



\*D-14826\*



T  
633.15  
B684  
C.2

**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**  
**Facultad de Ingeniería en Mecánica**

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE DESGERMINACION  
DE MAIZ EN SECO”**

**TESIS DE GRADO**

**Previa la obtención del Título de:**

**INGENIERO MECANICO**

**Presentada por:**

**Diego Edison Bolaños Jijón**

**Guayaquil - Ecuador**

**1.994**

## A G R A D E C I M I E N T O

Al Sr. Ing. MANUEL HELGUERO G.  
Director de Tesis, por su ayuda y  
colaboración para la realización  
de éste trabajo.

DEDICATORIA

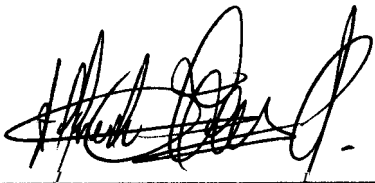
A DIOS

A MIS PADRES

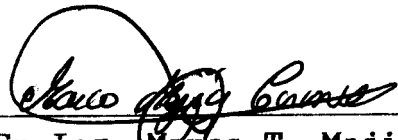


Sr. Dr. Alfredo Barriga R.  
DECANO

ng. Manuel Helguero  
DIRECTOR DE TESIS



Sr. Ing. Alfredo Torres  
MIEMBRO TRIBUNAL

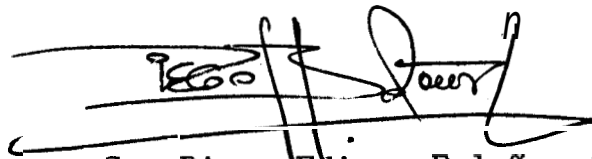


Sr. Ing. Marco T. Mejia  
MIEMBRO TRIBUNAL

**R E C L A R A C I O N   B X P R E S A**

" La responsabilidad de las ideas, hechos y doctrinas expuestos en esta Tesis de Grado me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL " .

( Reglamento de Tesis y tópicos de Graduación )

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Diego Edison Bolaños Jijón', is written over three horizontal lines. The signature is stylized and somewhat cursive.

Sr. Diego Edison Bolaños Jijón

## R E S U M E N

En la presente Tesis: **Diseño de un Sistema de Desgerminación de maiz en Seco**, se estudia y analiza la utilización del maiz, como fuente alimenticia, y se trata de dar una solución usando un método de relativamente poca inversión para procesar el maiz.

Debido al desconocimiento del potencial proteínico del maiz, no se lo valoriza en su verdadera dimensión, no se considera la amplia gama de productos industrializables que se pueden obtener a partir de las diferentes partes del grano.

Además, se analizan y comparan los diferentes métodos o sistemas existentes para obtener tanto el germen como los demás productos.

Se presentan tablas y cuadros de propiedades promedio de éste cereal, que pueden ser útiles como marco referencial para el estudio de otros proyectos para procesamiento del maiz.

Esta tesis brinda ideas y soluciones tanto al agricultor como al profesional Agroindustrial, acoplando nuestra técnica a las necesidades propias del medio, creando con tecnología sencilla y de bajo costo una forma de obtener los productos del maiz.

# I N D I C E   G E N E R A L

	<u>pag.</u>
<i>RESUMEN</i> .....	4
<i>INDICE GENERAL</i> .....	5
<i>INDICE DE FIGURAS</i> .....	7
<i>INDICE DE TABLAS</i> .....	10
<i>NOMENCLATURA</i> .....	13
<i>INTRODUCCION</i> .....	17
<b>1. - ANTECEDENTES.</b> ....	<b>18</b>
1.1. CARACTERISTICAS TECNICAS DEL MAIZ .....	18
1.2. PRODUCTOS A OBTENERSE A PARTIR DEL GERMEN Y ENDOSPERMO DEL MAIZ HIBRIDO DIENTE AMARILLO .....	24
1.3. PROPIEDADES FISICAS, QUIMICAS Y MECANICAS DEL MAIZ .....	26
<b>2.- ANALISIS PARA LA SELECCION DEL SISTEMA DE     DESGERMINACION.</b> ....	<b>40</b>
2.1. SISTEMAS POSIBLES DE DESGERMINACION .....	40
2.2. EQUIPOS INVOLUCRADOS EN EL PROCESO DE DES- GERMINACION .....	49
2.3. CONSIDERACIONES DE DISEÑO PARA LA SELECCION DE LOS EQUIPOS DE DESGERMINACION .....	58
2.4. ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y SELECCION OPTIMA .....	61
<b>3.- DISEÑO DEL SISTEMA DE DESGERMINACION.</b> ....	<b>67</b>
3.1. DESCRIPCION DEL SISTEMA ELEGIDO .....	67
3.2. DISEÑO DE FORMA PRELIMINAR DEL SISTEMA DE DESGERMINACION .....	69

	<u>PAG.</u>
3.3. CALCULO Y DISEÑO DEL ROTOR IMPACTADOR .....	81
3.4. CALCULO Y DISEÑO DEL SEPARADOR .....	139
3.5. SELECCION DEL CICLON .....	162
3.6. CALCULO Y DISEÑO DE LA CAJA DE SEDIMENTACION ....	168
4.- ANALISIS DE COSTOS. ....	173
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b> .....	178
<b>PLANOS</b> .....	181
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	



## I N D I C E D E P I G U R A S

Pis.	<u>pag.</u>
1.1.- Esquema de un grano de maiz .....	22
1.2.- Descripción de las partes del grano .....	23
1.3.- Distribución por peso de las partes del grano de maiz seco .....	24
1.4.- Diámetros del grano de maiz .....	27
1.5.- Perfil del grano de maiz .....	29
1.6.- Curva Esfuerzo-Deformación para el grano al 10% de humedad .....	32
1.7.- Módulos especiales para definir el módulo de elasticidad en la curva esfuerzo-deformación ..	33
1.8.- (A) Plano de corte transversal. (B) Plano de corte Longitudinal .....	35
2.1.- Relación entre fisuras y velocidad de secado ..	46
2.2.- Humedad relativa del grano VS Temperatura máxima admisible .....	47
2.3.- Desgerminador Horizontal de Impacto .....	49
2.4.- Desgerminador centrífugal .....	50
2.5.- Desgerminador Octogonal .....	51
2.6.- Desgerminador Cónico .....	52
2.7.- Criba giratoria .....	53
2.8.- Tamiz de valvén .....	53
2.9.- Separador vibratorio .....	54
2.10.- Ciclón Separador .....	55
2.11.- Turbo aspirador cónico .....	56
2.12.- Caja de aire 6 Sedimentación Gravitacional ....	57

<u>Fig.</u>	<u>PAG.</u>
2.13.- Separador de agua adicional: Hidrociclón .....	58
3.1.- Secuencia de operacidn de desgerminado por via seca .....	68
3.2.- Vista en conjunto del Rotor Impact'ador .....	72
3.3.- Vista en conjunto del eje Rotor, soportes, Aspas .....	73
3.4.- Ubicacidn del Eje Rotor dentro del cilindro de impacto .....	74
3.5.- Transmisión de Potencia al Rotor Impactador ...	75
3.6.- Vista del conjunto Criba-Soportes del Separador de vaivén .....	76
3.7.- Vista del sistema de movimiento alternativo y ruedas laterales .....	77
3.8.- Vista general del Separador Gravimétrico de vaivén .....	78
3.9.- Caja de Sedimentación Gravitacional .....	79
3.10.- Vista general del sistema de desgerminación de maiz por via seca .....	80
3.11.- Dimensiones asumidas del conjunto Eje-Soportes Aspas .....	95
3.12.- Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector de las reacciones sobre el eje .....	98
3.13.- Barra circular con entalle circunferencial sometida a torsión .....	105
3.14.- Diagrama de sensibilidad $q$ a las ranuras para	

<u>Fig.</u>	<u>pag.</u>
aceros y aleaciones de aluminio .....	105
3.15.- Dimensiones del conjunto Soportes-Nervaduras ..	117
3.16.- Determinación del perfil de la correa .....	127
3.17.- Sección transversal de las poleas .....	131
3.18.- Movimiento y tamizado de partículas sobre la criba debido al movimiento alternativo .....	139
3.19.- Distribución de la capa de granos sobre la superficie de la criba .....	147
3.20.- Proceso de penetración de partículas a través de las perforaciones de la plancha .....	154
3.21.- Efecto de la amplitud de movimiento y longitud de la criba en el rendimiento del separador ...	161
3.22.- Dimensiones del ciclón estandar .....	162
3.23.- Diagrama de la caja de aire .....	169

## I N D I C E D E T A B L A S

Tabla	<u>PAG.</u>
1.1.- Diametros del maiz .....	28
1.2.- Análisis aproximado de los granos de maiz .....	29
1.3.- Composición de los granos de maiz enteros .....	30
1.4.- Distribución de los componentes del maiz Amarillo entre las fracciones del grano .....	31
1.5.- Resistencia a la tracción o compresión del diente de maiz .....	34
1.6.- Resistencia al impacto en el plano transversal.	35
1.7.- Resistencia al impacto en el plano longitudi- nal .....	35
1.8.- Coeficiente de fricción cinético del maiz para tres materiales diferentes .....	36
1.9.- Coeficiente de fricción estático del maiz para cuatro materiales diferentes .....	36
1.10.- Ecuación de regresión y error estimado para determinar el coeficiente de fricción cinético entre el grano de maiz y metal galvanizado en función del contenido de humedad (H) .....	37
1.11.- Ecuación de regresión y error estimado <b>para</b> determinar el coeficiente de fricción cinético entre el grano de maiz y plywood en función del porcentaje de humedad (H) .....	37
1.12.- Rango de velocidad de aire requerido para la flotación de varios granos .....	38

<b>Tabla</b>	<b><u>pág.</u></b>
1.13.- Propiedades y separación de granos .....	38.39
2.1.- Valores para las alternativas posibles y totales para la selección ideal .....	65
3.1.- Tabla de alternativas de los parámetros de diseño .....	85
3.2.- Factores de acabado de superficie .....	103
3.3.- Factor de temperatura .....	104
3.4.- Duración o vida útil de rodamientos en función del tipo de trabajo .....	120
3.5.- Tolerancias para el rodamiento y el eje .....	122
3.6.- Factor de servicio .....	126
3.7.- Designación y largos primitivos .....	128
3.8.- HP por correa-perfil B .....	130
3.9.- Dimensiones patrón de los canales y diámetros recomendados .....	132
3.10.- Dimensiones de cuñas comerciales en pulgadas ..	134
3.11.- Especificaciones mecánicas métricas para pernos comunes .....	136
3.12.- Transporte de granos por tuberías .....	137
3.13.- Rendimiento de extracción de la máquina Impactadora fabricada por industrias OCRIM ....	138
3.14.- Masa de productos a separar según rendimiento de la máquina impactadora .....	140
3.15.- Determinación de la amplitud máxima de desplazamiento .....	142
3.16.- Determinación de la velocidad máxima del	

Tabla	<u>PAG.</u>
separador .....	143
3.17.- Determinación de la máxima aceleración del separador .....	143
3.18.- Valores medios y factor de forma de los produc- tos del maíz que salen del impactador .....	148
3.19.- Rango de dimensiones de los productos de maíz .	148
3.20.- Determinación del Torque máximo .....	152
3.21.- Pernos de acero corriente .....	156
3.22.- Tolerancias para eje-rodamiento del separador .	160
3.23.- Distribución de partículas, eficiencia global y fraccional .....	166
3.24.- Rangos de caídas de presión en ciclones .....	167
4.1.- Análisis económico del impactador horizontal ..	174
4.2.- Análisis económico del separador gravimétrico .	175
4.3.- Análisis económico del separador de ciclón ....	176
4.4.- Análisis económico de la caja de aire .....	176

## N O M E N C L A T U R A

- A área.
- A' ángulo de fricción.
- a ancho de partículas.
- $\theta$  ángulo de Torsión.
- ángulo de descenso.
- b ancho.
- an aceleración normal.
- C distancia entre centros de ejes.
- c distancia más alejada del eje neutro.
- du dimensión principal.
- e densidad.
- dz diámetro medio de partículas.
- $d_{50}$  diámetro de corte al 50% de eficiencia.
- $D_p$  diámetro de la polea mayor.
- $d_p$  diámetro de la polea menor.
- d diámetro de eje.
- $\sigma$  esfuerzo de flexión.
- $\tau$  esfuerzo de torsión.
- $\sigma'$  esfuerzo de Von-Misses.
- E módulo de rigidez en tracción.
- EXP número e.
- e eficiencia global.
- FS factor de servicio.
- F fuerza.
- Fr carga radial nominal.
- Fd carga de diseño.

f frecuencia de oscilación.  
fr fuerza de fricción.  
ff factor de forma.  
**g** gravedad.  
**G** módulo de rigidez en torsión.  
**HR** humedad relativa.  
**H** altura.  
**hp** altura de partículas.  
**HP** potencia.  
**I** momento de inercia.  
**j** aceleración inercial.  
**J** momento polar de inercia.  
**Ka** factor de superficie.  
**Kb** factor de tamaño.  
**Kc** factor de carga.  
**Kd** factor de temperatura.  
**Ke** factor de efectos diversos.  
**l** diametro de orificios.  
**L** longitud.  
**L1** distancia horizontal recorrida por trozos gruesos.  
**L2** distancia horizontal recorrida por el germen.  
**Lp** longitud primitiva.  
**Lr** longitud nominal de catálogo.  
**Ld** duración de diseño.  
**Le** longitud equivalente.  
**m** masa.



**m** flujo masico.  
**m<sub>j</sub>** porcentaje en masa por rangos de particulas.  
**M** momento torsor.  
**n** factor de seguridad.  
**n<sub>j</sub>** eficiencia fraccional de particulas.  
**n<sub>m</sub>** eficiencia mecbnica.  
**n<sub>r</sub>** velocidad de catálogo.  
**n<sub>d</sub>** velocidad de diseño.  
**N** fuerza normal.  
**N'** número de vueltas del gas dentro del ciclbn.  
**N<sub>c</sub>** velocidad crítica.  
**N<sub>t</sub>** newton.  
**P** perimetro.  
**Pi** 3.1416.  
**p<sub>e</sub>** capacidad especifica de tamizado.  
**P<sub>w</sub>** carga distribuida por unidad de longitud.  
**P** carga de particulas a separarse.  
**P<sub>a</sub>** pascal.  
**AP** caida de presibn.  
**P<sub>r</sub>** potencia entregada al fluido.  
**P<sub>m</sub>** potencia mecanica.  
**Q** caudal volumétrico.  
**QP** carga de particulas.  
**R** radio de la manivela.  
**R<sub>t</sub>** relacibn de velocidades.  
**R<sub>x</sub>** reaccibn en el eje X.  
**r** distancia radial desde el eje central.

$S_y$  resistencia a la fluencia.  
 $S_{sy}$  resistencia a la fluencia en cortante.  
 $S_u$  resistencia última.  
 $S_{ut}$  resistencia última en tensión.  
 $S_s$  resistencia en cortante.  
 $S_e$  limite de resistencia a la fatiga.  
 $S_e'$  limite de resistencia a la fatiga en vigas rotatorias.  
 $S$  módulo de resistencia.  
 $S_m$  ancho de la criba.  
 $T$  período de oscilación.  
 $t_x$  tiempo de residencia.  
 $t_y$  tiempo de sedimentación.  
 $u$  coeficiente de fricción.  
 $U$  viscosidad del aire  
 $V$  volumen.  
 $\dot{v}$  caudal volumétrico.  
 $v$  velocidad lineal  $\&$  tangencial.  
 $V_x$  velocidad de entrada.  
 $V_y$  velocidad terminal.  
 $w$  velocidad angular.  
 $w'$  velocidad crítica de manivela.  
 $W$  fuerza gravitacional  $\&$  peso.  
 $X$  amplitud de movimiento.  
 $y$  deformación vertical.

## I N T R O D U C C I O N

La producción mundial de maiz pasa los 300 millones de toneladas anuales y sigue siendo incrementada. El rendimiento por hectárea alcanza niveles de 15 toneladas; por ende y sin duda se puede afirmar que el maiz es el cereal del futuro.

Los sistemas de desgerminación son relativamente modernos, datan a partir de 1945, siendo el de desgerminación en Seco el de más reciente creación. El sistema toma este nombre debido a que el grano a procesar tiene un bajo porcentaje de humedad, esto es máximo de 15% , considerandolo como grano "seco" .

Cabe anotar que el proceso de secado de la gramínea es de suma importancia. La utilización indiscriminada de sistemas de secado artificial, rápidos y de elevada temperatura hace mas susceptible quebrarse los granos con su manipulación. Granos rotos 6 con fisuras dificultan la separación del germen de las otras partes del grano con el resultado de disminuir el rendimiento del sistema.

Es **pués** una necesidad el diseñar un sistema eficiente de bajo costo y apropiado a nuestro medio que permita la separación del germen de las diferentes partes del maiz, para su industrialización posterior.

**CAPITULO 1**  
**ANTECEDENTES**

**1.1. CARACTERISTICAS TECNICAS DEL MAIZ**

1.1.1. ORIGEN.

El maiz es originario del hemisferio occidental. Fue el único cereal cultivado en forma sistemática por los indios americanos aunque cosechaban algunos otros granos en un estado silvestre. Colón encontró que el maiz se cultivaba en Haiti, donde se llamaba mahiz. En Europa se usa el nombre de maiz para distinguir a este cereal de otros granos.

La tribu tripseca, a la cual pertenece el maiz, difiere considerablemente de la tribu hordae, a la cual pertenecen los otros granos comunes de cereal tales como : el trigo, la cebada y el centeno.

Como la parte del maiz donde se encuentran los granos esta encerrada en capas de hojas tenaces, es incapaz de reengendrarse por si mismo. No existen las formas silvestres. Cuando llegan a la madurez, la vaina se abre para permitir la dispersión de las semillas. Sobre la mazorca se encontraba una espiga macho de 2.5 a 5 cm. de longitud. los granos eran redondeados y de color naranja o café. La seleccidn repetida de semillas procedentes de las plantas con granos más grandes, mas numerosas y otras características deseables, han conducido a obtener el

maiz que conocemos.

### 1.1.2. TIPOS DE MAIZ.

La mayor producción corresponde al maiz de campo de los tipos dentado y duro. Cuando se utiliza el término genérico "maiz", se refiere a los de este tipo. El maiz dulce y el palomero también son de importancia económica. El dulce difiere del de campo en que es mayor la cantidad de carbohidratos del grano que esta presente como polímeros de la glucosa de peso molecular relativamente bajo conocidas como dextrinas, mas que como gránulos de almidón. En consecuencia, los granos del maiz dulce retienen su textura blanda y succulenta y su sabor dulce por un periodo mas largo durante su desarrollo. Los granos del maiz dulce, al madurar y secarse son tan duros como el maiz de campo, aunque tienen una superficie arrugada. Por otra parte, ciertas variedades del maiz de campo se venden como dulce cuando están en etapa de inmadurez. Esto sucede particularmente en el sur de los Estados Unidos donde la mayor susceptibilidad de un maiz dulce a las enfermedades y a la infestación de insectos ha prohibido su producción económica hasta fechas muy recientes.

Algunos botánicos consideran que el maiz dulce es una especie diferente o subespecie que existe desde tiempos prehistóricos, mientras que otras autoridades la consideran una mutación del maiz de campo de origen relativa-

mente reciente. Este último punto de vista es el que prevalece en la actualidad.

### 1.1.3. CLASIFICACION.

Como los otros cereales, el maiz pertenece a la familia Gramineae. Los miembros de este grupo botánico tienen sistemas de raíces fibrosas, hojas alternantes, venas paralelas en las hojas, vainas de hojas divididas, tallos con nudos sólidos y flores en espigas más o menos abiertas.

Las principales variedades del maiz son: de vaina, duro, dentado, dulce, palomero, harinoso y ceroso.

El maiz de vaina es quizá un tipo primitivo. Cada grano, está envuelto por una vaina fibrosa. Esta característica puede aparecer en cualquier otro de los tipos descritos aquí.

El maiz duro tiene granos muy duros como su nombre lo indica. Esta característica se debe a que las capas de almidón duro y proteínas, justamente debajo de la cascara, son bastante gruesas. La mayoría de los granos de maiz de este tipo maduran pronto y tienen cierta popularidad por esta razón. La textura puede afectar, en forma diversa, su valor para la alimentación de ganado, pero, por supuesto, no va en detrimento de sus cualidades de molienda. Se cultiva principalmente en Argentina y Africa.

El maiz dentado constituye la mayor cosecha de los Estados Unidos de Norteamérica. Al madurarse, los granos

presentan una concavidad pronunciada debido al encogimiento del endospermo a medida que se pierde la humedad. Los granos son duros, pero no tanto como los del maiz duro.

El maiz karinoso se cultiva en Sudamérica y America Central principalmente. Los granos son grandes y blandos y el endospermo se desmenuza con facilidad. Estas características permiten que el grano se muele facilmente, formando harina, lo que es ventajoso en los métodos de preparación doméstica.

El maiz dulce y el palomero ya se describieron anteriormente.

El maiz ceroso no contiene cera pero debe su textura a las grandes cantidades de fracción de amilopectina del almidón que estan presentes. Cada vez adquiere mayor importancia debido a los usos que se le han encontrado, tanto para alimentos como industriales.

#### 1.1.4. DESCRIPCION DEL GRANO.

El grano de maiz es un fruto compuesto de un pericarpio, o cáscara, muy delgado que encierra una sola semilla. El pericarpio es la pared del ovario maduro y comprende todas las capas exteriores del grano hasta el recubrimiento de la semilla. A lo largo de su superficie interior se adhiere a la capa de la semilla. Esta última a su vez encierra al germen y el endospermo, formando los tres, la

semilla. Este tipo de fruto de una sola semilla, en donde el pericarpio no se abre al secar para liberar la semilla, es característico de los granos de cereal.

Las partes principales del maíz dentado son: la Punta, el Gérmen, la Cáscara o Pericarpio y el Endospermo. (fig. 1.1).

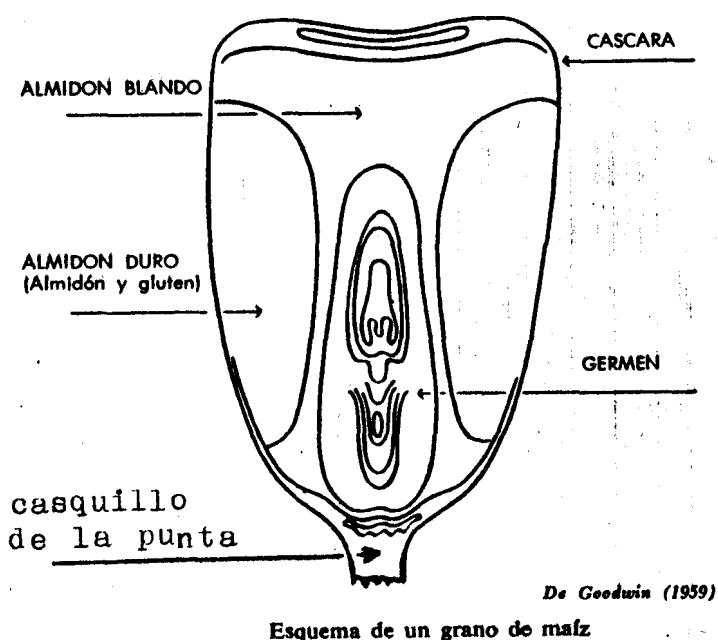


FIG.1.1.- ESQUEMA DE UN GRANO DE MAIZ

El endospermo representa el 82% del peso del grano seco de maíz. La mayor parte del mismo es almidón, y esta dividido en dos partes: el Endospermo Duro, compuesto por almidón y gluten que tiene una apariencia vitriosa, translúcida; y el Endospermo Blando, harinoso, que tiene una apariencia opaca. Todo el endospermo está encerrado



por una capa de células aleuronas, excepto por una pequeña porción que corresponde a la punta del grano. En el endospermo se encuentra contenida la mayor cantidad de humedad, y es donde el proceso de secado está dirigido.

El germen representa el 11% del peso del grano seco, consiste de el Escutelo y el Embrión. La proteína contenida en el germen es muy significativa en el valor alimenticio total en el grano. En los procesos del maíz, el germen es de suma importancia por el alto contenido de aceite. Su contenido de humedad no es tan importante durante el proceso de secado, además que no es conveniente variar su humedad debido a los posibles daños fisiológicos que se pueden causar. (Fig. 1.2).

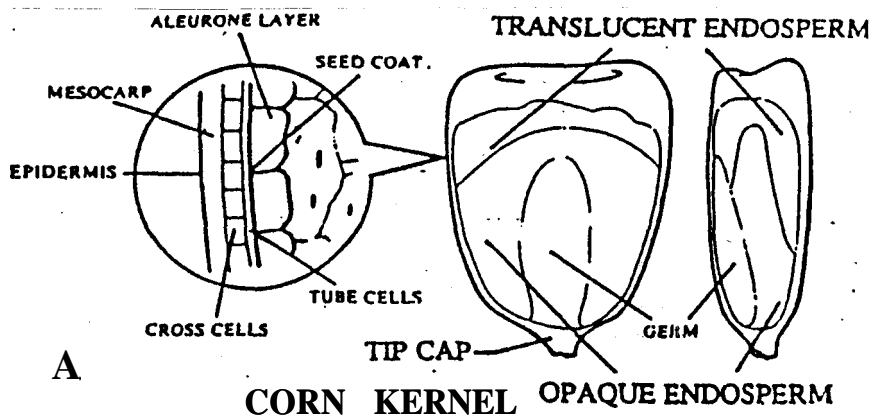


FIG.1.2.- DESCRIPCION DE LAS PARTES DEL GRANO

La cáscara o pericarpio es una cutícula semipermeable que encierra dos tipos de células: las Células Transversales y las Células Tubulares, las cuales permiten una

rapida migración de la humedad durante el secado.

La figura 1.3 muestra la distribución por peso de las diferentes partes del grano de maiz seco

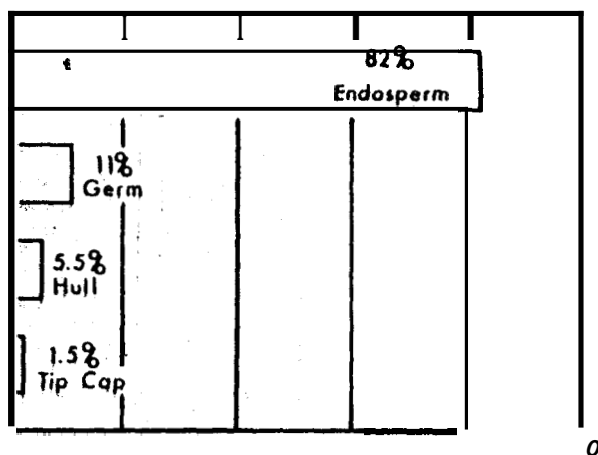


FIG.1.3.- DISTRIBUCION POR PESO DE LAS PARTES DEL GRANO DE MAIZ SECO

### 1.2. PRODUCTOS A OBTENERSE A PARTIR DEL GERMEN Y ENDOSPERMO DEL MAIZ HIBRIDO DIENTE AMARILLO

En nuestro país la mayor parte del maiz se emplea en el campo zootécnico, esto es, la molienda del maiz para balanceados; poco se ha hecho para valorizar sus mejores partes como el **Germen** y el Endospermo.

El consumo de esta gramínea como producto alimenticio para el ser humano es muy limitado en nuestro medio, prestando mayor atención a otros cereales como el trigo por ejemplo, se ha desconocido su poder nutritivo así como la amplia gama de productos que se pueden obtener a partir

del maiz.

Una de las más valiosas partes del grano de maiz es el gérmen. La industria molinera busca la separación del germen principalmente para la producción de aceite comestible, además de otros productos de alto valor proteínico. A partir de 100 kg. de maiz, es posible obtener aproximadamente 1.6 a 2.2 kg. de aceite.

Es evidente la conveniencia económica de extraer el aceite del gérmen de maiz si se tiene en cuenta la mejor calidad de este producto respecto a otros aceites de semillas. Este aceite es de mucho valor, puesto que, es una fuente excelente de grasas insaturadas, esenciales en la dieta humana.

El aceite de maiz es usado principalmente en la preparación de salsas o aderezos salados, comidas fritas y mayonesas, además es usado en la preparación de margarinas y como portadores de vitaminas en la industria farmacéutica.

En los últimos años, se ha utilizado el gérmen del maiz para la fabricación de cauchos sintéticos, cosméticos y pinturas industriales.

El endospermo es también fuente de importantes productos. Debido a que el endospermo consta de dos partes: Endospermo Harinoso y Endospermo Vitreo, se pueden obtener una gama variada de productos. Así, pues, del endospermo harinoso se pueden obtener harinas para pan, biscochos, pastas tales como los fideos y semolina para fabri-

car polenta y bocaditos de maiz. El endospermo vitreo, duro y frágil, tiende a quebrarse en pedazos de diferentes calibres, llamados Grits. Debido a la presencia de carbohidratos y almidones en los pedazos grits, y en función del calibre de éstos, se puede producir corn flakes usando los grits mas gruesos, cervezas, gin, whisky y vodka, mediante la fermentación del grits.

El almidón de maiz es ampliamente utilizado a nivel industrial, en la fabricación de: pegamentos, papel, combustible, explosivos, productos farmacéuticos, textiles, etc.

El maiz es capaz de proveer una gama ilimitada de productos, debido a esto se lo ha calificado como el CEREAL DEL FUTURO.

### ***1.3. PROPIEDADES FISICAS, QUIMICAS Y MECANICAS DEL MAIZ***

La determinación apropiada de los atributos y propiedades fisicas, quimicas y mecanicas del maiz hibrido diente amarillo son necesarias y de suma importancia en el procesamiento del grano.

#### **1.3.1. PROPIEDADES FISICAS**

Las propiedades fisicas mas importantes son:

- Forma y Tamaño
- Densidad Unitaria y Aparente

- Peso y Masa
- Volumen y Area Superficial

La forma y **tamaño** frecuentemente se lo usa para describir el grano, indicando sus dimensiones características tales como diámetro mayor, medio e inferior. Esto se lo puede realizar mediante la utilización de un proyector de perfiles o de áreas.

Conociendo la forma y tamaño se puede determinar la redondez del grano, que es el cociente entre el área máxima proyectada (en el proyector de perfiles) y el área de la circunferencia circunscrita al área proyectada; Y la esfericidad que es la relación entre la forma del producto y la de una esfera, esto es:

$$E = \frac{(a \cdot b \cdot c)^{1/3}}{a}$$

Los diámetros pueden verse en la figura 1.4.:

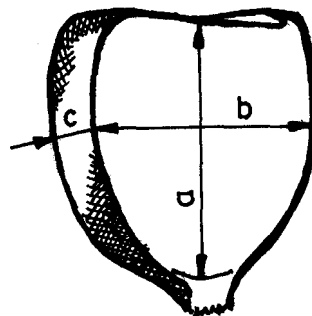


FIG.1.4.- DIAMETROS DEL GRANO DE MAIZ

- a: Diámetro Mayor
- b: Diámetro Medio
- c: Diámetro Inferior

DIAMETRO DEL MAIZ	(mm)	DESVIACION ESTANDAR
diámetro mayor	12.01	1.52
diámetro medio	8.15	<b>0.71</b>
diámetro menor	5.18	1.00

TABLA 1.1. DIAMETROS DEL MAIZ

**Densidad unitaria** es la densidad real del grano, medida en cada diente de grano; este valor corresponde a:

$$( 1220 - 1240 ) \text{ kg/m}^3$$

**Densidad Aparente** o global es la densidad en bulto, osea, la densidad medida a partir de un grupo de granos. Brusewitz en 1975 desarrolló una ecuación para determinar la densidad aparente del maíz en función del porcentaje de humedad del grano valida para un rango de 10 a 40% de humedad.

Densidad Aparente:

$$\rho = 1086.3 - 2971.H + 4810.H^2$$

donde H es el porcentaje de humedad del grano.

El **peso** y la **masa** del maiz hibrido diente amarillo varia desde 150 a 600 mg., con un promedio de 350 mg.

El **volumen** del maiz varia desde 250 a 330 mm<sup>3</sup>. con un promedio aproximado de 280 mm<sup>3</sup>

El **area superficial** del maiz se lo determina mediante un proyector de perfiles o marcando su cara sobre una hoja milimetrada, como se muestra en la figura 1.5.

$$A_{media} = 64.33 \text{ mm}^2$$

$$\text{Desviación Estandar} = 6.6378$$

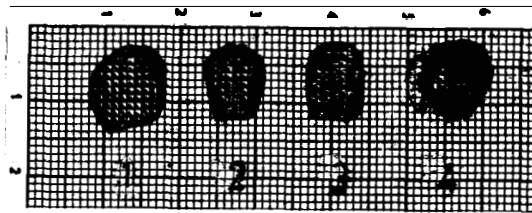


FIG.1.5.- PERFIL DEL GRANO DE MAIZ

### 1.3.2. PROPIEDADES QUIMICAS

La tabla 1.2 muestra el análisis promedio de los granos de maiz, las muestras fueron predominantemente del maiz hibrido dentado.

Humedad, %	16.70
Almidón, %	71.50
Proteinas, %	9.91
Grasas, %	4.78
Cenizas (oxido), %	1.42
Fibra (cruda), %	2.66
Azúcares (totales), %	2.58
Carotenoides (totales),m/kg	30.00

TABLA 1.2. ANALISIS APROXIMADO DE LOS GRANOS DE MAIZ

La tabla 1.3 muestra las diferentes composiciones entre los varios tipos de maiz.

FRACCION	MAIZ DULCE(%)	PALOMERO HIBRIDO(%)	DENTADO DURO(%)	HIBRIDO AMARILLO DENTADO(%)
Proteínas	10.88	10.69	8.31	8.06
Extracto Etereo	8.18	3.69	3.90	3.94
Fibra Cruda	1.99	8.25	1.74	2.09
Humedad	10.10	9.78	11.46	10.12
Cenizas	1.83	1.45	1.18	1.40
Extracto Libre	67.02	72.14	73.41	74.39

TABLA 1.3. COMPOSICION DE LOS GRANOS DE MAÍZ ENTEROS

En la tabla 1.4 se da la distribución de algunos componentes que contiene el grano de maiz híbrido diente amarillo. Hay un nivel de aceite caracteristicamente alto en el embrión y de almidón en el endospermo. También las concentraciones de azúcares y cenizas en el embrión son relativamente altas.



FRACCION DEL GRANO	ENDOSPERMO (%)	EMBRION (%)	CASCARA (%)	CASQUILLO DE LA PUNTA (%)
Proteínas	73.10	23.90	2.20	0.80
Aceites	15.00	83.20	1.20	0.60
Azúcares	28.20	70.00	1.10	0.70
Almidón	98.00	1.30	0.60	0.10
Cenizas	18.20	78.50	2.50	0.80
Proporción de la parte	82.00	11.30	5.50	1.50

TABLA 1.4. DISTRIBUCION DE LOS COMPONENTES DEL MAIZ AMARILLO ENTRE LAS FRACCIONES DEL GRANO

### 1.3.3. PROPIEDADES MECANICAS.

Las propiedades mecánicas para los productos agrícolas, se determinan de idéntica manera que para los materiales de ingeniería. Se utilizan, para esto, máquinas Instrom.

Las propiedades mecánicas mas importantes del maíz **son:**

- Tracción o Compresión
- Resistencia al Impacto
- Resistencia a la Abrasión (fricción)
- Velocidad de Flotación

## TRACCION Y COMPRESION

Una curva típica esfuerzo-deformación se muestra en la figura 1.6, para un grano con 10% de humedad. El módulo de elasticidad se define como la razón entre el esfuerzo sobre el grano sometido a carga y su correspondien-

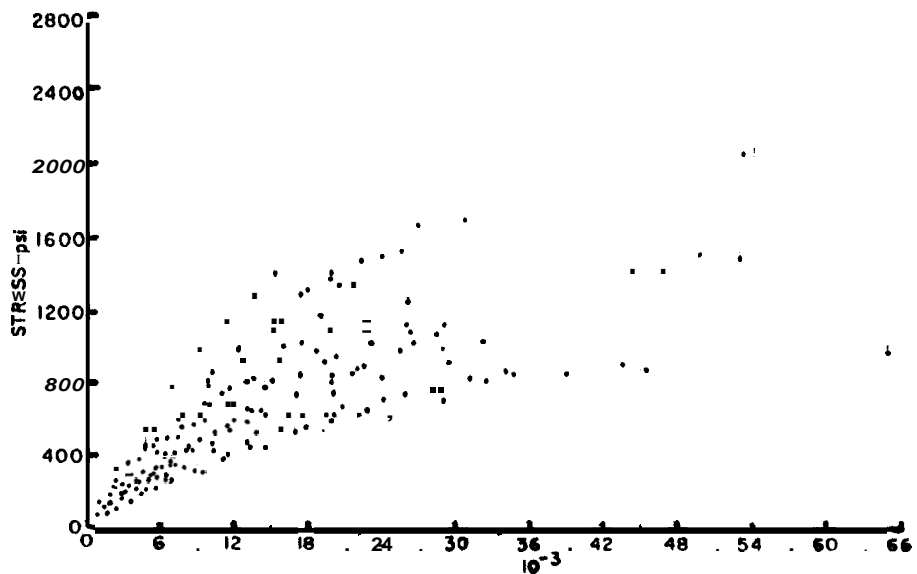


FIG.1.6.- CURVA ESFUERZO-DEFORMACION PARA GRANO AL 10% DE HUMEDAD

La interpretación del módulo de elasticidad para granos de maíz presenta cierta dificultad dado que la zona de proporcionalidad no es una línea recta. Debido a esto, se definen cuatro módulos especiales, como se muestra en la figura 1.7, estos son:

- 1.- Módulo tangente de elasticidad, que es la línea recta trazada tangente al origen en la curva esfuerzo-deformación.

- 2.- Mddulo Secante al 1% de elasticidad, es la linea recta trazada desde el origen de la curva hasta el punto correspondiente al 1% de la deformacidsn total.
- 3.- Mddulo Secante al 2% de elasticidad, es la linea recta trazada desde el origen hasta el punto correspondiente al 2% de deformación total.
- 4.- Mddulo Secante de Ruptura, que es la línea trazada desde el origen hasta el punto, en la curva esfuerzo-deformación, en donde comienza la ruptura del grano.

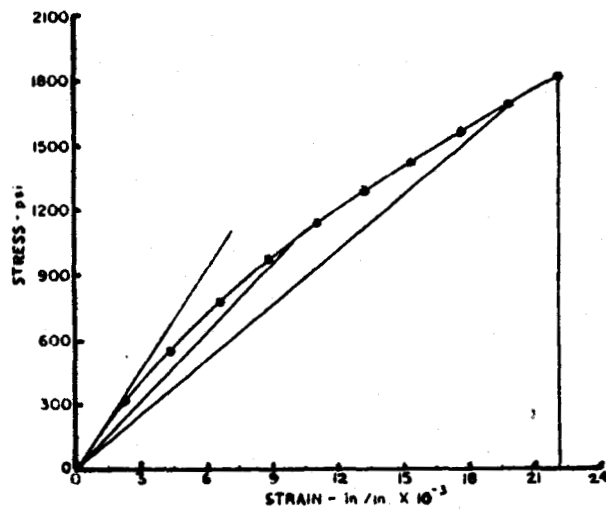


FIG.1.7.- MODULOS ESPECIALES PARA DEFINIR EL MODULO DE ELASTICIDAD EN LA CURVA ESFUERZO-DEFORMACION

La tabla 1.5 muestra las propiedades en tensión para el maíz híbrido amarillo, para dos contenidos de humedad diferentes. Puede notarse la dependencia que existe entre la propiedad **y** el contenido de humedad del grano.

PROPIEDAD	VALORES MEDIOS		DESV. ESTANDAR	
	10%(wb)	15%(wb)	10%(wb)	15%(wb)
Esfuerzo último de Tensión (psi)	1270	490	510	120
Deformación última (in/in)*10 <sup>-3</sup>	35	21	18	8
Módulo de Ductilidad (psi)	46	11	35	6
Módulo de Elasticidad (psi):				
. Tangente	85800	64000	31000	17700
. Secante 1% deformación	58300	35900	19100	7900
. Secante 2% deformación	46300	24800	17400	3100
. Secante de Ruptura	42500	25800	18800	9500

TABLA 1.5. RESISTENCIA A LA TRACCION O COMPRESION DEL DIENTE DE MAIZ

#### RESISTENCIA AL IMPACTO

El daño físico del diente de maíz es una de las principales causas de la disminución de su calidad.

