78	0	78	0	78	120	—
80 x 80	80	0	80	0	80	120	—
82 x 82	82	0	82	0	82	120	—
84 x 84	84	0	84	0	84	120	—
86 x 86	86	0	86	0	86	120	—
88 x 88	88	0	88	0	88	120	—
90 x 90	90	0	90	0	90	120	—
92 x 92	92	0	92	0	92	120	—
94 x 94	94	0	94	0	94	120	—
96 x 96	96	0	96	0	96	120	—
98 x 98	98	0	98	0	98	120	—
100 x 100	100	- 0,107	100	- 0,107	100	120	—

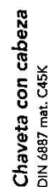
(1) Tolerancia sobre la altura h , de la chaveta: h9 para las de sección cuadrada, y h11 para las rectangulares.

(2) Las longitudes recomendadas son: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360 y 400.

CHAVETAS

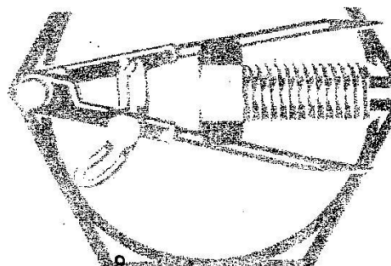


Chaveta media luna
DIN 6888 mat. C45K



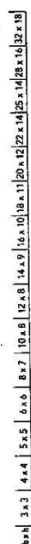
Chaveta con cabeza
DIN 6887 mat. C45K

6 x 4	8 x 7	10 x 8	12 x 8	14 x 9
-------	-------	--------	--------	--------

[illegible]

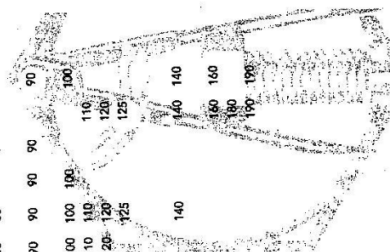
Barra de chaveta calibrada de un metro
DIN 6880 mat. C45K

2 x 2	0 x 6	8 x 8	12 x 8	14 x 10	18 x 18	25 x 14	43 x 25	63 x 32
3 x 3	7 x 7	10 x 6	12 x 10	14 x 14	20 x 12	28 x 16	50 x 25	70 x 36
4 x 4	8 x 5	10 x 8	12 x 12	16 x 10	20 x 20	32 x 18	50 x 28	80 x 40
5 x 5	8 x 6	10 x 10	14 x 6	16 x 16	22 x 14	36 x 20	56 x 32	
6 x 6	8 x 7	12 x 6	14 x 9	18 x 11	24 x 14	40 x 22	60 x 25	



Chaveta plana
DIN 6885-A mat. C45K

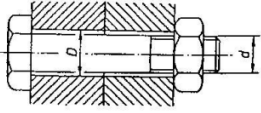
3 x 3	3 x 4	4 x 4	5 x 5	6 x 6	8 x 7	10 x 8	12 x 8	14 x 9	16 x 10	18 x 11	20 x 12	22 x 14	25 x 14	28 x 16	32 x 18
-------	-------	-------	-------	-------	-------	--------	--------	--------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------

[illegible]

1.4.2.6.- Uniones Roscadas

AGUJEROS PASANTES

Agujeros pasantes para tornillos de rosca métrica UNE 17-058-75



Diámetro nominal d	Diámetro del agujero D Serie					
	Fina		Media		Basta	
	Medida	Tol. H12	Medida	Tol. H13	Medida	Tol. H14
1,6	1,7		1,8		2	
2	2,2	+ 0,100	2,4	+ 0,140	2,6	+ 0,250
2,5	2,7	0	2,9	0	3,1	0
3	3,2		3,4		3,6	+ 0,300
4	4,3	+ 0,120	4,5	+ 0,180	4,8	0
5	5,3	0	5,5	0	5,8	
6	6,4		6,6		7	
7	7,4	+ 0,150	7,6	+ 0,220	8	+ 0,360
8	8,4	0	9	0	10	0
10	10,5		11		12	
12	13	+ 0,180	14	+ 0,270	15	+ 0,430
14	15	0	16	0	17	0
16	17		18		19	
18	19		20		21	
20	21		22		24	+ 0,520
22	23	+ 0,210	24	+ 0,330	26	0
24	25	0	26	0	28	
27	28		30		32	
30	31		33		35	
33	34	+ 0,250	36	+ 0,390	38	+ 0,620
36	37	0	39	0	42	0
39	40		42		45	

Esta norma concuerda con la ISO/R 273-1962

CARACTERISTICAS MECANICAS TORNILLOS

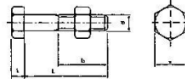
Ejecuciones de rosca según DIN 267 hoja 2

Ejecuciones m, mg, g			
Superficie	m (media)	mg (semi-basta)	g (basta)
Profundidad de aspereza R_c en μm (máx.)			
Flancos de rosca en tornillos y tuercas	25	25	40
Núcleo de rosca en tornillos			
Superficies de apoyo			
Extremos entrecaras	100	arbitrario	arbitrario
Núcleo de rosca en tuercas	arbitrario		
Diámetro exterior de rosca en tornillos			
Otras superficies	25		

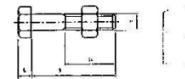
Sistema de designación de las características mecánicas de los tornillos DIN 267, hoja 3

Marcas para tornillos		3 · 6	4 · 6	4 · 8	5 · 6	5 · 8	6 · 6	6 · 8	6 · 9	8 · 8	10 · 9	12 · 9
Ensayo	Resistencia a la tracción o (kgf/mm ²)	34	40	40	50	50	60	60	60	80	100	120
	Límite de alargamiento os (kgf/mm ²)	18	24	32	30	40	36	48	54	64	90	108
Marcas para tuercas			4	4	5	5	6	6	6	8	10	12

TORNILLOS

Tornillo hexagonal media rosca
DIN 931-34.6.8

#	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39
L	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	72	84
L1	2,6	3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,5	10	11,5	12,5	14	15	17	18,5	21	22,5
L2	7	9	10	13	16	18	22	24	27	30	34	36	41	46	50	55

Tornillo hexagonal media rosca
DIN 931 8.8

#	M5	M6	M7	M8	M9	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
L	14	16	18	20	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	72	84
L1	2,6	3,5	4	4,8	5,3	6,25	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	16	17	18,5	22,5
L2	7	8	10	11	13	15	16	18	22	24	27	30	34	36	41	46	50

ELEMENTOS NORMALIZADOS

Longitudes

10	12
16	16
20	20
25	25
30	30
35	35
40	40
45	45
50	50
60	60
70	70
80	80
90	90
100	100
110	110
120	120
130	130
140	140
150	150
160	160
170	170
180	180
190	190
200	200
210	210
220	220
230	230
240	240
250	250
260	260
270	270
280	280
290	290
300	300

Longitudes

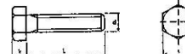
25	30
35	35
40	40
45	45
50	50
55	55
60	60
70	70
80	80
90	90
100	100
110	110
120	120
130	130
140	140
150	150
160	160
170	170
180	180
190	190
200	200
210	210
220	220
230	230
240	240
250	250
260	260
270	270
280	280
290	290
300	300

Tornillo hexagonal todo roscado
DIN 933 6.8

#	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
L	2,6	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15	17	18,5
L1	2,5	7	9	10	11	13	16	18	21	24	27	30	34	41	46

Longitudes

10	10	10	10	10
12	12	12	12	12
16	16	16	16	16
20	20	20	20	20
25	25	25	25	25
30	30	30	30	30
35	35	35	35	35
40	40	40	40	40
45	45	45	45	45
50	50	50	50	50
60	60	60	60	60
70	70	70	70	70
80	80	80	80	80
90	90	90	90	90
100	100	100	100	100
110	110	110	110	110
120	120	120	120	120
130	130	130	130	130
140	140	140	140	140
150	150	150	150	150

Tornillo hexagonal todo roscado
DIN 933 8.8

n	M4	M5	M6	M7	M8	M9	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
k	2,6	3,5	4	4,8	5,3	6,25	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15	17	18,5
s	7	8	10	11	13	15	16	18	21	24	27	30	34	36	41	46

Longitudes

10	10	10
12	12	12
16	16	16
20	20	20
25	25	25
30	30	30
35	35	35
40	40	40
45	45	45
50	50	50
60	60	60
70	70	70
80	80	80
90	90	90
100	100	100
110	110	110
120	120	120
130	130	130
140	140	140
150	150	150

Varilla roscada
DIN 975 6.8

Varilla métrica

#	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
L	2,6	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15	17	18,5
L1	2,5	7	9	10	11	13	16	18	21	24	27	30	34	41	46

Varilla BSW (Whitworth)

#	1/8	3/16	1/2	5/8	3/4	7/8	1"
L	2,6	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5
L1	2,5	7	9	10	11	13	16

Varilla roscada
DIN 975 8.8

Varilla métrica

#	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
L	2,6	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15	17	18,5
L1	2,5	7	9	10	11	13	16	18	21	24	27	30	34	41	46

Varilla BSW (Whitworth)

#	1/8	3/16	1/2	5/8	3/4	7/8	1"
L	2,6	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5
L1	2,5	7	9	10	11	13	16

Varilla métrica

#	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
L	2,6	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15	17	18,5
L1	2,5	7	9	10	11	13	16	18	21	24	27	30	34	41	46

Varilla métrica

#	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
L	2,6	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15	17	18,5
L1	2,5	7	9	10	11	13	16	18	21	24	27	30	34	41	46

Varilla métrica

#	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
L	2,6	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15	17	18,5
L1	2,5	7	9	10	11	13	16	18	21	24	27	30	34	41	46

Varilla métrica

#	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
L	2,6	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15	17	18,5
L1	2,5	7	9	10	11	13	16	18	21	24	27	30	34	41	46

Varilla métrica

#	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
L	2,6	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15	17	18,5
L1	2,5	7	9	10	11	13	16	18	21	24	27	30	34	41	46

Varilla métrica

#	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
L	2,6	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15	17	18,5
L1	2,5	7	9	10	11	13	16	18	21	24	27	30	34	41	46

TORNILLOS

DIN 7991 c. 10.9 / c. 12.9

	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20	M22	M24
p	0.5	0.7	0.8	1	1.25	1.5	1.75	2	2	2.5	2.5	3
b	12	14	16	18	22	26	30	34	38	46	50	54
k	6	8	10	12	16	20	24	27	30	36	39	42
k	1.7	2.3	2.8	3.3	4.4	5.5	6.5	7	7.5	8.5	13.1	14
q	90°	90°	90°	90°	90°	90°	90°	90°	90°	90°	60°	60°
z	2	2.5	3	4	5	6	8	10	10	12	14	16

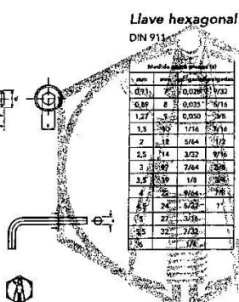


Conclusions

DIN 7984 c. 8.8 / c. 10.9

α	M6	M8	M10	M12
ρ	1	1,25	1,5	1,75
h	18	22	26	30
ω	10	13	16	18
ϵ	4	5	6	7
τ	4	5	7	8

separandos



DIN 931 12.9

λ	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24
b	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54
k	4	5.3	6.4	7.5	8.6	10	11.5	12.5	14	15
s	10	13	16	18	22	26	27	30	34	36



Longitudes

[illegible]

DIN 933 12 9

d	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20
k	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	12,5
n	10	15	16	18	21	24	30

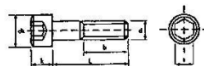


Laccitruidae

[illegible]

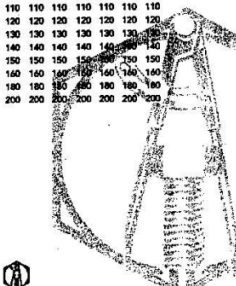
DIN 912 c. 8.B

ϕ	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
ϕ	0,5	0,7	0,9	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5
ϕ	18	20	22	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72
ϕ	5	7	8,5	10	12	14	16	21	24	27	30	33	36	40	45
ϕ	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30
ϕ	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	17	17	19	19	22



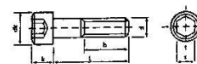
Longitudes

Longitudes



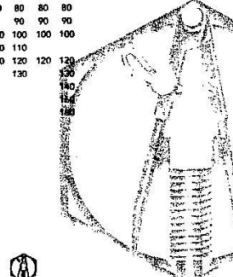
DIN 912 c. 8.8 / c.12.9

Age	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8	1"
May	47.6	6.35	7.94	9.52	11.11	12.7	14.28	15.88	19.05	22.23	25.4
June	24	20	18	16	14	12	12	11	10	9	8
July	22	25	28	32	35	38	32	45	50	57	63
Aug.	7.94	9.52	11.9	14.28	16.67	19.05	22.23	23.81	28.57	33.34	38.1
Sept.	4.76	6.35	7.94	9.52	11.11	12.7	14.28	15.88	19.05	22.23	25.4
Oct.	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8	1"



Capitulos

Capitulos

[illegible]

TORNILLOS

ELEMENTOS NORMALIZADOS

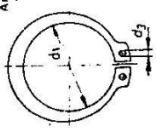
1.4.2.7.- Anillos Elásticos de Seguridad

EXTERIORES

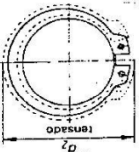
Anillos elásticos de seguridad UNE 26074

Designación convencional Diámetro del eje d	Anillo						Alojamiento		Anillo				Alojamiento															
	h Tol. 0 - 0,05	b =	d_1 Tol.	d_1	d_2 Tol. + 0,2 0	d_3 Tol. + 0,2 0	d_4 Tol.	l_1 Tol. + 0,2 0	l	Designación convencional Diámetro del eje d	h Tol. 0 - 0,05	b =	d_1 Tol.	d_1	d_2 Tol. + 0,2 0	d_3 Tol. + 0,2 0	d_4 Tol.	l_1 Tol. + 0,2 0	l									
12	1	1,8	11,0	19	11,5	1,7	11,5	1,1	50	2	5	45,8	64	45,8	2,5	47	2,2	2										
13			12,4	20	12,4		47,8					66	49															
14			12,9	22	13,4		50,8					69	52	0														
15			13,8	23	14,3		53,8					73	55	- 0,5														
16	1,2	2,3	14,8	24	15,3	0	15,3	0	58	2,5	5,5	55,8	75	55,8	3	57	2,8	2,5										
17			15,7	25	16,2		57,8					79	59															
18			16,7	27	17,2		60,8					80	62															
19			17,5	28	18		63,5					84	65															
20	1,5	2,5	18,5	29	19	2	18,5	1,3	80	3	6,5	65,5	86	65,5	3	67	3,3	3										
21			19,5	30	20		67,5					91	72	0														
22			20,5	31	21		70,5					98	76,5	2,5														
24			22,3	34	22,8		74,5					103	81,5	2,5														
25	1,7	3	23,3	35	23,8	1,7	23,8	1,7	85	4	7	79,5	110	79,5	3,5	81,5	4,3	4										
26			24,3	36	24,8		88					114	86,5	3,5														
28			25,9	38	26,6		91					120	91,5	3,5														
30			27,9	42	28,6		95					126	96,5	3,5														
32	1,75	4,8	29,6	44	30,3	0	30,3	1,95	100	4	9	98	132	98	3	101	0	0										
34			31,5	46	32,3		103					136	106	0														
35			32,2	48	33		108					142	111	0														
36			33,2	49	34		113					146	116	0														
38	1,75	4,5	35,2	51	36	2	36	2	110	4	10,5	118	152	118	3,5	121	4,3	4										
40			36,5	53	37,5		123					158	126	3,5														
42			38,5	55	39,5		128					164	131	3,5														
45			41,5	59	42,5		133					168	136	3,5														
48	1,75	4,8	44,5	62	45,5	1,95	45,5	1,95	150	4	11	138	175	138	3,5	141	4,3	4										

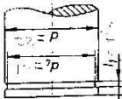
Anillo libre



Anillo montado



Alojamiento

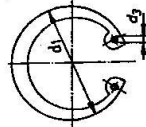


INTERIORES


Anillos elásticos de seguridad UNE 28075

Designación convencional Diámetro del eje d	Anillo					Alojamiento			Designación convencional Diámetro del eje d	Anillo					Alojamiento			l
	h Tol. 0 - 0,05	b \approx	d_i Tol.	d_i Tol. + 0,2 0	d_o Tol.	d_o Tol.	l Tol. + 0,2 0	h Tol. 0 - 0,05		b \approx	d_i Tol.	d_i Tol. + 0,2 0	d_o Tol. + 0,2 0	d_o Tol.	l Tol. + 0,2 0			
12	1	1,6	13,0	4	1,7	12,5	1,1	2	50	4,5	54,2	37	53	2,2	2	1		
13		14,1	7	13,6		52			56,2	39	55							
14		15,1	8	14,6		55			59,2	41	58							
15		16,2	9	15,7		58			62,2	44	61							
16		17,3	10	16,8		60			64,2	45	63							
17	2	18,3	17,8	11	2,5	62	2,5	3	62	66,3	47	65	+ 0,5 0	2,8	2,5	2,5		
18		19,3	19	65		69,3			50	68								
19		20,5	20	68		72,5			52	71								
20		21,5	21	70		74,5			55	73								
22		23,5	23	72		76,5			56	75								
24	2,7	25,8	25,2	13	6	75	2,5	4	75	79,5	57	78	2,5	2,8	2,5	2,5		
25		26,8	26,2	15		78			82,5	62	81							
26		27,8	27,2	16		80			85,5	64	83,5							
28		30,1	29,4	18		85			90,5	69	88,5							
30		32,1	31,4	19		90			95,5	73	93,5							
32	3	34,4	33,7	21	7	95	3	7	95	100,5	77	98,5	+ 0,5 0	4,3	4	4		
34		36,5	35,7	23		100			105,5	81	104							
35		37,8	37	25		105			112	84	109							
36		38,8	38	26		110			117	89	114							
37		39,8	39	28		115			122	92	119							
38	4	40,8	40	2,5	+ 0,3 0	120	4	10	120	127	96	124	+ 0,5 0	4,3	4	4		
40		43,5	42,5			28			125	132	99	129						
42		45,5	44,5			30			130	137	105	134						
44		48,5	47,5			32			135	142	110	140						
45		50,5	49,5			33			140	147	115	144						
47	4,5	51,5	50,5	34	2	1,95	1,95	10,5	147	152	120	149	4,3	4	4	4		
48																		

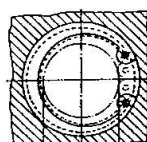
Anillo libre



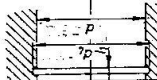
Ajustes
vivos

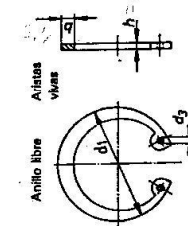
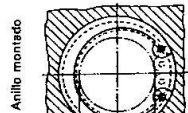
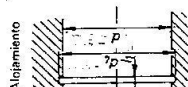


Anillo montado

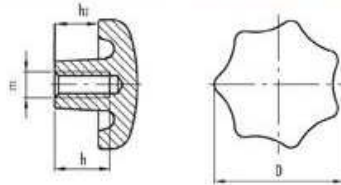


Alojamiento





1.4.2.8.- Baquelita



Ejemplo de pedido: ULM 6220-05

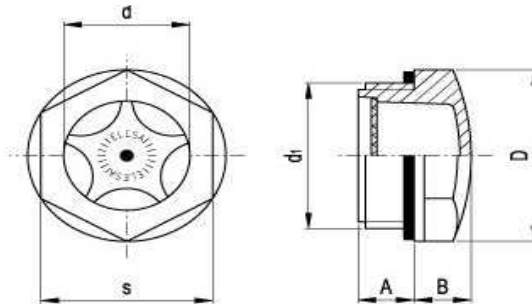
Referencia	m	D	h	h ₂	h ₁
6220-05	M 5	25	9,5	8	16
6220-06	M 6	32	12	10	20
6220-08	M 8	40	14	13	25
6220-10	M 10	50	18	17	32
6220-12	M 12	63	22	21	40
6220-16	M 16	80	30	25	50

1.4.2.9.- Elementos del Aceite

VISOR DE ACEITE



Para montar el visor y evitar su deformación elástica, se aconseja un par de apriete de 5 + 15 Nm (según diámetro). La contratuercas ULM 28006 es aconsejable para el montaje en depósitos con paredes de espesor ≥ 5 mm.

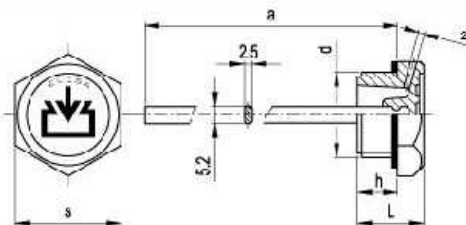


Ejemplo de pedido: ULM-28004-07

Referencia	d ₁	d	D	A	B	s	g
28004-07	1/4 Gas	9	18	10	6	15	3
28004-06	3/8 Gas	11	22	8	7	19	4
28004-13	1/2 Gas	14	26	10	8	22	5
28004-19	3/4 Gas	20	31	10	9	27	8
28004-26	1 Gas	25	40	11	10	34	12
28004-31	1 1/4 Gas	30	47	12	13	41	20
28004-16	M16x1.5	11	22	8	7	19	4
28004-20	M20x1.5	14	26	8	8	22	5
28004-25	M25x1.5	18	31	8	9	27	8
28004-27	M27x1.5	20	31	9	9	27	8
28004-30	M30x1.5	22	35	9	10	30	10
28004-35	M35x1.5	25	40	11	10	34	13
28004-40	M40x1.5	30	47	12	13	41	20

TAPÓN DE LLENADO

 28028 28050		Tapón de llenado	Material: Poliámid a color negro con símbolo gráfico «CARGA». Junta plana de estanqueidad en caucho sintético (Perbunan). Varilla de nivel de acero fosfatado y perfil rectangular. Temperatura de trabajo hasta 130 °C.	Elesa TCDF

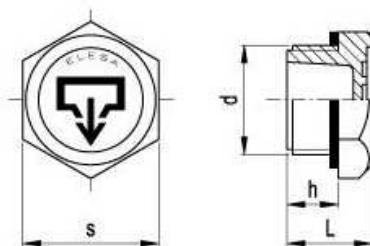


Ejemplo de pedido: ULM-28028-10

Referencia sin Varilla	d	h	s	L	∅ g	∅ g	a	Referencia con Varilla
28028-10	M10×1,5	9	19	15	4			
28028-12	M12×1,5	9	19	15	4			
28028-16	M16×1,5	9	22	15	7	15	195	28050-16
28028-20	M20×1,5	11	26	18	8	30	195	28050-20
28028-25	M25×1,5	12	32	20	12	45	195	28050-25
28028-35	M35×1,5	13	38	22	15	40	195	28050-35
28028-03	1/8 Gas	9	19	16	4			
28028-07	1/4 Gas	9	19	16	4			
28028-09	3/8 Gas	9	22	16	5	20	195	28050-09
28028-13	1/2 Gas	11	26	18	8	30	195	28050-13
28028-19	3/4 Gas	12	32	20	14	35	195	28050-19
28028-26	1 Gas	13	38	22	18	45	195	28050-26

TAPÓN DE VACIADO

 28029		Tapón de vaciado	Material: Poliámid a color rojo con símbolo gráfico «DESCARGA». Junta plana de estanqueidad de caucho sintético (Perbunan). Temperatura de trabajo hasta 130 °C.	Elesa TSD

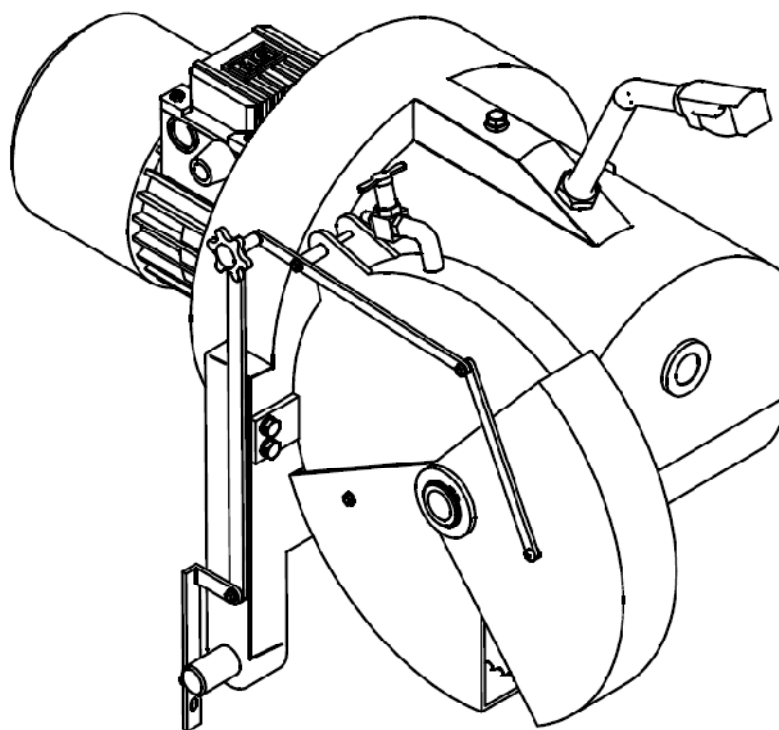


Ejemplo de pedido: ULM-28029-10

Referencia	d	h	s	L	∅ g
28029-10	M10×1,5	9	19	15	4
28029-12	M12×1,5	9	19	15	4
28029-16	M16×1,5	9	22	15	7
28029-20	M20×1,5	11	26	18	8
28029-25	M25×1,5	12	32	20	12
28029-35	M35×1,5	13	38	22	15
28029-03	1/8 Gas	9	19	16	4
28029-07	1/4 Gas	9	19	16	4
28029-09	3/8 Gas	9	22	16	5
28029-13	1/2 Gas	11	26	18	8
28029-19	3/4 Gas	12	32	20	14
28029-26	1 Gas	13	38	22	18

1.4.3.- Manual del Usuario

MANUAL DEL USUARIO



TRONZADORA DE DISCO

Transcriba los datos contenidos en la plaquita de identificación de la tronadora de disco.

(A) MODELO

(B) N° MATRÍCULA

(C) AÑO DE FABRICACIÓN

Fecha de entrega de la tronadora de disco.

Centro de Asistencia autorizado por el Fabricante al que dirigirse para eventuales operaciones de asistencia.

