

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**"PROYECTO DE FABRICACION DE TECLES
DE 1 TM"**

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

ANDERSEN INGA VARGAS

PROMOCION 1990-I

LIMA - PERU

1,992

INDICE

	Pag.
PROLOGO	
1.- INTRODUCCION	4
2.- CONSIDERACIONES DEL MERCADO	
2.1.-Productos y precios	6
2.2.-Mercado nacional y extranjero.....	8
2.3.-Insumos nacionales e importados .	15
2.4.-Capacidad instalada de la Indus- tria Nacional	16
2.5.-Tamaño del Proyecto	16
3.- DISEÑO DEL TECLE	
3.1.-Principio de funcionamiento y partes constitutivas	18
3.2.-Dimensionamiento Básico	20
3.3.-Cálculo de Ruedas de Cadena	22
3.4.-Cálculo de Engranajes	27
3.5.-Cálculo del Eje.....	35
3.6.-Cálculo de Rueda del Trinquete . .	50
3.7.-Cálculo del Embrague . .	54
3.8.-Accesorios del Tecle	56

	Pag.
4.- PLAN DE FABRICACION	
4.1.-Proceso de Manufactura	79
4.2.-Hojas de Ruta	82
4.3.-Fichas técnicas de producción y ·diagramas de flujo	88
4.4.-Selección de Talleres de Fabrica- ción de partes del Tecle	93
4.5.-Requerimientos de Moldes y Matrices.....	95
5.- REQUERIMIENTOS DE MOLDES Y MATRICES	
5.1.-Diseño de moldes de fundición.	97
5.2.-Diseño de Matrices de Embutido.....	118
5.3.-Diseño de Plantillas Dispositivos.....	120
6.- ANALISIS ECONOMICO	
6.1.-Inversiones	123
6.2.-Costos y Presupuestos.....	125
6.3.-Análisis de Rentabilidad.....	141
CONCLUSIONES	142
PLANOS	
ANEXOS	144 - 176

PROLOGO

Desarrollaré el proyecto agradeciendo anticipadamente a los profesores de mi Alma Mater, ya que han inculcado en mí el deseo de seguir superándome Profesionalmente como así mismo a los trabajadores de los talleres de Máquinas Herramientas , los bibliotecarios de la Facultad de Mecánica y a mis compañeros de estudios que de una manera u otra y de forma desinteresada han contribuido para la elaboración y culminación del proyecto para obtener la Titulación Profesional.

Cabe mencionar mi especial agradecimiento y respeto a mi asesor el Ing. Luis Moreno Figueroa ya que gracias a su profesionalismo como persona e Ingeniero han hecho de que pueda concluir el proyecto para obtener el título Profesional.

El proyecto a desarrollar tiene como finalidad fabricar teclas nacionales , para lo cual se ha desarrollado el análisis detallado desde su diseño , fabricación y el análisis económico para analizar la rentabilidad del proyecto.

Se comienza a desarrollar el proyecto en la introducción, dando un alcance sobre la finalidad del proyecto y de las razones por el que se ha elegido la fabricación de teclas.

En todo proyecto en su etapa de estudio se tiene que desarrollar un análisis de mercado en lo referente a productos, precios, tanto de importación o exportación para tener una idea global sobre las cantidades que se desea producir , como así mismo el precio que debería de tener la maquinaria a producir para hacerla competitiva en el mercado. En el capítulo 2 se desarrolla un análisis detallado sobre el tema mencionado.

Diseño del Producto y diseño del Proceso :

En el diseño del teclé se ha tratado de que el tamaño sea el mínimo posible , para de esa manera hacerlo versátil y fácil de instalarlo en cualquier lugar , además se ha tomado en cuenta que los materiales empleados como materia prima sean fáciles de encontrar en el mercado nacional . Este tema es explicado detalladamente en el capítulo 3.

Para desarrollar el proceso de fabricación de manera ordenada se desarrolla en el capítulo 4 el plan de fabricación de las piezas , en el que se incluye los procesos de manufactura , hojas de ruta, selección de talleres como así mismo los requerimientos de moldes y matrices.

En el capítulo 5 se desarrolla las consideraciones que se deben de tener en cuenta para el diseño de moldes de fundición como también para el diseño de matrices de embutido, forja y de la plantilla para el

agujereado del disco soporte con sus respectivos planos.

Para que un proyecto sea llevado a la realidad deberá ser rentable económicamente en el análisis económico del proyecto se desarrolla un estudio de los costos para la fabricación de tecles, como así mismo las inversiones realizadas para llevar a cabo el proyecto de fabricación . Para analizar si el proyecto es rentable se desarrolla el análisis de rentabilidad económica , lo mencionado anteriormente se explicará en el capítulo 6.

1.- INTRODUCCION

El propósito del presente proyecto tiene como finalidad fabricar tecles de 1 TM de accionamiento manual utilizando la capacidad instalada de la Industria Metal Mecánica nacional y utilizando en la mayor parte de su fabricación insumos nacionales, lo que traerá como consecuencia la posibilidad de crear nuevos puestos de trabajo para el proceso de su fabricación.

Se ha elegido para nuestro proyecto la fabricación de tecles de 1 TM de accionamiento manual ya que es muy utilizado en la industria por las siguientes consideraciones:

- Reducido tamaño
- No consume Energía Eléctrica
- Fácil mantenimiento
- Fácil de funcionar y transportar a otro lugar
- Fácil fabricación
- Costo relativamente bajo

Para el desarrollo del proyecto se ha optado por fabricar de engranajes de dientes rectos ya que este tipo de tecles son mas eficientes y para elevar cargas se necesitan menos tiempo y fuerza de tracción comparados con los tecles diferenciales y tecles de engranajes de tornillo.

Este tipo de tecles por las consideraciones ya descritas son muy utilizados en las factorias mecánicas, talleres mecánicos, puertos, embarcaciones pesqueras (bolicheras), industrias en general donde se trabaje con elevación y transporte de carga.

A su vez el diseño del tecele servirá como modelo para la fabricación de tecles de mayor potencia que se fabriquen en nuestro país.

2.- CONSIDERACIONES DEL MERCADO

2.1 .- PRODUCTOS Y PRECIOS

Por averiguaciones realizadas en el mercado nacional hemos obtenido las diferentes marcas y precios de tecles de 1 TM.

Marca	Fabricación	Precio (\$)
MT CAD	USA	124.12
KITO	JAPON	435.00
VITAL	JAPON	200.00
GAN MAR	ARGENT.	160.00

La variación de precios que existen entre los tecles mencionados se deben esencialmente a los materiales empleados en su fabricación , seguridad y garantía que ofrece el fabricante.

En el mercado nacional son muy conocidos los tecles de marca MT CAD, VITAL y KITO los cuales se pueden conseguir en los distribuidores de tecles como SOLANDINAS , MATUSHITA y otros .

Para el diseño se ha incluido un sistema de seguridad de sobrecarga que nos permite que no se dañe el sistema interno del teclé cuando a este se le sobrecargue con cargas mayores a 1 TM.

Este sistema de seguridad esta constituido por una polea accionadora y un cubo concentricamente unidos por un pasador radial que va a trabajar a corte debido al torque producido en la polea accionadora. Este pasador radial se cortará cuando el torque producido en la polea accionadora es mucho mayor que el necesario para elevar una carga de 1TM, protegiendo de esta manera todo el sistema interno del tecele (que nos sería muy costoso su reparación) por lo tanto dejara accionar libremente en vacio a la polea accionadora de tal manera que no elevará la carga mayor a 1TM.

Para poner nuevamente en funcionamiento el tecele, se procedera a quitar las partes del pasador y remmplazarlo por otro nuevo y se seguira desarrollando el izaje de cargas normalmente.

2.2.- MERCADO NACIONAL Y EXTRANJERO

Para la obtención de los datos sobre exportaciones e importaciones realizadas por el PERU, hemos tomado como referencia los datos estadísticos de las oficinas del ACUERDO DE CARTAGENA(*) y hemos obtenido datos estadísticos para los años 1985,1986,1987,1988,1989 los cuales los mostraremos en los gráficos (1), (2), (3), (4), (5) y (6).

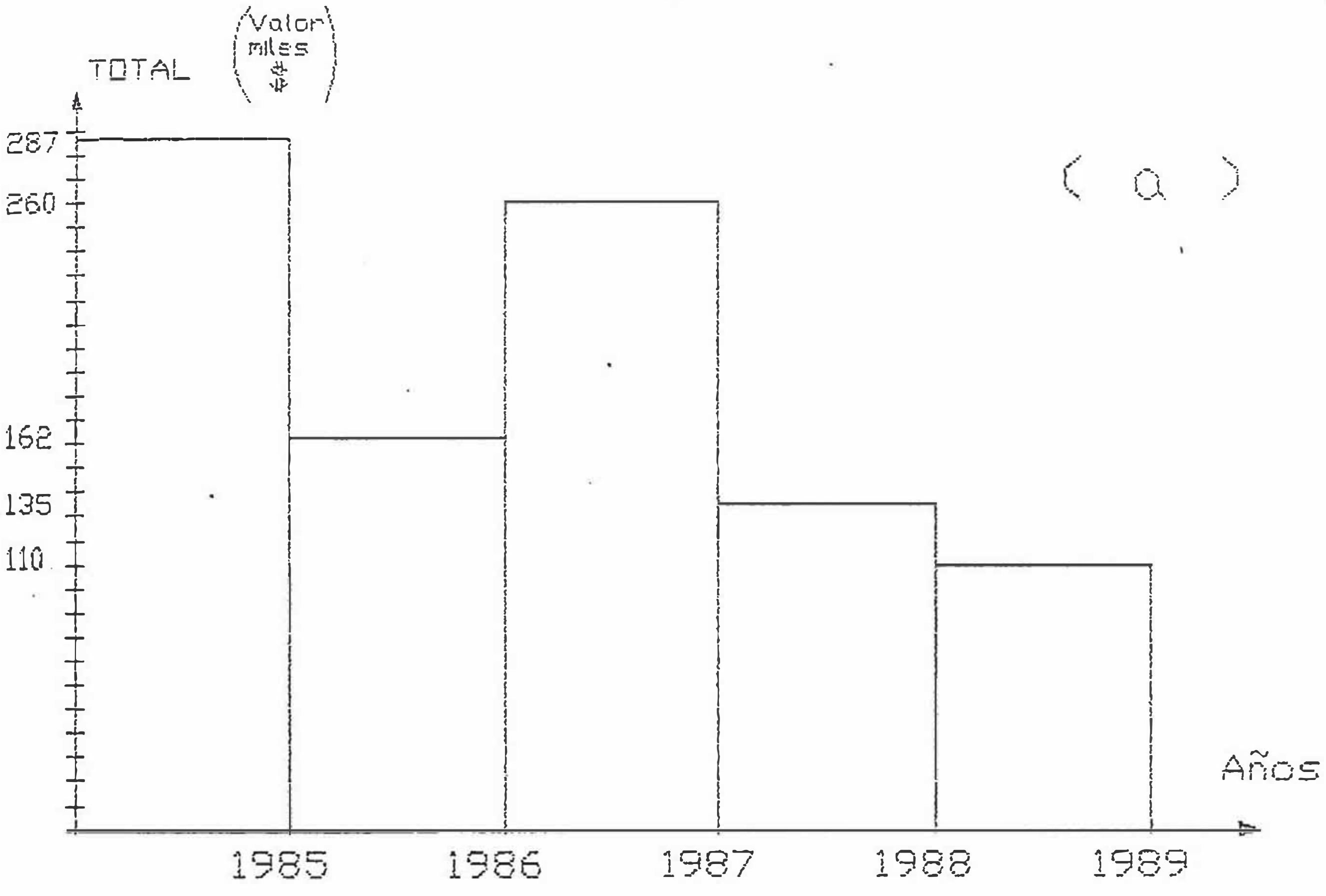
(*) Número de partida arancelaria: 84.22.01.01 (para polipastos,tornos y cabrestantes)

(*) Número de partida arancelaria : 84.22.91.05.00 (para partes de polipastos,tornos y cabrestantes)

Nota : Se hace notar que estos datos son referenciales en forma global ya que no nos indica detalladamente la cantidad de unidades físicas de tecles accionados a mano y de sus partes, por el contrario nos muestra un paquete en el que se incluye polipastos, tornos y cabrestantes en miles de dolares, por lo que he considerado estos datos como referenciales para analizar el mercado de importaciones y exportaciones.

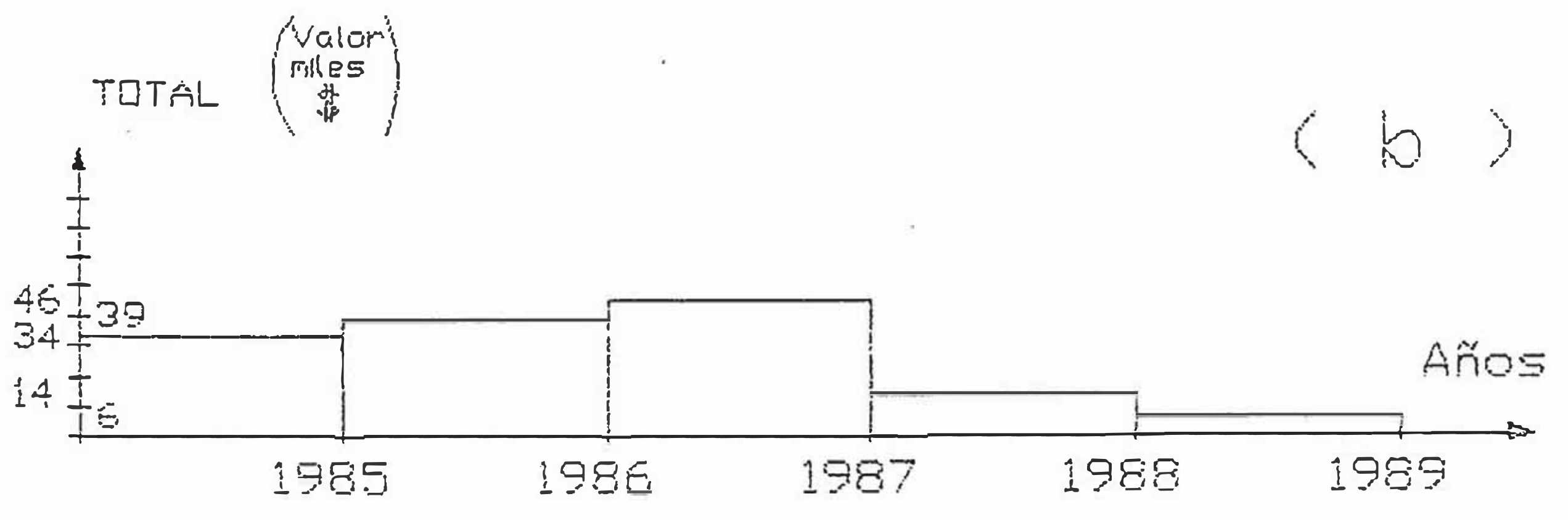
MOSTRAREMOS GRAFICAMENTE LAS EXPORTACIONES :

PERU : Exportaciones (polipastos, tornos y cabrestantes accionados a mano)



GRAFICA (1)

PERU : Exportaciones (partes y piezas para polipastos, tornos y cabrestantes)



GRAFICA (2)

TOTAL DEL PERU : Exportaciones

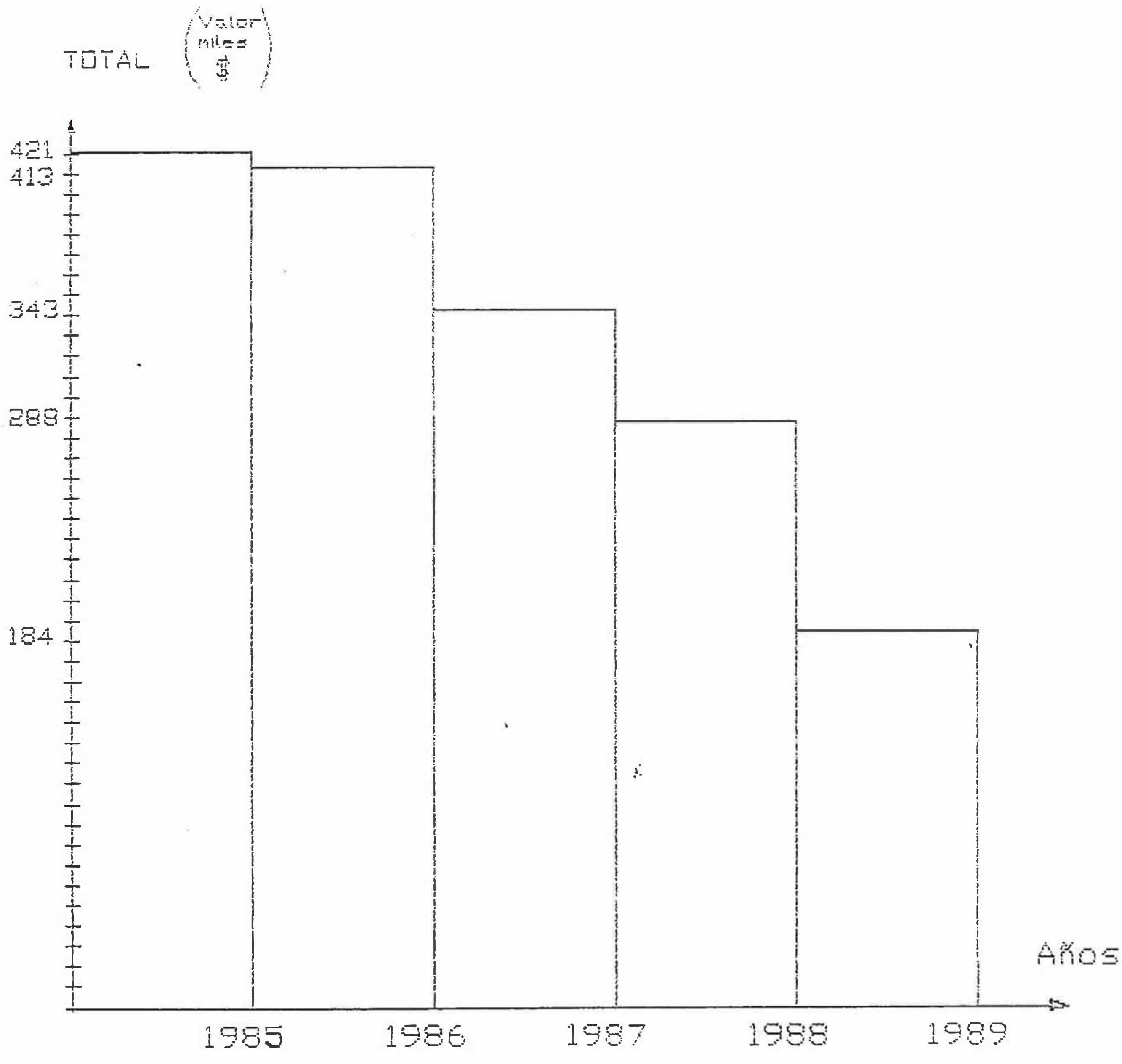
[(a) + (b)]



GRAFICA (3)

TOTAL DEL PERU + Importaciones

$$[(a) + (b)]$$



GRAFICA (6)

Analizando los gráficos de los datos obtenidos anteriormente del Acuerdo de Cartagena podemos decir lo siguiente:

Exportaciones:

- Si analizamos las exportaciones del Perú para polipastos tornos y cabrestantes accionados a mano, nos damos cuenta que en valores cuantitativo (\$) se tiende a disminuir en los últimos años. Se puede justificar lo dicho anteriormente analizando la política económica interna del país, ya que la industria nacional se vió afectada por la grave crisis económica por la que sufría el país por lo que imposibilitaba el desarrollo de la industria nacional (gráfica 1)

- Ocorre caso similar con las exportaciones de las partes y piezas para polipastos tornos y cabrestantes (gráfica 2)

La gráfica (3) nos muestra en forma global lo dicho anteriormente ya que en esta gráfica juntamos las gráficas (1) y (2). En esta gráfica observamos como disminuye tanto la exportación de maquinarias, esto debido a la mala política económica lo cual influyo mucho en el desarrollo de la industria nacional

Importaciones:

- Analizando las importaciones realizadas por el Perú para polipastos tornos y cabrestantes accionados a mano, nos damos cuenta que en valores cuantitativos (\$) también disminuye debido a que la producción de la Industria disminuyó notablemente, lo que trajo como consecuencia que el Perú importe en mucha menor cantidad maquinarias para la industria (gráfica 4)
- Ocurre caso similar con las importaciones de las partes y piezas para polipastos tornos y cabrestantes (gráfica 5)
- La gráfica (6) junta ambas graficas (4) y (5) y de la misma manera nos muestra en forma global la dicho anteriormente.

Nota : Se hace notar que estos valores nos van a servir para tener una idea global de como la industria nacional importa y exporta partes, piezas y maquinarias de accionamiento manual para elevar cargas. Estos datos obtenidos son referenciales ya que aqui no nos muestra especificamente la cantidad de unidades de tecles importados y exportados por el Perú, por el contrario nos da un valor global pero en miles de dólares por año.

2.3 - INSUMOS NACIONALES E IMPORTADOS

A continuación se mencionará los insumos nacionales e importados necesarios para la fabricación de tecles.

Para el caso de las cadenas de eslabones para el izaje de las cargas, se deben considerar cadenas de eslabones calibrados importados, ya que estas cadenas por el mismo uso a la que va a servir necesita que sean probadas en laboratorios de ensayos a la tracción y que nos indiquen las cargas admisibles de seguridad y en nuestro país no existen fabricas que nos suministren este tipo de cadenas calibradas y certificadas con sus pruebas de ensayos respectivos.

Se hace notar que en nuestro país existen fabricas de cadenas, pero estas no nos certifican las cargas admisibles a las que van a trabajar dichas cadenas.

Para la elección de las cadenas de accionamiento del teclé se pueden utilizar cadenas de fabricación nacional, ya que estas por el mismo uso que se le va dar no necesita que sean rigurosamente probadas.

Para la fabricación de engranajes y ejes se deben usar aceros especiales, los que por el momento deben ser importados; sin embargo es facil de encontrar estos insumos en nuestro medio.

Para las demas piezas del teclé se pueden usar en su mayoría insumos nacionales.

2.4 - CAPACIDAD INSTALADA DE LA INDUSTRIA NACIONAL

La finalidad del presente proyecto es el de fabricar tecler aprovechando la capacidad instalada de la Industria Metal Mecánica y de la capacidad de nuestros técnicos Mecánicos en los diferentes campos de dicha industria .

Para este fin hemos recorrido diferentes talleres mecánicos de Lima y hemos observado que en nuestro medio existe la maquinaria necesaria para la fabricación de las piezas del tecler, por ejemplo talleres de servicio de fresado, torno, taladrado, talleres de fundición forja y estampado.

En la sección 4.4 mostraremos algunos talleres para la fabricación de las partes del tecler.

2.5.- TAMAÑO DEL PROYECTO.

Tomando de referencia las averiguaciones que hemos efectuado en diferentes empresas comercializadoras de Lima, hemos dimensionado nuestro proyecto para una capacidad de fabricación de 100 unidades anuales, la que representa un volumen factible de ser comercializado en este mercado.

3.- DISEÑO DEL TECLADO DE 1 TM

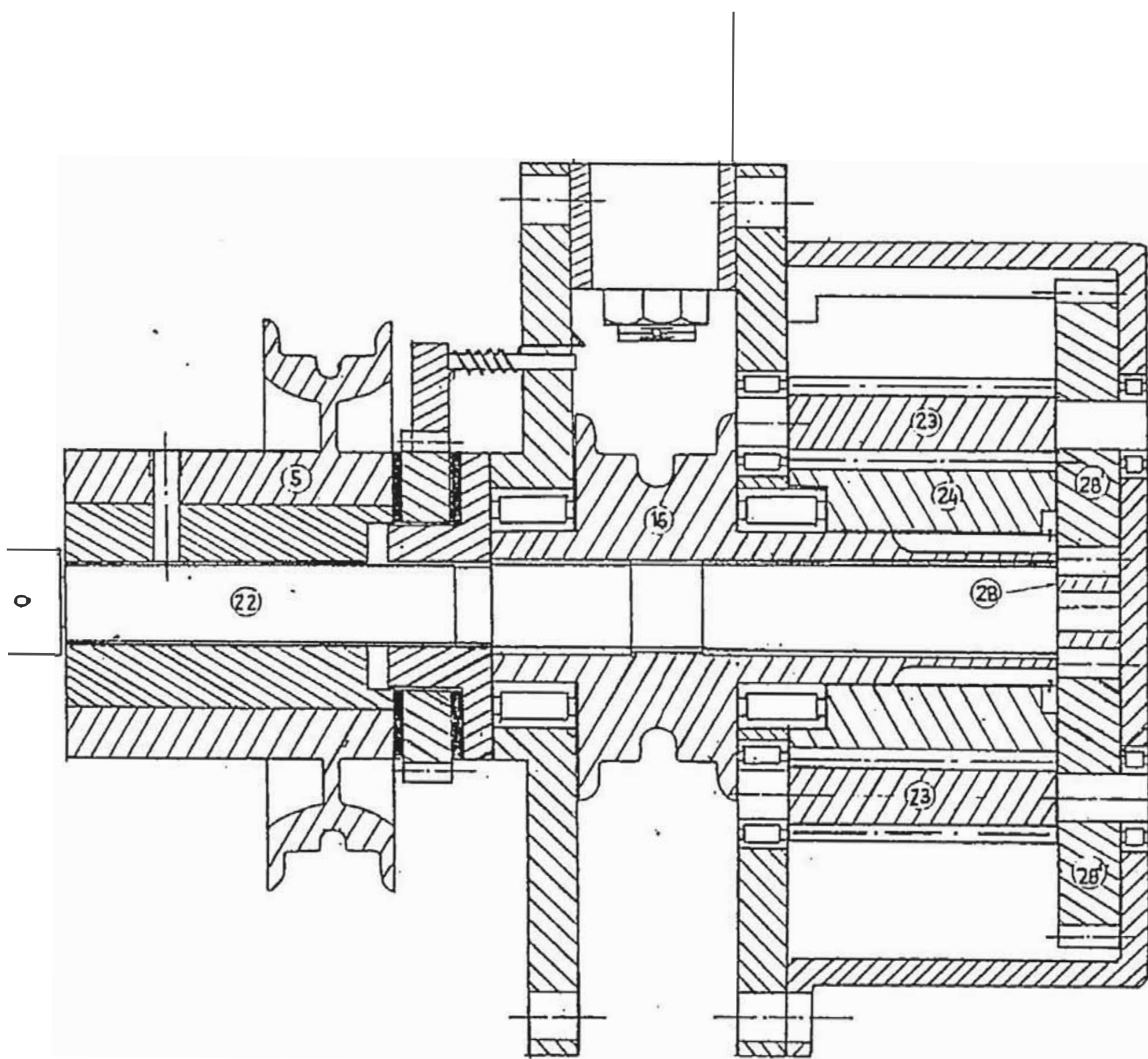
3.1.- PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

El principio de funcionamiento se basa en la multiplicación de fuerzas por medio de engranajes.

En nuestro caso la fuerza motriz será la ejercida por el hombre al tirar la cadena, la que a su vez producirá un momento motor ó torque en la polea (5), la que a su vez transmitirá el torque por intermedio del eje (22) a un piñón (28), el que a su vez transmitirá a dos engranajes (28') diametralmente opuestos, estos engranajes transmitirán el torque a dos engranajes (23) que iran acoplados en un mismo eje. Al girar los engranajes (23) harán girar el engranaje (24) que irá acoplado a la nuez de carga (16) lo cual permitirá que se pueda levantar ó bajar la carga de acuerdo al sentido de giro del momento motor accionado por el hombre al tirar de la cadena.

El tecele tendrá un dispositivo de frenado, lo cual será explicado en el cálculo del freno.

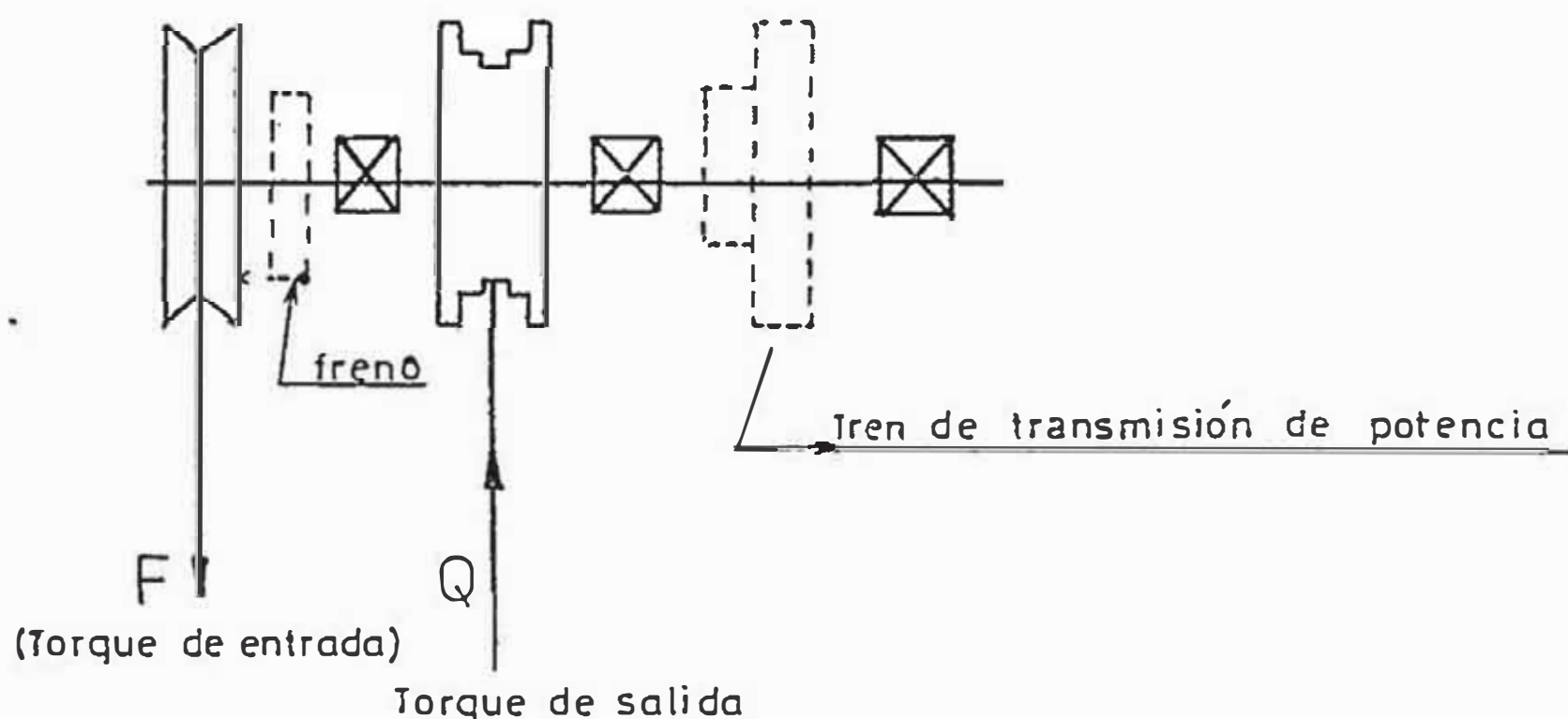
Ver figura adjunta:



ESQUEMA PARA ENTENDER EL PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

3.2.- DIMENSIONAMIENTO BASICO

Para inicializar el proyecto inicialmente se ha desarrollado un análisis previo donde mostramos los cálculos de una manera práctica.



$$(T \text{ entrada} \times N_{\text{rev. entrada}}) \times \eta_{\text{ef}} = (T \text{ salida} \times N_{\text{rev. salida}})$$

$$i = \frac{N_{\text{rev. entrada}}}{N_{\text{rev. salida}}}$$

$$T \text{ entrada} = \frac{T \text{ salida} \times i}{\eta_{\text{ef}} \times i}, \quad T \text{ entrada} = F \times D/2$$

Donde: F = Fuerza aplicada para accionar la cadena de carga (30 - 50) Kg.

Q = Carga a elevar (0 - 1000) Kg.

D = Diámetro de la polea accionadora

η_{ef} = Eficiencia del mecanismo (0.95)

Para que la carga sea elevada se usará un embrague que funcionará por la unión de 2 discos, los cuales se

acoplarán por una fuerza axial aplicada a los discos. Para este cálculo usaremos las siguientes relaciones:

$$F_a = \frac{M_{fre}}{r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f \times R_{med}}$$

Donde: F_a = Fuerza axial que comprime los discos
 r = Radio medio de la rosca trapezoidal
 ρ = Angulo de rozamiento de la rosca
 α = Angulo de espira de la línea media fileteada del árbol
 f = Coeficiente de rozamiento entre los discos y el mecanismo del trinquete
 R_{med} = Radio medio de rozamiento entre el disco y el mecanismo del trinquete.

Para el embrague usaremos la siguiente relación:

$$T = \frac{\mu (D+d) \times F_a}{4}$$

Donde: T = Torque a ser transmitido debido a la fricción de los discos

F_a = Fuerza axial que comprime los discos

D, d = Diámetros de los discos de fricción

Para que la carga quede suspendida cuando dejemos de elevar esta, debemos de tener en cuenta un mecanismo que nos permita que la carga no vaya a descender bruscamente. Por este motivo se usará un mecanismo de freno que será ejecutado por medio de una rueda de trinquete.

Los cálculos descritos anteriormente los analizaremos más detalladamente en los acápites 3.4, 3.5, 3.6 y 3.7.

3.3.- SELECCION DE LAS CADENAS

- Cadena de carga

Estas cadenas se caracterizan por que están calibradas con precisión para funcionar en poleas de cadena de carga y además por tener dureza de superficie mucho más alta a fin de tener una duración adecuada de servicio.

Las cadenas de eslabones soldadas tienen mayor relación resistencia-peso y flexibilidad tridimensional. Su flexibilidad tridimensional que, en ocasiones permite eliminar las componentes para cambio de dirección y su elevada relación resistencia-peso, sugieren la posibilidad de ahorros considerables en los costos en algunas aplicaciones para transmisión de potencia.

Para nuestro caso la ASTM recomienda que las cadenas de carga sean de Acero al carbono soldadas con soldadura eléctrica (de arco).

De acuerdo a la Standard Specification for Carbon Steel Chain ASTM Designación A413-65 seleccionaremos:

Diámetro cadena (mm): 6.35
Capac. carga (Kgs) : 1068.18
Longitud L (mm) : 25.4
Ancho b (mm) : 12.7

- Cadena de polea accionadora

La cadena de la polea accionadora para nuestro caso deberá soportar la fuerza de tracción ejercida por el hombre que en nuestro caso se encuentra entre 40-50 Kg.

Las cadenas pueden ser de acero corriente de bajo contenido de carbono SAE 1020.

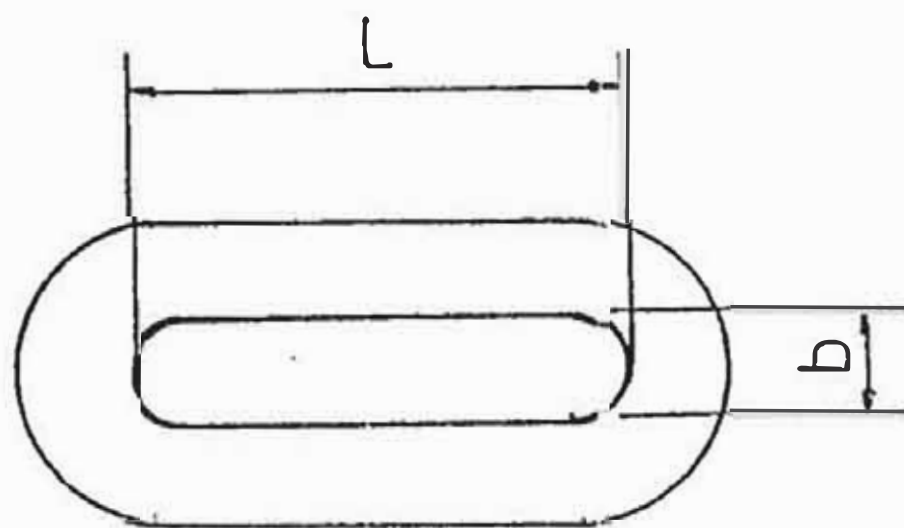
De acuerdo a las normas 671 para cadenas calibradas seleccionaremos:

Diámetro cadena (mm): 5

Capac. carga (Kgs) : 175

Longitud L (mm) : 18.5

Ancho b (mm) : 8



CALCULO DE LA POLEA NUEZ

La polea nuez será un pequeño tambor dentado que presenta la ventaja sobre otro tipo de tambores ordinarios de ser mucho mas reducidos. El material empleado será fundición ordinaria, la fundición endurecida o el acero moldeado. La ventaja que tiene esta polea nuez es que no se mueve lateralmente, como ocurre en la polea de la cadena accionadora.