Las tablas mostradas a continuación se refieren a valores logrados a partir de la energía que absorbe el grano

dependiendo del plano de corte: Longitudinal o Transversal y el porcentaje de humedad contenido en el maiz.

Los planos de corte pueden verse en la figura 1.8.:

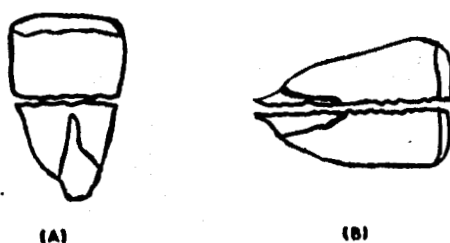


FIG.1.8.- (A) PLANO DE CORTE TRANSVERSAL  
(B) PLANO DE CORTE LONGITUDINAL

CONTENIDO HUMEDAD (% d.b.)	ENERGIA ABSORVIDA (J)	FUERZA MAXIMA (N)	TIEMPO IMPACTO (*10 <sup>-3</sup> seg)	IMPULSO DE IMPACTO (N-seg)
30	0.165	257.0	2.40	238.60
25	0.129	242.7	1.88	173.60
20	0.185	348.0	2.11	271.80
15	0.138	314.4	1.93	195.90

TABLA 1.6. RESISTENCIA AL IMPACTO EN EL PLANO TRANSVERSAL

CONTENIDO HUMEDAD (% d.b.)	ENERGIA ABSORVIDA (J)	FUERZA MAXIMA (N)	TIEMPO IMPACTO (*10 <sup>-3</sup> seg)	IMPULSO DE IMPACTO (N-seg)
30	0.131	182.4	2.36	164.5
25	0.122	176.7	2.22	139.5
20	0.128	210.5	2.29	171.2
15	0.081	171.2	1.69	91.7

TABLA 1.7. RESISTENCIA AL IMPACTO EN EL PLANO LONGITUDINAL

## RESISTENCIA A LA ABRASION

GRANO	PORCENTAJE HUMEDAD (% d.b.)	SUPERFICIE		
		PLYWOOD	METAL GALVANIZADO	CAUCHO
Maiz Dentado Amarillo	11.00	0,280	0,240	0,333
	13.80	0,367	0,390	0,437
	16.50	0,403	0,430	0,620

TABLA 1.8. COEFICIENTE DE FRICCIÓN CINÉTICO DEL MAIZ PARA TRES MATERIALES DIFERENTES

GRANO	PORCENTAJE HUMEDAD (% d.b.)	SUPERFICIE			
		TEFLON	POLIETILENO	ACERO	METAL GALVANIZADO
Maiz	7.50	0.17	0.22	0.23	0.20
Dentado	9.90	0.18	0.27	0.20	0.24
Amarillo	12.20	0.16	0.30	0.20	0.25
	13.90	0.12	0.38	0.24	0.27

TABLA 1.9. COEFICIENTE DE FRICCIÓN ESTÁTICO DEL MAIZ PARA CUATRO MATERIALES DIFERENTES

W.G. Bickert y F.H. Buelow desarrollaron una ecuación para determinar el coeficiente de fricción cinético entre dos diferentes rangos humedad de granos.

Las ecuaciones han sido desarrolladas a partir de una velocidad de 8.89 cm/seg.

RANGO DE HUMEDAD (%d.b.)	ECUACION DE REGRESION	ERROR ESTIMADO
10.00-17.50	$u = 0.256 + (1.34 \cdot 10^{-3}) H$	0.010
20.00-22.00	$u = 0.153 + (6.67 \cdot 10^{-3}) H$	0.008

TABLA 1.10. ECUACION DE REGRESION Y ERROR ESTIMADO PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE DE FRICCION CINETICO ENTRE EL GRANO DE MAIZ Y METAL GALVANIZADO EN FUNCION DEL CONTENIDO DE HUMEDAD (H).

RANGO DE HUMEDAD (%d.b.)	ECUACION DE REGRESION	ERROR ESTIMADO
10.50-17.00	$u = 0.225 + (4.50 \cdot 10^{-4}) H$	0.003
21.00-26.00	$u = 0.137 + (5.33 \cdot 10^{-3}) H$	0.004

TABLA 1.11. ECUACION DE REGRESION Y ERROR ESTIMADO PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE CINETICO, ENTRE EL GRANO DE MAIZ Y PLYWOOD EN FUNCION DEL CONTENIDO DE HUMEDAD (H).

#### VELOCIDAD DE FLOTACION

La velocidad de flotación es la velocidad del aire, requerida para forzar el movimiento del grano, ya sea para transportarlo, separarlo, limpiarlo, etc.

La tabla 1.12 nos muestra los rangos de la velocidad

del aire requerida para la flotación de ciertos granos. Estos valores indican los límites permisibles de velocidad de aire.

GRANO	RANGO DE VELOCIDAD DE FLOTACION (pies/seg)
Avena	17 - 26
Trigo	19 - 30
Centeno	20 - 27
Maíz	26 - 42
Soya	30 - 60

TABLA 1.12. RANGO DE VELOCIDAD DE AIRE REQUERIDO PARA LA FLOTACION DE VARIOS GRANOS

La tabla 1.13 muestra la velocidad del aire requerido para la separación de diferentes granos; así como, la velocidad del aire en función de las propiedades: peso de grano, densidad global y densidad absoluta o real.

	VELOCIDAD DEL AIRE (pies/seg)											
	18	20	22	24	26	28	30	35	40	45	50	55
Porcent. Separación(%)												
trigo		1	3	13	45	93	100					
centeno		1	7	62	97	100						
avena	1	3	23	72	100							
maíz							2	26	80	100		
soya								4	12	30	85	98



	VELOCIDAD DEL AIRE (pies/seg)											
	18	20	22	24	26	28	30	35	40	45	50	55
Peso de grano lb*10 <sup>-6</sup>												
trigo			50	66	77	84						
centeno			39	48	53							
avena	29	40	50	58								
maiz							569	653	692			
soya								233	309	355	399	41.9
densidad global lb/pie <sup>3</sup>												
trigo			36	44	48	49						
centeno			39	43	44							
avena	23	28	31	32								
maiz							43	45	47			
soya								44	45	45	45	43
densidad absoluta lb/pie <sup>3</sup>												
trigo			62	72	77	77						
centeno			72	75	76							
avena	46	54	59	61								
maiz							71	74	75			
soya								74	74	75	76	72

**TABLA 1.13. PROPIEDADES Y SEPARACION DE GRANOS**

**CAPITULO 2**  
**ANALISIS PARA LA SELECCION DEL SISTEMA DE**  
**DESGERMINACION**

**2.1. SISTEMAS POSIBLES L?! DESGERMINACION.**

Existen tres clasificaciones para desgerminar el maiz

- \* Desgerminación en Húmedo.
- \* Desgerminación Parcialmente en Húmedo.
- \* Desgerminación en Seco.

2.1.1. SISTEMA DE DESGERMINACION EN HUMEDO.

Proceso utilizado principalmente para la extracción de almidones. El grano se humedece inicialmente para macerarlo (ablandarlo) y permitir una mejor desgerminación. El almidón se separa del glúten en un proceso posterior, que utiliza separadores centrífugos para hacer flotar las partículas mas livianas, del glúten, en el centro y las pesadas de almidón en el exterior.

Maceración: El maiz con un contenido de humedad aproximado del 16% es ideal para macerar. Si el maiz es demasiado duro para separar el almidón, se requiere un proceso de ablandamiento para acondicionar el grano. Para esto, se macera en ácido sulfuroso durante 28 a 48h a 52°C, aproximadamente, lo que prepara al maiz para la molienda. Asi se desintegra la proteína que, a su vez, es

responsable de la retención del almidón y la eliminación de productos solubles indeseables que interfieren con la separación.

Fisicamente, la maceración se lleva a cabo en una serie de tanques en donde se controla por medio de un flujo a contracorriente de agua de maceración. A intervalos regulares se hace recircular el agua con ácido sulfuroso sobre cada tina. El maíz más viejo se remoja en agua que contiene la menor cantidad de productos solubles y el más nuevo en agua que contenga una mayor cantidad de sustancias solubles. Durante la maceración, el maíz se cubre por completo. Al final del periodo de maceración, el agua se separa del maíz. Esta agua de maceración contiene alrededor de 6% de sólidos que están constituidos por el 35 al 45% de proteínas. Al concentrar el agua de maceración a un contenido de sólidos del 35 al 55% se utiliza como alimento para animales o como material nutriente en procesos bioquímicos.

**Separación del Gérmén:** El proceso de maceración reblandece el grano de maíz hasta un punto deseable (aproximadamente 45% de humedad). Ahora puede llevarse a cabo la separación del germen mediante una molienda gruesa que rompe el grano liberando el germen sin dañarlo. Esta molienda produce un material de forma de pulpa que contiene germen, cascara, almidón y glúten que se hace pasar a través de un separador de ciclo líquido en donde se recupera el germen.

Esto muestra un ejemplo del uso de equipo moderno para un proceso que permanece invariable.

Los métodos antiguos recurrían a un sistema de separadores por flotación. El nuevo método utiliza hidrociclones para separar las partículas de diferentes densidades. La cascara y el endospermo, las partículas más pesadas, se descargan del fondo del tubo del hidrociclón; y el germen, que es más ligero, se extrae de la parte superior del vórtex.

El método de ciclón, para la recuperación del germen, tiene varias ventajas sobre el método de flotación. El equipo ocupa menos espacio y su mantenimiento es menos costoso; sobre todo puede recuperarse un germen más limpio.

El germen recuperado, libre de almidón y secado en un secador tubular rotativo de vapor está listo para la recuperación y refinación del aceite.

Los efectos del secado con alta temperatura se aprecian fácilmente en los rendimientos de desgerminación húmeda. Los granulos de almidón se encuentran incrustados en una matriz protéica que, con elevada temperatura, se desnaturaliza (sufre cambios y rupturas interna en sus cadenas de aminoácidos) y modifica irreversiblemente sus propiedades biológicas, actividad enzimática y solubilidad en agua. El maíz que ha sufrido estos cambios no se ablanda totalmente durante el proceso de maceración previo. Se hace más difícil la desgerminación y la total separa-

ción del almidón del glúten. La extracción de aceite del germen también disminuye con el secado artificial con muy alta temperatura.

Después de separar el germen, el endospermo y la cascara se muelen para liberar el resto del almidón.

### **2.1.2. DESGERMINACION PARCIALMENTE HUMEDA.**

Este proceso se aconseja cuando se quiere obtener trozos totalmente pelados. El maíz necesita ser acondicionado y sus productos secados con vapor. El acondicionamiento del maíz se denomina Templado; debido a esto, este proceso suele llamarse Desgerminación con Templado.

**Templado:** Se agrega humedad al maíz en cantidades controladas, ya sea como agua fría o caliente, o como vapor, en 1, 2 o 3 etapas, cada una con un tiempo de mantenimiento apropiado. Esa adición de humedad templó el maíz endureciendo al germen y al hollejo, al mismo tiempo que flexibles y elásticos, así como facilitando su separación del endospermo.

Las condiciones de templado varían considerablemente dependiendo de las características que se deseen obtener en los productos finales, el rendimiento y el equipo disponible. Normalmente, un templado de 3 horas con adición del 3 al 8% de humedad, ya sea con agua fría o tibia, eleva la humedad en el maíz del 21 al 25%, siendo el germen el que la absorbe más rápidamente que el endospermo: Para que la eliminación de hollejo sea adecuada, se agrega 1

a 4% de humedad por 3 a 15 minutos antes de desgerminar. El contenido final de humedad, ahora se encuentra entre 18 a 27%. Para controlar la temperatura puede emplearse una pequeña cantidad de vapor directo, lo que permite regular el tiempo de mantenimiento. Cuanto mas alta sea la temperatura del templado, mas corto será el tiempo requerido.

Se agrega la humedad al maiz por medio de bandas de tornillo o en otro equipo de mezclado. Durante los periodos de reposo, el maiz se mantiene en tambores cilindricos verticales aproximadamente de 4 pies de diametro. El fondo de los tambores es de cono invertido para que el flujo sea de tipo pistón y el tiempo de mantenimiento sea uniforme bajo condiciones de flujo continuo.

Desgerminación: La mayoría de los molinos en Estados Unidos de Norteamerica utilizan el desgerminador y separador de hollejo Beall. Esta unidad esencialmente es un dispositivo de atrición que consta de un rotor de hierro colado en forma de cono, montado sobre una flecha horizontal en una cavidad cónica. Parte de esta caja esta prevista de mallas perforadas y el resto con platos que tienen salientes cónicas en su superficie interior. El cono que presenta protusiones similares en la mayoría de su superficie, también esta diseñado para favorecer el movimiento hacia adelante del maiz, teniendo algunas secciones diseñadas para controlar la velocidad del flujo. El pro-

ducto sale en dos corrientes, una a través de las mallas perforadas donde se encuentra el germen desprendido, los hollejos, los finos desgerminados y algo de sémola; la otra, que contiene los trozos de mayor tamaño que pasan por la placa final.

**Secado:** El producto desgerminado se seca hasta el 15 al 18% de humedad por medio de secadores rotatorios de tubos con vapor a temperaturas de 60 a 71°C. El material desgerminado seco se enfria por flujo contracorriente o por flujo transversal giratorio, por gravedad en lumbreras verticales o en enfriadores de tipo de lecho fluido.

El producto desgerminado, seco y frío está listo para reducir gradualmente su tamaño a los diferentes productos finales.

### 2.1.3. DESGERMINACION EN SECO.

El adelanto más reciente en la industria molinera del maíz es la introducción del equipo para desgerminación en seco.

Este método elimina la necesidad de secar, ya que no se requiere templar con humedad. Sin embargo, es importante el grado de calidad del maíz para obtener un alto rendimiento del proceso. Este grado de calidad se refiere a la fragilidad del grano y por ende a las fisuras internas o externas que se puedan originar debido a la indiscriminada y antitécnica utilización de sistemas de secado artificial, rápidos y de elevada temperatura.

Velocidad de Secado: Este factor tal vez es el más importante en la aparición de quebraduras y vendeduras. La experiencia indica que la velocidad de extracción de humedad no debe ser, en ningún caso, superior a 5 "puntos" por hora, y de ser posible a 3.5 "puntos" por hora. Con extracción superior a 8 puntos se presentan modificaciones físicas considerables, expansión interna y modificaciones en la "corona" del grano. La figura 2.1 permite apreciar la relación entre fisuras y velocidad de secado.

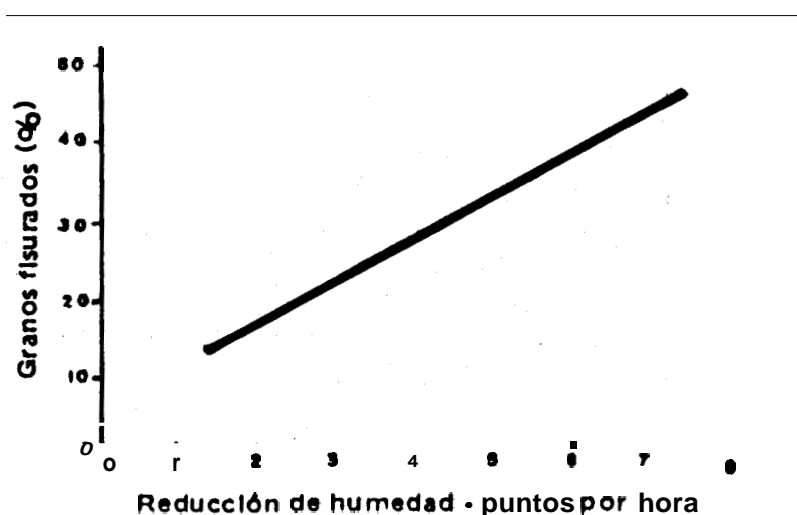


FIG.2.1.- RELACION ENTRE FISURAS Y VELOCIDAD DE SECADO

El rendimiento del sistema de desgerminación en seco depende de la calidad del maíz.

Las fisuras en el maíz dificultan la separación del gérmen de las otras partes del grano, con el resultado de



disminuir la calidad y el rendimiento de aceite que se extrae del germen. Para estos procesos la temperatura del grano, durante el secado, no debería ser superior a 55°C ni la velocidad de extracción de humedad a 3 puntos/hora.

La figura 2.2 nos muestra la relación entre la humedad relativa (RH) y la temperatura máxima admisible para no formar hendiduras o fisuras en el grano.

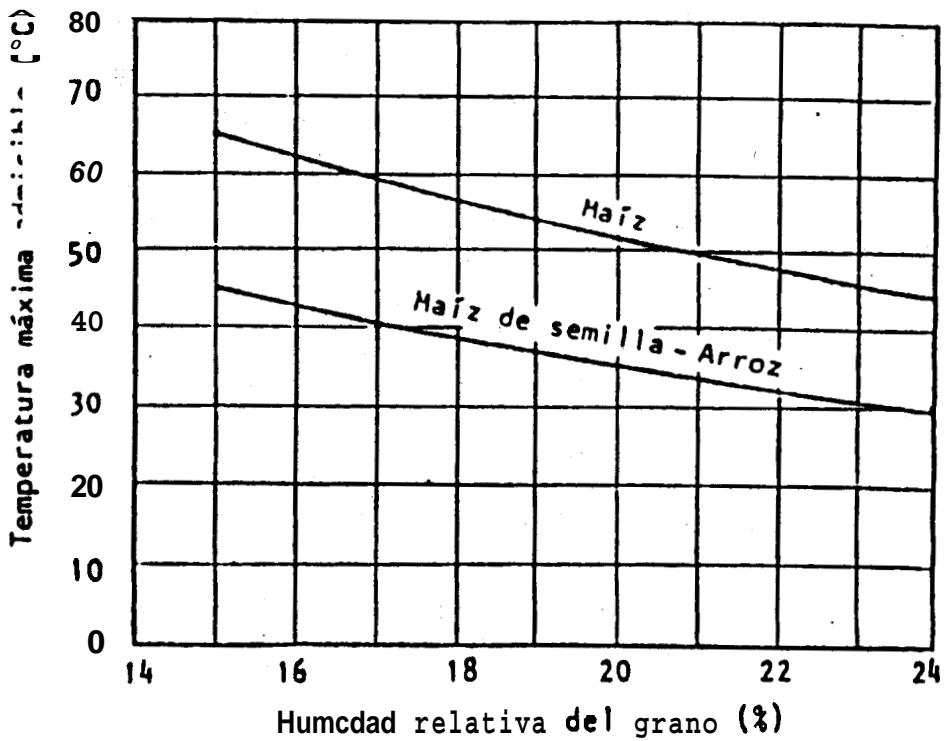


FIG.2.2.- HUMEDAD RELATIVA DEL GRANO VS TEMPERATURA MAXIMA ADMISIBLE

Metodo de Desgerminación en Seco: Los granos de maiz se sujetan al impacto repetido de aspas que lo golpean y de un cilindro con un resorte de alambre de acero.

El desgerminador causa, por el impacto, la separación del gérmen y el endospermo. Esta separación es posible debido a la fragilidad de la parte vitriosa del endospermo, la friabilidad de la fracción harinosa y la elasticidad del gérmen.

Los finos y las partes de hollejo, el gérmen y los granos rotos, a medida que pasan a través de la malla de alambre se eliminan, ya sea por gravedad o por aspiración a través de la salida en el fondo, mientras que el resto del grano sale a través de otra abertura cónica que va desde el fondo hasta el cilindro de malla de alambre. Del desgerminador, el material se mueve mediante un elevador de presión hasta un separador neumático del grano y un limpiador, en donde se eliminan los finos desgerminados que se mandan a un colector de ciclón para su separación. El material continua pasando a los cernidores, separadores, rodillos y graduadores, lo mismo que en las etapas del método de templado.

Se considera un grano "seco", adecuado para este sistema, a un grano con un porcentaje de humedad del 9 al 15%.

Esto se debe a que sobre el 15% de humedad se favorece el desarrollo de hongos e insectos en granos almacenados y bajo el 9% se considera un grano "muerto".

## 2.2. EQUIPOS INVOLUCRADOS EN EL PROCESO DE DESGERMINACION.

Los equipos que se pueden utilizar dependen del sistema de desgerminación a implementar. Así pues, para cada sistema se requiere de diferentes equipos, clasificándolos según la aplicación dentro del proceso:

- \* Equipos Impactadores.
- \* Equipos Desholleadores.
- \* Equipos Separadores de productos.

### 2.2.1. EQUIPOS IMPACTADORES.

Los equipos impactadores se utilizan principalmente para la desgerminación en seco, la figura 2.3 muestra un desgerminador horizontal el cual consta de un par de espas giratorias las cuales, golpean el maíz seco en forma repetida hasta fracturarlo completamente obteniendo de esta forma el gérmen y fracciones de endospermo.

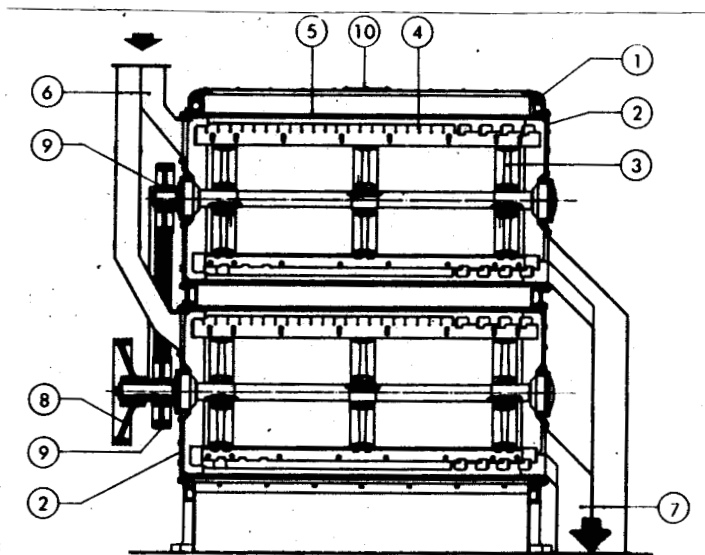


FIG.2.3.- DESGERMINADOR HORIZONTAL DE IMPACTO.

La figura 2.4 muestra un impactador centrifugal, el cual consta de un impeler de hierro fundido que gira a velocidad constante, velocidad que depende de la capacidad horaria y del diametro del impeler, el cual lanza el grano haciendolo impactar contra un cilindro de impacto, rompiendolo para la separación del germen.

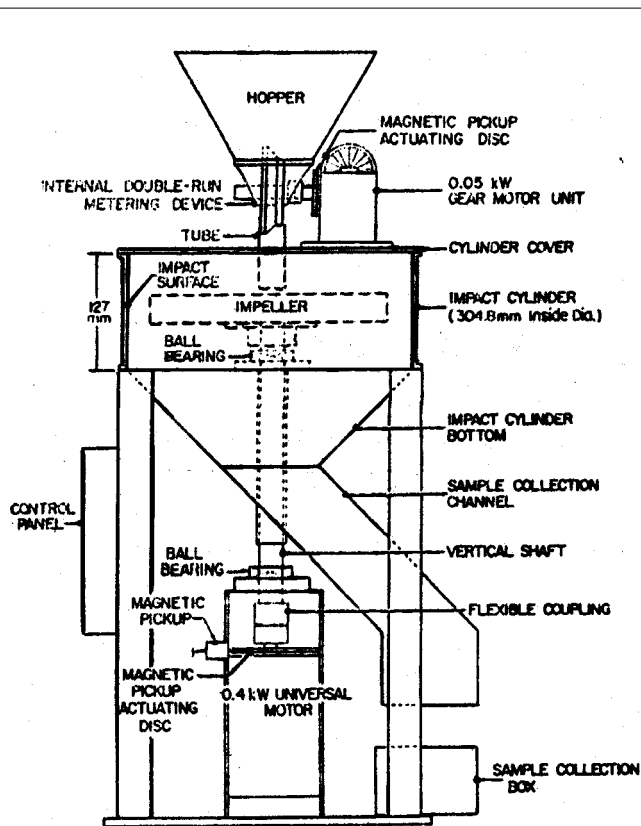


FIG.2.4.- DESGERMINADOR CENTRIFUGAL.

### 2.2.2. EQUIPOS DESHOLLEJADORES.

Los equipos desholleadores, se utilizan para la desgerminación en húmedo o semihúmedo; la figura 2.5 muestra un desgerminador Octogonal (STAR) el cual esta esencial-

mente compuesto por un estator cilindrico y un rotor octogonal. El rotor octogonal consta de 8 series de cuchillas especialmente ubicadas en forma de estrella. El grano se distribuye uniformemente entre las cuchillas y el estator, siendo sujeto a una acción friccionante que desholleja el maiz liberando el gérmen.

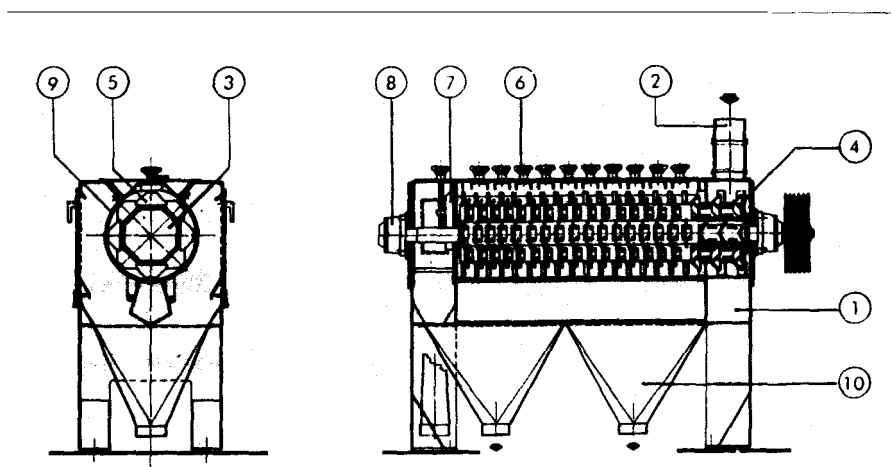


FIG.2.5.- DESGERMINADOR OCTOGONAL.

la figura 2.6 muestra un desgerminador cónico. Este desgerminador trabaja por fricción, deshollejando y desgerminando el grano en una cámara de forma cónica. En la superficie del rotor cónico existen protuberancias convexas que ayudan a procesar el cereal.

El diametro del tamiz, la velocidad del rotor, la distancia entre el rotor y el tamiz, la longitud y acon-

dicionamiento del grano influyen sobre la capacidad horaria del proceso. El estator, es un tamiz perforado, el cual facilita la expulsión de los productos con un contenido elevado de humedad.

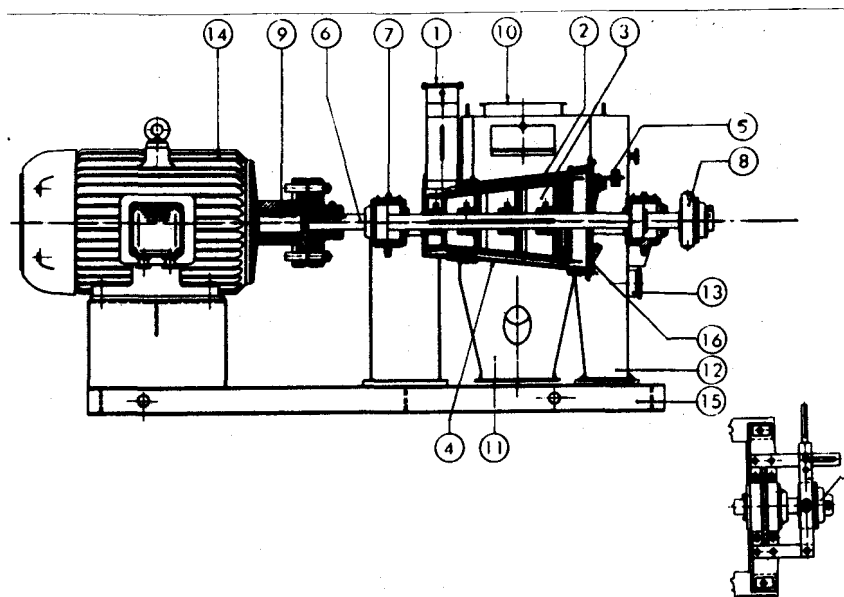


FIG.2.6.- DESGERMINADOR CONICO.

### 2.2.3. EQUIPOS SEPARADORES.

Los equipos separadores de productos pueden clasificarse como:

- \* Separadores mecánicos.
- \* Separadores por aire.
- \* Hidrociclones.

**Separadores mecánicos:** La figura 2.7 muestra una criba giratoria, formado por un cilindro rotatorio de chapa metálica o tela metálica; va abierto por uno de los dos extremos y el eje del cilindro es horizontal o ligeramente

inclinado, con lo que el material avanza a medida que gira el cilindro. Apropriadas para materiales relativamente gruesos.

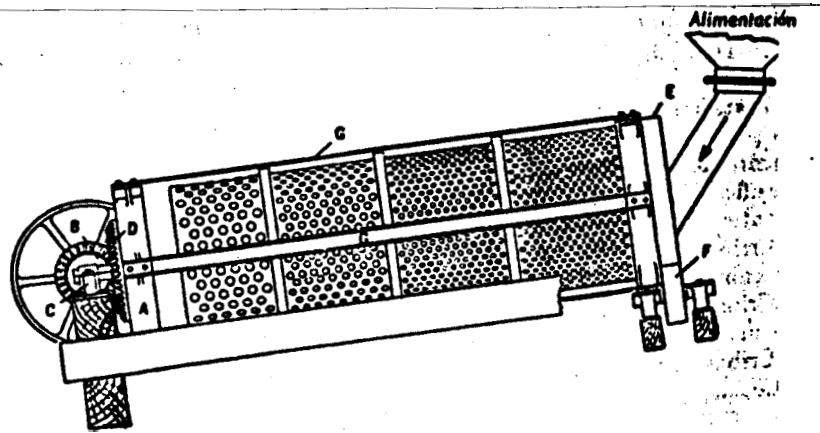


FIG.2.7.- CRIBA GIRATORIA.

La figura 2.8 muestra un tamiz de sacudida o vaivén, son contruidos con elementos mecánicos sencillos. La armadura es de angulos de acero y se suspende por barras portantes que pueden moverse libremente. Se sacude por medio de una exckntrica montada sobre una rueda giratoria. El tejido para tamizar se coloca directamente a la estructura o sobre una estructura ligera removible.

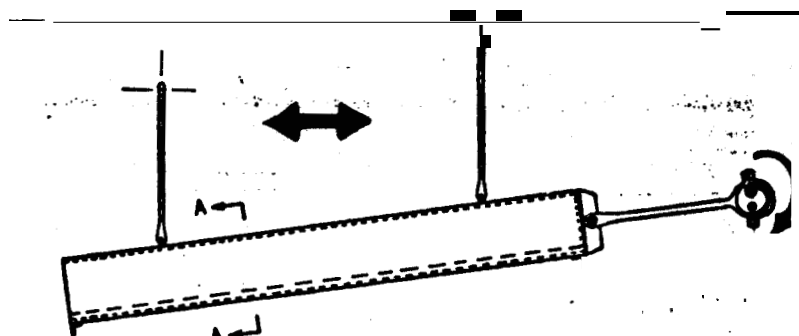


FIG.2.8.- TAMIZ DE VAIVEN.

Los tamices vibradores consisten en rejillas de malla de acero o placa perforada, que son sacudidas mecánica o electrónicamente, y el movimiento arrastra los productos sobre la superficie del tamiz.

La figura 2.9 muestra un separador vibratorio. Pueden estar inclinados respecto a la horizontal y se usan generalmente para la separación de polvos o harinas.

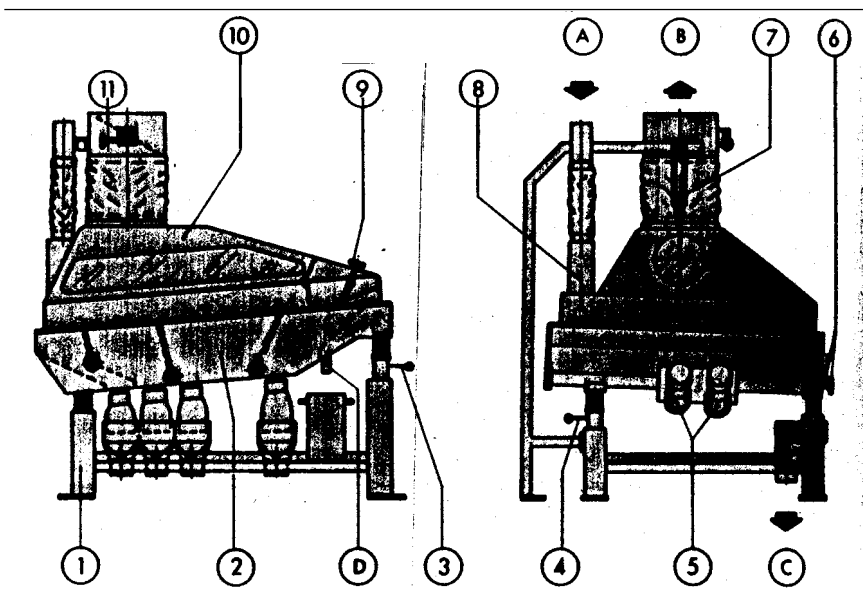


FIG.2.9.- SEPARADOR VIBRATORIO.

Separadores por aire: La figura 2.10 muestra un separador de ciclón, se emplean para la separación de sólidos de fluidos y utilizan la fuerza centrífuga para efectuar la separación. Una separación de este tipo depende no solo del tamaño de las partículas sino de la densidad de éstas. El aire con su carga de sólidos se introduce tangencialmente por la parte superior del cilindro, la



fuerza centrifuga lanza contra las paredes del cilindro a las particulas sólidas que caen a la parte cónica, efectuandose la separación.

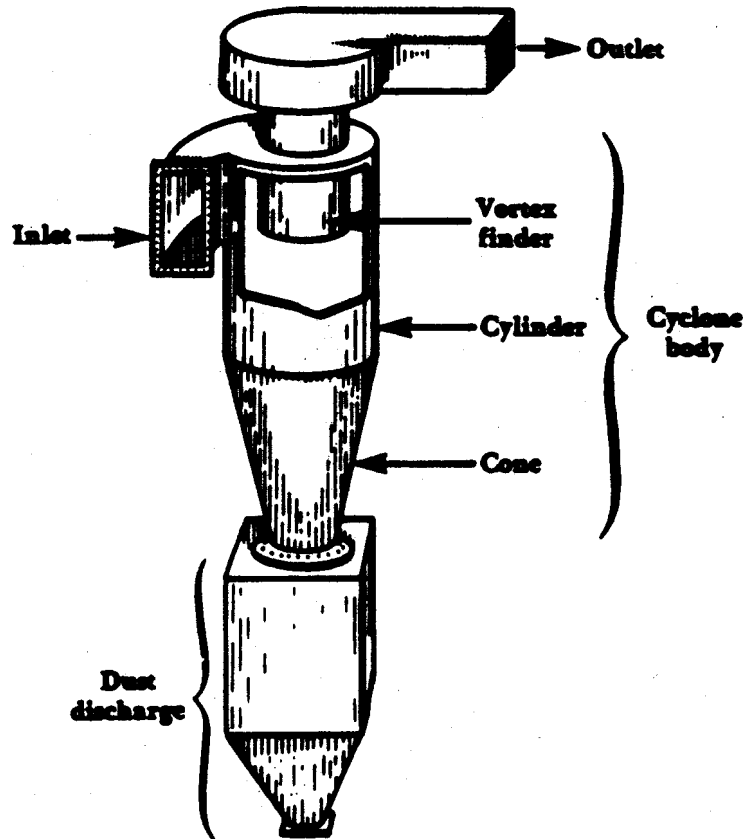


FIG.2.10.- CICLON SEPARADOR.

Otra forma de separación por aire es aquella que se basa en la velocidad de flotación de los productos, la figura 2.11 muestra un turbo aspirador cónico, consta de un turbo impeler que provee el aire necesario para transportar parte de los productos dejando pasar los de mayor peso y densidad.

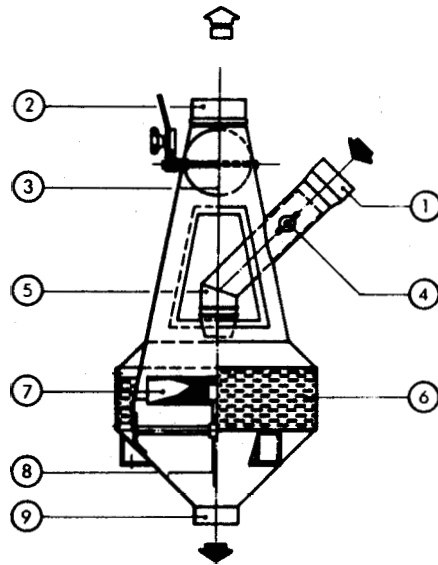


FIG. 2.11.- TURBO ASPIRADOR CONICO

Las Cajas de aire ó también conocidas como camaras de Sedimentación se utilizan para remover sblidos desde flujos de gases, en este caso aire. La figura 2.12, muestra una caja de aire típica, de flujo de aire horizontal y de expansibn simple.

El gas con las particulas entra al equipo por el ducto de expansión. La expansibn del gas causa que su velocidad disminuya permitiendo que las particulas, según su peso y velocidad de sedimentación, caigan después de recorrer una determinada distancia horizontal efectuandose la separación.

La unidad es construida como una caja horizontal, presentando considerables ventajas: Construccibn simple, bajo costa inicial y de mantenimiento y una baja caida de presibn: 0.25 - 2.5 centímetros de agua.

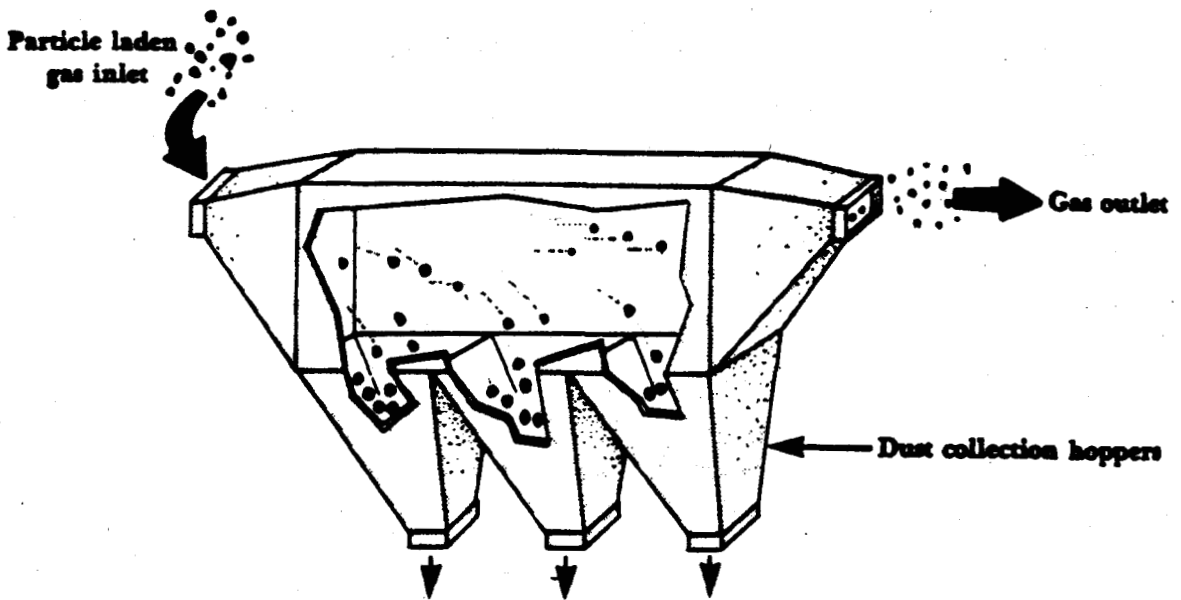


FIG.2.12.- CAJA DE AIRE O CAJA DE SEDIMENTACION.