EMPRESA FABRICANTE
POL. IND.
CÓD. POSTAL - DIRECCIÓN
-CIUDAD-

Telf.:
Fax. :

Anotaciones :

ÍNDICE

SECCIÓN 1 - Descripción y principales

1.1.- PRESENTACIÓN.....	5
1.2.- GARANTÍA	5
1.2.1- EXCLUSIONES DE LA GARANTÍA	5
1.3.- IDENTIFICACIÓN	6
1.4.- DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA	6
1.5.- CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	8
1.6.- NIVEL DE RUIDO.....	9

SECCIÓN 2 - Normas de seguridad generales

2.1.- SEGURIDAD.....	10
2.1.1- TERMINOLOGÍA ADOPTADA	11
2.2.- SEÑALES DE SEGURIDAD	11
2.3.- NORMAS DE SEGURIDAD GENERALES.....	11

SECCIÓN 3 - Desplazamiento e instalación

3.1.- TRANSPORTE Y DESPLAZAMIENTO	16
3.2.- INSTALACIÓN	17
3.2.1- CONEXIONES.....	18
3.2.1- MONTAJE DE LOS COMPONENTES	18

SECCIÓN 4 - Uso de la tronzadora de disco

4.1.- USO Y DISPOSITIVOS DE MANDO	19
4.1.1- CORTE NORMAL - FUNCIONAMIENTO	21
4.1.2- CÓMO PARA AL TRONZADORA DE DISCO.....	22
4.1.3- CORTE INCLINADO	22
4.1.4- FIJACIÓN DE LA PIEZA.....	22
4.1.5- SUSTITUCIÓN DEL DISCO DE CORTE.....	24

SECCIÓN 5 - Mantenimiento de la máquina

5.1.- MANTENIMIENTO	25
---------------------------	----

5.1.1- CAMBIO DE ACEITE DEL REDUCTOR.....	26
5.2.- ALMACENAMIENTO	26
5.3.- DEMOLICIÓN	27
SECCIÓN 6 - Repuestos	
6.1.- NORMAS PARA LOS PEDIDOS.....	27
ESQUEMA ELÉCTRICO	28
ANEXO 1	29

SECCIÓN 1

Descripción y características principales

1.1.- PRESENTACIÓN

Este Manual Contiene la información y todo lo que se considera necesario para el conocimiento, el buen uso y el mantenimiento normal de la **Tronzadora de disco**.

El contenido en su totalidad no constituye una descripción completa de los varios órganos ni una exposición detallada de su funcionamiento, pero el usuario encontrará lo que es normalmente útil saber para un buen uso en seguridad y para una buena conservación de la máquina.

Verifique que la máquina esté íntegra y completa. Eventuales reclamaciones deberán presentarse por escrito en los 10 (diez) días siguientes a la recepción de la misma.

Para posteriores reparaciones o revisiones que comporten operaciones de una cierta complejidad diríjase a EMPRESA SUMINISTRADORA (ver dirección en la 2º página).

AVISO

Se avisa que los dibujos presentados en este manual no tienen porque concordar con la tronzadora que usted haya comprado. Sin embargo, dada su similitud se estima que es poco probable que usted tenga dificultades en la comprensión de dicho manual. Si, aun así, hay algo que no le quede claro, el Fabricante estará encantado de resolverle sus dudas, que podrá realizar mediante los medios de comunicación que se hallan en la página 2 de este manual.

1.2.- GARANTÍA

El incumplimiento de las normas descritas en este manual, la negligencia y un mal e inadecuado uso de la máquina, pueden provocar la anulación, por parte del Fabricante, de la garantía que el mismo da por la máquina.

El Fabricante garantiza su productos por un período de 12 (doce) meses desde la fecha de compra. Esta garantía cubre únicamente la reparación y la sustitución gratuita de las partes que, después de un atento examen efectuado por la oficina técnica del Fabricante, resultaran defectuosas (excluidas las partes eléctricas, los motores y las herramientas). La garantía, con exclusión de toda responsabilidad por daños directos e indirectos, se considera limitada únicamente a los defectos de material y deja de tener efecto si las partes devueltas resultaran de algún modo desmontadas, manipuladas o reparadas fuera de la fábrica.

1.2.1- EXCLUSIONES DE LA GARANTÍA

Están excluidos de la garantía los daños derivados de negligencia, dejadez,, mala utilización y uso impropio de la tronzadora de disco o como consecuencia de una manejo erróneo por parte del operario.

La eliminación de los dispositivos de seguridad, que la máquina lleva, provoca automáticamente el vencimiento de la garantía y las responsabilidades del Fabricante. Además, la garantía y las responsabilidades caducan si fueran usadas partes de recambio no originales. Los equipos enviados, aunque estén en garantía, deben enviarse con portes pagados. No ha lugar ningún resarcimiento por eventuales inactividades de las máquinas. El número de matrícula grabado en la plaquita de identificación, constituye la referencia básica para la garantía, el manual de instrucciones, la asistencia y la identificación de la máquina. El usuario podrá de todos modos hacer valer sus derechos sobre la garantía sólo cuando haya respetado las condiciones concernientes a la prestación de la garantía, contenidas en el contrato de suministro.

El Fabricante, de todos modos, está a completa disposición para asegurar una rápida y atenta asistencia técnica y todo lo que pueda ser útil para el mejor funcionamiento y para obtener el máximo rendimiento de la máquina.

1.3.- IDENTIFICACIÓN

La plaquita de identificación (nº 27 - Fig. 1) contiene:

- Dirección del Fabricante

- Marcado "CE";

A) Modelo de la máquina

B) Número de matrícula de la máquina

C) Año de fabricación;

Estos datos deben de citarse siempre para solicitudes de repuestos y para las operaciones de asistencia.

1.4.- DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA

La tronzadora es una máquina marcada "CE" en conformidad con las normas de la Unión Europea incluidas en las directivas 89/392/CCE y 89/336CCE correspondientes a la compatibilidad electromagnética, como descrito en la declaración de conformidad que se entrega junto con cada máquina.

Es una máquina fabricada exclusivamente para el corte materiales ferrosos de sección plena, abierta o tubular. La utilización de la misma para el corte de materiales diferentes o para trabajos que no sean los previstos y no conformes con lo descrito en este manual, además de estar considerado un uso impropio y prohibido, exime al Fabricante de cualquier responsabilidad directa y/o indirecta.

El siguiente listado de recambios se refiera a la Fig. 1.

- 1) Interruptor de mando;
- 2) Empuñadura de mando;
- 3) Varilla empuñadura de mando;
- 4) Protección fija;

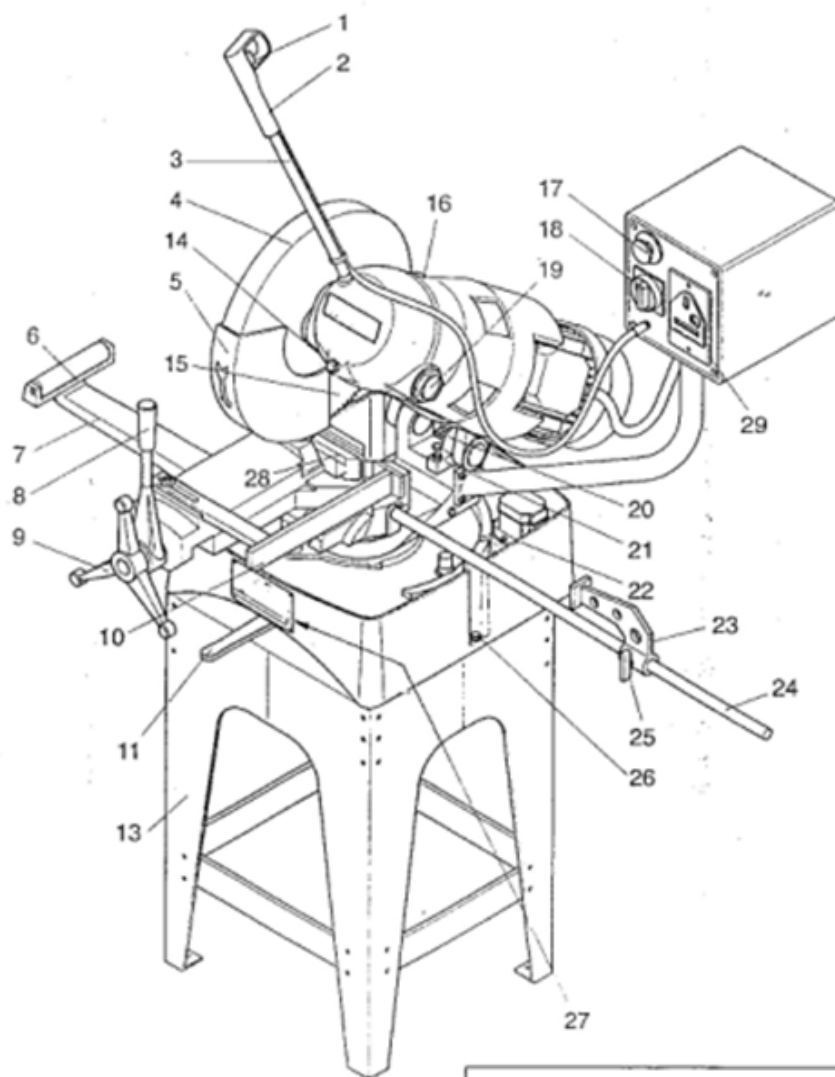
- 5) Protección móvil;
- 6) Rodillo apoyo del material;
- 7) Brazo de rodillo de apoyo;
- 8) Palanca de bloqueo rápido;
- 9) Volante accionamiento mordaza;
- 10) Tope con regulación para el corte de piezas en serie;
- 11) Palanca para el bloqueo de la mordaza;
- 12) Protección intermedia
- 13) Base de la máquina;
- 14) Tapón para el vaciado de aceite;
- 15) Disco de corte;
- 16) Tapón para el llenado de aceite;
- 17) Pulsador de parada de emergencia;
- 18) Conmutador de velocidad;
- 19) Mirilla nivel del aceite;
- 20) Muelle de retorno;
- 21) Tornillo para el ajuste de la profundidad de corte;
- 22) Aperturas para el líquido refrigerante (nº 1);
- 23) Tope corredero;
- 24) Varilla del tope;
- 25) Tornillo apriete tope corredero;
- 26) Tornillo de fijación de la tronzadora a ala base;
- 27) Plaquita de identificación;
- 28) Galteras de la mordaza;
- 29) Interruptor general con indicador luminoso de señalización máquina en tensión.

La tronzadora de disco se suministra equipada con:

- Soporte giratorio 45° derecha/izquierda;
- Dispositivo para la prevención de accidentes a abaja tensión;
- Reductor en baño de aceite;
- Bomba eléctrica para el líquido refrigerante;
- Tope regulable para el corte de piezas en serie;
- Tope de barra;
- Soporte de barra;
- Suministro de llaves para las operaciones normales;
- Manual de instrucciones para el uso y el mantenimiento.

ACCESORIOS BAJO PEDIDO:

- Base máquina (ref. 13 Fig. 1).



EMPRESA FABRICANTE		• CE
Pol. Ind. Dirección - Cód. Postal (Ciudad)		
Tel.:	- Fax:	
Modelo	<input type="text"/>	
Número	<input type="text"/>	
Año Fabricación	<input type="text"/>	

- Fig.1

1.5.- CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Motor trifásico de dos velocidades: 1,5-3,0 CV

Revoluciones del eje porta disco: 20-40 r.p.m.

Apertura mordaza: 160 mm.

Diámetro disco de corte: 350 mm.

Altura galteras mordazas: 55 mm.

Capacidad cabeza para aceite lubricante: 4,3 l.

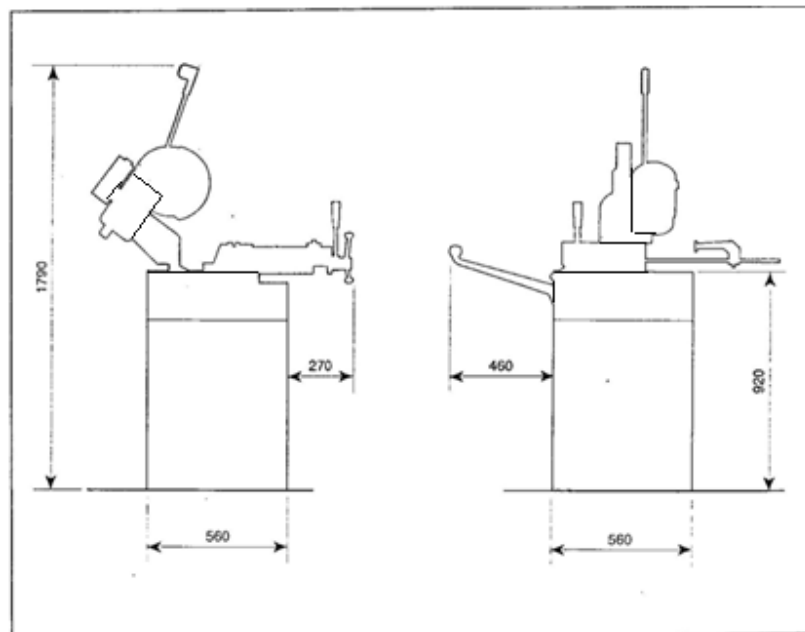
Capacidad depósito del líquido refrigerante: 6 l.

Peso máquina: 282 kg.

1.6.- NIVEL DE RUIDO

El nivel sonoro ha sido medido en el puesto de trabajo del operario con la máquina en movimiento, en vacío y sobre suelo plano.

- Nivel de presión acústica L_{pAm} (A) dB: 62,3
- Nivel de potencia acústica L_{pAm} (A) dB: 76,8
- Puesto operario (nivel acústico) L_{pA} (A) dB: 72



– Fig.2

SECCIÓN 2

Normas de seguridad generales

2.1.- SEGURIDAD

La seguridad del operario es una de las preocupaciones principales del Fabricante de máquinas. Al realizar una máquina nueva, se intenta prever todas las posibles situaciones de peligro y naturalmente adoptar los adecuados dispositivos de seguridad. Permanece de todos modos muy alto el nivel de accidentes causados por el uso imprudente e impropio de las varias máquinas.

El usuario deberá encargarse de instruir al personal sobre los peligros que derivan en accidentes, sobre los dispositivos previstos para la seguridad del operario y sobre las reglas generales para la prevención de accidentes previstas por las directivas y por la legislación del país en el que se utilice la tronadora de disco.

Se aconseja por tanto leer muy atentamente este manual y en especial las normas de seguridad, prestando mucha atención a las operaciones que resultaran especialmente peligrosas.

El Fabricante declina toda y cualquier responsabilidad por el incumplimiento de las normas de seguridad y de prevención incluidas en este manual.

Declina además toda la responsabilidad por daños causados por uso impropio de la máquina o por modificaciones efectuadas sin autorización.



Preste atención a este símbolo cuando lo encuentre reproducido en el manual. Indica una posible situación de peligro. Los peligros pueden ser de tres niveles:

PELIGRO

Es la señal de peligro al máximo nivel y advierte que si las operaciones descritas no se ejecutan correctamente, **provocan** graves lesiones, la muerte o riesgos a largo plazo para la salud.

ATENCIÓN

Esta señal advierte que si las operaciones descritas no se ejecutan correctamente, **pueden acarrear** graves lesiones, la muerte o riesgos a largo plazo para la salud. La señal "Atención" indica un nivel inferior respecto a "Peligro".

CUIDADO

Esta señal advierte que si las operaciones descritas no se ejecutan correctamente, **pueden causar** graves lesiones, la muerte o riesgos a largo plazo para la salud. La señal "Cuidado" indica un nivel inferior respecto a "Peligro" y a "Atención".

2.1.1- TERMINOLOGÍA ADOPTADA

Para completar la descripción de los varios niveles de peligro, a continuación se describen situaciones y definiciones específicas que pueden comprometer directamente la máquina o las personas:

- **ZONA PELIGROSA:** Cualquier zona dentro y/o cerca de una máquina en la cual la presencia de una persona expuesta constituya un riesgo para la seguridad y la salud de dicha persona.

- **PERSONA EXPUESTA:** Cualquier persona que se encuentra, enteramente o en parte, en una zona peligrosa.

- **OPERARIO:** La(s) persona(s) encargada(s) de instalar, hacer funcionar, regular, mantener, limpiar, reparar y transportar una máquina.

- **USUARIO:** El usuario es la persona, o el ente o la sociedad, que ha comprado o alquilado la máquina y que entiende usarla para los usos para los que ha sido concebida.

- **PERSONAL ESPECIALIZADO:** Como tales se entienden aquellas personas Específicamente formadas y habilitadas para efectuar operaciones de mantenimiento y de reparación que requieren un particular conocimiento de la máquina, de su funcionamiento, de los dispositivos de seguridad y de las modalidades de actuación y que son capaces de reconocer los peligros que derivan de la utilización de la máquina y por tanto pueden evitarlos.

- **CENTRO DE ASISTENCIA AUTORIZADO:** El centro de Asistencia Autorizado es la estructura, legalmente autorizada por el Fabricante, que dispone de personal especializado y habilitado para efectuar todas las operaciones de asistencia, mantenimiento y reparación, incluso de una cierta complejidad, que son necesarias para el mantenimiento de la máquina en perfecto estado.

2.2.- SEÑALES DE SEGURIDAD

La máquina está realizada adoptando todas las posibles normas de seguridad para la protección de quien trabaja con ella. No obstante, pueden sustituir posteriores riesgos residuales que están adecuadamente señalados en la máquina con símbolos adhesivos.

Estos símbolos (descritos en la Fig. 3), están fijados en la tronzadora de disco e indican las varias situaciones de inseguridad y peligro de forma esencial. Manténgalos limpios y sustitúyalos inmediatamente cuando se estén desenganchando o estén dañados.

2.3.- NORMAS DE SEGURIDAD GENERALES

PELIGRO

Al utilizar equipo y herramientas eléctricos hay que adoptar las oportunas precauciones de seguridad para reducir el riesgo de incendio, descargas eléctricas y lesiones a las personas. antes de utilizar la máquina, por tanto, le atentamente, y memorice las siguientes normas sobre la seguridad. después de la lectura, conserve cuidadosamente este manual.

El operario de la máquina, tanto si trabaja en modo continuo como de vez en cuando, debe poseer conocimientos y capacidades idóneas, ateniéndose a fundamentales y simples reglas de comportamiento para garantizar la seguridad de sí mismo y la de los demás, preservando además la máquina de daños potenciales.

Antes de empezar a trabajar:

- Tenga en consideración las condiciones ambientales. No exponga la máquina a la lluvia, No la utilice en ambientes húmedos o mojados.
Coloque la máquina en un ambiente que este bien iluminado.
El suelo debe estar limpio, seco y sin manchas de aceite o grasa.
- Controle la perfecta integridad de la máquina y de las protecciones. Controle el regular funcionamiento de las partes móviles, que no haya elementos dañados o rotos, que todo esté libre de impedimentos. Las partes que resulten dañadas o rotas deben repararse o sustituirse.

Vestir:

- Vístase en modo adecuado. Al utilizar la máquina el operario debe de usar prendas de vestir apropiadas porque en la máquina hay órganos en movimiento que pueden constituir un peligro.
Evite prendas anchas y sueltas, mangas anchas, pantalones demasiado largos y anchos, batas, etc. Debe prestarse particular atención a los cinturones , bufandas, pañuelos, tiras de tejido, presillas, collares, brazaletes, cabellos largos etc. Estos elementos podrían constituir un grave peligro para quien los lleva durante la utilización de la máquina porque podrían engancharse en órganos en movimiento. Está terminantemente prohibido el uso de mocasines, zuecos, zapatillas u otro tipos de calzado que podrían comprometer la propia movilidad y estabilidad. El operario deberá llevar en cambio prendas de vestir idóneas y de seguridad. Use los auriculares para la protección del oído en los casos previstos y siempre cuando el nivel sonoro supere los 85 dB.

Puesto de trabajo:

- Mantenga en orden el puesto de trabajo. El desorden en el puesto de trabajo comporta el peligro de accidentes.
- Evite posiciones inestables. Asegúrese constantemente de estar en una posición segura respecto de la máquina cuando está trabajando y en equilibrio estable.
- Verifique que la instalación de suministro eléctrico sea conforme con las normas.
- Controle que la toma de corriente sea idónea y conforme con las normas. Que tenga un interruptor automático de protección incorporado.

- Quite de la máquina las llaves de servicio. Antes de poner la máquina en funcionamiento compruebe que todas las llaves y herramientas utilizadas para las regulaciones y el mantenimiento se hayan sacado.
- Proteja el cable de temperaturas elevadas, de lubricantes y de los ángulos vivos. Evite además enredos y nudos en el cable. Utilice sólo cables de prolongación admitidos y marcados.

Durante el uso:

- No toque las partes en movimiento.
- Se prohíbe terminantemente hacer tocar o hacer utilizar la máquina a niños y a personas ajenas, inexpertas o que no estén en buenas condiciones de salud.
- No abandone nunca la máquina en movimiento.
- No detenga nunca la máquina desenchufando la clavija de la toma de corriente.
- No haga tocar el cable, con la clavija enchufada a los niños ni a personas ajenas.
- Durante el trabajo evite que haya niños, personas o animales domésticos alrededor y que, en cualquier caso, estén a una distancia de seguridad.
- No menoscabe o pruebe de eliminar las protecciones.
- No haga nada en la máquina que esté indicado en este manual.
- Deben emplearse exclusivamente las herramientas autorizada y d escritas en las instrucciones de uso o contenidas en los catálogos del Fabricante. No respetar estos consejos significa trabajar con herramientas inseguras y potencialmente peligrosas.
- Atención con los símbolos de peligro aplicados en la máquina.
- Al acabar el trabajo limpie cuidadosamente la máquina y su zona de trabajo.

Mantenimiento y reparación:

- Cualquier tipo de verificación, control, limpieza, mantenimiento, cambio y sustitución de piezas, debe de efectuarse con la máquina apagada y con la clavija desenchufada de la toma de corriente.
- Haga efectuar las operaciones de reparación a personal autorizado. Esta máquina y su equipo eléctrico están conforme realizados con las vigentes normas para la prevención de accidentes.
- Desconecte la tensión antes de proceder con cualquier operación en el equipo eléctrico. Desenchufe del cuadro la clavija de suministro eléctrico.
- Para la limpieza de la máquina no utilice jamás pistolas o chorros de agua. Evite además, el rociado de nafta o solventes.
- Controle periódicamente la integridad del cable. Sustitúyalo si no está íntegro. esta operación debe efectuarle personal competente y autorizado.

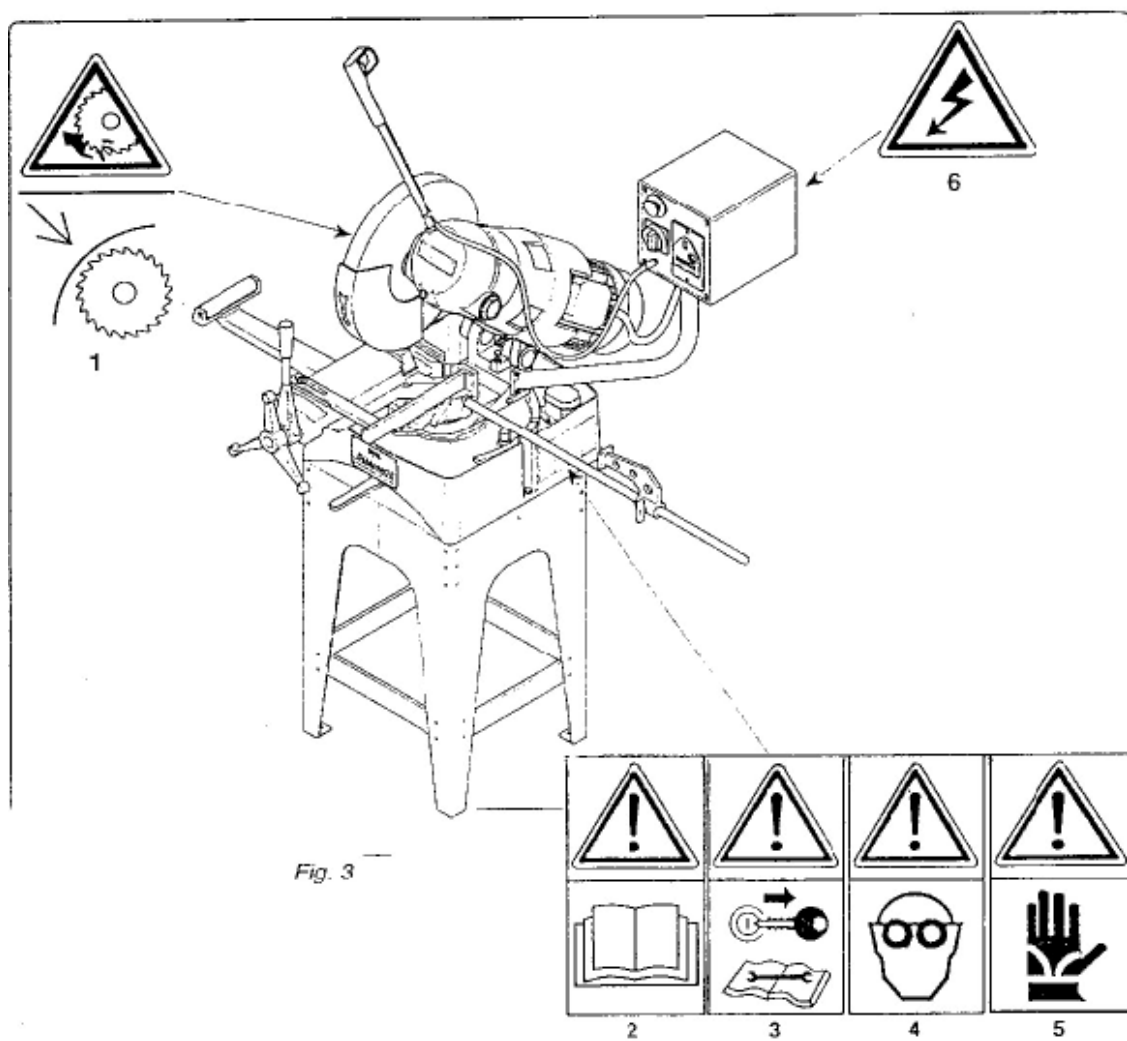
- Una eventual prolongación del cable eléctrico debe tener clavijas/tomas y cable con toma en tierra como previsto por las normativas.
- Evite un empleo erróneo del cable de alimentación. Utilice sólo cables que tengan la sección adecuada a la potencia instalada en la máquina. El cable de alimentación no debe utilizarse para desenchufar la clavija de la toma. proteja el cable de temperaturas elevada, aceite y ángulos cortantes.

Ecología:

- Respete el medio ambiente y las leyes en vigor en el País en el que se utiliza la máquina, por lo que se refiere al uso y a la eliminación de los productos empleados para el uso, la limpieza y el mantenimiento de la máquina y cumpla también lo aconsejado por el productor de estos productos.
- En caso de demolición de la máquina, atégase a las normativas contra la contaminación previstas por los Entes encargados en el país de utilización. Si fuera necesario efectúe los varios procedimientos legales en materia de eliminación de máquinas y/o de partes de la misma.
- **Conserve cuidadosamente este manual de instrucciones. Debe acompañar la máquina durante todo el arco de su vida.**
- **Las reparaciones debe efectuarlas personal especializado y autorizado por el Fabricante.**

LEYENDA

- 1) Preste atención al disco de corte cuando está en movimiento. Peligro de cizallado de las manos.
- 2) Antes de empezar a trabajar, lea atentamente el manual de las instrucciones de uso.
- 3) Antes de cualquier operación de mantenimiento, desconecte el suministro eléctrico y lea atentamente le manual de las instrucciones de uso.
- 4) Durante el trabajo protéjase los ojos con gafas adecuadas. Peligro por el lanzamiento de pequeñas virutas.
- 5) Durante el trabajo use guantes de protección.
- 6) Preste atención. Peligro de descarga eléctrica.