En cambio exige el empleo de cadenas calibradas. Para que la cadena sea arrastrada con seguridad por el piñón, es necesario que aquella abarque un arco de 180° por lo menos.

Para evitar que la cadena se escape de la nuez se emplearán rodillos guías y desviadores.

Para calcular el diámetro de la nuez usaremos la ecuación general:

$$D = \sqrt{\left(\frac{L}{\text{Sen } 90} \frac{1}{Z}\right)^2 + \left(\frac{b}{\text{Cos } 90} \frac{1}{Z}\right)^2}$$

Donde:
L= 25.4 mm
b= 12.7 mm
Z= 4

$$D = \sqrt{\left(\frac{25.4}{\text{Sen } 90} \frac{1}{4}\right)^2 + \left(\frac{12.7}{\text{Cos } 90} \frac{1}{4}\right)^2}$$

$$D = 68 \text{ mm}$$

Donde:

- Diámetro del cubo: D_{cub} .

$$D_{cub} = (1.5-2) D_{eje}$$

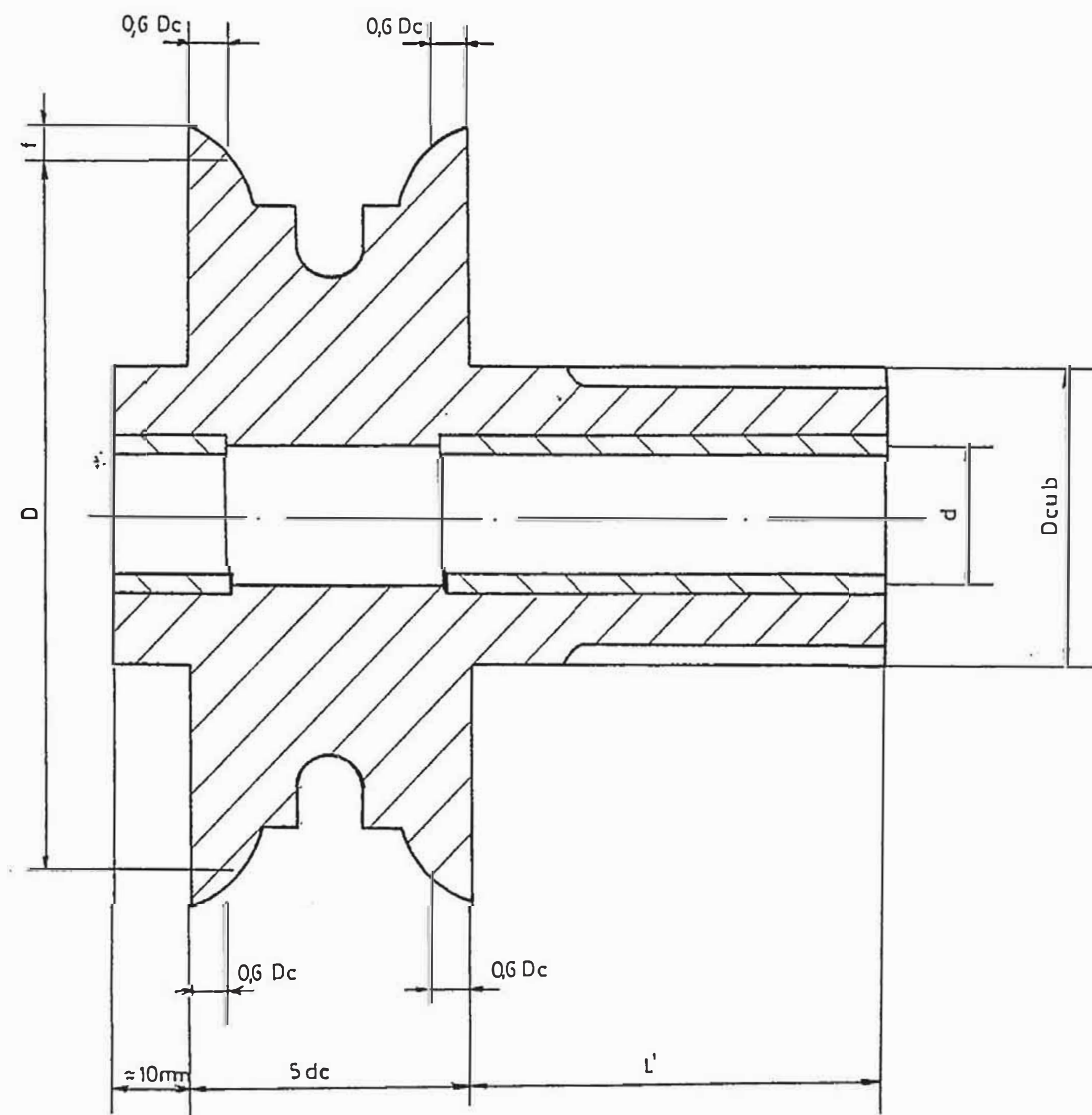
$$D_{eje} = 16 \text{ mm}$$

$$D_{cub} = 1.875 \times 16 = 30 \text{ mm}$$

- $f = 0.75 D_c$

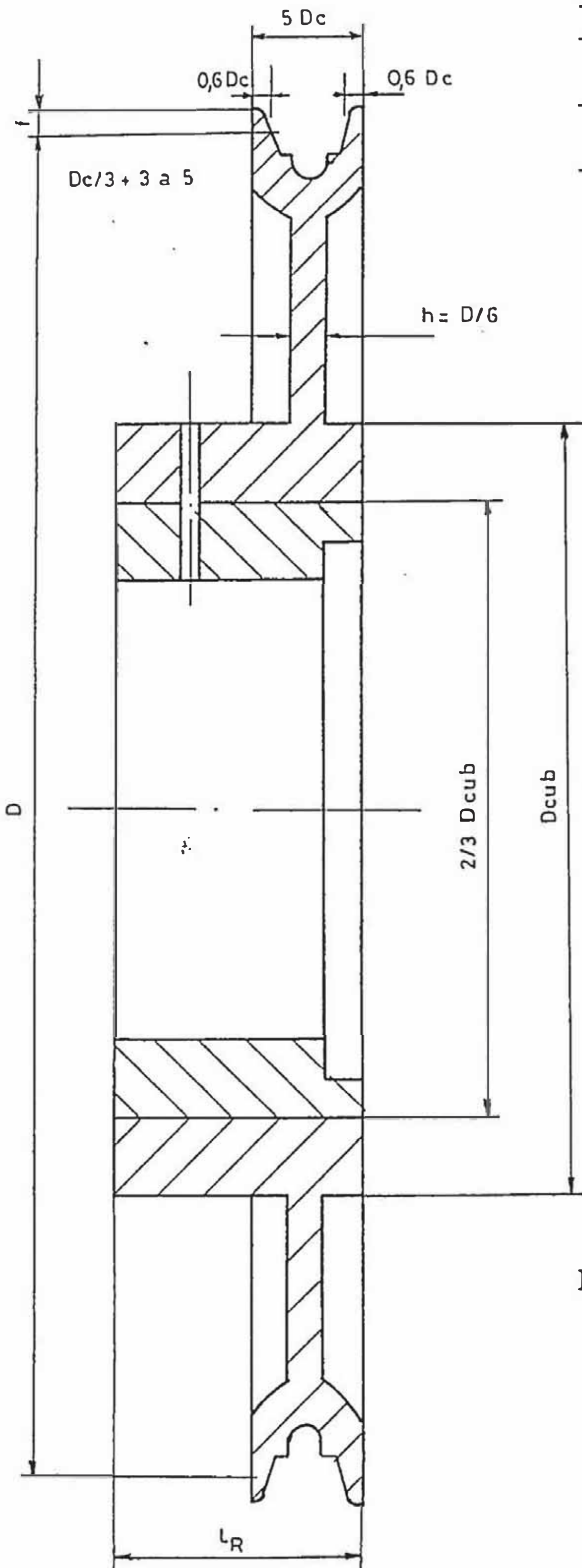
Donde: D_c = diámetro de cadena = 6.35 mm

$$f = 0.75 \times 6.35 = 4.8 \text{ mm}$$

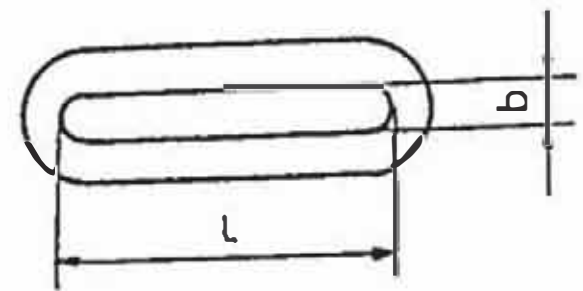


CALCULO DE LA RUEDA ACCIONADORA

El material empleado en la construcción de la rueda accionadora (polea accionadora) será de hierro fundido y su forma será como se indica :



- D_c = Diámetro de la cadena
 - El diámetro del cubo se fija entre $(1.8-2) D_{eje}$
 - El espesor del disco :
 $h = 0.5 D_c + 6$ a 10 mm
 - El espesor de las paredes de la garganta se fijará en :
 $D_c/3 + 3$ a 5 mm y la altura será: $f = (0.25 - 0.75) D_c$
- Para el cálculo del diámetro de la polea tomaremos en cuenta las longitudes internas de la cadena b , L



$$R = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{L}{\text{Sen } 90}\right)^2 + \left(\frac{b}{\text{Cos } 90}\right)^2}$$

Donde Z = número de ranuras para la cadena en la polea
Si $Z \geq 6$ se puede aplicar la siguiente relación:

- Para nuestro caso : $Z = 7$
 $D = 2R$; $L = 18.5$ mm.

$$D = \frac{L}{\text{Sen } 90} \quad D = \frac{18.5}{\text{Sen } 90}$$

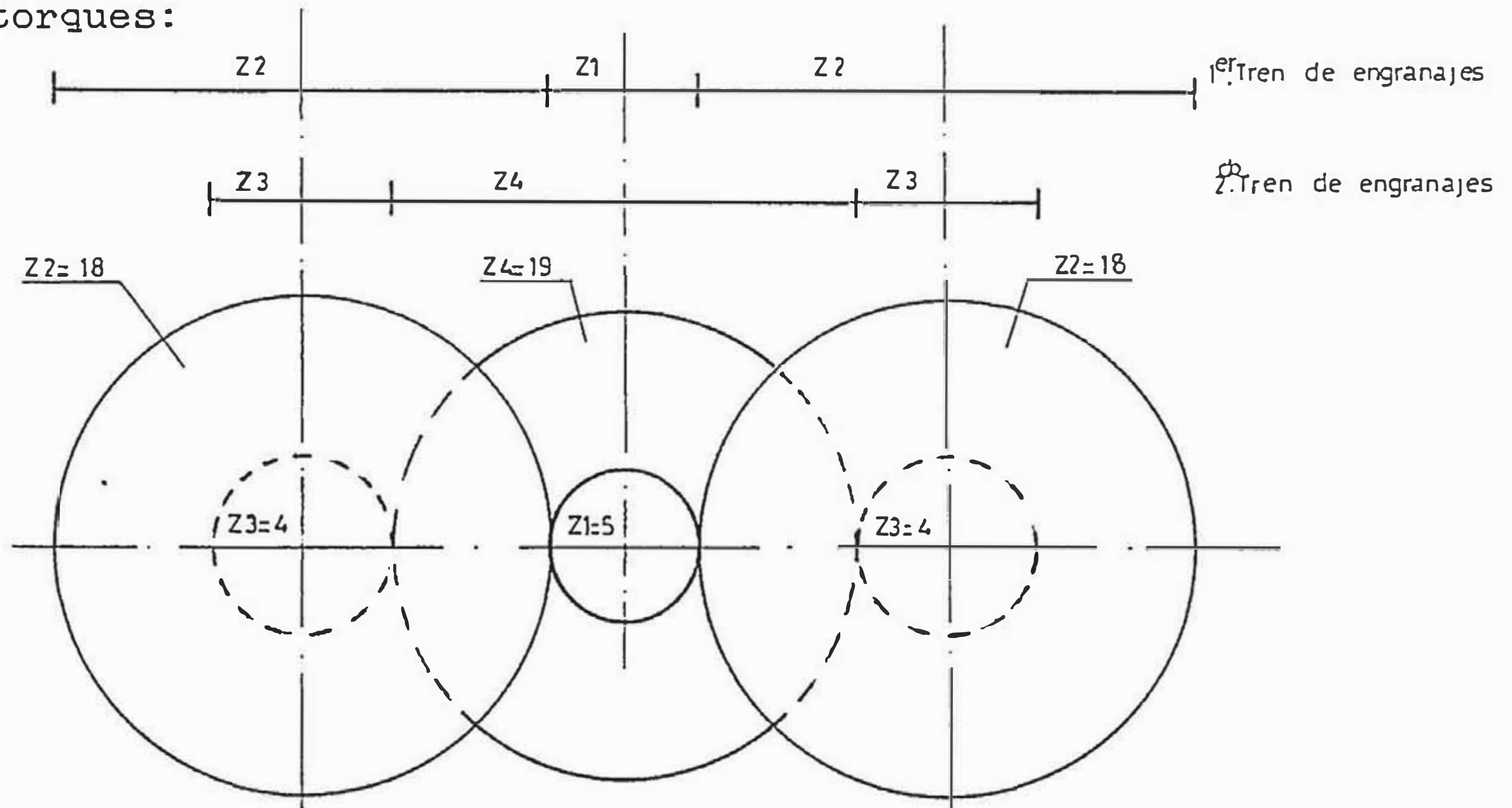
$D = 84$ mm. Asumiremos $D = 108$ mm
Diámetro del cubo: $D_{cub} = 2 \times D_{eje}$
Donde $D_{eje} = 16$ mm.

$D_{cub} = 2 \times 16 = 32$ mm. Asumiremos $D_{cub} = 60$ mm.

- $h = 0.5 D_c + 10 = 0.5 \times 5 + 10 = 12.5$ mm
- Espesor de la garganta =
 $D_c/3 + 5 = 5/3 + 5 = 6.7$ mm.
- $f = 0.75 \times D_c = 0.75 \times 5 = 3.75$ mm

3.4.- CALCULO DE LOS ENGRANAJES

Para el cálculo de los engranajes verificaremos los torques:



Asumiremos el número de dientes de los engranajes:

Sea $Z_1= 5$, $Z_2= 18$, $Z_3= 4$, $Z_4= 19$ y módulo $m= 3$

como $d= Z \times m$, donde $d=$ diámetro de paso

$$d_1= 15, d_2= 54, d_3= 12, d_4= 57$$

Desarrollaremos el cálculo en función del torque de salida: (T_s)

$$T_s = \frac{W_c \times D_{nuez}}{2}$$

Donde:

$W_c=$ peso de la carga

(Kg)= 1,000

$D_{nuez}=$ diámetro de la nuez (mm)= 74

$$T_s = \frac{1,000 \times 74}{2} = 37,000 \text{ Kg} \times \text{mm.}$$

Cálculo del torque de entrada (T_e), asumiremos $\eta = 0.95$

$$\eta \times T_e = T_s \times \frac{Z_3}{Z_4} \times \frac{Z_1}{Z_2} \quad T_e = \frac{37,000}{0.95} \times \frac{4}{19} \times \frac{5}{18}$$

$$T_e = 2,278.00 \text{ Kg x mm}$$

Fuerza aplicada en la cadena de accionamiento: (F)

$$\text{Como } T_e = \frac{F \times D_{tam}}{2} \quad \text{Donde: } D_{tam} = \text{diámetro de la polea accionadora} = 115.4 \text{ mm}$$

$$F = \frac{2 \times T_e}{D_{tam}} = \frac{2 \times 2,278}{115.4} = 39.48 \text{ Kg.}$$

Observamos que el valor de la fuerza a ejecutar por el hombre al traccionar la cadena se encuentra dentro de los rangos permisibles. (Según Dübbel= 30- 50 Kg, Manual del Ingeniero Mecánico)

Para el cálculo de los engranajes evaluaremos y comprobaremos por el método de :

- Análisis por resistencia a la flexión, debido a la rotura de los dientes por flexión en la raíz.
- Análisis por resistencia al desgaste superficial, debido a las presiones de contacto.

* Cálculo para el primer tren de engranajes:

- Por resistencia a la flexión :

Para el piñon 1:

$$T_1 = \frac{T_e}{2} = \frac{2,278}{2} = 1,139 \text{ Kg x mm}$$

Desarrollando por el método de engranajes con dientes corregidos, la corrección positivo mínima en el piñon para evitar interferencia de dientes: (Proyecto de engranajes

cilindricos con dientes corregidos por el Ing. Luis Moreno Figueroa-UNI) (1)

$$X_{min} = 1 - \frac{Z}{2/\text{Sen}^2 \alpha}$$

donde:

Z = número de dientes a obtener = 5

α = ángulo de presión = $\frac{20^\circ}{200}$

$$\text{con } X_{min} = 1 - \frac{5}{2/\text{Sen}^2 20^\circ}, \quad X_{min} = (0.7 - 0.8)$$

con $X_{min} = 0.8$:

$$\sigma_{b1} = \frac{2 \times T1 \times q_k \times q_e}{(b1/d1) \times m \times Z^2} \leq \sigma_{bdis}$$

Donde:

σ_{b1} = esfuerzos producidos en la raíz del diente.

T1 = torque del piñon 1 (Kgxmm)

b1 = ancho del engranaje (mm)

d1 = diámetro de paso del engranaje (mm) = 15

m = módulo (mm) = 3

Z = número de dientes del piñon = 5

q_k = factor geométrico (de tablas (1)) = 1.8

q_e = factor de engranaje = 1

Según recomendaciones sobre el ancho de los engranajes (1)

$$b1/d1 = (0.1 + i/20) \quad i = \text{relación de transmisión}$$

$$b1 = 12 \text{ mm}$$

$$b1 = \frac{2 \times 1,139 \times 1.8 \times 1}{(12/15) \times 3 \times 5^2} \Rightarrow 7.6 \text{ Kg/mm}^2 \leq \sigma_{bdis}.$$

Para el engranaje 2:

$$d_2 = 54, m = 3, Z_2 = 18, X_2 = 0, q_k = 3, q_e = 1, b_2 = 12$$

$$T_2 = T_1 \times \frac{Z_2}{Z_1}, \quad T_2 = 1,139 \times \frac{18}{5}, \quad T_2 = 4,100 \text{ Kg} \times \text{mm}$$

$$\sigma_{b2} = \frac{2 \times 4,100 \times 3 \times 1}{(12/54) \times 3 \times (18)^2}, \quad \sigma_{b2} = 12.6 \text{ Kg/mm}^2 \leq \sigma_{bdis}$$

- Por resistencia al desgaste:

Se deberá cumplir:

$$P_{dis} \geq P_{c1-2}$$

$$P_{c1-2} = \sqrt{0.35 \times E} \times \sqrt{\frac{F_v}{b \times d_1} \times \frac{(i+1)}{i} \times Y_c \times Y_e \dots (a)}$$

Donde:

E = módulo de elasticidad de los materiales (para

$$St/St = 2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2)$$

d₁ = diámetro de paso del piñón = 15 mm

F_v = fuerza tangencial

Y_c = factor de forma geométrica

Y_e = factor de engrane = 1

b = 12 mm

$$i = 18/5 = 3.6$$

$$F_v = \frac{2 \times T_1}{d_1} = \frac{2 \times 1,139}{15} = 152 \text{ Kg}$$

Para calcular Y_c, con Z₁ + Z₂ = 5 + 18 = 23, y;

$$X_1 + X_2 = 0.8 + 0 = 0.8$$

De tablas (1)

$$Y_c = 1.48$$

Reemplazando los valores en (a):

$$P_{c1-2} = 0.35 \times 2 \times 10 \times \sqrt{\frac{152}{12 \times 15} \times \frac{(3.6 + 1)}{3.6} \times 1.48 \times 1}$$

$$P_{c1-2} = 128 \text{ Kg/mm}^2 \leq P_{dis}$$

Materiales considerados para el primer tren:

Piñón (1): acero con endurecimiento superficial CK45,
 ($\sigma_{bdis} = 18 \text{ kg/mm}^2$, $P_{dis} = 135 \text{ Kg/mm}^2 \equiv$
 Acero BOEHLER : H)

Engranaje (2): acero con endurecimiento superficial CK45
 ($\sigma_{bdis} = 18 \text{ kg/mm}^2$, $P_{dis} = 135 \text{ Kg/mm}^2 \equiv$
 Acero BOEHLER : H)

* Cálculo para el segundo tren:

- Por resistencia a la flexión:

Para el piñón 3:

$$d_3 = 12 \text{ mm}, Z_3 = 4, m = 3, T_3 = 4,100 \text{ Kg} \times \text{mm}$$

$$X_{min} = 0.8, q_k = 1.8, q_e = 1, b/m = 17.5, b = 53$$

$$\sigma_{b3} = \frac{2 \times 4,100 \times 1.8 \times 1}{(53/12) \times 3 \times 4^2} = 7.78 \text{ Kg/mm}^2 \leq \sigma_{bdis}$$

Para el engranaje 4:

$$d_4 = 57, Z_4 = 19, m = 3, X_2 = 0, q_k = 3, q_e = 1$$

$$T_4 = T_3 \times \frac{Z_4}{Z_3} = 4,100 \times \frac{19}{4} = 19,475 \text{ Kg} \times \text{mm}$$

$$\sigma_{b4} = \frac{2 \times 19,475}{(53/57) \times 3 \times 19^2} \times 3 \times 1 = 12.89 \text{ Kg/mm}^2 \leq \sigma_{bdis}$$

- Por resistencia al desgaste:

$$E = 2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$$

$$F_v = \frac{2 \times T_3}{d_3} = \frac{2 \times 4,100}{12}, \quad F_v = 683 \text{ Kg}, \quad i = \frac{Z_4}{Z_3} = 4.75$$

Con $Z3 + Z4 = 4 + 19 = 23$ y $X3 + X4 = 0.8 + 0 = 0.8$,
de tablas (1) $Yc = 1.48$

$$P_{c3-4} = \sqrt{0.35 \times 2 \times 10} \times \sqrt{\frac{683}{53 \times 12} \times \frac{(4.75 + 1)}{4.75} \times 1.48 \times 1}$$

$$P_{c3-4} = 141 \text{ Kg/mm}^2 \leq P_{dis}$$

Materiales considerados para el segundo tren:

Piñón (3): acero con endurecimiento superficial 42CrMo4
($\sigma_{bdis} = 21 \text{ Kg/mm}^2$, $P_{dis} = 140 \text{ Kg/mm}^2 \equiv$
Acero BOEHLER VCL 140)

Engranaje (4): acero con endurecimiento superficial
42CrMo4 ($\sigma_{bdis} = 21 \text{ Kg/mm}^2$, $P_{dis} = 140$
 $\text{Kg/mm}^2 \equiv$ Acero BOEHLER VCL 140)

CALCULO DEL EJE RANURADO DE LA NUEZ

Para el cálculo analizaremos dos casos:

1º - Caso de elementos deslizamiento bajo carga

(consideraciones de resistencia al aplastamiento de los flancos)

2º - Caso no deslizante bajo carga

(consideraremos resistencia a la cizalladura)

Caso 1 :

- Caso de elementos deslizantes bajo carga:

$$\text{Torque: } (\sigma_{\text{adm}} \times A) \times r_m = \sigma_{\text{adm}} \times h \times L \times r_m \times Z$$

Donde: $\sigma_{\text{adm}} \equiv$ esfuerzo admisible al desgaste (para el

Acero fundido: Gs-60, $\sigma_{\text{dis}} = 39 \text{ Kg/mm}^2$)

$h =$ altura del diente $\approx 0.8 m = 4 \text{ mm}$.

$m =$ módulo = 5 mm

Torque = 19,475 Kg x mm

$L =$ longitud de estrias

$r_m =$ radio medio = $D/2 = 30/2 = 15 \text{ mm}$

$A =$ área de contacto

$Z =$ número de estrias = 6

$$19,475 \leq 39 \text{ Kg/mm}^2 \times 4 \times L \times 15 \times 6, \quad L \geq 1.4 \text{ mm}.$$

Caso 2 :

- Caso no deslizante bajo carga:

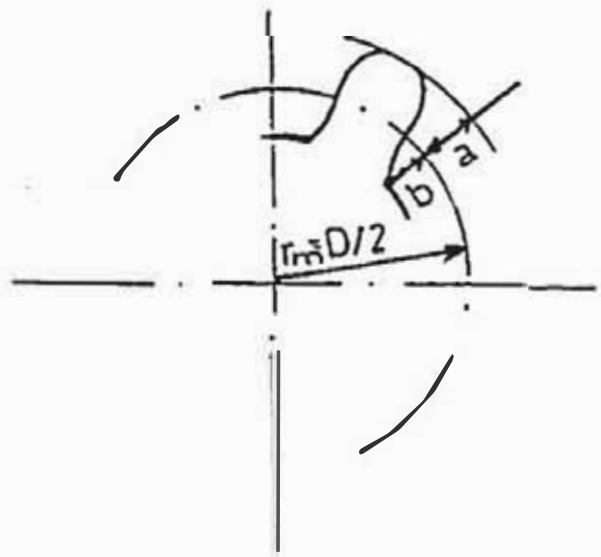
El análisis se realizará trabajando la cuarta parte de las ranuras:

$$\text{Torque} \leq \left(\frac{\tau_{adm} \times \pi \times D_m \times L}{8} \right) \times \left(\frac{D_m}{2} \right) \quad \text{Aquí consideramos el esfuerzo en la raíz de las estrias del diente}$$

τ_{adm} para el acero fundido Gs-60 = $\tau_{adm} = 10 \text{ Kg/mm}^2$

$$19,475 \leq \left(\frac{10 \times \pi \times 30 \times L}{8} \right) \times \left(\frac{30}{2} \right), \quad L \geq 11 \text{ mm.}$$

Asumiremos $L = 33 \text{ mm}$



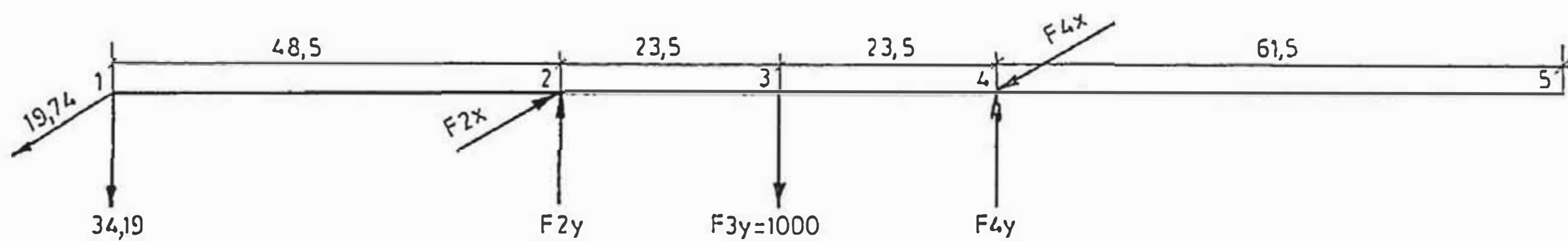
$$m = \text{módulo} = 5$$

$$a = 0.5 m = 2.5 \text{ mm}$$

$$b = 0.5 m = 2.5 \text{ mm}$$

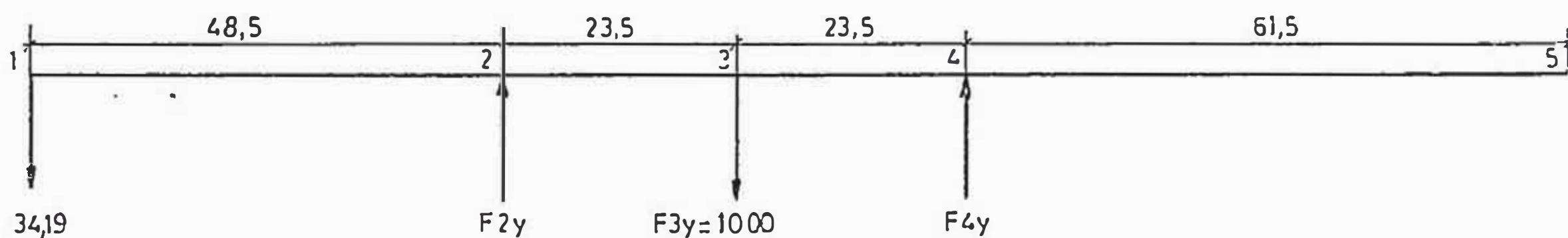
$$h = 0.8 m = 4 \text{ mm}$$

3.5.- CALCULO DEL EJE



* Cálculo de las reacciones

Eje X-Z



$$\Sigma F = 0$$

$$F2y + F4y = F1y + F3y = 34.19 + 1000$$

$$F2y + F4y = 1034.19$$

$$\Sigma M1 = 0$$

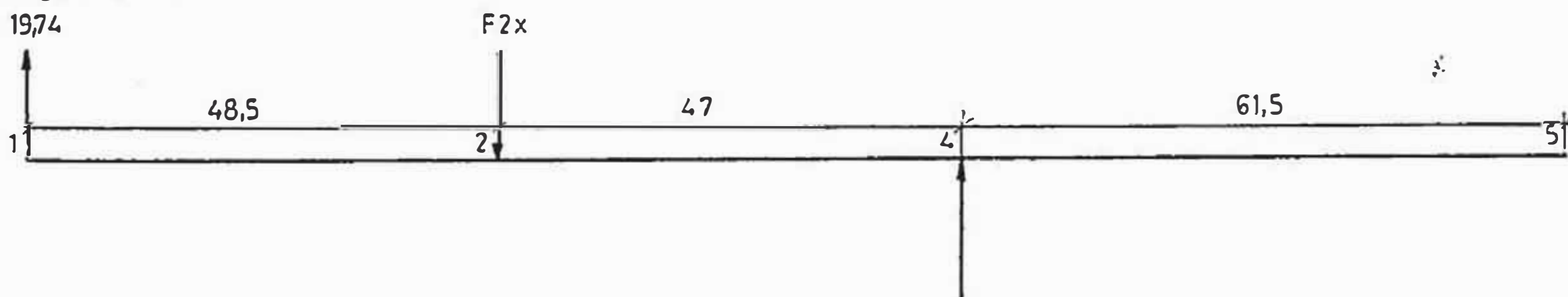
$$1000 \times 72 = F2y \cdot 48 + F4y \cdot 95.5$$

$$72000 = 48.5 \cdot F2y + 95.5(1034.19 - F2y)$$

$$F2y = 569.47 \text{ Kg}$$

$$F4y = 464.72 \text{ Kg}$$

Eje Y-Z



$$\Sigma F = 0$$

$$F1x + F4x = F2y, \quad 19.74 = F2x - F4x$$

$$\Sigma M1 = 0$$

$$48.5 \cdot F2x = 95.5 \cdot F4x$$

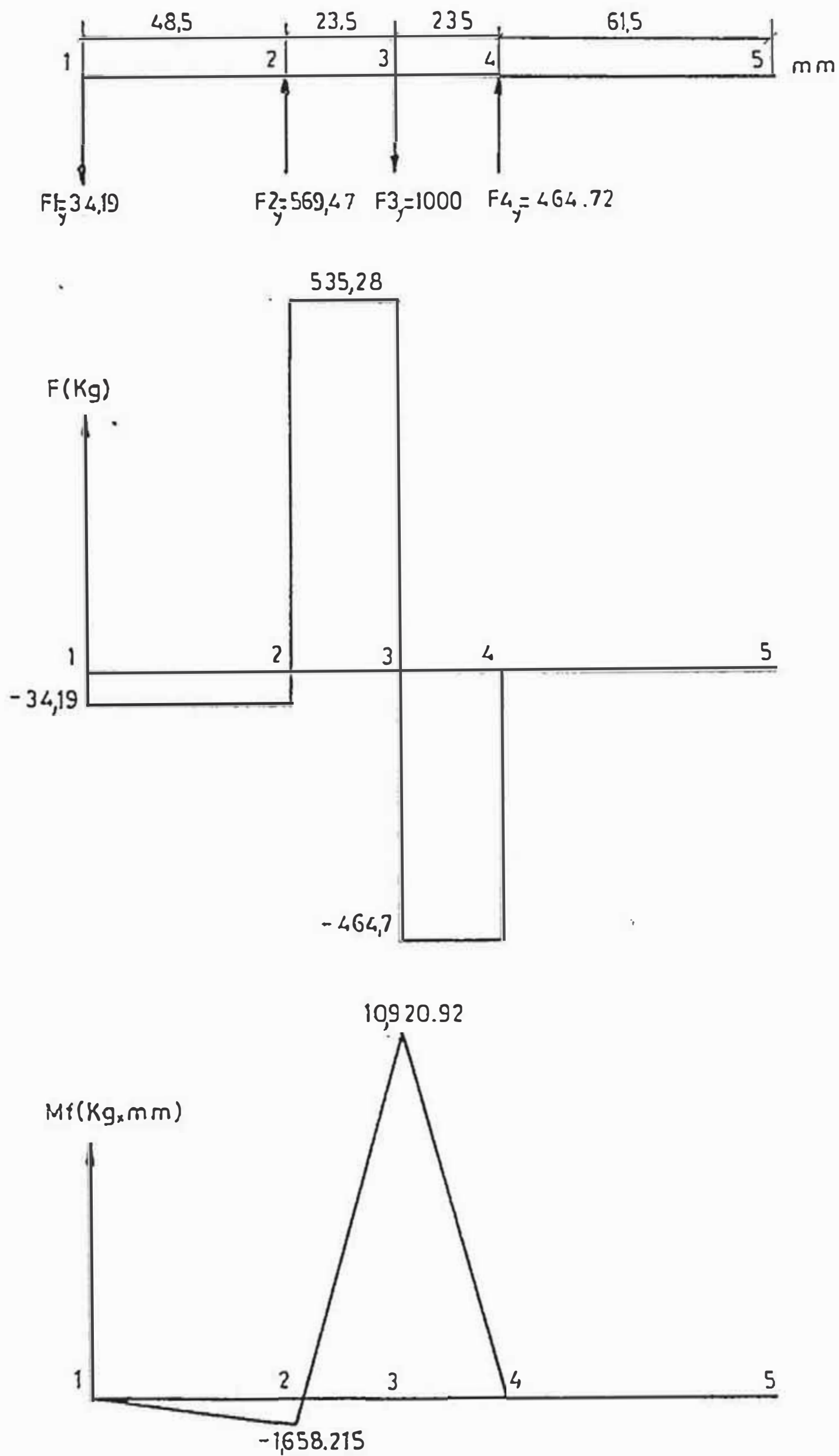
$$F2x = 1.97 F4x, \quad 19.74 = 1.97 \cdot F4x - F4x$$

$$F4x = 20.35 \text{ Kg}$$

$$F2x = 40.09 \text{ Kg}$$

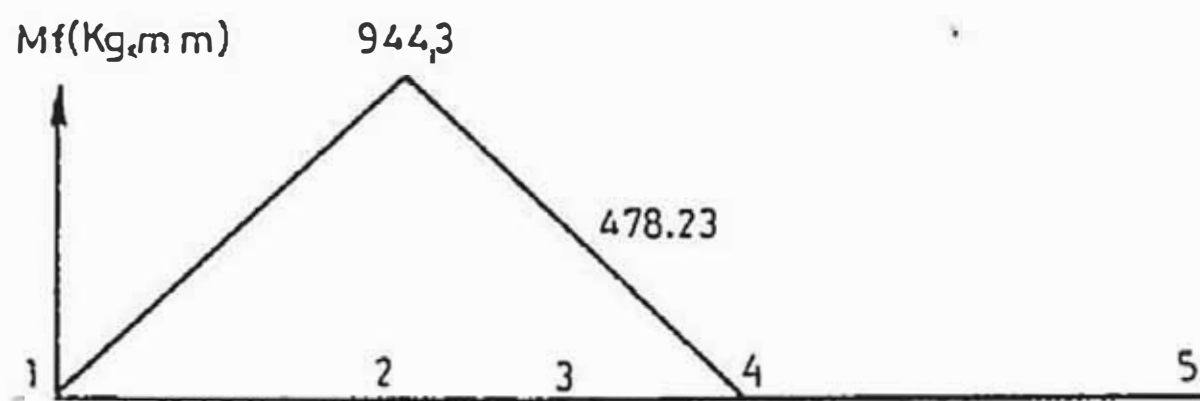
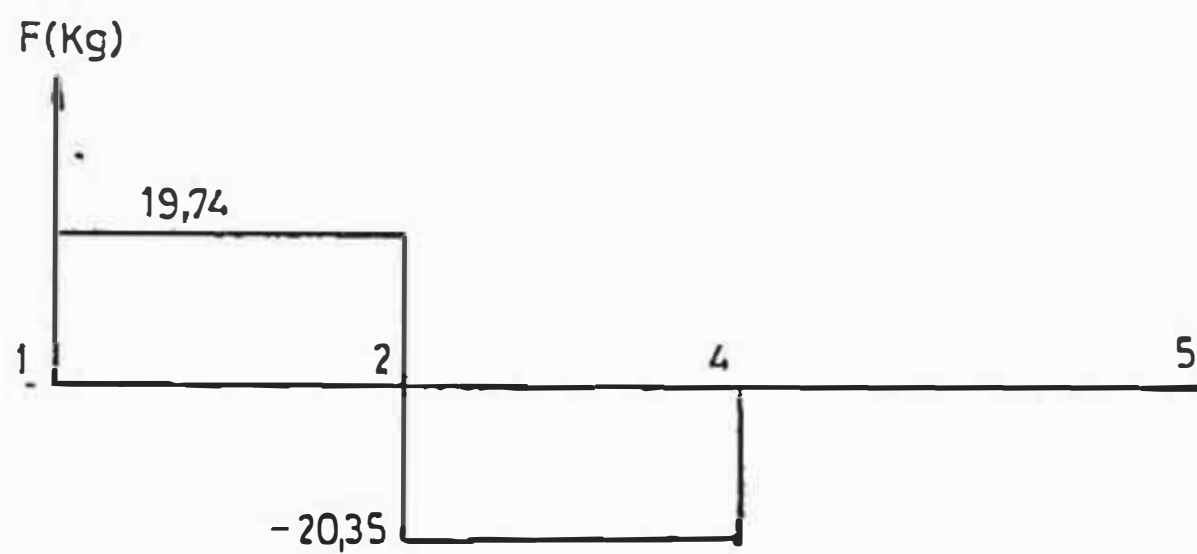
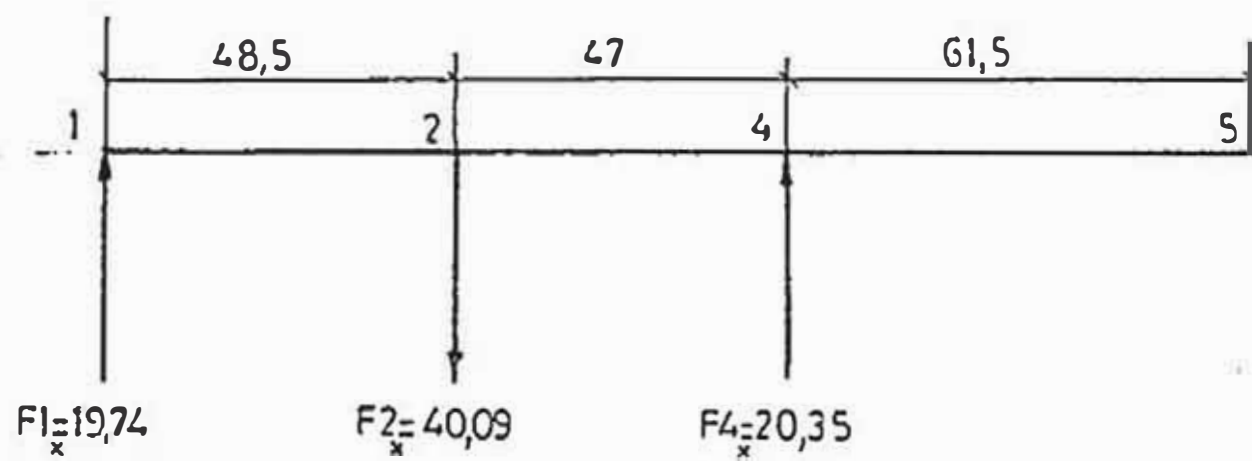
* Gráfica de las fuerzas actuantes y de los momentos:

Eje X-Z



$$MfXZ = 10,920.92 \text{ Kg} \times \text{mm}$$

Eje Y-Z



$$M_{fYZ} = 478.23 \text{ Kg} \times \text{mm}$$

$$M_f \text{ máx} = \sqrt{M_{f^2 XZ} + M_{f^2 YZ}} = \sqrt{10920.92^2 + 478.23^2}$$

$$M_f \text{ máx} = 10931.4 \text{ Kg} \times \text{mm}$$

$$M_{\text{torque}} = 2278 \text{ Kg} \times \text{mm}$$

Según HÜTTE pag 91 (Elementos de máquinas)

El diámetro del árbol sometido a flexión y torsión es :

$$d = 2.17 \sqrt[3]{b \cdot Mr / \sigma_f} \quad (\text{cm}) \dots\dots(1)$$

donde : $b = 1$, árbol macizo

$$\sigma_{fadm} = 2500 \text{ Kg/cm}^2, \text{ Acero Boehler VCL 140} \\ (42\text{CrMO4})$$

$$Mr = \sqrt{Mf^2 + \left(\frac{a}{2} Mt\right)^2}, \quad \begin{array}{l} a=1 \\ Mf=1087.2 \text{ Kg x cm} \\ Mt=216.4 \text{ Kg x cm} \end{array}$$

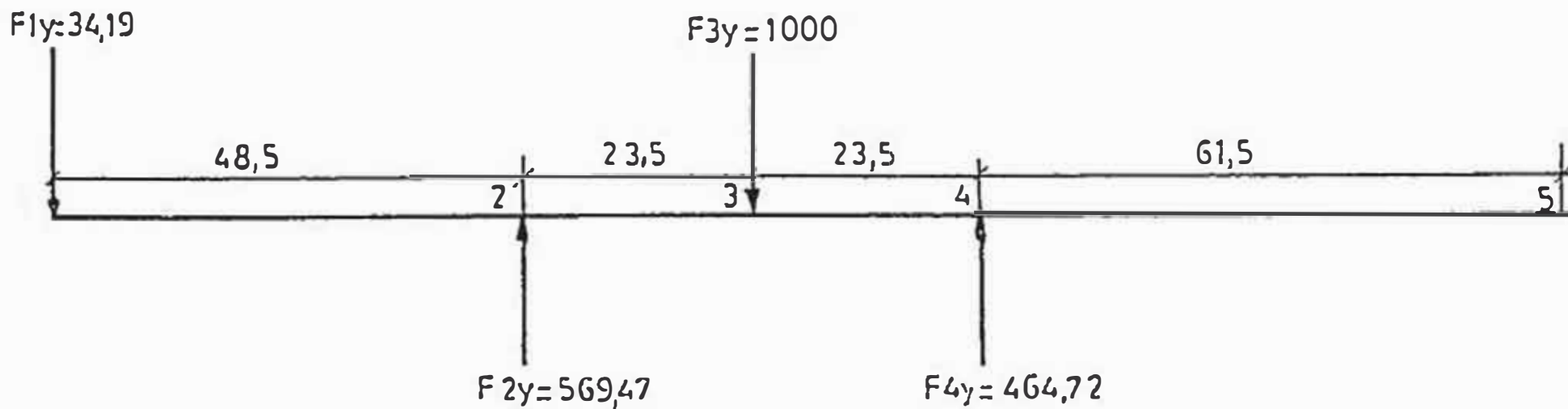
$$Mr = \sqrt{1093.1^2 + (227.8/2)^2} = 1099 \text{ Kg x cm}$$

reemplazando valores en 1 :

$$d = 2.17 \sqrt[3]{1 \times 1099 / 2500} = 16.4 \text{ mm}$$

Elegiremos $d=16\text{mm}$

ANALISIS PARA EL CALCULO DE LA FLECHA EN EL EJE



La ecuación general de momentos del eje será:

$$M = -34.19 [X] + 569.47 [X-48.5] - 1000 [X-72] + 464.72 [X-95.5]$$

Donde $EIy'' = -M$ entonces :

$$EIy'' = 34.19 [X] - 569.47 [X-48.5] + 1000 [X-72] - 464.7 [X-95.5]$$

$$EIy' = 34.19/2 [X]^2 - 569.47/2 [X-48.5]^2 + 1000/2 [X-72]^2 - 464.7/2 [X-95.5]^2 + C1$$

$$EIy = 34.19/6 [X]^3 - 569.47/6 [X-48.5]^3 + 1000/6 [X-72]^3 - 464.7/6 [X-95.5]^3 + C1 x X + C2 \dots\dots\dots(\alpha)$$

Para calcular C1 y C2 hacemos :

$$y(48.5) = 0 \dots\dots\dots(1)$$

$$y(95.5) = 0 \dots\dots\dots(2)$$

Reemplazando (1) y (2) en (α) obtenemos :

$$C1 = 71,871.65$$

$$C2 = -2'835,685.62$$

Por lo tanto la ecuación general para calcular la flecha en los tramos del eje será :

$$EIy = 5.7[X]^3 - 94.91[X-48.5]^3 + 166.7[X-72]^3 - 77.45[X-95.5]^3 + 71871.65 x X - 2'835,685.62$$

Donde :

$$E = 2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I = 6434 \text{ mm}^4$$

Analizando para $X = 157 \text{ mm}$:

$$y = \frac{7033457.49}{2.1 \times 10 \times 6434} = 0.052 \text{ mm}$$

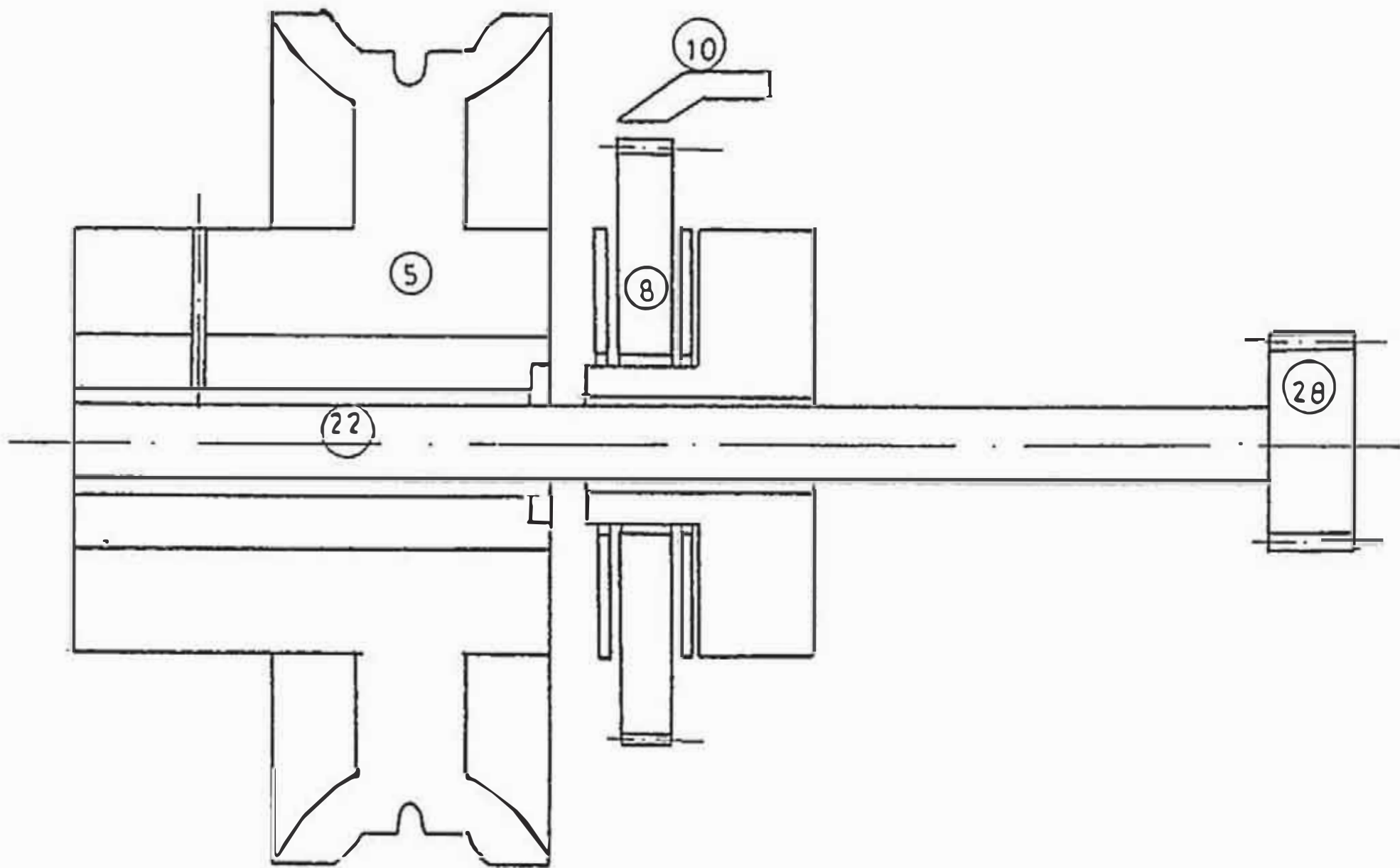
Analizando para $X = 72 \text{ mm}$:

$$y = \frac{3203139.83}{2.1 \times 10 \times 6434} = 0.023 \text{ mm}$$

Del análisis del cálculo de la flecha en el eje, concluimos que cumple con la relación de la flecha máxima para ejes, ya que para diferentes longitudes del eje observamos que la flecha es mucho menor que la longitud del tramo del eje sobre veinte, es decir :

$$Y \ll L / 20$$

FRENO: Principio de funcionamiento



Analizaremos el funcionamiento del freno:

- Durante la elevación de la carga (5) es atornillada (por la tracción de la cadena) sobre la rosca (22) contra el disco de fricción (8) con la cual el árbol del piñón (28) y la rueda de maniobra (5) quedan acoplados .

- En reposo ,el momento de la carga atornilla la rueda de maniobra (5) contra el disco de fricción (8) que no puede volver atrás por el trinquete (10).

- En el descenso, la rueda de maniobra es obligada a girar en sentido contrario, con lo cual se desentornilla separándose del disco de fricción (8) que no puede seguirla en su movimiento de rotación por impedírselo el trinquete (10), quedando así libre el árbol del piñón (28) para el movimiento de descenso de la carga.

- Al acelerarse el piñón cargado (28) con respecto a la rueda de maniobra, esta vuelve a atornillarse contra el disco (8) (que contiene las superficies de rozamiento y coeficiente de rozamiento), cierra el peso y retarda la carga que cae libremente hasta que tirando de la cadena se inicia un nuevo período de desfrenado.

CALCULO DE LA FUERZA AXIAL QUE COMPRIME LOS DISCOS

La fuerza axial que comprime los discos se determina de acuerdo con la siguiente relación : (según Alexandrov, Aparatos y mecanismos de elevación Pág. 165)

$$F_a = \frac{M_{fre}}{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \beta) + f \cdot R_{med2}}$$

Donde:.

r = radio medio de la rosca trapezoidal

β = ángulo de rozamiento de la rosca

α = ángulo de espira de la línea media fileteada del árbol

f = coeficiente de rozamiento entre los discos y el mecanismo del trinquete

R_{med2} = radio medio de rozamiento entre el disco y el mecanismo del trinquete

$$M_{fre} = M_{est} \frac{f_{re}}{f} + M_{iner1} \frac{f_{re}}{f} + M_{iner2} \frac{f_{re}}{f}$$

Donde:

M_{fre} : es el par de frenado nominal desarrollado por el freno ó momento producido por las cargas actuantes sobre el eje cuando se detiene el mecanismo.

$M_{est} \frac{f_{re}}{f}$: es el momento estático debido a la carga en el frenado.

f_{re}
 Miner1 : es el par de fuerzas de inercia de los elementos giratorios del accionamiento.

f_{re}
 Miner2 : el par debido a la fuerza de la inercia de la carga.

Donde : f_{re}

$$Miner1 = (1.1-1.2) \frac{G \cdot D_i^2 \cdot n_1}{375 \cdot \tau_{fre}}$$

(1.1-1.2 tiene en cuenta la influencia de las masas volantes del segundo y subsiguientes arboles)

$$Miner2 = \frac{Q' \cdot D^2 \cdot n_{uez} \cdot n_1}{375 \cdot i^2 \cdot a^2 \cdot \tau_{fre}}$$

Donde:

$n_1 =$ R.P.M. eje

$\tau_{fre} =$ tiempo de frenado

$i =$ relación de transmisión total

$a =$ multiplicidad del tecele

$Q' =$ carga = 1000 Kg.

$D_{nuez} = 0.074$ mt.

* Cálculo del momento estático debido a la carga en el frenado :

$$M_{est} = Q' \cdot \frac{D_{nuez}}{2} \cdot \frac{1}{i} = 1000 \times \frac{0.074}{2} \times \frac{1}{17.1}$$

$$M_{est} = 2.16 \text{ Kg} \times \text{mt}$$

* Cálculo del par de fuerzas de inercia de los elementos giratorios del accionamiento :

$$\text{Miner1} = 1.15 \times \frac{\text{fre} \cdot G \cdot D^2 \cdot n1}{375 \times \tau_{\text{fre}}} \quad \begin{array}{l} \text{asumiremos } \tau_{\text{fre}} = 1 \text{ seg} \\ n1 = 106 \text{ R.P.M.} \end{array}$$

$$G \cdot D^2 = G1 \cdot D1^2 + G2 \cdot D2^2 + G3 \cdot D3^2$$

Donde:

$G \cdot D^2$ = masas de los volantes del rotor principal y de otras masas giratorias dispuestas en el primer árbol del mecanismo

$$G1 = \text{peso de la polea accionadora} \approx 1.4 \text{ Kg}$$

$$D1 \approx 115.4 \text{ mm}$$

$$G2 = \text{peso del embrague} \approx 0.2 \text{ Kg}$$

$$D2 \approx 50 - 60 \text{ mm}$$

$$G3 = \text{peso del piñón motriz} \approx 0.042 \text{ Kg}$$

$$D3 \approx 15 \text{ mm}$$

$$G \cdot D^2 = 1.4 \times (0.1154)^2 + 0.2 \times (0.05)^2 + 0.042 \times (0.015)^2$$

$$G \cdot D^2 = 0.019 \text{ Kg} \times \text{mt}$$

Por lo tanto:

$$\text{Miner1} = \frac{\text{fre} \cdot 1.15 \times 0.019 \times 106}{375 \times 1} = 6 \times 10^{-3} \text{ Kg} \times \text{mt.}$$

* Cálculo del par debido a la inercia de la carga :

$$\text{Miner2} = \frac{\text{fre} \cdot 1000 \times 0.074^2 \times 103.23}{375 \times 17.1^2 \times 26 \cdot 68^2 \times 1} = 7.24 \times 10^{-6} \text{ Kg} \times \text{mt.}$$

Por lo tanto :

$$M_{fre} = M_{est}^{fre} + M_{iner1}^{fre} + M_{iner2}^{fre}$$

$$M_{fre} = 2.16 + 6 \times 10^{-3} + 7.24 \times 10^{-6} = 2.17 \text{ Kg x mt.}$$

CALCULO DE LA ROSCA

Para efectuar el cálculo determinaremos el tipo de rosca a maquinarse en el eje.

Se prefiere rosca trapecial ya que es fácil de filetear y además es más resistente.

Para nuestro caso asumiremos rosca trapecial o rosca ACME normalizada.

El radio de la rosca se toma mínimo según las condiciones de la resistencia mecánica del árbol y según la presión admisible en la rosca que con el rozamiento del acero sobre fundición es igual a 40-50 Kg/cm² y con el rozamiento del acero sobre el bronce 60 - 80 Kg/cm². El ángulo de espira de la rosca α se toma igual a 12-20°, pero para la entrada del tornillo $n = 2 \div 4$ (según Alexandrov)

Datos:

Diámetro del eje = 16 mm

Consideraremos :

Z= número de entradas = 3

Rosca trapecial mediana , DIN 103

d= 16 mm (diámetro exterior tornillo)

$d_m = 14$ mm (diámetro medio tornillo)

$d_r = 11.5$ mm (diámetro raíz tornillo)

$P = 4$ (paso)

$$\alpha = \arctan \frac{Z \cdot P}{\pi \cdot d_m} \quad , \quad \alpha = \arctan \frac{3 \times 4}{\pi \cdot 14} = 15.3$$

$$\beta = \arctan f \text{ (según DOBROVOLSKI, pág. 468)}$$

Donde:

α = ángulo de espira de la línea media fileteada del árbol

β = ángulo de rozamiento de la rosca

f = coeficiente de rozamiento entre los discos y el mecanismo del trinquete

Si el rozamiento es :

$$\text{lubricado} \dots \dots \dots \beta = \arctan 0.14 = 7.95^\circ$$

valores de f :

tuerca	tornillo	lubricado
Fe.Fdo.	Acero	0.11-0.17

R_{med2} : disco (cara del cubo de la polea)

$$R_{med2} \approx 30 \text{ mm}$$

r : radio medio de la rosca en el eje : (mm)

$$r = 14/2 = 7 \text{ mm.}$$

El coeficiente de rozamiento f entre los discos y la rueda del trinquete con revestimiento asbesto moldeado con resina es de 0.2-0.3 (manual CEAC) para ferodos sobre hierro o acero.

Por lo tanto la fuerza axial será :

$$F_a = \frac{M_{fre}}{r \cdot \tan(\alpha + \beta) + f \cdot R_{med2}}$$

$$F_a = \frac{2.17 \times 1000 \text{ Kg} \times \text{mm}}{7 \cdot \text{tg}(13.42 + 7.95) + 0.2 \times 30}$$

$$F_a = 248.3 \text{ Kg} \quad (\text{lubricado})$$

El momento de frenado del freno que se cierra por la fuerza de la gravedad de la carga se expresa : M_{fr}'

$$\begin{aligned} M_{fr}' &= f \cdot F_a \cdot (R_{med2} + R_{med3}) \text{ , pero } R_{med2} = R_{med3} \\ &= f \cdot F_a \cdot (2 \cdot R_{med2}) = 0.2 \times 248.3 \times 2 \times 30 \\ M_{fr}' &= 2979.6 \text{ Kg} \times \text{mm} \end{aligned}$$

Para que la carga se detenga en forma segura debe observarse la condición que se expresa en que el momento de frotamiento o de frenado entre los discos y la rueda del trinquete no debe ser menor que el momento de la carga que actúa en el eje del freno.

Se debe cumplir :

$$\begin{aligned} f \cdot (2 \cdot R_{med2}) &\geq r \cdot \text{tg}(\alpha + \rho) + f \cdot R_{med2} \\ 0.2 \times 2 \times 30 &\geq 7 \times \text{tg}(15.3 + 7.95) + 0.2 \times 30 \\ 12 &\geq 9 \end{aligned}$$

CALCULO DE LA LONGITUD ROSCADA NECESARIA EN EL EJE Y EL CUBO

 DE LA POLEA

Siendo la rosca interna del cubo la mas débil por ser polea de fundición, la calcularemos por la presión superficial admisible con la fórmula :

$$F_a = \frac{1}{4} \times \pi \times (D_i^2 - D_e^2) \times Z \times P_{adm}$$

Donde:

F_a = fuerza axial aplicada a la rosca

D_i = 16.5mm (diámetro interior de la rosca en el cubo de la polea)

D_e = 12.5mm (diámetro exterior de la rosca en el cubo de la polea)

P_{adm} = 50 Kg/cm²

$$248.3 = \frac{1}{4} \times \pi \times (16.5^2 - 12.5^2) \times Z \times \frac{50}{100}$$

$$Z = 5.45 \quad (\text{número de filetes})$$

Por lo tanto la longitud roscada necesaria será:

$$L = Z \times 3 \times P$$

$$L = 5.45 \times 3 \times 4$$

$$L = 65.4 \text{ mm.}$$

3.6.- CALCULO DE LA RUEDA DE TRINQUETE

Cuando la carga se encuentra suspendida, la detención se efectuará por medio del mecanismo del trinquete, cuya rueda estará entre los discos de rozamiento y el ferodo, y estarán asentadas libremente en el disco de freno. El gatillo del trinquete estará fijado en la estructura del tecla.

Lo más peligroso para los elementos del mecanismo de parada, es la posición del trinquete que se apoya contra el vértice del diente de la rueda (fig b). Teniendo en cuenta esta posición efectuaremos el cálculo del borde de la rueda y del trinquete al aplastamiento por la presión lineal:

$$q = \frac{P}{b} \leq [q]$$

Donde :

P= es el esfuerzo circunferencial

b= la anchura del borde del diente

[q]= la presión lineal admisible en el borde del diente

Por lo tanto el esfuerzo circunferencial se determinará por la ecuación :

$$P = 2 \times \frac{M_{tor}}{D} = 2 \times \frac{M_{tor}}{Z \times m}$$

Donde :

D =diámetro exterior de la rueda de trinquete

Z =número de dientes de la rueda de trinquete

m =módulo de engrane de la rueda de trinquete

M_{tor} =momento torsional que actua en el árbol de la rueda de trinquete (para nuestro caso $M_{tor} = M_{fr}$)

$$\phi = \frac{b}{m}$$

b =anchura del diente
 ϕ =según Alexandrov tabla 11

La anchura del trinquete se toma 2-4 mm mayor que la anchura del diente de la rueda para compensar la posible inexactitud del montaje.

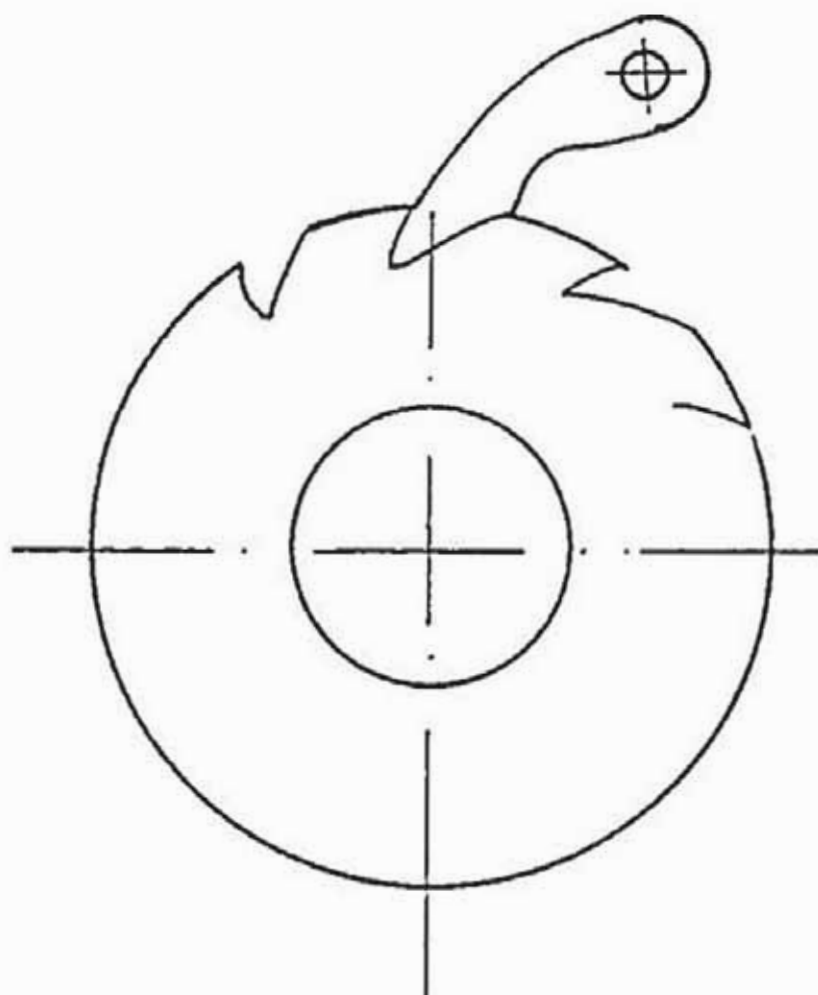


Fig. (a)

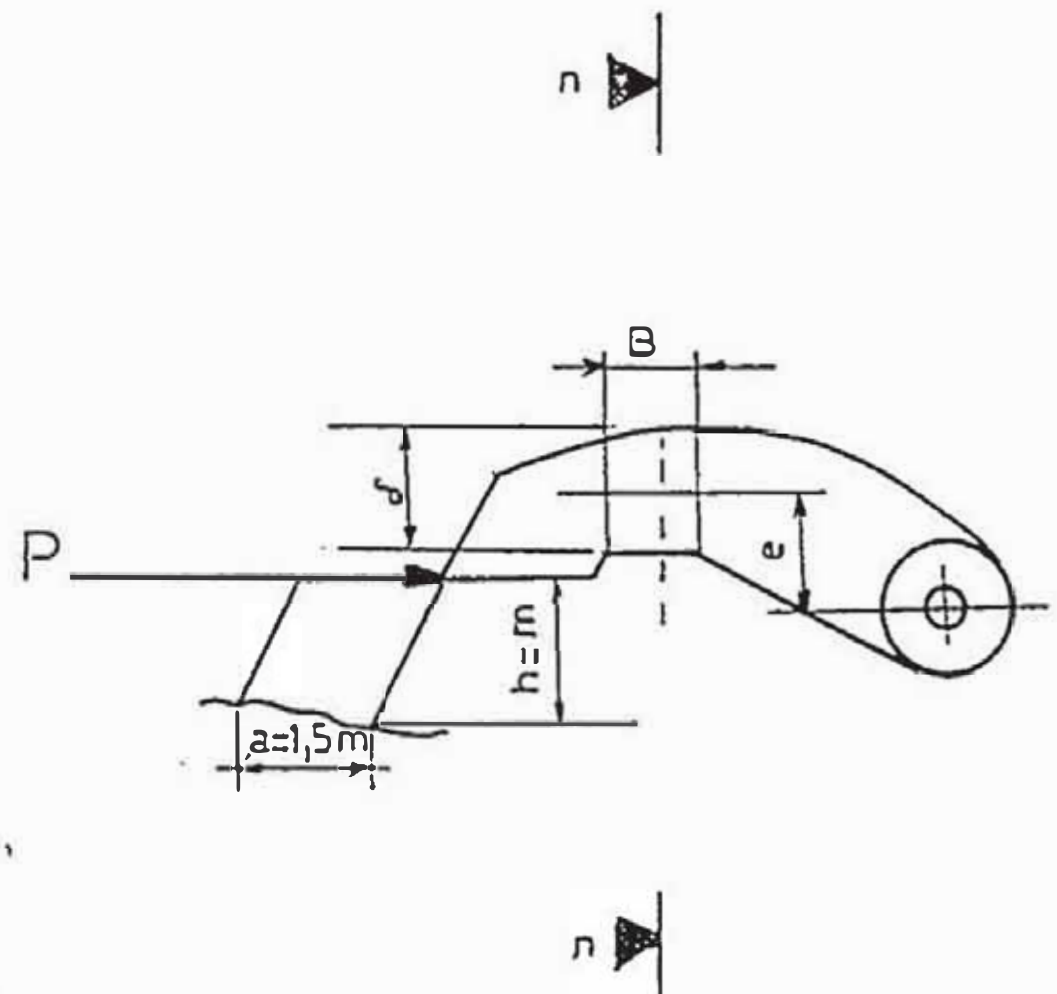


Fig. (b)

Reemplazando : $M_{fre} = 2.17 \text{ Kg} \times m_t$

asumiremos : $Z = 18$ dientes

$$D = 72 \text{ mm}$$

$$D = Z \times m, \quad m = 4 \text{ mm,}$$

El esfuerzo circunferencial :

$$P = \frac{2 \times M_{fr}}{D} = \frac{2 \times M_{fr}}{Z \times m} \quad (\text{Kg})$$

$$P = \frac{2 \times 2170}{18 \times 4} = 60.27 \text{ Kg}$$

Material de la rueda del trinquete: Acero C45

según Alexandrov : $\phi = 1.5$ para acero C45

$$b = 1.5 \times 4 = 6 \text{ mm}$$

$$a = 1.5 \times m = 6 \text{ mm} \quad \text{altura de la sección en el encaste}$$

Verificaremos el cálculo del borde del diente de la rueda y del trinquete al aplastamiento por la presión lineal :

$$q = \frac{60.27 \text{ Kg}}{0.6 \text{ cm}} = 100.45 \text{ Kg/cm} \leq [q] = [400 \text{ Kg/cm}]$$

Como el módulo es ≤ 6 entonces efectuaremos una comprobación complementaria del diente a la flexión.

El momento de resistencia a la flexión es:

$$W = \frac{b \times a^2}{6} = \frac{2.25 \times \phi \times m^3}{6}$$

El momento que flexiona el diente es :

$$M_{flex} = \frac{2 \times M_{fr}}{Z}$$

Por consiguiente las tensiones de flexión son :

$$\begin{aligned} \sigma_{flex} &= \frac{M_{flex}}{W} = \frac{12 \times M_{fr}}{2.25 \times \phi \times Z \times m} \leq [\sigma]_{flex} \\ &= \frac{12 \times 2.17 \times 100}{2.25 \times 1.5 \times 18 \times (0.4)} = 669.75 \text{ Kg/cm}^2 \equiv 6.6975 \text{ Kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Se recomienda usar :

Acero bonificado 42CrMo4, $\sigma_{bdis} = 20 \text{ Kg/mm}^2 \equiv$ Boehler VCL140

Acero con endurecimiento superficial CK45, $\sigma_{bdis} =$

18 Kg/mm² ≡ Boehler H

* La anchura del trinquete será de 2-4 mm mayor que la anchura del diente de la rueda:

$$\text{anchura del trinquete: } (B) = 6 + 3 = 9$$

** El trinquete puede tener tal forma que experimente un esfuerzo a la compresión o a la tracción fig (a) y teniendo la forma curvilínea, puede encorvarse.

El cálculo del trinquete se efectúa a la resistencia compleja en una posición, cuando aquel este apoyado por un extremo contra el borde del diente de la rueda fig (b). En este caso la tensión en la sección peligrosa n-n será :

$$\sigma = \frac{P}{B \times \delta} + \frac{6 \times P \times e}{B \times \delta^2}, \quad \text{Si } \sigma = 15.87 \text{ kg/mm}^2$$

$$15.87 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = \frac{60.27}{9.0 \times \delta} + \frac{6 \times 60.27 \times e}{9.0 \times \delta^2}$$

$$\frac{15.87 \times 9.0}{60.27} \times \delta^2 - \delta - 6 \times e = 0$$

$$2.37 \times \delta^2 - \delta - 6 \times e = 0$$

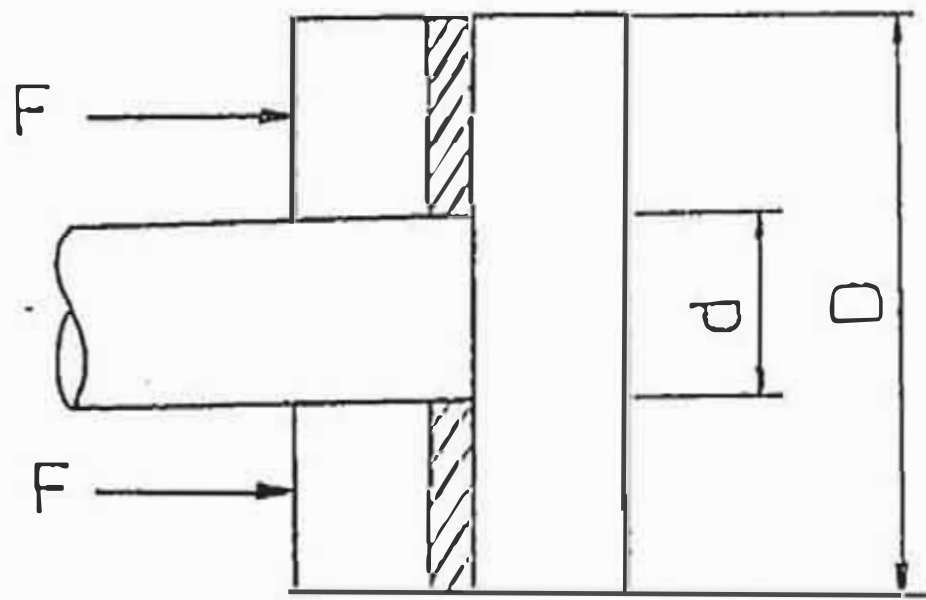
$$\frac{2.37 \times \delta^2 - \delta}{6} = e$$

De aquí si :

$\delta = 1$	mm,	$e = 0.23$	mm
$\delta = 2$	mm,	$e = 1.24$	mm
$\delta = 3$	mm,	$e = 3.00$	mm
$\delta = 4$	mm,	$e = 5.65$	mm
$\delta = 5$	mm,	$e = 9.04$	mm
$\delta = 6$	mm,	$e = 13.22$	mm
$\delta = 7$	mm,	$e = 18.18$	mm
$\delta = 8$	mm,	$e = 23.94$	mm
$\delta = 9$	mm,	$e = 30.49$	mm
$\delta = 10$	mm,	$e = 37.83$	mm

3.7.- CALCULO DEL EMBRAGUE

De acuerdo al criterio de desgaste uniforme (curso diseño de elementos II) obtenemos la siguiente relación:



$$F = \frac{4 \cdot \text{Torque}}{\mu \cdot (D + d)}$$

F = Fuerza axial (Kg)
 Torque = Torque a ser transmitido debido a la fricción
 D, d = Diámetros

Para nuestro caso: Torque = 2.27 Kg x m ≈ 2.3 Kg x mm

Para 2 pares de superficie = Torque/2

Fuerza axial = 248.3 Kg

$\mu = 0.2$ (asbesto moldeado con resina)

Remplazando valores:

$$248.3 = \frac{4 \times 2.30/2}{0.2 \times (d + D)}, \quad (d + D) = 93 \text{ mm}$$

considerando como referencia constructiva: $d/D = 0.55$ (curso diseño de elementos II) .