Hidrociclones: Se conocen como separadores de agua adicional. La figura 2.13 muestra un hidrociclón, son clasificadores de doble cono, la alimentación entra al cono interior A y el agua adicional se introduce por B, las partículas se sedimentan en el cono interior y encuentran una corriente ascendente de agua en C. Las partículas finas suben y escapan por un canal periférico D mientras que las gruesas se sedimentan en la cámara E y se sacan a intervalos. El grado de separación se regula controlando la cantidad de agua adicional y regulando la altura del cono interior por el volante F.

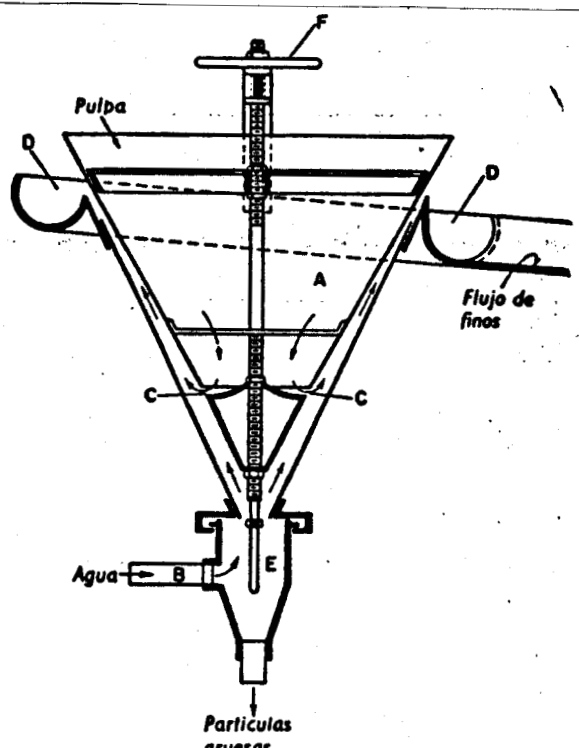


FIG.2.13.- SEPARADOR DE AGUA ADICIONAL:HIDROCICLON.

### 2.3. CONSIDERACIONES DE DISEÑO PARA LA SELECCION DE LOS EQUIPOS RE DESGERMINACION.

Consideraciones de diseño son las características que influyen en el diseño de un elemento o, quizá, en todo el sistema. Se tienen que tomar en cuenta varios de estos factores o consideraciones dependiendo del equipo y su función dentro del sistema:

#### 2.3.1. CONSIDERACIONES DE DISEÑO PARA LOS EQUIPOS IMPACTADORES.

\* Resistencia al impacto: Es la consideración mas importante, siendo el principio de funcionamiento

para esta clase de equipo. Los elementos mecánicos que realizan la operacibn estan constantemente impactando o siendo golpeados por masas de productos. El elemento deberá soportar el esfuerzo provocado por la resistencia del grano.

- \* Resistencia a la Fat — El eje del rotor impactador debera soportar un gran número de inversionea de giro, bajo las cargas establecidas.
- \* Desgaste por fricción: El maíz es un grano altamente abrasivo, más aún cuando esta seco, el equipo deberá soportar el desgaste debido al constante roce del grano con sus elementos.
- \* Rigidez: El equipo debe ser lo suficientemente rígido, esto es ~ u deformaciones o deflexiones deben estar dentro de los parámetros establecidos.

### 2.3.2. CONSIDERACIONES DE DISEÑO PARA LOS EQUIPOS DESHOLLEJADORES.

- \* Resistencia a la Fricción: Por ser su principio de operación, deberan soportar el constante roce del grano con sus elementos y preveer la duración de los mismos.
- \* Resistencia a la Corrosión: Esta consideración es importante debido al significativo contenido de humedad de los granos.
- \* al desgaste: Por trabajar bajo el principio de fricción, los elementos deberan sopor-

tar un gran desgaste, manifestada con una gradual pérdida de las dimensiones y ajustes originales.

### 2.3.3. CONSIDERACIONES DE DISEÑO PARA LOS SEPARADORES DE PRODUCTOS.

Dado que los separadores mecánicos mueven al producto sobre sus elementos, se deben considerar los siguientes factores:

- \* Resistencia a la Fricción.
- \* Resistencia al Desgaste.
- \* Rigidez.

Para los separadores de aire e hidrociclones, al funcionar con fluidos (aire y agua respectivamente), es importante considerar:

- \* Acabado Superficial.
- \* Resistencia a la Corrosión.
- \* Control de los Equipos

Existen otros factores, considerados como generales, dentro del sistema, tales como:

- \* Utilidad.
- \* Costo.
- \* Facilidad de Mantenimiento.
- \* Peso y Volumen.
- \* Tamaño y Forma.
- \* Duración.
- \* Seguridad.
- \* Ruido

## **2.4. ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y SELECCION OPTIMA.**

La selección del sistema de desgerminado debe ser tal que se adapte a las necesidades y limitaciones de nuestro medio, usando recursos y tecnología que estén a nuestro alcance y disponibilidad, considerando los costos de operación y mantenimiento.

Como alternativas de diseño se cuenta con tres sistemas de desgerminado, a continuación se mencionan equipos involucrados en el proceso, además de las ventajas y desventajas de cada sistema; cabe anotar que éstas se encuentran en función de los productos de maíz que se pueden obtener de cada sistema.

### **2.4.1. DESGERMINACION EN HUMEDO.**

- Equipos:**
- \* Desgerminador Octogonal
  - \* Hidrociclones (en Serie).
- Ventajas:**
- \* Simplicidad de mantenimiento y operación.
  - \* Se obtiene un germen más limpio.
  - \* Como resultado de acondicionar el grano, el desgerminado se realiza sin usar una excesiva acción de trabajo.
  - \* Posibilidad de obtener un alto rendimiento de grits para cervezas y harinas.

- Desventajas:**
- \* El sistema requiere una inversión inicial elevada.
  - \* El costo de operación del sistema es mas elevado, debido a que:
    - Se necesita de un sistema de maceración o ablandamiento del grano (tanque de almacenamiento para maceración).
    - Se requiere de un sistema de secado con vapor para los productos finales
  - \* Equipos más complejos en diseño.
  - \* Productos presentan mayor dificultad a su manejo **por** su elevado contenido de humedad.
  - \* Un inadecuado proceso de secado posterior puede dañar los productos del maíz.

#### 2.4.2. DESGERMINACION SEMIHUMEDA.

- Equipos:**
- \* Desgerminador Cónico.
  - \* Separador Gravimétrico: Tamíz Vibratorio.
  - \* Turbo Aspirador.

- Ventajas:**
- \* Se obtienen trozos gruesos totalmente pelados.
  - \* La primera separación se realiza a través de la criba perforada que rodea al rotor cónico.
  - \* Fácil mantenimiento y operación.
  - \* El templado con vapor facilita y mejo-



ra la separación del germen.

- Desventajas:**
- \* La instalación de este sistema encierra un alto costo inicial y de operación.
  - \* Se requiere de tanques de almacenamiento para ablandar el cereal y de un sistema de vapor para templado una vez que esté lo suficientemente remojado. Este sistema debe servir también para secar los productos del maíz.
  - \* Las irregularidades en la forma y tamaño del grano disminuyen el rendimiento de éste sistema.
  - \* Debido al desgaste, el desgerminador cónico puede perder su ajuste lo que disminuye el rendimiento de la máquina

#### 2.4.3. DESGERMINACION EN SECO.

- Equipos:**
- \* Impactador Horizontal.
  - \* Separador Gravimétrico: Separador de sacudidas.
  - \* Separador de Ciclón y Caja de aire.
- Ventajas:**
- \* Los productos de maíz no necesitan ser secados.
  - \* Para un maíz de buena calidad, el rendimiento de desgerminado es alto, aproximadamente 10% por tonelada.

- \* Simplicidad de operación.
- \* Bajo consumo de energía: aproximadamente 45 Kwh.
- \* Bajo costo inicial y de operación.

- Desventajas:**
- \* Para granos de mala calidad, con fisuras o quebraduras, el rendimiento de desgerminado disminuye considerablemente.
  - \* Sistema sujeto a impactos considerables y elevado desgaste.
  - \* Ruido elevado.
  - \* Se puede obtener gérmen menos limpio que debe ser recirculado en el sistema

Con las alternativas presentadas el siguiente paso es, con un criterio técnico, escoger la más apropiada en función de nuestros requerimientos específicos.

Para elegir la alternativa más adecuada se realiza una tabla de valores, dando un puntaje sobre 20 puntos (valor ideal) a varias características de costo, diseño, operación, etc.

La tabla 2.1 muestra las características escogidas, y los puntajes asignados de acuerdo a la importancia de cada una de estas dentro del sistema de desgerminado.

SISTEMA	COSTO INICIAL	MATER. DISPON.	FACIL. OPERAC.	GASTOS OPERAC.	GASTOS MANTEN.	RENDIM. EXTRAC.
DESGERM. HUMEDA	15	16	16	16	16	18
DESGERM. SEMI-HUMEDA	13	16	15	15	16	18
DESGERM. SECA	17	16	17	17	17	18

SISTEMA	TOTALES
DESGERMINACION HUMEDA	97
DESGERM. SEMI-HUMEDA	93
DESGERMINACION SECA	102

TABLA 2.1. VALORES PARA LAS ALTERNATIVAS POSIBLES Y TOTALES PARA LA SELECCION IDEAL.

Revisando los valores totales de la tabla 2.1 se establece que la **Desgerminación en Seco** es la alternativa ideal para implementar en nuestro medio, dadas sus ventajas alto rendimiento, bajo costo, facilidad de operación y

mantenimiento.

Por lo tanto, los equipos involucrados en este proceso y que deben ser diseñados son:

- \* *ROTOR IMPACTADOR HORIZONTAL.*
- \* *SEPARADOR GRAVITACIONAL RE VAIVEN.*
- \* *SEPARADOR DE CICLON.*
- \* *CAJA DE SERIMENTACION DE PARTICULAS.*

## **CAPITULO 3**

### **DISEÑO DEL SISTEMA DE DESGERMINACION**

#### **3.1. DESCRIPCION DEL SISTEMA ELEGIDO.**

Una vez obtenido el sistema óptimo; esto es, la desgerminación en seco, y definido cada componente del sistema se puede describir la secuencia de operación de desgerminado.

El grano a procesar es almacenado en silos, la calidad de este debe cumplir con los parámetros establecidos en párrafos anteriores. Además, para granos secos, el transporte a través de tuberías debe observar ciertos aspectos técnicos para minimizar el riesgo de afectar su calidad. La tubería que conduce al grano del silo al sistema, debe ser tal que evite atascamientos y debe tener un área transversal que permita el flujo de granos requerido.

El sistema de Desgerminación en Seco elegido consta de los siguientes equipos: 1 Rotor impactador Horizontal, 1 Separador de vaivén 6 sacudidas, 1 Ciclón separador, y 1 Caja de Sedimentación de partículas.

La secuencia de operación del Sistema es la siguiente:

- 1.- El grano, proveniente del silo, entra al impactador donde es fracturado o roto por el golpe repetido de las aspas; el germen, por su elasticidad se separa y el endospermo, vitreo y harinoso, se descompone en trozos de tres diferentes calibres (trozos gruesos,

medios y finos) y harina.

2.- El germen mas los trozos de endospermo y la harina son enviados a un separador de vaivén 6 sacudidas, donde a través de una Criba se eliminan los trozos medios, finos y la harina de los trozos gruesos y el germen.

3.- Los trozos gruesos y el germen, más una cierta cantidad de harina, pasan al Ciclón Separador, en donde se separan, pasando los trozos gruesos y el germen a la Caja de Sedimentación donde se realizará la separación final del germen.

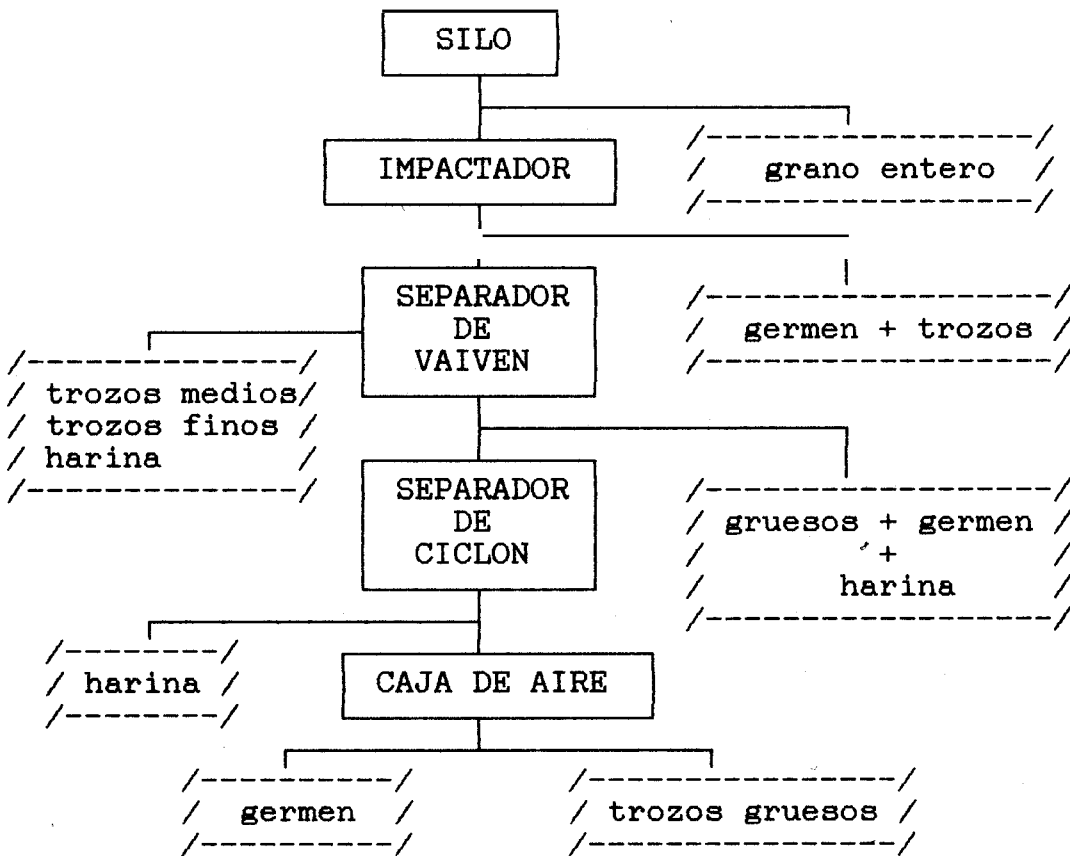


FIG.3.1.- SECUENCIA DE OPERACION DE DESGERMINADO VIA SECA.

### **3.2. DISEÑO DE FORMA PRELIMINAR DEL SISTEMA DE DESGERMINACION.**

#### **3.2.1. DISEÑO DE FORMA DEL ROTOR IMPACTADOR.**

El Rotor Impactador consta de un par de aspas, las cuales cumplen dos funciones: Golpear al grano y lanzarlo contra el cilindro y criba de impacto. Las aspas están sujetas a soportes horizontales mediante pernos, lo que permite su recambio una vez que se hallan desgastado. Estos soportes horizontales están soldados a soportes radiales y estos a su vez a un eje rotor a través del cual se comunica la rotación de las aspas. La rotación del eje se consigue por medio de bandas y correas conectadas a un motor.

La figura 3.2 muestra una vista general del Rotor Impactador. Notese la ubicación de la tubería de acceso y entrada del grano al impactador, tangencialmente ubicada con respecto a la trayectoria circular que van a describir las aspas, con el propósito de facilitar la operación del equipo, adicionalmente que mejora su eficiencia.

En la figura 3.3 puede observarse el eje rotor con las aspas y soportes. Las aspas poseen una serie de dientes los cuales cumplen dos funciones: Ayudar a la ruptura del grano y facilitar el movimiento axial y lineal de los productos del maíz a lo largo del impactador.

El eje rotor junto con las aspas deben ir simétricamente instaladas en el cilindro de impacto, esto signi-

fica que el eje central del cilindro de impacto debe coincidir con el eje central del rotor. Ver figura 3.4.

La transmisión de Potencia se realiza a través de bandas 6 correas ajustadas en una polea ubicada en el extremo del eje que conecta directamente a un motor. Ver figura 3.5.

### 3.3.2. DISEÑO DE FORMA DEL SEPARADOR DE VAIVEN.

El separador consta de una plancha horizontal de acero, convenientemente perforada y que está sujeta a perfiles angulares de acero. Estos perfiles angulares, soldados, proporcionan el espacio físico para la ubicación de la plancha perforada de separación. La plancha perforada 6 criba puede soldarse 6 empernarse a los perfiles, para así permitir su recambio. Ver figura 3.6.

El movimiento alternativo de zarandeo lo proporciona un mecanismo de biela-manivela conectada a un motor por medio de bandas 6 correas. Además estará provisto de 4 ruedas laterales que, dentro de rieles, permitirán el movimiento de vaiven. ver figura 3.7.

Todo el conjunto Criba-Soportes angulares, en donde se va a realizar la separación, debe instalarse dentro de una caja aisladora, o sea que no debe estar abierto al ambiente. Esto se debe a la gran cantidad de polvo (harina) que se obtiene como resultado del rompimiento del grano. Esta caja aisladora debe ser diseñada de tal forma que



permita el acceso a su interior para mantenimiento. Además no debe ser completamente sellada, pues debe permitir la succión de aire del ventilador para el ciclón separador, que constituye el siguiente paso en la secuencia de operación del sistema. Ver figura 3.8.

### 3.2.3. SELECCION DEL SEPARADOR DE CICLON.

El separador de ciclón deberá ser seleccionado entre el Ciclón Convencional o el Ciclón de Alta Eficiencia. Dado que lo que se quiere es simplemente efectuar una labor de limpieza tanto al germen como a los gruesos, eliminando totalmente la harina presente en la masa de partículas, se puede seleccionar un ciclón convencional, de media eficiencia.

### 3.2.4. DISEÑO DE FORMA DE LA CAJA DE AIRE.

Las cajas de aire de sedimentación basan su funcionamiento en la velocidad terminal de descenso de las partículas contenidas en un gas; las cuales recorrerán una cierta distancia horizontal antes de sedimentarse.

El diseño de la caja de aire estará en función de las longitudes necesarias para la sedimentación, longitudes que dependerán de la densidad de las partículas a separarse. La figura 3.9 muestra una Caja de Sedimentación Gravitacional.

La figura 3.10 muestra una vista general del sistema de Desgerminación por vía Seca.

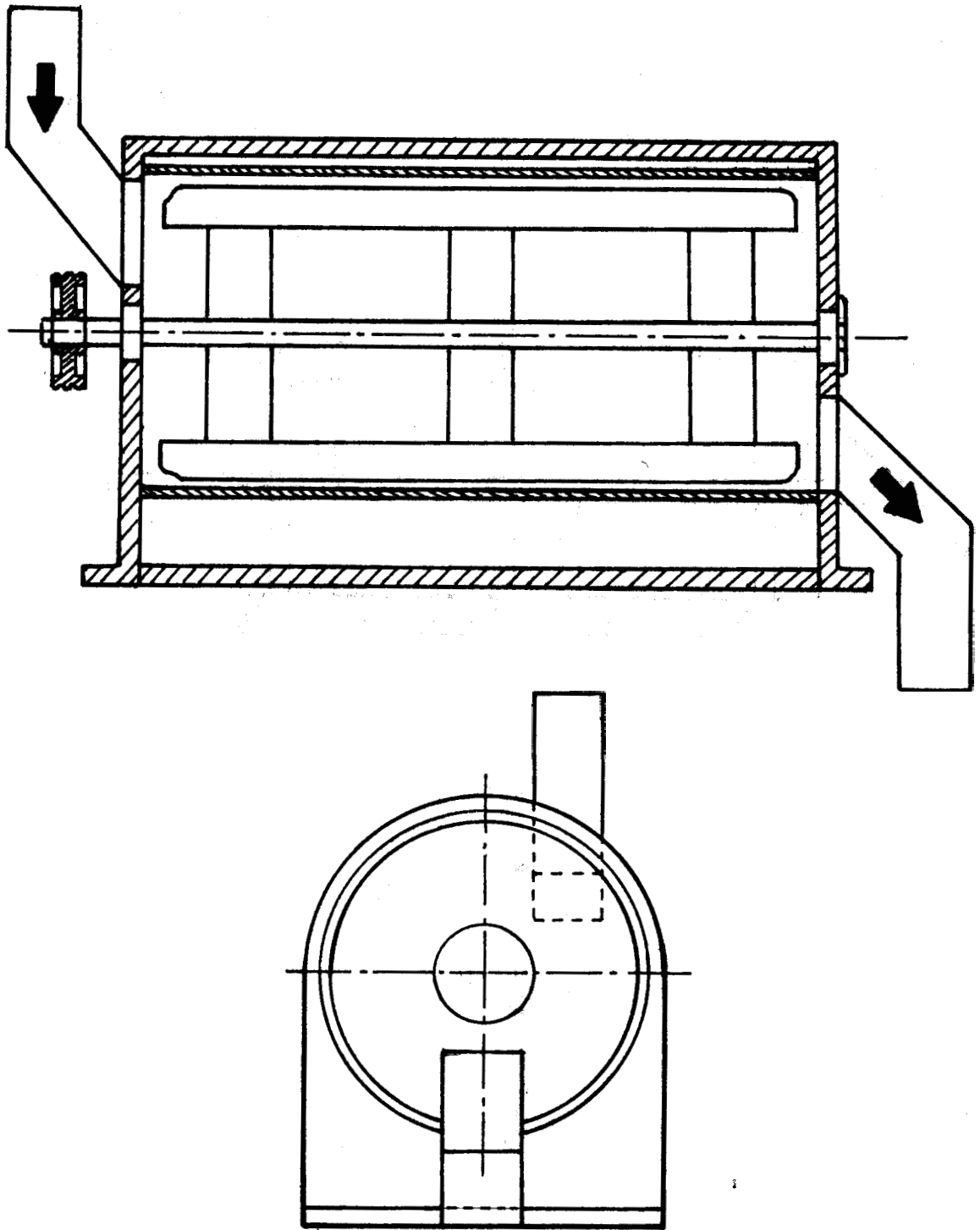


FIG.3.2.- VISTA EN CONJUNTO DEL ROTOR IMPACTADOR.

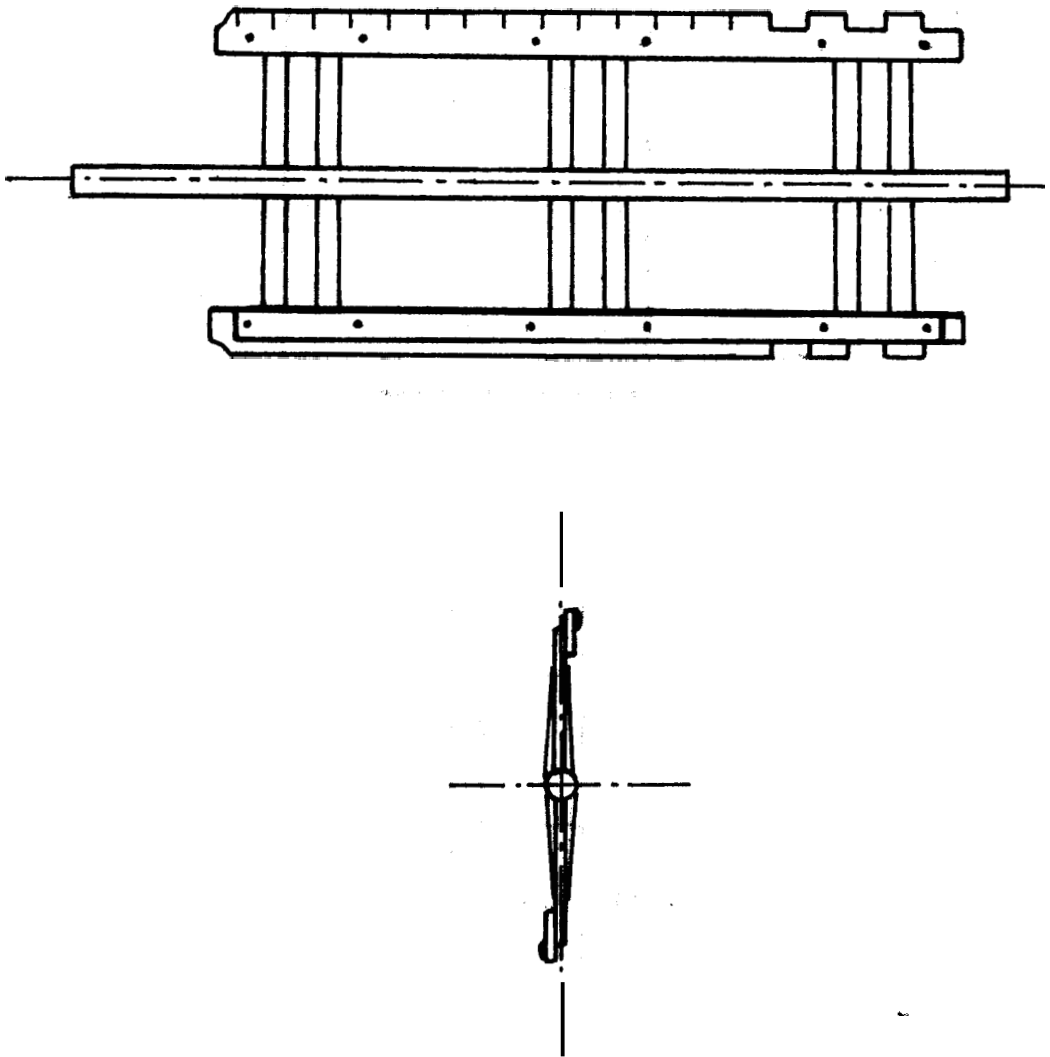


FIG.3.3.- VISTA EN CONJUNTO DEL EJE ROTOR, SOPORTES  
ASPAS

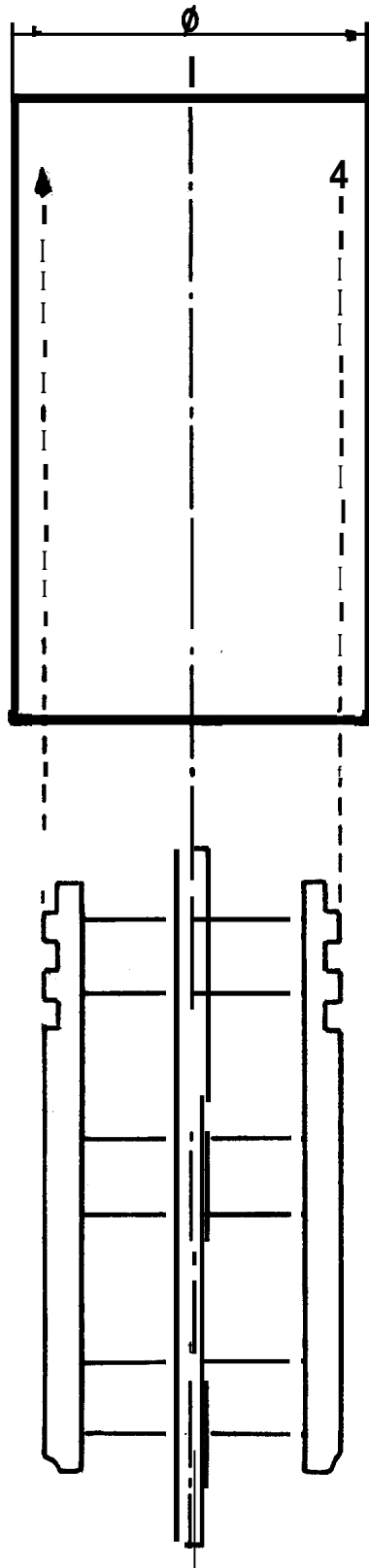


FIG.3.4.- UBICACION DEL EJE ROTOR DENTRO DEL CILINDRO DE IMPACTO.

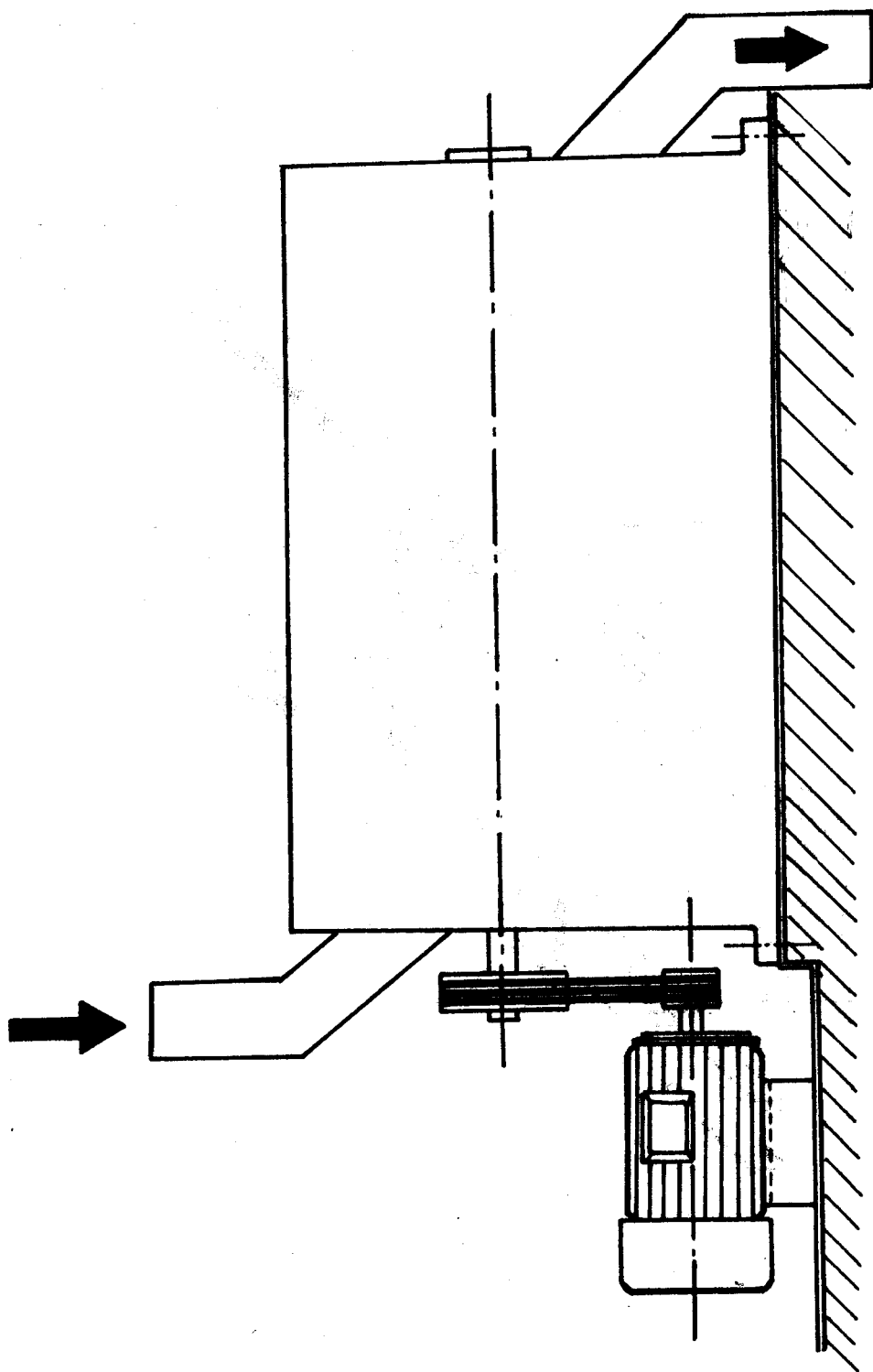


FIG.3.5.- TRANSMISION DE POTENCIA AL ROTOR IMPACTADOR.

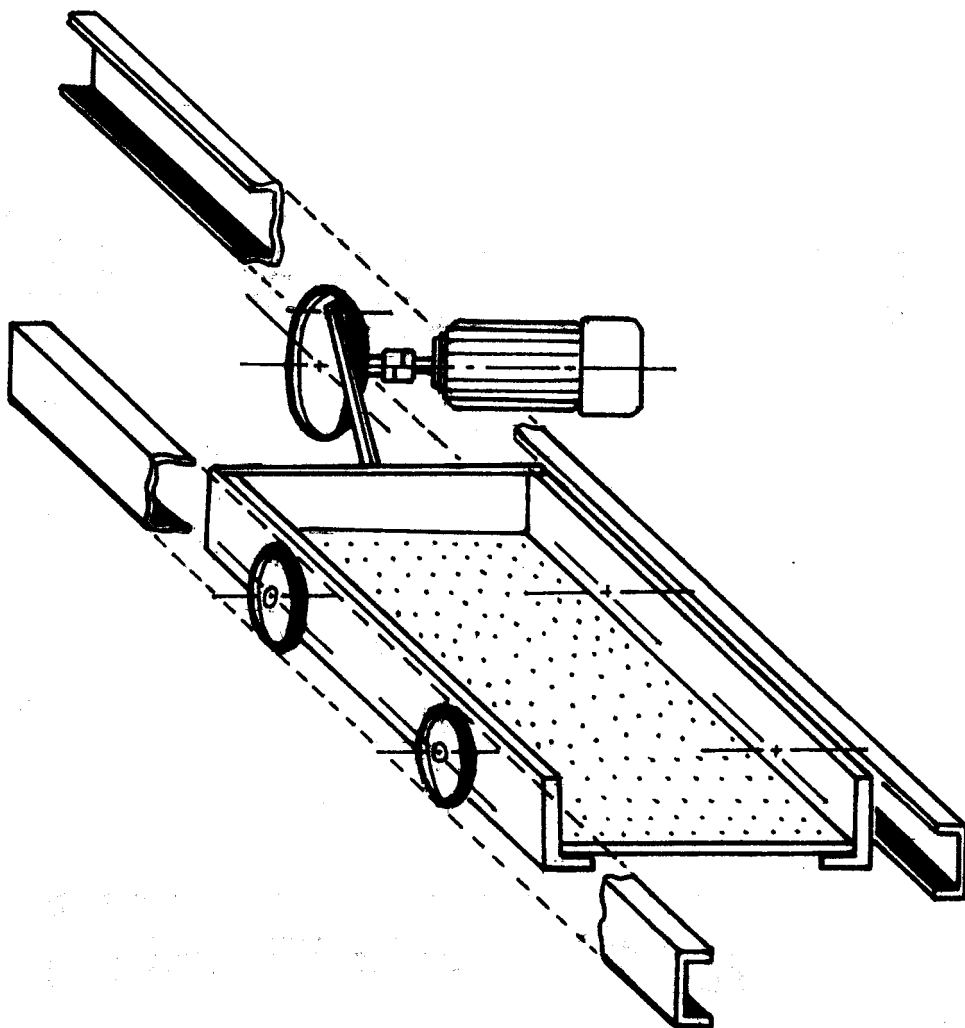
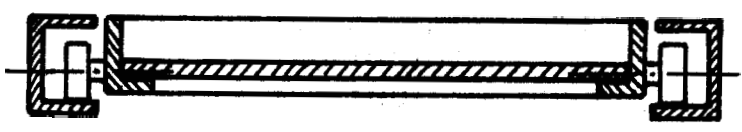
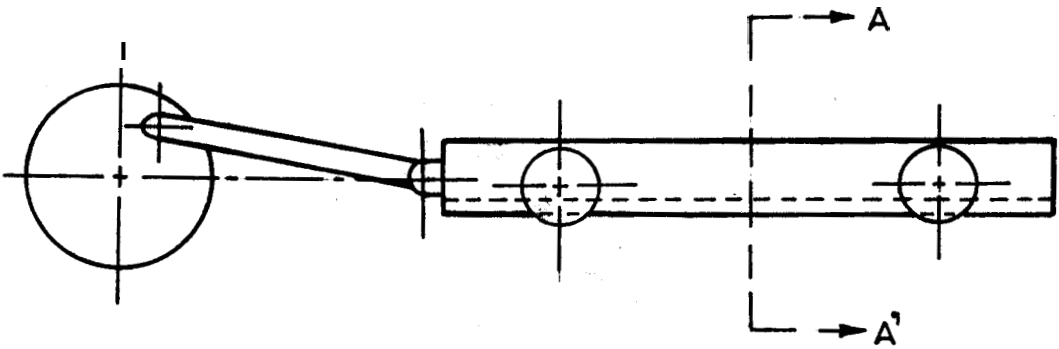


FIG.3.6.- VISTA DE CONJUNTO CRIBA-SOPORTES DEL SEPARADOR.



CORTE AA'

FIG.3.7.- VISTA DEL SISTEMA DE MOVIMIENTO ALTERNATIVO Y RUEDAS LATERALES.

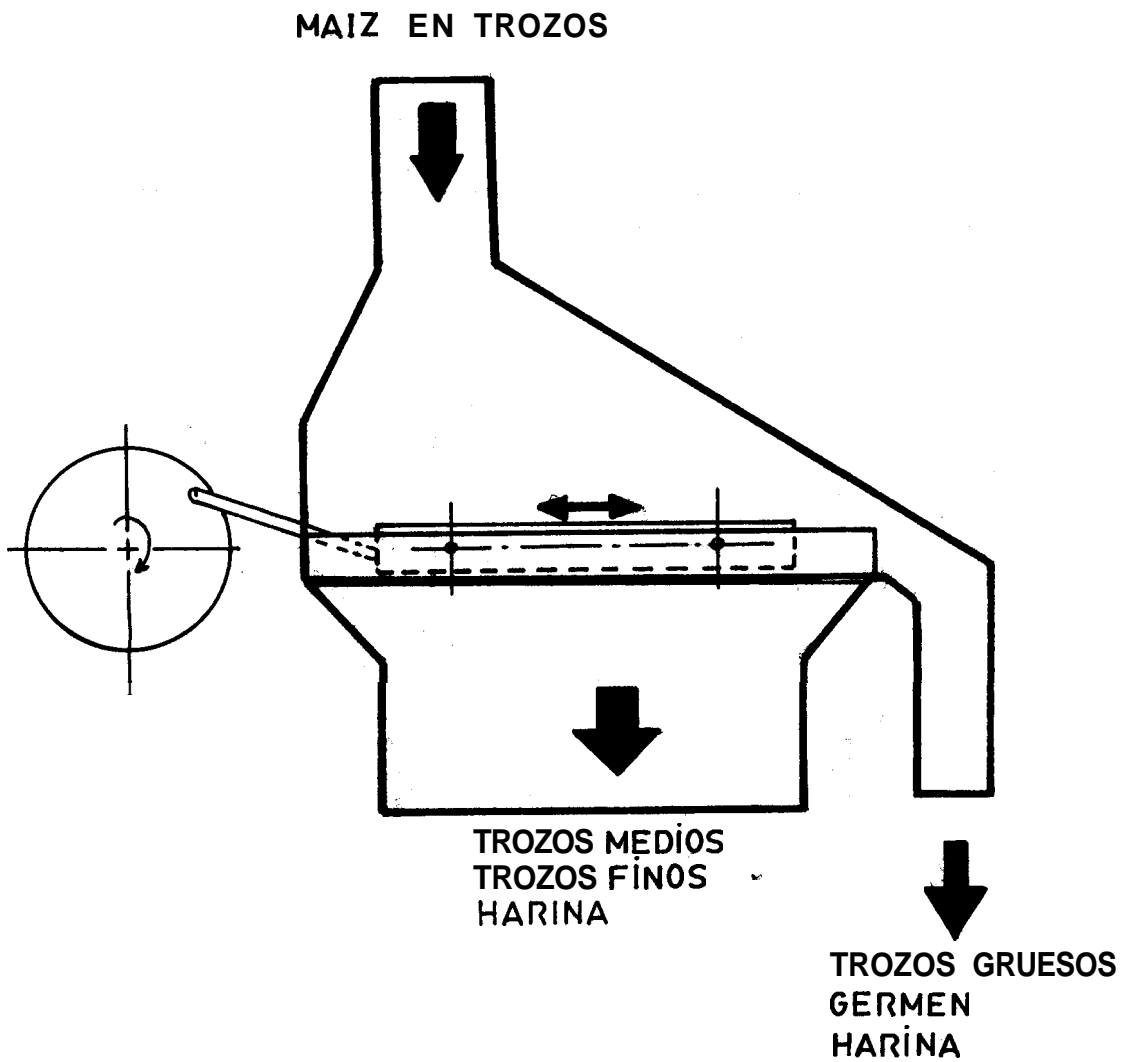
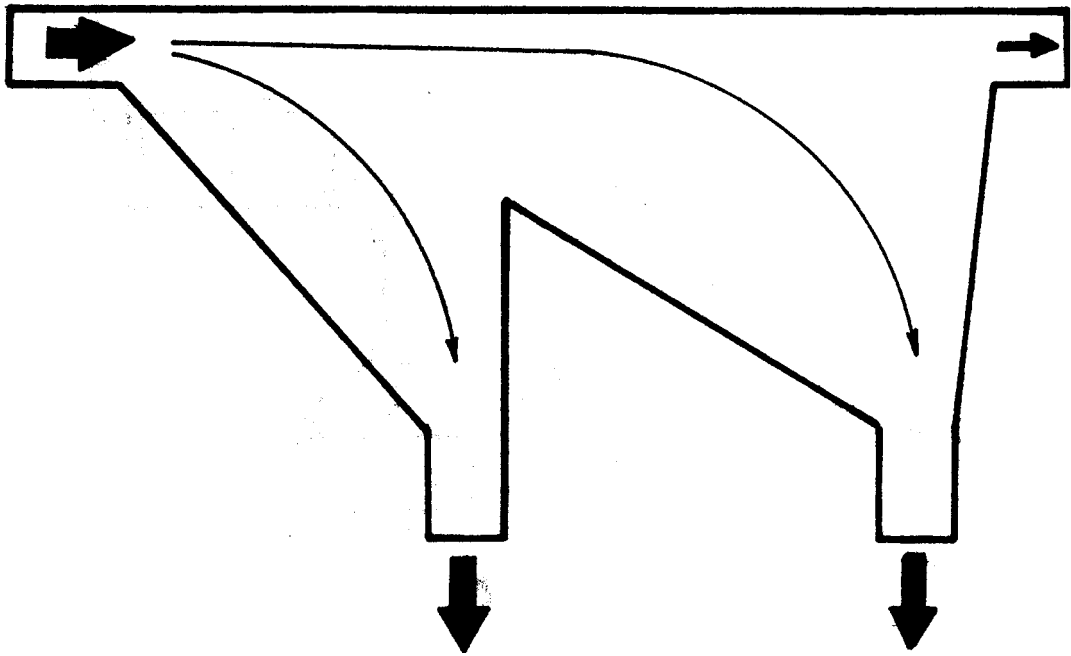


FIG.3.8.- VISTA GENERAL DEL SEPARADOR GRAVIMETRICO DE VAIVEN.