SECCIÓN 3

Desplazamiento e instalación

3.1.- TRANSPORTE Y DESPLAZAMIENTO

La tronzadora de disco, con sus accesorios, se suministra en resistentes jaulas de madera aptas para el transporte y almacenamiento.

Se aconseja, en caso de almacenamiento, no superar una pila de 3 unidades.

El desplazamiento de la máquina con su embalaje se efectúa con carretilla de horquillas o una carretilla elevadora.

Si fuera necesario transportar la máquina por un largo trayecto, este embalaje puede cargarse tanto en vagones de ferrocarril como en camiones. Para ello consulte las "Características técnicas", donde se indican el peso y dimensiones específicas.

CUIDADO

Antes de proceder con las operaciones de elevación, asegúrese que los elementos móviles de la máquina estén bien bloqueados. Levante la máquina con extremo cuidado y desplácela lentamente, sin sacudidas o movimientos bruscos.

PELIGRO

Las operaciones de elevación y transporte pueden ser muy peligrosas si no se efectúan con la máxima cautela. Por tanto aleje a las personas ajenas; limpie, libere y delimite la zona de traslado; verifique la integridad y la idoneidad de los medios a disposición; no toque la máquina mientras que esté suspendida y permanezca a distancia de seguridad; durante el transporte, la máquina no deberá levantarse más de 20 centímetros del suelo. Debe además comprobarse que en la zona en la que se trabaja no haya obstáculos y que haya suficiente "espacio de fuga", entendiéndose con esta expresión una zona libre y segura en la que poder desplazarse rápidamente si la máquina cayera.

El plano en el que se quiere cargar la máquina deber ser horizontal para evitar posibles desplazamientos.

Una vez colocada la máquina en el medio de transporte, asegúrese de que permanezca bloqueada en su posición. Fije la máquina al plano en el que está apoyada mediante el auxilio de cables adecuados a la masa de la que se entiende bloquear el movimiento (véanse "Características técnicas" para el peso de la máquina).

Estos cables deben fijarse firmemente a la máquina y tensarse hacia el punto de anclaje en el plano de apoyo.

Una vez efectuado el transporte, antes de soltar la máquina de todos sus vínculos, verifique que el estado y la posición de la misma no constituyen un peligro.

Quite luego los cables y proceda con la descarga con los mismos medios y modalidades previstos para la carga.

Después de haber desembalado la máquina con la máxima atención, proceda a su colocación.

CUIDADO

Si la máquina se hubiera entregado con los específicos embalajes, quite de las tablas y de las tapas de madera los clavos que sobresalgan. Elimine la madera, el cartón, las bolsas de plástico, los clavos, etc. conforme con las normas vigentes.

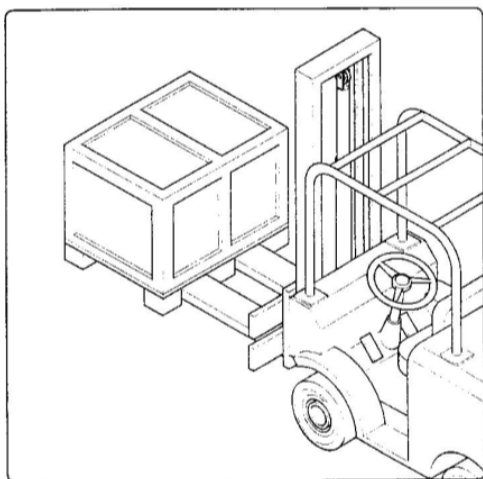


Fig. 4

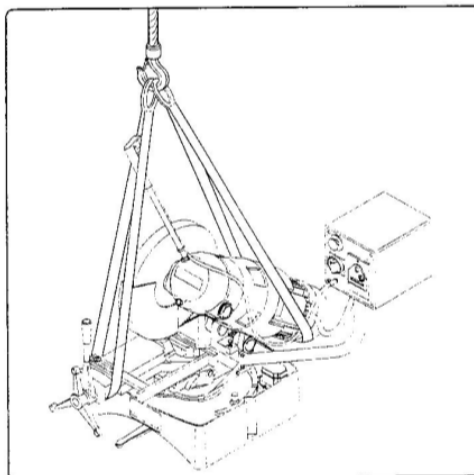


Fig. 5

3.2.- INSTALACIÓN

La tronadora se suministra lista para su uso, con disco de corte y sin líquido refrigerante.

Al elegir la posición de la máquina hay que tener en consideración que:

- el sitio no tenga impedimentos, no sea húmedo y esté protegido de la intemperie;
- haya una buena iluminación;
- esté situada cerca del interruptor general;
- la temperatura ambiental esté entre 0° y 45° C.

Para la instalación sobre la bases (sobre pedido, ref. 13. Fig. 1), o para pequeños desplazamientos, proceda en el modo siguiente:

- 1) Con cables y tirantes de adecuada capacidad de carga enganche de la máquina (Fig. 5).
- 2) Con una grúa o aparejo apropiado, alce la máquina y sitúela en el sitio previsto.
- 3) Si se coloca sobre la base, fije la máquina y la base con los correspondientes tornillos (26 Fig. 1).

Si la máquina se coloca sin la bases, deberá fijarse empleando los dos orificios (26 Fig. 1), sobre una estructura que soporte el peso de la máquina y los posibles desequilibrios debidos a la utilización de la misma.

PELIGRO

El Fabricante declina toda la responsabilidad por los eventuales daños causados por una instalación errónea o por la utilización de bases inadecuadas.

3.2.1- CONEXIONES

- Compruebe que la tensión de red corresponda con el voltaje del motor indicado en la plaquita de identificación (27 Fig. 1).
- Conecte el cable de línea de la máquina aun cuadro eléctrico que tenga un interruptor general automático (de tipo magnetotérmico), conectado a tierra como previsto por las normas de seguridad vigentes, capaz de proteger la máquina de sobrecargas y cortocircuitos.

Si al efectuar la conexión las fases estuvieran invertidas hay que invertir los hilos.

- Compruebe que el disco de corte gire correctamente en el sentido de la flecha que hay en el protector móvil (B Fig. 6) del mismo disco y que la dirección de los dientes del disco sea la correcta (A Fig. 6).

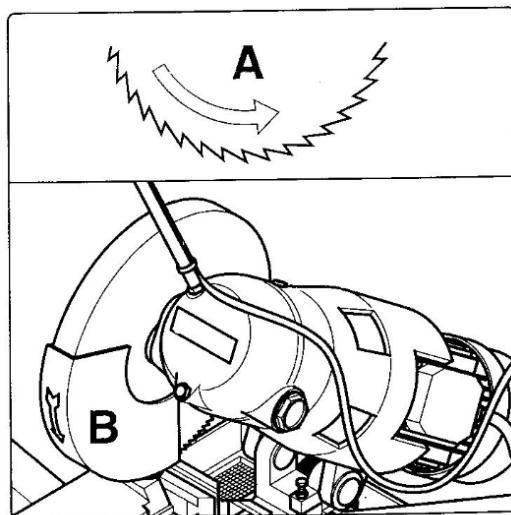


Fig. 6

3.2.1- MONTAJE DE LOS COMPONENTES

Empuñadura de mando:

- Introduzca la varilla con la empuñadura de mando (2 Fig. 7) y enchufe la clavija de conexión eléctrica (a baja tensión) en la centralita de mando (1 Fig. 7).

Brazo apoyo material:

- Enrosque los dos tronillos correspondientes del brazo (1 Fig. 8).

Varilla bloqueo barra:

- Introduzca la varilla de registro (24 Fig. 1) en su sede y bloquéela.

Muelle de retorno cabeza:

- Monte el muelle (20 Fig. 1) de retorno (revestido de material de plástico) entre la placa y el tornillo de fijación muelle.

Líquido refrigerante:

- El líquido refrigerante, compuesto de agua (9 partes) y taladrina (1 parte) debe introducirse a través de dos aberturas situadas sobre el contenedor de recogida (22 Fig. 1).

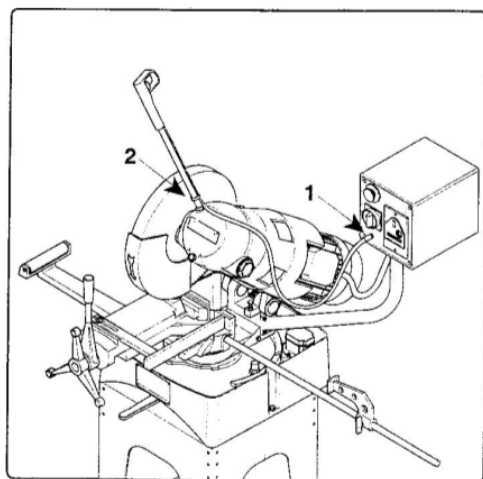


Fig. 7

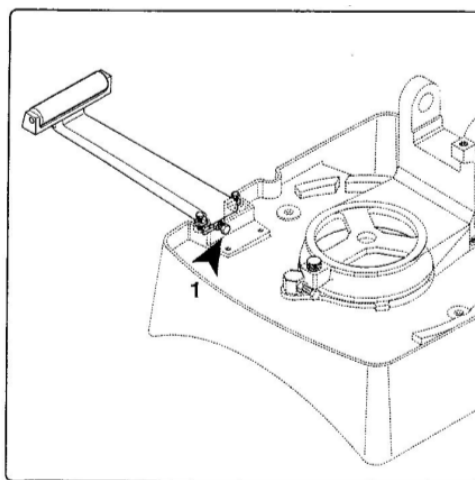


Fig. 8

SECCIÓN 4

Uso de la tronzadora de disco

4.1.- USO Y DISPOSITIVOS DE MANDO

PELIGRO

Antes de introducir la clavija en la toma de corriente, compruebe que el valor de la tensión corresponde con el indicado en la plaquita de identificación (27 Fig. 1).

La máquina está equipada con los siguientes dispositivos de mando (Fig. 9):

1) Pulsador de puesta en marcha.

Este pulsador sirve para poner en marcha el disco de corte del máquina.

- 2) Cuando el pulsador de puesta en marcha esté conectado, el **indicador luminoso** señala que en la máquina hay tensión.
- 3) **Conmutador de velocidad.** El conmutador de velocidad sirve para seleccionar la velocidad de rotación del disco de corte.

POSICIÓN "0":

- El disco de corte no gira (aunque se apriete el pulsador (1 Fig. 9) que hay en la empuñadura de mando)

POSICIÓN "1":

- En esta posición se tiene la velocidad más baja (20 r.p.m.). Esta velocidad es adecuada para el corte de materiales duros y barras llenas.

POSICIÓN "2":

- En esta posición se tiene la velocidad más alta (40 r.p.m.). Esta velocidad es adecuada para el corte de perfiles y de tubos de pequeño espesor.

ATENCIÓN

El conmutador de velocidad puede cerrarse con candado. Nombre un responsable para la custodia de la llave.

4) Empuñadura con pulsador de mando. La empuñadura de mando (con hombre presente), sirve para hacer subir y bajar el cabezal efectuando de esta forma la operación de corte. Esta empuñadura está compuesta por un tubo fijo en el cabezal de la máquina en cuyo extremo hay la empuñadura de mando con un pulsador. Apretando el pulsador (1), se obtiene la puesta en marcha de la rotación del disco y soltándolo la parada.

ATENCIÓN

Antes de poner la máquina en funcionamiento, efectúe un control general de la eficiencia para familiarizarse con los dispositivos de mando y su funcionamiento.

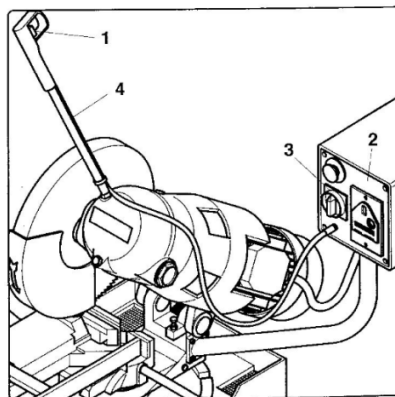


Fig. 9

4.1.1- CORTE NORMAL - FUNCIONAMIENTO

Después de haber efectuado lo descrito, para la puesta en funcionamiento de la máquina, proceda con el modo siguiente (Fig. 10):

- Abra la mordaza (1) mediante el volante (2).
- Introduzca el material en las galteras de las mordazas y bloquéelo firmemente con el volante (2) y la palanca de bloqueo rápido (3).
- El dispositivo de bloqueo contra las rebabas permite el corte de las piezas en serie siempre que se regule y mantenga en la misma posición.
- Seleccione la velocidad de corte deseada en el conmutador (5).

En este momento la máquina está lista para efectuar el corte.

- Coja la empuñadura de accionamiento (6) y apretando el pulsador (7) el disco de corte empezará a girar.
- Apoye suavemente la hoja de corte en la pieza que debe cortarse, para evitar la rotura de los dientes de la hoja de la sierra, y efectúe el corte.

ATENCIÓN

Asegúrese que el aceite refrigerante salga en cantidad suficiente durante el corte. El disco debe de estar abundantemente lubricado y enfriado.

En posición de reposo (cabezal arriba) el cárter de protección cubre totalmente el disco de corte. En fase de corte, el cárter se abre automáticamente y proporcionalmente a la fase de descenso dejando descubierta sólo la parte estrictamente necesaria para el trabajo.

- Al final del corte acompañe el cabezal a la aposición de reposo y suelte la empuñadura de mando. El disco se para.

PELIGRO

La máquina está equipada con una instalación eléctrica de baja tensión a 24 v con dispositivo de mínima tensión. Con este dispositivo, si hay una caída de tensión, la máquina se detiene.

PELIGRO

Si durante el funcionamiento la tronzadora de disco se parará, independientemente de poner el interruptor en posición "0", trabaje con la máxima cautela y verifique la causa de la parada.

PELIGRO

Todas las operaciones para la preparación del corte deben efectuarse con el cabezal de la máquina en posición de reposo y con el disco de corte parado.

4.1.2- CÓMO PARA AL TRONZADORA DE DISCO

Para detener la rotación del disco durante el trabajo, hay que soltar el pulsador (7 Fig. 10) que hay en la empuñadura de mando. Además es posible detener la máquina situando el conmutador de velocidad (5 Fig. 10) en la posición "0".

4.1.3- CORTE INCLINADO

Es posible efectuar cortes inclinados (más. 45° a derecha y a izquierda). Para hacer esto es suficiente aflojar la palanca de bloqueo mordaza y cabezal (8 Fig. 10), girar el cabezal hasta el ángulo deseado tomando como referencia la escala graduada (9 Fig. 10) y volver a bloquear la palanca (8 Fig. 10) en la posición deseada.

PELIGRO

Esta operación debe de realizarse con la máquina apagada y sin tensión.

PELIGRO

La palanca de bloqueo debe de estar bloqueada firmemente, para evitar desplazamientos del cabezal durante el corte.

4.1.4- FIJACIÓN DE LA PIEZA

La mordaza tiene una palanca de bloqueo rápido (3 Fig. 10), cuyo desplazamiento máximo es de aproximadamente 5mm. Al introducir la pieza que debe cortarse en la mordaza, hay que acercar las galteras hasta aproximadamente 2mm, mediante el relativo volante (2 Fig. 10) y bloquear luego la pieza mediante la palanca de bloqueo rápido (3 Fig. 10).

ATENCIÓN

Antes de efectuar el corte, asegúrese de que la pieza que va a cortarse esté firmemente bloqueada en la mordaza, para evitar que la misma pueda moverse durante la operación de corte.

El desplazamiento hacia adelante del grupo mordaza sirve para efectuar el máximo corte permitido. Para el desplazamiento, afloje la palanca de bloqueo rápido (3 Fig. 10), ejecute el desplazamiento y luego vuelva a bloquear la misma palanca.

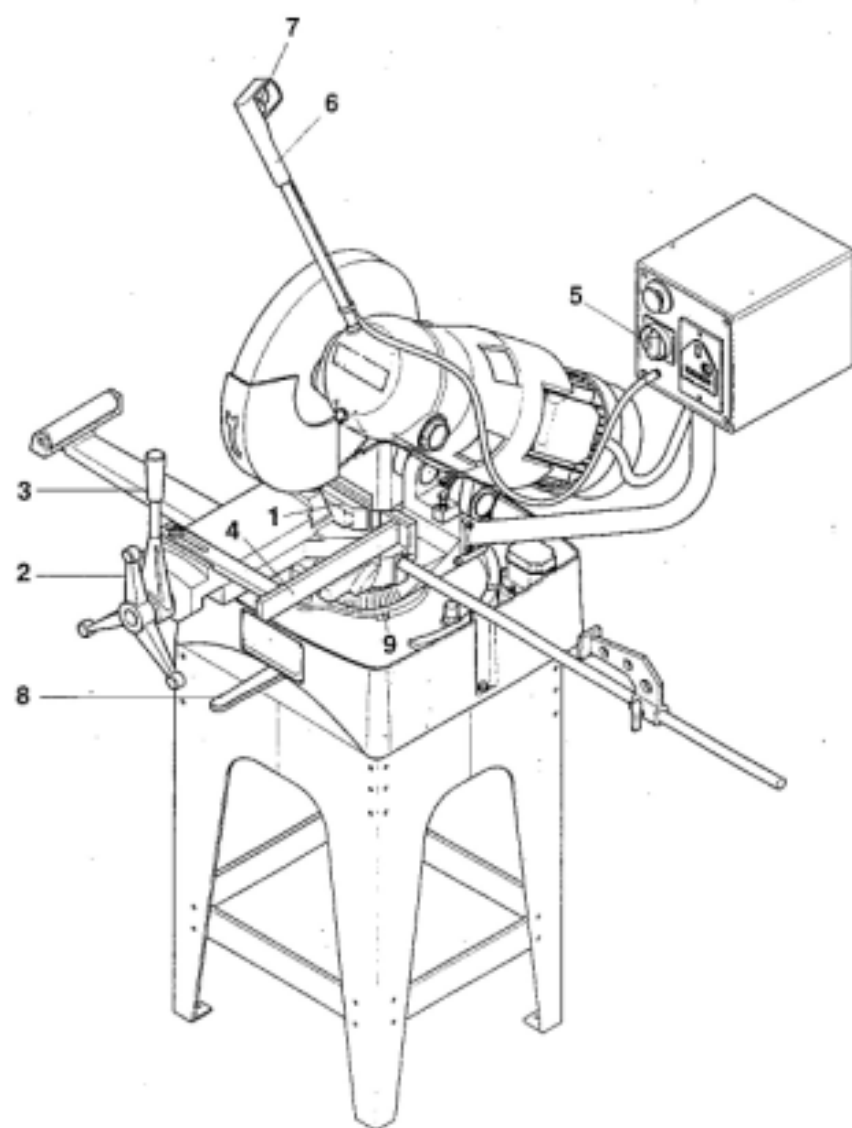


Fig. 10

PELIGRO

No coloque piezas para cortar en el grupo mordaza mientras que haya otra pieza ya introducida en la misma mordaza.

4.1.5- SUSTITUCIÓN DEL DISCO DE CORTE

Para la sustitución del disco, proceda en el modo siguiente:

- Póngase los guantes de protección.
- Saque el tornillo (1 Fig. 11) y la contra brida (Fig. 12) con la llave Allen incluida (2 Fig. 11) y gire el cárter móvil de protección (3 Fig. 11) hacia arriba, teniendo en cuenta que girando hacia la izquierda se aflojan los tornillos y viceversa.
- Proceda con la sustitución del disco de corte y vuelva a montarlo todo efectuando las operaciones antes descritas para el desmontaje en sentido contrario: contra brida, protección móvil y tornillo.

PELIGRO

Asegúrese de que el disco de corte gire en el sentido de corte indicado por la flecha situada en el cárter de protección del mismo disco y que la dirección de los dientes del disco sea la correcta (véase Fig. 6).

PELIGRO

La operación debe efectuarse con el cabezal de la máquina en posición reposo, con el disco de corte parado y después de haber desconectado la tensión de la máquina.

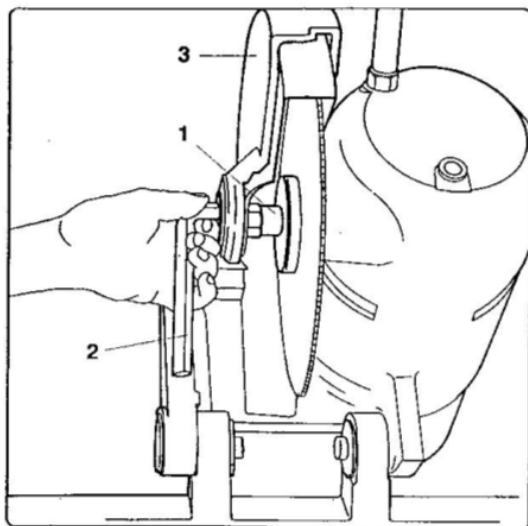


Fig. 11

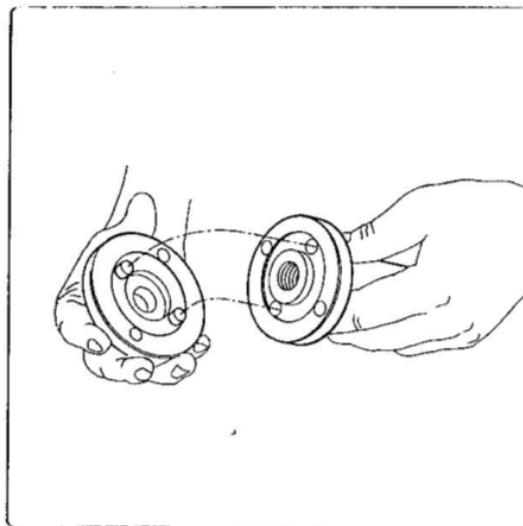


Fig. 12

SECCIÓN 5

Mantenimiento de la máquina

5.1.- MANTENIMIENTO

A continuación se describen las normas para un correcto mantenimiento de la máquina. Estas normas tienen un carácter indicativo porque pueden variar en función de las condiciones de uso y del ambiente de trabajo y por tanto pueden sufrir variaciones que sólo el sentido común y la experiencia del operario pueden establecer. No obstante, se ha de tener en cuenta que un cuidadoso mantenimiento es uno de los factores más importantes para el buen funcionamiento de la máquina. Pasar por alto este factor puede ser fuente de peligro para las personas y para los bienes así como naturalmente para la máquina.

El mantenimiento periódico normal y los controles diarios deben efectuarse siguiendo el descrito manual.

El mantenimiento extraordinario, las reparaciones y regulaciones especiales deben efectuarlas personal especializado y autorizado.

PELIGRO

Todas las operaciones de mantenimiento deben terminantemente efectuarse con el motor apagado y la tensión desconectada.

La tronzadora de disco no precisa particulares mantenimientos además del cambio de aceite descrito a continuación. En cualquier caso recuerde lo siguiente:

- Efectúe una regular y constante limpieza de la máquina y de área de trabajo.
- Para obtener óptimo cortes use discos de corte de óptima calidad con dentado adecuado para los materiales que se corten. El proveedor habitual de discos podrá darle adecuados consejos a propósito.
- Sustituya el disco de corte cuando esté desgastado para evitar vibraciones inútiles y cortes imprecisos.
- Como mínimo dos veces al año, si es necesario también más veces, limpie el depósito del líquido refrigerante a través de la apertura que hay en el mismo.
- Verifique el buen funcionamiento de la bomba refrigerante.
- Mantenga constantemente bajo control la eficiencia de la protección móvil. Si permaneciera bloqueada, desconecte la tensión y proceda inmediatamente a la reparación.
- Control el filtro del líquido refrigerante, si está sucio sustitúyalo (1 Fig. 13).
- Con el cabezal en posición de reposo (arriba), controle el correcto nivel de aceite en el reductor por la mirilla (19 Fig. 1). Debe estar a mitad de la mirilla.
- Para la regulación de la profundidad de corte del disco hay que actuar en el tornillo, con contratuerca, situada en la base de la articulación (21 Fig. 1).

5.1.1- CAMBIO DE ACEITE DEL REDUCTOR

Después de las primeras 200 horas de trabajo hay que sustituir el aceite del reductor.

Para ello hay que:

- Situar bajo el cabezal un específico contenedor para recoger el aceite quemado.
- Desenroscar el tapón para la introducción de aceite (1 Fig. 14).
- Con el cabezal alzado, quitar el tapón de vaciado (2 Fig. 14) y dejar salir todo el aceite. Acabada la operación cerrar de nuevo el tapón de vaciado.
- Introducir el nuevo aceite (SAE-90) a través del orificio del tapón de introducción (20 Fig. 1).
- Cuando se alcance el correcto nivel, volver a enroscar el tapón de introducción del aceite.

A continuación sustituya el aceite una vez al año.

CUIDADO

El aceite sustituido debe eliminarse conforme con las vigentes normativas sobre los residuos, en función de sus características técnicas, indicadas en la ficha de seguridad entregada por el proveedor de aceite.

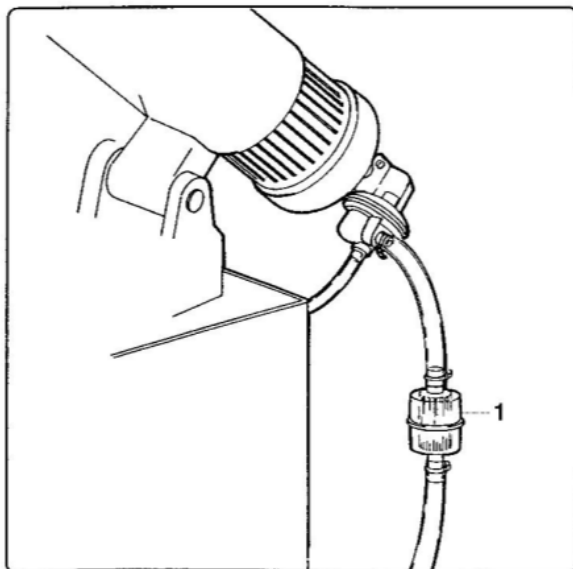


Fig. 13

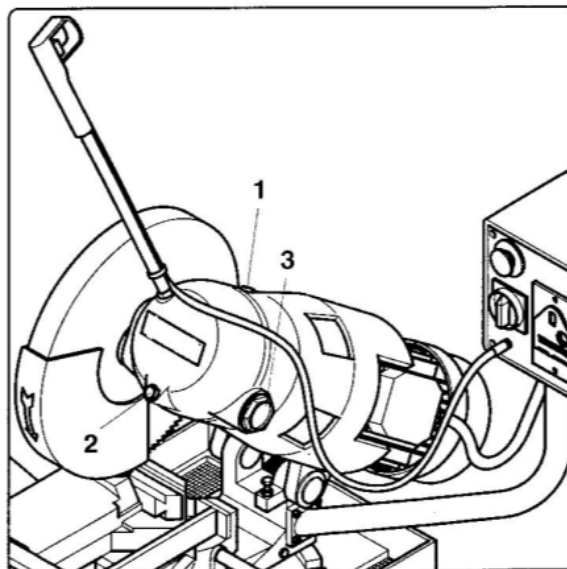


Fig. 14

5.2.- ALMACENAMIENTO

Durante el periodo de almacenamiento, la máquina debe colocarse en un sitio al cubierto y seco. la parte eléctrica debe de estar protegida de salpicaduras de agua y de la humedad. La temperatura ambiental debe estar comprendida entre -10 y +55°C.