Por lo tanto : $d = 33 \text{ mm}$, $D = 60 \text{ mm}$

Consideraciones de energía :

Desgaste:

$$E_k = \frac{1}{2} (T_f) \left(\frac{2\pi r n}{60} \times t \text{ acel.} \right)$$

$$E_k = \frac{2\pi r n \times T_f \times t \text{ acel}}{120} \quad (\text{en cada operación de embrague})$$

$$E_k = \frac{2\pi \times 2.30 \times 106 \times 1}{120} = 12.64 \text{ Kg x mt}$$

Donde : Ek = Energía cinética (Kg x mt)

Tf = torque fricción (Kg x mt)

t acel = tiempo de aceleración ≈ 1 seg.

Potencia media de rozamiento:

$$PF = \frac{Ek \times Z}{27 \times 10^4}$$

Donde : PF = potencia media de rozamiento (CV)

Ek = Energia cinética (Kg x mt)

Z = número de embragues / hora ≈ 30

$$PF = \frac{12.64 \times 30}{27 \times 10^4} = 1.4 \times 10^{-3} \text{ CV}$$

Volúmen del material desgastado :

Donde:

LB = duración de vida en horas

Vv = LB x PF x qv Vv = volúmen desgastado (cm³)

qv = desgaste especifico :

cm³ x CV / hora = 0.125

δ = ancho del disco ≈ 0.2 cm

Reemplazando valores :

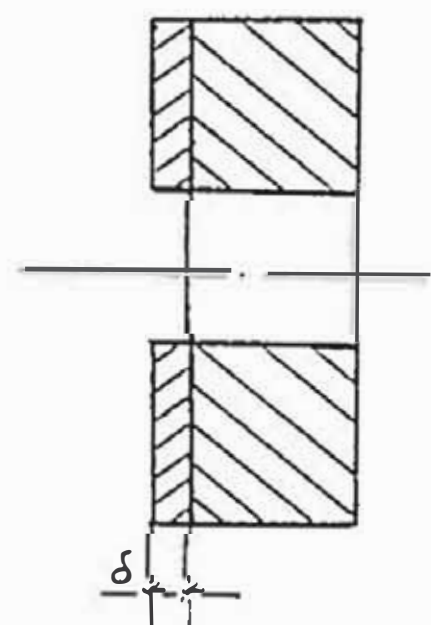
$$Vv = 10000 \times 1.40 \times 10^{-3} \times 0.125$$

$$Vv = 1.75 \text{ cm}^3$$

Como :

$$Vv = 2 \times (\pi/4) \times (6.0^2 - 3.3^2) \times \delta$$

$$\delta = 0.059 \text{ cm} < 0.2 \text{ cm}$$



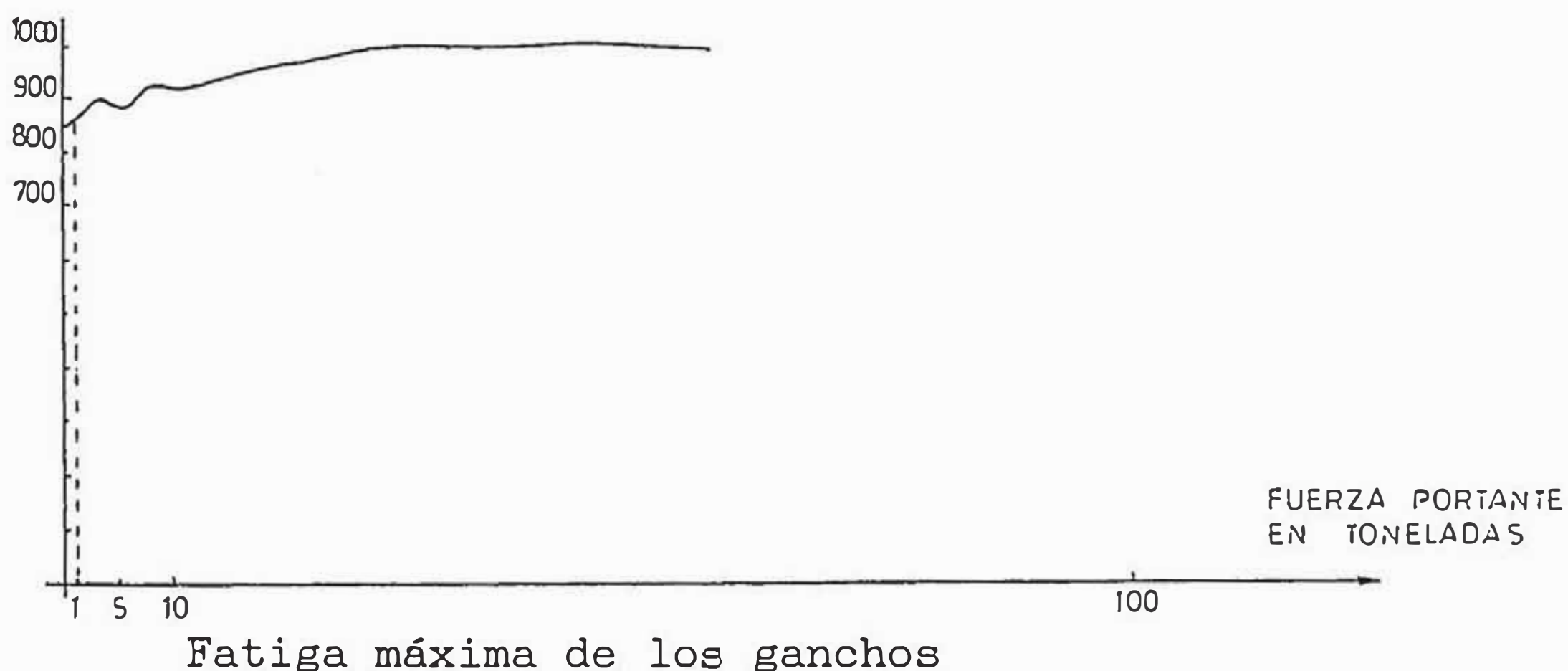
3.8.- ACCESORIOS DEL TECLE

CALCULO DEL GANCHO

El material es acero dulce tenaz. La fatiga por tracción en el núcleo de la rosca, es $\sigma_{adm} = 500$ a 600 Kg/cm². Por aproximación se calcula el gancho como una pieza recta cargada excentricamente fijando por precaución la fatiga admisible en $\sigma_{adm} = 700$ a 800 Kg/cm². (Según Manual HÜTTE Tomo II Pág. 1091)

Cuando se hace el estudio con más exactitud considerándolos como piezas curvas, con admisibles esfuerzos máximos de tracción $\sigma_{adm} = 900$ a 1400 Kg/cm².

En la siguiente figura se muestra los valores máximos de la fatiga σ que resulta comprobando los ganchos de la tabla (α) (Según normas DIN 687), Aquí se analiza el gancho como una pieza curva.



En esta figura observamos que obtenemos un valor de fatiga máxima igual a 900 Kg/cm² $\equiv 9$ Kg/mm², para ganchos de una fuerza portante de 1000 Kg.

DIMENSIONES DEL GANCHO (Según HÜTTE "Manual del Ingeniero Tomo II")

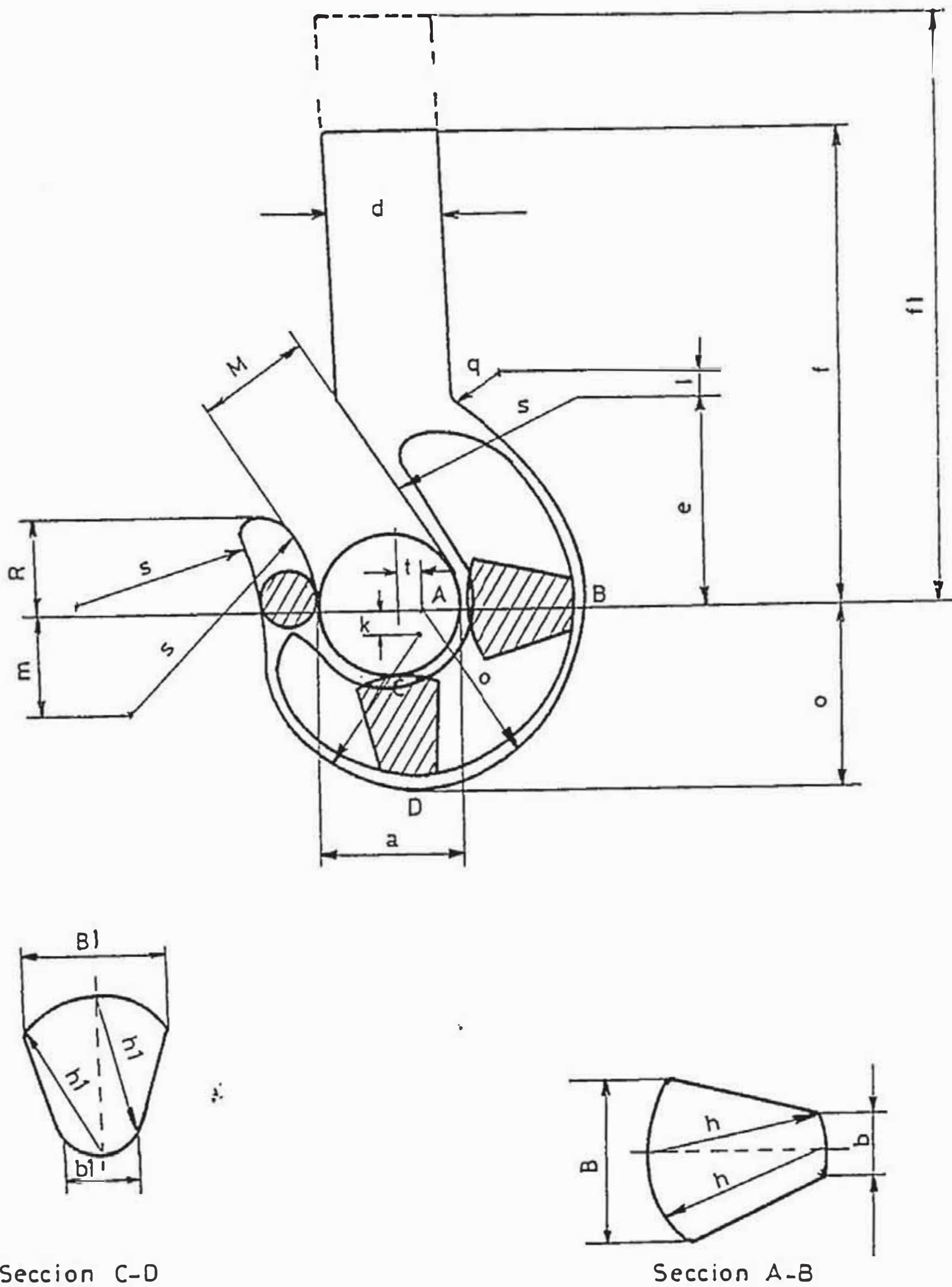


TABLA (a) Ganchos de gruas sencillas, según normas DIN 687

FZA TON	BOCA a	CAÑA d	DIMENSIONES EN mm															
			LONGITUDES			SECCION A-B				SECCION C-D				RADIOS				
			e	f	f1	h	B	b	h1	B1	b1	l	m	n	o	p	q	s
1	50	32	120	215	320	50	35	15	45	32	23	5	12	50	70	60	40	130

* Máxima carga de servicio admisible; para prueba se admite una sobrecarga de 50%.

* f : para ganchos cortos

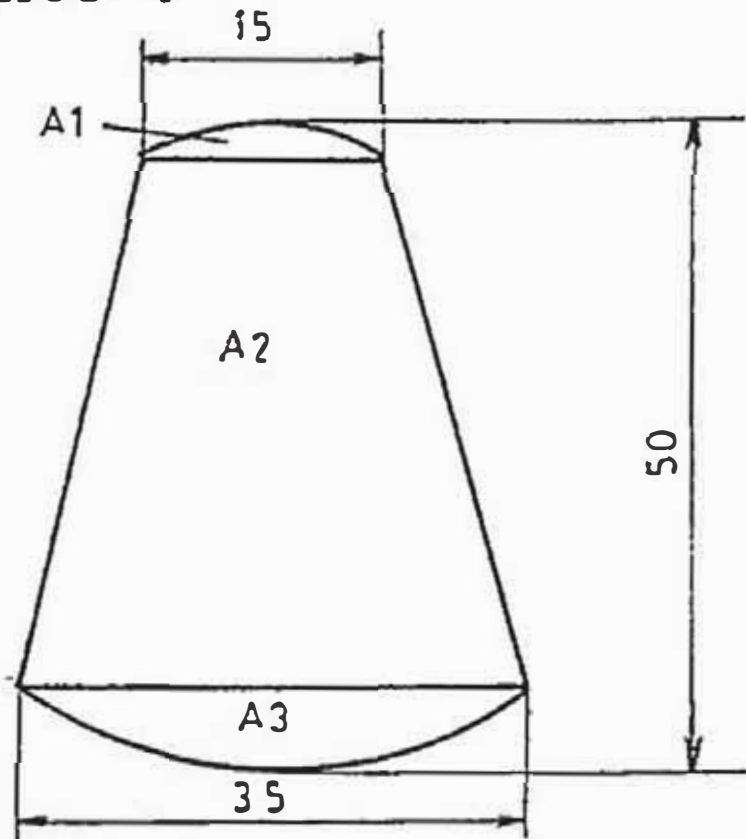
* f1: para ganchos largos

COMPROBACION DEL GANCHO

Para la comprobación se analiza la sección A-B ya que en estas zonas se dan los mayores esfuerzos de compresión (B) y de tracción (A).

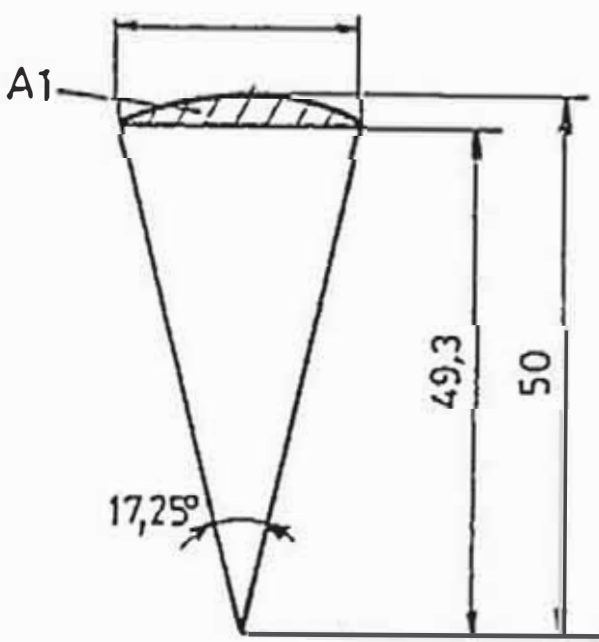
Para el cálculo del gancho se analizará como una barra cargada exéentricamente.

La sección crítica del gancho será de la forma siguiente :



Donde: A1, A2, A3 son las secciones respectivas

Cálculo de las secciones: Sección A1



$$A1 = A_{\nabla} - A_{\nabla}$$

$$A_{\nabla} = \frac{17.250 \times \pi \times 50^2}{3600} = 377 \text{ mm}^2$$

$$A_{\nabla} = \frac{15 \times 49.3}{2} = 370 \text{ mm}^2$$

$$A1 = 377 - 370 = 7 \text{ mm}^2$$

Sección A3:

40,97°

46,84

50

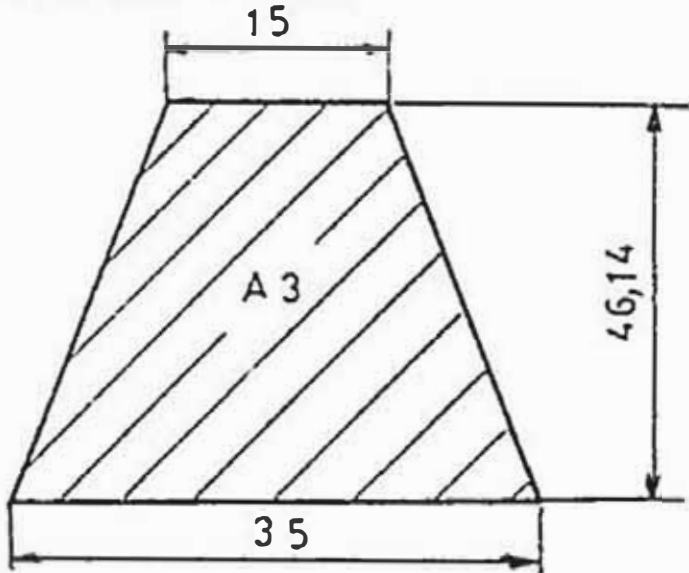
$$A3 = A_{\Delta} - A_{\Delta}$$

$$A_{\Delta} = \frac{40.970 \times \pi \times 50^2}{3600} = 893.82 \text{ mm}^2$$

$$A_{\Delta} = \frac{35 \times 46.84}{2} = 819.7 \text{ mm}^2$$

$$A3 = 893.82 - 819.7 = 74.12 \text{ mm}^2$$

Sección A2:



$$A_{\Delta} = \left(\frac{35 + 15}{2} \right) \times 46.14$$

$$A_{\Delta} = 1153.5 \text{ mm}^2$$

Cálculo del centro de gravedad de las secciones:

$$\bar{Y} = \frac{\int y \cdot dA}{A} \quad \text{Para cada sección}$$

$$\bar{Y}_{c.g.} = \frac{\sum y_i \cdot A_i}{\sum A_i} \quad \text{Para toda la sección}$$

$$\bar{y}_1 = 49.95 \text{ mm}, \quad \bar{y}_2 = 23.154 \text{ mm}, \quad \bar{y}_3 = 0.18 \text{ mm}$$

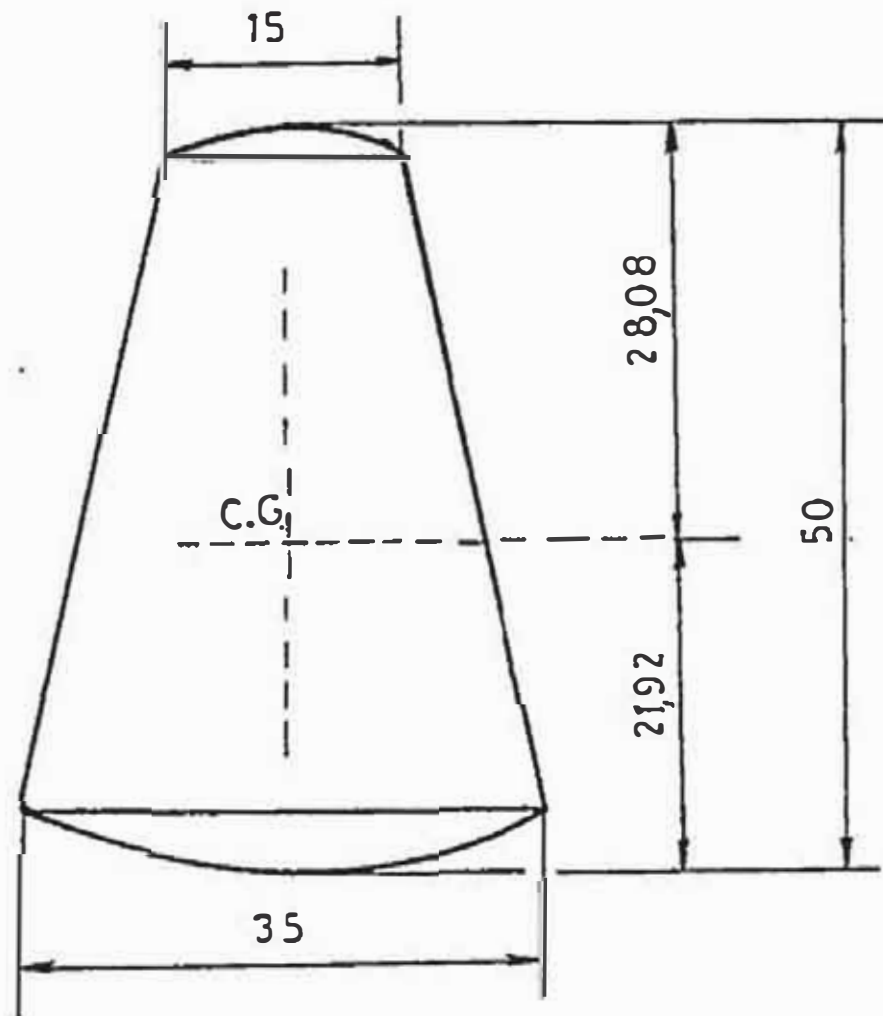
El centro de gravedad de la sección total será:

$$\bar{Y}_{c.g.} = \frac{y_1 \cdot A_1 + y_2 \cdot A_2 + y_3 \cdot A_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$A_1 = 5.6 \text{ mm}^2, \quad A_2 = 1153.5 \text{ mm}^2, \quad A_3 = 74.12 \text{ mm}^2$$

$$Y_{c.g.} = \frac{49.95 \times 5.6 + 23.154 \times 1153.5 + 0.18 \times 74.12}{5.6 + 74.12 + 1153.5}$$

$$Y_{c.g.} = 21.92 \text{ mm}$$



Para el cálculo del momento de inercia de la sección lo consideraremos como si fueran de lados rectos considerando los estudios realizados por Wilson y Quereau (pag 521, Resistencia de materiales Singer)

Para esto existe un factor de corrección K, por el que se deben multiplicar las tensiones calculados mediante la fórmula de flexión en barras rectas, para obtener las tensiones reales en las vigas curvas :

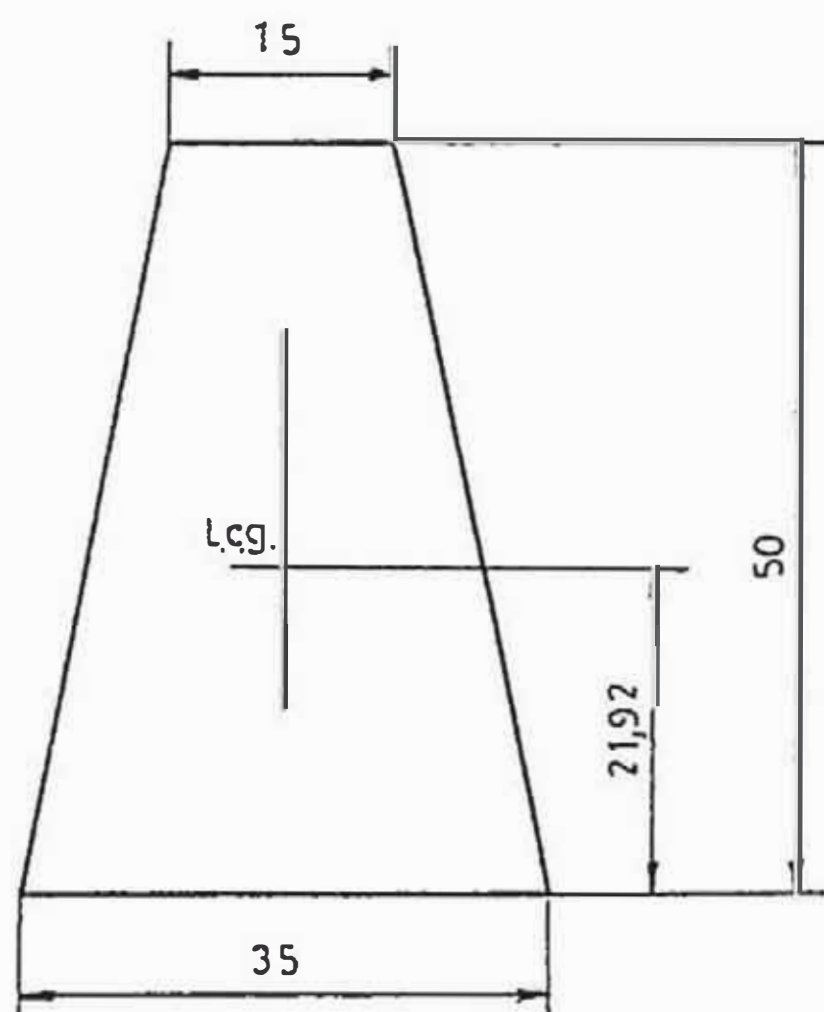
$$\sigma = K \cdot \frac{M.C}{I}$$

donde K depende de R/C.

R = radio de curvatura de la línea de centro de la viga curva

C = ordenada respecto al centro de gravedad de la fibra interior

Para nuestro caso aproximaremos las medidas a la sección siguiente:



$$I = 2 \left(\frac{10 \times 50^3}{36} + \frac{10 \times 50}{2} \times 5.26^2 \right) + \left(\frac{15 \times 50^3}{12} + 15 \times 50 \times 3.08^2 \right)$$

$$I = 24.66 \text{ cm}^4$$

$$R = a/2 + C = 5/2 + 2.192 = 4.692 \text{ cm}$$

$$\frac{R}{C} = \frac{4.692}{2.192} = 2.14 \quad , \quad K_i = 1.63 \text{ (interior)}$$

$$K_e = 0.74 \text{ (exterior)}$$

(K_i , K_e obtenidos de Resistencia de materiales-Singer)

El par flector será:

$$M = P \times R = 1000 \times 4.692$$

$$M = 4692 \text{ Kg} \times \text{cm}$$

$$C = 2.192 \text{ cm}$$

Los esfuerzos serán :

$$\sigma = K \times \frac{M \times C}{I}$$

Tracción máxima en A :

$$\sigma_A = \frac{1.63 \times 4692 \times 2.192}{24.66}$$

$$\sigma_A = 679.81 \text{ Kg/cm}^2 \equiv 6.8 \text{ Kg/mm}^2$$

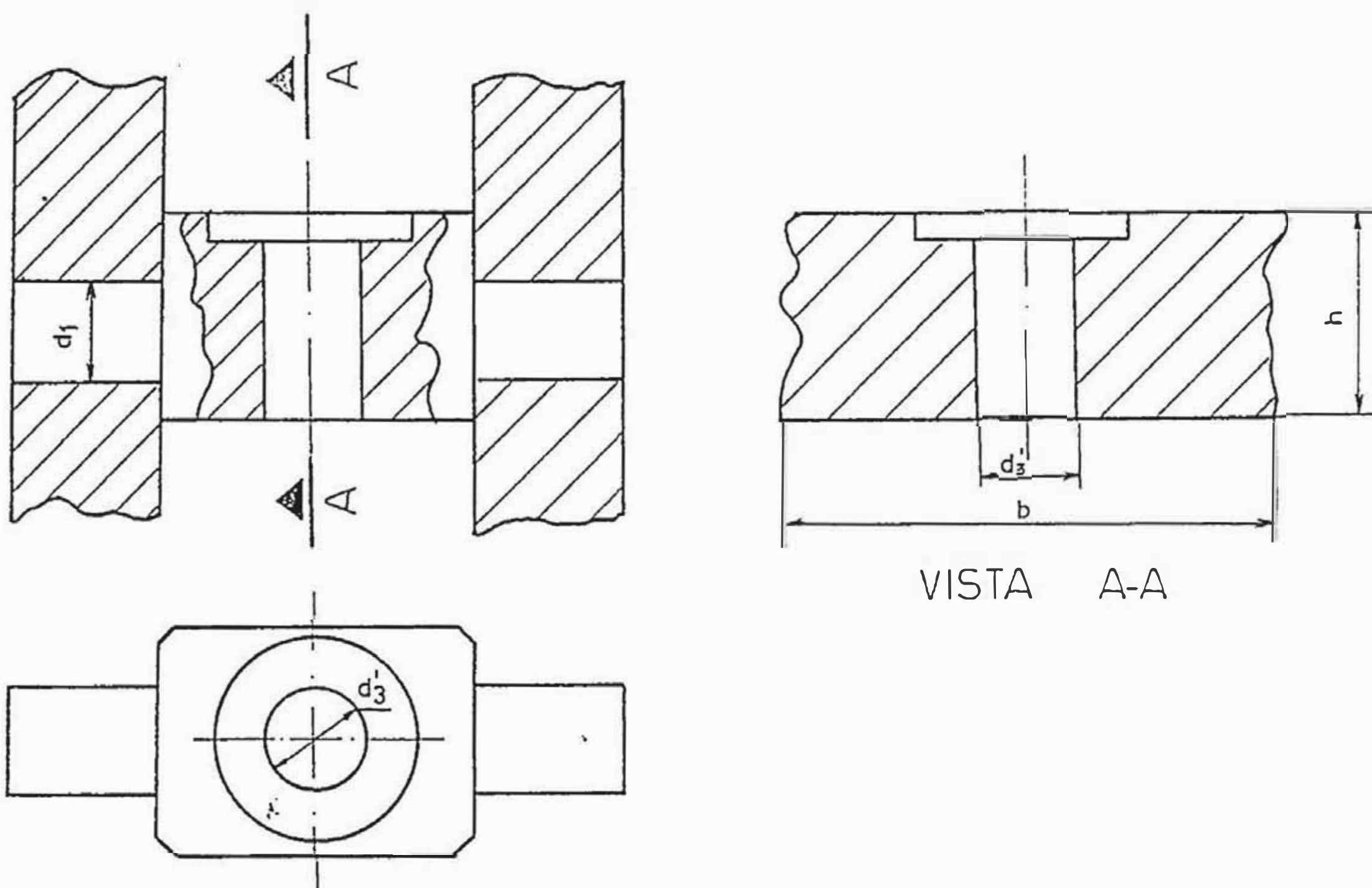
Compresión máxima en B :

$$\sigma_B = \frac{0.74 \times 4692 \times 2.192}{24.66}$$

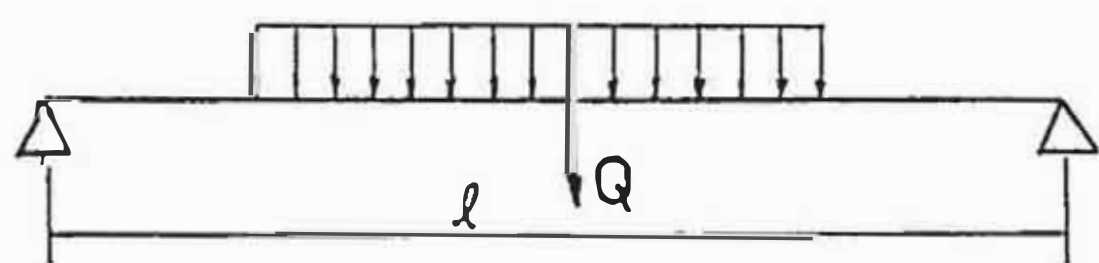
$$\sigma_B = 308.62 \text{ Kg/cm}^2 \equiv 3.08 \text{ Kg/mm}^2$$

CALCULO DEL SOPORTE TRANSVERSAL DEL GANCHO

El soporte transversal se apoya en las discos laterales del teclé, para el cálculo se le considera como una viga apoyada en sus extremos sometida a la flexión con la carga Q en su punto medio.



Análisis de las cargas:



El momento máximo de flexión es : $M_f = \frac{Q \times l}{4}$

Donde:

$$l \approx 40 \text{ mm}$$

$$Q = 1000 \text{ Kg} \times f_s = 1000 \times 1.2 = 1200 \text{ Kg}$$

$$M_f = \frac{1200 \times 40}{4} = 12000 \text{ Kg} \times \text{mm}$$

El esfuerzo admisible : $\sigma_{adm} = \frac{M_f}{Z}$

Donde:

$$Z = (1/6) \times (b - d_3') \times h^2$$

Z = módulo resistente

b = ancho del cubo ≈ 36 mm

d_{3'} = diámetro de la caña del gancho = 24 mm

Despejando obtenemos:

$$h^2 = \frac{6 \times M_f}{\sigma_{adm} \times (b - d_3')} = \frac{6 \times 12,000}{14 (36 - 24)}$$

Reemplazando valores obtenemos:

$$h = 20.72 \text{ mm, Asumiremos } h = 25 \text{ mm.}$$

Material usado: Acero corriente St-70, $\sigma_{adm} = 14 \text{ kg/mm}^2$

CALCULO DE LA SUJECION DEL GANCHO

El gancho irá roscado en su extremo de tal manera que quedará asegurado a la traviesa. Para esto utilizaremos rosca métrica porque asegura la buena repartición de carga sobre los flancos porque solo ellos están en contacto.