TROZOS GRUESOS  
+  
GERMEN

aire



GERMEN

TROZOS GRUESOS

3.9.- CAJA DE AIRE O DE SEDIMENTACION GRAVITACIONAL.

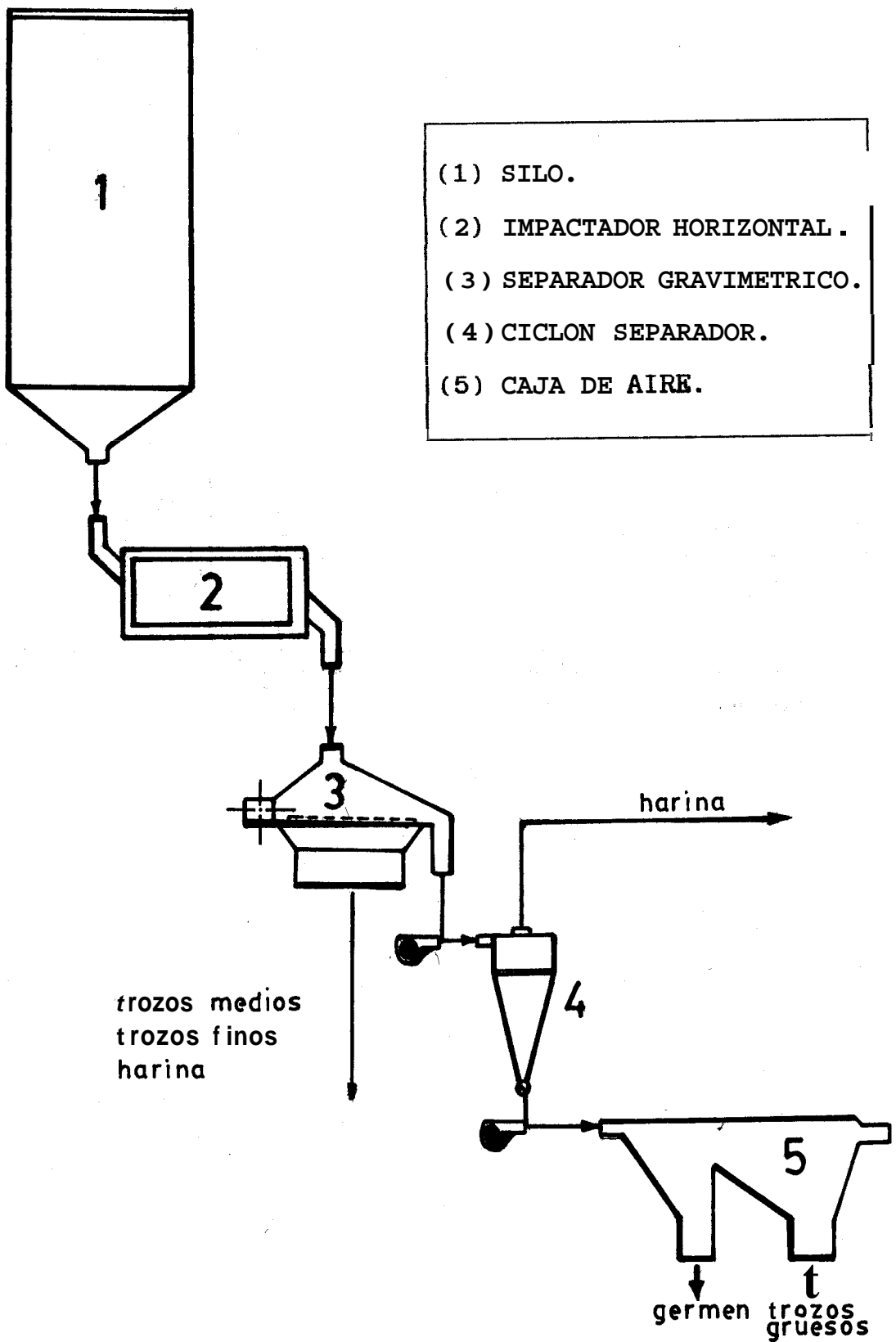
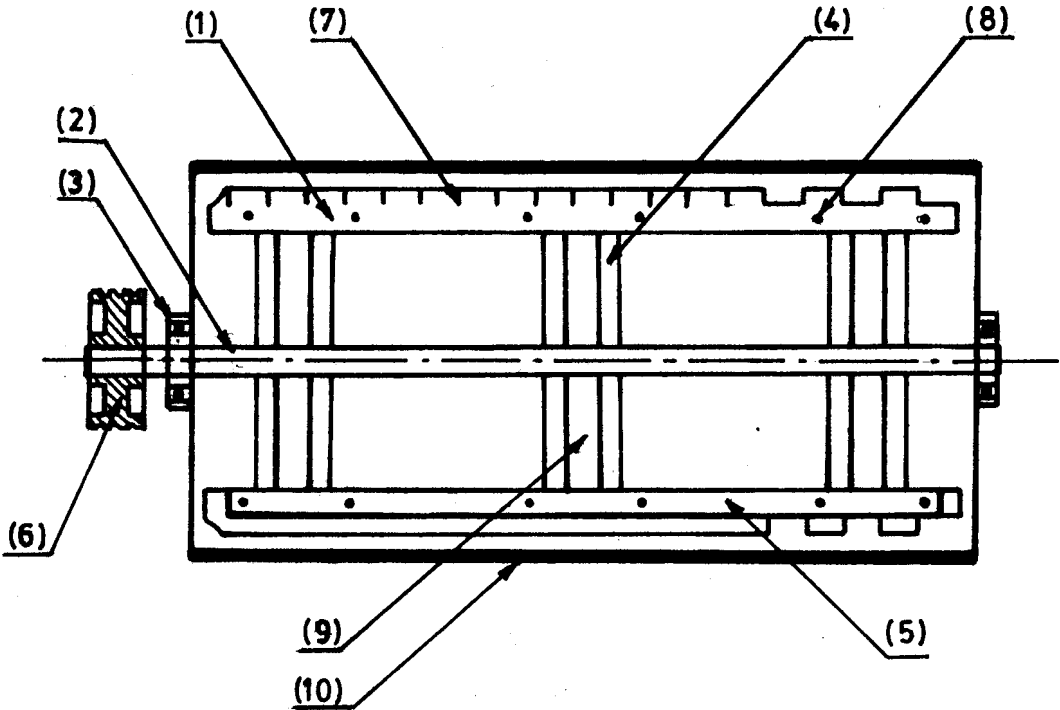


FIG.3.10.- VISTA GENERAL DEL SISTEMA DE DESGERMINACION DE MAIZ POR VIA SECA.

### 3.3 CALCULO Y DISEÑO DEL ROTOR IMPACTADOR.

#### PARTES CONSTITUTIVAS:



- (1).- ASPA DE IMPACTO.
- (2).- EJE DE ROTACION.
- (3).- RODAMIENTOS.
- (4).- SOPORTE RADIAL (perpendicular al eje)
- (5).- SOPORTE LONGITUDINAL (paralelo al eje)
- (6).- POLEA TRANSMISORA DE POTENCIA.
- (7).- DIENTES DEL ASPA.
- (8).- PERNO SUJETADOR DEL ASPA.
- (9).- NERVADURAS DE SOPORTES RADIALES.
- (10).- CRIBA O CILINDRO DE IMPACTO.

**DATOS DE ENTRADA DEL SISTEMA DE DESGERMINACION POR VIA SECA:**

- \* Capacidad del Sistema: 1 ton/hora de germen de maiz
- \* Alimentación del Sistema: 10 ton/hora de maiz
- \* Se asume la humedad relativa del grano: 20% d.b.; por lo que todas las propiedades físicas y mecánicas del maiz se tomarán en base a este porcentaje de humedad.

\*  $\dot{m}_{entra} = 10 \text{ ton/hora} = 167 \text{ kg/min} = 2.778 \text{ kg/seg}$

- \* Caudal o flujo de granos que ingresan al impactador:

$$\dot{V}_{entra} = \dot{m}_{entra} / \rho_{aparente} \text{ del maiz}$$

$$\dot{V}_{entra} = \frac{167 \text{ kg/min}}{675 \text{ kg/m}^3} = 0.24741 \text{ m}^3/\text{min}$$

- \* Para cumplir con los requerimientos del sistema se debe-  
ra cumplir que:

$$\dot{V}_{entra \text{ al impactador}} = \dot{V}_{sale \text{ del impactador}}$$

- \* Masa media del grano de maiz: 0.35 gr = 0.00035 kg.

- \* Densidad real e unitaria del maiz: 1230 kg/m<sup>3</sup>

- \* Volumen medio del grano de maiz:  $V = m / \rho_{unitaria}$

$$V = \frac{0.00035 \text{ kg}}{1230 \text{ kg/m}^3} = 2.8455 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$= 284.55 \text{ mm}^3$$

- \* Por lo tanto, en 1 minuto entrarán al impactador aproximadamente 869478 granos de maiz; osea: 14491 granos por segundo.

- \* Los trozos de granos que se obtienen del impactador son predominantemente longitudinales.

## POTENCIA TOTAL DEL ROTOR IMPACTADOR:

$$P_{total} = P_{desgerminado} + P_{inercial} + P_{rodamientos}$$

$P_{desgerminado}$ : Potencia para desgerminar 10 ton/hora de maiz

$P_{inercial}$ : Potencia para vencer la inercia de la maquina.

$P_{rodamientos}$ : Potencia para vencer la oposicion friccional de los rodamientos.

## POTENCIA DE DESGERMINADO DEL MAIZ:

De la tabla 1.6 se toma el valor de Resistencia al impacto Transversal, por ser el máximo valor:  $R_{impacto} = 0.185 \text{ J}$

Para fracturar los granos de maiz que entran al impactador se debe aplicar una potencia de:

$$14491 \text{ granos/seg} \times 0.185 \text{ joules/grano} = 2680.835 \text{ W}$$

\*\*\*  $P_{desgerminado} = 2680.835 \text{ W} = 2.680 \text{ KW} = 3.6 \text{ HP}$

## VELOCIDAD DE ROTACION Y DIMENSIONAMIENTO DE LAS ASPAS DEL IMPACTADOR:

Las aspas del rotor impactador cumplen dos funciones:

- impactar al grano de maiz,
- lanzar al grano contra el cilindro de impacto,

ambas funciones tienen el mismo objetivo que es el fracturar & romper el maiz, para liberar el gérmen.

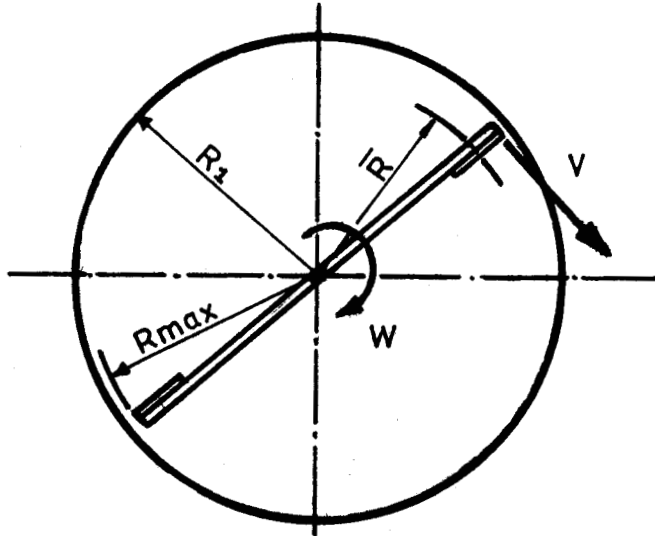
Se calcula la velocidad de rotación en función de la cantidad de trabajo o Potencia y del caudal de granos que

entran al impactador:

$$P_{desgeminado} = E_{cinética} = 1/2 \cdot \dot{m}_{total} \cdot v_{tangencial}^2$$

$$2680.835 \text{ W} = 1/2 \cdot (2.778 \text{ Kg/seg}) \cdot v_{tangencial}^2$$

$$v_{tangencial \text{ del aspa}} = 43.935 \text{ m/seg} = \underline{44 \text{ m/seg}}$$



\*  $R_{max}$  es el máximo radio de rotación del aspa del rotor.

\*  $R_1$  es el radio del cilindro de impacto.

Se necesita determinar el radio máximo de giro ( $R_{max}$ ) para obtener la velocidad apropiada.

\* Energía Cinética de Rotación del Aspa:

$$P_{desgeminado} = 1/2 \cdot I_{aspa} \cdot w^2 \quad (1)$$

Donde  $w$  es la velocidad de rotación del aspa.

Se asume que la energía de impacto que requiere el aspa de la máquina para romper el grano debe ser igual a la energía con que el grano debe ser lanzado hacia el cilindro de impacto para su ruptura.

$$E_{cinética \text{ del aspa}} = E_{cilindro \text{ de impacto}}$$

por lo tanto, se asume que las inercias del aspa y cilindro deben ser iguales:

$$I_{\text{aspa}} = I_{\text{cilindro de impacto}} \quad (2)$$

$$\text{de(1):} \quad I_{\text{aspa}} = \frac{2(P_{\text{desgerminado}})}{w^2}$$

$$\text{en(2):} \quad \frac{2(P_{\text{desgerminado}})}{w^2} = m(R_1)^2$$

donde:  $m$ ,  $R_{\text{max}}$ ,  $R_1$  son parámetros de diseño.

\*  $m$ : determina las dimensiones del aspa.

\*  $R_{\text{max}}$ : determina el radio máximo de rotación del aspa.

\*  $R_1$ : determina el radio del cilindro de impacto.

Alter	$m$ (Kg)	$R_{\text{max}}$ (m)	$R_1$ (m)	$m(R_1)^2$ (kg.m <sup>2</sup> )	$v = \frac{v}{R_{\text{max}}}$	$\frac{2(P_{\text{desg}})}{w^2}$
1	1.00	0.10	0.10	0.0100	440.00	0.0277
2	1.50	0.15	0.18	0.0486	293.30	0.0623
3	1.50	0.18	0.20	0.0600	244.44	0.0897
4	1.80	0.20	0.22	0.0871	220.00	0.1110
5	1.90	0.20	0.22	0.0919	220.00	0.1110
6	2.00	0.25	0.28	0.1568	176.00	0.1730
7	2.10	0.25	0.28	0.1646	176.00	0.1730
8	2.20	0.28	0.30	0.1980	157.14	0.2171
9	2.25	0.28	0.30	0.2025	157.14	0.2172
10	2.28	0.30	0.31	0.2191	146.66	0.2500
11	2.30	0.30	0.33	0.2550	146.66	0.2500
12	2.35	0.33	0.35	0.2879	133.33	0.3020
13	2.40	0.35	0.38	0.3466	125.71	0.3390
14	2.50	0.40	0.43	0.4623	110.00	0.4430

TABLA 3.1. TABLA DE ALTERNATIVAS DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO.

Se tiene que:

$m = 2.30 \text{ kg}$  ; es la masa del aspa.

$R_{\max} = 0.30 \text{ m}$  ; es el radio maximo del aspa de impacto.

$R_1 = 0.33 \text{ m}$  ; es el radio del cilindro de impacto.

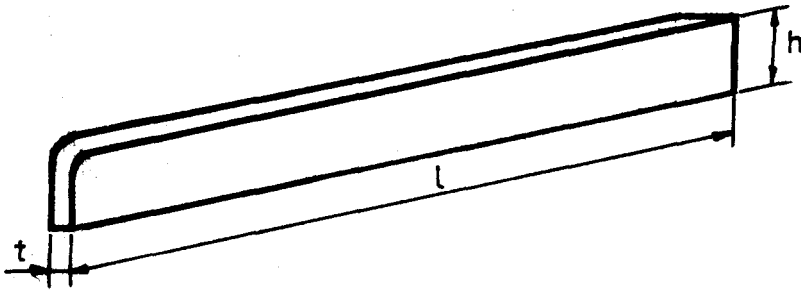
$w = 146.666 \text{ Rad/seg} = 1400 \text{ RPM}$  ; es la velocidad angular de las aspas de impacto.

Se asume que el material del aspa es Acero Inoxidable,

$\rho_{\text{acero inoxidable}} = 7600 \text{ kg/m}^3$

**\*\*Dimensiones del aspa:**

Asumo:  $l = 1.5 \text{ m}$  ;  $h = 0.10 \text{ m}$



$$m_{\text{aspa}} = \rho V = \rho(l \cdot h \cdot t)$$

$$2.30 = 7600 ( 1.5 \times 0.10 \times t )$$

espesor del aspa:  $t = \underline{2.01} \text{ mm}$





**ANALISIS ESTATICO DE LAS CARGAS EXISTENTES EN EL ROTOR IMPACTADOR:**

El grano, al ingresar al impactador, sera golpeado por las aspas de impacto, por lo que presentara una resistencia al movimiento de rotación de las aspas. Como el grano tiende a caer debido a la gravedad, se tendrd mayor cantidad de granos en la zona inferior del tambor de impacto, por lo tanto el aspa soportara mayor carga de resistencia de grano cuando se encuentre en la posición más baja. Los soportes Radiales estardn sujetos a dos tipos de cargas: Carga debida a la Resistencia que presenta la masa de granos y la Carga debida a la Fuerza Inercial del aspa.

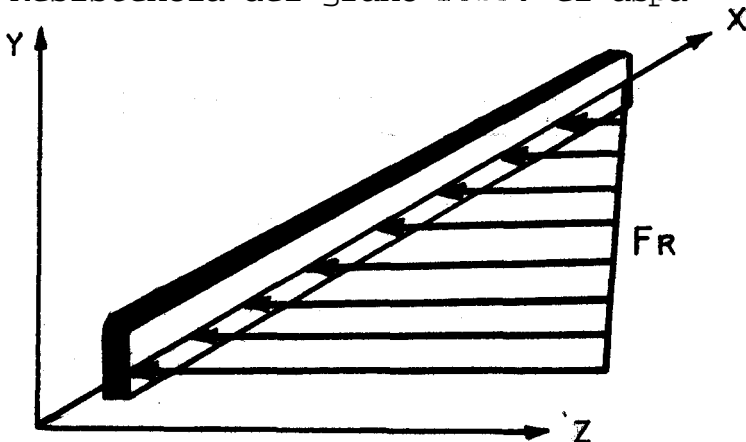
**\*\*\*\* CARGA DEBIDA A LA RESISTENCIA DEL MAIZ:**

De la tabla 1.6 se toma el valor de la Fuerza necesaria para romper un grano de maiz:

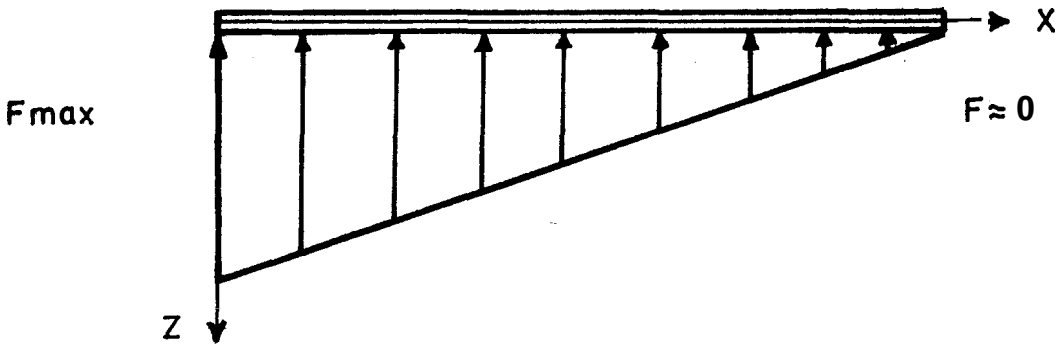
$$F_{\text{impacto transversal}} = 348 \text{ Nt.}$$

Se asume que la Fuerza de Resistencia del grano de maiz, estard aplicada en el radio medio de rotación, esto es:  $R_{\text{medio}} = 0.25 \text{ m.}$

Fuerza de Resistencia del grano sobre el aspa:

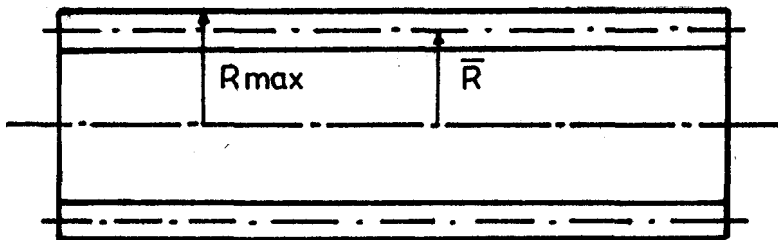


Plano XZ:



La Fuerza de Resistencia de la masa de granos se distribuye sobre el aspa, como muestra la figura en el plano XZ, debido a que la masa de granos a medida que avanza, se va fraccionando por el impacto del aspa, por lo tanto presenta menor Resistencia al aspa de impacto. Esto indica que la Fuerza de Resistencia del grano depende de la longitud del aspa:  $F = f(X)$ .

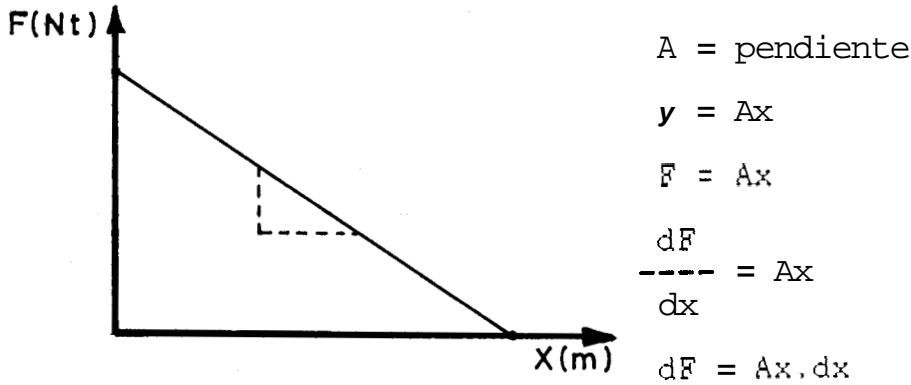
Considerando que la Maxima Fuerza de Resistencia se presenta en la entrada del impactador, se asume que esta Fuerza Máxima es proporcional a la resistencia que presentarán los granos de maiz que puedan alinearse en el perímetro de la circunferencia correspondiente al Radio medio: 0.25 m.



Considerando el ancho medio de un diente de maíz: 7.5 mm  
 El perimetro de la circunferencia correspondiente al Radio medio:  $p = 2(3.11416)(0.25) = \underline{1.5708 \text{ m}}$ .

Pueden ubicarse aproximadamente 210 granos de maíz en dicho perímetro, por lo tanto la Fuerza Máxima en la entrada del impactador será de: **73080 Nt.**

\* DISTRIBUCION DE FUERZAS EN EL ASPA:



$$\int_{F_0}^{F_{total}} dF = A \int_{x_0}^{x_1} x \cdot dx$$

$$F_{total} = A \cdot \left( \frac{x^2}{2} \right) \Big|_{x_0}^{x_1}$$

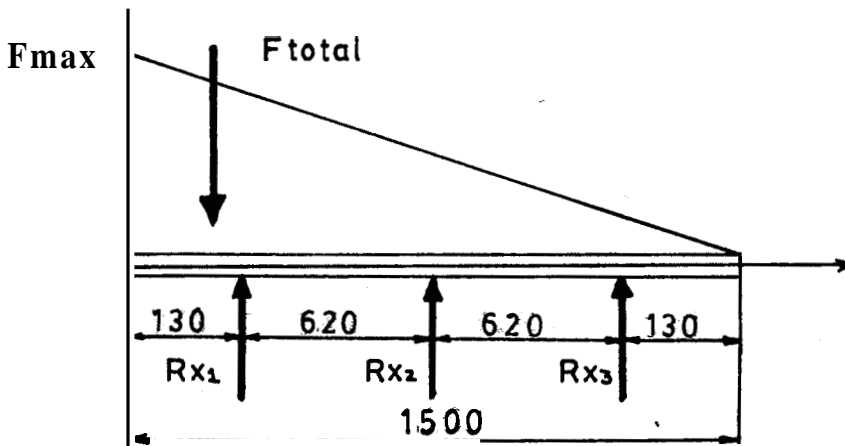
$$F_{total} = 1/2 \cdot A \cdot (x_1^2 - x_0^2) \tag{3}$$

$$\text{Pendiente}(A) = \frac{F_{\text{máxima}}}{X_{\text{máximo}}} = \frac{73080 \text{ Nt}}{1.5 \text{ m}} = 48720 \text{ Nt/m}$$

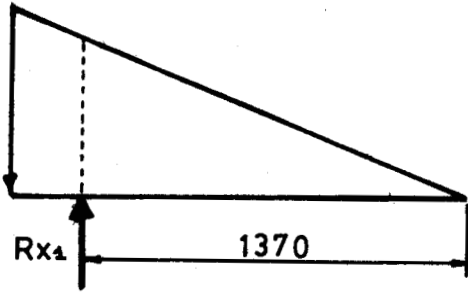
en(3):  $F_{total} = 1/2 (48720)(1.5^2 - 0^2)$

$$F_{total} = \underline{54810 \text{ Nt}}$$

\* CARGAS EN EL EJE X SOBRE LOS SOPORTES:



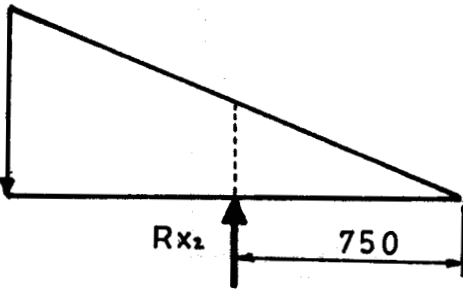
Debido a la distribución de las fuerzas sobre el aspa, las reacciones sobre los soportes pueden ser calculados utilizando la proporcionalidad entre las áreas triangulares:



$$\frac{73080}{1.50} = \frac{R_{x1}}{1.37}$$

$$R_{x1} = 66746.4 \text{ Nt}$$

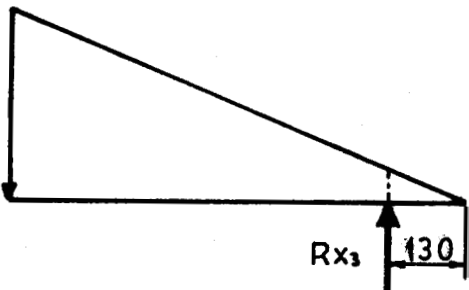
$$R_{x1} = \underline{33373.2 \text{ Nt}}$$



$$\frac{73080}{1.50} = \frac{R_{x2}}{0.75}$$

$$R_{x2} = 36540 \text{ Nt}$$

$$R_{x2} = \underline{18270 \text{ Nt}}$$



$$\frac{73080}{1.50} = \frac{R_{x3}}{0.13}$$

$$R_{x3} = 6333.6 \text{ Nt}$$

$$R_{x3} = \underline{3166.8 \text{ Nt}}$$

Cada soporte Radial soportará, en el eje X, una fuerza de:

$$>>> \quad R_{x1} = \underline{33373.20 \text{ Nt}}$$

$$R_{x2} = \underline{18270.00 \text{ Nt}}$$

$$R_{x3} = \underline{3166.80 \text{ Nt}}$$

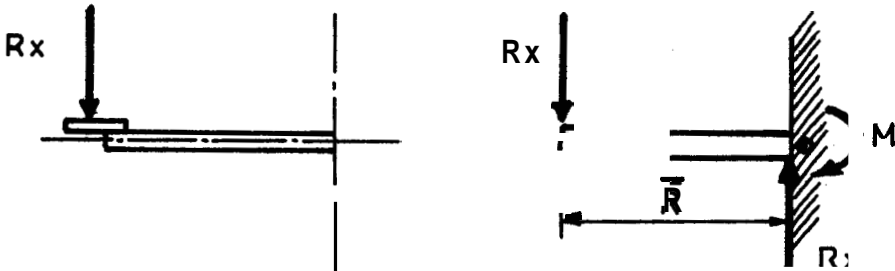
$$R_{total} = R_{x1} + R_{x2} + R_{x3} = 54810 \text{ Nt}$$

$$R_{total} = 33373.20 + 18270 + 3166.80 = \underline{54810 \text{ Nt}}$$

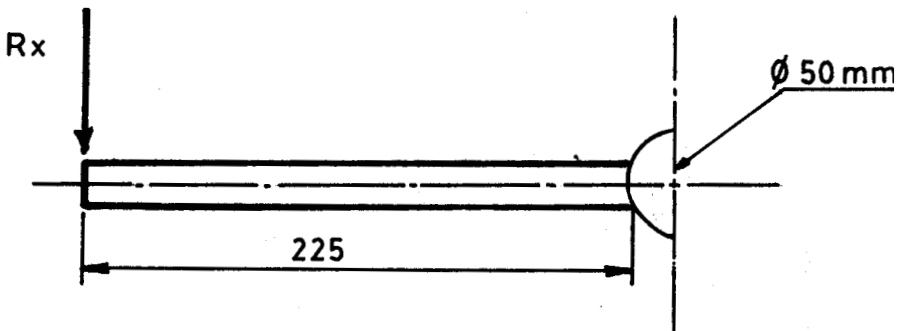
\* TORSION EN LOS SOPORTES RADIALES SOBRE EL EJE:

Cada Fuerza de Resistencia en el eje X ( $R_x$ ) provocará sobre el soporte radial del aspa un **Momento Torsor**.

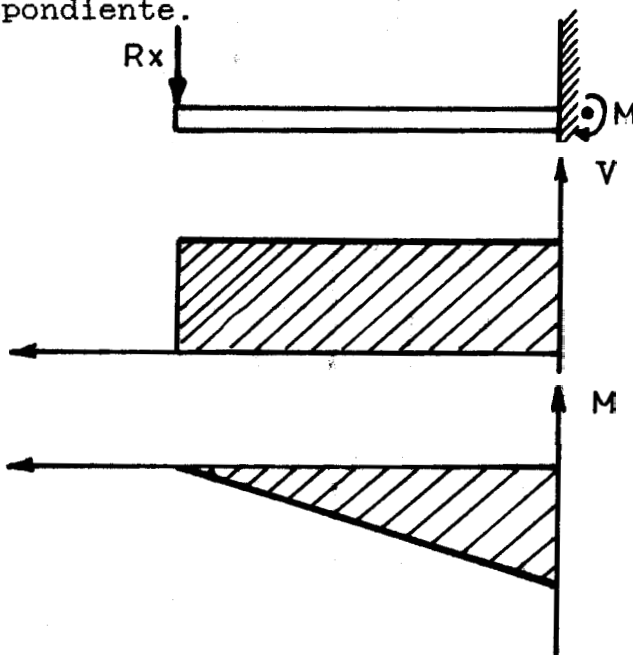
Esta Torsión se puede calcular asemejando el Soporte Radial a una Viga Empotrada cargada en el extremo.



Se asume el Diámetro del Eje de 50 mm: por lo tanto, el Soporte tendrá una longitud de calculo asumida: 225 mm.



Cada soporte se encuentra bajo la acción de la carga máxima correspondiente.



SOPORTE 1:

$$M_{\max 1} = R_{x1.1} = (33373.2 \text{ Nt})(0.225 \text{ m})$$

$$M_{\max 1} = \underline{7508.97 \text{ Nt.m}}$$

SOPORTE 2:

$$M_{\max 2} = R_{x2.1} = (18270 \text{ Nt})(0.225 \text{ m})$$

$$M_{\max 2} = \underline{4110.75 \text{ Nt.m}}$$

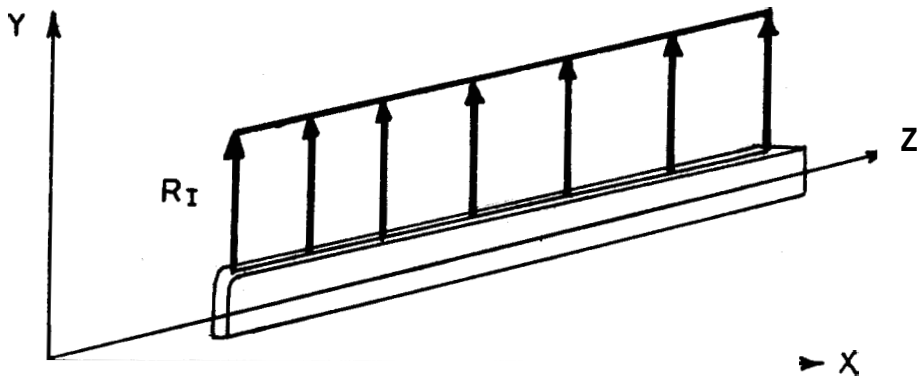
SOPORTE 3:

$$M_{\max 3} = (3166,8 \text{ Nt})(0.225 \text{ m})$$

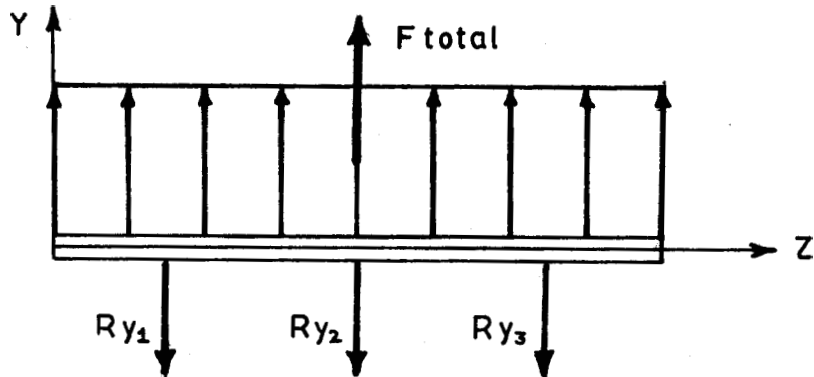
$$M_{\max 3} = \underline{712.53 \text{ Nt.m}}$$

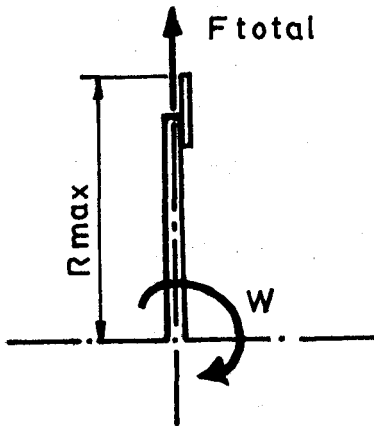
\*\*\*\* CARGA DEBIDA A LA INERCIA DEL ASPA:

El aspa del impactador, debido a su peso, tiene una Fuerza Inercial, en la dirección del eje Y. Esta Fuerza tiene una Distribución Uniforme en toda la longitud del aspa, generando reacciones idénticas en cada soporte.



Plano YZ:





$$F_{total} = m \cdot a_n \quad (4)$$

$$a_n = w^2 \cdot R_{max}$$

en(4):  $F_{total} = m \cdot (w^2 \cdot R_{max})$

$$F_t = m \cdot (w^2 \cdot R_{max}) \cdot (R/R)$$

$$F_t = \frac{w^2 \cdot (m \cdot R_{max}^2)}{R_{max}}$$

$$F_t = \frac{w^2 \cdot I_{total}}{R_{max}} \quad (5)$$

Como la distribución de la Carga Inercial es Uniforme Y no existe otra carga en el eje Y, se tiene que:

$$R_{y1} = R_{y2} = R_{y3}$$

For lo tanto, las Cargas en cada Soporte estar dado por:

$$R_y = \frac{F_{total}}{3} \quad (6)$$

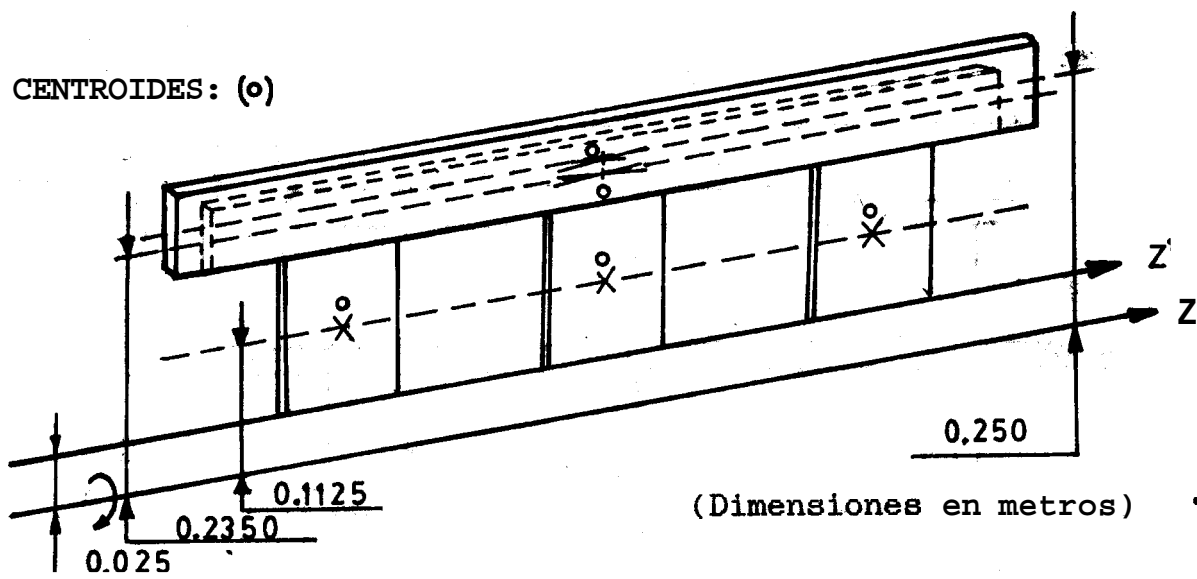
Se necesita conocer la Inercia del Rotor impactador, para esto se deben asumir las dimensiones del conjunto: Eje, Soportes, Aspas. Las dimensiones del conjunto pueden verse en la figura 3.11.