5.3.- DEMOLICIÓN

Respete las leyes vigentes en el País en el que se utiliza la tronzadora de disco, relativas al uso y a la eliminación de los productos empleados para la limpieza y el mantenimiento de la máquina, y cumpla también todos los consejos de los productores de estos productos.

Cuando se elimine la máquina, atégase a las normativas contra la contaminación previstas en el País de utilización.

Se recuerda por último que el Fabricante está siempre a su disposición para cualquier tipo de asistencia o recambios que usted precise.

SECCIÓN 6

Repuestos

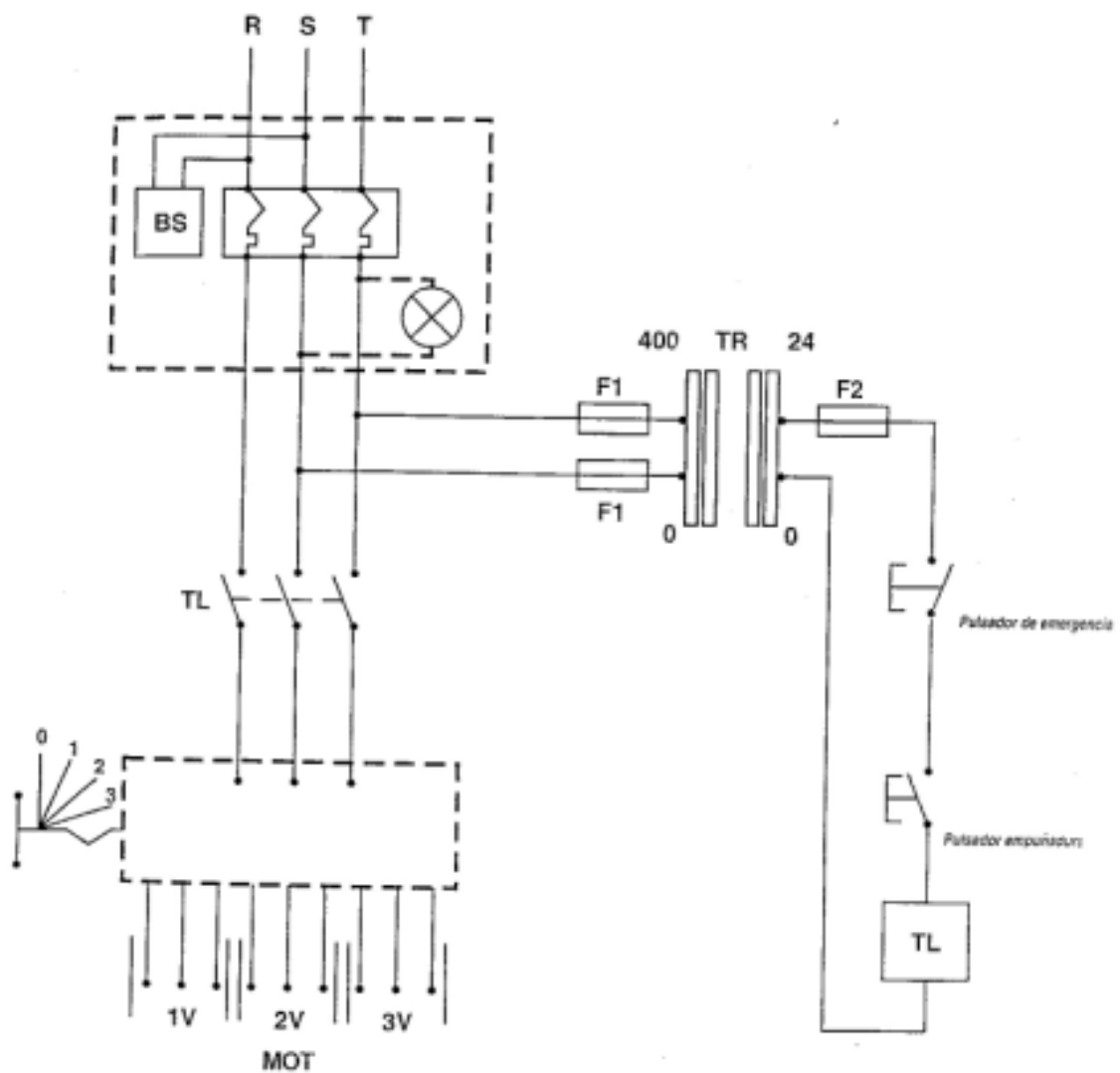
6.1.- NORMAS PARA LOS PEDIDOS

Los pedidos de las partes de repuesto deben efectuarse directamente al Fabricante y deben contener los siguientes datos:

- **Modelo y número de matrícula de la máquina.** Estos datos están grabados en la plaquita de identificación que toda tronzadora de disco lleva.
- **Descripción del cambio y cantidad solicitada.**
- **Medio de expedición.** Deberán indicar el medio de transporte para realizar el envío.

Los gastos de transporte corren siempre a cargo del destinatario. La mercancía viaja por cuenta y riesgo del cliente excepto si el material enviado es en garantía.

ESQUEMA ELÉCTRICO



ANEXO 1

Variante para Tronzadora mod. "MP".

La tronzadora modelo "MP" se suministra con mordaza neumática (1 Fig. 15). La mordaza está dotada de un cilindro neumático (2 Fig. 15) y un volante para regulación de apertura y cierre de forma manual (3 Fig. 15).

ATENCIÓN

Antes de poner en funcionamiento la tronzadora, conectarla a la instalación de aire existente en el puesto de trabajo (máx. 6 bar) a través de la conexión que hay en la parte trasera (4 Fig. 15).

Antes de proceder al corte de la pieza aproximar la mordaza a la pieza a una distancia aproximada de 3-4 mm, mediante el específico volante (3 Fig. 15). En el momento en que se accione la tronzadora, el cilindro neumático bloqueará la pieza. Coger la empuñadura de mando (5 Fig. 15) y al apretar el pulsador (6 Fig. 15) el disco de corte empezará a girar. Apoyar cuidadosamente el disco a la pieza que debe cortarse para evitar la rotura de los dientes del mismo, y efectuar el corte. Una vez efectuado el corte y después de haber soltado el cabezal, el cilindro desbloqueará la pieza.

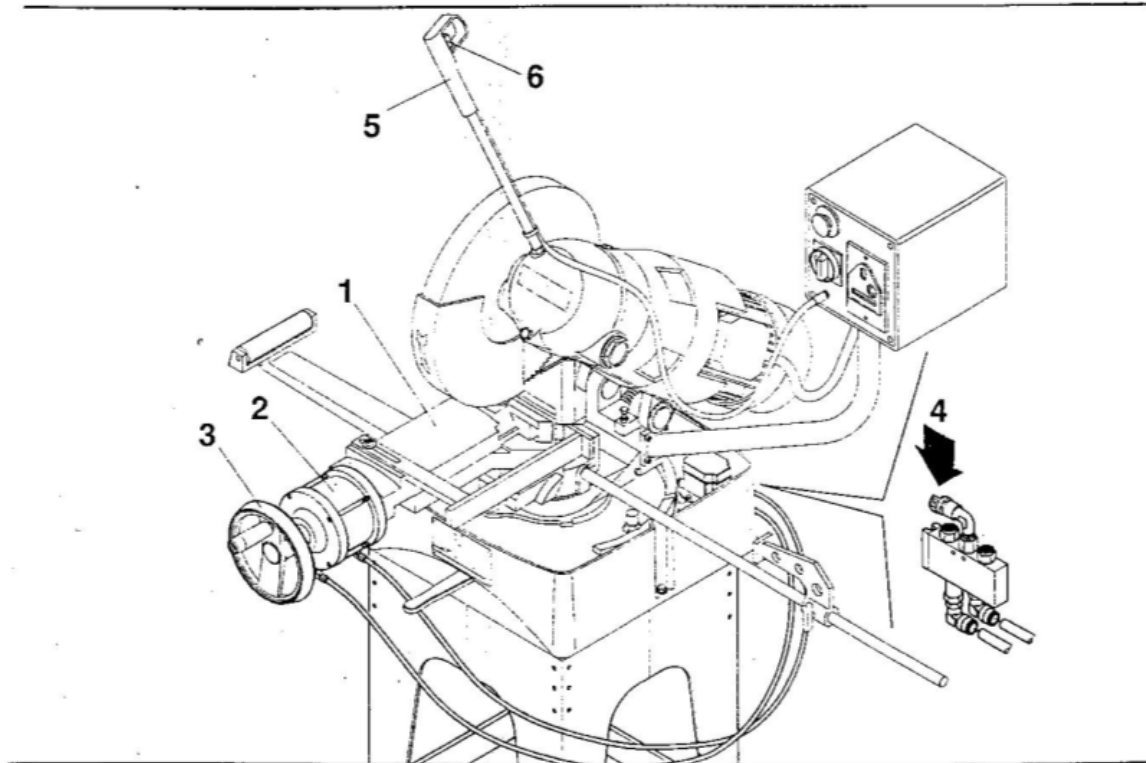


Fig. 15



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

PLANOS

Cálculo y Diseño del Cabezal de una Tronzadora de Disco

Autor: Roberto Elvira Viana

Director: Antonio Serrano Nicolás

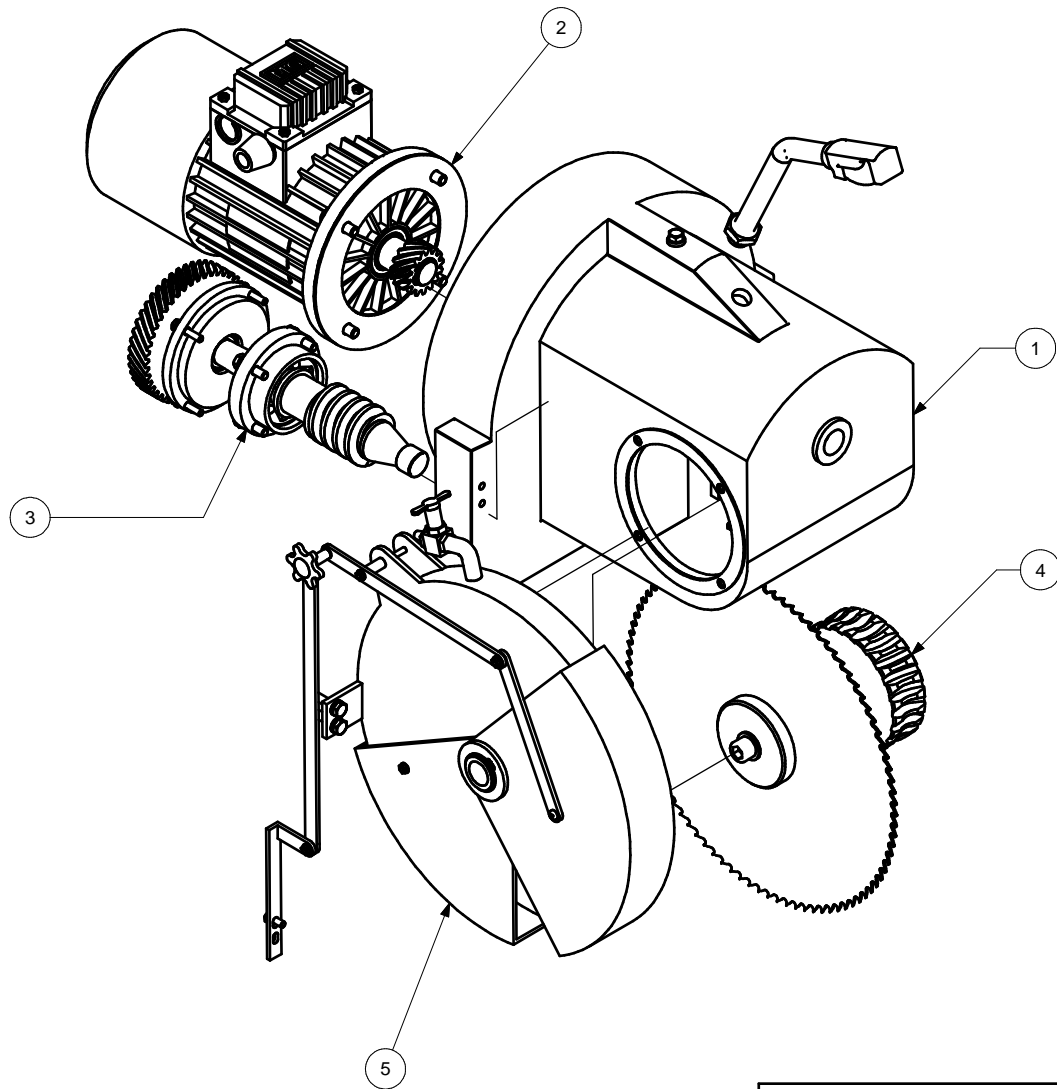
Especialidad: Mecánica

Convocatoria: Marzo 2012

Los planos constituyen un documento donde se reflejan de forma gráfica todos los elementos constructivos de la instalación y del objeto proyectado.

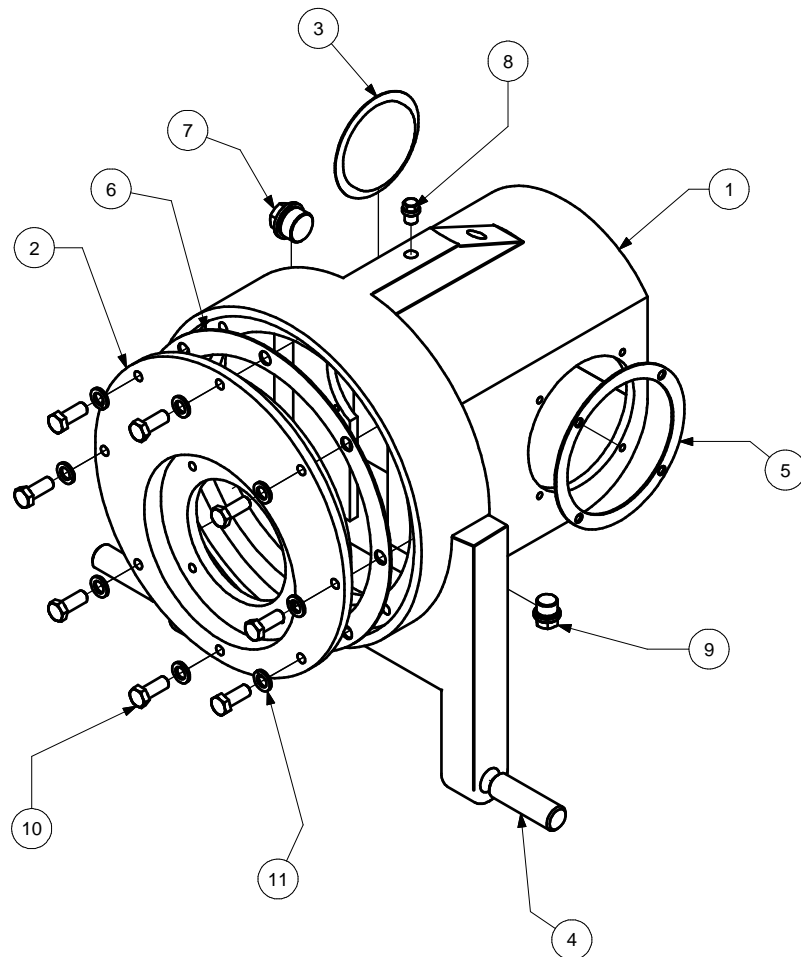
2.1.- LISTA DE PLANOS

01.00.00- Tronzadora**01.01.00.- Cabezal****01.01.01.- Cabezal****01.01.02.- Tapa del Cabezal****01.01.03.- Tapa Agujas Eje 2****01.01.04.- Pasador Giro del Cabezal****01.01.05.- Junta Alojamiento del Eje 2****01.01.06.- Junta del Cabezal****01.02.00.- Motor****01.02.01.- Eje Motor****01.02.02.- Engranaje Helicoidal Motor****01.02.03.- Casquillo Separador Motor****01.02.04.- Palanca****01.02.05.- Empuñadura****01.02.06.- Junta del Motor****01.03.00.- Eje 1****01.03.01.- Eje 1****01.03.02.- Engranaje Helicoidal Eje 1****01.03.03.- Alojamiento 1 del Eje 1****01.03.04.- Alojamiento 2 del Eje 1****01.03.05.- Casquillo Separador Eje 1****01.04.00.- Eje 2****01.04.01.- Eje 2****01.04.02.- Rueda Helicoidal Eje 2****01.04.03.- Alojamiento del Eje 2****01.04.04.- Tapa Exterior Disco****01.04.05.- Tapa Interior Disco****01.05.00.- Protección del Disco****01.05.01.- Protección Fija Disco****01.05.02.- Protección Móvil Disco****01.05.03.- Protección Intermedia Disco****01.05.04.- Barra Protección Fija****01.05.05.- Barras Móviles****01.05.06.- Separadores y Pasadores**



LISTA DE PIEZAS			
Nº DE PIEZA	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CTDAD
5	Protección del Disco	Ver plano 01.05.00	1
4	Eje 2	Ver plano 01.04.00	1
3	Eje 1	Ver plano 01.03.00	1
2	Motor	Ver plano 01.02.00	1
1	Cabezal	Ver plano 01.01.00	1

Autor: R. ELVIRA	Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA		
Comrobado: A.SERRANO						
Fecha: 15-01-12						
CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA DE DISCO						
Escala 1:5	TRONZADORA			Plano:01.00.00		
				Hoja:1/1		



LISTA DE PIEZAS

Nº DE PIEZA	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CTDAD
11	DIN 127 - A 12	Arandela de presión	Acero dulce	8
10	ISO 4017 - M12 x 30	Perno de cabeza-hex	Acero dulce	8
9	Tapón de Vacío	M20 x 1,5	PVC	1
8	Tapón de Llenado	M12 x 1,5	PVC	1
7	Visor de Aceite	M30 x 1,5	Cristal	1
6	Junta del Cabezal	Ver plano 01.01.06	Caucho	1
5	Junta Alojamiento del Eje 2	Ver plano 01.01.05	Caucho	1
4	Pasador Giro del Cabezal	Ver plano 01.01.04	F-1100	2
3	Tapa Agujas Eje 2	Ver plano 01.01.03	PVC	1
2	Tapa del Cabezal	Ver plano 01.01.02	F-811	1
1	Cabezal	Ver plano 01.01.01	F-811	1

Autor: R. ELVIRA

Comrobado: A.SERRANO

Fecha: 15-01-12

Firma



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA DE DISCO

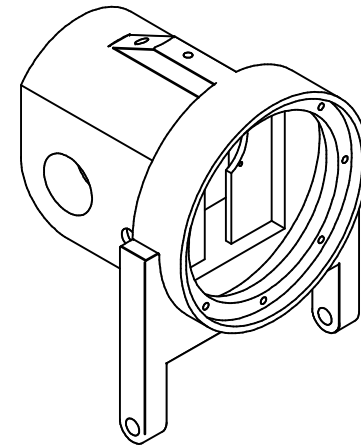
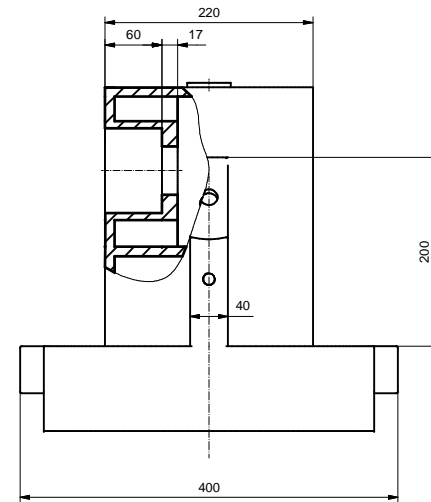
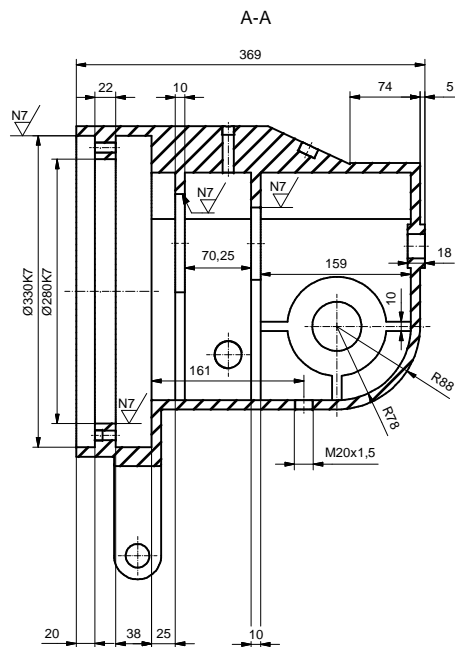
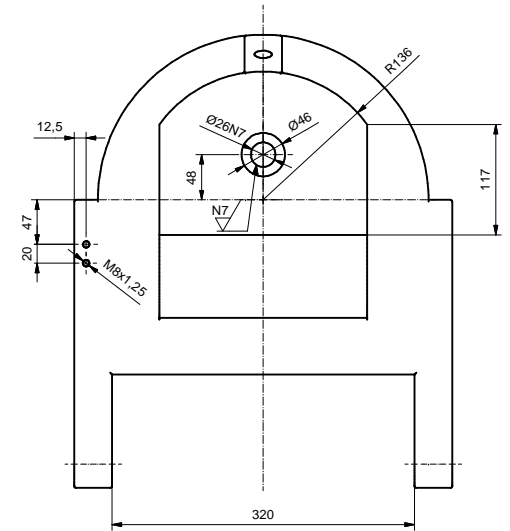
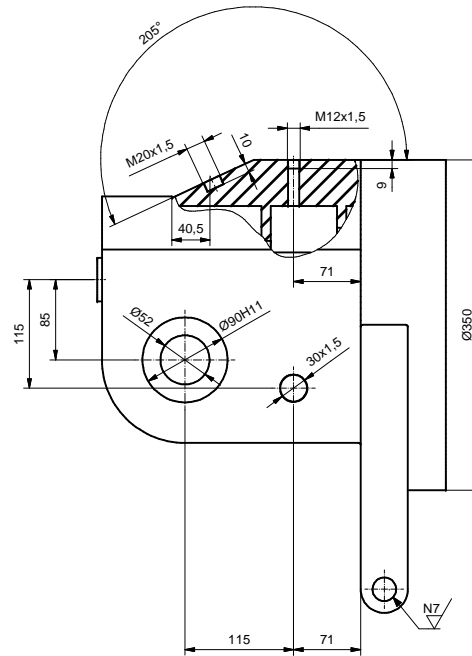
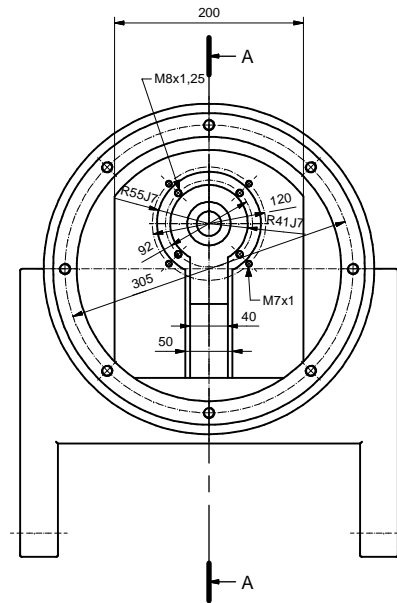
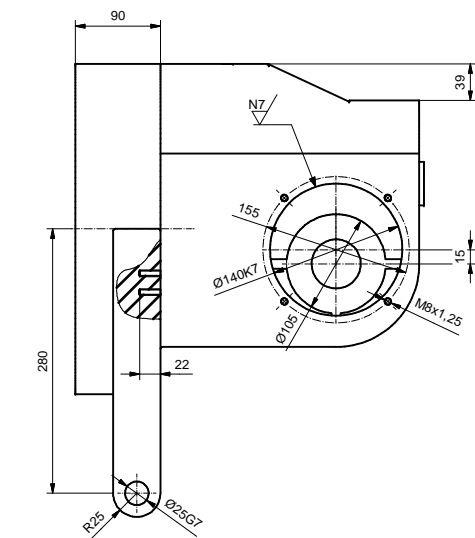
Escala

1:5

CABEZAL

Plano:01.01.00

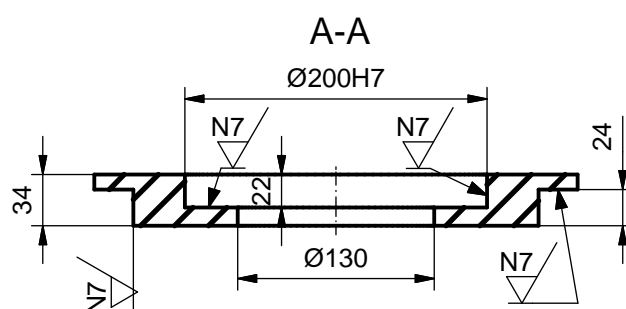
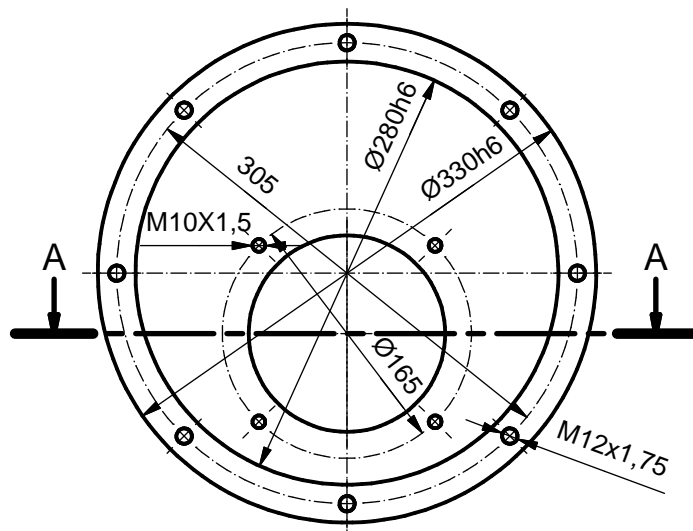
Hoja:1/1