Debido a que al apretar el tornillo aparece siempre una fuerza de torsión entonces se adoptará un esfuerzo de trabajo igual a $3/4$ de σ_{adm} y se calcula simplemente por tracción (Según DÜBBEL Pág. 673 Tomo I)

$$Q = (3/4) \times (1/4 \times \pi \times dk^2) \times \sigma_{adm}$$

dk = diámetro del núcleo

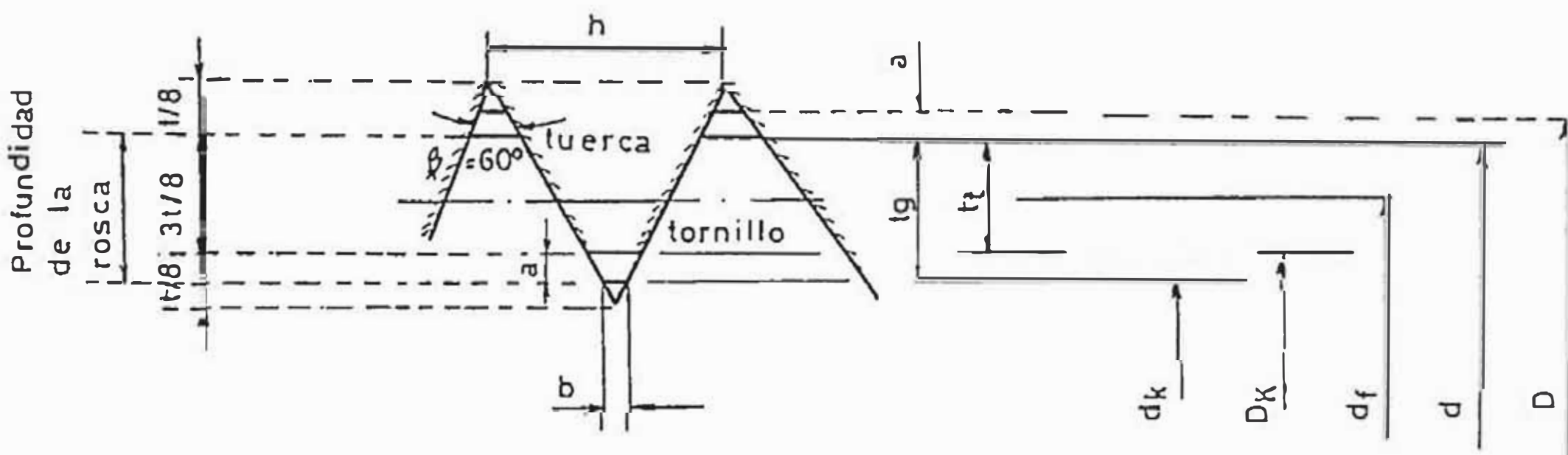
Q = carga de trabajo

$$\sigma_{adm} = 6-7 \text{ Kg/mm}^2$$

$$1000 = 3/4 \times 1/4 \times \pi \times dk^2 \times 6$$

$$dk = 16.82 \text{ mm}$$

Tomando dimensiones normalizadas para tornillos (según normas alemanas para roscas métricas, DÜBBEL Tomo I)



Donde :

$$t = 0.866 h$$

$$t_t = 0.6495 h$$

$$t_g = 0.6945 h$$

Según normas DIN para rosca métrica elegiremos:

Tornillo:

$$d_k = d_1 = 19.832 \text{ mm (diámetro del núcleo)}$$

$$d = 24 \text{ mm (diámetro nominal = diámetro de la rosca del tornillo)}$$

$$d_f = 22.051 \text{ mm (diámetro de los flancos)}$$

$$h = 3 \text{ (paso)}$$

$$t = 2.6$$

Tuerca:

$$D = 24.270 \text{ (diámetro de la rosca)}$$

$$D_1 = 20.102 \text{ (diámetro del agujero)}$$

$$t_t = 1.949 \text{ (profundidad de apoyo)}$$

Altura de la tuerca:

El cálculo de la tuerca la desarrollaremos por presión superficial. Cuando existen dos filetes de rosca en la tuerca la expresión será:

$$Q = \left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} \right) \cdot Z \cdot P_{adm}$$

Donde:

$$P_{adm} = 120 \text{ a } 150 \text{ Kg/cm}^2$$

Reemplazando:

$$1000 = \left(\frac{24^2 \times \pi}{4} - \frac{19.832^2 \times \pi}{4} \right) \times Z \times 135$$

$$Z = 5.16 \text{ (número de filetes necesarios)}$$

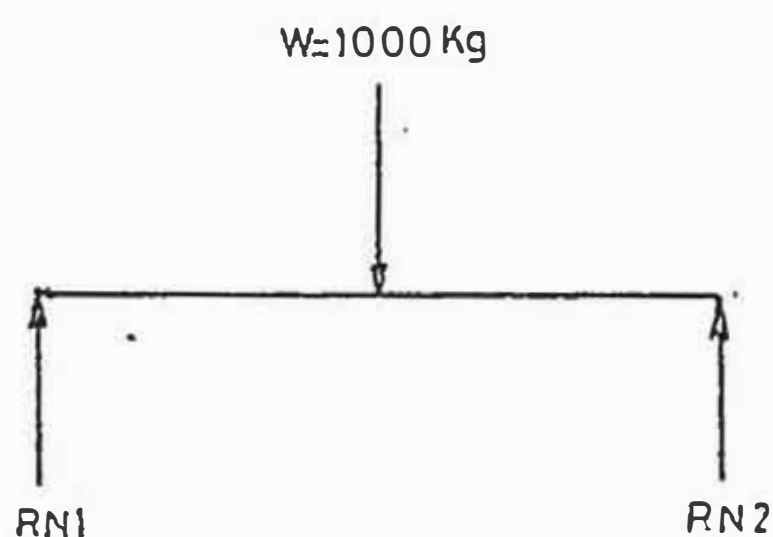
Como $L = Z \times h = 5.16 \times 3 = 15.48 \text{ mm}$

Donde $L = \text{longitud roscada} \approx 18 \text{ mm}$

CALCULO DE LOS RODAMIENTOS DE LA NUEZ

Para nuestro diseño elegiremos rodamientos de rodillos cilindricos ya que estos son adecuados para soportar elevadas cargas radiales.

- Análisis de los rodamientos de la nuez :



RN1 = RN2 = 500 kg = P
La carga equivalente en cada apoyo de la nuez será 500 Kg.

$$\begin{aligned} N_{\text{rev.nuez}} &= N_{\text{eje}} \times \frac{Z1 \times Z3}{Z2 \times Z4} \\ &= 106 \times \frac{5 \times 4}{18 \times 19} \end{aligned}$$

Nrev.nuez = 7 RPM

Asumiremos que el tiempo de duración de funcionamiento sea de 8000 horas.

- Duración expresada en millones de revoluciones:

$$L = 60 \times 7 \times 8000 \times 10^{-6} = 3.36$$

- Seguridad de carga requerida:

$$C/P = L^{1/P}, \text{ para rodamientos de rodillos } P = 10/3$$

$$C/P = 3.36^{0.3} = 1.43$$

- Capacidad de base dinámica requerida:

$$C = P \times 1.43 = 500 \times 1.43 = 715 \text{ Kg}$$

De tablas de rodamientos SKF seleccionamos:

Rodamientos de rodillos cilindricos de la serie NU4906B

ó Similar .

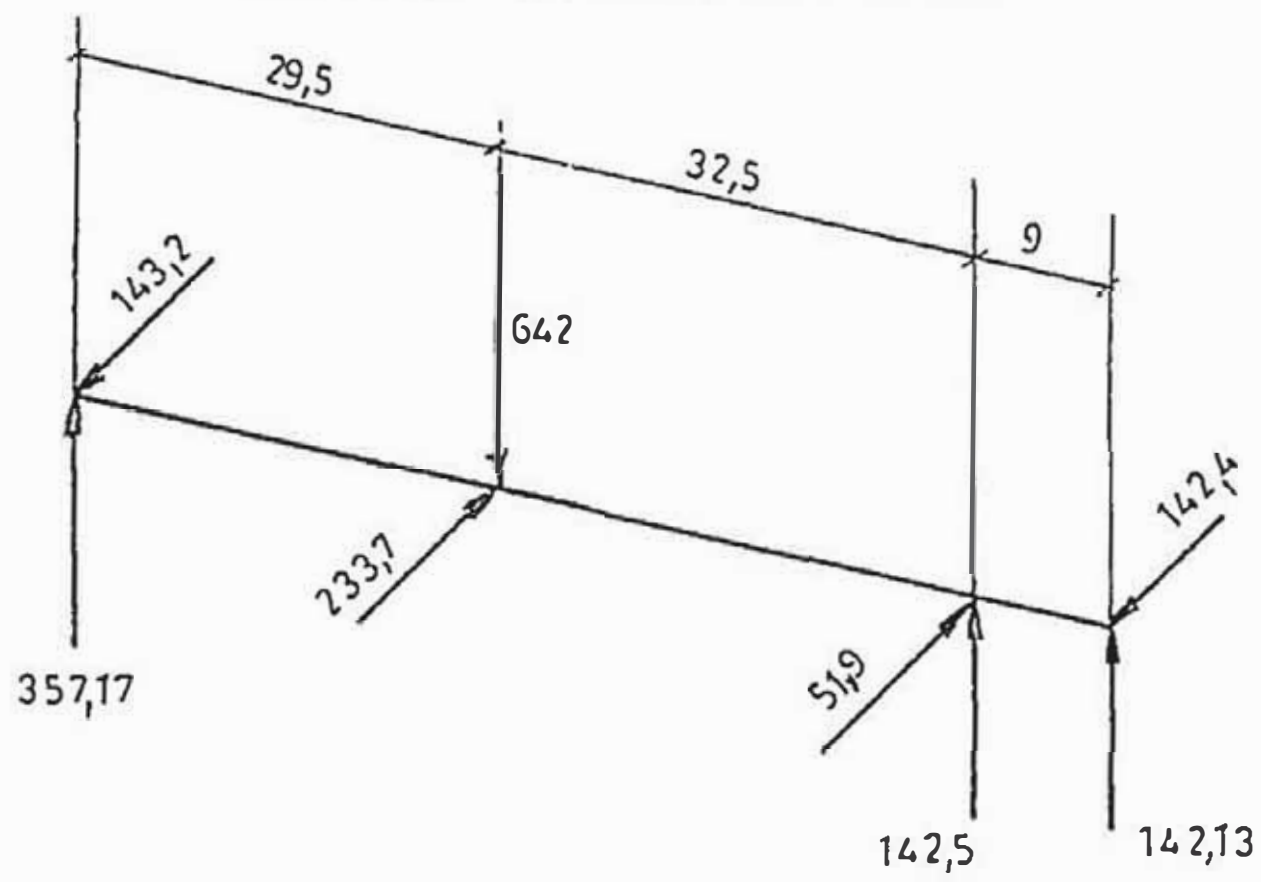
$$B = 17 \text{ mm}$$

$$D_{\text{ext}} = 47 \text{ mm}$$

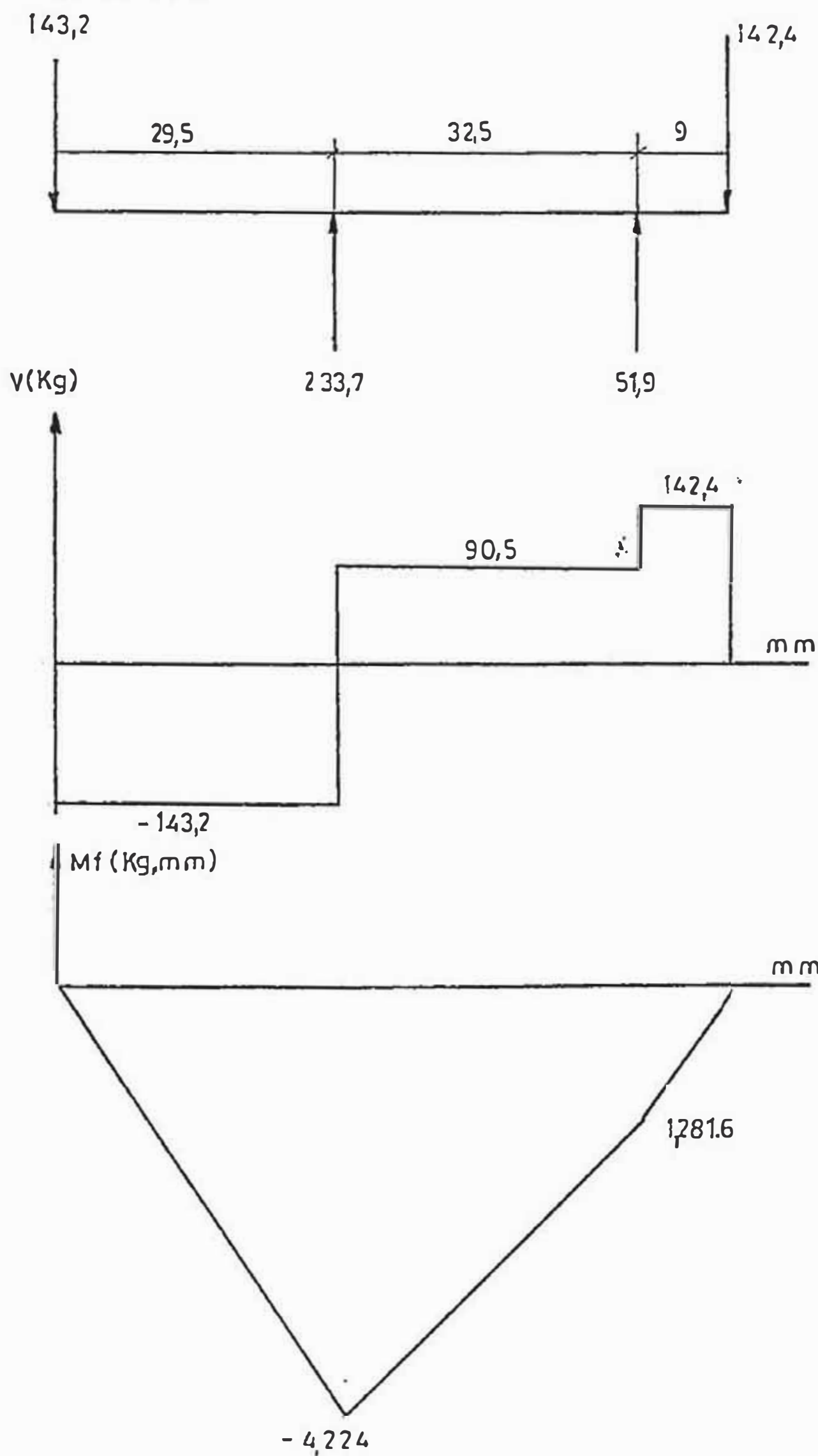
$$d_{\text{eje}} = 30 \text{ mm}$$

$$C = 1760 \text{ Kg.}$$

CALCULO DEL EJE DE LOS TRENES DE ENGRANAJES

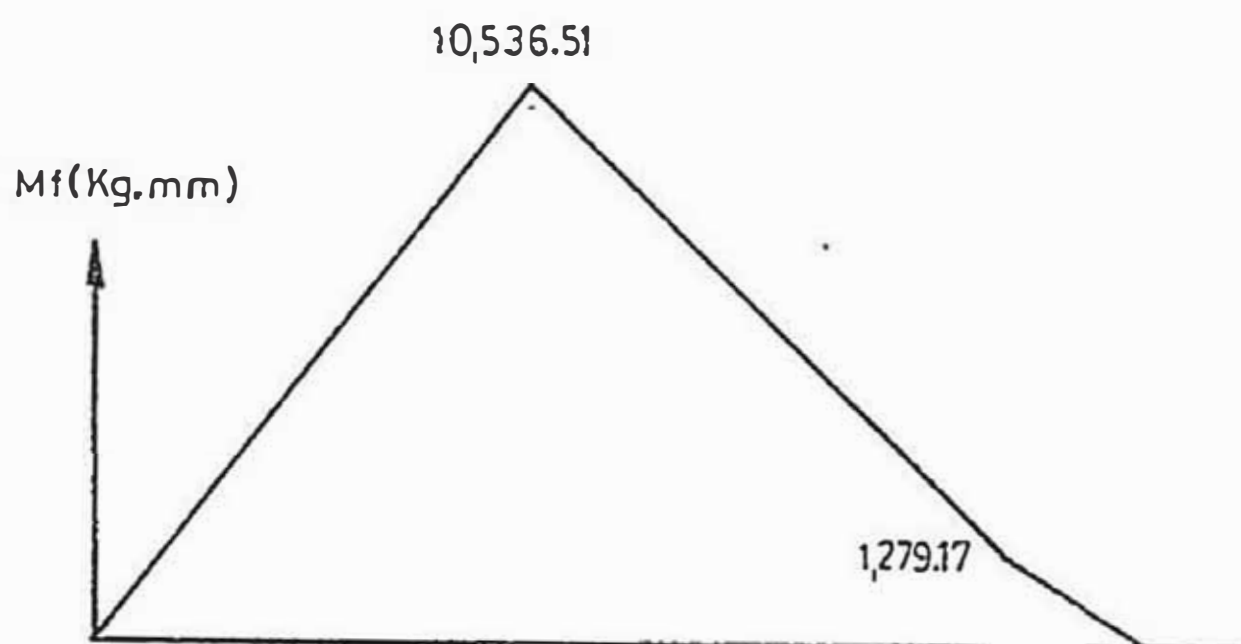
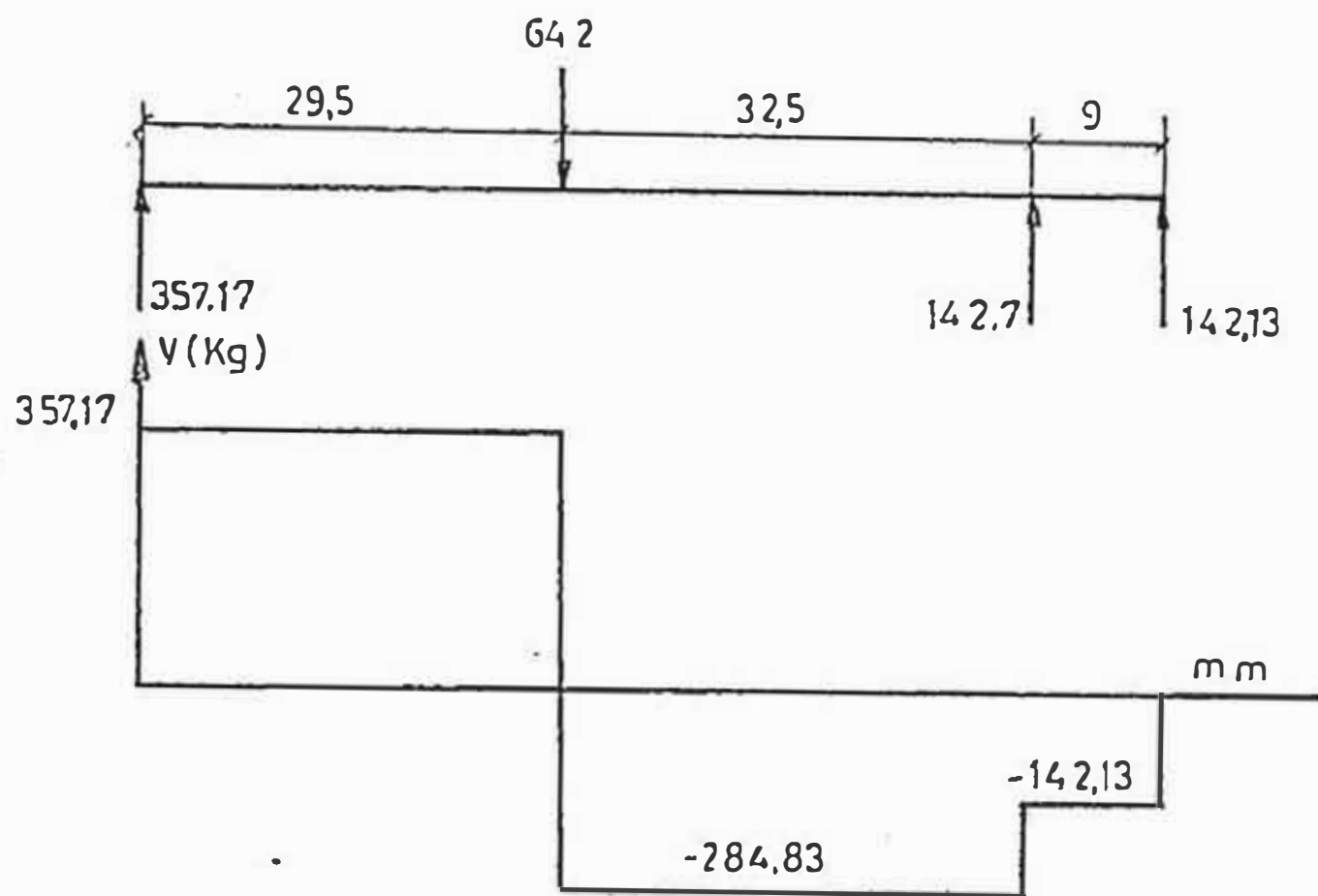


Plano H:



$M_{fh} = 4,224,4 \text{ Kg}\cdot\text{mm}$

Plano V:



$$M_{fv} = 10006.4 \text{ Kg.mm}$$

$$M_t = 144.2 \text{ Kg.mm}$$

$$M_f = \sqrt{M_{fh}^2 + M_{fv}^2} = \sqrt{4224.4^2 + 10536.5^2}$$

$$M_f = 11351.8 \text{ Kg x mm}$$

El momento resultante combinado será: (Según HÜTTE)

$$M_r = \sqrt{M_f^2 + \left(\frac{a}{2} \times M_t\right)^2}, \quad a = 1$$

$$M_r = \sqrt{11351.8^2 + (151.85/2)^2}$$

$$M_r = 11352 \text{ Kg x mm}$$

Para el cálculo del diámetro usaremos la siguiente expresión:

$$d = 2.17 \times \sqrt[3]{b \cdot M_r / \sigma_{fadm}} \dots (\text{cm})$$

Donde:

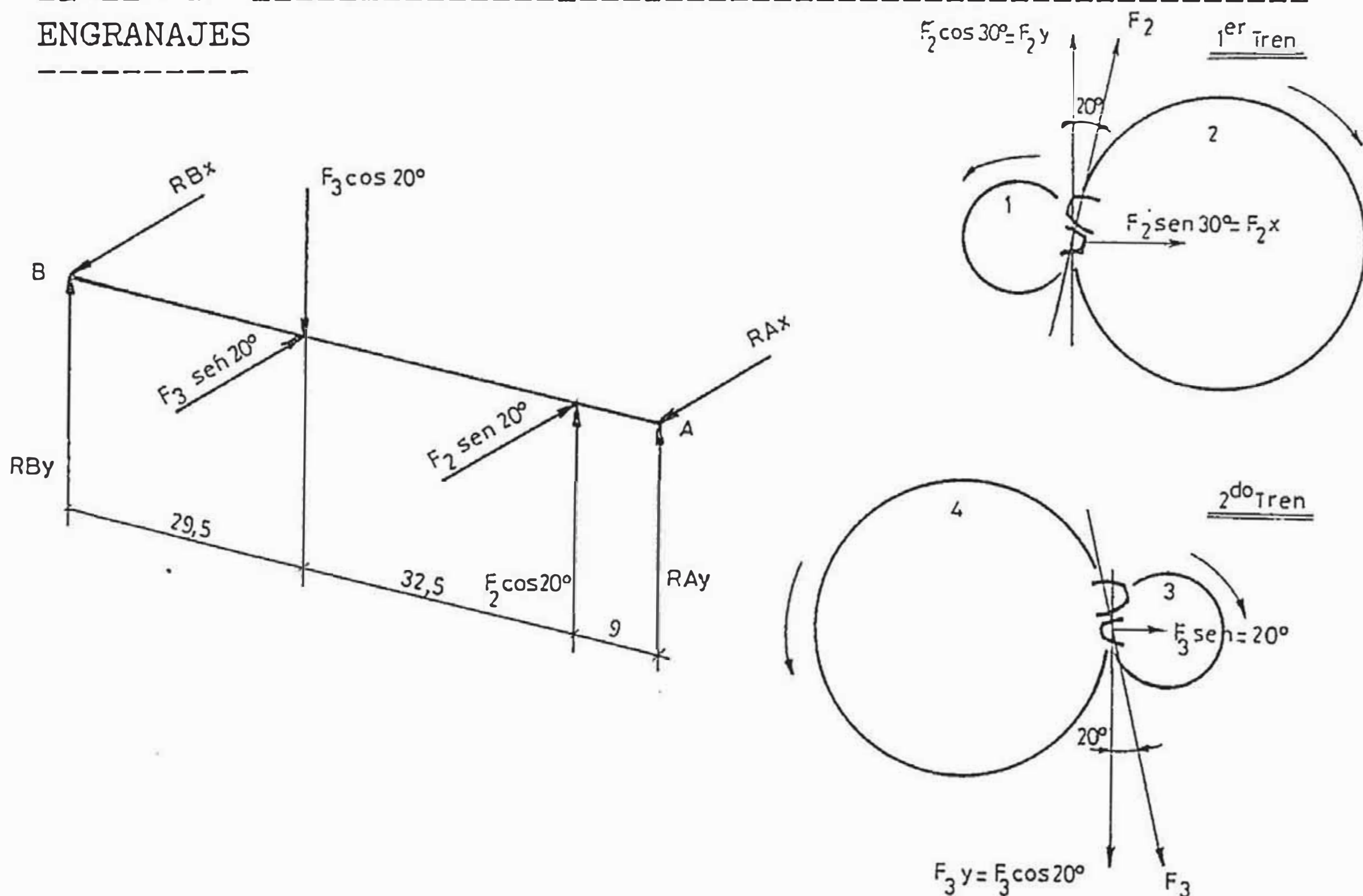
$b = 1$ para eje macizo

$\sigma_{fadm} = 20000 \text{ Kg/cm}^2$, acero bonificado 42CrMo4
 \cong Boehler VCL 140

$$d = 2.17 \times \sqrt[3]{1135.20 / 20000}$$

$$d = 0.83 \text{ cm} \cong 8.3 \text{ mm}$$

CALCULO DE LOS RODAMIENTOS PARA LOS APOYOS DE LOS TRENES DE
ENGRANAJES



- Cálculo de las reacciones

* Cálculo de F2

$$Mt2 = Mt1 \times \frac{Z2}{Z1} = 1139 \times 18/5$$

$$Mt2 = 4100 \text{ Kg} \times \text{mm}$$

$$Mt2 = F2 \cdot D2/2$$

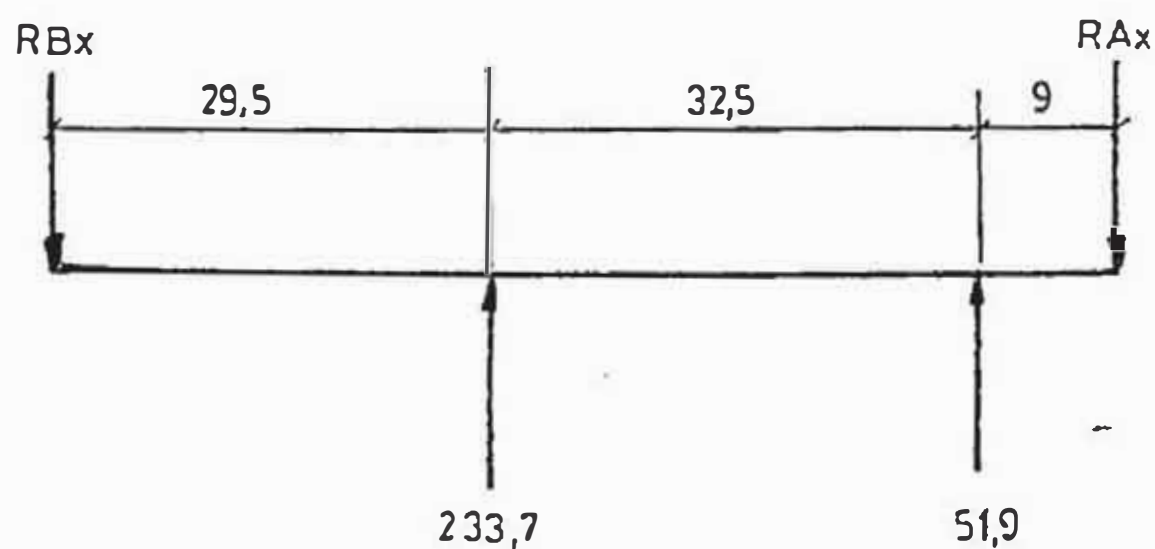
$$F2 = 2 \cdot Mt2/D2 = 2 \times 4100/54 = 151.85 \text{ Kg}$$

* Cálculo de F3

$$Mt2 = Mt3 = F3 \cdot D3/2$$

$$F3 = 2 \cdot Mt3/D3 = 2 \times 4100/12 = 683.3$$

Análisis del plano H



$$\Sigma F = 0$$

$$RBx + RAx = 233.7 + 51.9 = 285.6$$

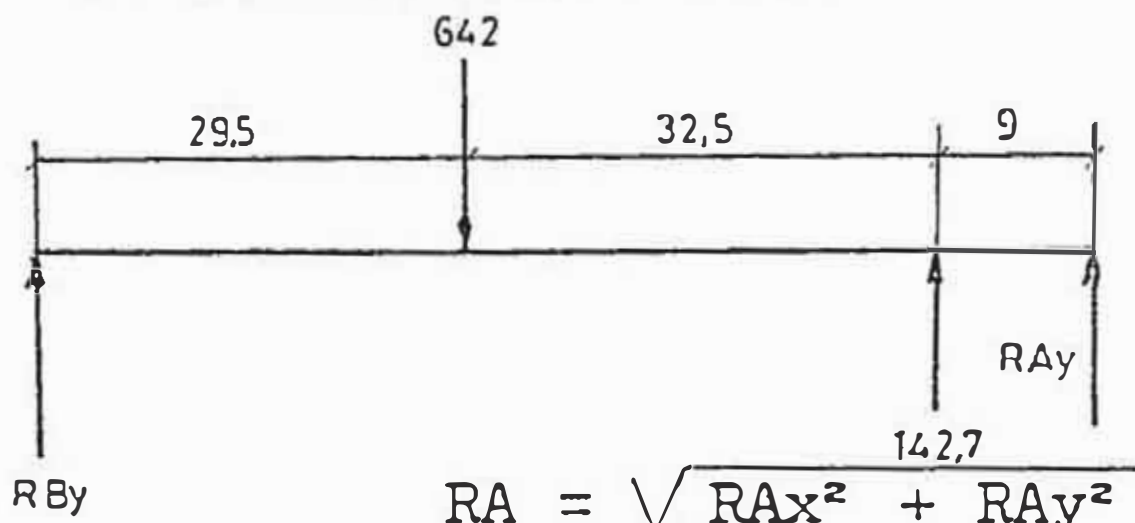
$$\Sigma MBx = 0$$

$$71 \cdot RAx = 233.7 \times 29.5 + 51.9 \times 62$$

$$RAx = 142.43 \text{ Kg}$$

$$RBx = 143.2 \text{ Kg}$$

Análisis del plano V



$$\Sigma F = 0$$

$$R_{By} + R_{Ay} = 642 - 142.7 = 499.3$$

$$\Sigma M_{By} = 0$$

$$71 \cdot R_{Ay} + 62 \times 142.7 = 29.5 \times 642$$

$$R_{Ay} = 142.13 \text{ Kg}$$

$$R_{By} = 357.17 \text{ Kg}$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}$$

$$= \sqrt{142.4^2 + 142.13^2} = 201.2 \text{ Kg}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}$$

$$= \sqrt{142.2^2 + 357.17^2} = 294.4 \text{ Kg}$$

Rodamientos en el punto A :

- Carga equivalente : $R_A = P = 201.20 \text{ Kg}$

$$n_1 = n_{\text{eje}} \times Z_1/Z_2$$

$$n_1 = 106 \times 5/18 = 29.5 \text{ RPM}$$

- Asumiremos 8000 horas de funcionamiento

- Duración expresada en millones de revoluciones :

$$L = 60 \times 29.5 \times 8000 \times 10^{-6} = 14.16$$

- Seguridad de carga requerida :

$$C/P = L^{0.3}$$

$$C = 14.16^{0.3} \times 201.20 = 445.60 \text{ kg}$$

- Según catalogo de rodamiento SKF elegiremos rodamiento de rodillos cilindricos de la serie NU4900B ó Similar

dimensiones :

$$d = 10 \text{ mm}$$

$$D_{\text{ext}} = 22 \text{ mm}$$

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

$$C = 655 \text{ Kg}$$

Rodamientos en el punto B:

- Carga equivalente $R_B = P = 294.4 \text{ Kg}$

$$n_2 = n_1 = 29.5 \text{ RPM}$$

- Asumiremos 8000 horas de funcionamiento

- Duración expresada en millones de revoluciones :

$$L = 60 \times 29.5 \times 8000 \times 10^{-6} = 14.16$$

- seguridad de carga requerida :

$$C/P = L^{0.3} = 294.4 \times 14.16^{0.3}$$

$$C = 652.0 \text{ Kg.}$$

- Según catalogo de rodamiento SKF elegiremos rodamiento de rodillos cilindricos de la serie NU4900B ó Similar .

dimensiones :

$$d = 10 \text{ mm}$$

$$D_{ext} = 22 \text{ mm}$$

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

$$C = 655 \text{ Kg}$$

CALCULO DE LOS DISCOS SOPORTE

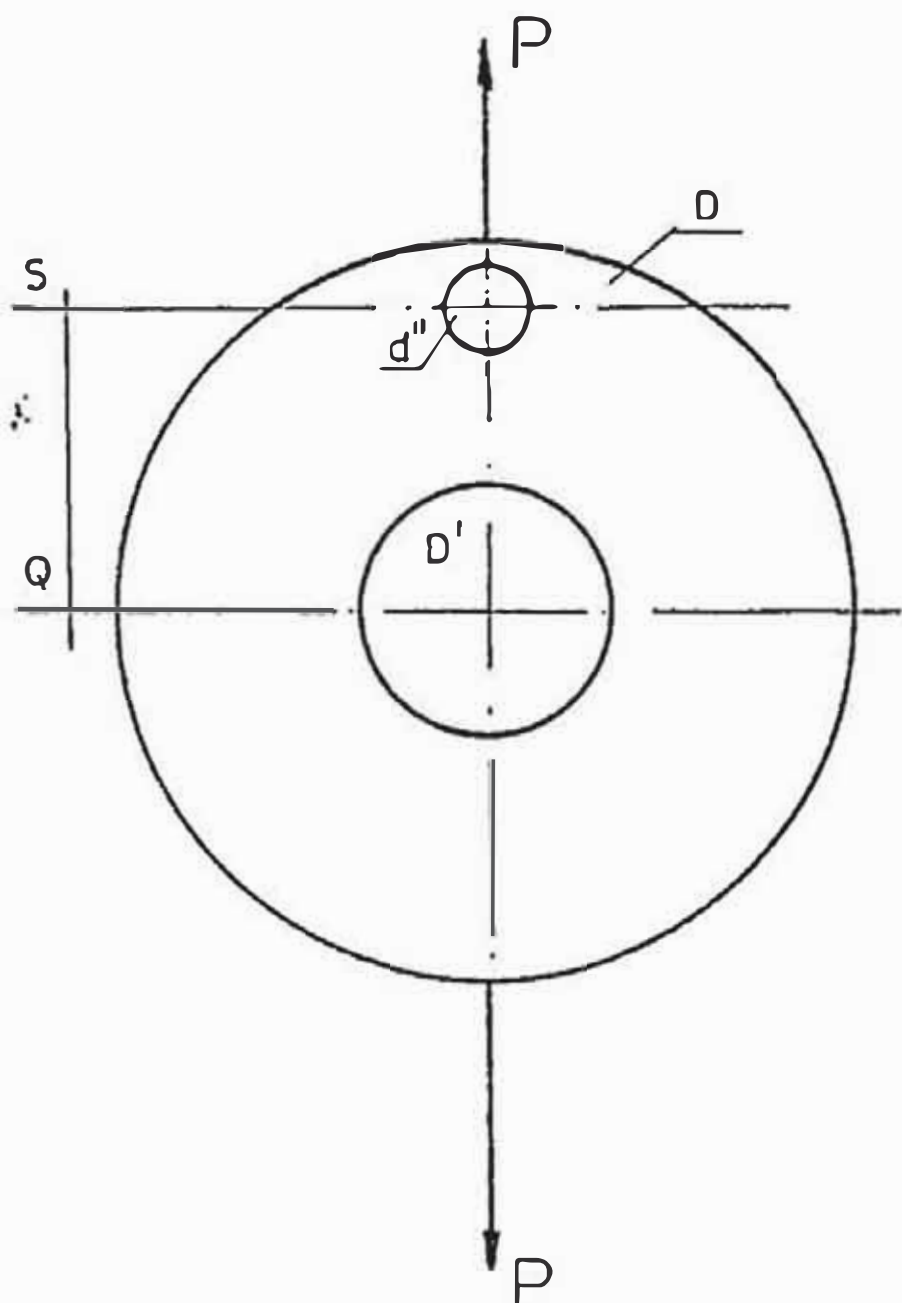
-Analizaremos el cálculo para los discos soporte por supuestas tipos de fallas que pudieran tener los discos :

- Por aplastamiento
- Por tensión
- Por flexión

- Análisis de los discos por aplastamiento:

Donde:

$$\sigma_a = \frac{P_i}{A} \times fs.$$



P_i = fuerza ejercida en cada agujero = 500 Kg

A = Area proyectada del agujero

a = Esfuerzo de aplastamiento

(Acero estructural ASTM-A36

$S_y = 36000 \text{ psi} \approx 25.34 \text{ Kg/mm}^2$

$\sigma_a = 0.9 \times S_y = 22.81 \text{ Kg/mm}^2$)