\* CALCULO DEL MOMENTO DE INERCIA DEL ROTOR IMPACTADOR:

La inercia total debe calcularse con respecto al eje Z ya que el conjunto gira en torno a este eje.

$$I_{total} = I_{aspa} + I_{soporte\ radial} + I_{soporte\ longitudinal}$$

CENTROIDES: (o)



(Dimensiones en metros)

INERCIA DEL ASPA DE IMPACTO: Asumo: Acero inoxidable  
 $\rho = 7600 \text{ kg/m}^3$   
 $m_{\text{aspa}} = 2.28 \text{ kg}$

$$I_z = I_o + md^2 = 1/12(2.28)(0.1)^2 + (2.28)(0.250)^2$$

$$I_z = \underline{0.14440 \text{ kg.m}^2}$$

INERCIA DEL SOPORTE LONGITUDINAL: Asumo: Acero Común  
 $\rho = 7650 \text{ kg/m}^3$   
 $m_{\text{soporte}} = (7650)(0.07 \times 1.40 \times 0.012) = 8.996 \text{ kg}$

$$I_z = 1/12(8.996)(0.07)^2 + (8.996)(0.235)^2$$

$$I_z = \underline{0.5005 \text{ kg.m}^2}$$

INERCIA DEL SOPORTE RADIAL: Asumo: Acero Común

$$m_{\text{soporte}} = (7650)(0.175 \times 0.10 \times 0.012) = 1.6065 \text{ kg.}$$

$$I_z = 1/12(1.6065)(0.175)^2 + (1.6065)(0.1125)^2$$

$$I_z = \underline{0.024432 \text{ kg.m}^2}$$

Son tres soportes radiales, por lo que:

$$I_z = 0.024432 \text{ kg.m}^2 (3) = \underline{0.073297 \text{ kg.m}^2}$$

INERCIA TOTAL:

$$I_z = (0.1444 + 0.5005 + 0.073297) \text{ kg.m}^2 = \underline{0.7176966 \text{ kg.m}^2}$$



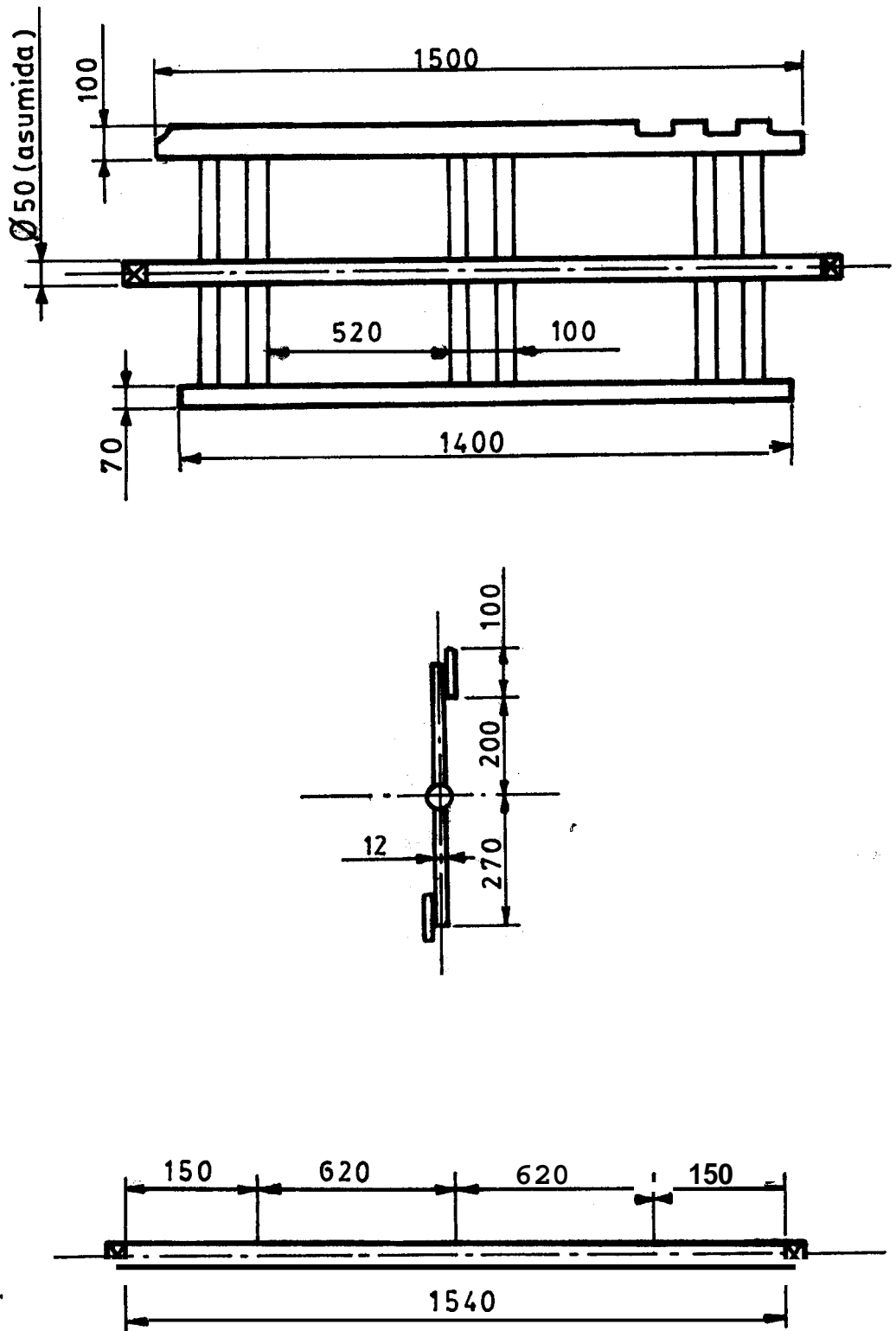


FIG.3.11.- DIMENSIONES ASUMIDAS DEL CONJUNTO EJE-SOPORTES-ASPAS.

en(5): 
$$F_t = \frac{(0.7176966 \text{ kg.m}^2)(146.66 \text{ Rad/seg})}{(0.30 \text{ m})}$$

$$F_t = \underline{51291.352 \text{ Nt}}$$

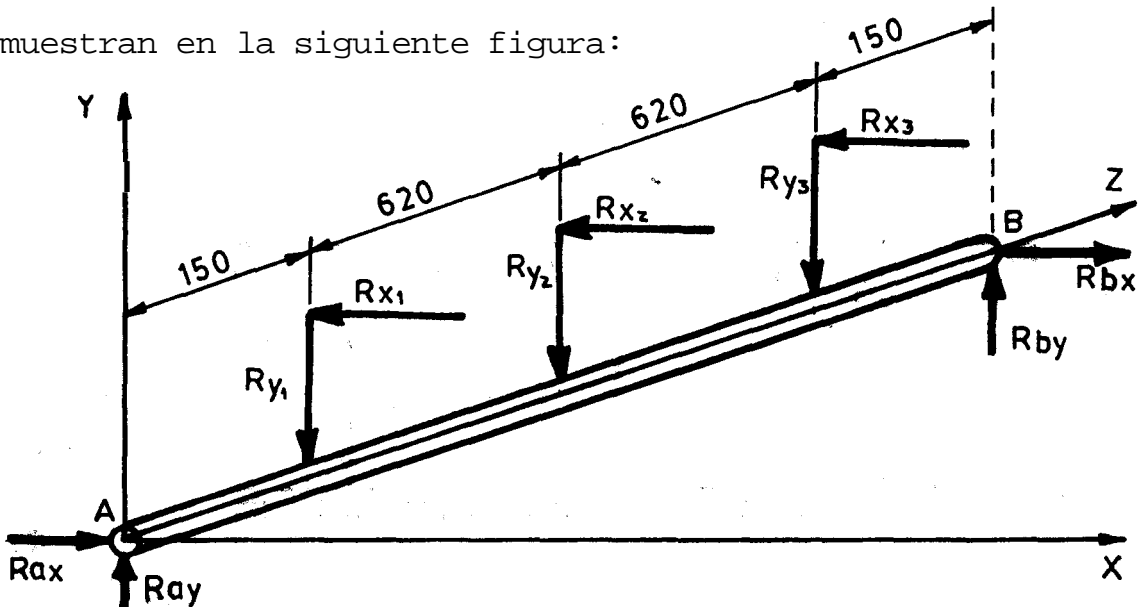
en(6): 
$$R_y = \frac{51291.352 \text{ Nt}}{3} = \underline{17097.117 \text{ Nt}}$$

\* CARGAS EN EL EJE Y SOBRE LOS SOPORTES:

>>> 
$$R_{y1} = R_{y2} = R_{y3} = \underline{17097.117 \text{ Nt}}$$

DISEÑO DEL EJE DEL ROTOR IMPACTADOR:

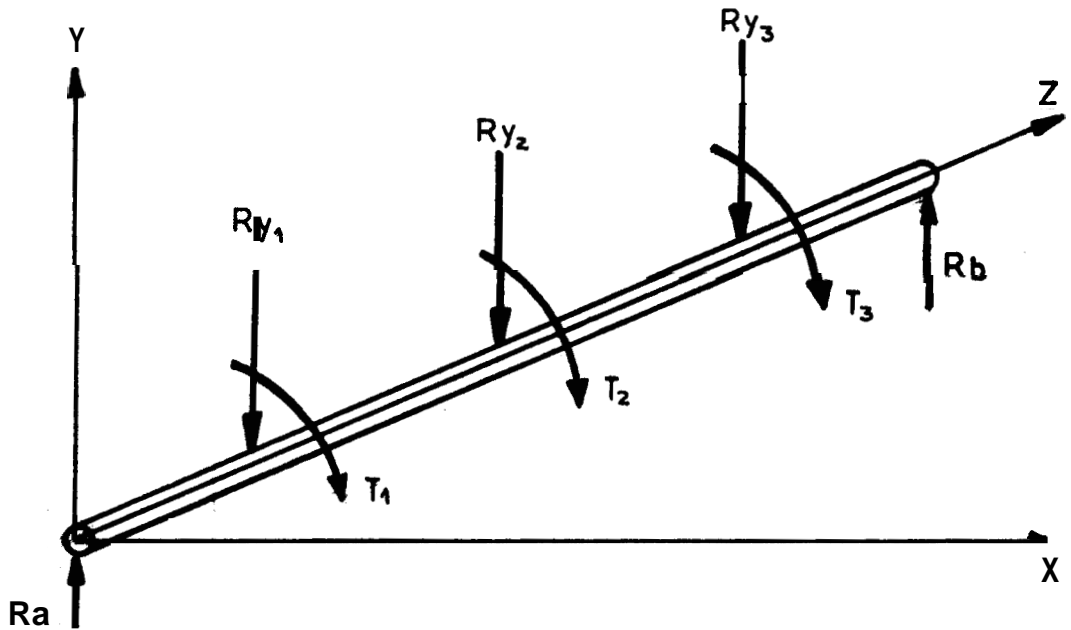
Las cargas existentes sobre el Rotor Impactador, se muestran en la siguiente figura:



Las Cargas  $R_y$  sobre los soportes, generan una reacción vertical sobre el eje, esta Reacción es siempre constante y puede causar Flexión en el eje.

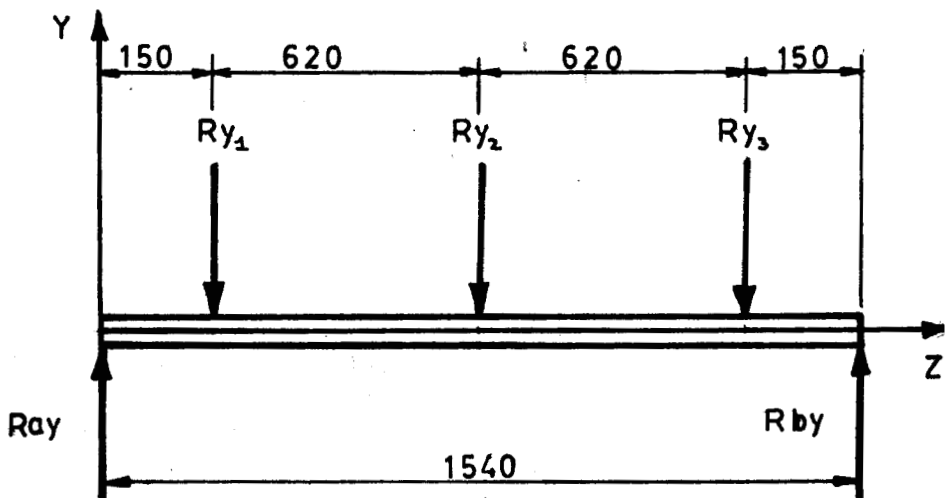
Las Cargas  $R_x$  sobre los soportes, no son constantes, y generan una Torsión en cada soporte, lo que puede llevar a torcer al eje.

Las Reacciones sobre el eje se distribuyen como se muestra a continuación:



\* DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN EL EJE:

Plano YZ:



$$R_{y1} = R_{y2} = R_{y3} = 17097.117 \text{ Nt}$$

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

$$R_{Ay} + R_{By} - R_{y1} - R_{y2} - R_{y3} = 0$$

$$R_{Av} + R_{Bv} = 51291.352 \text{ Nt}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{y1}(0.15) + R_{y2}(0.77) + R_{y3}(1.39) - R_{By}(1.54) = 0$$

$$39494.340 = R_{By}(1.54)$$

$$\ggg \quad R_{Ay} = 25645.676 \text{ Nt}$$

$$R_{By} = 25645.676 \text{ Nt}$$

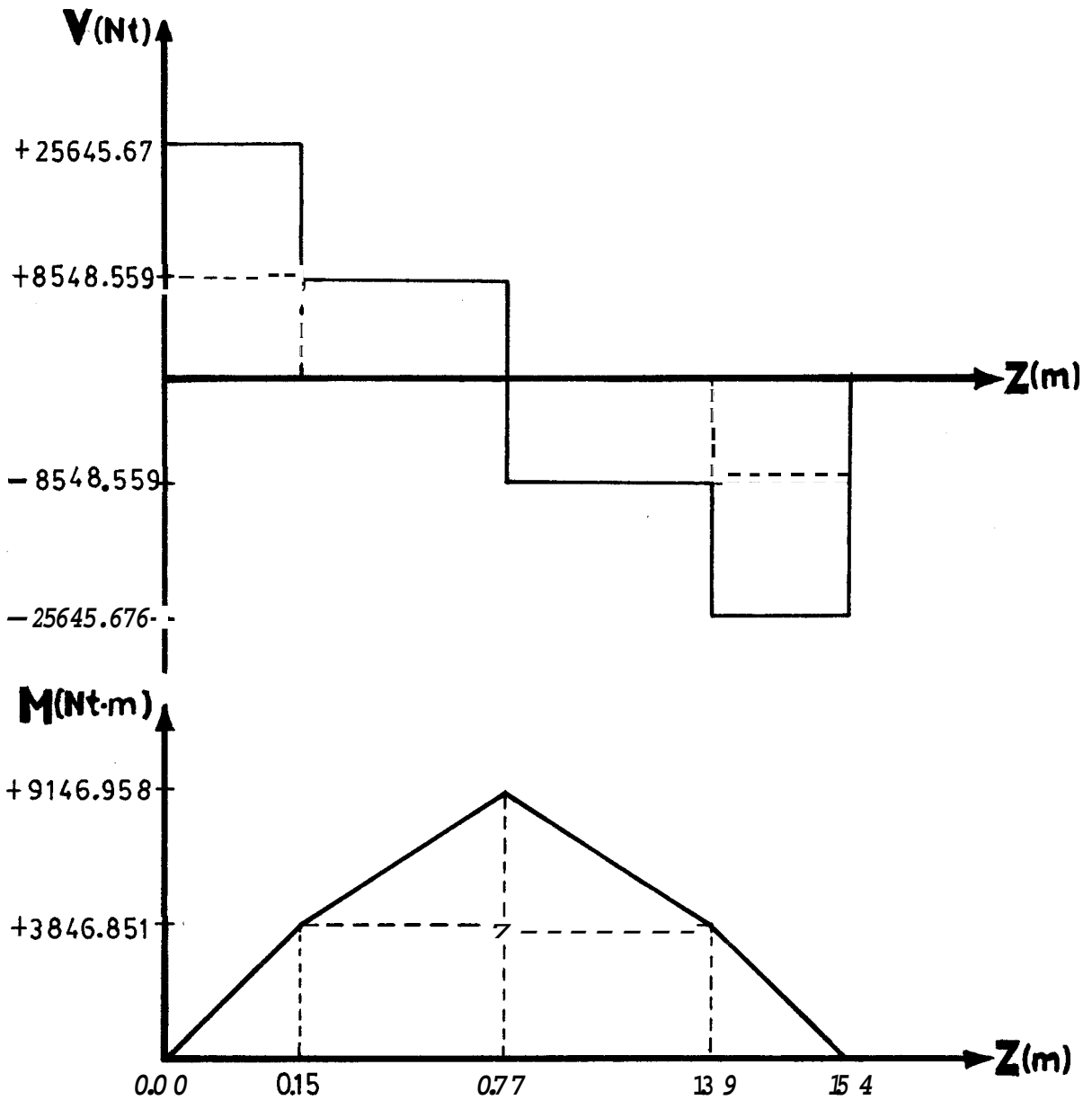


FIG. 3. 12. - DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR DE LAS REACCIONES SOBRE EL EJE.

MOMENTOS FLECTORES TOTALES SOBRE EL EJE:

$$M_1 = 3846.8514 \text{ Nt.m}$$

$$M_2 = 9146.9579 \text{ Nt.m}$$

$$M_3 = 3846.8514 \text{ Nt.m}$$

MOMENTOS TORSORES TOTALES SOBRE EL EJE:

$$T_1 = 7508.970 \text{ Nt.m}$$

$$T_2 = 4110.750 \text{ Nt.m}$$

$$T_3 = 712.530 \text{ Nt.m}$$

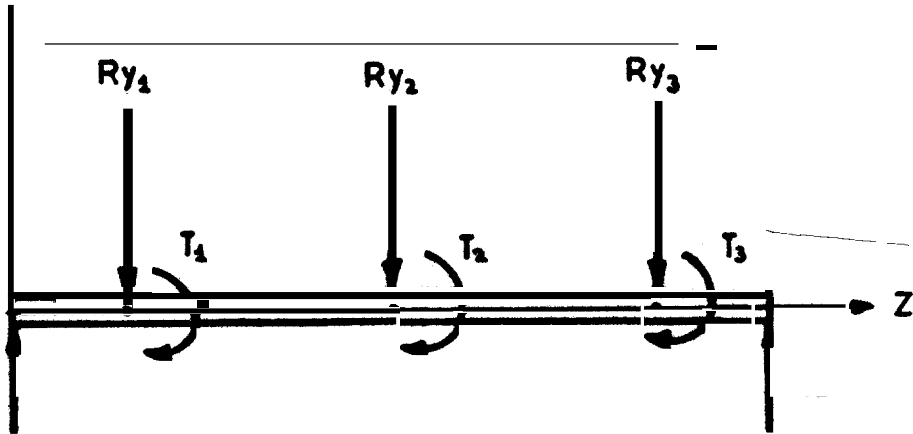
REACCION EN LOS RODAMIENTOS A Y B:

$$R_A = 25645.676 \text{ Nt}$$

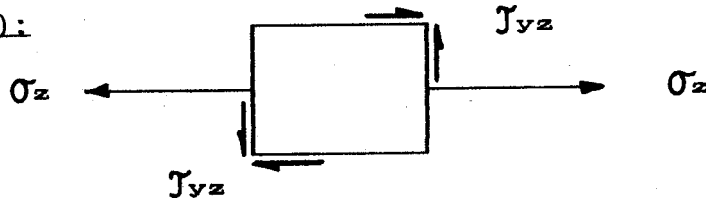
$$R_B = 25645.676 \text{ Nt}$$

Como resultado del Análisis Estático de las Cargas, se determina que las Reacciones en las secciones (1) y (2) producen sobre el eje Esfuerzos de Flexión y Torsión elevados, siendo puntos Criticos en el diseño eje.

Se debe realizar un análisis Estático y Dinámico en las secciones (1) y (2) para determinar el diametro del eje.



SECCION (1):



\*Esfuerzo por Flexión: 
$$\sigma_z = \frac{M_{max} \cdot C}{I}$$

$$\sigma_z = \frac{(3846.851 \text{ Nt.m})(d/2)}{(\pi/64) \cdot d^4} = \frac{39183.7025}{d^3} \lll (7)$$

\*Esfuerzo por Torsión: 
$$J_{yz} = \frac{T_1 \cdot r}{J}$$

$$J_{yz} = \frac{(7508.970 \text{ Nt.m})(d/2)}{(\pi/32) \cdot d^4} = \frac{38242.870}{d^3} \lll (8)$$

Debido a que la sección (1) soporta Flexión + Torsión se utiliza la Teoria de Von-Mises para predecir la falla:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_z^2 + 3 J_{yz}^2} \quad (9)$$

(7)y(8)  
en (9):

$$\sigma' = \sqrt{(39183.703/d^3)^2 + 3(38242.870/d^3)^2}$$

$$\sigma' = \frac{76960.469}{d^3} \lll (10)$$

Asumo Material para el Eje: \*Acero de medio contenido de Carbono (0.30 - 0.50 % C)  
\*Estirado en frío: Elevada Resistencia Mecdnica, Buena ductilidad, Buena soldabilidad.

**Factor de Seguridad:**

n(1.25-1.50): Para Materiales excepcionalmente confiables.

n(1.50-2.00): Para Materiales bien conocidos, sujetos a Cargas y Esfuerzos que se determinan con facilidad.

n(2.00-2.50): Materiales Promedio, Cargas y Esfuerzos que pueden determinarse.

Asumo: **ACERO SAE 1050**

$$S_y = 580 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$S_u = 690 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Asumo: Factor de Seguridad; n = 1.80

Por Teoria de Deformación de Von-Misses:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n}$$

de(10): 
$$\frac{76960.469}{d^3} = \frac{580 \times 10^6}{1.8}$$

$d = 0.0620 \text{ m} = 62 \text{ mm}$
--

**SECCION (2):**

\*Esfuerzo por Flexión:

$$\sigma_y = \frac{(9146.958)(d/2)}{(\pi/64).d^4} = \frac{93170.148}{d^3} \lll (11)$$

\*Esfuerzo por Torsión:

$$J_{yz} = \frac{(4110.750)(d/2)}{(\pi/32).d^4} = \frac{20935.8778}{d^3} \lll (12)$$

Seccion (2) soporta Esfuerzos de Flexión + Torsión, se analiza por la Teoria de Deformación de Von-Misses:

$$\begin{aligned} \text{de(11)y(12):} \quad \sigma' &= \sqrt{(93170.148/d^3)^2 + 3(20935.878/d^3)^2} \\ \sigma' &= \frac{99978.0448}{d^3} \lll (13) \end{aligned}$$

Considerando las Asumciones anteriores:

$$\text{de(13):} \quad \frac{99978.0448}{d^3} = \frac{580 \times 10^6}{1.8}$$

$$\boxed{d = 0.0678 \text{ m} = 67.8 \text{ mm} = 70 \text{ mm}}$$

Por ANALISIS ESTATICO en las secciones criticas:  
(1) y (2), concluimos que el Eje deberá tener un diametro  
de 70 mm .



\* ANALISIS DINAMICO DE ESFUERZOS SOBRE EL EJE:

Análisis por Fatiga en las Secciones (1) Y (2):

**SECCION (1):**

Se : Limite de Resistencia a la Fatiga.

Se': Limite de Resistencia a la Fatiga en una Viga rotatoria.

$$Se = Se' (K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e) \quad (13)$$

**Asumiendo :**            **Acero SAE 1050**

$$s_y = 580 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$s_{ut} = 690 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Para valores:                     $s_{ut} < 1400 \text{ MPa}$

tenemos que:                     $Se' = 0.5 s_{ut}$

$$Se' = 0.5 (690 \times 10^6) = \underline{345 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

**\*\*Factor de Superficie (K<sub>a</sub>):**

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR <i>a</i>		EXPONENTE <i>b</i>
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frio	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272.	-0.995

TABLA 3.2. FACTORES DE ACABADO DE SUPERFICIES.

Asumo:                    Acero Maquinado o Estirado en Frio.

De la tabla 3.2:    **a = 4.51 MPa**  
                               **b = -0.265**

>>>             $K_a = a \cdot s_{ut}^b$

$$K_a = (4.51)(690)^{-0.265} = \underline{0.79777}$$

\*\*Factor de Tamaño ( $K_b$ ):

Para dihetros mayores que 51 mm:  $K_b$  varía de 0.60 a 0.75 en Flexión y Torsión.

Para el dihetro de 70 mm:  $K_b = \underline{0.675}$

\*\*Factor de Carga ( $K_a$ ): En Flexión:  $K_a = 1$

\*\*Factor de Temperatura ( $K_d$ ):

TEMPERATURA, °C	$S_t/S_{RT}$	TEMPERATURA, °F	$S_t/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.927	700	0.927
400	0.922	800	0.872
450	0.840	900	0.797
500	0.766	1000	0.698
550	0.670	1100	0.567
600	0.546		

TABLA 3.3. FACTOR DE TEMPERATURA.

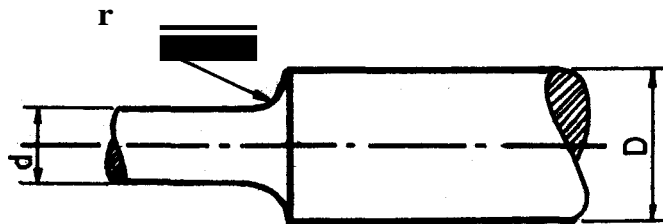
De la Tabla 3.3, asumo:  $K_d = 1$

\*\*Factor de Concentración de Esfuerzos ( $K_e$ ):

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad (14)$$

$$K_f = 1 + q (K_{ts} - 1) \quad (15)$$

Asumo: Barra de sección circular en Torsión con estrechamiento.



$d = 70 \text{ mm}$  ,

Asumo:  $d' = 60 \text{ mm}$   
 $r = 7.8 \text{ mm}$

$\frac{d}{d'} = \frac{70}{60} = 1.16$
$\frac{r}{d'} = \frac{7.8}{60} = 0.130$

====>> De la Figura 3.13:  
 Selecciono el Factor de Concentraci3n en Torsi3n:  
 $K_{ts} = 1.28$

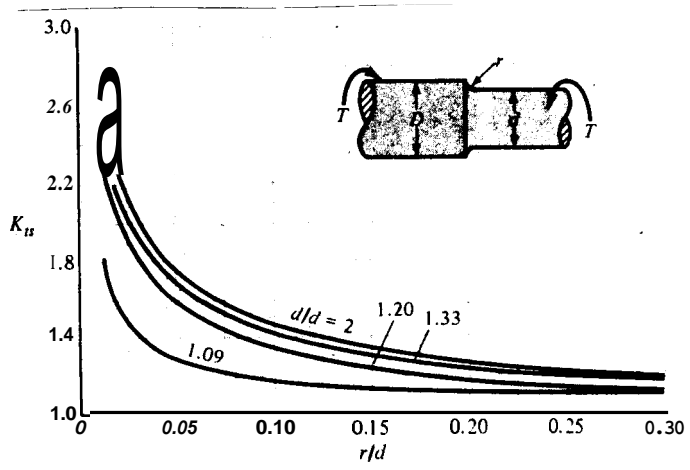


FIG.3.13.- BARRA CIRCULAR CON ENTALLE CIRCUNFERENCIAL SOMETIDA A TORSION.

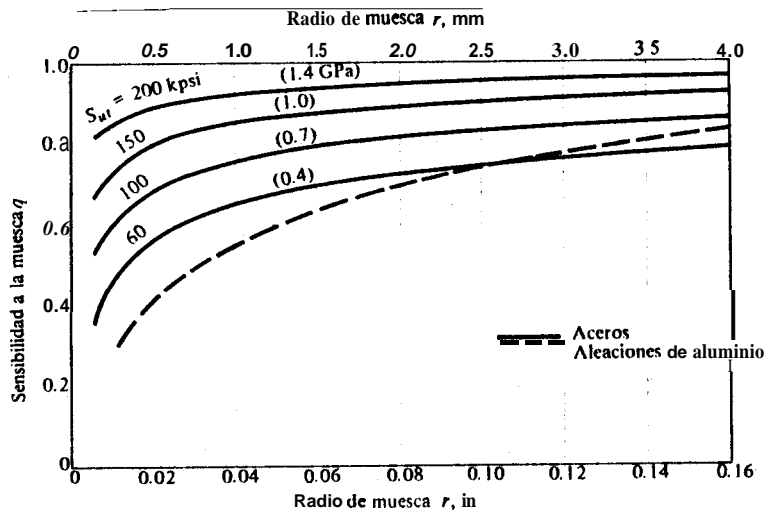


FIG.3.14.- DIAGRAMA DE SENSIBILIDAD q A LAS RANURAS PARA ACEROS Y ALEACIONES DE ALUMINIO.

De la figura 3.14:  $q = 0.84$  ; Considerando el caso para valores de r grandes.

en(15):  $K_f = 1 + (0.84)(1.28 - 1) = 1.235$

en(14):  $K_e = \frac{1}{1.235} = 0.8095$

en(13):  $S_e = (345 \times 10^6)(0.7977 \times 0.675 \times 1 \times 1 \times 0.8095)$   
 $S_e = 150.389 \times 10^6 \text{ Pa.}$

**\*DISEÑO POR ESFUERZO FLUCTUANTE:**

Para Esfuerzos Alternantes aplico la Ecuación de Goodman modificada:

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma_a'}{\sigma_m'} + \frac{S_e}{S_{ut}}} \quad (16)$$

**SECCION (1): Esfuerzos Repetidos Alternantes:**

$$\sigma_a = \sigma_m = \sigma_{my} = \frac{39183.7025}{d^3}$$

$$T_{myz} = 1/2 T_{yz} = \frac{19121.4350}{d^3}$$

Teoria de Von-Misses en Fatiga:

>>>  $\sigma_m' = \sqrt{\sigma_{my}^2 + 3 T_{myz}^2}$

$$\sigma_m' = \sqrt{(39183.703/d^3)^2 + 3(19121.435/d^3)^2}$$

$$\sigma_m' = \frac{51305.4610}{d^3} \quad (17)$$

$$\ggg \quad \sigma_a' = \sqrt{\sigma_{ay}^2 + 3 J_{ayz}^2}$$

donde :  $J_{ayz} = J_{myz} \cdot K_{ts} = (19121.435/d^3) \cdot (1.28) =$

$$J_{ayz} = \frac{24475.437}{d^3}$$

Por Fluctuación en Torsión:  $\sigma_{ay} = 0$

$$\sigma_a' = \sqrt{0 + 3(24475.437/d^3)^2} = \frac{42392.700}{d^3} \quad (18)$$

(17)y(18) en (16):

$$S_m = \frac{150.389 \times 10^6}{\frac{42392.700/d^3}{51305.461/d^3} + \frac{150.389 \times 10^6}{690 \times 10^6}}$$

$$S_m = 182.007 \times 10^6$$

Conociendo que :  $n = \frac{S_m}{\sigma_m'}$

$$1.8 = \frac{182.007 \times 10^6}{\frac{51305.461}{d^3}}$$

$d = 0.07975 \text{ m} = 79.75 \text{ mm}$
--

**SECCION (2):** Esfuerzos Alternantes Repetidos.

$$\sigma_a = \sigma_m = \sigma_{my} = \frac{93170.148}{d^3}$$

$$J_{myz} = 1/2 J_{yz} = \frac{10467.939}{d^3}$$

Por Von-Misses en Fatiga:

$$\begin{aligned} \sigma_m' &= \sqrt{\sigma_{my}^2 + 3 J_{myz}^2} \\ \sigma_m' &= \sqrt{(93170.148/d^3)^2 + 3(10467.939/d^3)^2} \\ \sigma_m' &= \frac{94917.9104}{d^3} \end{aligned} \tag{19}$$

>>> 
$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_{ay}^2 + 3 J_{ayz}^2}$$

donde:  $J_{ayz} = J_{myz} \cdot K_{ts} = (10467.939/d^3)(1.28) =$

$$J_{ayz} = \frac{13398.962}{d^3}$$

Por Fluctuación en Torsión:  $\sigma_{ay} = 0$

$$\sigma_a' = \sqrt{0 + 3(13398.962/d^3)^2} = \frac{23207.683}{d^3} \tag{20}$$

(19)y(20)en(16):

$$S_m = \frac{150.389 \times 10^6}{\frac{23207.683/d^3}{94917.9104/d^3} + \frac{150.389 \times 10^6}{690.0 \times 10^6}} =$$

$$S_m = 325.195 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Conociendo que:

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m}$$

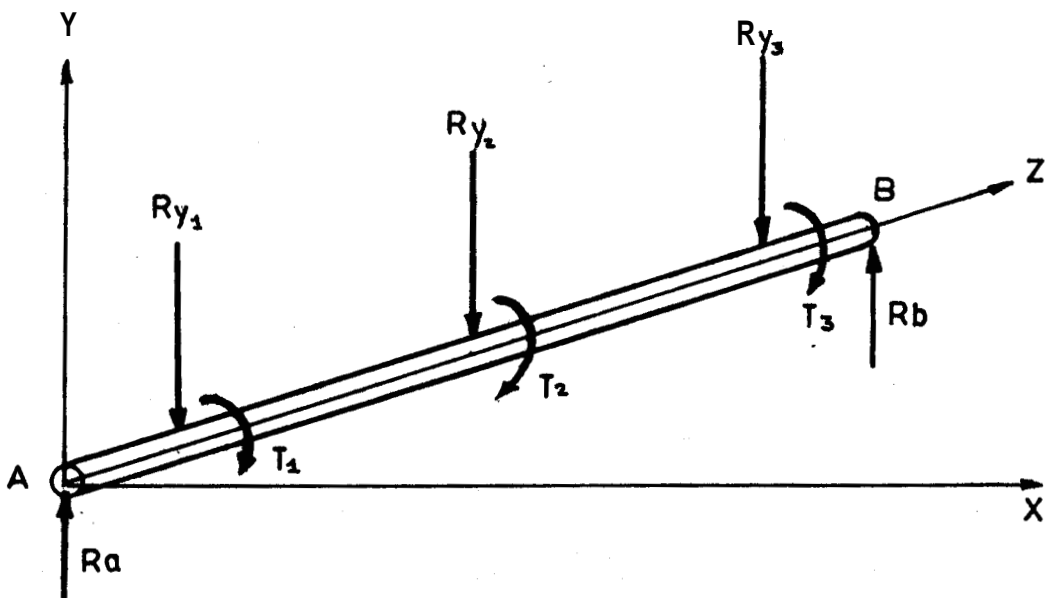
$$1.8 = \frac{325.195 \times 10^6}{\frac{94917.9104}{d^3}}$$

$d = 0.0806 \text{ m} = 81 \text{ mm}$
--

\*\*\*\*\*EL EJE DEL ROTOR IMPACTADOR DEBE TENER UN DIAMETRO DE 81 mm. PARA QUE NO FALLE NI POR CARGA ESTÁTICA NI POR FATIGA.

ANÁLISIS DE DEFLEXIONES EN EL EJE:

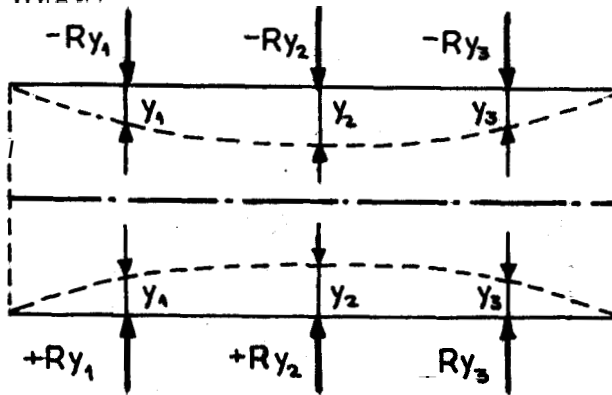
La figura muestra las cargas que se distribuyen sobre el Eje del Rotor impactador:



**\*ANALISIS DE LA DEFORMACION EN EL PLANO YZ:**

Cuando el Rotor Impactador se encuentra en **plena operación**, la Fuerza Centrífuga generada es igual en ambas aspas del Rotor (esto se debe a la simetría de éste), por lo tanto, considerando que:

$R_{y1} = R_{y2} = R_{y3}$  la deformación del eje se la puede asumir nula.



Deformación del eje para la posición Superior del aspa de impacto, bajo la acción de  $-R_{y1} = -R_{y2} = -R_{y3}$

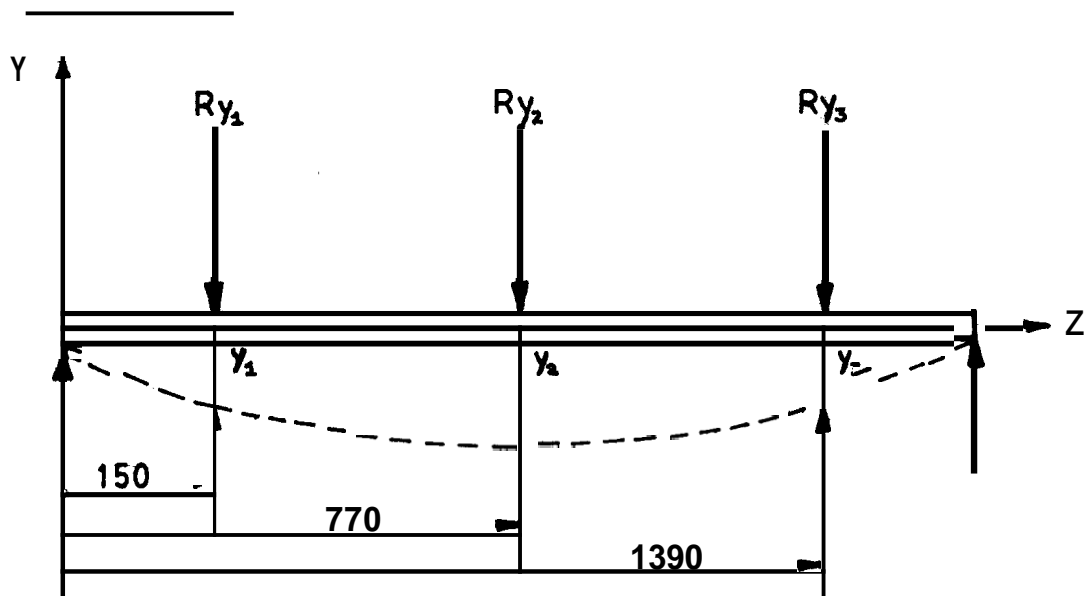
Deformación del eje para la posición Inferior del aspa de impacto, bajo la acción de  $+R_{y1} = +R_{y2} = +R_{y3}$

Debido a la igualdad de las Cargas se tiene **que:**

$$\left[ \begin{array}{l} y_1 - y_1' = 0 \\ y_2 - y_2' = 0 \\ y_3 - y_3' = 0 \end{array} \right] \implies \text{Se puede asumir que la deformación total del eje en el plano YZ es: } y_{total} = 0$$

La Compensación de las Cargas y por ende la anulación de la deformación del eje en el plano YZ, se produce una vez que el Rotor alcanza la velocidad de Operación. Sin embargo, durante el arranque se va a producir una deflexión Máxima en el eje. A medida que aumenta la velocidad rotacional del eje desde el reposo, la fuerza centrífuga debida a su inercia tiende a pandearlo; esto se debe a que en el inicio de la operación, las cargas en el plano YZ no se encuentran Compensadas. El punto crítico se presenta cuando el Eje alcance la **Velocidad Crítica de Rotación.**





SECCION (1):

$$EI_{y1} = \frac{(17097.117)(0.15)}{12} [3/4(1.54)^2 - (0.15)^2]$$

$$EI_{y1} = \underline{375.324}$$

SECCION (2):

$$EI_{y2} = \frac{(17097.117)(0.77)}{6(1.54)} [(1.54)^2 - (0.77)^2 - (0.77)^2]$$

$$EI_{y2} = \underline{1300.8996}$$

**SECCION (3):**

$$EI_{y3} = \frac{(17097.117)(0.15)(1.39)}{6(1.54)} \left[ (1.54)^2 - (1.39)^2 - (0.15)^2 \right]$$

$$EI_{y3} = \underline{160.8766}$$

**Asumiendo** Para el eje: Acero Común:  $E = 207 \times 10^9$  Pa

Inercia del eje:  $I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot (0.081)^4}{64} = 2.1131 \times 10^{-6} \text{ m}^4$

Reemplazando los valores, obtenemos las deformaciones en cada sección:

$$\begin{aligned} >>> \quad y_1 &= 8.580765 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.8581 \text{ mm} \\ y_2 &= 2.97415 \times 10^{-3} \text{ m} = 2.9742 \text{ mm} \\ y_3 &= 3.67801 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.3678 \text{ mm} \end{aligned}$$

La deformación máxima se presenta en el Centro del Eje Y es la Suma de las deformaciones de cada sección:

$$\begin{aligned} y_{\max} &= y_1 + y_2 + y_3 \\ y_{\max} &= (0.8581 + 2.9742 + 0.3678) = \underline{4.200 \text{ mm}} \end{aligned}$$

**\*\*\*Velocidad Crítica:**

$$N_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{[ R_{y1} \cdot y_1 + R_{y2} \cdot y_2 + R_{y3} \cdot y_3 ] g}{[ R_{y1} \cdot y_1^2 + R_{y2} \cdot y_2^2 + R_{y3} \cdot y_3^2 ]}}$$

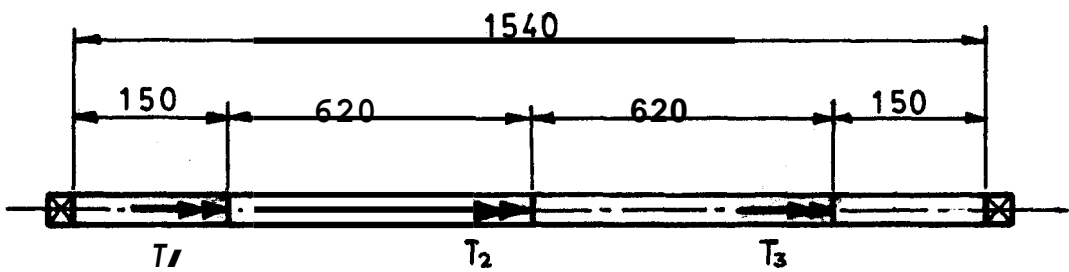
$$N_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{(17097.117)(9.81)(4.20 \times 10^{-3})}{(17097.117)(9.71714 \times 10^{-6})}} = \underline{621.498 \text{ RPM}}$$

Como la velocidad de operación del eje rotor (1400RPM) está por encima de la velocidad Critica (621.498RPM) se acepta que el eje sufre máxima deflexión al inicio de la operacibn, efecto que se anula una vez que la velocidad del eje supera la Velocidad Critica, debiendo superar lo más pronto posible ésta velocidad para evitar que el eje falle por Resonancia (Velocidad de Operación=Velocidad Critical.