N12/(N7/)

Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comprobado: A.SERRANO					
Fecha: 08-01-12					
Material	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
F-811					
Escala	CABEZAL				Plano:01.01.01
1:4					Hoja:1/1

N9/ (N7/)



Autor: R. ELVIRA

Comprobado: A.SERRANO

Fecha: 07-01-12

Firma



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

Material

F-811

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA

Escala

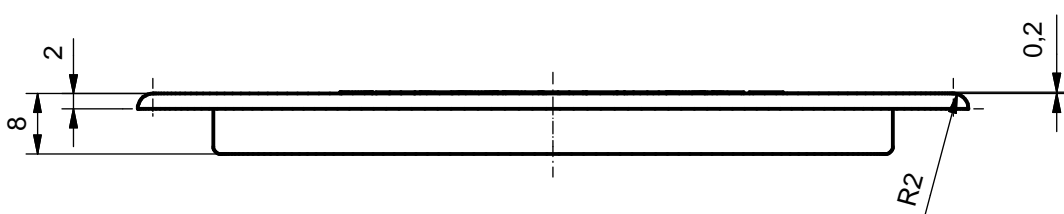
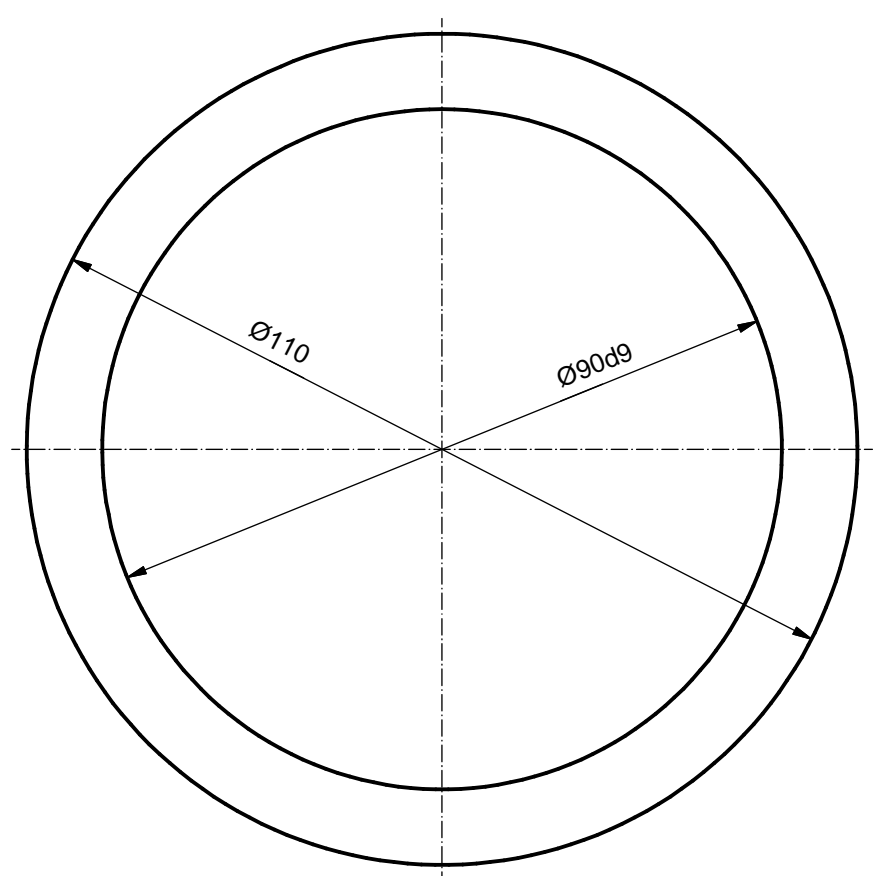
1:5



TAPA DEL CABEZAL

Plano:01.01.02

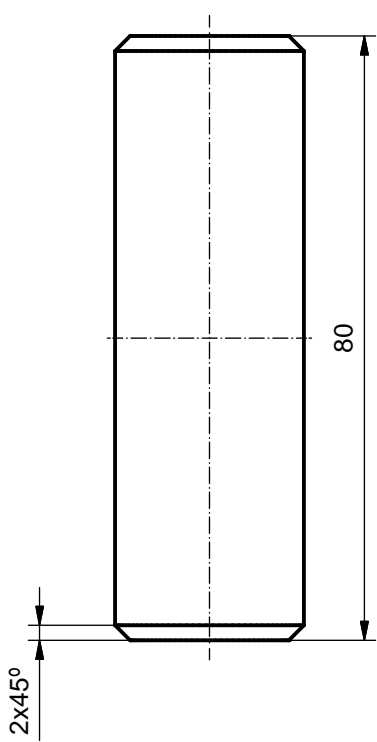
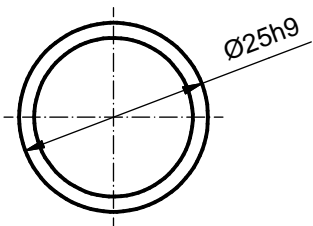
Hoja:1/1

N12




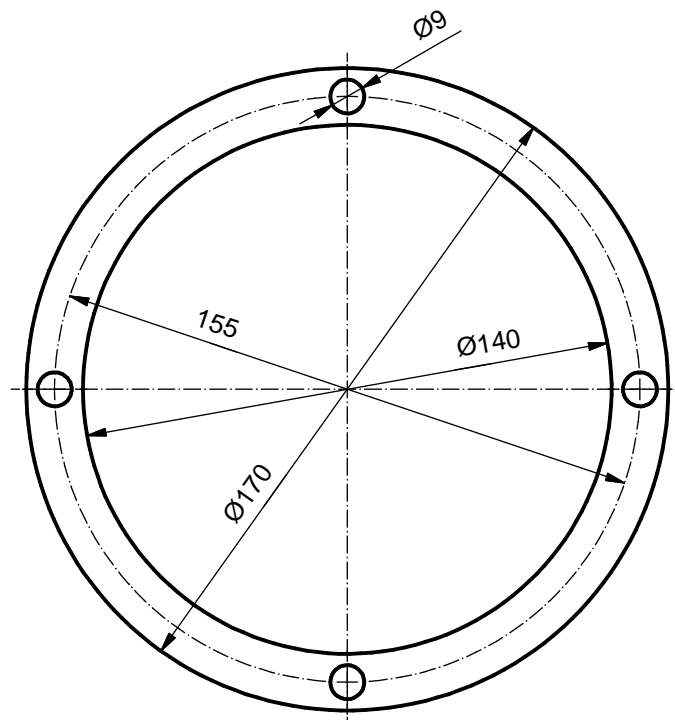
Autor: R. ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comrobado: A.SERRANO					
Fecha: 01-07-12					
Material PVC	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
Escala 1:1	TAPA AGUJAS EJE 2			Plano:01.01.03	
				Hoja:1/1	

N9





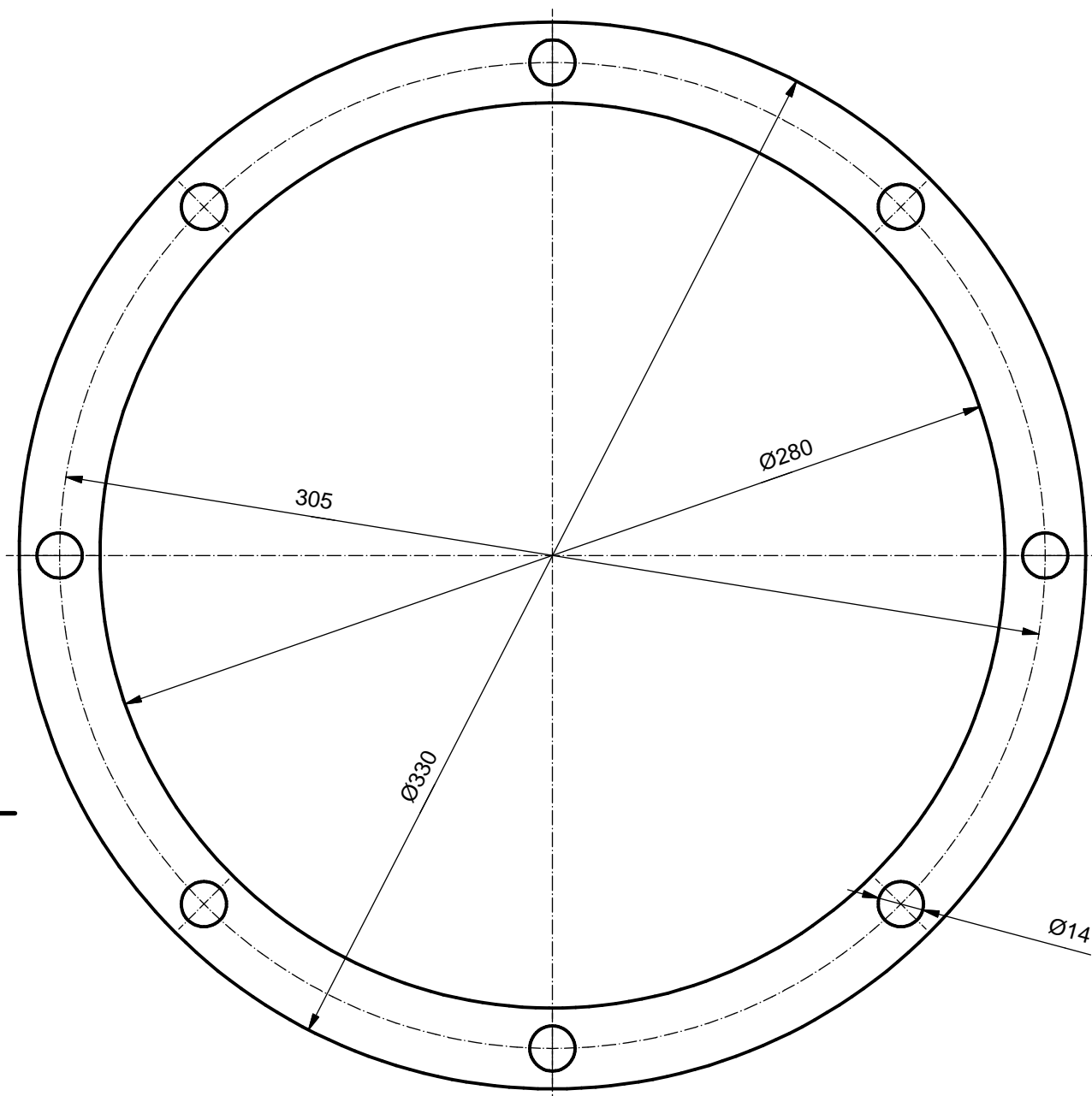
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comrobado: A.SERRANO					
Fecha: 07-01-12					
Material F-1100	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
Escala 1:1	PASADOR GIRO DEL CABEZAL			Plano:01.01.04	
				Hoja:1/1	





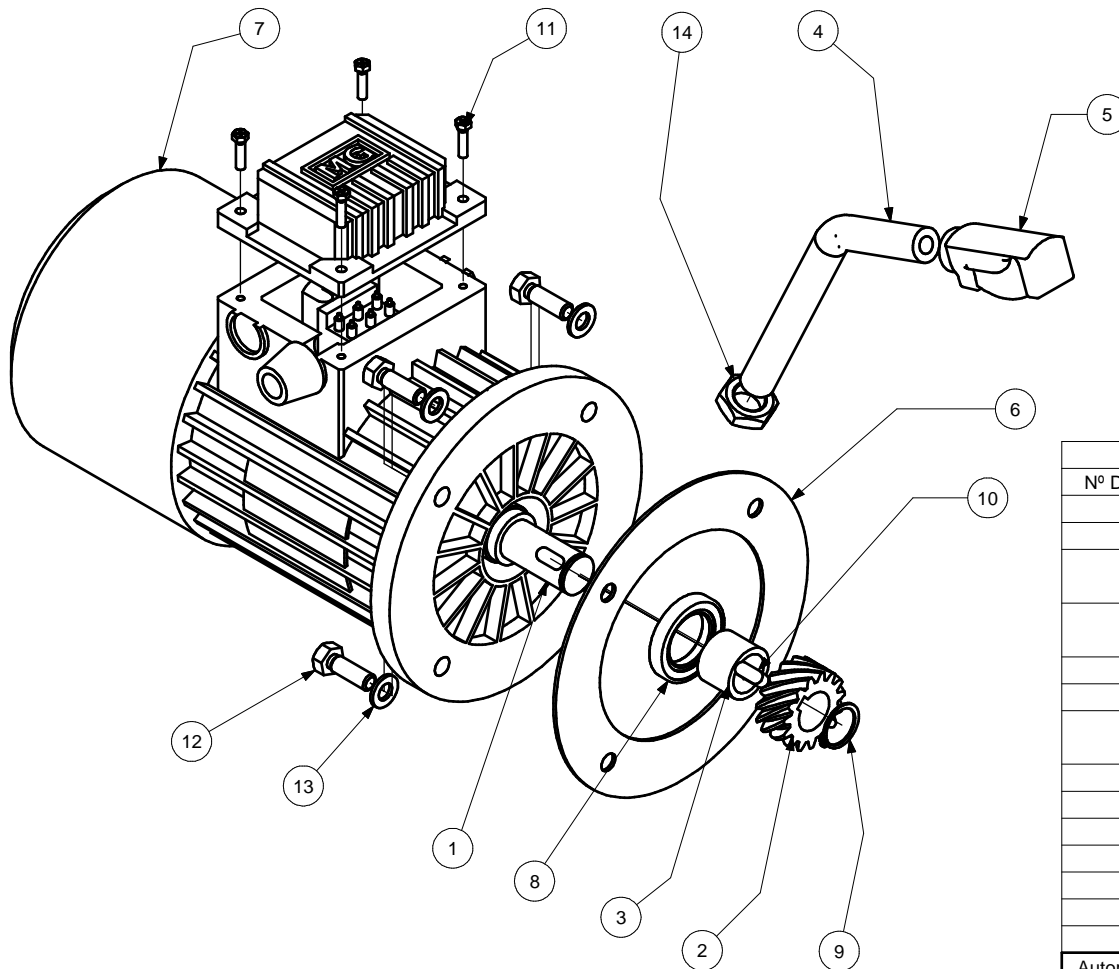
Espesor: 2 mm.

Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comrobado: A.SERRANO					
Fecha: 07-01-12					
Material	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
CAUCHO					
Escala	JUNTA ALOJAMIENTO EJE 2			Plano:01.01.05	
1:2				Hoja:1/1	



Espesor: 2 mm.

Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comrobado: A.SERRANO					
Fecha: 07-01-12					
Material	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
CAUCHO					
Escala	JUNTA DEL CABEZAL				Plano:01.01.06
1:2					Hoja:1/1



LISTA DE PIEZAS				
Nº DE PIEZA	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CTDAD
14	DIN 439 - M20 x 1,5	Tuerca hexagonal	Acero dulce	1
13	DIN 125 - A 10,5	Arandela	Acero dulce	4
12	ANSI B 18.6.7 M / IFI 513 - M10 x 1,5 x 30	Tornillo para maquinaria de cabeza hex. recalcada	Acero dulce	4
11	Bolt GB 29.2 M5 x 20	Cross recessed hexagon bolts with indentation	Acero dulce	4
10	DIN 6885 - A 8 x 7 x 20	Chaveta paralela	Acero dulce	1
9	DIN 471 - 24x1,2	Anillas de retención para el eje	Acero dulce	1
8	ISO 6194/1 - 32x52x8-Tipo 6	Juntas de labio de eje rotatorio 6: montadas con labio menor	Caucho	1
7	Motor	Motor MG BM L/90	Fabricante	1
6	Junta Motor	Ver plano 01.02.06	Caucho	1
5	Empuñadura	Ver plano 01.02.05	PVC	1
4	Palanca	Ver plano 01.02.04	F-1201	1
3	Casquillo Separador Motor	Ver plano 01.02.03	F-1100	1
2	Engranaje Helicoidal Motor	Ver plano 01.02.02	F-1140	1
1	Eje Motor	Ver plano 01.02.01	Fabricante	1

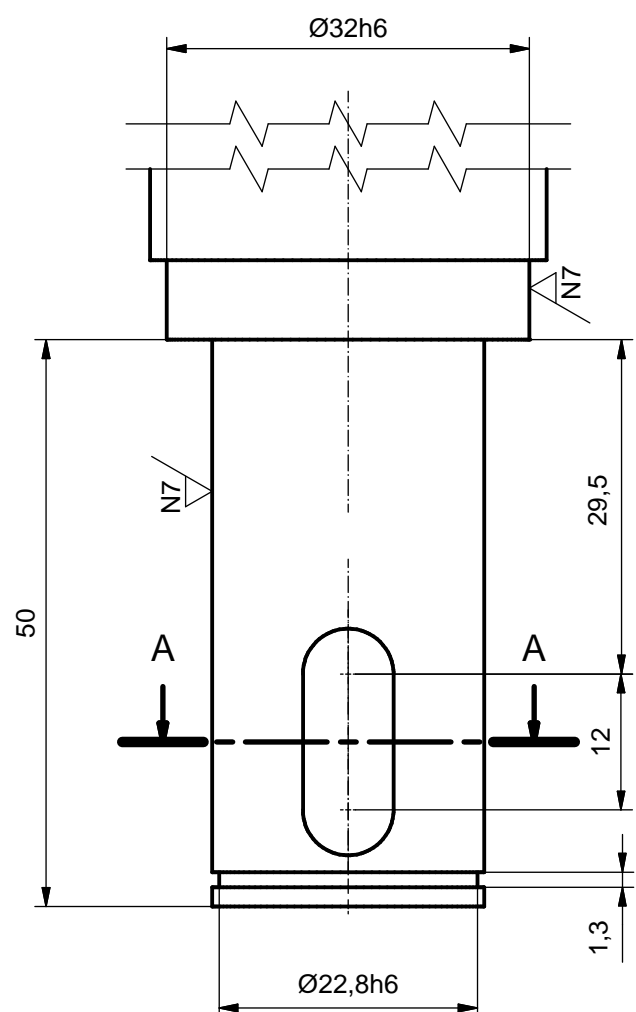
Autor: R. ELVIRA	Firma	
Comprobado: A.SERRANO		
Fecha: 15-01-12		

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA DE DISCO		
Escala	MOTOR	Plano:01.02.00
1:3		Hoja:1/1

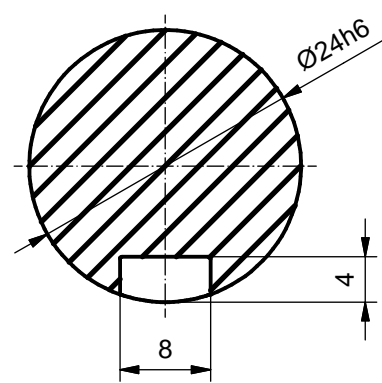
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

N9 / (N7 /)

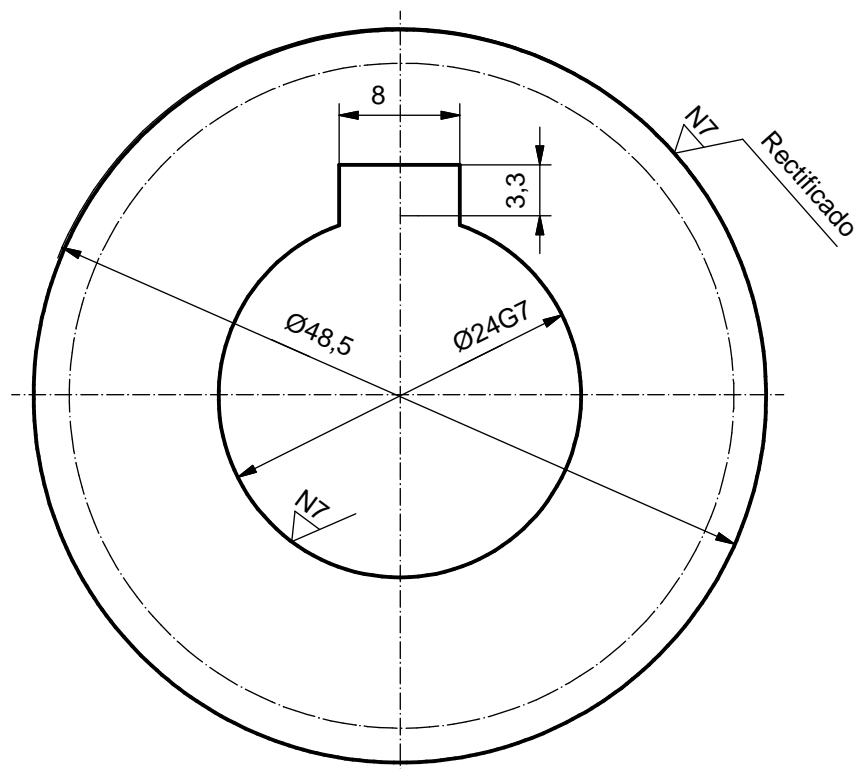


A-A



Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comrobado: A.SERRANO					
Fecha: 05-01-12					
Material	CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA TRONZADORA				
FABRICANTE					
Escala	EJE MOTOR			Plano:01.02.01	
3:2				Hoja:1/1	

N9/(N7) Templado y revenido



ENGRANAJE HELICOIDAL	
CARACTERÍSTICAS	DIMENSIONES
Módulo normal	2,25
Nº dientes	15
Anchura	22
Diá. primitivo	44
Diá. interior	38,375
Distancia ejes	88
Angulo de la hélice	40º
Sentido de la hélice	Izquierdas

Autor: R.ELVIRA

Firma

Comprobado: A.SERRANO

Fecha: 05-01-12



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

Material
F-1140

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UE UNA TRONZADORA

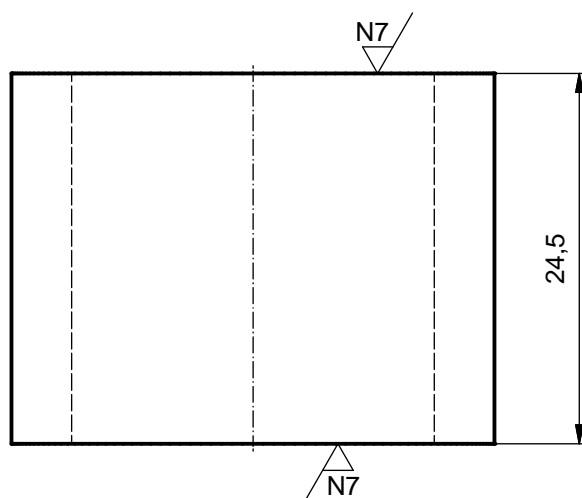
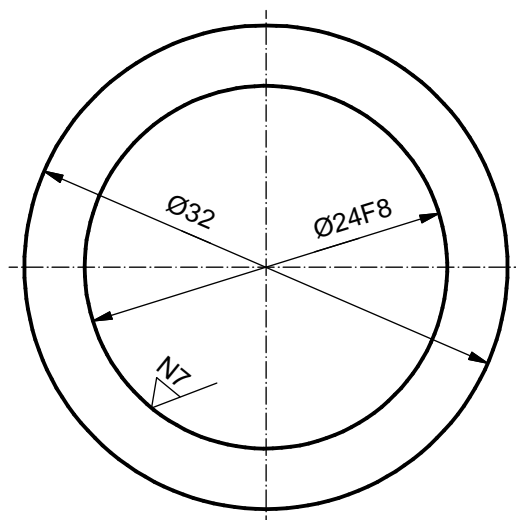
Escala
2:1

ENGRANAJE HELICOIDAL MOTOR

Plano:01.02.02

Hoja:1/1

N9/ (N7/)

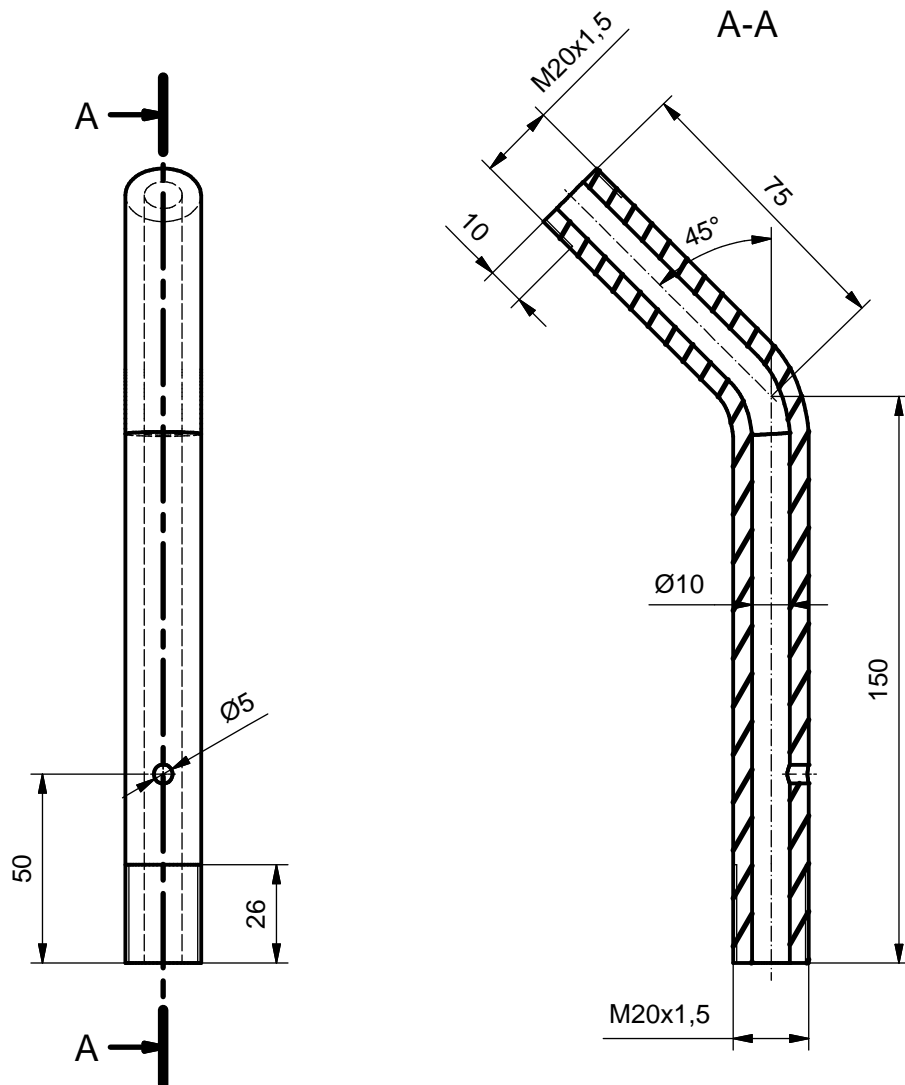




PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comrobado: A.SERRANO					
Fecha: 05-01-12					
Material	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
F-1100					
Escala	CASQUILLO SEPARADOR MOTOR			Plano:01.02.03	
2:1				Hoja:1/1	