$fs.$ = factor de seguridad = 2.5

D = diámetro del disco soporte

d'' = diámetro del soporte transversal del gancho = 20mm

D' = Diámetro exterior del rodamiento de la nuez = 47 mm

$$\sigma_a D' \geq \frac{P \cdot fs}{D' \cdot t}, \quad t \geq \frac{P \cdot fs}{D' \cdot \sigma_a D'}$$

$$t \geq \frac{500 \times 2.5}{47 \times 22.81}, \quad t \geq 1.18 \text{ mm}$$

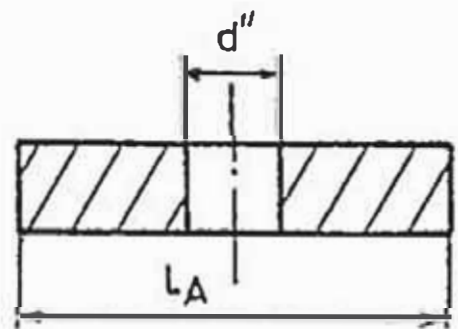
$$\sigma_a d'' \geq \frac{P \cdot fs}{d'' \cdot t}, \quad t \geq \frac{P \cdot fs}{d'' \cdot \sigma_a d''}$$

$$t \geq \frac{500 \times 2.5}{20 \times 22.81}, \quad t \geq 2.75 \text{ mm}$$

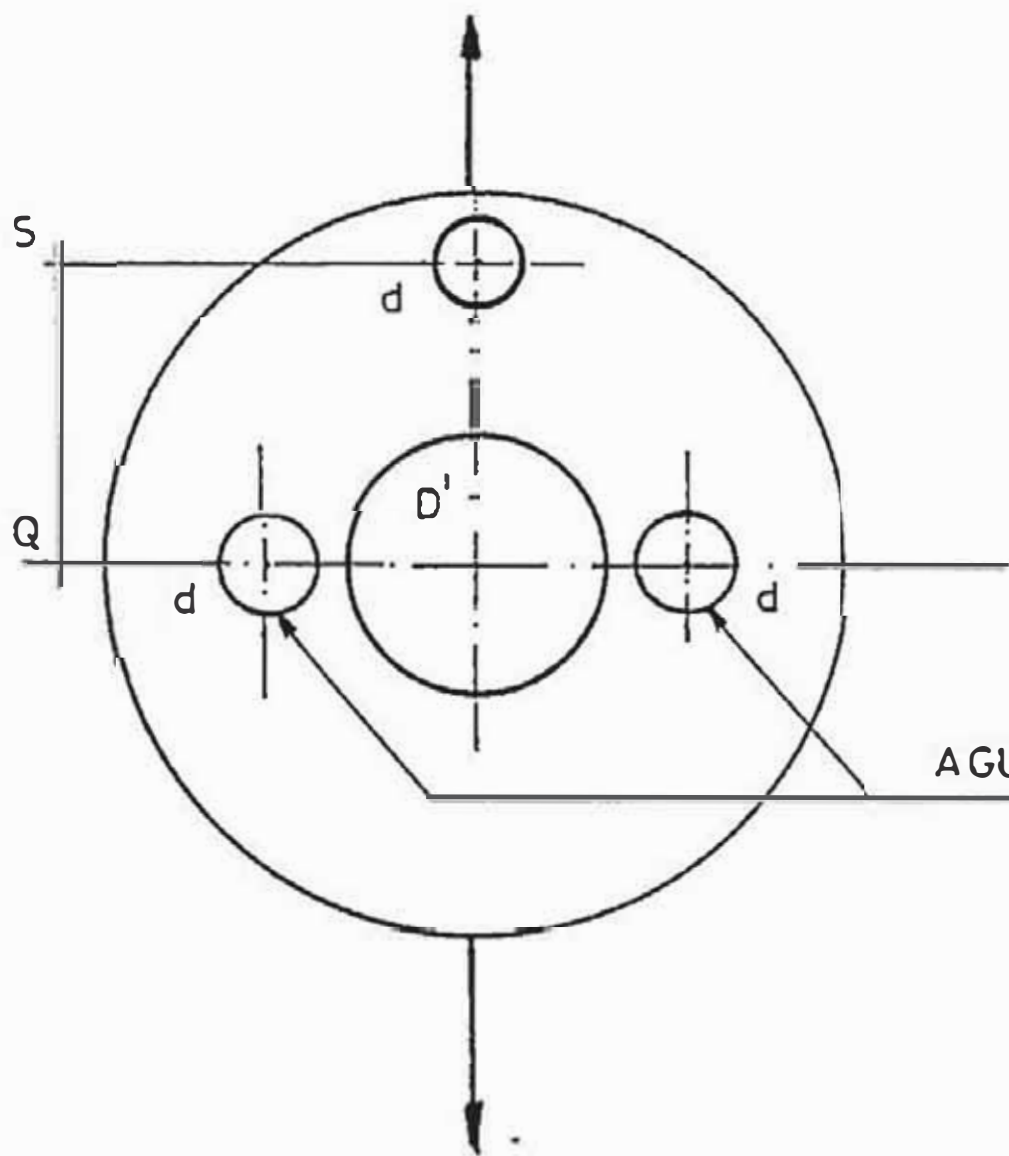
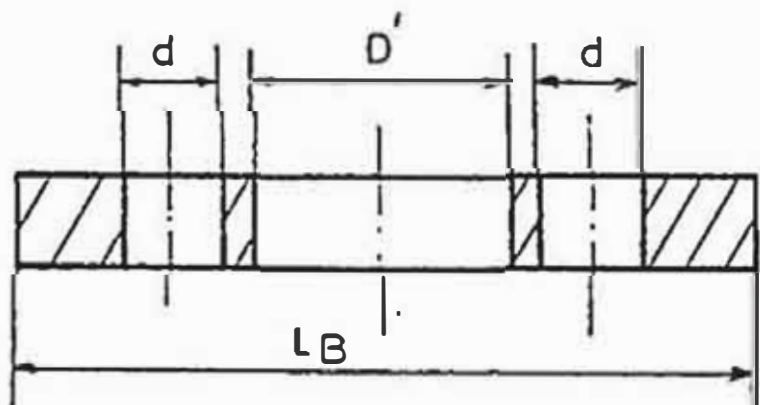
- Análisis de los discos por tensión:

$$t = \frac{P_i}{(L - \sum d) \cdot t}$$

ZONA S:



ZONA Q:



P = fuerza ejercida en el agujero

L = ancho del disco en la zona
d = diámetro de los agujeros en esa zona

t = espesor del disco

fs. = factor de seguridad = 1.5

t = acero estructural ASTM-A36

Sy 36000psi, $\sigma_t = 0.6S_y$

$\sigma_t = 15.2 \text{ Kg/mm}^2$

d'' = 20 mm

D' = 47 mm

LA = 100 mm

LB = 180 mm

d = 22 mm

$$\sigma_t \geq \frac{P \cdot fs}{(LB - D' - 2d) \cdot t}, \quad t \geq \frac{P \cdot fs}{(LB - D' - 2d) \cdot \sigma_t}$$

$$t \geq \frac{500 \times 2.5}{(180 - 47 - 2 \times 22) \times 15.2}, \quad t \geq 1 \text{ mm}$$

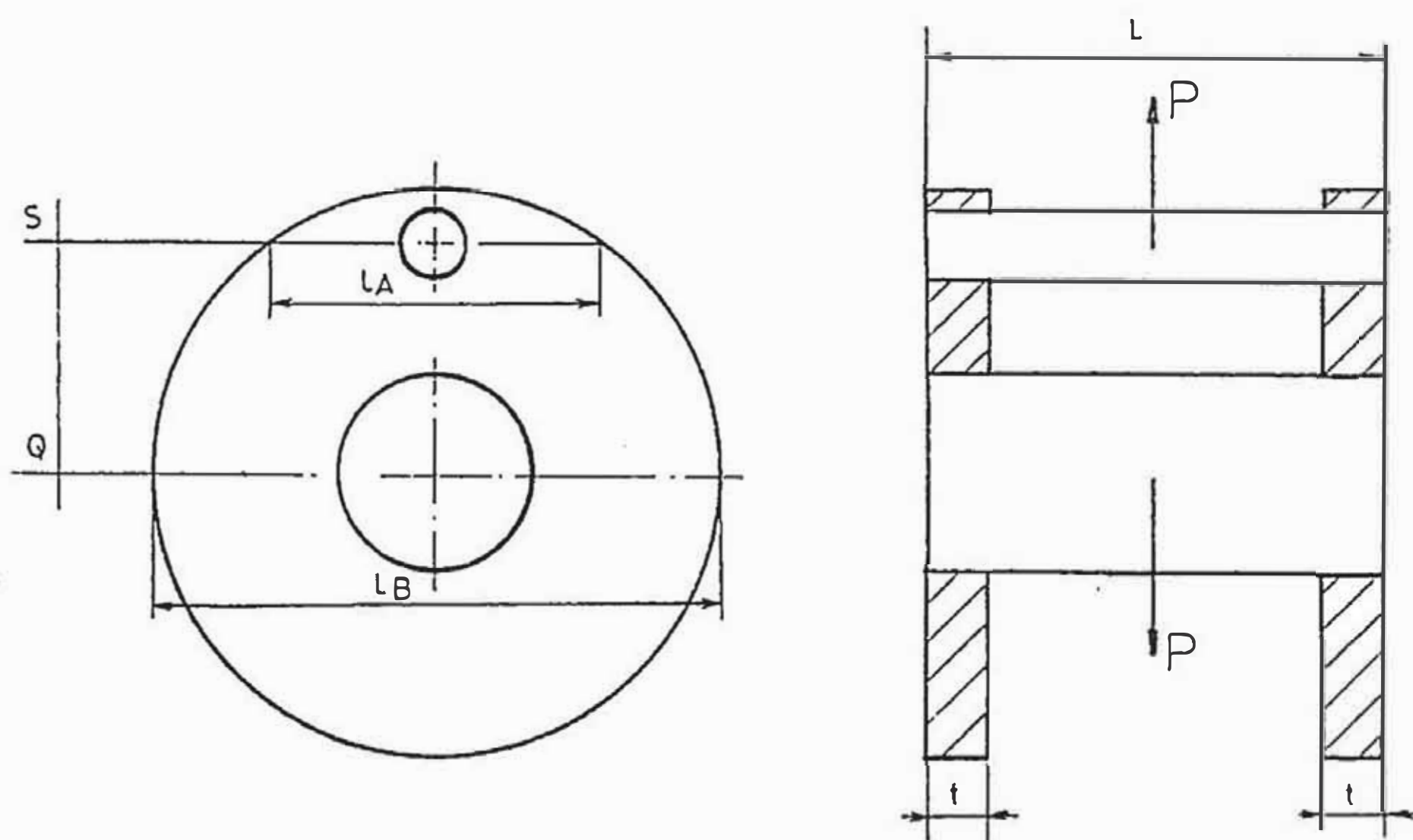
$$\sigma_t \geq \frac{P \cdot fs}{(LA - d'') \cdot t}, \quad t \geq \frac{P \cdot fs}{(LA - d'') \cdot \sigma_t}$$

$$t \geq \frac{500 \times 2.5}{(100 - 20) \times 15.2}, \quad t \geq 1.0 \text{ mm}$$

AGUJEROS EN UN SOLO DISCO

- Análisis de los discos por flexión:

Para considerar el espesor de los discos soportes consideraremos el momento flector producido en los discos



Considerando planchas de acero al carbono corriente St70

$$\sigma_{adm} = 14 \text{ Kg/mm}^2$$

Analizando en la zona S:

El momento soportado en uno de los apoyos o del disco será:

$$M_f = \frac{P \cdot L}{2} = \frac{1000 \times 50}{2} = 25000 \text{ Kg x mm}$$

La tensión máxima : $\sigma_{adm} = \frac{M_f}{Z}$, $Z = \frac{25000}{14} = 1785 \text{ mm}^3$

Donde:

$$Z = I/C \text{ , } Z = \frac{t^2 \times LD'}{6} \text{ , } t^2 = \frac{6 \times Z}{LD'}$$

$$t \geq \sqrt{\frac{6 \times Z}{LD'}}$$

Z = módulo resistente
 LD' = longitud de la
 sección trans-
 versal neta

$$LD' = LD - d'' = 110 - 20 = 90 \text{ mm}$$

$$t \geq \sqrt{\frac{6 \times 1785}{90}} = 10.9 \text{ mm}$$

- Analizando en la zona Q:

Desarrollando el mismo análisis que el método para el cálculo del espesor de la placa circular o del disco en la zona S:

$$\text{Obtendremos: } LB' = 180 - 47 = 133 \text{ mm}$$

$$t \geq \sqrt{\frac{6 \times 1785}{133}} = 8.97 \text{ mm, Usaremos plancha de } \geq 10 \text{ mm}$$

CALCULO DEL PASADOR RADIAL DE LA POLEA ACCIONADORA

La función del pasador en la rueda de la polea accionadora tiene la finalidad de proteger al tecele cuando a este se le sobrecargue con cargas mayores a 1000 Kg.

Cuando se sobrecargue al tecele entonces este pasador se romperá, lo que producirá que no exista un acople entre la rueda accionadora y el eje, por lo tanto la rueda accionadora girará libremente y no podrá levantar ningún tipo de carga.

Para poder acoplar nuevamente la rueda accionadora al eje se procederá a cambiar de pasador.

Cálculo del pasador:

Según ORLOV (Ingeniería de diseño) para calcular el diámetro de pasador se empleará la siguiente fórmula :

$$M_{torq} = \frac{10 \times \tau \times Z \times 0.785 \times d^3 \times D}{2}$$

Donde:

M_{torq} = momento torcional transmitido por la fuerza (kg x mt)

τ = esfuerzo de rotura a la cortadura (fundición gris, $\tau = 14 \text{ Kg/mm}^2$)

$d =$ diámetro del pasador (mm)

$Z =$ número de pasadores

$D =$ diámetro del eje a acoplarse (mm)

$D = (2/3) \times d_{\text{cubo}} = (2/3) \times 60 = 40 \text{ mm}$

$d_{\text{cubo}} = 60 \text{ mm}$

Reemplazando valores:

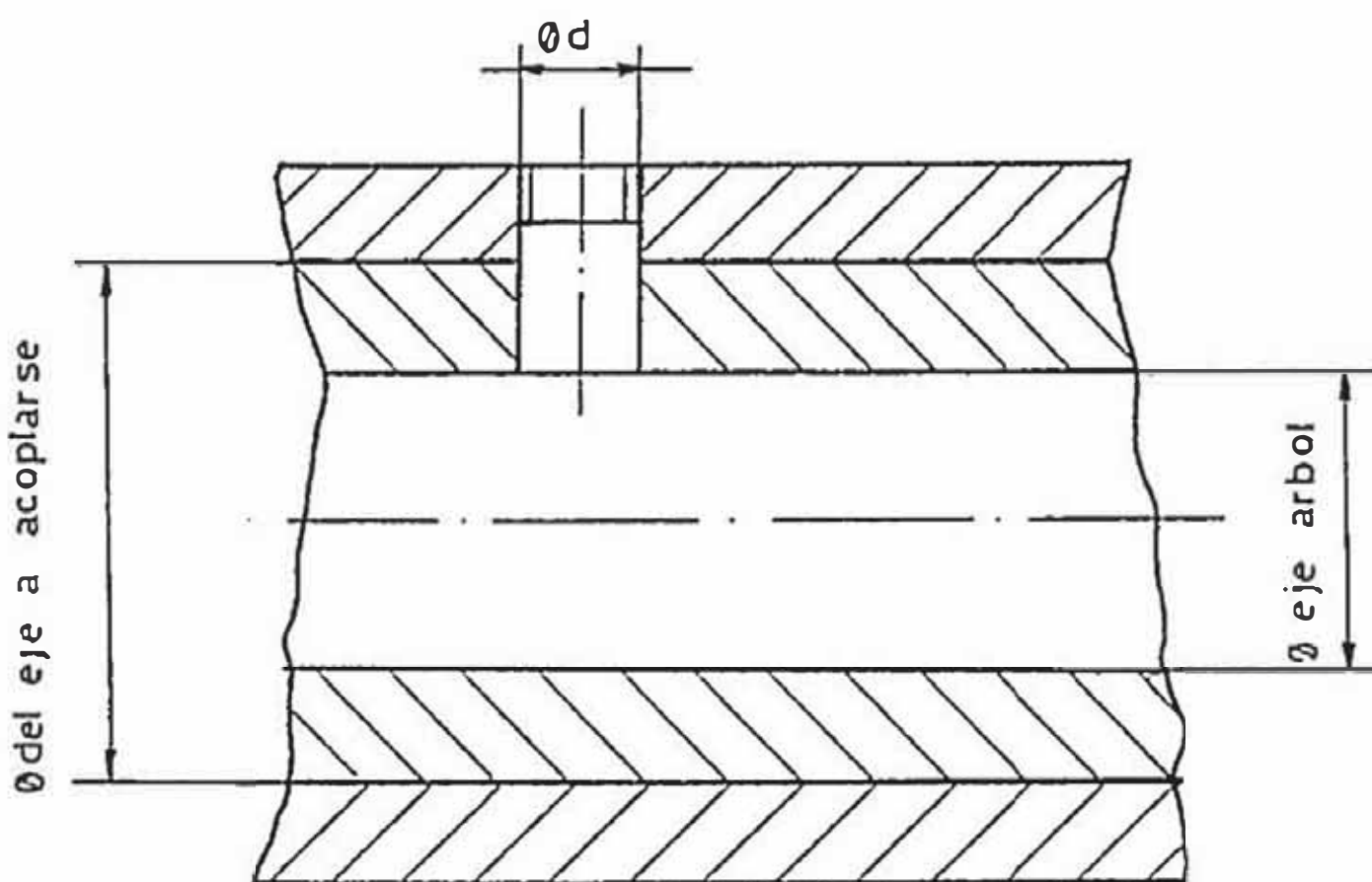
$$2.278 = \frac{10 \times 14 \times 1 \times 0.785 \times d^2 \times 40}{2}$$

$$d \geq 3.22 \text{ mm}$$

Longitud del pasador :

$$L = \frac{d_{\text{cubo}} - d_{\text{eje árbol}}}{2}$$

$$L = \frac{60 - 16}{2} = 22 \text{ mm}$$



4.- PLAN DE FABRICACION

4.1.- PROCESO DE MANUFACTURA Y PLAN DE FABRICACION

PROCESO DE MANUFACTURA

Describiremos a continuación el proceso de manufactura a desarrollar en la elaboración de las piezas que conforman el teclé.

- DISCO SOPORTE:

Se elegirá una plancha de acero estructural, la cual la cortaremos inicialmente con soplete oxiacetilénico hasta \varnothing 180mm y por un proceso de mecanizado en el torno y en el taladro de banco llegaremos a tener las dimensiones finales del disco soporte.

- TRAVIESA:

La traviesa la obtendremos por la fundición del acero, para la cual se vertirá el acero fundido en moldes que tienen la forma de la traviesa. Después de haber obtenido la traviesa recién salida de la fundición, procederemos a limpiar las rebabas que han quedado por el proceso de fundición. Luego por un trabajo de mecanizado en el torno llegaremos a sus medidas originales.

- EJE MOTRIZ:

Tomaremos una barra de acero VCL140 al que le someteremos a un proceso de torneado según plano y finalmente le haremos la rosca.

- POLEA ACCIONADORA:

La obtendremos por fundición de Fe, para lo cual se vertirá el Fe Fdo. en moldes que tienen la forma de la polea accionadora. Después de haber obtenido la polea accionadora por fundición procederemos a limpiar las rebabas y escorias que han quedado debido al proceso de fundición. Seguidamente colocaremos la polea en el torno para darle refrentado a las caras laterales y de esta manera obtener la polea de acuerdo a sus medidas originales.

- CUBO DE LA POLEA ACCIONADORA:

Este cubo lo obtendremos por fundición de Fe, el proceso a desarrollar será análogo al método anterior (polea accionadora), pero teniendo en cuenta las dimensiones del plano respectivo.

- POLEA DE CARGA O NUEZ:

La obtendremos por fundición de acero, para lo cual se vertirá la fundición en moldes que tienen la forma de la polea nuez. Después de haber obtenido la polea nuez fundida procederemos a limpiar las rebabas y escorias que quedaron debido al proceso de fundición.

El siguiente proceso será el cilindrado de la polea según plano respectivo lo cual lo ejecutaremos en el torno. Para obtener las estrias de la polea nuez lo maquinaremos en la fresadora y le daremos las dimensiones según plano. El proceso final será refrentar las caras laterales de la polea.

- GANCHO DE CARGA:

El gancho se obtendrá por un proceso de forja por estampado con el fin de que la forma y tamaño de las forjaduras correspondan con exactitud a la configuración y tamaño del gancho.

El material utilizado será acero, el cual sera previamente calentado y a su vez será sometido a golpeteo por medio de máquinas para esta aplicación ejem: martinete de muelle, martillo neumático, martillo pilón de vapor de dos apoyos ó en prensas hidráulicas.

- ENGRANAJES Y RUEDA DE TRINQUETE:

El dentado se hace, por lo general, mediante arranque de viruta. En este procedimiento se forman los dientes vaciando los espacios comprendidos entre ellos. Los métodos de trabajo más frecuentes son el fresado, el mortajado ó el cepillado y el esmerilado.

4.2.- HOJAS DE RUTA

PLAN DE TRABAJO PARA LA FABRICACION DEL EJE

	FASES DE TRABAJO	HERRAMIENTAS
1	Preparación de la pieza	Plato de tres mordazos
2	Arranque de la barra en bruto	Sierra de corte.
3	Refrentado de las caras frontales	Util de corte lateral
4	Centrado del eje	Brocas de centrar
5	Sujeción entre puntos	Torno de puntos Perno del torno
6	Torneado del árbol	Utiles de debastar, de afinar, de corte lateral y de redondear
		Tiempos perdidos a prorratear
		Tiempo accesorio

Instrumentos de medida:

Metro de acero, compas curvo, pie de rey, pálmer, cali-bre de tolerancia para arboles, calibres de redondeamiento.

PLAN DE TRABAJO PARA LA FABRICACION DEL DISCO FRENO

	FASES DE TRABAJO	HERRAMIENTAS
1	Preparación y sujeción de la pieza	Plato de 3 mordazos y accesorios
2	Refrentado de la cara frontal	Util de corte lateral
3	Desbastado	Util de desbastar
4	Centrado	Util de corte lateral o broca de centrado
5	Taladro previo	Broca Helicoidal
6	Desarrollo de la rosca interna	Util de roscar
7	Desbastar a las longitudes medidas	Util de desbastar

Instrumentos de medida y de verificación:

Calibres y tolerancias, pie de rey, calibre de redondeamiento.

PLAN DE TRABAJO PARA EL FRESADO DE UNA RUEDA FRONTAL

	FASES DE TRABAJO	HERRAMIENTAS
1	Preparar sujetar y preparar el plato divisor y el cabezal móvil en la fresadora horizontal	Plato divisor, cabezal móvil, amplificador de esfera
2	Sujeción de la fresa para ruedas dentadas en el husillo de fresar, verificar y girar redondo	Fresa para fresadora de ruedas dentadas
3	Sujeción de la pieza entre puntos y ajuste de la fresa al centro de aquella	Escuadra, calibres de caras paralelas
4	Ajuste de los brazos del sector	
5	Ajuste de Nº de revoluciones y del avance	
6	Hágase que la fresa roce ligeramente sobre la pieza	
7	Sáquese del alcance de la fresa y hágase con la meza de fresar que la pieza suba a la altura del diente	
8	Fresado del 1er. hueco	
9	Sepárese la pieza de la fresa y hágase girar con la manivela del plato en una magnitud igual al peso, fresando a continuación el segundo hueco	
10	Repetir la fase 9 hasta que queden fresados todos los dientes	

PLAN DE TRABAJO DE LOS DISCOS SOPORTE

	FASES DE TRABAJO	HERRAMIENTAS
1	Obtención del disco soporte	Equipo de corte Oxiacetilenico
2	Preparación del disco soporte	Trazado y ubicación de los agujeros a taladrar
3	Sujeción del disco soporte	Sujetadores respectivos en el taladro de banco
4	Ajuste del número de revoluciones	
5	Taladrado de los agujeros respectivos	Brocas respectivas en el taladro de banco
6	Acabado de los agujeros del disco	Utiles de acabado del taladro de banco

Instrumentos de medida y de verificación:

Pie de rey, cómpas comparadores y Marcadores.

PLAN DE TRABAJO DEL CUBO DE LA POLEA ACCIONADORA

	FASES DE TRABAJO	HERRAMIENTAS
1	Preparación de la pieza y sujeción de la pieza fundida	Plato de sujeción de 3 mordazas
2	Cilindrado de la pieza	Util de cilindrar
3	Barrenado de la pieza a medidas originales	Util de Barrenar
4	Desarrollo de la Rosca interna	Util de ROSCAR
5	Refrentado de la cara frontal	Util de corte lateral

Instrumentos de medida y de verificación:

Pie de rey, Regla de acero calibrada.

PLAN DE TRABAJO PARA LA FABRICACION DE LA POLEA ACCIONADORA

	FASES DE TRABAJO	HERRAMIENTAS
1	Preparación y sujeción de la pieza fundida	Plato de 3 mordazas
2	Cilindro de la pieza	Util de cilindrar
3	Barrenado de la pieza	Util de Barrenar
4	Refrentado de las caras	Util de corte lateral

Instrumentos de medida y de verificación:

Pie de rey, Regla de acero calibrada.

PLAN DE TRABAJO DE LA POLEA DE CARGA (NUEZ)

	FASES DE TRABAJO	HERRAMIENTAS
1	Preparación y sujeción de la pieza fundida	Plato de 3 mordazas
2	Cilindro de la pieza según plano	Util de cilindrar
3	Barrenado de la pieza fundida a dimensiones según plano	Util de Barrenar
4	Fresado para lograr los dientes a acoplar	Util de fresar
5	Refrentado de caras	Util de corte lateral

Instrumentos de medida y de verificación:

Pie de rey, Regla de acero calibrada.

4.3.- FICHAS TECNICAS DE PRODUCCION

Para el mejor desarrollo de una empresa ó taller se deberá tener en consideración la cantidad de materia prima a adquirirse para la fabricación de una determinada maquinaria. Para esto toda empresa taller cuenta con fichas técnicas de producción.

Para la fabricación de las partes del teclé necesitaremos inicialmente materia prima los cuales serán adquiridos en forma bruta para luego ser trabajados por diferentes procesos mecánicos.

A continuación se muestra la cantidad tanto en peso como en medida de las diferentes partes del teclé.

FICHAS TECNICAS DE PRODUCCION

* u = unidades

Pieza N ^o	Nombre de la Pieza	Descripción del material	Unidades de medida en bruto	Cantidad
1	Tapa de la polea accionadora.	Acero inoxidable R 1/16	∅ 227 mm	1 u.
2	Tuerca de seguridad	Acerada	∅ 10 mm NC	1 u.
3	Cubo de la polea accionadora.	Fundición GG - 20	∅ 40 mm x 65 mm	0.6 Kg.
4	Pasador radial	Fe Fdo.	∅ 5NC x 22 mm	1 u.
5	Polea accionadora	Fundición GG - 20	∅ 116mm x 65mm	4.93 Kg.
6	Cadena accionadora	Fe ó Acero	∅ = 5 mm L = 18.5 mm b = 8 mm	14 mt.
7	Discos de Asbesto	Asbesto ó ferodo	∅ 60mm x 2mm	2 u.
8	Rueda de trinquete	Acero C 45	∅ 80mm x 9.5mm	1 u.
9	Tuerca de agarre de discos	Acero	∅ 10mm, Rosca NC	3 u.
10	Tope de rueda de trinquete.	Acero C 45	22mm x 9mmx9mm	1 u.
11	Resorte	Acero	∅ 5mm x 12 mm	1 u.
12	Disco de freno	Acero C 45	∅ 2 1/2" x 20mm	1 u.

Pieza NO	Nombre de la Pieza	Descripción del material	Unidades de medida en bruto	Cantidad
13	Sujetador de cadena de gancho	Fundición GG - 20	∅ 7 mm x 20 mm	1 u.
14	Cadena de carga	Acero	∅ = 6.35 mm L = 25,4 mm b = 12,7 mm	8 mt.
15	Disco de soporte	Acero St- 70	∅ 180mm x 10mm	1 u.
16	Polea nuez de carga	Acero Fdo. GS - 60	∅ 78mm x 113mm	1 u.
17	Gancho	Acero forjado		2 u.
18	Transversa de gancho	Acero Fdo. GS - 60	52mmx36mmx25mm	1 u.
19	Pernos de agarre de discos	Acerado	∅10mm NC x 70mm	3 u.
20	Directriz de cadena de carga	Fe Fdo. GG - 20	∅ 10mm x 52 mm	0.03 Kg
21	Tuerca sujetadora del gancho	Acero	∅ 15mm NC	1 u.
22	Eje del piñón motriz	Acero VCL - 140	∅ 1" x 220 mm	1 u.
23	Engranajes	Acero VCL - 140	Tren 2 engranaj ∅ 1" x 53 mm ∅ 2 1/2"x 53 mm	2 u.
24	Engranaje	Acero VCL - 140	∅ 2 1/2"x 53 mm	1 u.
25	Guía de cadena de carga	Fe Fdo. GG - 20	∅10 mm x 52 mm ∅25 mm x 13 mm	0.13 Kg

Pieza NO	Nombre de la Pieza	Descripción del material	Unidades de me- dida en bruto	Cantidad
26	Arandela de seguridad	Acerada GG - 20		1 u.
27	Soporte de trenes de engranaje	Acero St - 70	∅140mm x 52 mm 3 placas 96mm x 20mm	1 u.
28	Piñón motriz	Acero VCL - 140	∅ 1" x 12 mm	1 u.
29	Rodajes	Acero	Rodillos cilin- dricos SKF: NU4900B	4 u.
30	Rodajes	Acero	Rodillos cilin- dricos SKF: NU4906B	2 u.

4.4.- SELECCION DE TALLERES DE FABRICACION DE PARTES

Para el desarrollo del proyecto se ha considerado tener información necesaria sobre los talleres donde se desarrollarán la fabricación de las partes del tecele, ya que si tenemos como finalidad construir tecles nacionales tenemos que recurrir a varios talleres que nos aseguren equipos, herramientas, maquinarias, control de calidad y capacidad técnica para poder desarrollar un buen trabajo.

Mencionaremos a continuación algunos talleres, fundiciones, empresas de forja y tratamientos metálicos de Lima donde se puedan fabricar las partes del tecele.

EMPRESA O TALLER	DIRECCION
TORNO TECNIC S.R.L.	Av. Francisco Pizarro 976 A Rimác. Tel: 829906-815368
FASESA Fabricaciones en serie S.A.	Av. Industrial 3216 - Esp. Senati. Tel: 814413
FETELSA Metal Mecánica	Av. Peti Thouars 3871 2º Piso - San Isidro Tel: 426658 - 411507
FADIMET Fabricaciones Diversas Metálicas SRL.	AP. Postal 0075 Lima 13 Tel: 732439
INDUSTRIA DELGADO SRL.	Mz. C Lt.16 - Zn. Ind SJM Tel: 679559

EMPRESA O TALLER

DIRECCION

TORSOLCA S.A.

Av. Bauzate y Meza 680
La Victoria - Tel: 247673

FUNDICION RIVER S.A.

Fundo Bocanegra Alta Calle B
145 - Callao. Tel: 519194

FUNDICION INDUSTRIAL SRL

Mz. B Lt. 19 Av. El Bosque
San Juan de Lurigancho
Tel: 818118

FUNDICION MECANIZADO SRL

Av. Guillermo Dansey 2210
Tel: 520986

FUNDICION CENTRAL S.A.

Mz. C Lt. 10 Calle 1 Urb. Sta.
Raquel. Tel: 361967

FUNDICION PANAMERICANA

Jr. Quilca 525- Lima
Tel: 235070

HERRAMIENTAS S.A.

INOXA S.A.

DIN - FS S.R.L.

Omicron 380 - Callao
Tel: 527764

4.5.- REQUERIMIENTOS DE MOLDES Y MATRICES

Para nuestro proyecto vamos a necesitar moldes para la fundición de las partes del teclé, como así también matrices de embutido para la tapa del teclé.

En el capítulo 5 explicaremos más detalladamente el diseño de estos moldes y matrices, como así mismo los moldes para el forjado.

5.- DISEÑO DE MOLDES Y MATRICES

5. 1.- DISEÑO DE MOLDES DE FUNDICION

CONSIDERACIONES PARA EL MOLDEO

Se puede realizar el moldeo por dos métodos:

- Por moldeo en Arena
- Por moldeo en Coquilla
- CONSIDERACIONES PARA EL MOLDEO EN ARENA

Para la fabricación de los moldes en arena se usará madera ya que es mas fácil de trabajar, relativamente barato y de poco peso. El molde de madera deberá ser pintado para protegerlo contra la humedad.

Se usará las arenas Silicio-aluminosas mas conocidas como tierras de moldeo para la fabricación de moldes y machos para la fundición. El tamaño medio de los granos de arena será de 0.1 mm - 0.3 mm. Químicamente las arenas estarán compuestas principalmente por cuarzo, arcillas y porcentajes variables de otros elementos como cal, feldespatos, etc., en cantidad inferior al 5% y que generalmente son indeseables porque se consideran como impurezas. Además contienen porcentajes variables de humedad.

El cuarzo puro o silice (SiO_2) es el principal componente de las arenas, de las que forman parte, en una proporción aproximada del 80% al 90% y constituye su

esqueleto o armazón. Además de su elevada dureza tiene el cuarzo una notable resistencia a temperaturas elevadas, ya que no reblandece hasta temperaturas superiores a 2400°C.

La arcilla está compuesta fundamentalmente por silicato de aluminio hidratado y forma parte de las arenas de moldeo en una proporción aproximada del 10%. La arcilla se encuentra rodeando los granos de sílice y constituye el material aglutinante que une estos y da cohesión al conjunto. Cuando la arcilla tiene el grado de humedad adecuado es plástica adhesiva, pero al perder la humedad se vuelve una masa dura y rígida.

Las propiedades de la arena de moldeo serán:

La plasticidad . La aptitud de las arenas para reproducir los detalles de los moldes

La permeabilidad A la facilidad que ofrecen de dejarse atravesar por el aire que se desprenden al realizar la colada.

La refractibilidad.- Deberán de tener un punto de fusión muy elevado de revestir sin fundirse ni resblandarse al contacto del metal fundido a 1500°C ó mas.

- La cohesión .- Deberán tener resistencia a la tracción ya que la flexión para que resistan sin deshacerse, los esfuerzos de tracción y flexión que la produzcan con los

metales en la colada. La cohesión depende del % de arcilla que contenga la arena.

Los revestimientos utilizados para los modelos y cajas de machos para que nos facilite la extracción de estos una vez terminado el moldelado y para protegerlos de la humedad serán polvos impermeables resistentes al calor y suficientemente adhesivos. Los revestimientos que más se emplean están hechos a base de mezcla de polvo de carbón vegetal, arena tamizada y licopodio.

Se usaran para el revestimiento de los moldes y machos polvos carbonozos y negros líquidos. Estos a su vez tendrán como objetivo rellenar pequeños defectos de moldeo, alisar la superficie, evitar la adherencia de piezas fundidas y dar protección refractaria a la arena para el desprendimiento de fases que se liberan de subito al calor el metal líquido y que forman una barrera protectora entre este y la arena del moldeo.

- CONSIDERACIONES PARA EL MOLDEO EN COQUILLA

Los materiales que se emplearán en la fabricación de los cuerpos de los moldes es la fundición gris de grano fino de composición: 3.2% de carbono, 1.5- 2% de silicio, 0.7- 0.8% de manganeso, 0.6% de fosforo y 0.1% de azufre. Si los moldes son de paredes gruesas conviene usar un porcentaje bajo de silice, pero si son de paredes delgadas conviene usar un porcentaje del 2% de silice.

También se podrán emplear para la fabricación de cuerpos de moldeo pequeños bloques de acero dulce o semidulce al 0.5% de carbono.

-Luego de ser mecanizados los cuerpos de los moldes en fundición o acero deberán someterse a un tratamiento de estabilización. Para la fundición se recomienda calentar hasta 600° durante 2 horas, con enfriamiento lento, para el acero debe calentarse durante 10 horas con elevación de temperatura y enfriamiento muy lento.

Para proteger la coquilla de la fricción y corrosión del metal fundido y facilitar su deslizamiento y el desmoldeo se empleará:

Lubricantes buenos conductores de calor, a base de grafito coloidal.

- Lubricantes malos conductores de calor, como el blanco España, caolin, talco, etc.

CONSIDERACIONES PARA LAS PIEZAS FUNDIDAS

Las consideraciones que se deberá tener en cuenta al proyectar las piezas para ser confeccionadas por fundición serán: la colabilidad y las contracciones en el enfriamiento del metal.

- La colabilidad: viene a ser la aptitud de los metales para llenar los moldes.

- Las contracciones: Al enfriarse el metal colado y pasar del estado líquido al sólido se produce una contracción en todas las dimensiones que generalmente se expresan en tanto por ciento.

Las contracciones de los metales en el enfriamiento debemos tenerla en cuenta, no solo para calcular el tamaño de modelo y, por tanto el molde, para que resulte las piezas frías a las dimensiones deseadas, sino también para evitar rechupes (a) y grietas (b) que son los defectos principales que pueden presentar las piezas fundidas.