**\*ANALISIS DE DEFORMACION EN EL PLANO XZ:**

La deformación en el Plano XZ no se la puede asumir nula, ya que debido a la Resistencia que presenta el grano, las Fuerzas no se equilibran. Sin embargo, debido a la forma como están aplicadas sobre los soportes Radiales generan un Torque sobre el Eje, Torque que tiene diferente magnitud, dependiendo de la sección de soporte. Este Torque produce en el Eje Rotor un Angulo de Torsión cuando el aspa golpea la mayor cantidad de granos.

**\*CALCULO DEL ANGULO DE TORSION DEL EJE:**



**Asumo Acero Común :  $G = 79.3 \times 10^9$  Pa.**

>>>  $T_1 = 7508.970$  Nt.m  
 $T_2 = 4110.750$  Nt.m  
 $T_3 = 712.530$  Nt.m

Dado que el eje esta constituido de un solo material, y tiene longitudes definidas, se puede aplicar:

$$\theta = \frac{1}{J.G} \sum_{i=1}^n T.L$$

Realizando Cortes en las diferentes secciones del eje:

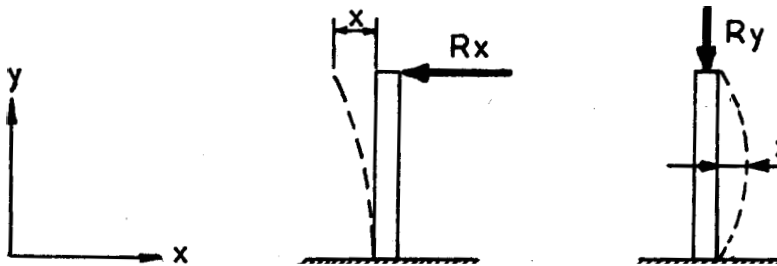
$$\theta = \frac{1}{(\pi \cdot d^4 / 32)(79.3 \times 10^9)} [7508.97(0.62) + 11619.72(0.62) + 12332.25(0.62)]$$

$$\theta = 0.04090 \text{ Rad.} = 2.344^\circ$$

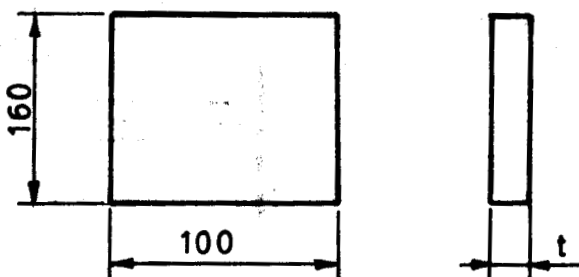
El Eje Rotor con un diametro de 81 mm se va a "torcer" en un angulo de :  $\theta = 2.34^\circ$

**DISEÑO RE LOS SOPORTES RADIALES:**

La Fuerza de Resistencia del Grano, aplicada en el extremo del soporte, obligará a éste a flexionarse en el sentido de aplicación de la Fuerza; además que la Reacción en el eje Y podría obligar a pandearae al Soporte, por lo que se la debe analizar como una Columna Corta.

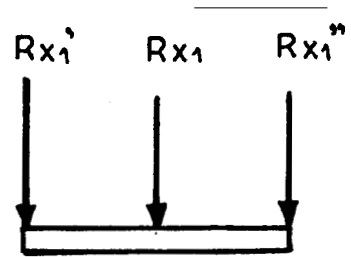
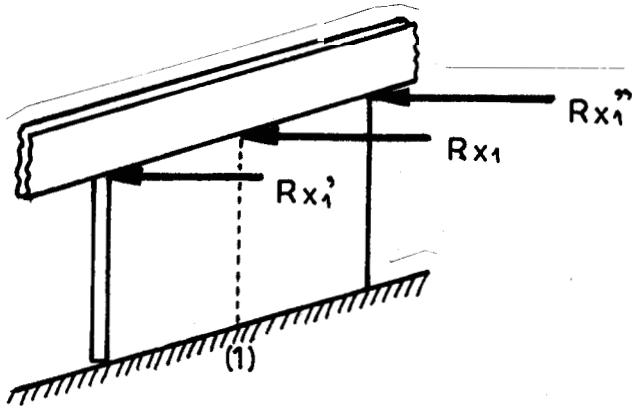


**Asumo** las dimensiones del Soporte Radial:



Se analiza el Soporte (1) ya que va a soportar la mayor Fuerza de Deformación debida a la Resistencia de los granos.

La distribución de Fuerzas a lo largo del Soporte (1) se presenta como se muestra en la figura:



PLANO XZ

$$\begin{aligned} R_{x1}' &= 34591.20 \text{ Nt} \\ R_{x1} &= 33373.20 \text{ Nt} \\ R_{x1}'' &= 32155.20 \text{ Nt} \end{aligned}$$

La variación de la Fuerza en los extremos del Soporte Radial no cambia mucho, por lo que es valido calcular la deflexión del Soporte (1) utilizando la Fuerza media aplicada en el centro del soporte:  $R_{x1} = 33373.20 \text{ Nt}$ .

La deformación maxima permitida bajo la acción de la carga  $R_{x1}$  es de:  $0.9 \text{ mm}$ , y se calcula como viga empotrada por lo tanto:

$$y_{\max} = \frac{R_{x1} \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

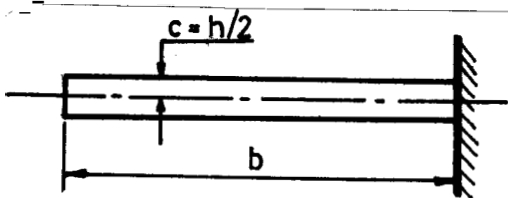
despejo I:

$$I = \frac{(33373.20)(0.210)^3}{3(207 \times 10^9)(0.9 \times 10^{-3})} = 5.530 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Módulo de Resistencia:  $S = \frac{b \cdot h^3}{6}$        $S = \frac{I}{c}$

por lo tanto:

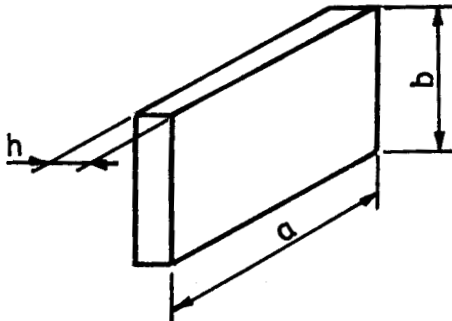
$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$



$$5.530 \times 10^{-7} = \frac{(0.21) \cdot h^3}{12}$$

El espesor del soporte es:  $h = 0.0316 \text{ m} = 32 \text{ mm.}$

Considerando los resultados obtenidos, las dimensiones del Soporte Radial son:



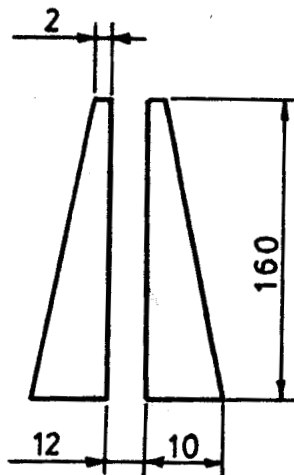
- $a = 0.10 \text{ m} = 100 \text{ mm}$
- $b = 0.16 \text{ m} = 160 \text{ mm}$
- $h = 0.032 \text{ m} = 32 \text{ mm}$

Sin embargo, las dimensiones halladas aumentan el Peso Y la Inercia Total del Rotor Impactador, reduzco las dimensiones del Soporte colocando Nervaduras para disminuir el espesor  $h$  , y Rigidizar el Soporte. La Nervadura debe ser colocada en la zona central del soporte, donde la carga media  $R_{x1}$  actúa.

Asumo espesor mínimo del Soporte:  $h = 12 \text{ mm.}$

Las Dimensiones de la Nervadura deben ser:

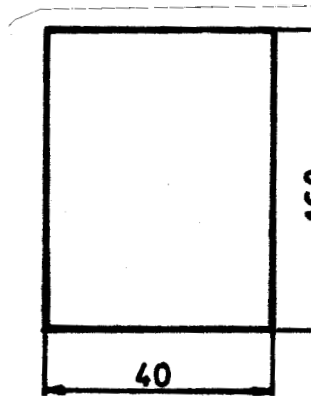
Plano XY:



El Ancho de la Nervadura se escoge Proporcional al ancho del Soporte; esto es posible ya que la distribución de Fuerzas a lo largo del ancho del soporte no varía mucho y puede asumirse uniforme.

Las Dimensiones de la Nervadura deben ser:

Plano YZ:



Dimensiones Finales del soporte:

$$\begin{aligned} a &= 100 \text{ mm} \\ b &= 160 \text{ mm} \\ h &= 12 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dimensiones Finales de la Nervadura:

$$\begin{aligned} h_1 &= 160 \text{ mm} \\ h_2 &= 10 \text{ mm} \\ h_3 &= 2 \text{ mm} \\ e &= 40 \text{ mm} \end{aligned}$$

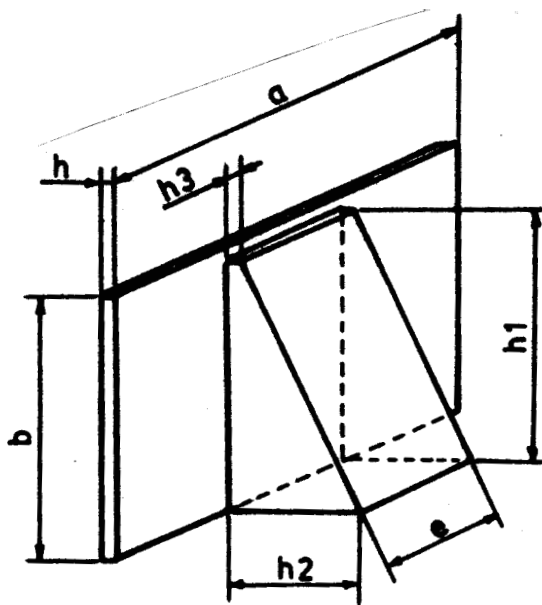
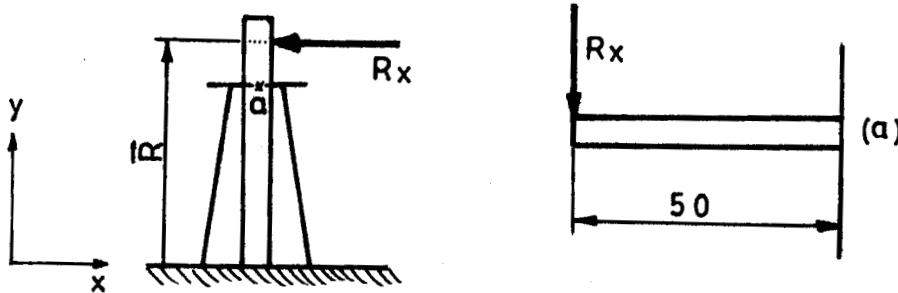


FIG.3.15.- DIMENSIONES DEL CONJUNTO SOPORTE-NERVADURA.

Dada la elección de las dimensiones del Soporte y su Nervadura, el punto de unión entre el soporte Radial y el Soporte Longitudinal constituye un punto crítico. En el gráfico mostrado el punto (a) del soporte se asume para cálculo de deformación como una viga empotrada:



$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{(0.05\text{m})(0.012\text{m})^3}{12} = 7.20 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

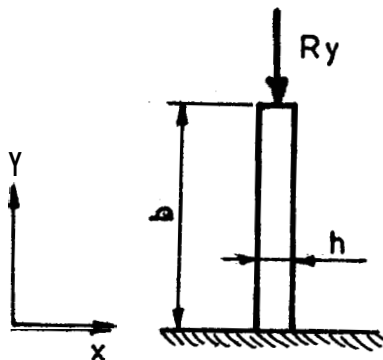
$$y_{\max} = \frac{R_x \cdot l \cdot b^3}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{(33373.2)(0.05)^3}{3(207 \times 10^9)(7.2 \times 10^{-9})} = 9.033 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$y_{\max} = 0.9033 \text{ mm}$$

La deformación máxima en el punto crítico, con el espesor del soporte Radial asumido, esta dentro del valor máximo de deformación asumida anteriormente.

**\*ANÁLISIS DE FALLA POR PANDEO DEL SOPORTE RADIAL:**

Se asume el Soporte Radial como una Columna Corta:



$$P = \frac{E \cdot I \cdot \pi^2}{L_e^2}$$

donde:

$L_e$  = longitud equivalente:

$$L_e = 2 \cdot L$$

$P = R_y$ , Carga inercial sobre el soporte.

despejo I: 
$$I = \frac{R_y \cdot L_e^2}{E \cdot \pi^2}$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$



igualando:

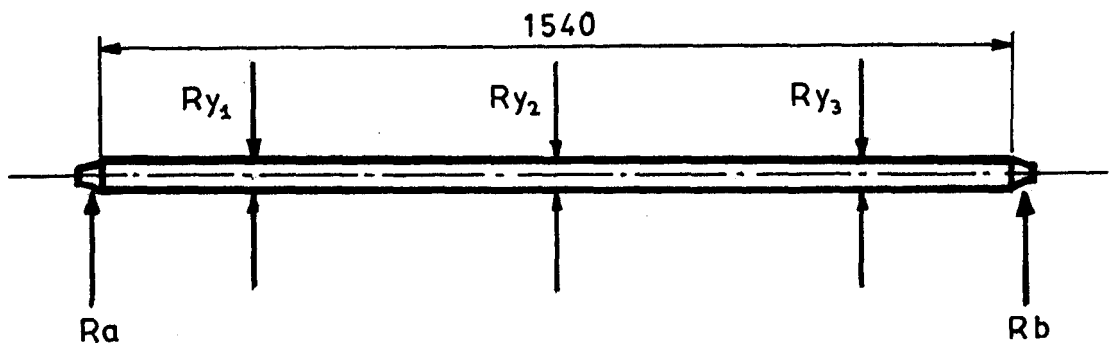
$$\frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{R_y \cdot L_e^2}{E \cdot \pi^2}$$

$$h^3 = \left[ \frac{(17097.117)(2 \times 0.160)^2}{(207 \times 10^9) \cdot \pi^2} \right] \left[ \frac{12}{(0.160)} \right]$$

$$h = 4 \times 10^{-3} \text{ m} = 4 \text{ mm}$$

El espesor mínimo que debe tener el Soporte Radial es de 4 mm para no fallar por pandeo; el espesor de diseño asumido es de 12 mm, por lo tanto, el Soporte no fallará por Pandeo, y su deflexión máxima es de 0.9 mm.

#### SELECCION DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE:



$$R_A = R_B = 25645.676 \text{ Nt}$$

La carga que soportan los rodamientos son Radiales Puras por lo **que** se seleccionan Rodamientos de **Bolas**.

Asumo: Designación según Rodamientos TIMKEN, para valores nominales de catálogo:

$$L_r = 3000 \text{ horas}$$

$$N_r = 500 \text{ RPM}$$

TIPO DE APLICACIÓN	VIDA h
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 0.5
Motores de avión	0.5-2
Máquinas para operación breve o intermitente, donde la interrupción del servicio es de poca importancia	4-8
Máquinas para servicio intermitente, donde la operación confiable es de gran importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h que no siempre se utilizan plenamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo las 24 h	50-60
Máquinas para servicio continuo las 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia	100-200

TABLA 3.4. DURACION O VIDA UTIL DE RODAMIENTOS EN FUNCION DEL TIPO DE TRABAJO.

Parametros de Diseño:  $F_d = 25.650 \text{ Knt.}$

$N_a = 1400 \text{ RPM}$

$L_a = 20000 \text{ horas; de la tabla 3.4}$

Se calcula la Carga Nominal de Catalogo ( $F_r$ ):

$$F_r = F_d \cdot \left[ \frac{L_a \cdot N_a}{L_r \cdot N_r} \right]^{1/a} \quad (21)$$

Rodamientos a seleccionar: \*Rígidos de Bolas con Placas de proteccidn.

\*Rodillos cilindricos.

\*Selecciono Rodamientos Rigidos de Bolas con proteccidn en ambos lados; por ser adecuados para altas velocidades, requerir poca atención en servicio, soportar alguna Carga Axial, y por ser Relativamente Baratos.

Para Rodamientos de Bolas:  $a = 3$

en(21):

$$F_r = (25.650 \text{ KN}) \left[ \frac{(20)(1400)}{(3)(500)} \right]^{1/3}$$

$$F_r = 68.041878 \text{ KN} = \underline{68041.878 \text{ Nt.}}$$

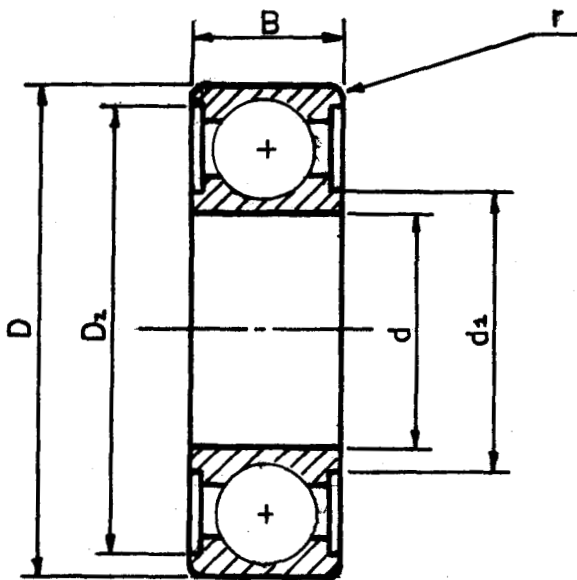
Con la Carga Básica selecciono, del catalogo de SKF y NTN, un cojinete rígido de Bolas con protección en ambos lados:

Rodamiento: 6314-22

Carga Básica: \*Dinámica: 104000 Nt.

\*Estática: 63000 Nt.

Dimensiones:



$$D = 150 \text{ mm}$$

$$D_1 = 130 \text{ mm}$$

$$d = 70 \text{ mm}$$

$$d_1 = 94.9 \text{ mm}$$

$$B = 35 \text{ mm}$$

$$r = 2.1 \text{ mm}$$

$$\text{RPM} = 4500 \text{ (grasa)}$$

$$5300 \text{ (aceite)}$$

Ajuste para el Eje y el Rodamiento:

Los Rodamientos se ajustan por INTERFERENCIA:

Para Cargas Puramente Radiales, Rotativas sobre el **Aro** interior, con ejea macizos de acero, con cargas Normales 6 elevadas y para aplicaciones generales: **TOLERANCIA K5.**

TOLERANCIA K5: Para diámetros de eje entre 18 - 100 mm

DIAMETRO NOMINAL EJE (mm)	TOLERANCIA(um) AGUJERO RODAMIENTO		TOLERANCIA(um) DIAMETRO EJE	
	min.	max.	sup.	inf.
50 - 80	-15	0	+15	+2

TABLA 3.5. TOLERANCIAS PARA EL RODAMIENTO Y EL EJE.

**POTENCIA TOTAL DEL ROTOR IMPACTADOR:**

$$P_{total} = P_{desagarrado} + P_{inercial} + P_{rodamientos}$$

$$P_{desagarrado} = 3.60 \text{ HP}$$

**\*CALCULO DE LA POTENCIA INERCIAL DEL ROTOR.**

La Potencia Inercial, es la Potencia necesaria para vencer la Inercia de la maquina, debido a su propio peso.

Para determinar ésta Potencia, es necesario conocer la Inercia del Rotor en base a las Dimensiones Reales ya Calculadas. Debido a la simetria dimensional que tiene el Rotor Impactador, se calcula la Inercia de solo la mitad, la inercia Total será el doble de el valor calculado.

La inercia Total del Eje Rotor esta dado por:

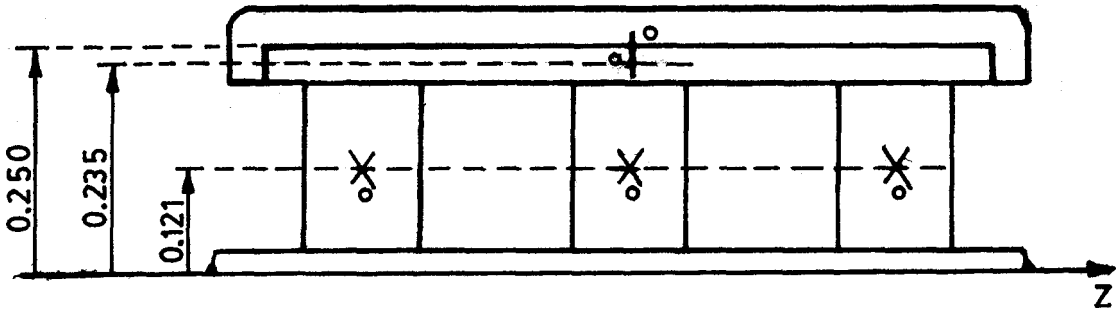
$$I_{total} = I_{aspa} + I_{eje} + I_{soporte \text{ radial}} + I_{soporte \text{ longitudinal}} + I_{nervaduras}$$

**Asumo** para el Eje y soportes:  
para las Aspas:

**Acero Común** = 7650 kg/m<sup>3</sup>

**Acero Inoxidable** = 7600 Kg/m<sup>3</sup>

CENTROIDES (o): (Dimensiones en metros)



\*INERCIA DEL ASPA:

$$m = (7600)(1.50 \times 0.10 \times 0.002) = 2.28 \text{ Kg.}$$

$$I_{\text{aspa}} = 1/12(2.28)(0.10)^2 + (2.28)(0.25)^2 = \underline{0.1444 \text{ Kg.m}^2}$$

\*INERCIA SOPORTE HORIZONTAL:

$$m = (7650)(0.07 \times 1.40 \times 0.012) = 8.994 \text{ Kg}$$

$$I_{\text{sopORTE}} = 1/12(8.994)(0.07)^2 + (8.994)(0.235)^2 =$$

$$\text{horizontal} = \underline{0.4951367 \text{ Kg.m}^2}$$

\*INERCIA SOPORTE RADIAL:

$$m = (7650)(0.012 \times 0.10 \times 0.160) = 1.45962 \text{ Kg}$$

$$I_{\text{sopORTE}} = 1/12(1.4596)(0.160)^2 + (1.4596)(0.1205)^2 =$$

$$\text{radial} = 0.0242691 \text{ Kg.m}^2$$

como son tres soportes:  $I' = 3.1 = 3(0.0242691) =$

$$I' = \underline{0.0728073 \text{ Kg.m}^2}$$

\*INERCIA DEL EJE:

$$m = (7650)[1.54 \times \pi(0.081)^2/4] = 60.707 \text{ Kg}$$

$$I_{\text{eje}} = 1/2(60.707)(0.0405)^2 = 0.049782 \text{ Kg.m}^2$$

Como se está calculando solo la mitad del Rotor impactador

$$I_{\text{eje}} = \underline{0.0248907 \text{ Kg.m}^2}$$

$$I_{total} = (0.1444 + 0.43513 + 0.072807 + 0.0248907) \text{kg.m}^2$$

$$I_{total} = 0.7312907 \text{ Kg.m}^2$$

Por simetria, la Inercia Total es:  $I_{TOTAL} = 2 \times I_{total}$

$$>>> \quad I_{total} \text{ del rotor impactador} = \underline{1.46258 \text{ Kg.m}^2}$$

La Potencia Inercial viene dada por la Energia Cinetica de Rotación:

$$E_{cinética} = 1/2 \cdot I_{total} \cdot \omega^2$$

$$E_{cinética} = 1/2 (1.46258) (146.666)^2 = 15044.092 \text{ Joules}$$

$$\Rightarrow \quad \text{Potencia} = \frac{\text{Joules}}{\text{segundos}} = 15044.092 \cdot \frac{\text{Joules}}{\text{segundos}} \quad [\text{WATTS}]$$

$$>>> \quad \text{Potencia Inercial} = \underline{15.0441 \text{ KW}} = \underline{20.1741 \text{ HE}}$$

Por lo tanto, la Potencia Total es:

$$>>> \quad P_{TOTAL} = ( 3.60 + 20.1741 ) \text{HP} = \underline{23.7741 \text{ HP}}$$

Tomando en cuenta diferentes consideraciones, entre ellos la Potencia necesaria para vencer la fricción en los Rodamientos, Asumo Potencia Total: 25 HP.

$P_{TOTAL} = 18.640 \text{ KW} = 25 \text{ HP}$
---

### CALCULO RE LA TRANSMISION RE POTENCIA:

Una transmisión bien proyectada, equipada con tipos y tamaños correctos de bandas-correas en "V", proporciona un método de transmitir fuerza económico y con menos problemas. Los cálculos presentes están de acuerdo a los procedimientos internacionalmente normalizados.

El motor seleccionado es de 25 HP, para mover el impactador de **23.774** HP. Se asume que el impactador arranca parcialmente cargado, bajo trabajo normal. Rotación del eje del motor **1750** RPM, rotación del eje rotor **1400** RPM.

\*\* Potencia del Proyecto:  $P_{\text{proyecto}} = \text{HP}_{\text{exigido}} \times \text{FS}$

FS: Factor de Servicio; de la tabla 3.6, Maquinas para molinos de cereales, con motor jaula de ardilla y arranque normal:  $\text{FS} = 1.4$ .

$$\text{Potencia del proyecto} = 25 \text{ HP} \times 1.4 = \underline{35 \text{ HP}}$$

\*\* Perfil de la correa:

De la tabla 3.7, con 35 HP y 1750 RPM:

Se selecciona un Perfil de Correa **B**, con diametro para polea menor entre 5-8 in. (127-203.2) **D**

\*\* Relación de Velocidades: (Rt)

$$Rt = \frac{\text{rpm}}{\text{RPM}} = \frac{1750}{1400} = \underline{1.25}$$

\*\* Diámetro Primitivo de las Poleas:

$d_p$  = diametro polea menor.

$D_p$  = diametro polea mayor.

APLICACIONES	MOTORES ELÉCTRICOS								Motores a explosión		Máquinas a vapor	Con ligación directa o con eje intermediano	
	Corriente alterada						Corriente continua		Gas-Diesel				
	Jaula de ardilla			Síncronos	Rotor enrollado	Mono-fásico		Excitación en derivación	Excitación en compound	4 o más cilindros con más de 700 rotaciones			4 o más cilindros con menos de 700 rotaciones
	Arranque normal	Arranque estrecho o triángulo	De alta potencia de arranque (jaula doble)			La requisición con fase auxiliar de arranque	La inducción con arranque a condensador						
<b>MÁQUINA PARA INDUSTRIA PETROLÍFERA</b>													
Bombas para barro, central de bombeo, bombas centr. para oleoductos	1,2	1,2	1,4	—	—	—	—	1,4	—	1,4	1,6	1,4	1,6
Bombas para succión y descarga	—	—	—	—	—	—	—	1,3	—	1,2	1,2	—	—
<b>MÁQUINAS PARA INDUSTRIA TEXTIL</b>													
Mazaroqueras y torcedoras	1,6	—	1,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Telares, urdideras	1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>MÁQUINAS PARA LAVADEROS</b>													
Lavadoras, centrifugas, humidific	1,2	—	—	—	—	—	—	—	1,2	—	—	—	—
<b>MÁQUINAS PARA MOLINOS DE HARINA Y CEREALES</b>													
Cilindros, molinos de cilindros, de martillos	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Depuradores	1,0	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Comando del eje principal	1,4	1,4	1,6	1,4	1,4	—	—	—	—	1,8	—	—	—
<b>MÁQUINAS OPERADORAS</b>													
Tornos, lijadoras, perforadoras, etc.	1,0	—	—	1,2	—	1,0	1,0	1,0	1,0	—	—	—	—
Retificadoras, aplanadoras, alisadoras, frisadoras	1,2	—	—	1,4	—	1,2	1,2	1,2	1,2	—	—	—	—
<b>MÁQUINAS PANIFICADORAS</b>													
Amasadoras	1,2	—	—	—	—	1,2	1,0	—	—	—	—	—	—
<b>MOLINOS</b>													
De barras, de bolas	—	1,6	1,6	1,4	—	—	—	—	1,4	—	—	—	1,6
<b>COLADORES</b>													
Alternativas, de impulsos y oscilantes	1,2	1,2	1,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Rotativas	1,2	1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>TRANSPORTADORES</b>													
De correa metálica, garras y oscilantes	—	1,4	1,6	—	—	—	—	1,4	—	—	—	—	1,6
De correa de goma (material pesado)	—	1,2	1,4	—	—	—	—	1,2	—	—	—	—	1,4
De correa de goma (material leve)	—	1,0	1,1	—	—	—	—	1,0	—	—	—	—	1,2
<b>TRITURADORES</b>													
De cilindros, de bolas, de mandíbulas	—	1,4	1,6	1,4	1,6	—	—	—	1,4	1,6	—	—	1,6

TABLA 3.6. FACTOR DE SERVICIO.



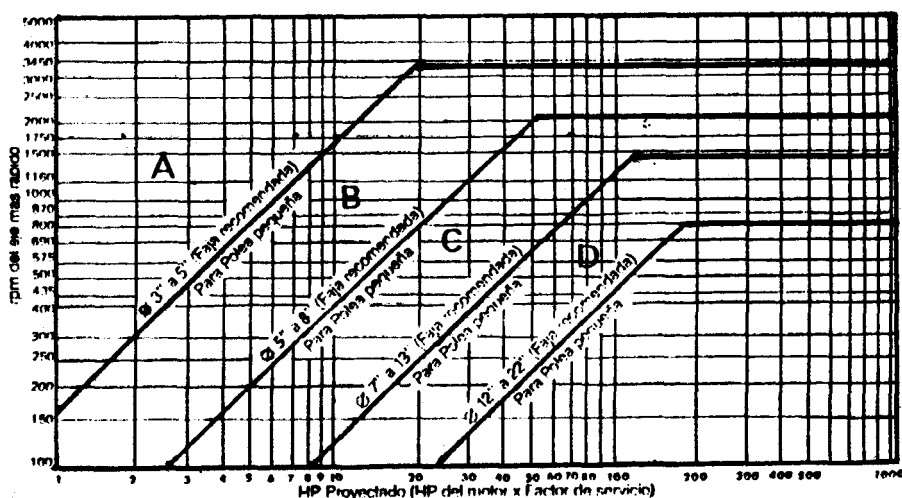


FIG.3.16.- DETERMINACION DEL PERFIL DE LA CORREA.

Diametro primitivo de la Polea Menor:  $d_p = \frac{(5 + 8) \text{ in.}}{2} = \underline{6.50 \text{ in. (165.10 mm)}}$

Diámetro primitivo de la Polea Mayor:  $D_p = R_t \times d_p = (1.25)(6.5 \text{ in.}) = \underline{8.125 \text{ in. (206.38 mm)}}$

\*\* Velocidad Periférica de la Polea menor:

$$v = 0.262 \times d_p \times \text{rpm}$$

$$v = 0.262(6.50)(1750) = \underline{2980.25 \text{ pies/min (15.144 m/seg)}}$$

\*\* Distancia entre centros de ejes (C) y largo primitivo de la correa:

Asumo:  $C = 20 \text{ in. (508 mm)}$

$$L_p = 2C + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C}$$

$$L_p = 2(20) + 1.57(8.125 + 6.5) + \frac{(8.125 - 6.5)^2}{4(20)}$$

$$L_p = 62.992 \text{ in. (1599.99 mm)} \quad (\text{calculado})$$

En la Tabla 3.7 para los Perfiles B se determina el

Largo Externo de la correa:  $L_e = 63 \text{ in.} (1600.20 \text{ mm})$

Las correas Multi-V 3-T Goodyear son fabricadas en cuatro secciones y en una gran variedad de largos patrón indicados a seguir:

$LP = LE - 0.7''$

$LP = LE - 1.2''$

$LP = LE - 1.1''$

$LP = LE - 1.7''$

SECCIÓN A			SECCIÓN B			SECCIÓN C			SECCIÓN D			
Dimensiones Nominales Ancho Superior: 1 1/2" - 13 mm Espesor: 5/16" - 8 mm Ángulo: 40° ± 1°			Dimensiones Nominales Ancho Superior: 2 1/32" - 17 mm Espesor: 13/32" - 11 mm Ángulo: 40° ± 1°			Dimensiones Nominales Ancho Superior: 7/8" - 22 mm Espesor: 17/32" - 14 mm Ángulo: 40° ± 1°			Dimensiones Nominales Ancho Superior: 1 1/4" - 32 mm Espesor: 3/4" - 19 mm Ángulo: 40° ± 1°			
Tamaño Externo (pul)	Tamaño Externo (pul)	Largo Externo (pul)	Tamaño Externo (pul)	Largo Externo (pul)	Tamaño Externo (pul)	Tamaño Externo (pul)	Largo Externo (pul)	Tamaño Externo (pul)	Tamaño Externo (pul)	Largo Externo (pul)		
A-22	61	63.0	R-26	29.0	78	81.0	C-47	51.0	105	109.0	D-120	125.0
23	62	64.0	27	30.0	80	83.0	50	54.0	111	115.0	128	133.0
24	63	65.0	30	33.0	81	84.0	51	55.0	112	116.0	136	141.0
25	64	66.0	32	35.0	83	86.0	53	57.0	119	123.0	144	149.0
26	65	67.0	34	37.0	84	87.0	54	58.0	120	124.0	158	163.0
27	66	68.0	35	38.0	85	88.0	55	59.0	128	132.0	162	167.0
28	67	69.0	36	39.0	88	91.0	56	60.0	131	135.0	164	169.0
29	68	70.0	37	40.0	89	92.0	57	61.0	136	140.0	173	178.0
30	69	71.0	38	41.0	90	93.0	58	63.0	138	142.0	180	185.0
31	70	72.0	39	42.0	92	95.0	60	64.0	140	144.0	195	200.0
32	71	73.0	40	43.0	93	96.0	62	65.0	143	147.0	210	215.0
33	74	76.0	41	44.0	95	98.0	63	67.0	144	148.0	225	227.5
34	75	77.0	42	45.0	96	99.0	64	68.0	147	151.0	240	242.5
35	78	80.0	43	46.0	97	100.0	67	71.0	148	152.0	250	252.5
36	79	81.0	44	47.0	100	103.0	68	72.0	149	153.0	270	272.5
37	80	82.0	45	48.0	103	106.0	70	74.0	151	155.0	300	302.5
38	82	84.0	46	49.0	105	108.0	71	75.0	156	160.0	310	332.5
39	84	86.0	47	50.0	111	114.0	72	76.0	158	162.0	360	362.5
40	85	87.0	48	51.0	112	115.0	73	77.0	160	164.0	300	392.5
41	89	91.0	49	52.0	119	122.0	74	78.0	161	165.0	420	422.5
42	90	92.0	50	53.0	120	123.0	75	79.0	162	166.0	480	482.5
43	92	94.0	51	54.0	123	126.0	76	80.0	163	167.0		
44	95	97.0	52	55.0	124	127.0	77	81.0	166	170.0		
45	96	98.0	53	56.0	126	129.0	78	82.0	169	173.0		
46	104	106.0	54	57.0	128	131.0	79	83.0	170	174.0		
47	105	107.0	55	58.0	130	133.0	80	84.0	172	176.0		
48	111	113.0	56	59.0	131	134.0	81	85.0	173	177.0		
49	112	114.0	57	60.0	136	139.0	82	86.0	180	184.0		
50	119	121.0	58	61.0	138	141.0	84	88.0	195	199.0		
51	120	122.0	59	62.0	144	147.0	85	89.0	210	214.0		
52	126	129.0	60	63.0	158	161.0	88	92.0	225	227.0		
53	128	130.0	62	65.0	162	165.0	89	93.0	240	242.0		
54	136	138.0	63	66.0	173	176.0	90	94.0	255	257.0		
55	144	146.0	64	67.0	174	177.0	91	95.0	270	272.0		
56	158	160.0	65	68.0	178	181.0	95	99.0	300	302.0		
57	162	164.0	67	70.0	180	183.0	96	100.0	315	317.0		
58	173	175.0	68	71.0	195	198.0	97	101.0	330	332.0		
59	180	182.0	70	73.0	210	213.0	98	102.0	360	362.0		
			71	74.0	225	226.5	99	103.0	390	392.0		
			72	75.0	240	241.5	100	104.0	420	422.0		
			73	76.0	249	250.5	104	108.0				
			74	77.0	270	271.5						
			75	78.0	300	301.5						
			76	79.0	330	331.5						
			77	80.0	360	361.5						

TABLA 3.7. DESIGNACION Y LARGOS PRIMITIVOS.

$$L_p = L_e - 1.2 \text{ in}$$

$$L_p = (63 - 1.2) \text{ in} = \underline{61.80 \text{ in}} \quad (\text{tabulado})$$

De la Tabla 3.7, Selecciono: **Correa B-60**

**\*\* Corrección de la Distancia entre Centros de Ejes (C):**

$$C_3 = C_1 - \frac{L_p(\text{calculado}) - L_p(\text{tabulado})}{2}$$

$$C_3 = 20 - \frac{(62.994 - 61.80)}{2} = \underline{19.403 \text{ in. (492.836 mm)}}$$

**\*\* Determinación del HP Clasificado y Número de Correas:**

HP Básico por Correa: De la Tabla 3.8, con:  $d_p = 6.50 \text{ in.}$   
 $\text{rpm} = 1750$

Por Interpolación: **HP Bdsico = 6.83**

HP Adicional por Correa: de la Tabla 3.8, con:  $R_t = 1.25$   
 $\text{rpm} = 1750$

Por Interpolación: **HP adicional = 0.408**

$$HP_{\text{clasificado}} = HP_{\text{Bdsico}} + HP_{\text{Adicional}}$$

$$>>> \quad HP_{\text{clasificado}} = 6.83 + 0.408 = \underline{7.238 \text{ HP}}$$

Número de Correas(Nn):

$$N_n = \frac{HP_{\text{proyecto}}}{HP_{\text{clasificado}}}$$

$$N_n = \frac{35 \text{ HP}}{7.238 \text{ HP}} = 4.84 = \underline{5 \text{ Correas}}$$

Se requieren: **5 correas en "V" B-60**

diámetro primitivo de la polea menor ( $d_p$ ): **165.10 mm**

diámetro primitivo de la polea mayor ( $D_p$ ): **206.38 mm**

distancia entre centros de ejes (C): **492.83 mm**

RPM del eje motor	RPM del eje accionado		HP BASICO POR CORREA PARA DIAMETROS NOMINALES DE LAS PULSAS MEYORES		HP ADICIONAL POR CORREA PARA LA RELACION DE VELOCIDADES $\frac{D_2}{D_1}$	
	6.00	7.80	6.00	7.80	1.40	1.85
575	1.62	1.77	1.31	2.05	2.18	0.20
550	1.87	2.04	1.48	2.27	2.18	0.24
525	1.94	2.12	1.52	2.47	2.23	0.25
500	2.23	2.44	1.64	2.94	2.30	0.30
480	2.28	2.49	1.69	3.04	2.36	0.33
460	2.75	2.92	1.90	3.69	2.57	0.41
440	2.75	2.92	1.90	3.69	2.57	0.41
420	4.43	4.82	3.17	4.54	3.57	0.64
400	4.43	4.82	3.17	4.54	3.57	0.64
380	4.34	4.81	3.08	4.53	3.48	0.61
360	4.46	4.92	3.37	4.64	3.69	0.65
340	4.51	4.99	3.44	4.72	3.78	0.69
320	4.53	5.01	3.51	4.81	3.88	0.73
300	4.51	4.99	3.44	4.72	3.78	0.69
280	4.46	4.92	3.37	4.64	3.69	0.65
260	4.38	4.82	3.28	4.53	3.58	0.61
240	4.24	4.68	3.13	4.39	3.44	0.56
220	4.08	4.50	2.96	4.24	3.28	0.47
200	3.88	4.28	2.78	4.04	3.08	0.40
180	3.67	4.03	2.58	3.79	2.88	0.33
160	3.41	3.75	2.38	3.50	2.68	0.26
140	3.13	3.44	2.19	3.21	2.39	0.19
120	2.82	3.09	1.99	2.82	2.18	0.12
100	2.47	2.70	1.69	2.39	1.78	0.05
80	2.09	2.29	1.29	2.00	1.39	0.08
60	1.58	1.83	0.99	1.50	0.99	0.11
40	1.22	1.32	0.69	1.10	0.69	0.14
20	0.69	0.75	0.39	0.60	0.39	0.07
1500	2.75	3.01	3.27	4.04	3.79	0.53
1425	3.17	3.48	3.79	4.58	4.24	0.60
1350	3.61	3.97	4.32	5.02	4.68	0.67
1250	4.17	4.94	5.40	5.84	5.44	0.78
1150	4.50	4.97	5.73	6.27	5.86	0.84
1050	4.83	5.16	6.06	6.67	6.24	0.91
950	5.16	5.41	6.35	7.07	6.66	0.98
850	5.49	5.74	6.64	7.44	7.00	1.05
750	5.82	6.07	6.93	7.81	7.33	1.12
650	6.15	6.40	7.22	8.18	7.66	1.19
550	6.48	6.73	7.53	8.54	8.00	1.26
450	6.81	7.06	7.84	8.91	8.36	1.33
350	7.14	7.39	8.15	9.28	8.73	1.40
250	7.47	7.72	8.46	9.65	9.10	1.47
150	7.80	8.05	8.77	10.02	9.42	1.54
100	8.13	8.38	9.08	10.39	9.73	1.61
80	8.46	8.71	9.39	10.76	10.04	1.68
60	8.79	9.04	9.70	11.13	10.35	1.75
40	9.12	9.37	10.01	11.50	10.66	1.82
20	9.45	9.70	10.32	11.87	10.97	1.89
1500	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
1400	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
1300	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
1200	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
1100	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
1000	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
900	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
800	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
700	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
600	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
500	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
400	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
300	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
200	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
150	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20
100	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	0.20

TABLA 3.8. HP POR CORREA - PERFIL B

La Correa B-60 seleccionada, tiene las siguientes Dimensiones Nominales:

Ancho Superior: 17 mm  
Espesor: 11 mm  
Angulo:  $40^\circ$   
Largo externo: 1600.20 mm  
Largo primitivo: 1569.72 mm

**\*\* Dimensionamiento de las Poleas:**

La figura 3.18 muestra la seccion transversal de las Poleas, con las especificaciones necesarias para su diseño.