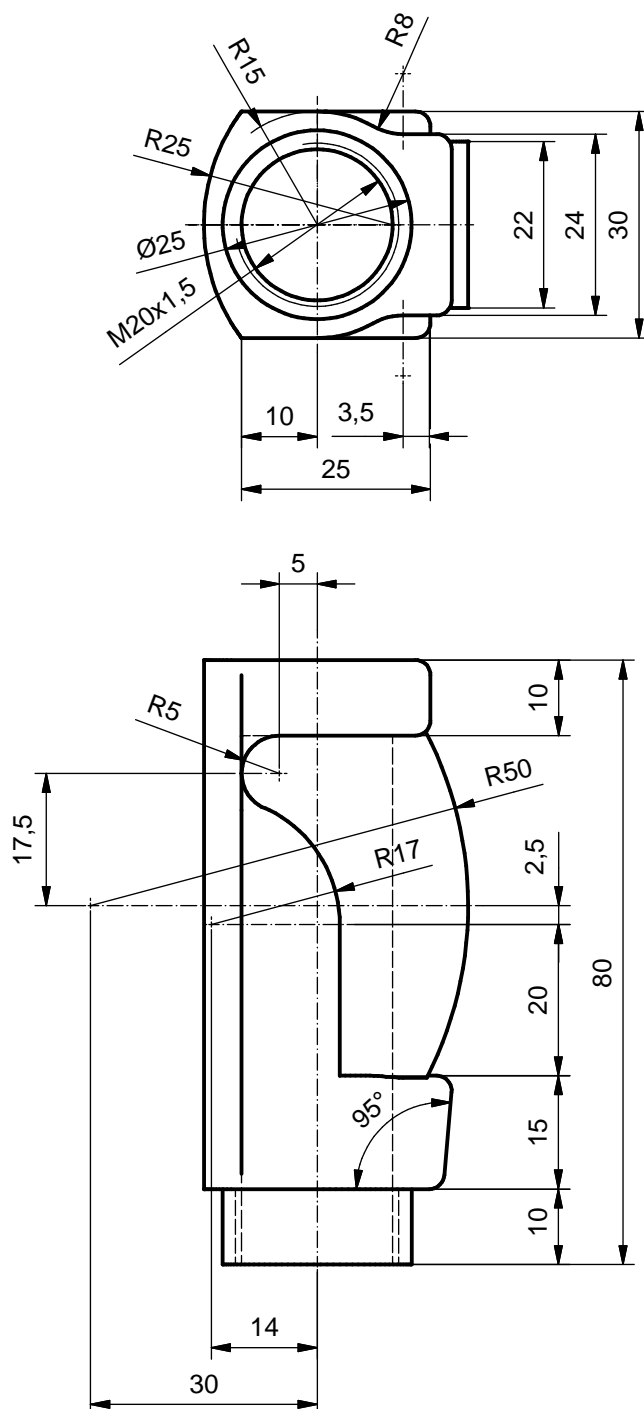
N9

Templado y revenido





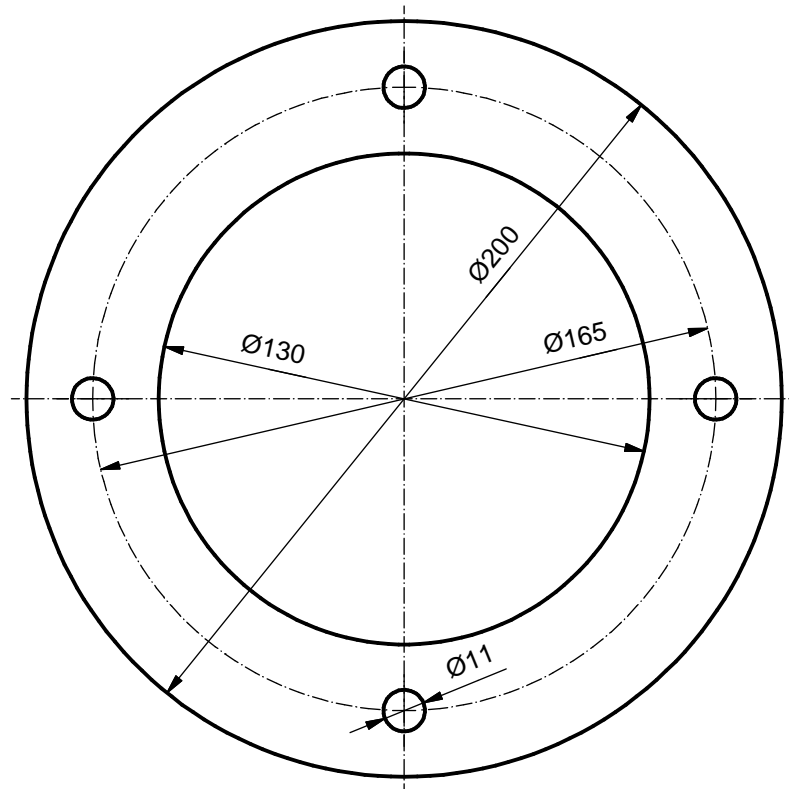
Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comrobado: A.SERRANO					
Fecha: 06-01-12					
Material F-1201	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
Escala 1:2	PALANCA 			Plano:01.02.04	
				Hoja:1/1	

N12



Todos los empalmes no acotados son de radio 2 mm.

Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comrobado: A.SERRANO					
Fecha: 08-01-12					
Material PVC	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
Escala 1:1	EMPUÑADURA			Plano:01.02.05	
				Hoja:1/1	



Espesor: 2 mm.

Autor: R.ELVIRA

Comrobado: A.SERRANO

Fecha: 06-01-12

Firma



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

Material
CAUCHO

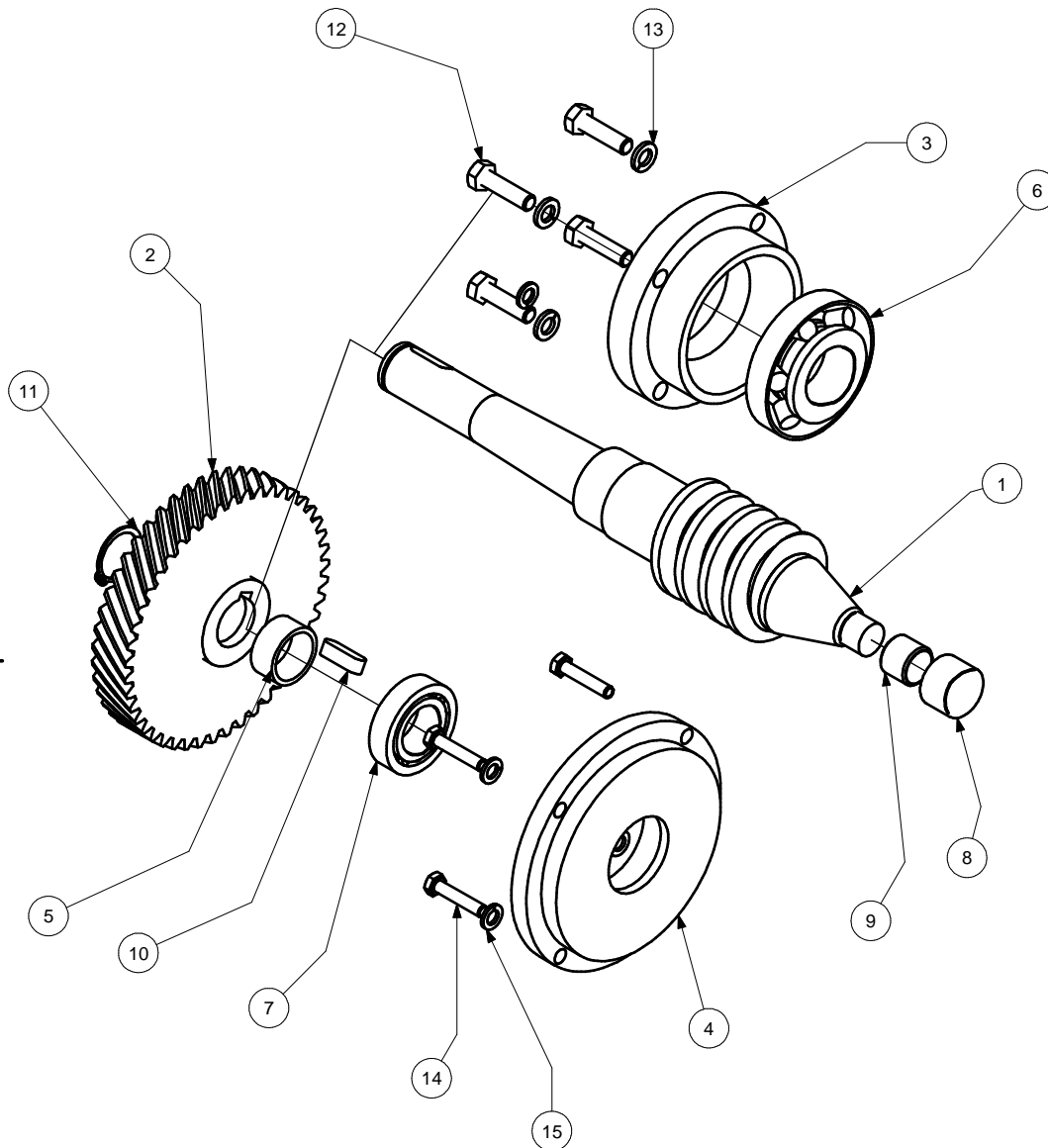
CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA

Escala
1:2

JUNTA DEL MOTOR

Plano:01.02.06

Hoja:1/1



LISTA DE PIEZAS				
Nº DE PIEZA	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CTDAD
15	DIN 127 - A 7	Arandela de presión	Acero dulce	5
14	ISO 4014 - M6 x 30	Perno de cabeza-hex	Acero inoxidable - 440C	4
13	DIN 127 - A 8	Arandela de presión	Acero dulce	4
12	ISO 4018 - M8 x 30	Perno de cabeza-hex	Acero dulce	4
11	DIN 471 - 25x1,2	Anillas de retención para el eje	Acero dulce	1
10	DIN 6885 - A 8 x 7 x 25	Chaveta paralela	Acero dulce	1
9	Aro interior LR 17x20 x16,5	Aro interior agujas eje 1	Fabricante	1
8	Rolling bearing BK 2018 GB/T 290-1998	Rolling bearings - Needle roller bearings drawn cup, without inner rings - Boundary dimensions	Acero dulce	1
7	DIN 720 SKF - SKF 32005 X	Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera SKF	Acero dulce	1
6	DIN 720 - 31306 - 30 x 72 x 20,75	Rodamiento de rodillos cónico	Acero dulce	1
5	Casquillo Separador Eje 1	Ver plano 01.03.05	F-1100	1
4	Alojamiento 2 del Eje 1	Ver plano 01.03.04	F-811	1
3	Alojamiento 1 del Eje 1	Ver plano 01.03.03	F-811	1
2	Engranaje Helicoidal Eje 1	Ver plano 01.03.02	F-1140	1
1	Eje 1	Ver plano 01.03.01	F-1510	1

Autor: R. ELVIRA

Comrobado: A.SERRANO

Fecha: 15-01-12

Firma



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA DE DISCO

Escala

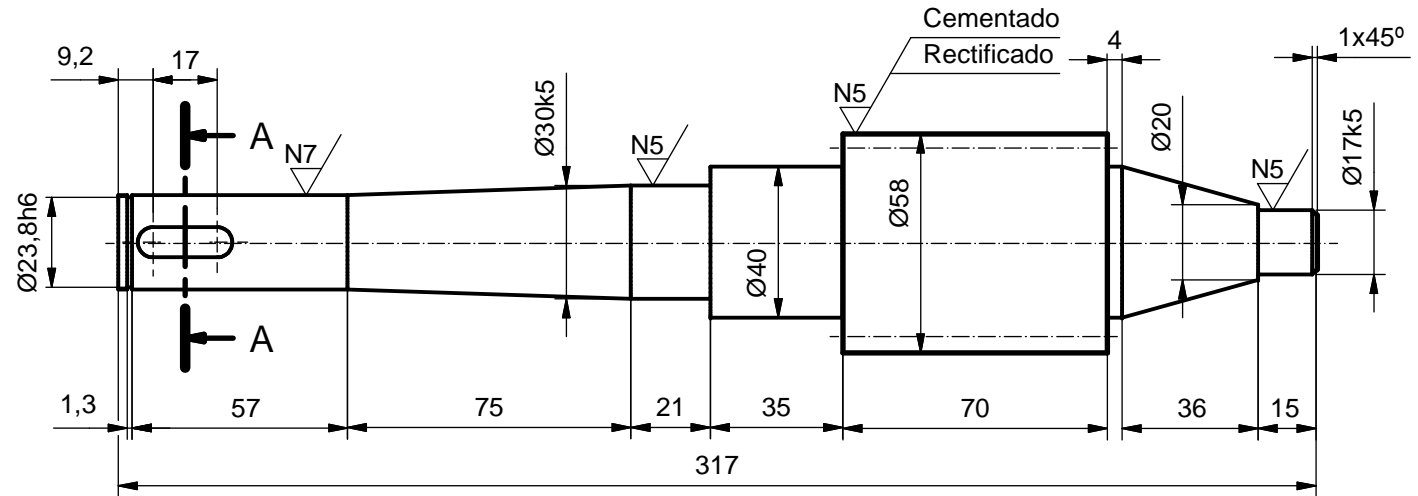
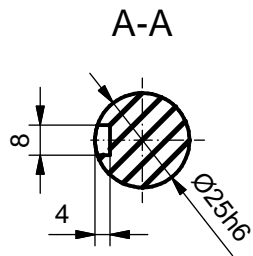
1:2,5

EJE 1

Plano:01.03.00

Hoja:1/1

$\nabla \text{N9} / (\nabla \text{N7} / \nabla \text{N5})$ Cementado, templado y revenido



TORNILLO SINFIN	
CARACTERISTICAS	DIMENSIONES
Módulo normal	5
Nº entradas	1
Diá. primitivo	50
Diá. interior	40
Distancia ejes	120
Angulo de la hélice	5,75
Sentido de la hélice	Derechas

Autor: R. ELVIRA

Firma

Comprobado: A. SERRANO

Fecha: 05-01-12

Material

F-151

Escala

1:2



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

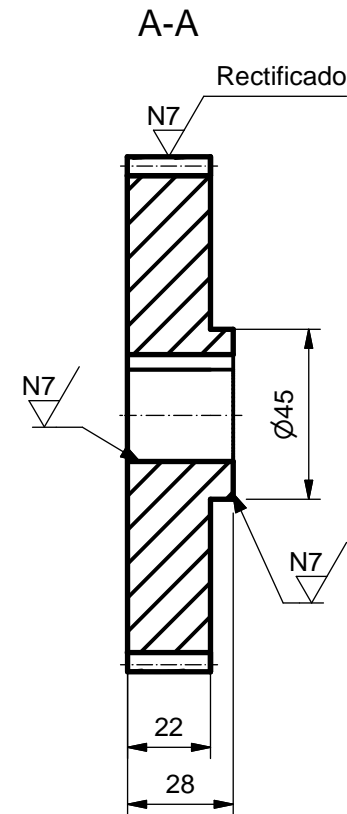
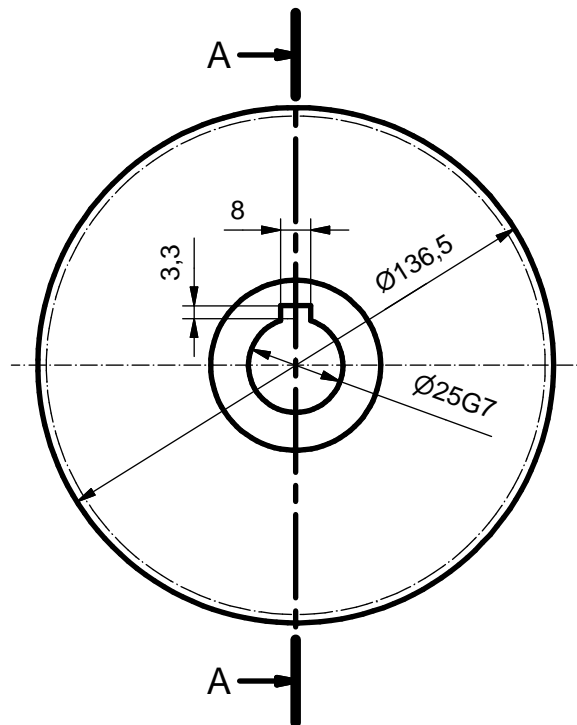
CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA

EJE 1

Plano:01.03.01

Hoja:1/1

N9/(N7/)

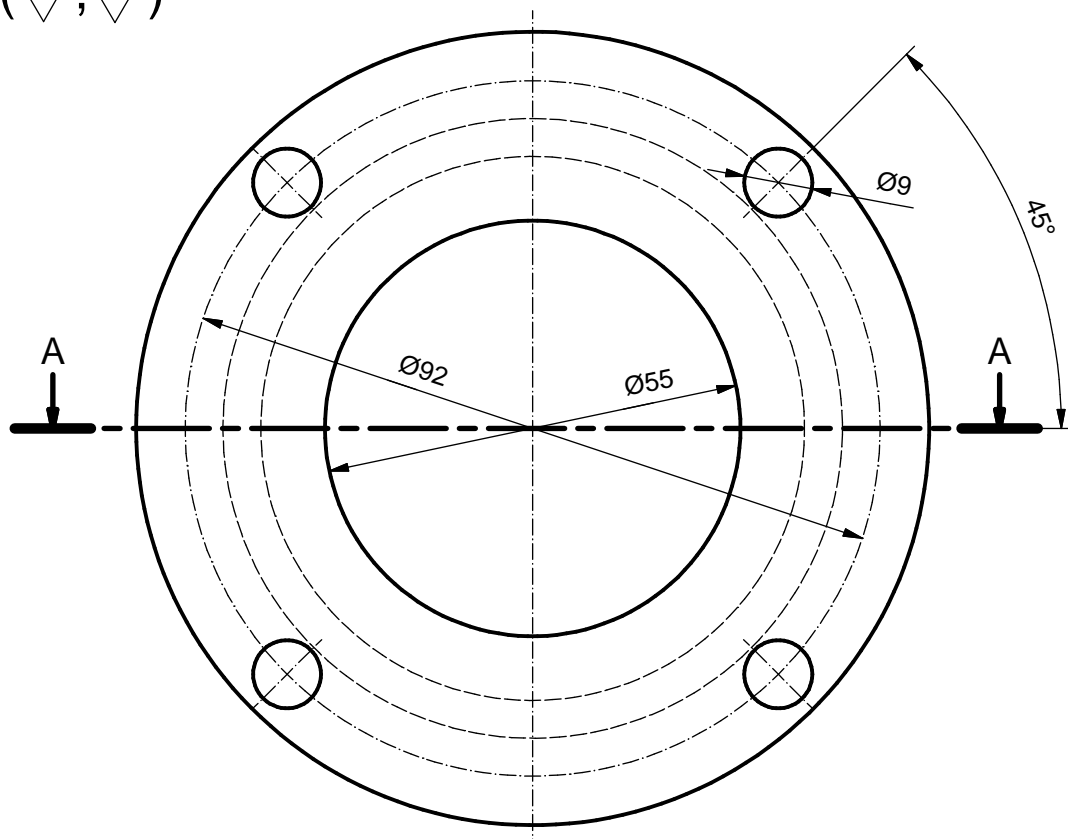


ENGRANAJE HELICOIDAL	
CARACTERÍSTICAS	DIMENSIONES
Módulo normal	2,25
Nº dientes	45
Diá. primitivo	132
Diá. interior	126,375
Distancia ejes	88
Angulo de la hélice	40
Sentido de la hélice	Derechas

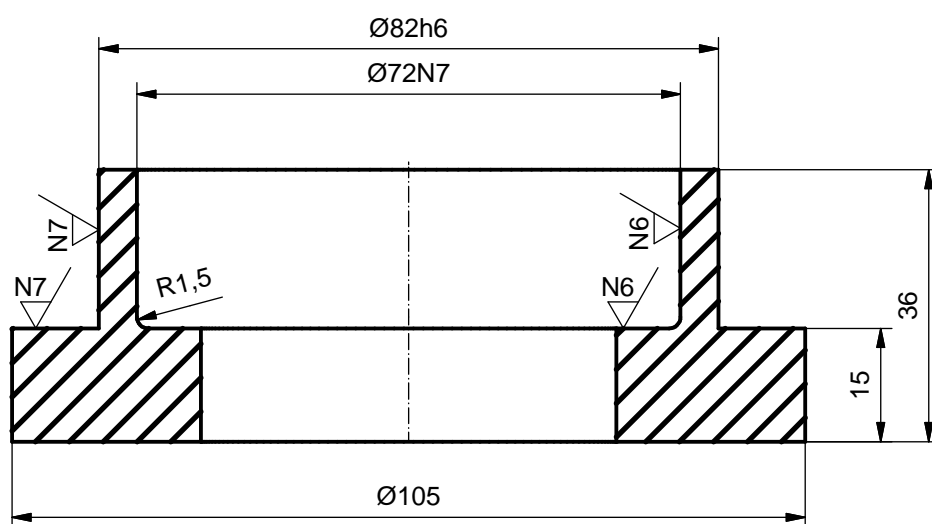
Autor: R. ELVIRA	
Comprobado: A. SERRANO	
Fecha: 05-01-12	
Material	F-1140
Escala	
1:2	

Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA			
ENGRANAJE HELICOIDAL EJE 1		Plano:01.03.02	
		Hoja:1/1	

N12 / (N7, N6)



A-A



Autor: R.ELVIRA

Comprobado: A.SERRANO

Fecha: 05-01-12

Firma



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

Material

F-811

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA

Escala

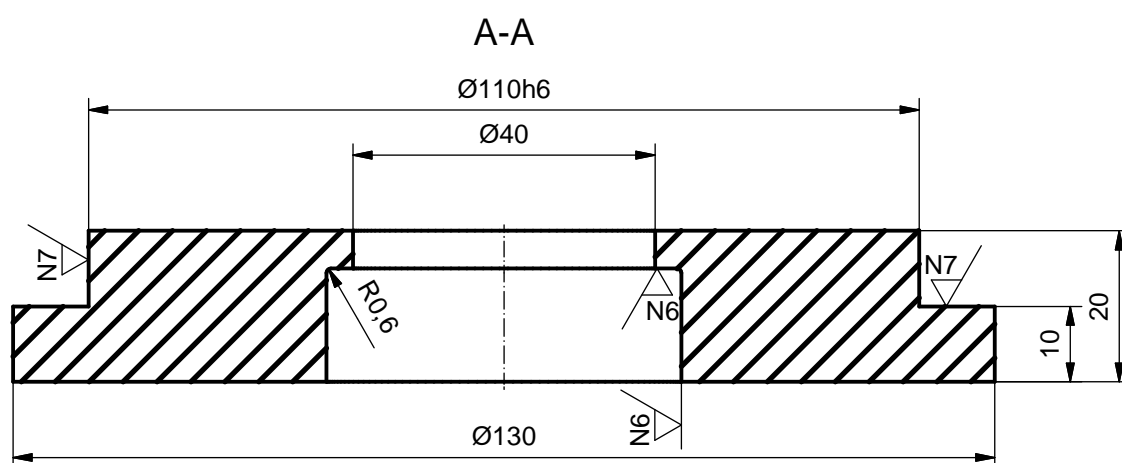
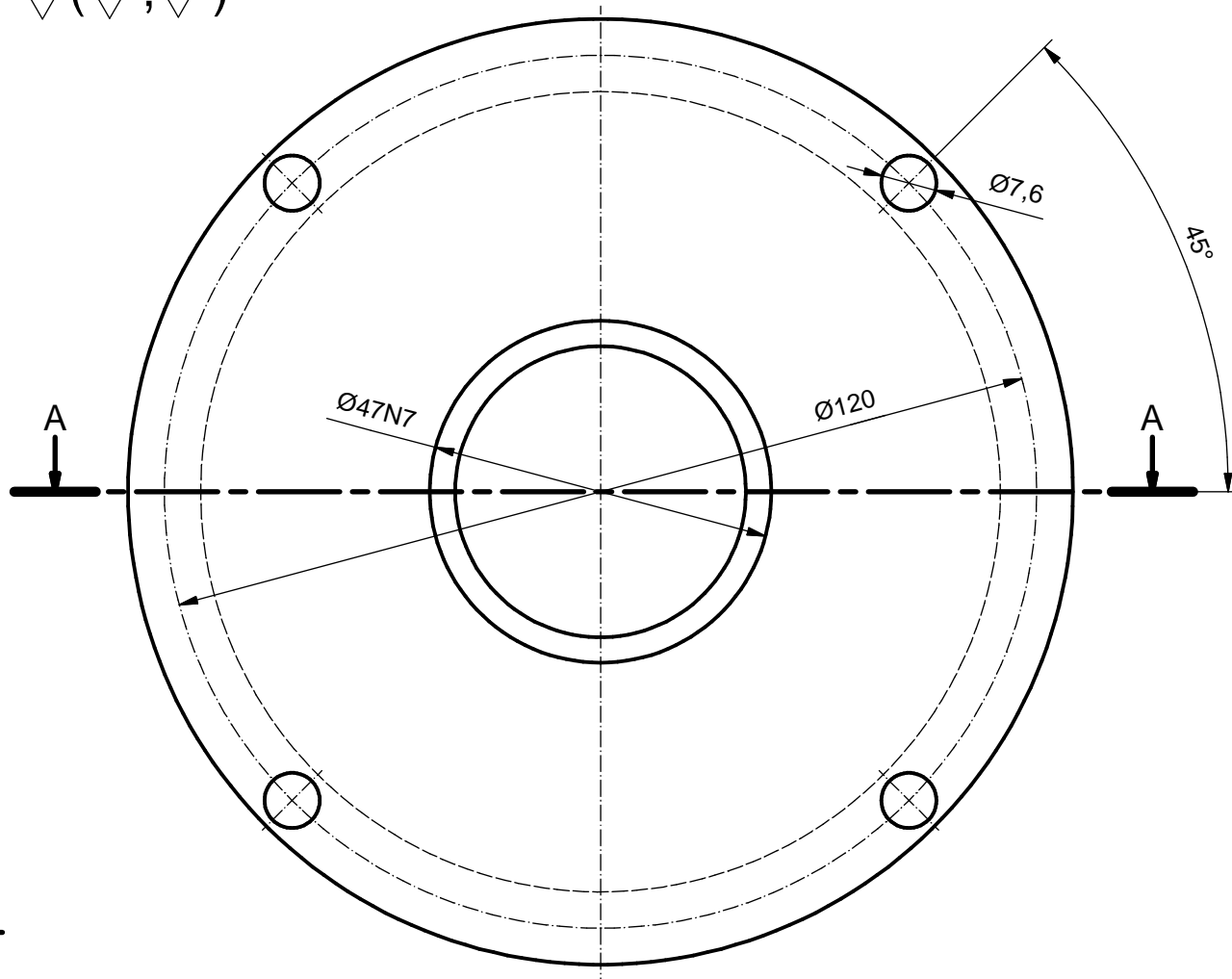
1:1