Para la fundición gris la contracción lineal en mm por m ----- 8- 10

Para la fundición blanca la contracción lineal en mm por m ----- 18- 20

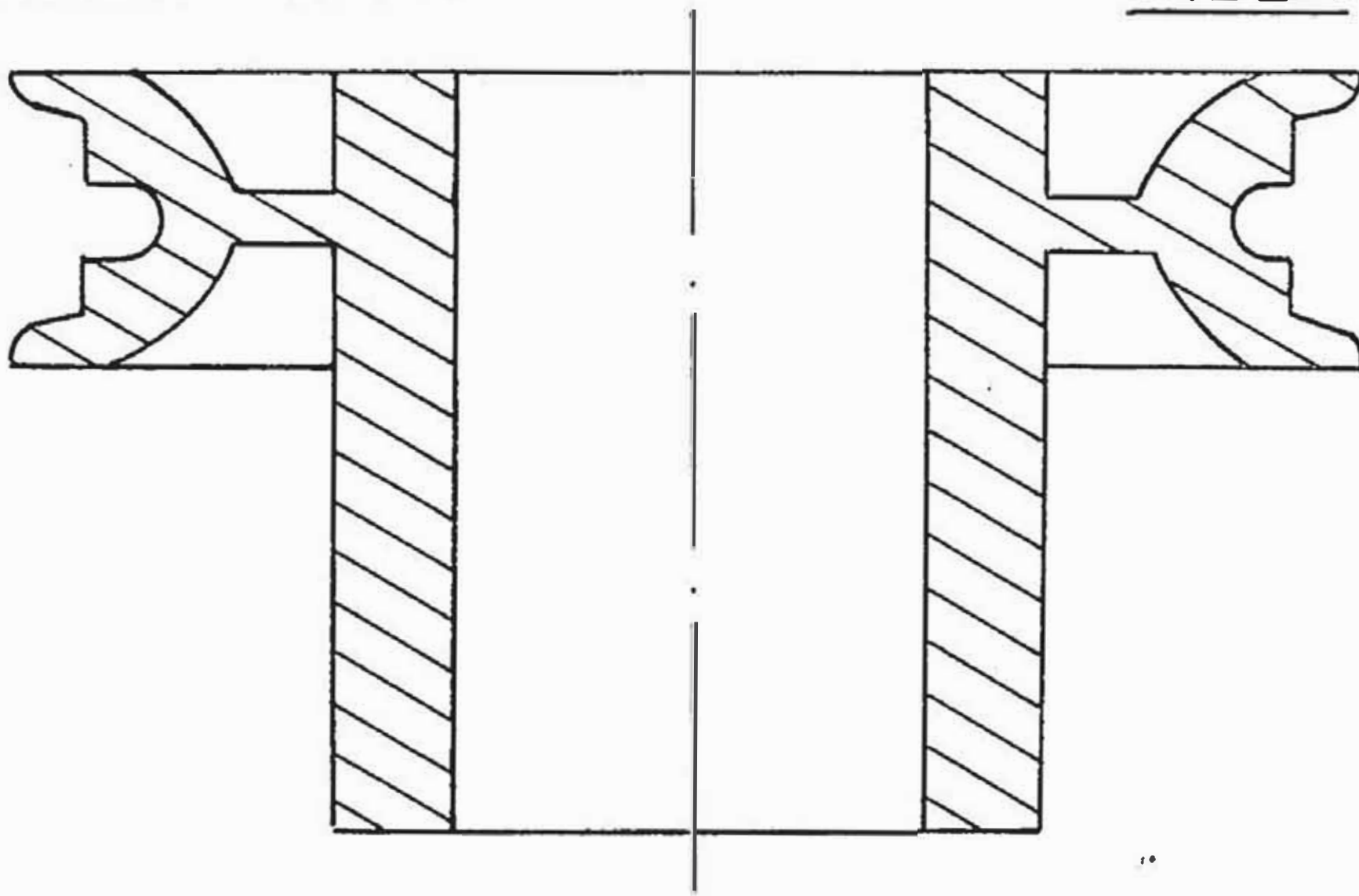
Para la fundición Acero al carbono la contracción lineal en mm por m -- 15- 20

MOLDE DE POLEA ACCIONADORA

Metal Fierro Fundido

Contraccion 10 ‰

PIEZA



SECCION DEL MOLDE

SUPERIOR

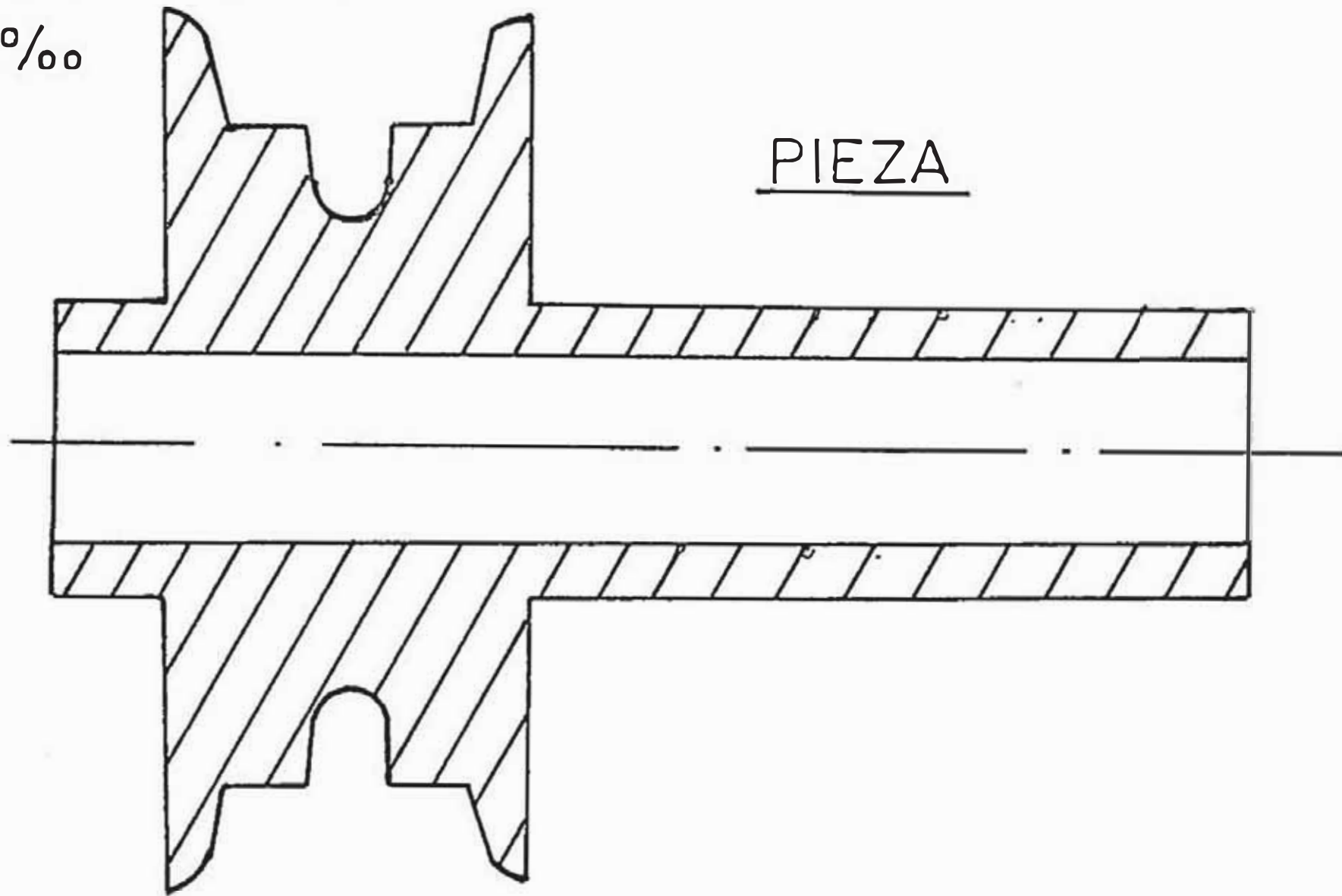
INTERMEDIO

INFERIOR

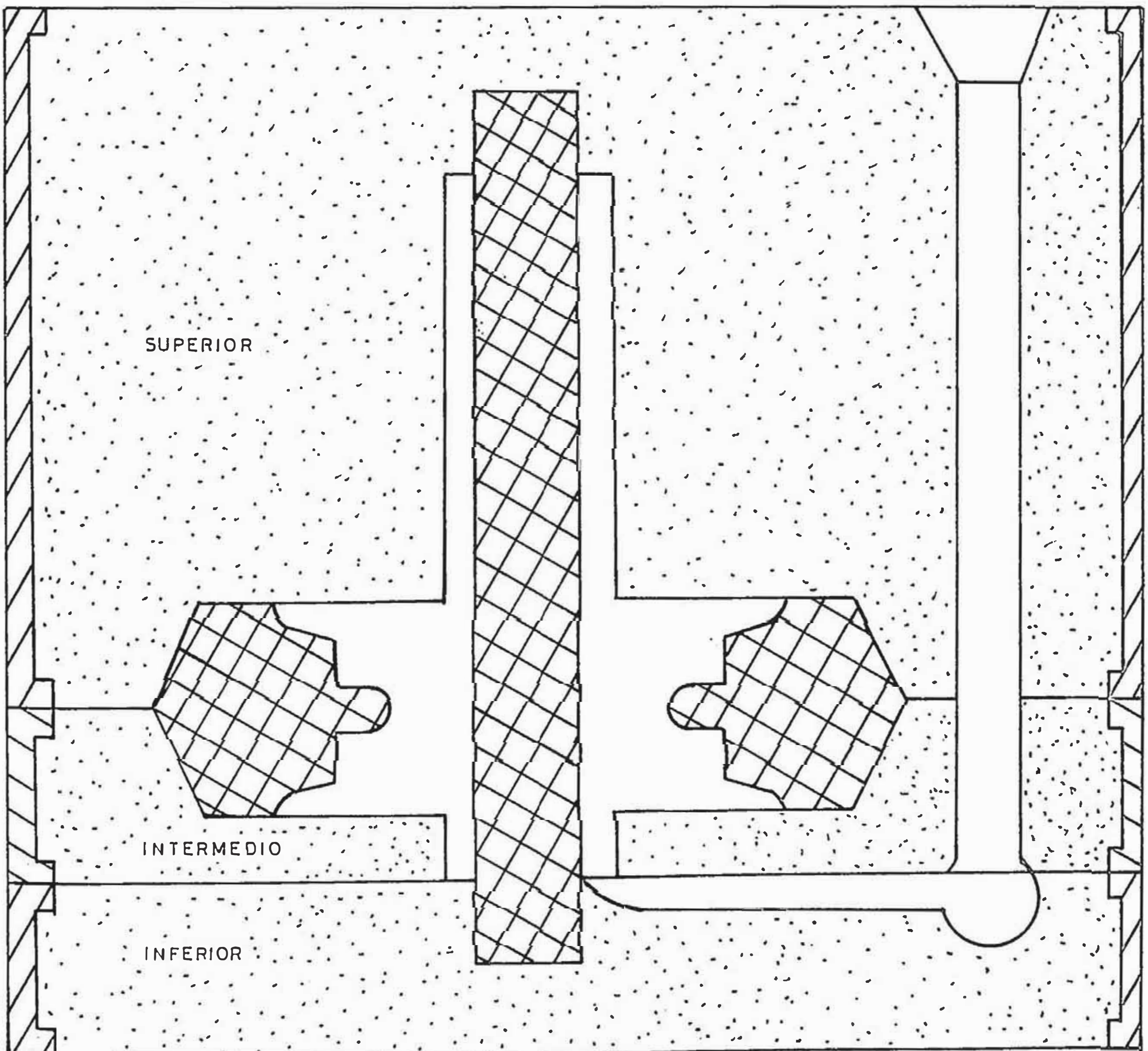
MOLDE DE LA NUEZ DE CARGA

Metal : Acero Fundido

Contr. : 15‰



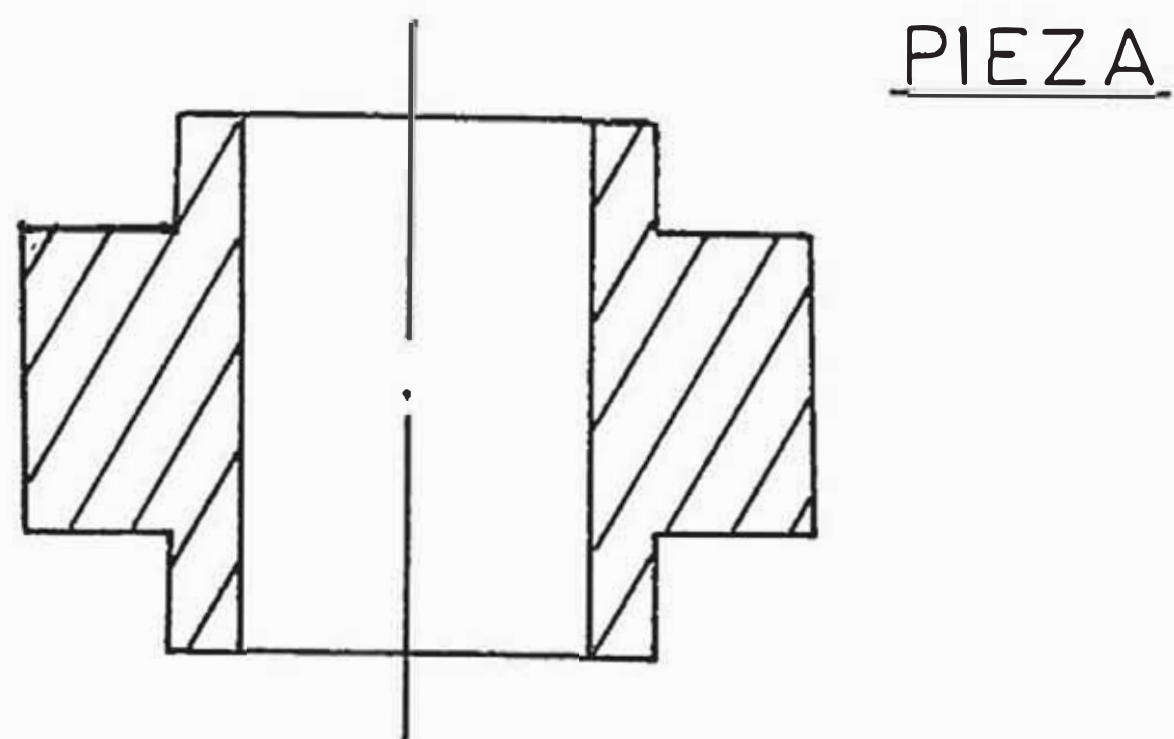
SECCION DEL MOLDE



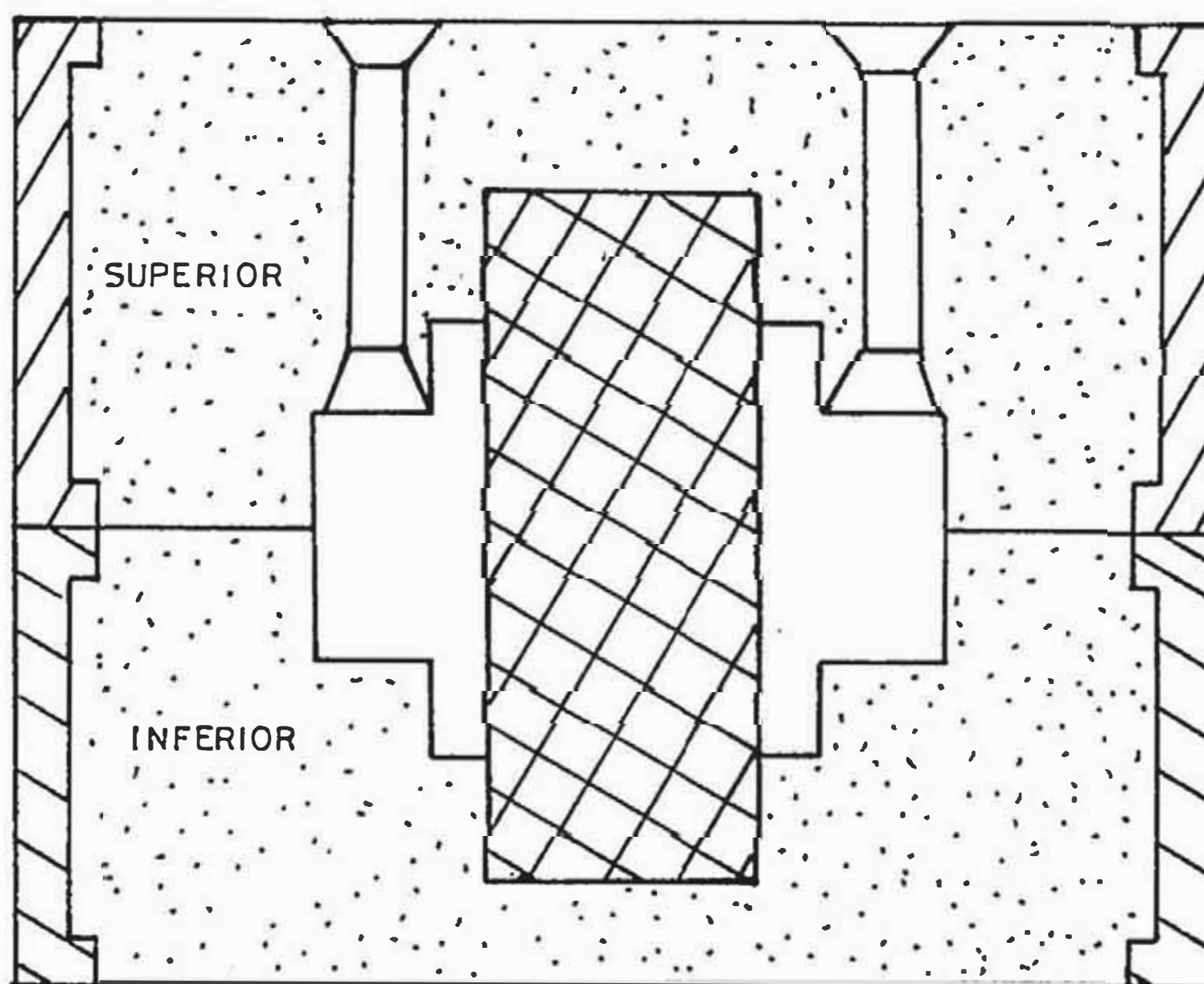
MOLDE PARA LA TRAVIESA

Metal: Acero Fundido

Contracción: 15‰



SECCION DEL MOLDE

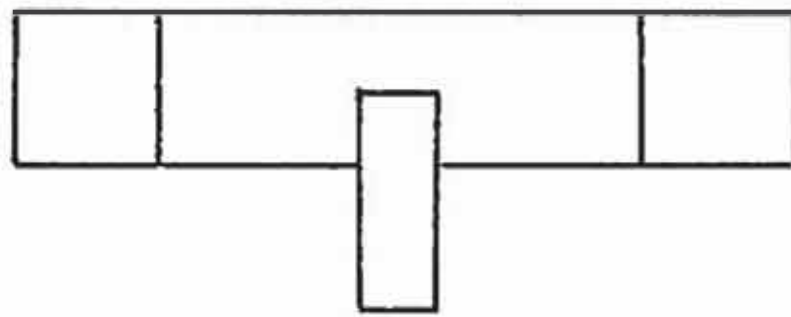


MOLDE PARA SEPARADOR DE CADENA

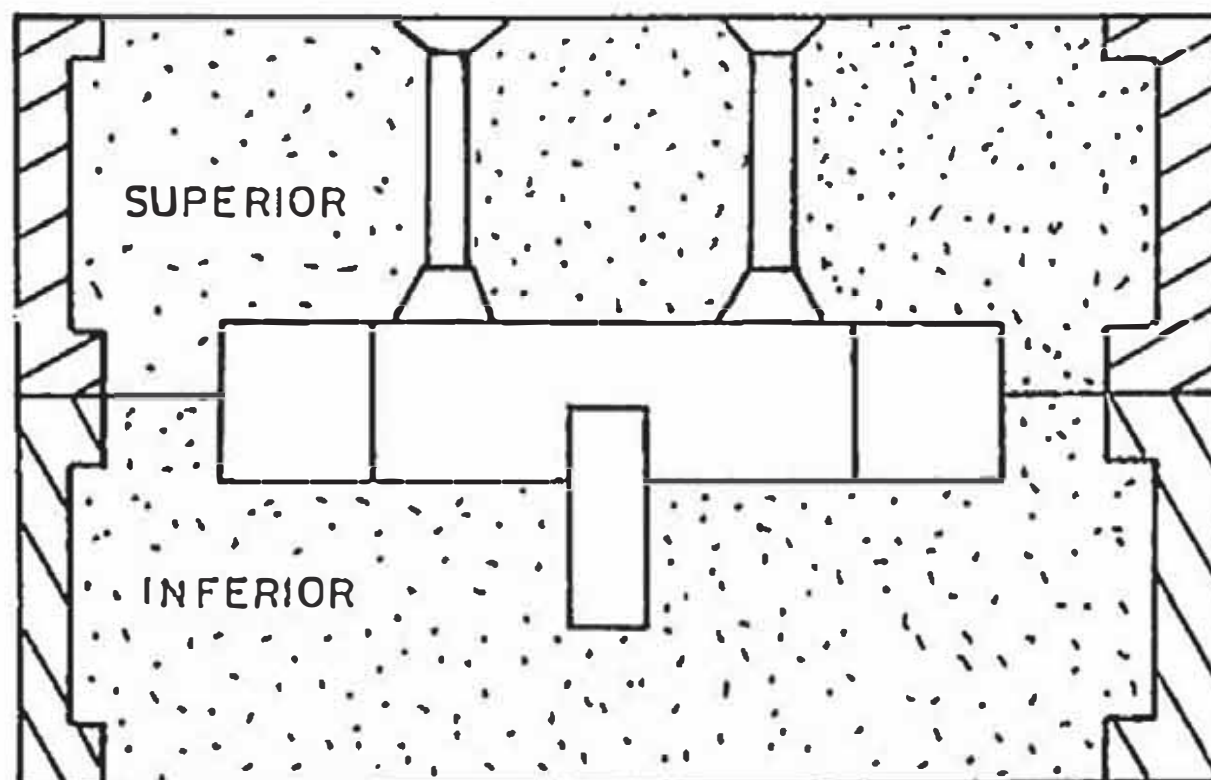
Metal : Fierro Fundido

Contracción : 10 ‰

PIEZA



SECCION DEL MOLDE

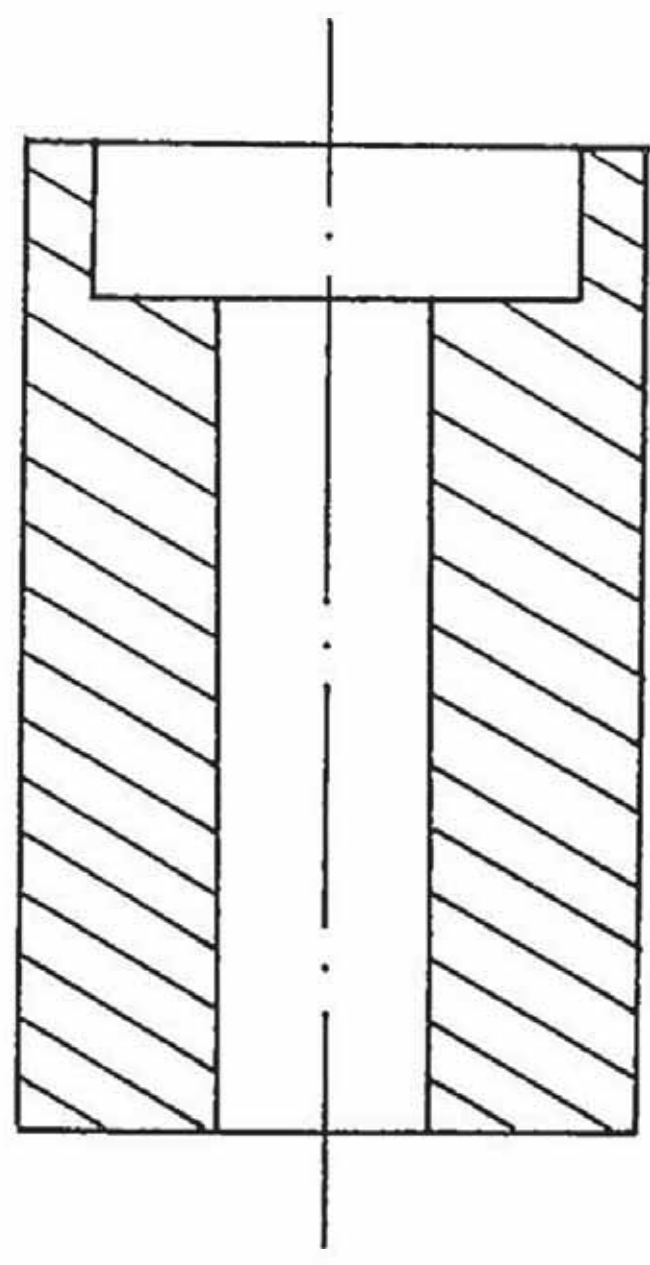


MOLDE PARA CUBO DE POLEA ACCIONADORA

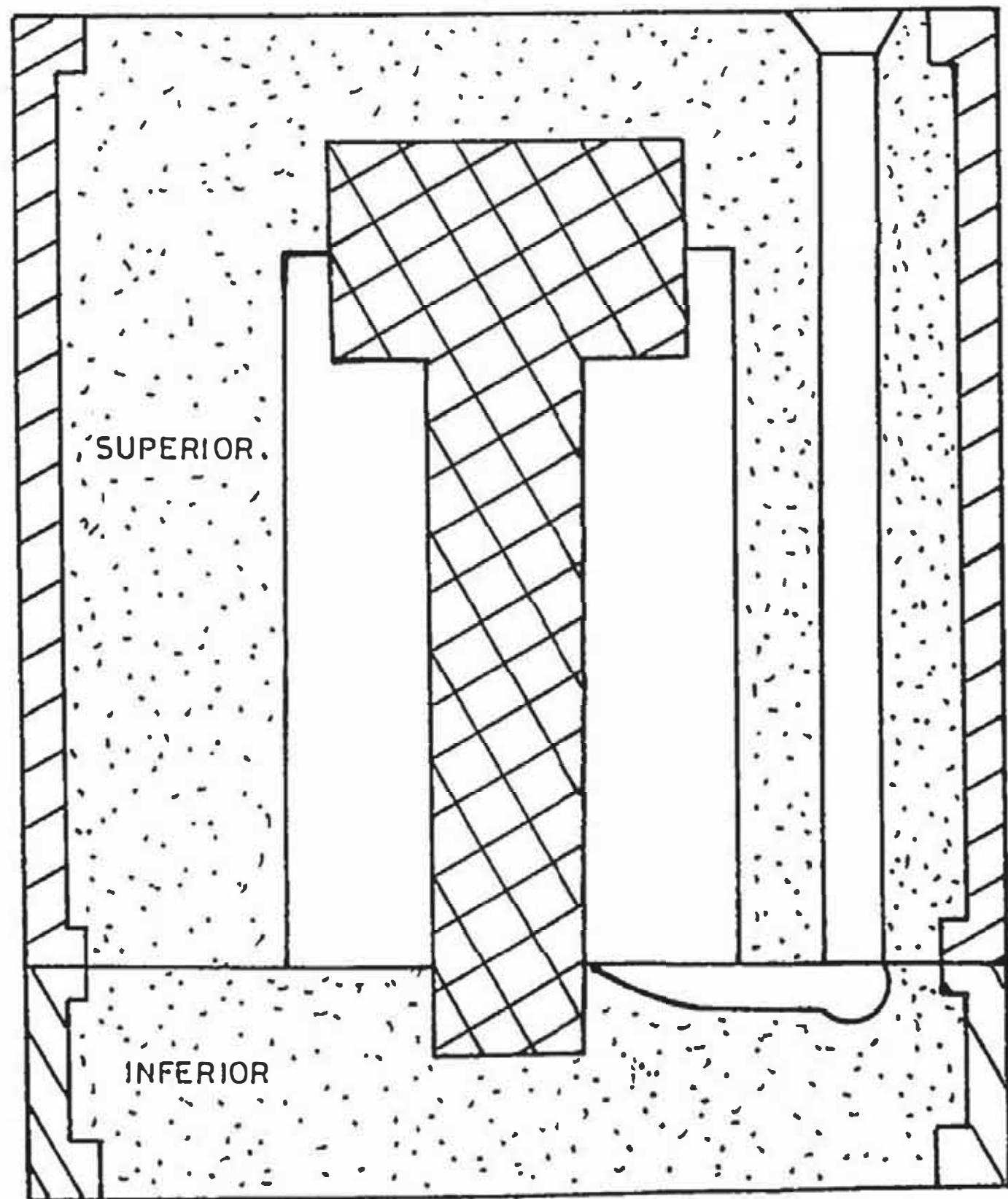
Metal : Fierro Fundido

Contraccion : 10 ‰

PIEZA



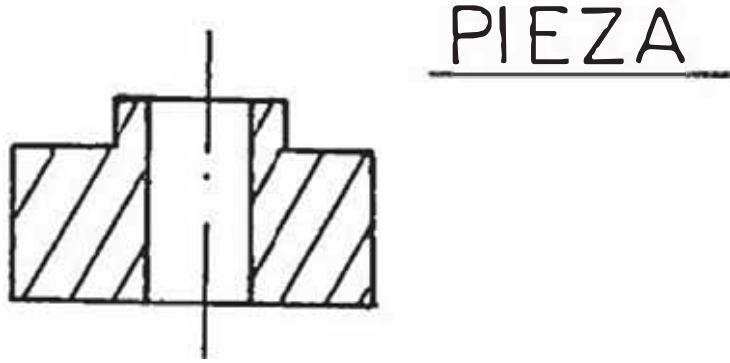
SECCION DEL MOLDE



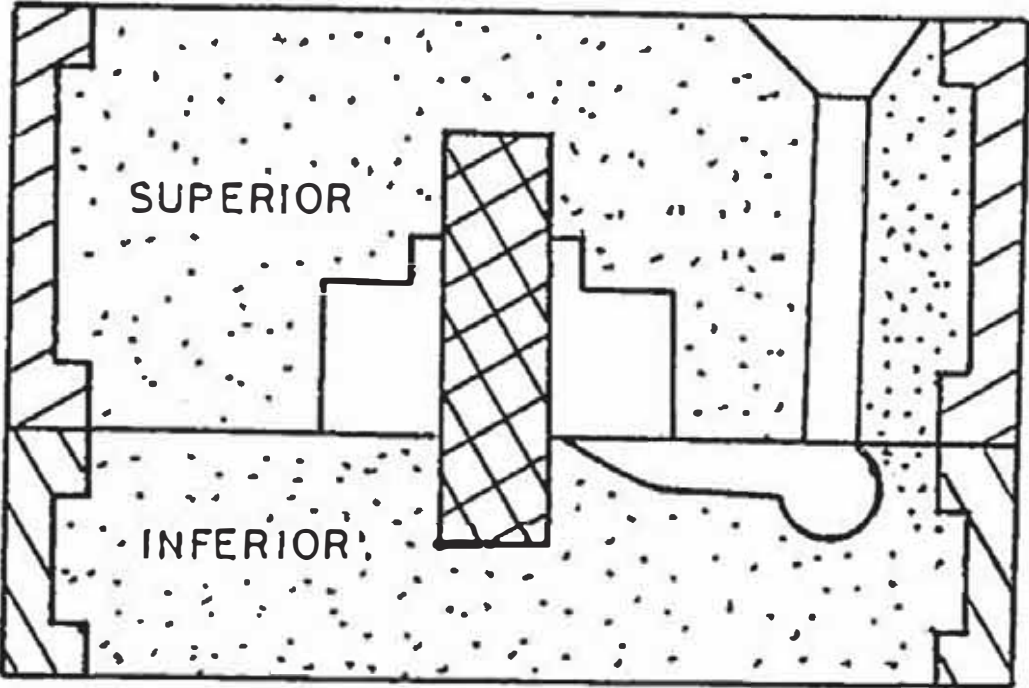
MOLDE PARA GUIA DE CADENA

Metal : Fierro Fundido

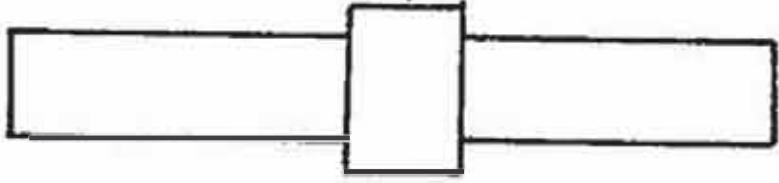
Contracción : 10 ‰



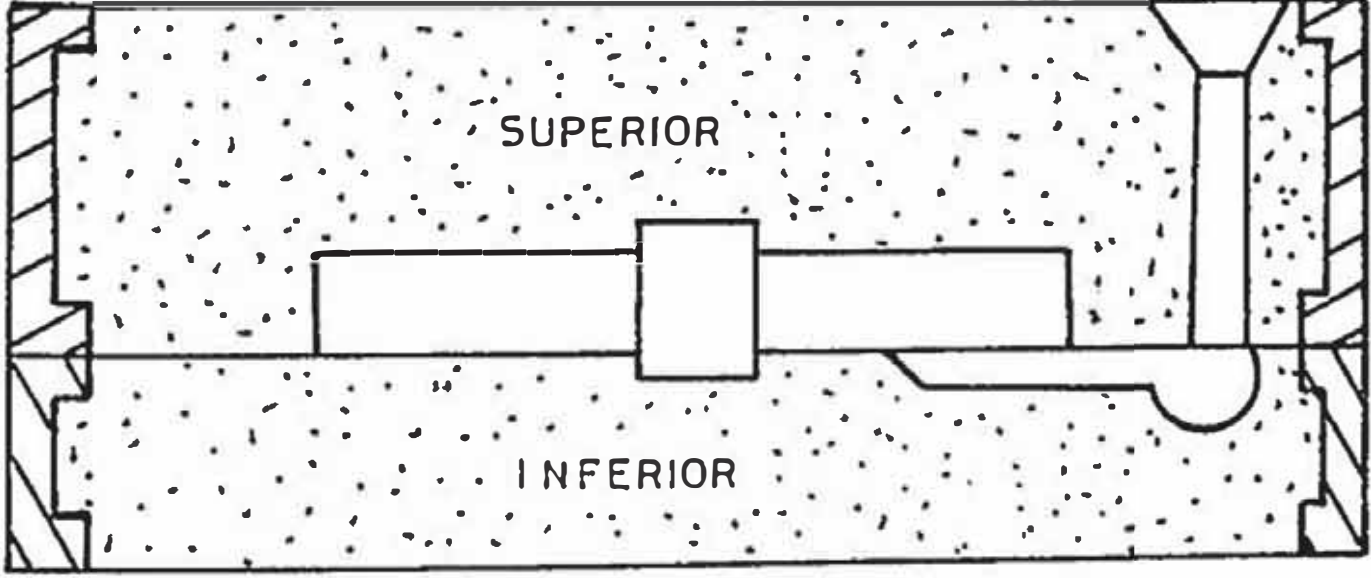
SECCION DEL MOLDE



PIEZA



SECCION DEL MOLDE



PROCESO DE FORJA DE LAS PIEZAS

La forja es un procedimiento de conformación de los metales que se realiza sometiéndolos a esfuerzos violentos de compresión repetidos ó continuos una vez calentados a temperaturas superiores a la de recristalización pero inferiores a la de fusión. Con la forja se pueden realizar 2 clases de trabajo :

-Piezas acabadas a las que por forja se les da su forma definitiva

-Piezas de desbaste, a las que por forja se les da una forma aproximada a la definitiva, y se terminan por mecanizado.

También con el proceso de forjado se logra una mejora en las propiedades mecánicas de los metales y aleaciones, como consecuencia del afino del grano , de la orientación de la fibra y de la disminución de las sopladuras, segregaciones y dentritas.

Afino del grano en la forja :

Si la forja se realiza a golpes y a temperaturas adecuadas se produce el afino del grano de los metales por trituración del mismo y reconstrucción inmediata en tamaño más pequeño. Este afino es tanto mayor cuanto mas bajo sea la temperatura de forja, siempre que no

descienda de la de recristalización, y cuanto mas enérgicamente se golpee el metal.

La forja es decir el martillado del metal, debe continuarse mientras no descienda la temperatura de la de recristalización, pues si se interrumpiese antes comenzará el crecimiento del grano a partir de ese momento. Naturalmente, el afino del grano se traduce en una mejora de las propiedades mecánicas del metal.

Orientación de la fibra :

La fibra que se produce en la forja por aplastamiento y alargamiento de las inclusiones e impurezas que contienen los metales, hace variar sus propiedades mecánicas, mejorándolos en la dirección de la fibra y empeorándolos en dirección perpendicular. Esto debido a que en las secciones del metal perpendiculares a la dirección de la fibra, hay un porcentaje de impurezas inferior al que habia antes de la forja. En cambio, en las secciones paralelas a la dirección de la fibra el porcentaje es superior.