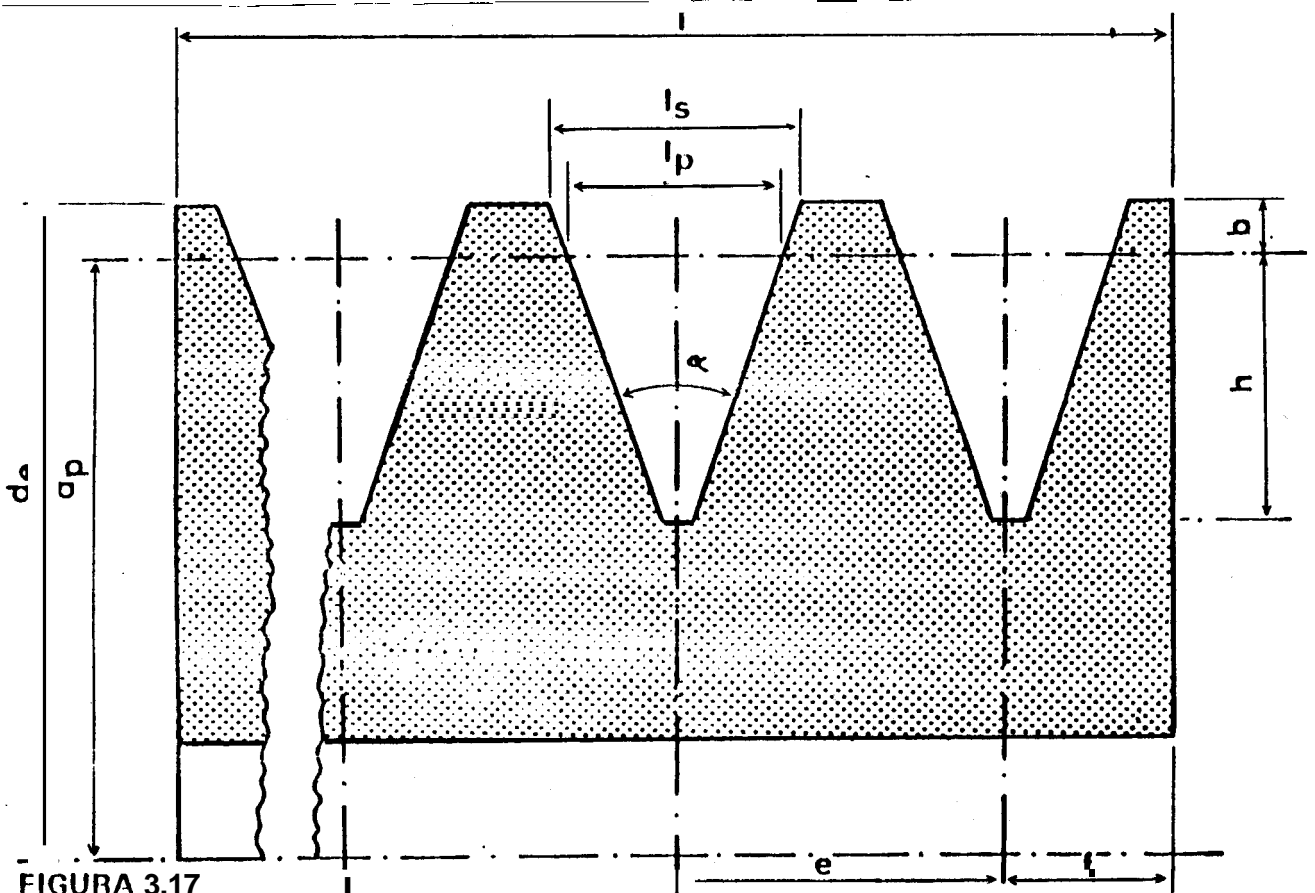


FIGURA 3.17

FIG. 3.17.- SECCION TRANSVERSAL DE LAS POLEAS

La Tabla 3.9 nos muestra las dimensiones patrones de los canales y diámetros recomendados para las poleas.

SECCIÓN	Diámetros Primitivos (dp)	Ángulo de los canales	Dimensiones patrón de los canales				b (mm)	Profundidad h + b (mm)		
			ls (mm)	lp (mm)	e (mm)	f (mm)				
A	3"	75 (mínimo recom.) y abajo de 125	34 ± 0,5	+ 0,2	11,0	15,0 ± 0,3	10,0	+ 2,0	3,3	12,0
	5"		13,0	- 0,0						
	5"	125 y arriba	38 ± 0,5	+ 0,2						
B	5"	125 (mínimo recom.) y abajo de 200	34 ± 0,5	+ 0,2	14,0	19,0 ± 0,4	12,5	+ 2,0	4,2	15,0
	8"		16,6	- 0,0						
	8"	200 y arriba	38 ± 0,5	+ 0,2						
C	8"	200 (mínimo recom.) y abajo de 300	36 ± 0,5	+ 0,3	19,0	25,5 ± 0,5	17,0	+ 2,0	5,7	20,0
	12"		22,7	- 0,0						
	12"	300 y arriba	38 ± 0,5	+ 0,3						
D	14"	355 (mínimo recom.) y abajo de 500	36 ± 0,5	+ 0,4	27,0	37,0 ± 0,6	24,0	+ 3,0	8,1	28,0
	20"		32,3	- 0,0						
	20"	500 y arriba	38 ± 0,5	+ 0,4						

TABLA 3.9. DIMENSIONES PATRON DE LOS CANALES Y DIAMETROS RECOMENDADOS.

Para las correas B tomamos las especificaciones de la Tabla 3.9 :

Polea menor:  $d_{\text{externo}} = d_p + 2.b$

$d_{\text{externo}} = 165.1 + 2(4.2) = 173.5 \text{ mm}$

Polea mayor:  $D_{\text{externo}} = D_p + 2.b$

$D_{\text{externo}} = 206.38 + 2(4.2) = 214.78 \text{ mm}$

Ancho de la Polea:  $L = x.e + 2.f$

donde x es el número de canales de la polea,  $x = 5$

De la Tabla 3.9:  $L = 5(19.0) + 2(12.5) = 120 \text{ mm}$

Con las Dimensiones de Diseño, determino la **Longitud Total del Eje**, considerando una separación entre la polea de Transmisión de potencia y el Rodamiento de 5 mm.

**Longitud Total del Eje = 1735 mm**

La longitud del Eje determina la **longitud del cilindro de Impacto**:

**Longitud Total del cilindro de impacto = 1580 mm**

**\*\* Selección de la Chaveta de ajuste entre el Eje y la Polea:**

Asumo: Chaveta Cuadrada, de Acero SAE 1020, estirado en frío.

De la tabla 3.10, para un diametro de eje de 2.7559in (70mm) selecciono un ancho de chaveta de 3/4in.(19.05 mm) y profundidad de chavetero de 3/8in.(9.525 mm).

Para la longitud de la chaveta, aplico un criterio de Diseño (tomado de "Diseño de Máquinas" por Deutschman) que señala que la chaveta debe ser el 25% mas largo que el diametro del Eje, esto es:  $0.25(70 \text{ mm}) = 17.5 \text{ mm}$ , con lo

que la longitud de la chaveta debe ser de 87.5 mm. Para efectos de Diseño asumo la longitud de la Chaveta 90 mm.

Los ajustes en la chaveta son por Interferencia:

- \* En el ancho:            + 0.0000            6            + 0.0000  
                                  - 0.0025 in.                                    - 0.0635 mm.
  
- \* En la altura:            + 0.0000            6            + 0.0000  
                                  - 0.0025 in.                                    - 0.0635 mm.

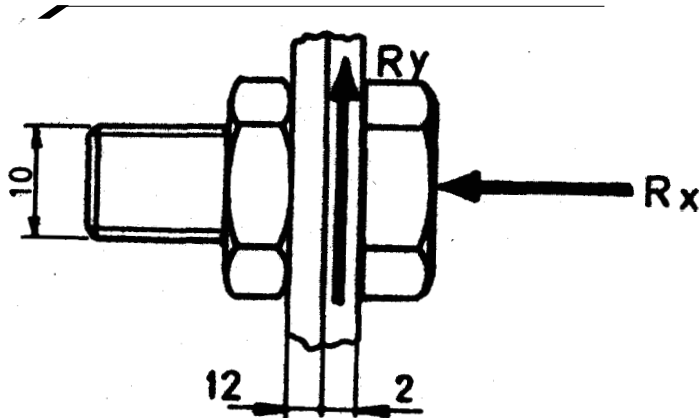
DIÁMETRO DE EJE MÁS DE HASTA (INCL.)		TAMAÑO DE CHAVETA		PROFUNDIDAD DE CHAVETERO
		w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

TABLA 3.10. DIMENSIONES DE CUÑAS COMERCIALES, TIPO CUADRADA Y TIPO PLANO EN PULGADAS



**DISEÑO DE LOS PERNOS SUJETADORES DEL ASPA SOBRE EL SOPORTE LONGITUDINAL :**

El aspa de impacto se sujeta al soporte longitudinal por medio de pernos, éstos se seleccionan de acuerdo al Esfuerzo que deben soportar: Por Aplastamiento y por Cortante.



Las Cargas que actúan sobre los pernos son:

- Debida a la oposición del grano:  $R_x = 33373.20 \text{ Nt.}$
- Debida a la fuerza inercial del aspa:  $R_y = 17097.12 \text{ Nt.}$

Se utilizan pernos de 10 mm de diametro, por razones de diseño de la maquina original.

**\*\* Análisis por Cortante:**

Ac = Area transversal de los pernos:  $78.54 \text{ mm}^2$

$$J = \frac{R_y}{A_c} = \frac{17097.117}{78.540} = 217.689 \text{ Nt/mm}^2$$

asumo: factor de seguridad para pernos:  $n = 2$

$$J = \frac{S_{ay}}{n} = \frac{(0.75)(0.575) \cdot S_{ut}}{n} = 217.689$$

despejando Sut:

$$S_{ut} = \frac{2 \cdot (217.689)}{(0.75)(0.575)} = 1009.562 \text{ Nt/mm}^2$$

\*\* Análisis por Aplastamiento: Asumo: perno 10 mm

$$\sigma = \frac{R_x}{A_p} = \frac{33373.20}{78.540} = 424.919 \text{ Nt/mm}^2$$

$$\sigma = \frac{S_y}{n} = \frac{S_{ut} / 0.75}{2} = 424.919$$

despejando Sut :

$$S_{ut} = 2.(424.919)(0.75) = \underline{637.379 \text{ Nt/mm}^2}$$

El caso mas crítico es para la fuerza cortante. por lo que, de la tabla 3.11 selecciono:

**Perno Grado 10.9 métrico:** Acero martensítico de bajo carbono, templado y revenido.








CLASE DE PROPIEDAD	INTERVALO DE TAMAÑOS, INCLUSIVE	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo carbono	
4.8	M10-M16	310	420	340	Acero de mediano bajo carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de mediano bajo carbono, I y R	
9.8	M10-M16	650	900	720	Acero de mediano bajo carbono, I y R	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono, I y R	
12.9	M10-M36	970	1220	1100	Acero de aleación, I y R	

TABLA 3.11. ESPECIFICACIONES MECANICAS METRICAS PARA PERNOS COMUNES.

### DIMENSIONAMIENTO DE TUBERIAS:

La tabla 3.12, muestra la capacidad **máxima** en toneladas por hora que pueden transportarse en forma cómoda en tuberías redondas de diferentes diámetros, con inclinación mínima de 45°.

DIAMETROS		TONELADAS / HORA
mm	in.	
150	6	10
200	8	25
250	10	40
300	12	60

TABLA 3.12. TRANSPORTE DE GRANO POR TUBERIAS.

Para obtener un flujo uniforme y reducir el riesgo de atascamientos, no se deben hacer reducciones o deformaciones de la sección interior libre de la tubería, o de otras piezas, en los codos, cambios de dirección, etc.

Con maíz se presenta un considerable daño cuando se deja rodar libremente en tramos de tubería de más de 12 m. daño que se aumenta en granos muy secos.

Se eligen tuberías de sección rectangular:

Para una carga de 10 ton/hora, el diámetro es de 150 mm.

>>> Area de la tubería = 17671.459 mm<sup>2</sup>

Por lo tanto, la sección rectangular de la tubería será:

( 177 x 100 ) mm

La tabla 3.13, muestra el rendimiento de desgerminación de la máquina construida por industrias OCRIM, con las dimensiones y capacidades de la diseñada en el presente trabajo.

PRODUCTO	PORCENTAJE DE EXTRACCION	GRASAS SOBRE SECO
Trozos Gruesos	37	1.7
Trozos Medios	20	1.9
Trozos Finos	8	2.2
Germen	10	24.0
Salvado	5	5.0
Harina	20	3.0

TABLA 3.13. RENDIMIENTO DE EXTRACCION DE LA MAQUINA IMPACTADORA FABRICADA POR INDUSTRIAS OCRIM.

Los porcentajes mostrados en la tabla 3.13, son referidos a cada tonelada de maíz que entra al impactador para su procesamiento.

### 3.4. CALCULO Y DISEÑO DEL SEPARADOR.

**SEPARACION:** Se produce debido al movimiento alternativo lineal de la Criba, para que los componentes finos penetren entre los componentes más gruesos, alcancen la superficie de la criba y pasen a través de sus aberturas. Los trozos gruesos se desplazan a lo largo de la criba y caen por su extremo. El proceso de penetración y tamizado ocurre durante el período entero en que la capa se desplaza a lo largo de la superficie perforada de separación.

Tanto la frecuencia como la amplitud de vibración de la criba son parámetros importantes en las cualidades operacionales del separador.

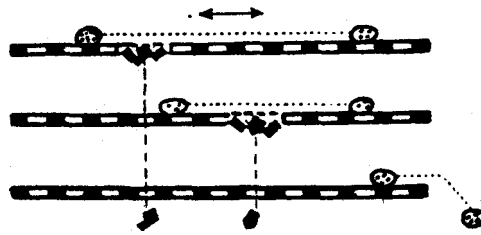


FIG.3.18.- MOVIMIENTO Y TAMIZADO DE PARTICULAS SOBRE LA CRIBA, DEBIDO AL MOVIMIENTO ALTERNATIVO.

Utilizando la tabla 3.13, que muestra el rendimiento de extracción de la máquina fabricada por industrias OCRIM se obtiene la carga de productos del maíz que se deben separar. La carga correspondiente a cada producto se muestra en la tabla 3.14.

El equipo debe ser capaz de separar los trozos gruesos y el germen de los trozos medios, finos y harina.

PRODUCTO	CARGA	
	kg/seg.	kg/min.
Trozos Gruesos	1.0286	61.79
Trozos medios	0.5560	33.40
Trozos finos	0.2224	13.36
Germen	0.2778	16.70
Salvado	0.1390	8.35
Harina	0.5560	33.40

TABLA 3.14. MASA DE PRODUCTOS A SEPARAR, SEGUN RENDIMIENTO DE EXTRACCION DE LA MAQUINA IMPACTADORA OCRIM.

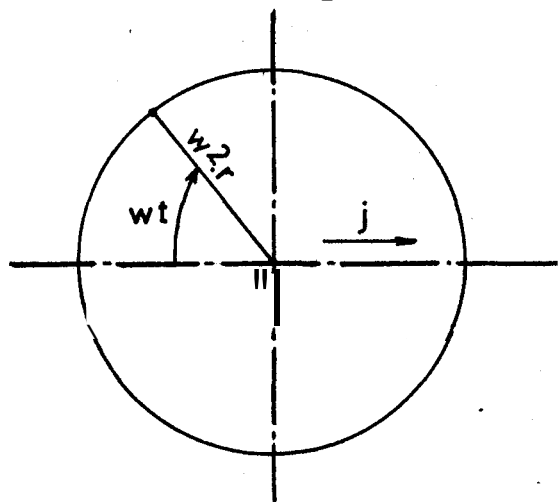
Se deben separar: 1.0286 kg. de trozos gruesos, y 0.2778 kg. de germen, por cada segundo de operacido, para poder cumplir los requerimientos. Esta carga corresponde al 47% del total de los productos. Se separan tanto gruesos como germen debido a la similitud dimensional de ambos productos. Por lo tanto, el 53% restante, correspondiente a trozos medios finos y harina, deben ser expulsados a través de las aberturas de la criba del separador.

Para el diseño del separador deben ser considerados los siguientes parámetros:

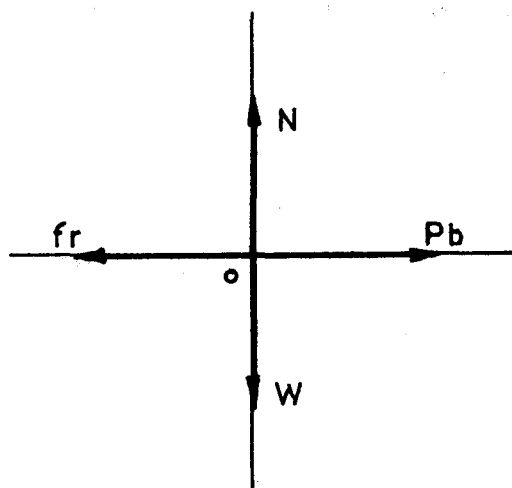
- Análisis del movimiento de Partículas sobre la Criba.
- Sistema alternativo de la zaranda.
- Fuerza a vencer debido al peso de los productos de maíz y a la inercia del equipo.
- Potencia Máxima.
- Frecuencia de oscilación.
- Capacidad específica de tamizado.
- Rendimiento de separación de partículas.

**ANALISIS DEL MOVIMIENTO DE PARTICULAS SOBRE LA CRIBA DEL SEPARADOR:**

Analizando para una sola partícula sobre la criba:



movimiento de la manivela



fuerzas sobre la partícula

$$\rightarrow \Sigma F_x = m.a$$

$$P_b - f_r = m.(d^2x/dt^2) \quad (1)$$

donde:  $P_b$  es la fuerza inercial de la partícula.

$f_r$  es la fuerza de fricción entre la partícula y la superficie de la criba.

Para que el movimiento de la partícula sobre la superficie sea efectivo, se debe cumplir que:  $P_b > f_r$

La fuerza inercial de la partícula está dada por la siguiente expresión:

$$P_b = m.(w^2.R.\cos wt) = m.j$$

donde:  $j$  es la aceleración inercial de los productos.

$$\text{en(1)} \quad m.j - u.W = m.(d^2x/dt^2)$$

$$m.j - u.(m.g) = m.(d^2x/dt^2)$$

$$\text{eliminando } m: \quad j - u.g = (d^2x/dt^2)$$

La aceleración inercial de las partículas está dada por:

$$j = (d^2x/dt^2) + u.g \quad (2)$$

$j$  : dependerá de la aceleración máxima de la criba y de la fricción entre la partícula y la superficie de ésta.

**SISTEMA ALTERNATIVO DE LA ZARANDA:**

Sistema seleccionado: BIELA-MANIVELA-CORREDERA.

\*\*Ecuaciones características del sistema biela-manivela:

**Amplitud:**  $X = R.[1 - \cos\theta] + (R^2/2L).\text{sen}^2\theta$

**Velocidad:**  $dX/dt = w.R.[\text{sen}\theta + (R/2L).\text{sen}2\theta]$

**Aceleración:**  $d^2X/dt^2 = w^2.R.[\cos\theta + (R/L).\cos2\theta]$

donde: R es el radio de la manivela.  
L longitud de la barra.

Asumo:  $R = 200 \text{ mm}$

$L = 300 \text{ mm}$

Utilizando las ecuaciones características determino:

$\theta$ (grados)	X (m)
0	0.00000
45	0.09190
70	0.19049
90	0.26670
100	0.23000
120	0.35000
150	0.38900
180	<b>0.40000</b>
182	0.39900
185	0.39700
270	0.06670

TABLA 3.15. DETERMINACION DE LA AMPLITUD MAXIMA DE DESPLAZAMIENTO.



$\theta$ (grados)	$dX/dt$ (m/seg)
0	0.0000
45	1.4566
64	1.6260
65	1.6263
69	1.6193
70	1.6155
71	1.6110
90	1.4000
100	1.2190
180	0.0000
270	-1.4000
360	0.0000

TABLA 3.16. DETERMINACION DE LA VELOCIDAD MAXIMA DEL SEPARADOR.

$\theta$ (grados)	$d^2X/dt^2$ (m/seg <sup>2</sup> )
0	16.330
45	6.9300
90	-6.5330
180	16.330
360	16.330

TABLA 3.17. DETERMINACION DE LA ACELERACION MAXIMA DEL SEPARADOR.

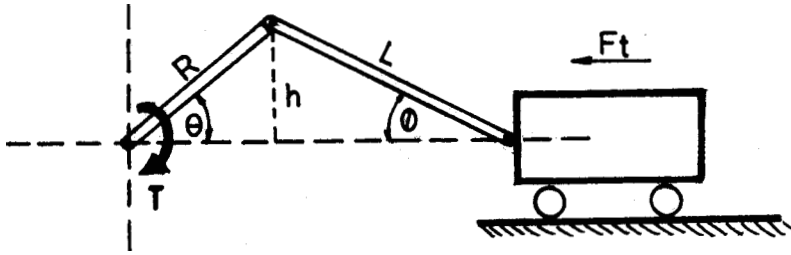
Reemplazando el valor de la aceleración máxima del separador en(2), y asumiendo:  $u = 0.45$ ; la aceleración inercial de las partículas sobre la criba es:

$$j = (16.330) + (0.45)(9.81)$$

>>>

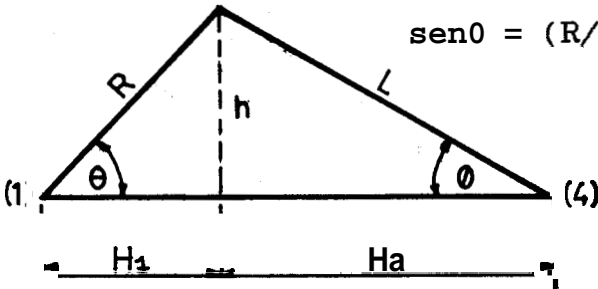
$$j = \underline{20.7445} \text{ m/seg}^2$$

**\*ANÁLISIS ESTÁTICO DEL SISTEMA BIELA-MANIVELA:**



$$L \cdot \sin \theta = R \cdot \sin \theta$$

$$\sin \theta = (R/L) \cdot \sin \theta \quad (a)$$

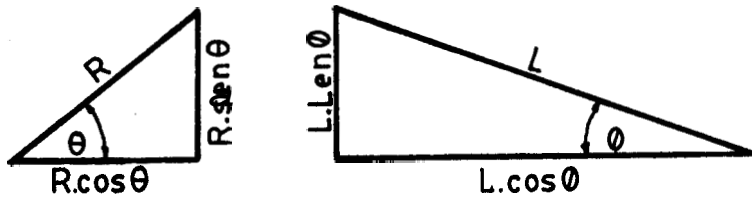


$$H_1 = R \cdot \cos \theta$$

$$H_2 = L \cdot \cos \theta$$

$$H = L \cdot \cos \theta + R \cdot \cos \theta \quad (b)$$

Relacionando triángulos:

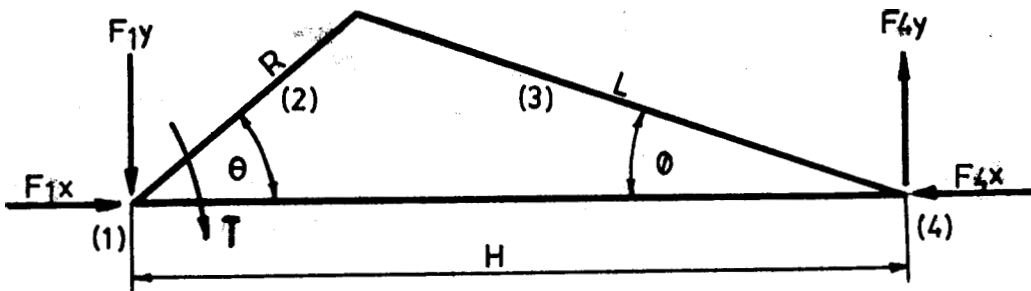


$$L^2 = (L \cdot \cos \theta)^2 + (R \cdot \sin \theta)^2$$

despejando  $\cos \theta$ :

$$\cos \theta = [ 1 - (R/L)^2 \cdot \sin^2 \theta ]^{1/2} \quad (c)$$

**\*\*Análisis Estático de Fuerzas sobre el sistema:**



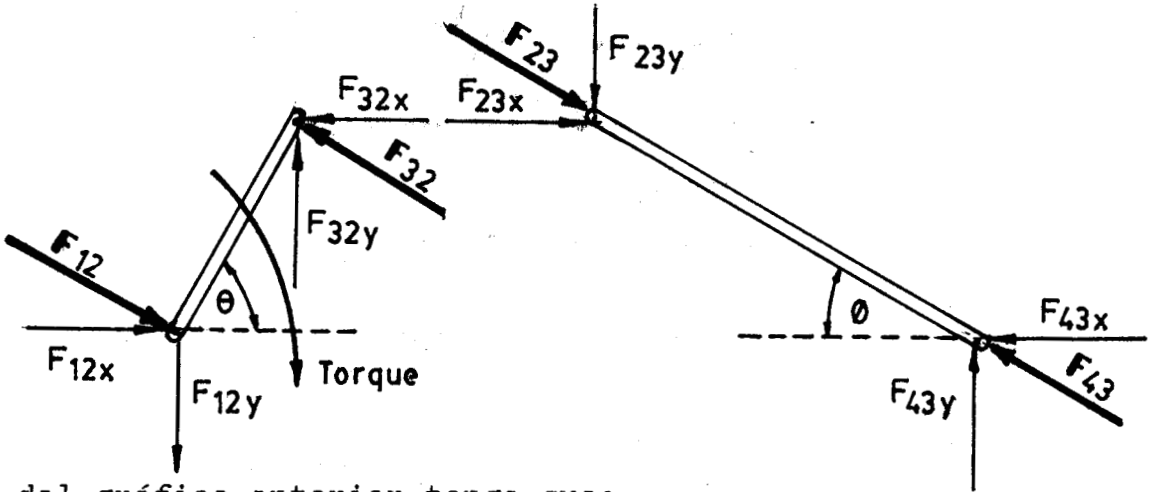
$$+\curvearrowright M_4 = 0 \quad ; \quad T - F_{1y} \cdot H = 0 \quad \gg \gg \quad F_{1y} = T/H$$

$$+\uparrow F_y = 0 \quad ; \quad F_{4y} - F_{1y} = 0 \quad \gg \gg \quad F_{4y} = F_{1y}$$

por lo tanto :

$$F_{1y} = F_{4y} = T/H$$

Analizando las Fuerzas sobre la barra:



del gráfico anterior tengo que:

$$F_{43y} = F_{12y} = F_{1y} = F_{4y} = T/H$$

$$F_{43} = F_{43y} / \text{sen}\theta \quad ; \quad F_{43} = (T/H) / \text{sen}\theta$$

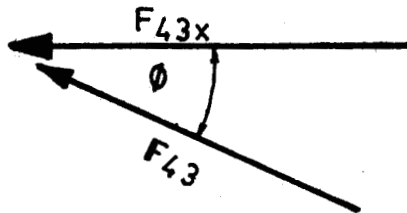
reemplazando (a):

$$F_{43} = (T/H) / [(R/L) \cdot \text{sen}\theta]$$

por lo que:

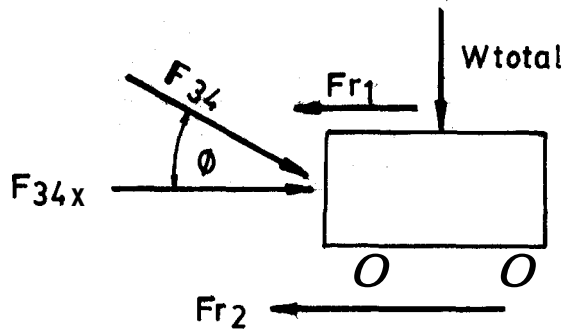
$$F_{43} = \left[ \frac{(T \cdot L)}{(H \cdot R)} \right] \cdot \text{sen}\theta$$

La fuerza necesaria para empujar el Separador será la componente horizontal de esta, esto es:  $F_{43x}$



$$F_{43x} = \left[ \frac{T \cdot L}{H \cdot R} \right] \cdot \text{sen}\theta \cdot \text{cos}\theta \quad (3)$$

**FUERZA A VENCER DEBIDO AL PESO DE LOS PRODUCTOS DE MAIZ Y A LA INERCIA DEL EQUIPO:**



$F_{43x}$  = Fuerza para vencer la masa + Fuerza necesaria para vencer la inercia de los productos. vencer la inercia del equipo.

>>>

$$F_{43x} = F_{r1} + F_{r2}$$

**\*FUERZA INERCIAL DE LOS PRODUCTOS DE MAIZ:**

El separador tiene sobre su criba una carga dinámica; esto es, una fuerza por unidad de tiempo, ya que constantemente recibe la carga de 2.778 kg. cada segundo, pero ésta no se acumula sobre la criba sino que parte es tamizada y parte desalojada por su extremo.

Por razones de cálculo se asume una carga estática de partículas sobre la criba; esta asunción se realiza a partir de la distribución de la capa de partículas que se va a tener sobre la criba cuando el separador se encuentra en operación.

Se tiene un espesor inicial de la capa de partículas, la que decrece en la forma mostrada en la figura 3.19, a medida que las partículas finas son tamizadas a través de la criba.

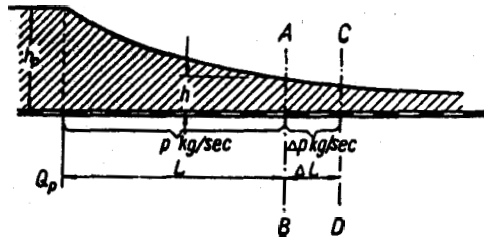
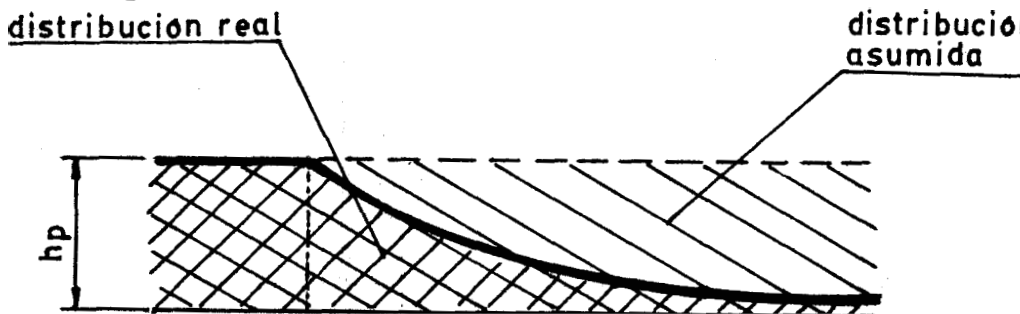


FIG.3.19.- DISTRIBUCION DE LA CAPA DE GRANOS SOBRE LA SUPERFICIE DE LA CRIBA.

Para definir la carga estática de cálculo, utilizo el espesor inicial de la capa de partículas y asumo que la carga se encuentra uniformemente distribuida con respecto a este espesor:



**\*\*Cálculo del Espesor Inicial de la Capa de Partículas:  $h_p$**

$$h_p = \frac{Q_p}{S_m \cdot v \cdot \rho_p} \quad (4)$$

donde:  $Q_p$  es la carga total de partículas.  
 $S_m$  es el ancho de la criba.  
 $v$  es la velocidad promedio con que llegan las partículas a la criba.  
 $\rho_p$  es la densidad aparente de las partículas.

**\*\*\* Análisis de partículas:**

Las partículas a separarse en este caso son trozos de maíz, con formas irregulares y predominantemente longi-

tudinales. El volumen para las partículas irregulares es-  
ta dada por:  $V_u = ff \cdot du^3$  (d)

donde:  $V_u$  es el volumen de los trozos.  
 $ff$  es el factor de forma de los trozos.  
 $du$  es la dimensión predominante.

Del catálogo de Industrias OCRIM, se obtienen los va-  
lores medios y desviaciones estándares de las dimensiones  
de las partículas y su factor de forma.

	TROZOS GRUESOS		TROZOS MEDIOS					
	du (mm)	ff	du (mm)	ff	du (mm)	ff	du (mm)	ff
m e d i a	8.30	2.08	5.60	1.72	3.40	1.36	7.00	1.94
d e s v.	1.27		0.50		0.99		0.65	

TABLA 3.18. VALORES MEDIOS Y FACTOR DE FORMA DE LOS PRODUCTOS DEL MAIZ QUE SALEN DEL IMPACTADOR.

PRODUCTO DEL MAIZ	RANGO (mm)
Trozos gruesos	11.0 - 6.5
Trozoa medios	6.5 - 4.5
Trozos finos	4.5 - 1.5
Germen	8.5 - 6.5
Harina	0.001 - 0.850

TABLA 3.19. RANGO DE DIMENSIONES DE PRODUCTOS DEL MAIZ.

utilizando la tabla 3.18, en (d):

gruesos:	$V_u = 1189.317 \text{ mm}^3$
medios:	$V_u = 302.059 \text{ mm}^3$
finos:	$v_u = 53.453 \text{ mm}^3$
germen:	$V_u = 665.420 \text{ mm}^3$

La densidad unitaria de las partículas:

gruesos:	$\rho = 0.37(2.87 \times 10^{-4}) / 1.189 \times 10^{-6} = 89.288 \text{ kg/m}^3$
medios:	$\rho = 0.20(2.87 \times 10^{-4}) / 3.021 \times 10^{-7} = 190.003 \text{ kg/m}^3$
finos:	$\rho = 0.08(2.87 \times 10^{-4}) / 5.345 \times 10^{-8} = 429.560 \text{ kg/m}^3$
germen:	$\rho = 0.10(3.85 \times 10^{-5}) / 6.654 \times 10^{-6} = 5.786 \text{ kg/m}^3$

>>> La densidad total de las partículas es: 714.637 kg/m<sup>3</sup>

**Asumción** para diseño: Conociendo la densidad unitaria  $\rho$  real de los trozos, se puede aproximar la densidad global  $\rho$  aparente al 50% de la densidad real. (Dato obtenido de: "Maquinaria Agrícola: Diseño y Construcción", por C. Kanafojsky).

$$\rho_p = 0.5(714.637) = \underline{357.318} \text{ kg/m}^3$$

\*\*\* Velocidad media de las partículas:

- Conociendo el caudal de granos :  $0.2474 \text{ m}^3/\text{min}$
- El area de las tuberías:  $(0.177 \times 0.100) \text{ m}^2$

$$Q = A \cdot v$$

$$v = \underline{13.977} \text{ m/min} = \underline{0.233} \text{ m/seg}$$

Asumiendo las dimensiones de la plancha perforada  $\phi$  criba:

$$S_m = 760 \text{ mm.}$$

$$L = 1500 \text{ mm.}$$

Reemplazo los valores en la expresión (4):

$$h_p = \frac{(2.778 \text{ kg/seg})}{(0.76 \text{ m})(0.233 \text{ m/s})(357.318 \text{ kg/m}^3)} = 0.044 \text{ m} = \underline{44 \text{ mm}}$$

Considerando posibles taponamientos en las aberturas de la plancha, asumo:  $h_p = \underline{88 \text{ mm}}$

Con el espesor inicial de la carga, calculo el Volumen que se puede tener sobre la plancha:

$$V = (0.088 \text{ m})(0.76 \text{ m} \times 1.50 \text{ m}) = 0.10032 \text{ m}^3$$

Considerando que:  $1 \text{ m}^3 = 1000 \text{ kg}$ .

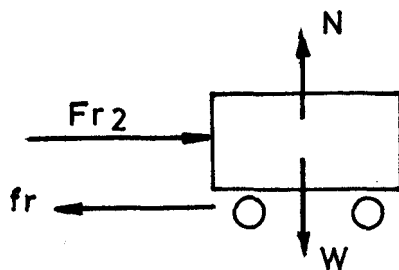
Sobre la criba se tiene aproximadamente 100.320 kg de productos.