ALOJAMIENTO 1 DEL EJE 1

Plano:01.03.03

Hoja:1/1

N12/(N7, N6/)



Autor: R.ELVIRA

Comprobado: A.SERRANO

Fecha: 05-01-12

Firma



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

Material

F-811

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA

Escala

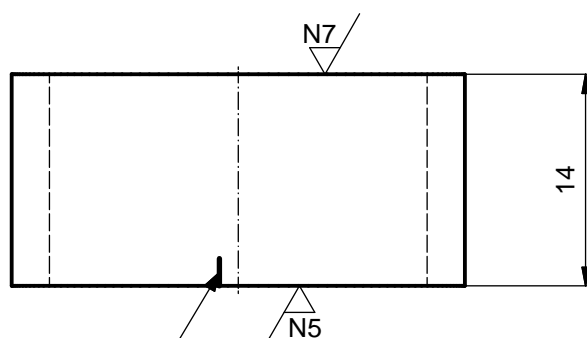
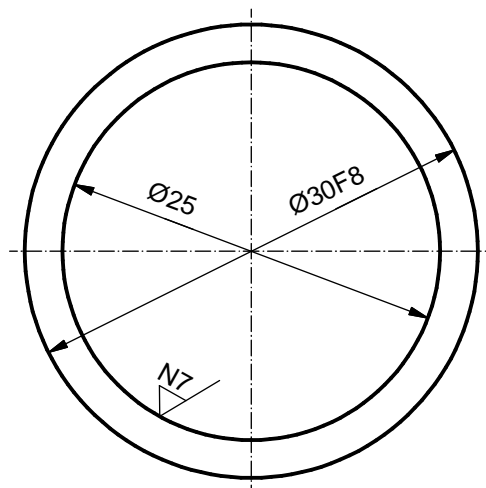
1:1

ALOJAMIENTO 2 DEL EJE 2

Plano:01.03.04

Hoja:1/1

N9 / (N7 / , N5 /)



Marca de flanco a
realizar por el operario
encargado del mecanizado

Autor: R.ELVIRA

Comprobado: A.SERRANO

Fecha: 05-01-12

Firma



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

Material

F-1100

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA

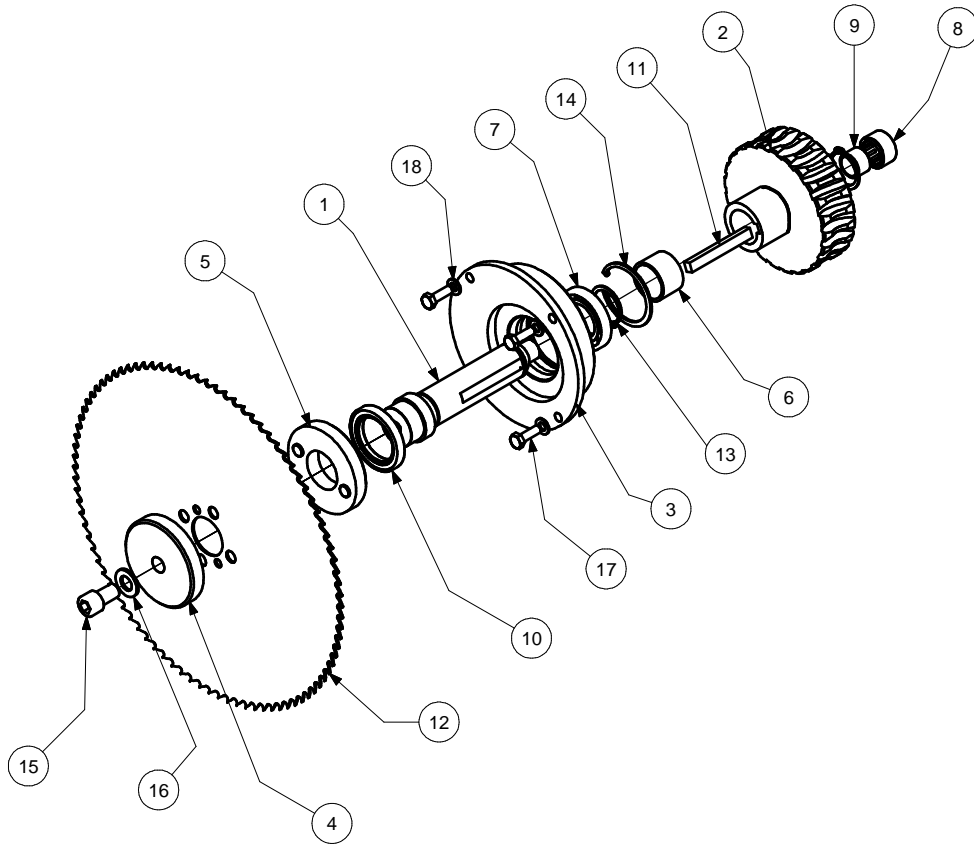
Escala

2:1

CASQUILLO SEPARADOR EJE 1

Plano:01.03.05

Hoja:1/1



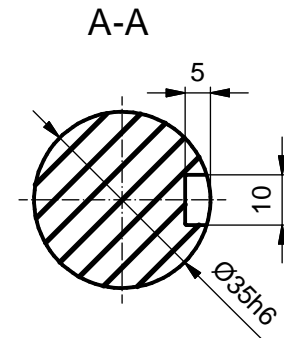
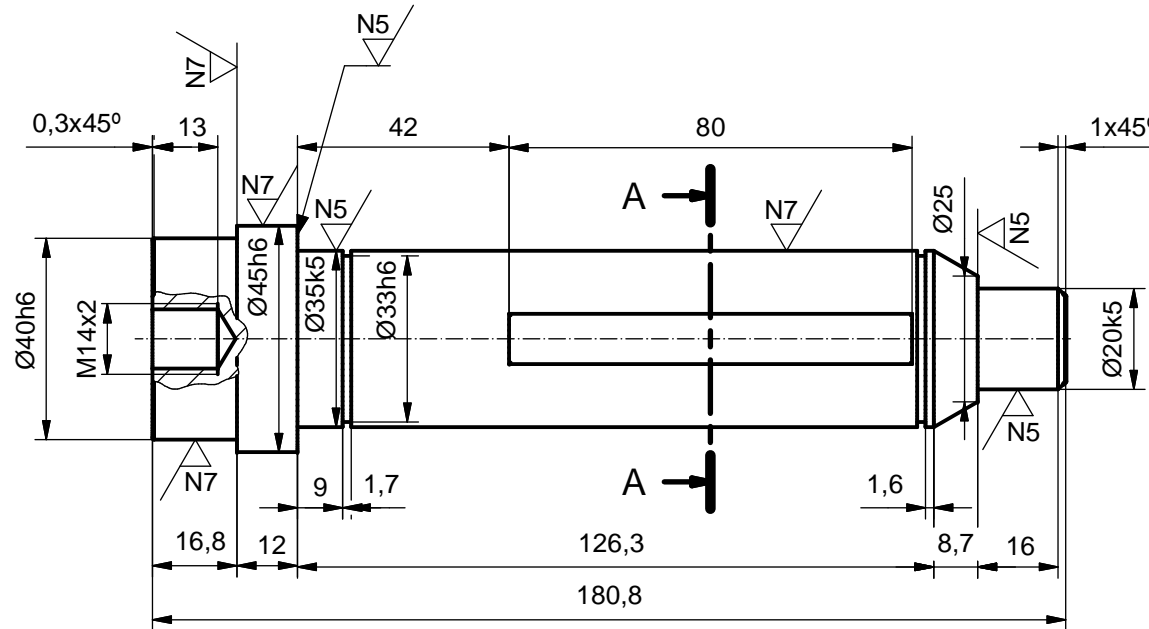
LISTA DE PIEZAS				
Nº DE PIEZA	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CTDAD
18	ISO 7089 - 8 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A	Acero inoxidable	4
17	ISO 4018 - M8 x 25	Tornillos de cabeza hexagonal. Productos de clase C	Acero	4
16	ISO 7089 - 14 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A	Acero inoxidable	1
15	ISO 4762 - M14 x 25	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal	Acero inoxidable - 440C	1
14	DIN 472 - 62 x 2	Anilla de retención de muelle	Acero dulce	1
13	DIN 471 - 35x1,5	Anillas de retención para el eje	Acero dulce	2
12	Sierra de disco	Diámetro 350 mm	Fabricante	1
11	DIN 6885 - B 10 x 8 x 80	Chaveta paralela	Acero dulce	1
10	ISO 6194/1 - 45x65x8-Tipo 6	Juntas de labio de eje rotatorio 6: montadas con labio menor	Caucho	1
9	Aro interior LR 20x25x16,5	Anillo interior agujas eje 2	Fabricante	1
8	Rolling bearing BK 2518 GB/T 290-1998	Rolling bearings - Needle roller bearings drawn cup, without inner rings - Boundary dimensions	Acero dulce	1
7	DIN 625 T1 - 16007 - 35 x 62 x 9	Rodamiento de bolas, acanalado profundo	Acero dulce	1
6	Casquillo Separador Eje 2	Ver plano 01.04.06	F-1100	1
5	Tapa Interior Disco	Ver plano 01.04.05	F-811	1
4	Tapa Exterior Disco	Ver plano 01.04.04	F-811	1
3	Alojamiento del Eje 2	Ver plano 01.04.03	F-811	1
2	Rueda Helicoidal Eje 2	Ver plano 01.04.02	C-415	1
1	Eje 2	Ver plano 01.04.01	F-1201	1



Autor: R. ELVIRA	Firma	 
Comprobado: A. SERRANO		
Fecha: 15-01-12		

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA DE DISCO		
Escala	EJE 2	Plano:01.04.00
1:5		Hoja:1/1

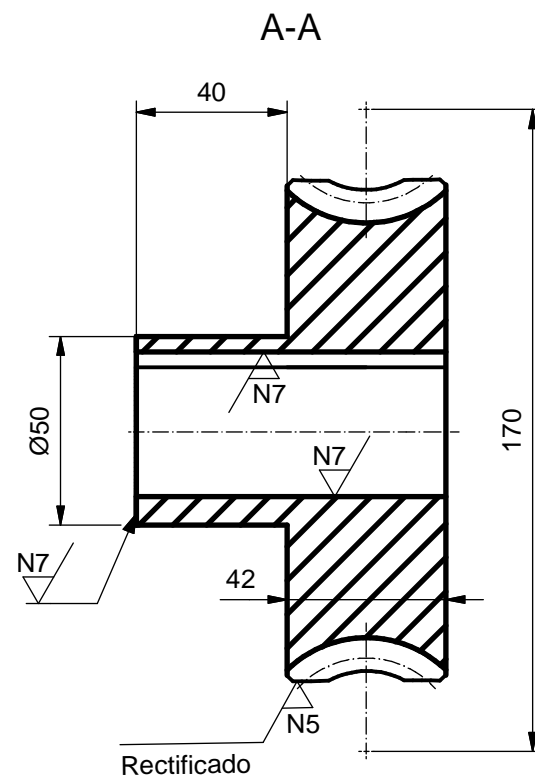
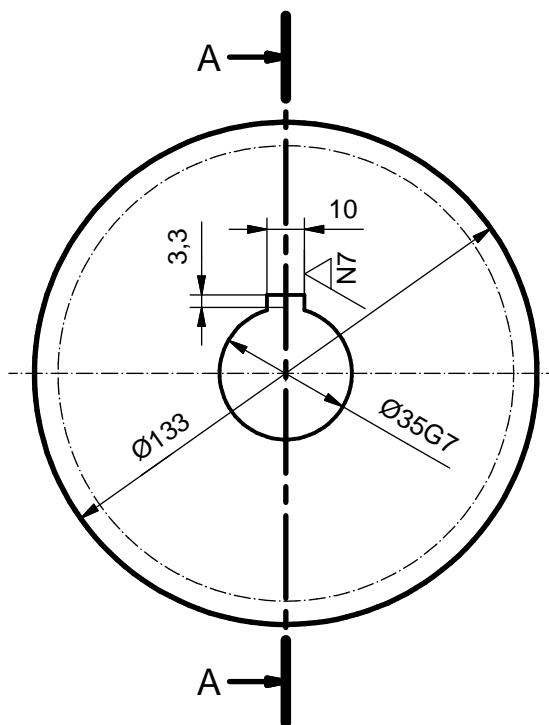
Templado y revenido

$\nabla \nabla / (\nabla \nabla , \nabla \nabla)$



Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comrobado: A.SERRANO					
Fecha: 06-01-12					
Material	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
F-1201					
Escala	EJE 2			Plano:01.04.01	
1:1				Hoja:1/1	

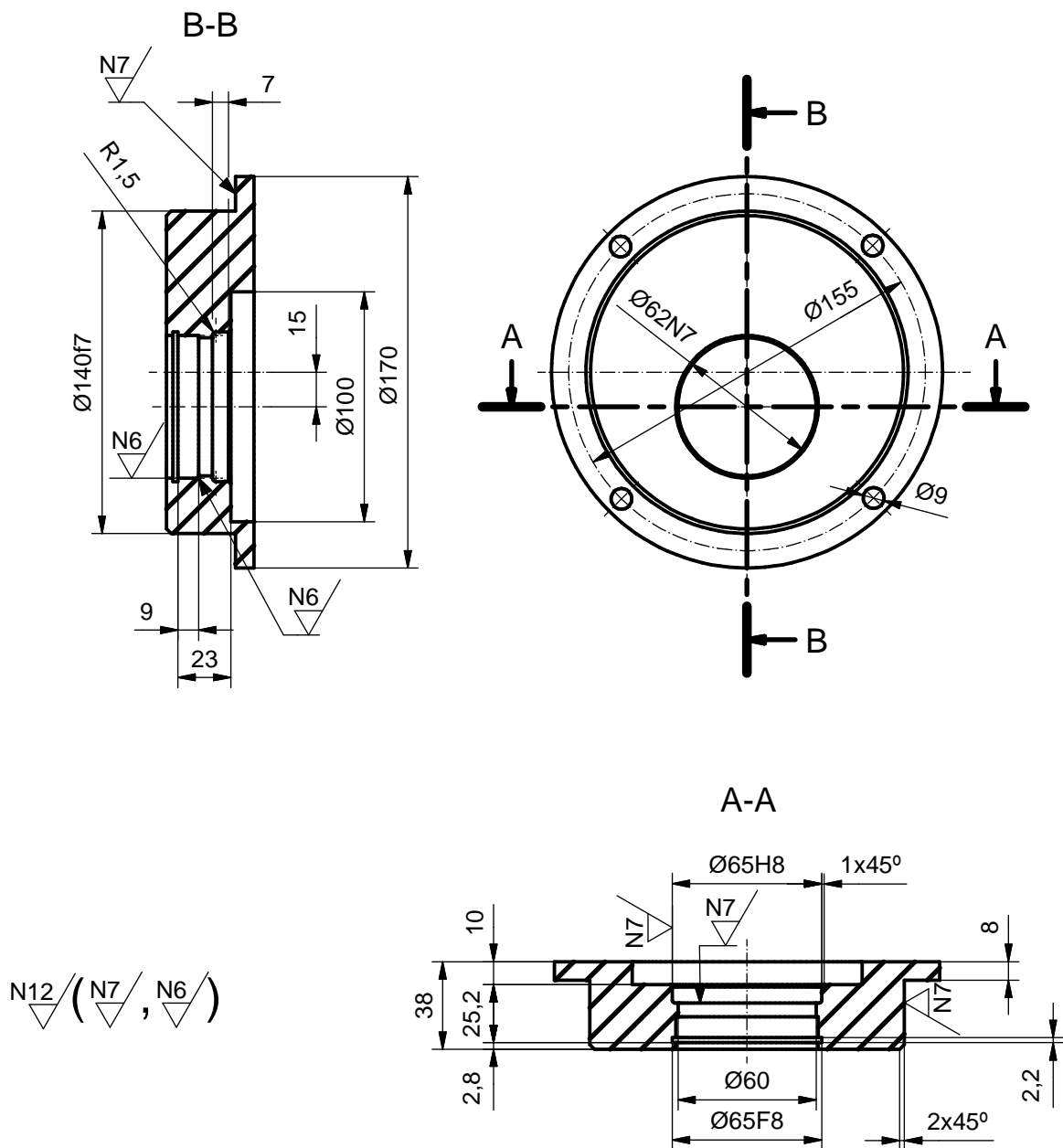
N12/ (N7/ , N5/) Templado y revenido



Corrección unitaria del diámetro
primitivo: -0,605 mm.

RUEDA HELICOIDAL	
CARACTERISTICAS	DIMENSIONES
Módulo normal	5
Nº dientes	24
Diá. primitivo	120,605(120)
Diá. interior	110
Distancia ejes	85
Angulo de la hélice	5,75
Sentido de la hélice	Izquierdas

Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comrobado: A.SERRANO					
Fecha: 06-01-12					
Material	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
C-415					
Escala	RUEDA HELICOIDAL EJE 2			Plano:01.04.02	
1:2				Hoja:1/1	



Autor: R.ELVIRA

Comprobado: A.SERRANO

Fecha: 06-01-12

Firma



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

Material

F-811

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA

Escala

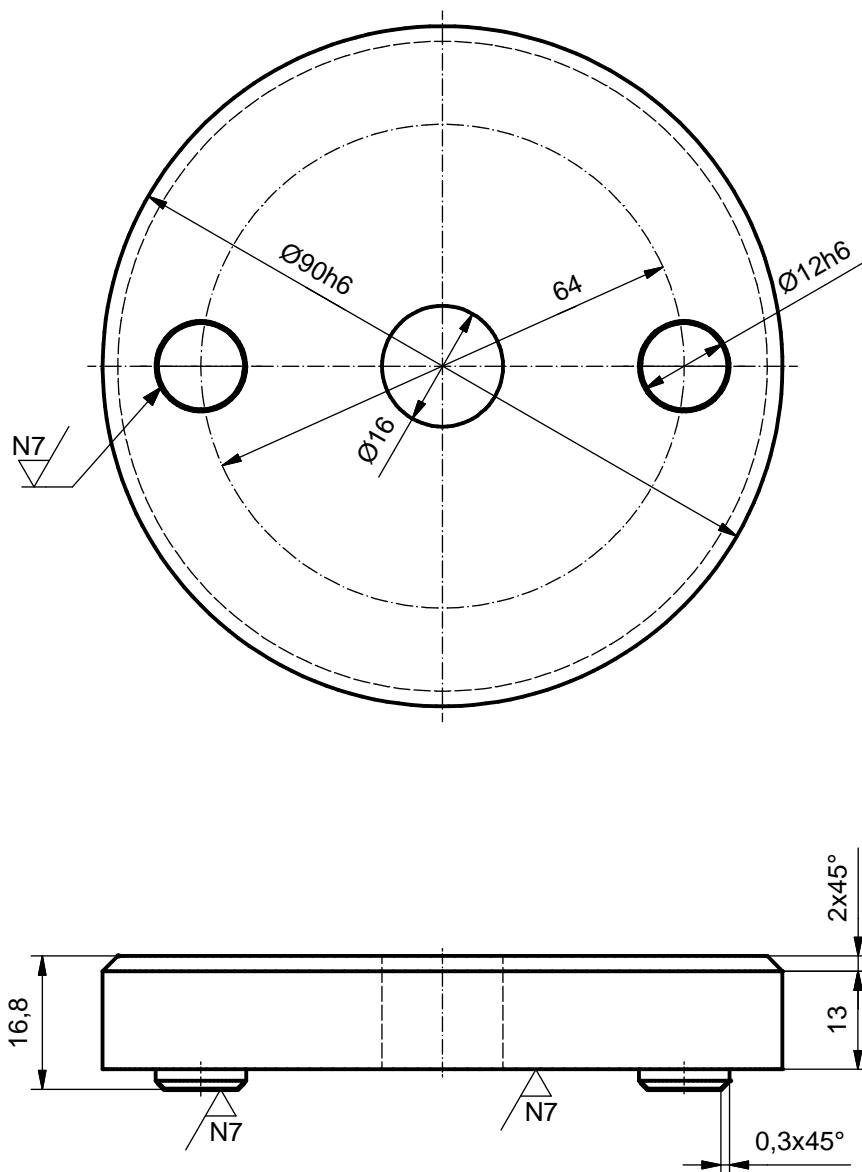
1:2

ALOJAMIENTO DEL EJE 2

Plano:01.04.03

Hoja:1/1

N12/(N7/)



Autor: R.ELVIRA

Comrobado: A.SERRANO

Fecha: 07-01-12

Firma



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

Material

F-811

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA

Escala

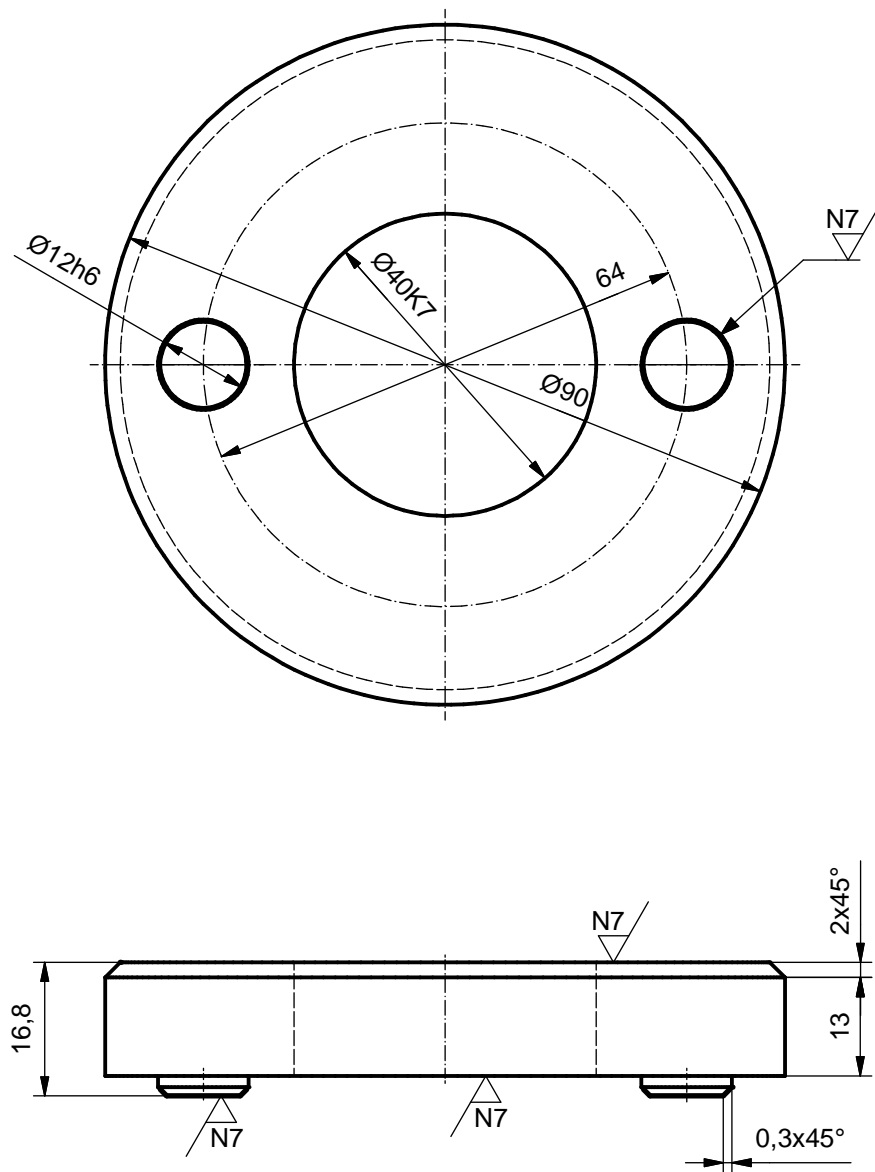
1:1

TAPA EXTERIOR DISCO

Plano:01.04.04

Hoja:1/1

N12/(N7/)



Autor: R.ELVIRA

Comprobado: A.SERRANO

Fecha: 07-01-12

Firma



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

Material

F-811

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA

Escala

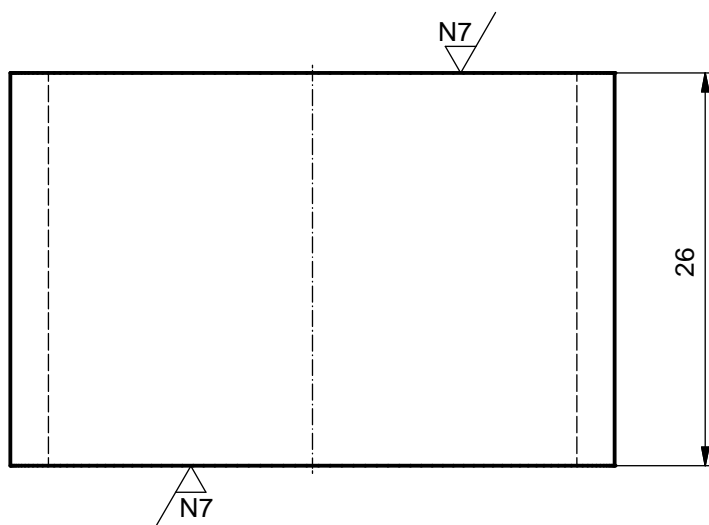
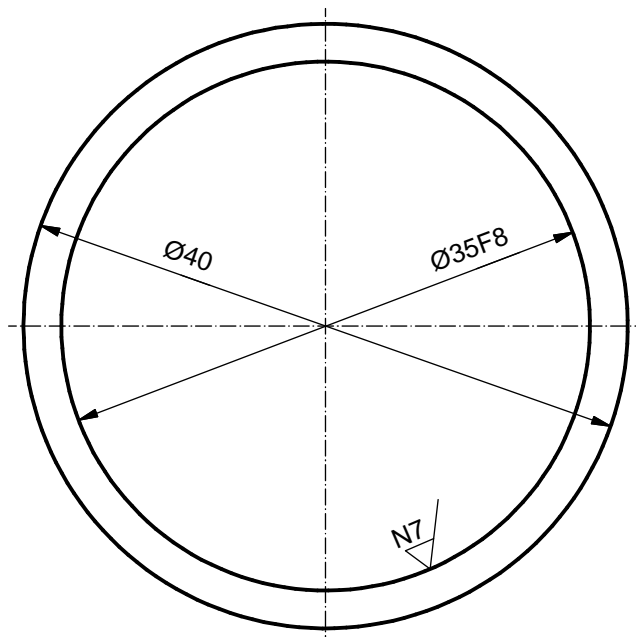
1:1