Disminución de las sopladuras segregaciones y dentritas

Como la forja produce un aplastamiento de la masa del metal, las cavidades que contiene (sopladuras) por defectos de solidificación quedan tambien aplastadas, y

si sus paredes estan limpias y no oxidadas, al ponerse en contacto infimo a temperaturas elevadas, se sueldan y desaparecen las sopladuras. Esta sopladura es muchas veces perfectas pues los granos de las paredes al recrystalizar y crecer, lo hacen entre caras de las sopladuras.

Por otra parte las segregaciones y dentritas, por efecto combinado de la alta temperatura y de la forja, resultan disminuidos, mejorando la homogeneidad del metal.

Ciclo térmico de la forja.:

La conformación por forja se realiza en tres fases :

- 1º Calentamiento del metal a la temperatura de forja
- 2º Operaciones de forja propiamente dicha
- 3º Enfriamiento del metal a temperatura ambiente

- Temperatura de forja :

Las temperaturas a que deben calentarse los metales y aleaciones en la forja estan comprendidos para cada material entre una temperatura mínima y otra máxima. Para el caso de los aceros al carbono la temperatura de forja estará comprendido entre 850 a 1050°. A estas temperaturas la ferrita perlita y cementita se convierten

en austenita que es perfectamente forjable, por lo tanto todos los aceros al carbono son muy forjables .

Superada la temperatura mínima, cuanto mas elevada sea la temperatura que se calienta el metal, menor sera la resistencia que oponga a su deformación, pero mayor será el crecimiento de su grano y el riesgo que se " quememe" el metal o de que llegue a fundirse. Por eso se fija para cada metal o aleación una temperatura máxima que no conviene rebasar.

A continuación mostraremos la resistencia a la compresión en Kg/mm² de los aceros según la temperatura de calentamiento .

°C	Acero (Kg/mm ²)
	40
100	40
200	39
300	38
400	37
500	34
600	30
700	23
800	20
1000	12

°C	ACERO (Kg/mm ²)
1200	8
1400	4

-Enfriamiento de la forja :

El enfriamiento de las piezas despues de la forja, puede hacerse al aire, pero resulta mas aconsejable, sobre todo para los aceros duros, enfriar en horno ó en un lecho de cenizas.

Para el proceso de forja debemos tener en cuenta los siguientes defectos :

a) Inclusiones de cuerpos extraños en el momento de la forja

b) Falta de material en algunas porciones de la pieza

c) Pliegues de forja producidos por salientes que se repliegan posteriormente sobre la masa del metal.

d) Grietas de la forja producidos por una elevación exagerada de la temperatura por un trabajo local excesivo o por una operación de forja inadecuada.

Para nuestro caso para el forjado por estampado se empleará máquinas que trabajen por choque o martinets ó martillos.

FORJADO POR ESTAMPADO

Con el fin de que la forma y tamaño de las forjaduras corresponden con exactitud a la configuración y tamaño de las piezas acabadas aplicaremos el forjado en estampas. Con este procedimiento se reducirán los sobreespesores necesarios para la elaboración mecánica y las tolerancias que se dan en las dimensiones de las piezas forjadas. Además se hará posible que la pieza tenga la disposición necesaria de las fibras, y por tanto, se eleve la resistencia mecánica.

Para este procedimiento utilizaremos estampas, que consisten en unos moldes de acero con huecos interiores (surcos) cuyos surcos corresponderán a la configuración de la pieza a fabricar. Las estampas se harán de acero al carbono de alta calidad de 0.8% de carbono.

CALCULO DEL MARTILLO DE CAIDA LIBRE

Para determinar el tamaño del martillo de caída libre bastará con especificar la potencia de percusión y el espacio de la forja.

La potencia neta de percusión del martillo debe ser igual al trabajo absorbido por la deformación del material, es decir, igual al producto de la resistencia total de la sección a forjarse por el acortamiento del material. A continuación calcularemos la potencia para el forjado del gancho:

* GANCHO:

a) Características del material

Peso = 1.8 Kg.

Vol = 225 cm³

b) Energía requerida para la formación del gancho

Donde:

P = fuerza de compresión

= Af x Kf x K x N

L - Desplazamiento

W - P x L

Af= Area de la proyección
de la pieza forjada

Kf - Resistencia del
material

K = Coeficiente de
 recalado = 1.5

N = Efecto de la
 velocidad de
 deformación = 4

c) .Proceso de formación del gancho:

La formación del gancho se efectuará en dos operaciones de las cuales cada operación requiere de dos o tres golpes. Para nuestro caso desarrollaremos los cálculos asumiendo que el trabajo de cada operación se realiza en un solo golpe.

Primera operación:

1er. Golpe: Aplastamiento de la barra ligeramente.

2do. Golpe: Doblado parcialmente de la matriz de la mesa.

Segunda operación:

1er. Golpe: Llena totalmente la matriz de la mesa.

2do. Golpe: Completa la operación.

Energía absorbida en la primera operación:

$$P = A_f \times K_f \times K \times N \text{ (Kg)}$$

$$K_f = 8 \text{ Kg/mm}^2$$

$$K = 1.5$$

$$N = 4$$

$$A_f = 8,872.5 \text{ mm}^2$$

$$P = 8,872.5 \times 8 \times 1.5 \times 4 = 425,880 \text{ Kg}$$

La energía absorbida será:

$$W = P \times L,$$

$$L = 30 \text{ mm}$$

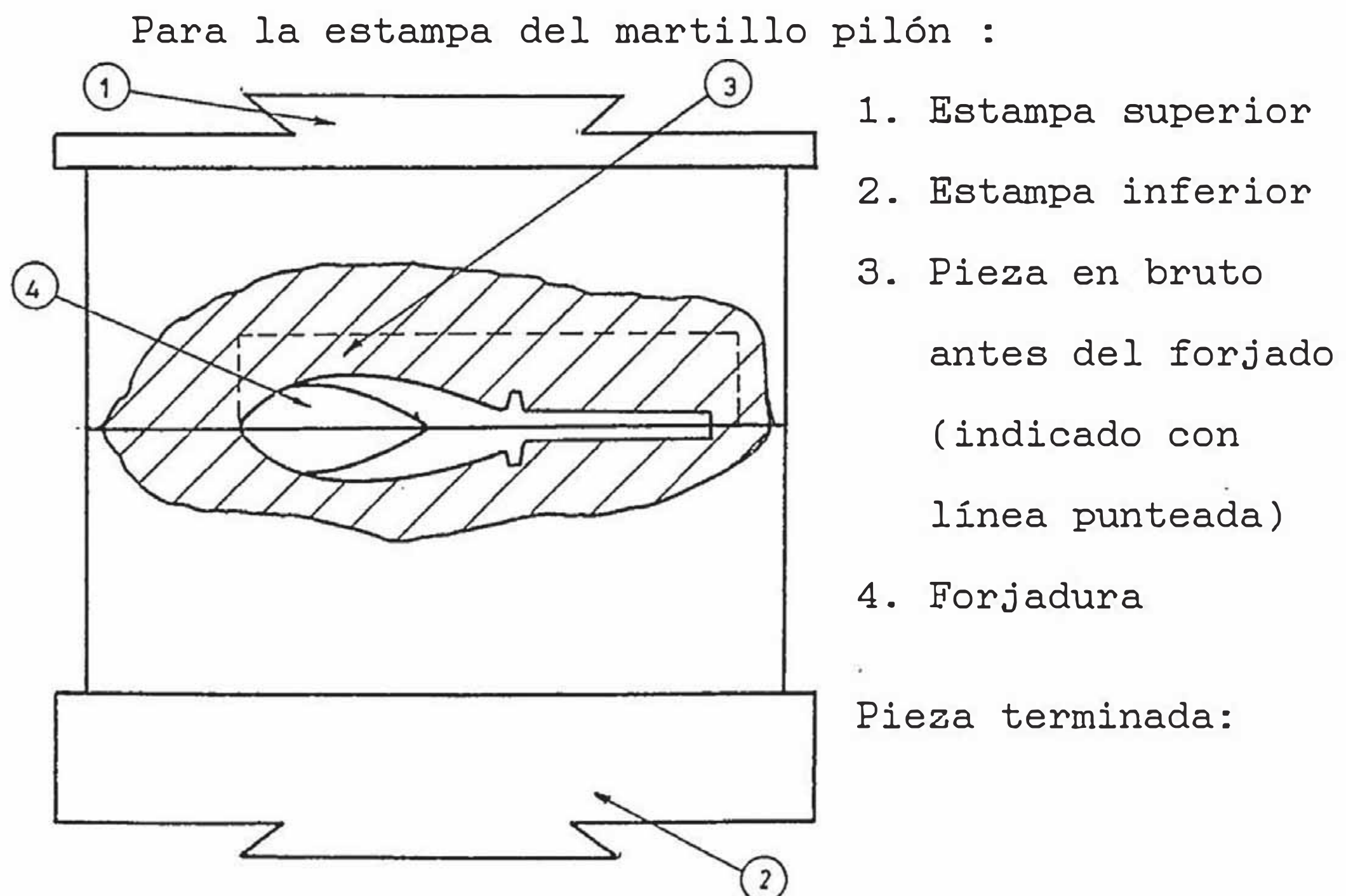
$$W = 425,880 \times 0.03 \text{ Kg} \times \text{m}$$

$$W = 12,776.4 \text{ Kg} \times \text{m}$$

Para la segunda operación se requerirá menos energía para el forjado.

MODELOS DE ESTAMPAS

Para el gancho:



* Por procedimientos mecánicos se ejecuta la rosca del gancho.

5.2.- DISEÑO DE MATRICES DE EMBUTIDO

Tapa de la polea accionadora:

La tapa de la polea accionadora sera desarrollada por un proceso de embutición de una chapa plana en un cuerpo hueco.

La embutición consiste en conformar un trazo de chapa, sometiéndolo a esfuerzos de compresión y de tracción para obtener una pieza hueca .

El tipo de prensa a utilizarse para el embutido de la tapa accionadora deberá ser hidráulica ya que este tipo de prensa tiene mayor carrera y el proceso de embutición es relativamente lento y uniforme , evitando de esta manera el desgarramiento del material.(Ver plano Estampa para embutido)

Fuerza necesaria para la embutición:

Según LASHERAS "Procedimientos de fabricación y control" el cálculo necesario para la embutición para recipientes cilindricos de fondo plano será:

Donde:

$$F = r \times e \times n \times \sigma_r$$

σ_r = carga de rotura del material (Kg/mm^2) = 75
 n = coeficiente que viene dado en función de $R/r = 0.404$
 r = radio del punzón + $e/2$
 e = espesor de la chapa
 R = radio de la chapa desarrollada
 F = fuerza necesaria para el embutido

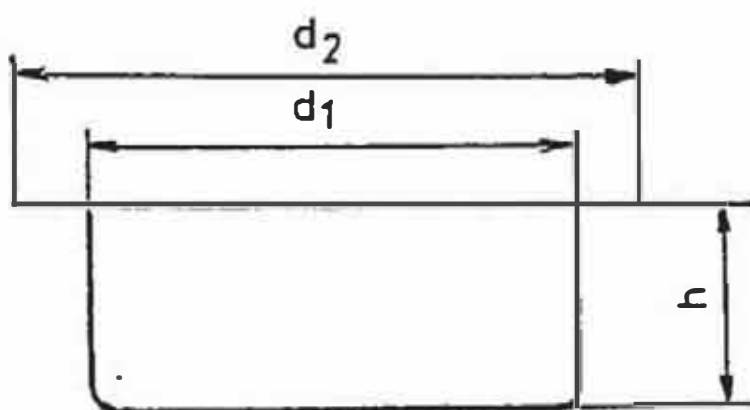
Según LASHERAS, el diámetro del disco del desarrollo del cuerpo de revolución cilíndrica con fondo plano será:

$$2 \times R = \sqrt{d_2^2 + 4 \times d_1 \times h} \quad d_1 = 140, \quad d_2 = 160, \quad h = 102$$

$$R = (1/2) \times \sqrt{d_2^2 + 4 \times d_1 \times h}$$

$$R = (1/2) \times \sqrt{160^2 + 4 \times 140 \times 102}$$

$$R = 143,9 \text{ mm.}$$



$$F = (140 + 158/2) \times 1,58 \times 0,404 \times 75$$

$$F = 6,740 \text{ Kg}$$

5.3.- DISEÑO DE PLANTILLAS Y DISPOSITIVOS

El objetivo principal de utilizar plantillas es el de facilitar los procedimientos de mecanización y reducir los costos de fabricación.

Para alcanzar lo expuesto es necesario observar las siguientes normas fundamentales:

- a) Utilizar del modo mas racional las máquinas herramientas.
- b) Reducir al mínimo indispensable los tiempos pasivos necesarios para las distintas maniobras de montaje, sujeción, regulación, medición, etc.
- c) Hacer las maniobras más fáciles para poder emplear operarios no especializados.
- d) Aliviar a los operarios de los esfuerzos físicos más pesados.
- e) Hacer posible la intercambialidad de las piezas producidas sin recurrir a operaciones preparatorias de trazado y auxiliares de ajuste.

Por lo tanto cuanto mayor sea el número de piezas a producir será necesario utilizar plantillas y dispositivos.

- Plantilla de mesa para el agujereado de los discos

Este tipo de plantilla es muy práctica y económica que se construye también para el agujereado de una cantidad limitada de piezas.

Materiales empleados:

Placa A : acero C30 bonificado

Casquillos B : acero C16

Todos los demás detalles pueden construirse de acero suave; los extremos de los pies ó parantes F es bueno que sean endurecidos, para que no se desgasten fácilmente ó se magullen (ver plano Plantilla para agujereado del disco)

6.- ANALISIS ECONOMICO

6.1.- INVERSIONES

6.1.1.- Inversiones Fijas :

Para el desarrollo de nuestro proyecto se requerirá de una inversión inicial fija la que estará constituida por lo que más adelante serán los activos fijos de la empresa ó taller.

En el caso nuestro los activos fijos serán el conjunto de bienes que no son motivo de transacciones corrientes por parte de la empresa o taller. Se adquieren una vez durante la etapa de instalación del proyecto y se utilizarán a lo largo de la vida útil.

Para nuestro caso estamos considerando como inversiones fijas las matrices de embutido y corte, matrices de forja, herramientas para el montaje, plantillas de agujereado, muebles de oficina.

A continuación se muestra la inversión inicial:

Descripción	Inversión Inicial (\$)
Matriz de embutido y Corte	3,000.00
Plantillas de agujereado	250.00
Matriz de forja	600.00
Herramientas para el montaje	250.00
Muebles de oficina	200.00
TOTAL	4,300.00

6.1.2.- Inversiones en Capital de Trabajo :

Aqui consideraremos el capital necesario para las materias primas y los demas costos de fabricación de 25 unidades de tecles que corresponden apróximadamente a 3 meses de operación.

Costo de venta unitario = \$ 379.2 (*)

(*) El cálculo correspondiente se muestra detalladamente en el capitulo 6.2

Por lo tanto nuestro capital de trabajo inicial será :

Capital de trabajo = $379.2 \times 25 = \$ 9480.00$

6.2.- COSTOS Y PRESUPUESTOS

Para determinar el costo total del tecele del presente proyecto desarrollaremos los costos en:

- A.- Costos Directos
- B.- Costos Indirectos
- C.- Gastos Generales

- Los costos directos vienen a ser aquellos que provienen debido a la compra de materia prima, mano de obra, costos para la fabricación de las piezas y los costos de materiales que se emplean tal como se compran sin necesidad de ser transformados por ninguna operación salvo los de montaje.

Los costos indirectos están constituidos por los materiales adicionales y servicios no considerados en el costo directo como: Alquiler de local, consumo de energía eléctrica, consumo de gua, compra de herramientas para el montaje, gastos por mantenimiento, depreciación de matrices.

Los gastos generales vienen a ser aquellos en los que incurre la empresa pero que son ajenos al Proceso Productivo como gastos administrativos, gastos de ventas.

Para la determinación de los costos de fabricación es necesario conocer:

- Tiempos operacionales
- Costos hora-hombre-máquina

Determinación de los Tiempos Operacionales para la

 Fabricación de cada pieza del Tecle

El tiempo total disponible para la fabricación de cada pieza del tecle se desdoblará de la siguiente forma:

Tiempo Disponible: Tiempo de preparación de la pieza +
 Tiempo principal + Tiempo secundario
 + Tiempo a Prorratar

Donde:

- Tiempo de preparación de la Pieza: viene a ser el tiempo de preparación de la máquina, herramienta de montaje y desmontaje de cada pieza.

- Tiempo Principal: Tiempo neto de trabajo de cada máquina o tiempo neto de maquinado.

Tiempo Secundario: Es el tiempo que se emplea en las comprobaciones y mediciones.

- Tiempo a Prorratear: Es el tiempo empleado para el engrase de la máquina, perturbaciones, etc.

Los tiempos de preparación de la pieza, tiempo secundario y tiempo a prorratear son tiempos estimativos, de acuerdo a la experiencia práctica y habilidad de cada trabajador (u operarios)

En el anexo 2 mostraremos el cálculo del tiempo de maquinado de algunas partes del teclé.

Determinación de los costos Hora-Hombre-Máquina

Para optimizar el funcionamiento de un taller, factoria o Industria debemos de especificar la compra de maquinaria y equipo para que resulte más reentable al taller, factoria o Industria.

Tratando de optimizar el funcionamiento de la maquinaria y dándole su respectivo mantenimiento nos traerá como consecuencia menores costos de producción en lo que se refiere a los costos Hora-Hombre-Máquina, de esa manera se disminuirá los tiempos de horas muertas de los operarios que perciben salarios, diarios en la mayoría de los casos, del mismo modo se reducirán el costo de producción de las maquinarias que significan inversiones que deben ser reproductivas en el aspecto económico.

Todo taller o factoria recién instalado debe programar sus costos en función de la utilización de sus máquinas, lo que se puede evaluar con un estudio de mercado lo más adecuado a la realidad.

Por múltiples averiguaciones realizados en diferentes talleres de Lima podemos dar los siguientes costos Hora-Máquina incluyendo operario de las siguientes maquinas :

	\$/Hora-Máquina (incluyendo operario)
Torno Mediano	8.00
Fresadora Mediana	12.00
Cepillo Mediano	10.00 - 12.00
Taladro de Banco	7.50 - 10.750
Soldadura Eléctrica	
Corte a gas	disco circular: 1.8
Limadora	15.00
Prensa	1.00

A.- Costos Directos:

A continuación mostraremos los costos directos debido a la compra de materia prima, mano de obra, costo para la fabricación de las piezas como así los costos de los materiales que se emplean tal y como se compran.

Nota: Se desarrollará el cálculo para producir 100 unidades de tectas anuales

COSTOS DE MATERIA PRIMA

Para este análisis se ha considerado que los desperdicios de los materiales serán mínimos debido al proceso de mecanizado.

1 u = unidades

Pieza NO.	Noabre de la Pieza	Descripción del material	Unidades de medida en bruto	Cantidad	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$
1	Tapa de la polea accionadora.	Acero inoxidable R 1/16	∅ 288 mm	1 u.	3.5	358
2	Tuerca de seguridad	Acerada	∅ 18 mm NC	1 u.	0.5	50
3	Cubo de la polea accionadora.	Fundición GG - 20	∅ 40 mm x 65 mm	0.6 kg.	0.9	90
4	Pasador radial	Fe Fdo.	∅ 5NC x 22 mm	1 u.	0.3	30
5	Polea accionadora	Fundición GG - 20	∅ 116mm x 65mm	4.93 kg.	7.4	740

Pieza Nº	Nombre de la Pieza	Descripción del material	Unidades de me- dida en bruto	Cantidad	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$
8	Rueda de trinquete	Acero C 45	∅ 80mm x 9.5mm	1 u.	0.84	84
9	Tuerca de agarre de discos	Acero	∅ 18mm, Rosca MC	3 u.	0.9	90
10	Tope de rue- da de trin- quete.	Acero C 45	22mm x 9mm x 9mm	1 u.	0.63	3
12	Disco de freno	Acero C 45	∅ 2 1/2" x 20mm	1 u.	0.82	82
13	Sujetador de cadena de gancho	Fundición 66 - 20	∅ 7 mm x 20 mm	1 u.	0.025	2.5
15	Disco de soporte	Acero St- 70	∅ 180mm x 10mm	1 u.	0.5	50
16	Polea nuez de carga	Acero Fdo. 65 - 60	∅ 78mm x 113mm	1 u.	8.4	840
17	Gancho	Acero forjado		2 u.	4.32	432
18	Transversa de gancho	Acero Fdo. 65 - 60	52mm x 36mm x 25mm	1 u.	0.8	80
20	Directriz de cadena de carga	Fe Fdo. 66 - 20	∅ 10mm x 52 mm	0.03 Kg	0.05	5
22	Eje del pi- ñón motriz	Acero VCL - 140	∅ 1" x 220 mm	1 u.	2.36	236
23	Engranajes	Acero VCL - 140	Tren 2 engrana- jes ∅ 1" x 53 mm ∅ 2 1/2" x 53 mm	2 u.	1.60 1.13	160 113
24	Engranaje	Acero VCL - 140	∅ 2 1/2" x 53 mm	1 u.	3.54	354
25	Guía de cadena de carga	Fe Fdo. 66 - 20	∅ 10 mm x 52 mm ∅ 25 mm x 13 mm	0.13 Kg	0.2	20

Pieza Nº	Nombre de la Pieza	Descripción del material	Unidades de me- dida en bruto	Cantidad	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$
27	Soporte de trenes de engranaje	Acero St - 70	$\phi 140\text{mm} \times 52\text{mm}$ 3 placas $96\text{mm} \times$ 20mm	1 u.	0.3	30
28	Piñón motriz	Acero VCL - 140	$\phi 1" \times 12\text{mm}$	1 u.	0.236	23.6
TOTAL					38.451	3865.1

COSTOS DE MATERIALES QUE SE EMPLEAN TAL Y COMO SE COMPRAN

A continuación mostraremos los materiales que se utilizarán sin necesidad de ser transformados por ninguna operación salvo las de montaje.

Pieza Nº	Nombre de la Pieza	Descripción del material	Unidades de medida	Cantidad	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$
6	Cadena accionadora	Fe Fdo ó Acero corrien- te	$\phi = 5\text{mm}$ $L = 18.5\text{mm}$ $b = 8\text{mm}$	14 mt.	21	2100
7	Discos de Asbesto	Asbesto	$\phi 60\text{mm} \times 2\text{mm}$	2 u.	0.8	80
11	Resorte	Acero	$\phi 5\text{mm} \times 12\text{mm}$	1 u.	0.5	50
14	Cadena de carga	Acero	$\phi = 6.35\text{mm}$ $L = 25,4\text{mm}$ $b = 12,7\text{mm}$	8 mt.	49.9	4990
19	Pernos de agarre de discos	Acerado	$\phi 10\text{mm NC} \times 70\text{mm}$	3 u.	1.8	180
21	Tuerca su- jetadora del gancho	Acero	$\phi 15\text{mm NC}$	1 u.	0.4	40
26	Arandela de seguridad	Acerada GG - 20		1 u.	0.3	30

Pieza Nº	Nombre de la Pieza	Descripción del material	Unidades de medida	Cantidad	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$
29	Rodajes	Acero	Rodillos cilin- dricos SKF: NU4900B	4 u.	36	3600
30	Rodajes	Acero	Rodillos cilin- dricos SKF: NU4906B	2 u.	30	3000
TOTAL					140.7	14070

COSTOS DE FABRICACION DE LAS PIEZAS

A continuación se muestran los costos necesarios para la transformación de los materiales en bruto en las piezas del tecla listas para el montaje.

Pieza	Tiempo Hora-Homb.-Máq. (Hora)	Operación	\$ Hora-Homb.-Máq.	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$
1er. Disco	30/60	Taladrado	8	4	400
2do. Disco	22/60	Taladrado	8	3	300
EJE	6.5/60	Torneado	15	1.625	162.5
Cilindro de la polea accion.	6.3/60	Torneado	15	1.6	160
Polea nuez de carga	7.2/60	Torneado	15	1.8	180
Cubo de la po- lea accionad.	6.8/60	Torneado	15	1.7	170
Disco freno	4.5/60	Torneado	15	1.2	120
Polea nuez de carga	6.3/60	Fresado	20	2.1	210

Pieza	Tiempo Hora-Homb.-Máq. (Hora)	Operación	\$ Hora-Homb.-Máq.	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$
1er disco corte a gas		Corte con soplete		1.8	180
2do disco corte a gas		Corte con soplete		1.8	180
Engranajes (6 unidades)		Fresado	0.4/diente	27.2	2720
Rueda de trinquete		Fresado	0.4/diente	7.2	720
Polea accionad		Fe Fdo.	1.5 /Kilo	2.25	225
Cubo de polea accionadora		Fe Fdo.	1.5/ Kilo	0.75	75
Transversa		Ac. Fundido	2/ Kilo	0.24	24
Polea nuez de carga		Ac. Fundido	2/ Kilo	2.76	276
Accesorios del tecle		Fe Fdo.	1.5/ Kilo	0.195	19.5
Ganchos (2)		Forjado		0.8	80
Tapa (1)		Embutido y Corte		0.4	40
TOTAL				62.42	6242

COSTOS DE MANO DE OBRA (anual)

Se ha considerado necesario para el proceso de montaje de las piezas del teclé utilizar como trabajadores dos ayudantes, un mecánico y un capataz ó supervisor que se cargará de supervisar el proceso de montaje de los tecles.

Para este análisis se considera 12 sueldos.

Concepto	Nº de Operarios	Salario Mensual(\$)	Salario Anual (\$)	Leyes Sociales (\$) (18% salario anual)	Importe Total (\$)
Ayudante	2	83.80	960.80	172.80	2265.60
Mecánico	1	100.80	1200	216.80	1416.80
Capataz	1	120.80	1440	259.20	1699.20
Total de Mano de Obra					5380.80

RESUMEN DE COSTOS DIRECTOS.

Costo de materia prima	3865.10
Costo de materiales que se emplean tal y como se compran	14070.80
Costo de fabricación de las piezas	6242.80
Costo de mano de obra	5380.80
COSTO DIRECTO	29557.90

B.- Costos Indirectos:

A continuación mostraremos los costos debido a:

alquiler de local, consumo de energía eléctrica, consumo de agua, costo de Herramientas para el montaje, costos de mantenimiento, depreciación.

ALQUILER DE LOCAL, CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA, CONSUMO DE

AGUA (anual)

Concepto	Consumo Mensual (\$)	Consumo Anual (\$)
Electricidad	20.00	240
Agua	5.00	60
Alquiler del Local	200.00	2,400
	TOTAL	2,700

COSTOS DE MANTENIMIENTO

Concepto	Consumo Mensual (\$)	Consumo Anual (\$)
Huaype	2.00	24
Grasa	4.00	48
Petróleo ó Gasolina	5.00	60
Escobillas para limpieza		10
Detergente		20
Mantenimiento de Matrices.		50
Total:		212

Depreciación:

Aquí asumiremos la depreciación anual aplicada a las matrices de embutido y corte, plantillas, forja, herramientas para el montaje y muebles de oficina del 4% del valor de la inversión inicial.

COSTOS DE HERRAMIENTAS PARA EL MONTAJE

Descripciones	Cantidad	Costo Unitario(\$)	Costo Parcial (\$)
Alicate	3	2.50	7.50
Martillos	2	3.00	6.00
Tornillos de mesa	2	35.00	70.00
Llaves de ajuste		3.50	3.50
Extractor	2	20.00	40.00
Desarmadores	1 juego	8.00	8.00
Taladro de mano	1	50.00	50.00
Brocas ø5, ø10, ø20			5.00
Mesa de trabajo y estantes		60.00	60.00
Total:			250.00

NOTA: En el cálculo de la depreciación incluimos el costo por depreciación anual de las herramientas para el montaje.

Descripción	Inversión Inicial (\$)	Depreciación anual (4%Invers.Inic.)(\\$)
Matriz de embutido y Corte	3,000	120.00
Plantillas de agujereado	250	10.00
Matriz de forja	600	24.00
Herramientas para el montaje	250.00	10.00
Muebles de oficina	200.00	8.00
Total:		172.00

RESUMEN DE COSTOS INDIRECTOS.

ALQUILER DE LOCAL	2400
ELECTRICIDAD	240
AGUA	60
MANTENIMIENTO	212
DEPRECIACION	172
COSTOS INDIRECTOS	3084

C.- GASTOS GENERALES:

A continuación mostraremos los gastos que incurren en la empresa o taller pero que son ajenos al proceso productivo.

como : Gastos administrativos, gastos de ventas.

GASTOS ADMINISTRATIVOS

Concepto	Cantidad	Salario Mensual(\$)	Salario Anual (\$)	Leyes Sociales (\$) (18% salario anual)	Importe Total (\$)
1 Secretaria	1	80.00	960.00	172.80	1132.80
1 Gerente	1	280.00	3360	604.80	3964.80
Articulos de oficina					30.00
Total:					5127.60

GASTOS DE VENTAS

Concepto	Gasto Mensual (\$)	Gasto Anual (\$)
Publicidad	10.00	120.00
Otros		30.00
Total:		150.00

RESUMEN DE GASTOS GENERALES.

GASTOS ADMINISTRATIVOS	5127.6
GASTOS DE VENTAS	150
GASTOS GENERALES	5277.6

INGRESO POR VENTAS (ANUAL)

Asumiremos una utilidad del 10% (costo directo + costo indirecto + gastos generales)

COSTO DIRECTO	29557.90
COSTO INDIRECTO	3084.00
GASTOS GENERALES	5277.60
COSTO TOTAL DE VENTAS	37919.50
UTILIDAD	3791.95
INGRESO POR VENTAS	41711.45

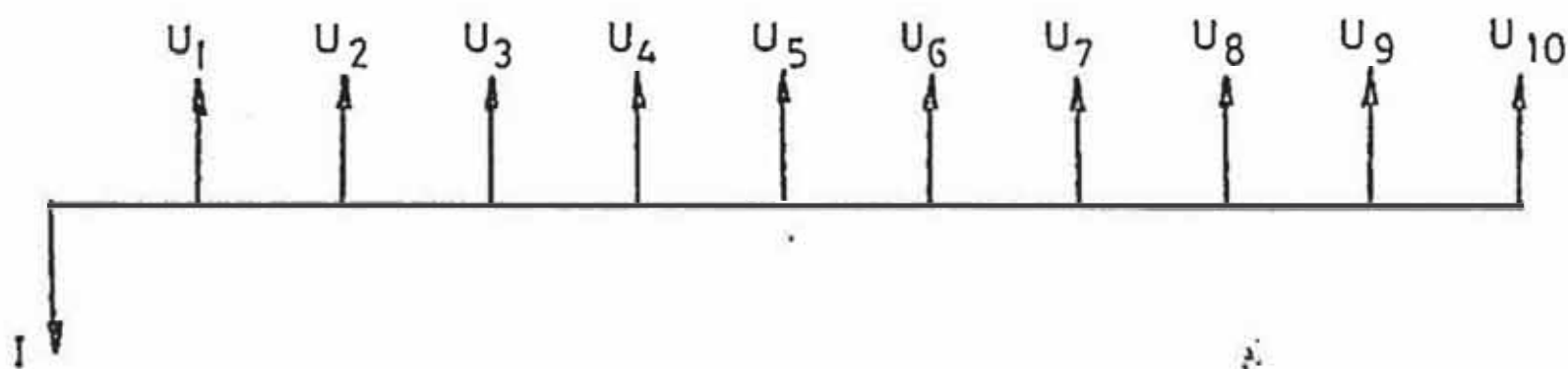
6.3 .- ANALISIS DE RENTABILIDAD ECONOMICA

Con el propósito de verificar si el proyecto es rentable económicamente se desarrollará un análisis del valor actual de la corriente de ingresos generados por la inversión. Para esto se procederá a actualizar todas las utilidades mediante la relación del valor actual neto VAN.

Para esto asumiremos la tasa interna de mercado de 12% anual y se desarrollará el análisis del proyecto para un periodo de 10 años.

$$I = \text{inversión fija} = 4300$$

$$U_i = \text{utilidad anual} = 3791.95$$



$$VAN = U \left(\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right) - I$$

reemplazando datos :

$$VAN = 3791.95 \left(\frac{(1+0.12)^{10} - 1}{0.12(1+0.12)^{10}} \right) - 4300$$

$$VAN = 17125.4$$

Otra manera de verificar si el proyecto es rentable económicamente es analizar la tasa interna de retorno (TIR). La TIR viene a ser el interés máximo que podría pagar el proyecto por las inversiones realizadas si se desea que el proyecto sea rentable.

Para el cálculo del TIR se asume el $VAN = 0$

$$\left(\frac{(1+i) - 1}{i(1+i)} \right) = I/U = 4300/3791.95 = 1.134$$

$$i = 88\%$$

CONCLUSIONES

1.- De acuerdo a lo desarrollado en el presente trabajo podemos concluir . que el proyecto de fabricar tecles de 1 TM en nuestro medio es técnicamente factible ya que se cuenta en nuestro medio con talleres y mano de obra capacitada para poder construir la mayor parte de los componentes.

2.- La Ingenieria del presente proyecto a constituido fundamentalmente en el diseño del producto y en el diseño del proceso de fabricación. Se ha presentado una secuencia completa y ordenada que puede tomarse de referencia para otros proyectos de fabricación de tecles de mayor capacidad, así como también para la fabricación de otros equipos mecánicos.

3.- En el diseño del producto se ha considerado el tamaño de mayor demanda (1TM). Se ha incorporado un sistema de seguridad para sobrecarga , que no están incluidos en los modelos importados disponibles en el mercado local, lo cual le da una ventaja comparativa. A sido considerado para los elementos sometidos a esfuerzos mecánicos importantes el empleo de Aceros especiales para su procesamiento en talleres locales. En el caso de las cadenas calibradas de carga consideraremos importación directa. En consecuencia las condiciones de diseño permiten garantizar alta confiabilidad, siendo nuestro producto comparable con los mejores modelos importados que se presentan en el mercado.

4.- El proyecto ha sido elaborado para ser incorporado en alguna de las factorías o talleres metal mecánicos de pequeña o mediana capacidad existentes en nuestro medio, por consiguiente las inversiones no serían muy grandes y estarán destinados a matrices de forja, embutido y plantillas, como así mismo para un pequeño capital de trabajo.

5.- Se pueden utilizar para los distintos engranajes el mismo material , pero con diferente dureza.

6.- Los costos obtenidos resultan competitivos no obstante las distorsiones monetarias que se presentan a la fecha de la evaluación (Febrero 1992), que tienden a aumentar los gastos en moneda nacional en su equivalente en dólares.

7.- Los índices de rentabilidad económica calculado permiten apreciar la conveniencia económica de este proyecto.

BIBLIOGRAFIA

<u>TITULO</u>	<u>AUTOR</u>
Alrededor de las Maquinas y Herramientas	Heinrich Gerling, 2da. Edición
Aparatos y Maquinas de Elevación y Transporte	Alexandrov M. Editorial MIR , 1976
Diseño de Elementos de Maquinas	Juan J.Hori A. 3era. Edición
Elementos de Maquinas	Dobrovolski / Zablonky Editorial MIR
Estampado en Frio de la Plancha	Mario Rossi
Estampado en Caliente	Mario Rossi Editorial Ulrico Hoepli. Milano 1950
Ingenieria de Diseño	Orlov P. (tomo I, II) Editorial MIR 1975
Manual del Constructor de Maquinas	Dübbel N. (tomo II) Editorial Labor S.A. 1965
Manual del Ingeniero	Hütte A. de B. (tomo II) Editorial Gustavo Gili
Manual del Ingeniero Mecanico	Marks Lionel S. (tomo II) Editorial Mc. Graw Hill. 8ava. Edición
Manual de Mantenimiento Industrial	Morrow (tomo II) Editorial C.E.C.S.A.
Manual de la ASTM	Standart Specification For Alloy Steel Chain

TITULO

AUTOR

Procedimiento de Fabricación y Control

Lasseras Arias (tomo I)
Ediciones Cedel

Resistencia de Materiales

Ferdinand L. Singer
Ediciones del Castillo S.A.
Madrid, 1971

Tecnología de los Metales

A.Malishev, G. Nikotaiev, Yu S.
Editorial Mir-Moscú-4ta.Edic.

Diseño de Elementos de Maquinas -II

Apuntes de Clase del ingeniero
Luis Moreno Figueroa Prof. de
la Facultad de Ing.Mecanica -
UNI

Proyecto de Ingenieria

Apuntes de clase de la Prof.
Azucena Garrido Prof. de la
Facultad de Ing.Mecanica-UNI