TAPA INTERIOR DISCO

Plano:01.04.05

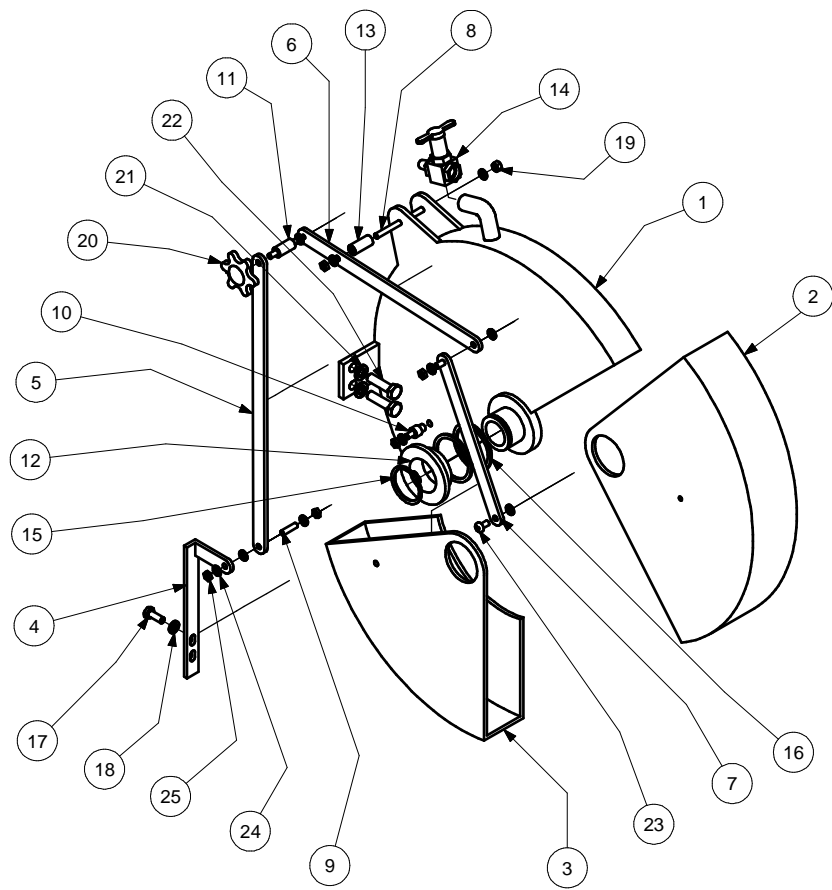
Hoja:1/1

N9/(N7/)



PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comrobado: A.SERRANO					
Fecha: 06-01-12					
Material	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
F-811					
Escala	CASQUILO SEPARADOR EJE 2				Plano:01.04.06
2:1					Hoja:1/1



LISTA DE PIEZAS				
Nº DE PIEZA	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CTDAD
25	ISO 4036 - M5	Tuercas hexagonales estrechas (sin achaflanar) - Productos de clase B	Acero inoxidable - 440C	5
24	ISO 7089 - 5 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A	Acero inoxidable	10
23	ANSI B18.6.7M - M5x0,8 x 10	Tornillo para maquinaria de cabeza cilíndrica redondeada con ranura y hueco cruciforme - Tipo IA - Métrico	Acero dulce	1
22	ISO 4017 - M8 x 30	Tornillos de cabeza hexagonal	Acero inoxidable - 440C	2
21	DIN 127 - A 8	Arandela de presión	Acero dulce	2
20	Baqelita	Con rosca M5 x 0,8	Fabricante	1
19	ISO 4034 - M5	Tuercas hexagonales - Productos de clase C	Acero	1
18	ISO 7089 - 6 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A	Acero inoxidable	1
17	ISO 4017 - M6 x 16	Tornillos de cabeza hexagonal	Acero inoxidable - 440C	1
16	Arandela de Aluminio en stock	43 x 49 x2	Aluminio-6061	2
15	DIN 471 - 35x1,5	Anillas de retención para el eje	Acero dulce	1
14	Grifo taladrina	Entrada M15 x 1,5	Fabricante	1
13	Separador Pasador de Giro	Ver plano 01.05.06	F-1100	1
12	Separador Protección Fija	Ver plano 01.05.06	F-1100	1
11	Pasador Barra Fija	Ver plano 01.05.06	F-1100	1
10	Pasador Protección Intermedia	Ver plano 01.05.06	F-1100	1
9	Pasador Barra Fija	Ver plano 01.05.06	F-1100	1
8	Pasador de Giro	Ver plano 01.05.06	F-1430	1
7	Barra Protección 160	Ver plano 01.05.05	F-1100	1
6	Barra Protección 225	Ver plano 01.05.05	F-1100	1
5	Barra Protección 325	Ver plano 01.05.05	F-1100	1
4	Barra Protección Fija	Ver plano 01.05.04	F-1140	1
3	Protección Intermedia Disco	Ver plano 01.05.03	F-811	1
2	Protección Móvil Disco	Ver plano 01.05.02	F-811	1
1	Protección Fija Disco	Ver plano 01.05.01	F-811	1

Autor: R. ELVIRA	Firma	
Comrobado: A. SERRANO		
Fecha: 15-01-12		

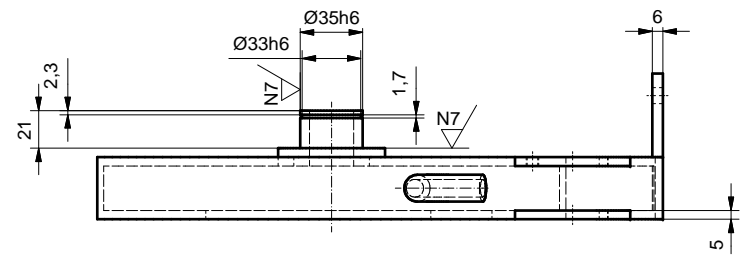
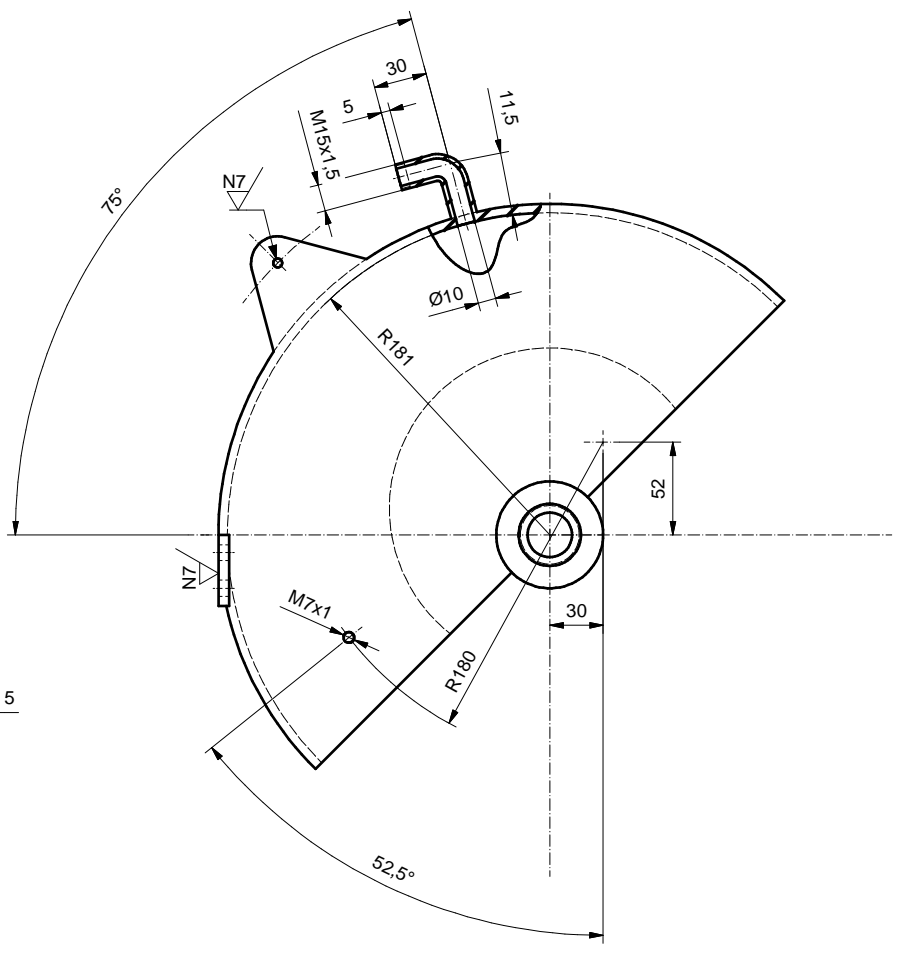
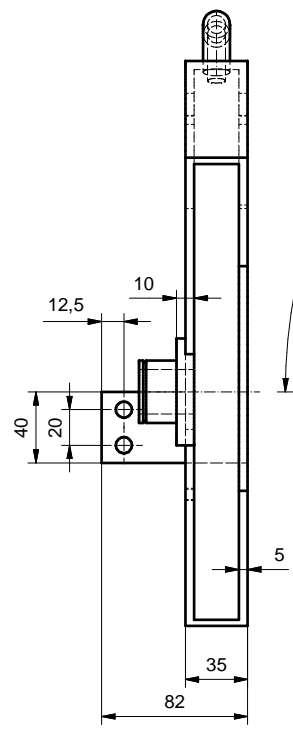
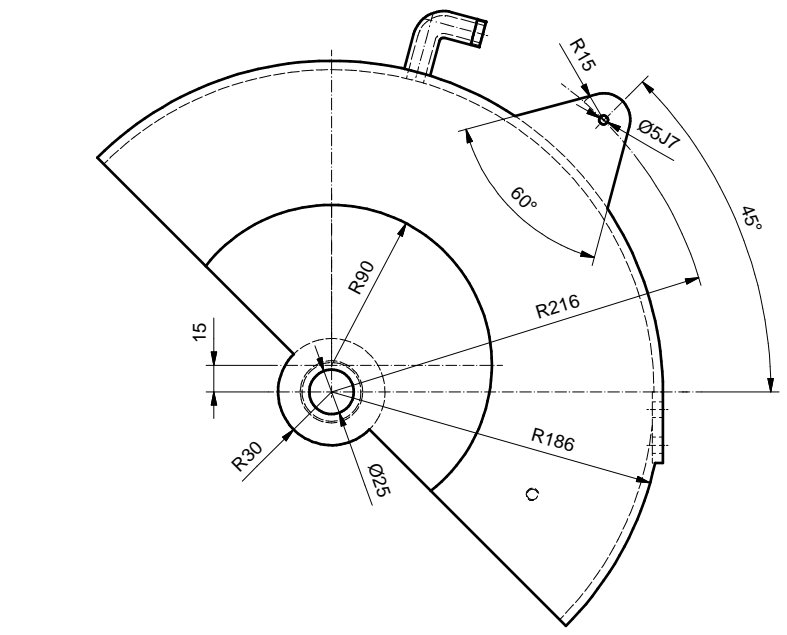
CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA DE DISCO


Escala 1:5	Protección del Disco	Plano:01.05.00
		Hoja:1/1

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

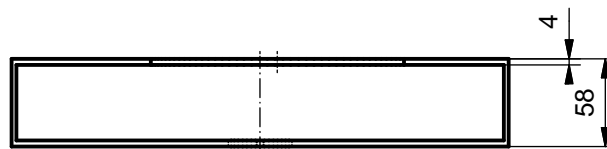
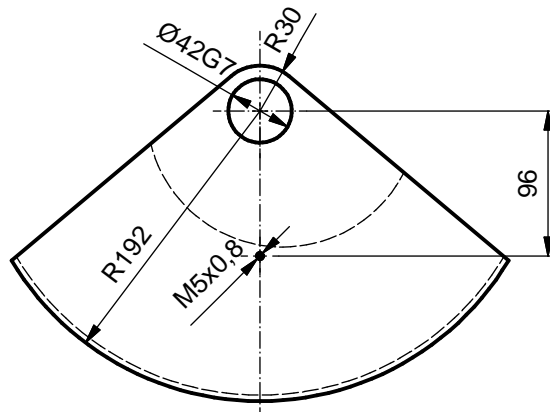
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

N12/(N7/)

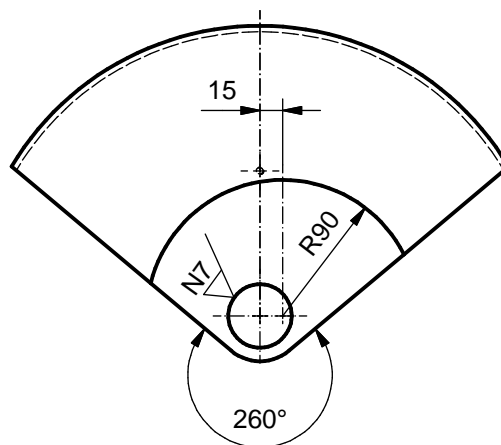


Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comprobado: A.SERRANO					
Fecha: 07-01-12					
Material F-811	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
Escala 1:3	PROTECCION FIJA DISCO				Plano:01.05.01
					Hoja:1/1

N12 / (N7)

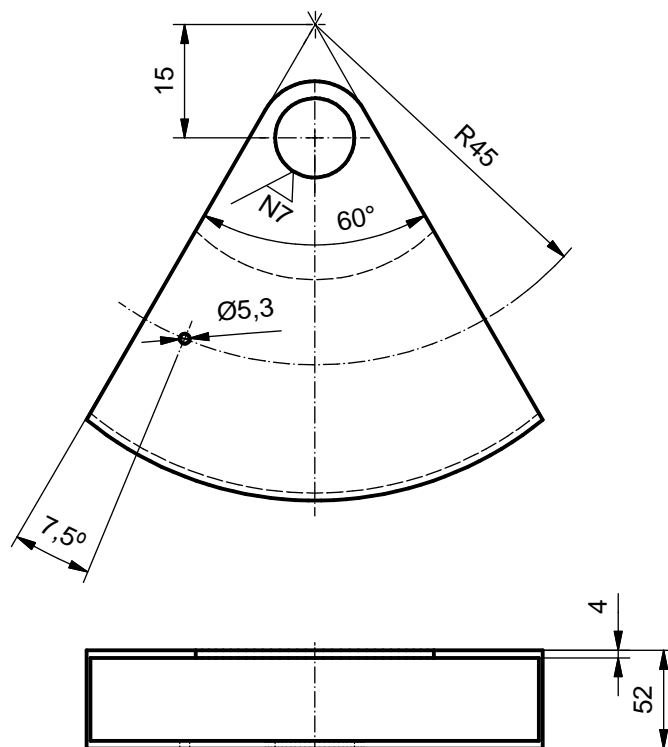


Espesor todas las paredes 4 mm.

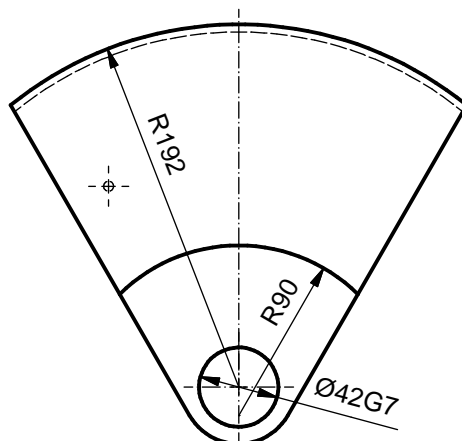


Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comrobado: A.SERRANO					
Fecha: 07-01-12					
Material F-811	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
Escala 1:5	PROTECCION MOVIL DISCO				Plano:01.05.02
					Hoja:1/1

N12/(N7/)



Espesor todas las paredes 4 mm.



Autor: R.ELVIRA

Comprobado: A.SERRANO

Fecha: 07-01-12

Firma



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

Material

F-811

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA

Escala

1:4

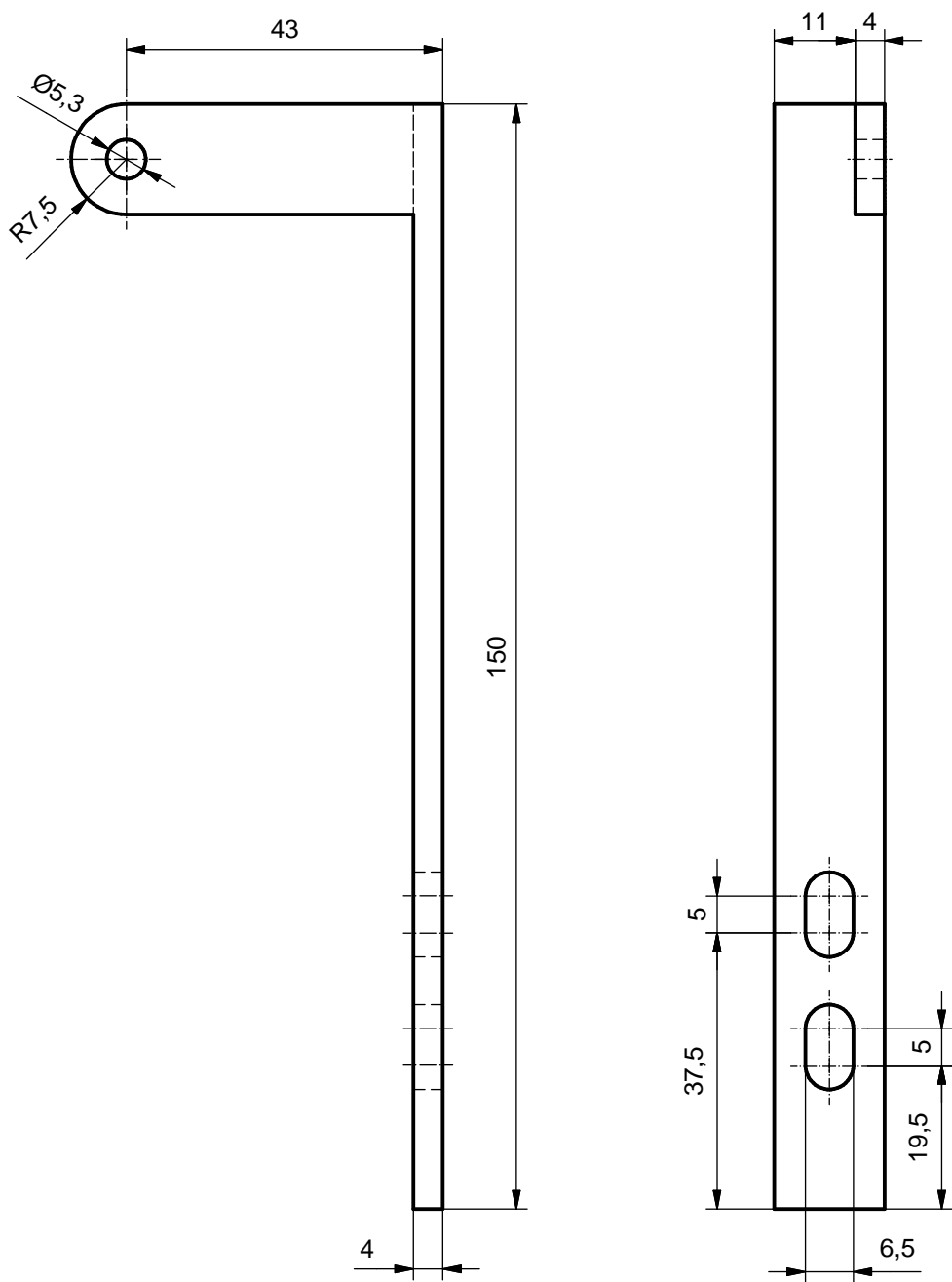
PROTECCION INTERMEDIA DISCO

Plano:01.05.03


Hoja:1/1

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



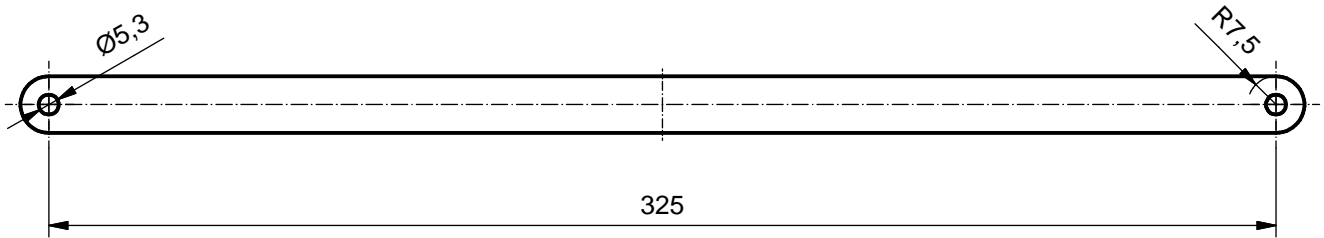
N9 / Templado y revenido

Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comrobado: A.SERRANO					
Fecha: 07-01-12					
Material	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
F-1140					
Escala	BARRA PROTECCION FIJA			Plano:01.05.04	
1:1				Hoja:1/1	

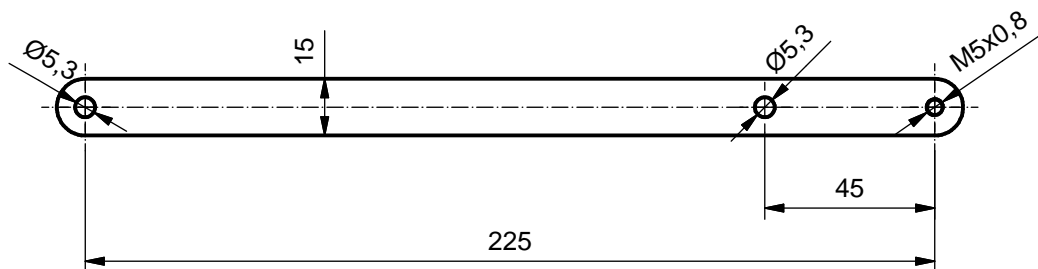
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

BARRA 325

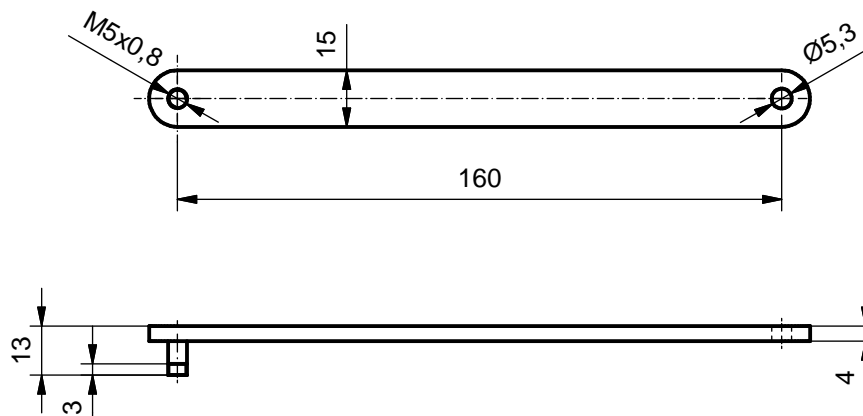


BARRA 225



Espesor barra 325 y 225: 4 mm.

BARRA 160

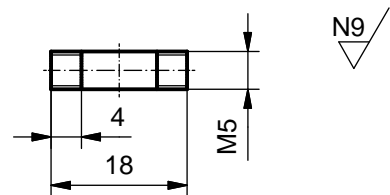
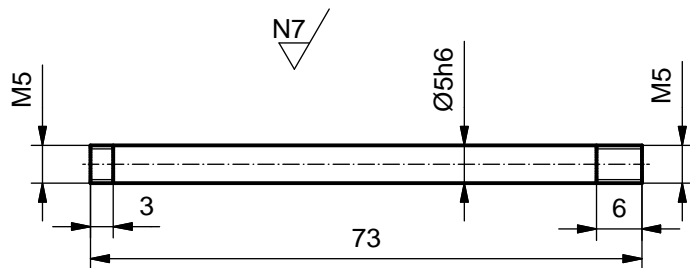


Autor: R.ELVIRA		Firma			Escuela Universitaria Ingeniería Técnica Industrial ZARAGOZA
Comrobado: A.SERRANO					
Fecha: 07-01-12					
Material	CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA				
F-1100					
Escala	BARRAS PROTECCION MOVILES			Plano:01.05.05	
1:2				Hoja:1/1	

Todas las roscas M5 tienen paso de 0,8 mm.

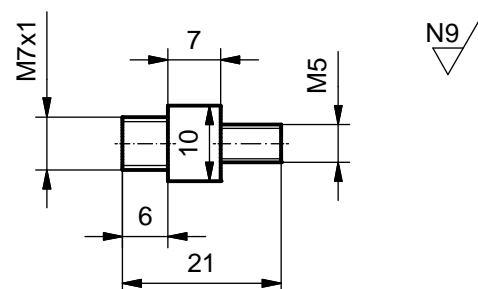
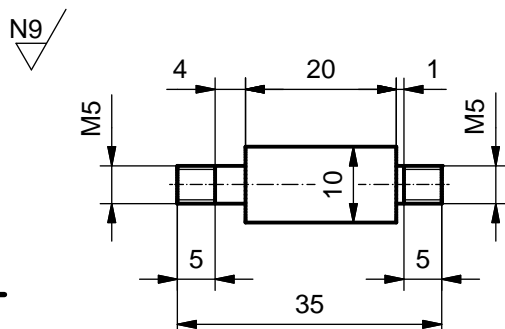
PASADOR DE BARRA FIJA

PASADOR DE GIRO (F-1430)



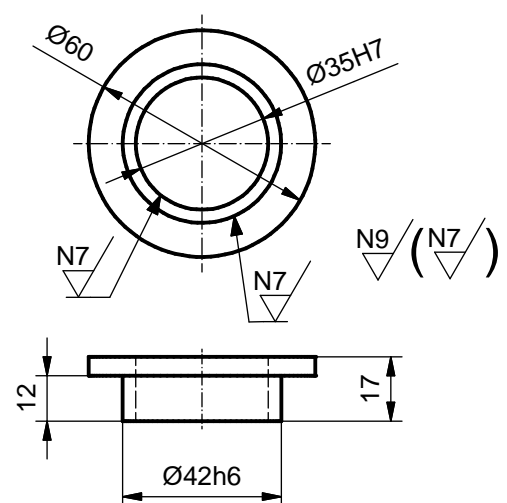
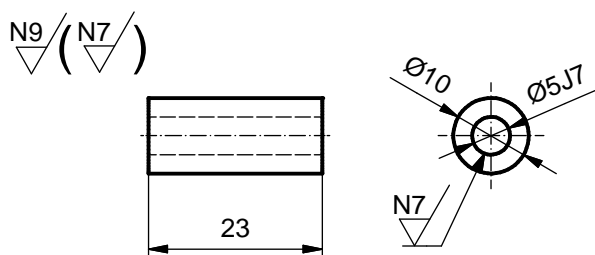
PASADOR PROTECCION INTERMEDIA

SEPARADOR BAQUELITA



SEPARADOR PROTECCION FIJA (1:2)

SEPARADOR PASADOR DE GIRO



Autor: R.ELVIRA

Firma

Comprobado: A.SERRANO

Fecha: 07-01-12

Material

F-1100(F-1430)

Escala

1:1(1:2)

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CABEZAL DE UNA TRONZADORA

SEPARADORES Y PASADORES

Plano:01.05.06

Hoja:1/1