Por lo tanto, para movilizar la carga de trozos sobre la superficie de la plancha, se debe aplicar una fuerza de:

$$F_{r1} = m \cdot j = (100.32 \text{ kg})(20.7445 \text{ m/seg}^2)$$

>>>  $F_{r1} = \underline{2081.088 \text{ Nt.}}$

\*FUERZA INERCIAL DEL EQUIPO DE SEPARACION:



$$\sum F_x = m \cdot (d^2x/dt^2)$$

$$F_{r2} - 4 \cdot fr = m \cdot (d^2x/dt^2) \quad (5)$$

Se necesita conocer la masa del equipo; como este valor depende de las dimensiones, las asumo.

Asumo Acero Común:  $7650 \text{ kg/m}^3$



PLANCHA:

$$m = (7650)(1.50 \times 0.76 \times 0.002) = 18.360 \text{ kg.}$$

SOPORTES LATERALES:

$$m = 2(7650)[(0.15 \times 0.003) + (0.05 \times 0.003)](1.50) = 13.77 \text{ kg}$$

SOPORTE DELANTERO:

$$m = (7650)(0.05 \times 0.003 \times 0.66) = 0.7574 \text{ kg.}$$

SOPORTE POSTERIOR:

$$m = (7650)[(0.05 \times 0.003 \times 0.66) + (0.15 \times 0.003 \times 0.82)] = 3.58 \text{ kg}$$

$$\text{Masa total: } (18.36 + 13.77 + 0.7574 + 3.58) \text{ kg} = \underline{36.468} \text{ kg.}$$

Asumo:  $\mu = 0.35$ ; Reemplazando en (5):

$$F_{r2} = (36.468)(16.33) + 4.(0.35)(36.468 \times 9.81)$$

$$>>> \quad F_{r2} = \underline{1096.374} \text{ Nt.}$$

La Fuerza total es:  $F_{43x} = F_{r1} + F_{r2}$

$$F_{34x} = F_{43x} = (2081.088 + 1096.374) = \underline{3177.462} \text{ Nt}$$

en (3):

$$F_{43x} = \left[ \frac{T.L}{H.R} \right] . \text{sene} . \cos \emptyset$$

reemplazo (b) y (c):

$$F_{43x} = \left[ \frac{T.L}{(L.\cos \emptyset + R.\cos \theta).R} \right] . \text{sen} \theta . [1 - (R/L)^2 . \text{sen}^2 \theta]^{1/2}$$

despejando T:

$$T = F_{43x} . \left[ R.\text{sen} \theta + \frac{R^2 . (\text{sen} \theta . \cos \emptyset)}{L . [1 - (R/L)^2 . \text{sen}^2 \theta]^{1/2}} \right]$$

$\theta(^{\circ})$	Torque(Nt.m)
0	0.000
10	183.340
40	683.154
50	730.816
55	759.413
60	774.983
62	778.478
64	779.717
65	779.750
67	777.843
70	771.806
75	751.788
80	720.331
90	635.175
100	529.365

TABLA 3.20. DETERMINACION DEL TORQUE MAXIMO.

Para Tamices Horizontales, la **Velocidad crítica de la manivela** para que el movimiento de la masa básica se produzca con facilidad, está dado por:

$$w' = \frac{30}{\pi} \sqrt{(g/R) \cdot \tan A'}$$

donde:  $w'$  es la velocidad crítica en RPM.  
 $R$  es el radio de la manivela: 200 mm  
 $A'$  es el ángulo de fricción.

Para tamices completamente horizontales:  $A' = 45^{\circ}$

(Datos tomados de: "Maquinaria Agrícola: Diseño y Construcción", por C. Kanafojsky).

Reemplazando los datos tengo que:

$$w' = (30/\pi) \cdot [(9.81/0.20) \cdot \tan 45^{\circ}]^{1/2}$$

>>>  $w' = \underline{66.8790} \text{ RPM} = \underline{7.00} \text{ Rad/seg.}$

La Potencia máxima requerida es:

$$P = T_{\max} \cdot \omega'$$

$$P = (779.750 \text{ Nt.m})(7 \text{ Rad/seg}) = \underline{5458.25} \text{ Watts}$$

>>>

$$P = \underline{5.458 \text{ KW}} = \underline{7.32 \text{ HP}}$$

\*\*\*Frecuencia de Oscilación del Separador:  $\omega' = 2 \cdot \pi \cdot f$

$$f = \omega' / (2 \cdot \pi)$$

$$f = \underline{1.114 \text{ seg}^{-1}}$$

por lo tanto, cada oscilación completa se realiza en:

$$T = 1/f$$

$$T = \underline{0.897 \text{ seg}}$$

\*\*\*Capacidad Específica de Tamizado:

Es la capacidad de separación de las partículas por unidad de área; considerando el Área neta de la plancha en donde se encuentran las aberturas 6 perforaciones:

$$pe = \frac{P}{S_m \cdot L}$$

donde: P es la carga de trozos que se desea separar en 1 segundo: 1.4716 kg/seg.  
S<sub>m</sub> es el ancho de la plancha.  
L es la longitud de la plancha.

$$pe = \frac{1.4716 \text{ kg/seg}}{(0.70 \text{ m})(1.40 \text{ m})} = \underline{1.5016 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{seg)}}$$

Se separaran 1.5016 kg/seg por cada m<sup>2</sup> de superficie de la plancha perforada, lo que aumenta la probabilidad de que las partículas pasen a través de sus aberturas.

**\*\*\*Determinación del diametro de las perforaciones de la Plancha:**

Para facilitar el tamizado de los trozos de maíz a través de las aberturas de la criba, se debe cumplir la relación:  $dz < 1$  . La figura 3.20 muestra el proceso de penetración de los trozos.

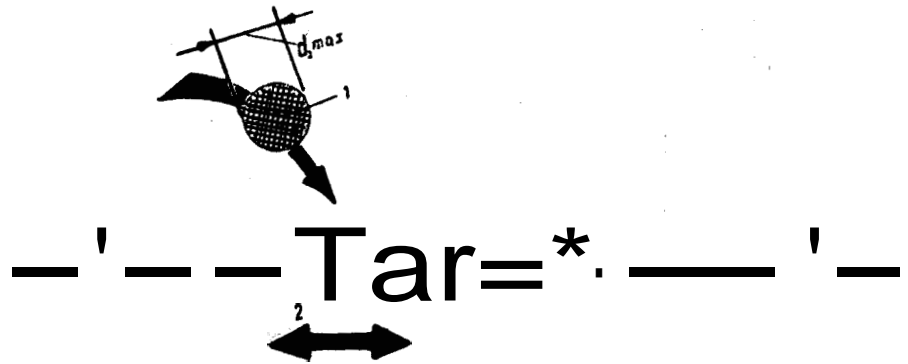


FIG.3.20.- PROCESO DE PENETRACION DE LA PARTICULA A TRAVES DE LAS PERFORACIONES DE LA CRIBA.

Donde: 1.-Partícula a separarse.  
2.-Plancha perforada.  
 $dz$  diametro medio de partículas.  
 $l$  diametro de la perforación.

Análisis experimentales determinan que para cribas horizontales, la separación en tamizado es incierta con la menor probabilidad de realizarse si se cumple la siguiente desigualdad:  $0.9 < dz/l < 1.6$  .

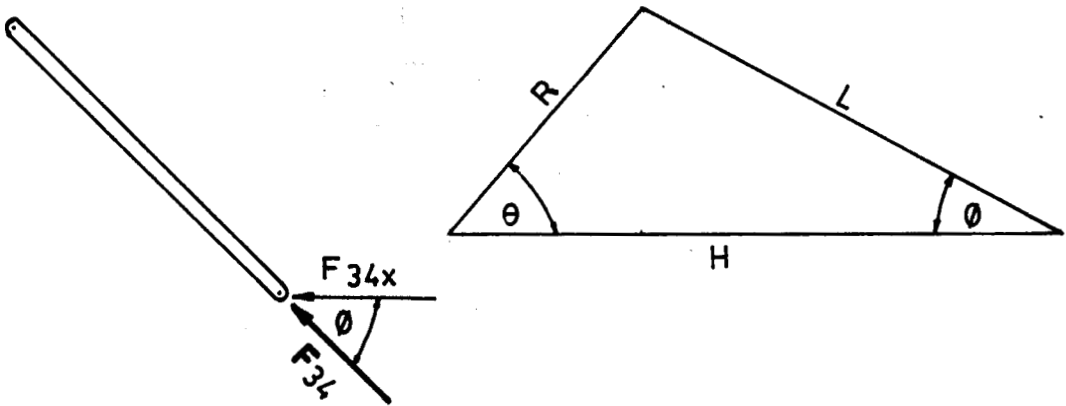
De la tabla 3.18, para los trozos media:  $dz = 5.6$  mm asumiendo una abertura de orificios de 6.5 mm, la relación  $dz/l = 5.6/6.5 = 0.861$ , valor que se encuentra fuera de la desigualdad descrita anteriormente.

Se recomienda diametro de perforaciones: 6.5 mm .

**\*DISEÑO DE LA BARRA:**

Asumo : L = 300 mm

Acero 1020, Recocido:  $S_y = 210$  MPa.



$$\text{sen}\theta/R = \text{sen}\theta/L$$

$$\text{sen}\theta/0.20 = \text{sen}\theta/0.30$$

$$\theta = \underline{37.172^\circ}$$

**\*\*\*Análisis por Aplastamiento:**

Asumo:  $n = 5$  ; factor de seguridad apropiado para aplicación de cargas repetidas y de impacto.

$$\sigma = \frac{F_{34}}{A}$$

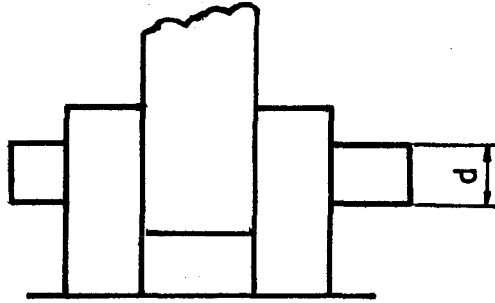
$$\frac{S_y}{n} = \frac{F_{34}}{A}$$

$$A = \frac{(F_{34x}/\cos\theta) \cdot n}{S_y}$$

$$A = \frac{(3177.462/\cos 37.172^\circ) \cdot (5)}{210} = 94.944 \text{ mm}^2$$

$$A = \underline{95 \text{ mm}^2}$$

\*DISEÑO DEL PIN SUJETADOR:



\*\*\*Análisis por Cortante:

$$T_{max} = \frac{0.5 S_y}{n}$$

$$\frac{F_{34x}}{A} = \frac{0.5 S_y}{n}$$

$$A = \frac{F_{34x} \cdot n}{0.5 S_y} = \frac{(3177.462) \cdot (5)}{0.5 (210)} = 151.308 \text{ mm}^2$$

Con ésta area calculo el diámetro del Pin:  $d = 13.88 \text{ mm}$

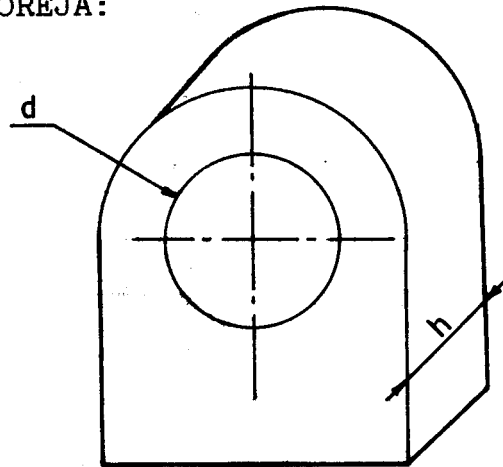
De la tabla 3.21, selecciono: **Perno M16**

( Evite los diámetros entre paréntesis ) (Concorda en parte con DIN 601)

ROSCA METRICA																		
d	M 5	M 6	M 8	M 10	M 12	M 16	M 20	M 22	M 24	M 27	M 30	M 33	M 36	M 39	M 42	M 46	M 48	M 52
l	16	16	19	18	20	30	30	40	40	50	50	50	50	50	50	50	50	50
d	12	16	18	20	22	28	30	36	40	46	50	55	60	65	70	75	80	85
b	10.4	11.5	14.2	16.6	21.9	27.7	34.6	36.9	41.4	47.3	53.1	57.7	63.9	69.3	75	80.5	86.5	92.4
c	9	10	14	17	19	24	30	32	36	41	46	50	54	60	64	70	75	80
e	3.5	4.5	5.5	7	8	10.5	13	14	16	17	19	21	23	25	28	30	32	35
f	4	5	6.5	8	9.5	13	16	17	19	22	25	28	30	32	36	38	40	45
r	0.5																	
ROSCA WHITWORTH																		
d	1/4"	5/16"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"	1 1/4"	1 3/8"	1 1/2"	1 5/8"	1 3/4"	1 7/8"	2"		
l	20	20	20	20	30	30	40	40	50	50	50	50	50	50	50	50		
d	19	18	22	23	28	32	36	40	46	50	56	60	66	70	76	80		
e	10	12	15	18	23	28	32	36	40	46	50	56	60	66	70	76		
f	11	12	15	18	23	28	32	36	40	46	50	56	60	66	70	76		
r	0.5																	

TABLA 3.21. PERNOS DE ACERO CORRIENTE.

\*DISEÑO DE LA OREJA:



\*\*\*Análisis por aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F_{34x}}{A}$$

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F_{34x}}{A}$$

El área de aplastamiento es :  $A = h.d$

$$h = \frac{F_{34x}.n}{S_y.d} = \frac{(3177.462).(5)}{(210).(13.88)} = 5.5 \text{ mm}$$

$$h = \underline{5.5 \text{ mm}}$$

\*CALCULO DEL ESPESOR DE LA PLANCHA PERFORADA:

El espesor de la plancha debe ser tal que no falle por Pandeo:

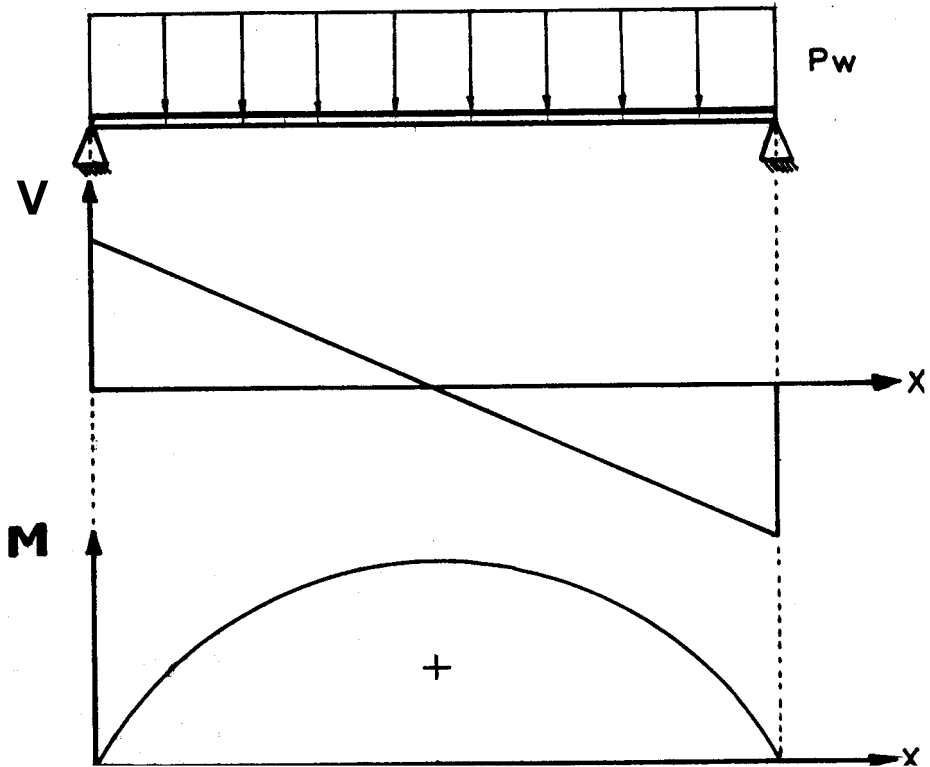
\*\*\*Presión sobre la Plancha:  $P = \frac{\text{Carga estatica asumida}}{\text{Area de la plancha}}$

$$P = \frac{(100.32 \text{ kg})(9.81\text{m}/\text{seg}^2)}{(0.70).(1.40)} = 1004.224 \text{ Nt}/\text{m}^2$$

$$= 0.001004224 \text{ Nt}/\text{mm}^2$$

Carga distribuida sobre el ancho de la plancha:

$$P_w = 0.001004224 \text{ Nt/mm}^2 \times 700 \text{ mm} = 0.70296 \text{ Nt/mm}.$$



$$M_{\max} = \frac{P_w \cdot L^2}{8} = \frac{(0.70296)(700)^2}{8} = 43056.10 \text{ Nt/mm}$$

Esfuerzo máximo de la plancha de acero:  $\sigma_P = 253 \text{ Nt/mm}^2$

$$\sigma = \frac{M_{\max} \cdot c}{I}$$

$$\frac{\sigma_P}{n} = \frac{M_{\max} \cdot c}{I} \quad (6)$$

Asumo:  $n = 1.5$  ; Para material de acero promedio con cargas y esfuerzos que se pueden determinar.

$c = e/2$  ;  $e$ : Espesor de la plancha.



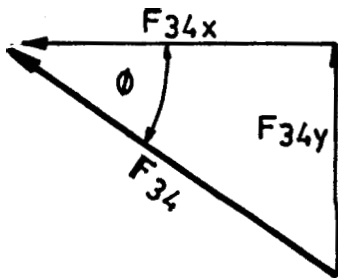
$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{(700 \text{ mm}) \cdot e^3}{12} = 58.3333 e^3$$

$$\text{en(6): } \frac{253}{1.5} = \frac{(43056.10)(e/2)}{58.3333 e^3} \gg \gg e = \underline{1.479 \text{ mm}}$$

Por lo tanto, lo asumido anteriormente:  $e = 2 \text{ mm}$ , se considera correcto.

**\*CALCULO DEL EJE DE LAS RUEDAS:**

El separador está provisto de cuatro ruedas, cada una soportará la componente vertical de la fuerza  $F_{34}$ .



$$F_{34y} = F_{34} \cdot \text{sen} \theta$$

$$F_{34y} = (F_{34x} / \text{cos} \theta) \cdot \text{sen} \theta$$

$$F_{34y} = (3177.462 / \text{cos} 37.17) \text{sen} 37.17$$

$$F_{34y} = \underline{2409.204 \text{ Nt.}}$$

**\*\*\*Análisis por Cortante:**

$$T_{\text{max}} = \frac{0.5 s_y}{n}$$

Asumiendo: Acero 1020, recocido :  $s_y = 210 \text{ MPa}$ .

$n = 5$  ; Para cargas repetidas y de impacto.

$$A = \frac{n \cdot F_{34y}}{0.5 S_v} = \frac{(5)(2409.204)}{0.5 (210)} = \underline{114.724 \text{ mm}^2}$$

Por lo tanto, el diametro del eje es:  $d = \underline{12.086 \text{ mm}}$ .

Para seleccionar los Rodamientos, Asumo un diámetro de Eje de:  $20 \text{ mm}$

De catdlogo (NTN 6 SKF), Selecciono Rodamientos:

>>> **63004 - 2RS1** ; con placas de protección

D<sub>exterior</sub> = 42 mm.

D<sub>interior</sub> = 20 mm.

Ancho = 16 mm.

Carga Básica = 9360 Nt.

Como rieles del separador selecciono canales C: 50x25x2 mm

\*\*\*Ajustes de Rodamientos:

Ajuste por interferencia: **TOLERANCIA K5** .

Para aplicaciones en general: diametros de ejes 18 a 100 mm

DIAMETRO DE EJE (mm)	TOLERANCIA (um) AGUJERO RODAMIENTO		TOLERANCIA (um) DIAMETRO EJE	
	min.	max.	sup.	inf.
18 - 30	-10	0	+11	+2

TABLA 3.22. TOLERANCIAS PARA EJE-RODAMIENTO DEL SEPARADOR.

### **RENDIMIENTO RE SEPARACION RE PARTICULAS:**

Para determinar el Rendimiento de separación, utilizo la figura 3.21, vdlida para zarandas 6 separadores horizontales. El rendimiento de separación **se** encuentra en función de la Amplitud de movimiento y la longitud de la Criba. La figura 3.21 se obtuvo del Volumen 17, N° 2 del Transactions of the ASAE, y es el resultado de experimentación con éste tipo de separadores de partículas.

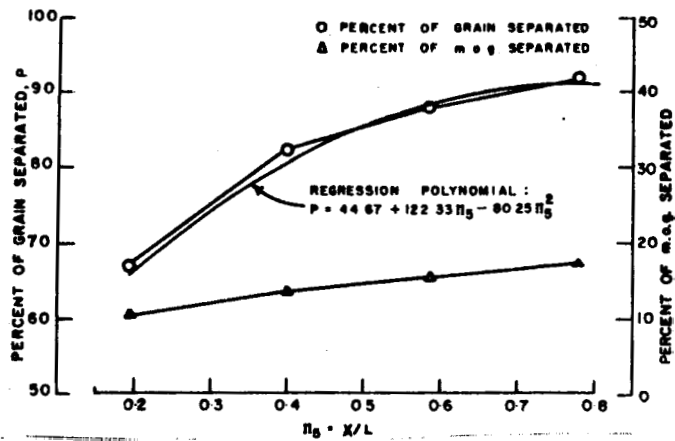


FIG.3.21.- EFECTO DE LA AMPLITUD DE MOVIMIENTO Y LONGITUD DE LA CRIBA EN EL RENDIMIENTO DEL SEPARADOR.

Según la figura 3.21, 6 utilizando la ecuación de regresión:

$$R = 44.67 + 122.33 (X/L) - 80.25 (X/L)^2$$

donde: X es la maxima amplitud del separador: 400 mm.

L es la longitud de la criba: 1500 mm.

Reemplazando en la ecuación de regresión se obtiene:

El Rendimiento de Separación es: 71.58%

### 3.5. SELECCION DEL CICLON.

El flujo de gas que entra al ciclón es: Tridimensional, Turbulento e impredecible. Los ciclones son muy eficientes para partículas grandes, esto es, sobre los 10 micrones en diámetro equivalente.

Los parametros que caracterizan la eficiencia en ciclones son:

- Diámetro de corte ( $d_{p0}$ ).
- Eficiencia Global.
- Caída de Presión.

#### CONSIDERACIONES DE SELECCION:

Ciclón de Dimensiones estandar y media eficiencia:

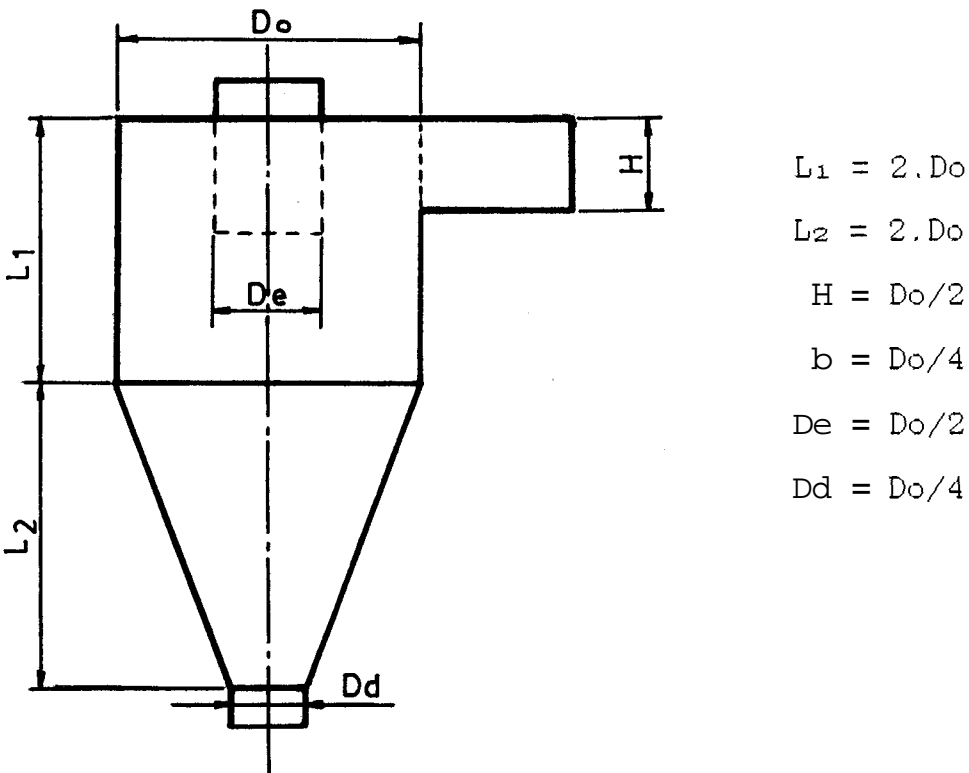


FIG.3.22.- DIMENSIONES DEL CICLON ESTANDAR.

Se selecciona el Separador de Ciclón en función de la tubería de entrada. Se asume que el área transversal de la tubería es igual a la calculada anteriormente:

$$\underline{17671.459 \text{ mm}^2}$$

Dimensionando la tubería de entrada:  $H = 177 \text{ mm.}$

$$b = 100 \text{ mm.}$$

Por lo tanto, utilizando las consideraciones de selección:  $H = D_o/2 \gg \gg D_o = 2.H = 2.(177) = \underline{354 \text{ mm.}}$

Las Dimensiones del Separador de ciclón son:

$$D_o = 355 \text{ mm.}$$

$$L_1 = 710 \text{ mm.}$$

$$L_2 = 710 \text{ mm.}$$

$$H = 177 \text{ mm.}$$

$$b = 100 \text{ mm.}$$

$$D_e = 177 \text{ mm.}$$

$$D_d = 89 \text{ mm.}$$

\*NÚMERO DE VUELTAS DEL GAS DENTRO DEL CICLON:

$$\gg \gg N' = \frac{1}{H} \left[ L_1 + \frac{L_2}{2} \right]$$

$$N' = (1/177) \cdot [ 710 + (710/2) ] = 6 \text{ vueltas.}$$

Asum.ion de Diseño: Por cada tonelada de maiz procesado en el impactador, se obtiene un 20% de harina de maiz.

Se asume que no toda esta harina es filtrada en la zaranda, sino que aproximadamente un 25% de la carga total

de harina pasa al separador de ciclón, con lo que se tienen trozos gruesos, germen y una cierta cantidad de harina, la cual debe ser eliminada en el ciclón.

Se asume que las partículas más finas de harina pasan al ciclón, las cuales tendrán un rango de diámetros de: 1 - 15  $\mu\text{m}$ .

En este paso del proceso se tiene por objeto "limpiar" las partículas, tanto al germen como a los trozos gruesos, de las partículas de harina, para que puedan ser enviados al siguiente paso del proceso, para su separación final.

#### DETERMINACION DE LA EFICIENCIA GLOBAL DEL CICLON:

Para la determinación de la Eficiencia Global ( $e$ ) del Ciclón, se utiliza el método de Lapple, el cual se basa en el Calculo de la Eficiencia Fraccional ( $n_j$ ) y del Diametro de corte ( $d_{pc}$ ) de las partículas.

Para Ciclones convencionales, el caudal de entrada de aire está entre:  $Q = 1 - 900 \text{ m}^3/\text{seg}$ .

Se asume :  $Q = 65 \text{ m}^3/\text{seg}$ .

La velocidad de entrada es:  $v_i = 65 / (0.177)(0.100) =$   
 $v_i = \underline{3672.316} \text{ m/min.} = \underline{61.205} \text{ m/seg.}$

Se define el diametro de corte ( $d_{pc}$ ), como el tamaño de partículas que serán colectadas en el ciclón con un 50% de eficiencia, matemáticamente se expresa **por**:

$$d_{pc} = \left[ \frac{9 \cdot U \cdot b}{2 \cdot \pi \cdot N' \cdot v_i \cdot (e_p - e_g)} \right]^{1/2} \quad (7)$$

donde:  $U$  es la viscosidad del gas (aire).  
 $\rho_p$  es la densidad de las partículas que entran al ciclón.  
 $\rho_g$  es la densidad del gas (aire).

Asumo:  $U = 0.075 \text{ kg/m.hr}$   
 $\rho_g = 1.01 \text{ kg/m}^3$   
 $\rho_p = 95.074 \text{ kg/m}^3$

en(7):

$$d_{pc} = [9(0.075)(0.1)/2 \cdot \pi \cdot 6 \cdot (3672 \cdot 316)(60)(95.074 - 1.01)]^{1/2}$$

$$d_{pc} = 9.295 \times 10^{-8} \text{ m} = \underline{9.295 \text{ um.}}$$

De la tabla 3.19, obtengo los diámetros medios de partículas ( $d_p$ ):

Trozos gruesos:	8750 um
germen:	7500 um
harina:	7.5 um

Aplicando el método de Lapple se establece la relación  $d_{pc}/d_p$ , la cual determina la eficiencia Fraccional del ciclón:

$$n_j = \frac{1}{1 + (d_{pc}/d_p)^2}$$

La Eficiencia Fraccional es definida como la parte o fracción de partículas de un tamaño determinado colectadas por el ciclón, comparadas con el total de partículas del mismo tamaño que entran en el.

La Eficiencia Global se calcula en función de la eficiencia fraccional y del porcentaje en masa por rangos de diámetros de las partículas que ingresan al ciclón.

La figura 3.23 muestra la relación  $d_{pc}/d_p$ , la eficiencia fraccional y global del ciclón.

PRODUCTO	Rango de tamaños (mm)	$\frac{d_{pe}}{d_p}$	nj (%)	mj (%)	nj.mj (%I)
gruesos	11 - 6.5	$1.06 \times 10^{-3}$	0.99999	71.163	71.156
germen	8.5 - 6.5	$1.24 \times 10^{-3}$	0.99999	19.219	19.217
harina	0.001-0.015	1.23933	0.39433	9.616	3.792
EFICIENCIA GLOBAL :					94.165%

TABLA 3.23. DISTRIBUCION DE PARTICULAS, EFICIENCIA GLOBAL Y FRACCIONAL.

**SELECCION DEL MOTOR DEL VENTILADOR:**

La Potencia del Ventilador viene dada por:

$$P_m = \frac{P_r}{n_m} \quad (8)$$

donde:  $P_i$  es la potencia que se entrega al fluido, Y viene dado por:  $P_r = Q \cdot \Delta P$  (9)

$n_m$  es la eficiencia mecánica del motor.

**\*Caída de Presión en el ciclón ( $\Delta P$ ):**

Según el método de Lapple, la caída de presión esta dada por:

$$\Delta P = 8.19 \times 10^{-3} \cdot \rho_g \cdot v_i^2 \cdot \left( \frac{H \cdot b}{D_e^2} \right) \cdot \left( \frac{1}{0.0057 \cdot C_i + 1} \right) \quad (10)$$

donde:  $\Delta P$  en centímetros de agua  
 $v_i$  en centímetros/segundos  
 $C_i$  Carga total de partículas en gramos/m<sup>3</sup>



Carga total de Particulas:

$$\begin{array}{r}
 \text{Gruesos:} \quad 1.0286 \text{ kg/seg.} \\
 \text{germen:} \quad 0.2778 \text{ kg/seg.} \\
 \text{harina:} \quad 0.1390 \text{ kg/seg.} \\
 \hline
 1.4454 \text{ kg/seg.} \quad (5.203 \text{ ton/h})
 \end{array}$$

$$\begin{aligned}
 C_i &= (1.4454 \text{ kg/seg})(1000 \text{ gr/kg})(1 \text{ min}/65\text{m}^3)(60 \text{ seg/min}) = \\
 C_i &= \underline{1334.215 \text{ gr/m}^3}
 \end{aligned}$$

en( 10):

$$\begin{aligned}
 AP &= 8.19 \times 10^{-3} \cdot (1.01 \times 10^{-3}) \cdot (6120.5)^2 \cdot \left[ \frac{(0.177)(0.10)}{(0.177)^2} \right] \cdot \\
 &\quad \cdot \left[ \frac{1}{0.0057 \cdot (1334.215) + 1} \right] =
 \end{aligned}$$

$$\Delta P = \underline{20.345 \text{ cmH}_2\text{O}}$$

Según la tabla 3.24, vemos que el ciclón seleccionado es convencional de media eficiencia.

EFICIENCIA	CAIDA DE PRESION (cm de H <sub>2</sub> O)
Baja	5 - 10
Media	10 - 20
Alta	20 - 25

en(9):

$$P_i = (65\text{m}^3/\text{min}).(1\text{min}/60\text{seg}).(20.345\text{cmH}_2\text{O} \cdot \frac{9800\text{Nt}/\text{m}^2}{100\text{cm}})$$

$$P_r = \underline{2159.941} \text{ Watts.}$$

\* CALCULO DE LA POTENCIA DEL VENTILADOR:

Asumo : Eficiencia mecánica del motor:  $\eta_m = 0.70$

$$\text{en(8):} \quad P_m = \frac{2159.941 \text{ W}}{0.70} = \underline{3085.630} \text{ Watts.}$$

$$P_m = \underline{3.085} \text{ Kw.} = \underline{4.138} \text{ HP.}$$

**3.6. CALCULO Y DISEÑO DE LA CAJA DE SEDIMENTACION.**

La caja de sedimentación proporciona el lugar físico en donde se realiza la separación final del germen de los trozos gruesos, en función de la velocidad terminal de sedimentación de las partículas inmersas en un fluido, en este caso aire.

La velocidad terminal depende de la densidad de las partículas, y viene dada por la expresión:

$$V_y = \frac{g \cdot d_p^2 \cdot (\rho_p - \rho_{\text{aire}})}{18 \cdot U}$$

Asumo: Viscosidad del aire:  $U = 1.81 \times 10^{-4} \text{ gr/cm} \cdot \text{seg}$   
Densidad del aire (a 20°C):  $\rho = 1.01 \times 10^{-3} \text{ gr/cm}^3$

\* Velocidad Terminal de los trozos gruesos:

$$V_y = \frac{(980\text{cm}/\text{seg}) \cdot (0.875\text{cm})^2 \cdot (8.929 \times 10^{-2} - 1.01 \times 10^{-3})\text{gr}/\text{cm}^3}{18 \cdot (1.81 \times 10^{-4}\text{gr}/\text{cm} \cdot \text{seg})}$$

$$V_y = 20330.029 \text{ cm/seg} = \underline{203.30} \text{ m/seg.}$$

\* Velocidad terminal del germen:

$$V_y = \frac{(980) \cdot (0.750)^2 \cdot (5.79 \times 10^{-3} - 1.01 \times 10^{-3})}{18 \cdot (1.81 \times 10^{-4})} =$$

$$V_y = \underline{808.094} \text{ cm/seg} = \underline{8.081} \text{ m/seg.}$$

Se debe calcular las longitudes que van a recorrer las partículas antes de depositarse, siendo estas el principal parámetro de diseño de la caja de sedimentación.

Las Longitudes pueden verse en la figura 3.23.

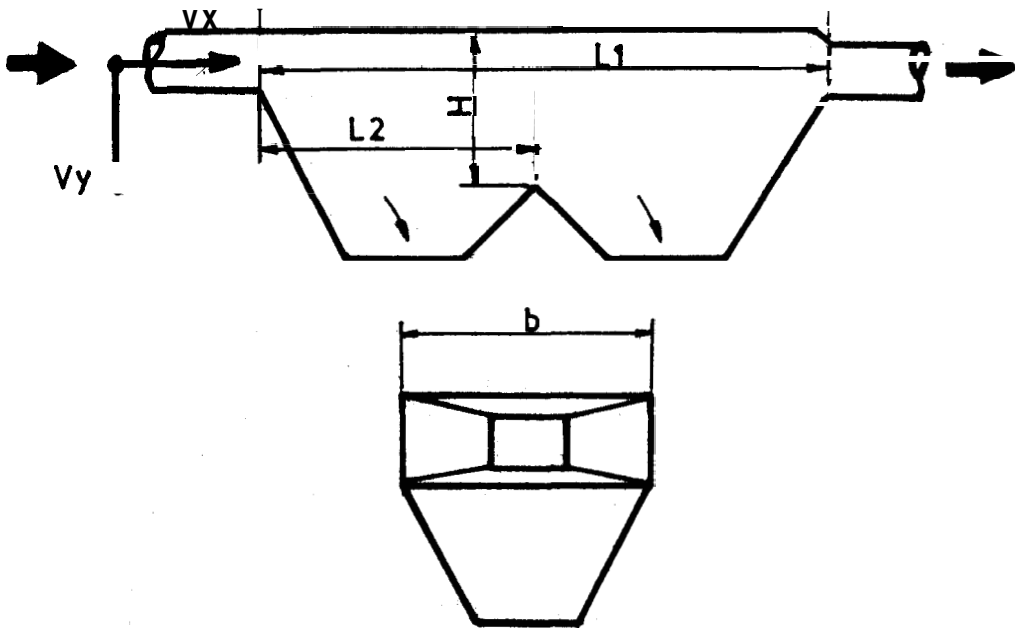


FIG.3.23.- DIAGRAMA DE LA CAJA DE AIRE.

$L_1$ : Longitud que recorren los trozos gruesos.

$L_2$ : Longitud que recorre el germen.

$H$ : Altura de caída de partículas.

$b$ : Ancho de la caja.

Las cajas de aire de sedimentación funcionan con velocidades de entrada de aire bajas, preferiblemente:

$$V_x < 1000 \text{ cm/seg}$$

Para el diseño de la caja de aire se **asume** :

- \* Flujo de partículas que entran en la caja en régimen turbulento.
- \* Eficiencia del colector: 90%
- \* Velocidad de entrada:  $V_x = 800 \text{ cm/seg} = 8 \text{ m/seg}$ .
- \*  $H = 1.0 \text{ m} = 1000 \text{ mm}$ .
- \*  $b = 0.50 \text{ m} = 500 \text{ mm}$ .

Para regímenes turbulentos, la eficiencia del colector viene dada por:

$$e = 1 - \text{EXPC} \left[ -\frac{(V_y \cdot L)}{(V_x \cdot H)} \right]$$

Longitud que recorrerán los trozos gruesos:

$$0.90 = 1 - \text{EXP} \left[ -\frac{(203.3) \cdot L_1}{(8) \cdot (1)} \right]$$

$$L_1 = \underline{0.0906} \text{ m} = \underline{91} \text{ mm}$$

Longitud que recorrerá el germen:

$$0.90 = 1 - \text{EXPC} \left[ -\frac{(8.081) \cdot L_2}{(8) \cdot (1)} \right]$$

$$L_2 = \underline{2.280} \text{ m} = \underline{2280} \text{ mm}$$

La longitud que recorrerán los trozos gruesos es mínima debido a su elevada densidad en comparación con la densidad del germen, por lo que este se depositará a mayor distancia.

En las cajas de aire se cumple que:  $t_x > t_y$   
 donde:  $t_x$  es el tiempo de residencia de partículas dentro de la caja, y  $t_y$  es el tiempo de descenso, o sea el tiempo que las partículas tardan en depositarse.

Para los trozos gruesos:

$$t_x = L1/V_x = (0.091\text{m})/(8\text{m/seg}) = \underline{0.0114 \text{ seg.}}$$

$$t_y = H/V_y = (1.0\text{m})/203.3\text{m/seg}) = \underline{0.00492 \text{ seg.}}$$

Para el germen:

$$t_x = (2.28\text{m})/(8\text{m/seg}) = \underline{0.285 \text{ seg.}}$$

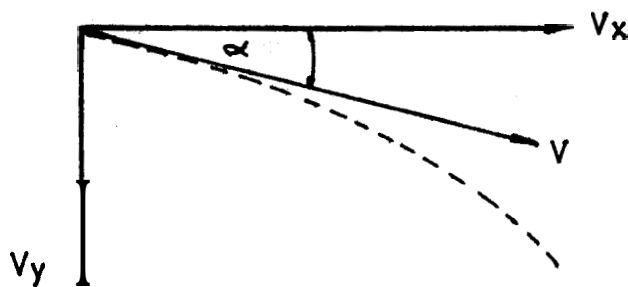
$$t_y = (1.0\text{m})/(8.081\text{m/seg}) = \underline{0.1238 \text{ seg.}}$$

En ambas partículas se cumple la relación antes anotada.

#### CALCULO DEL ANGULO DE DESCENSO DE PARTICULAS:

El ángulo de descenso ( $\alpha$ ) es el ángulo aproximado con que las partículas descienden hasta llegar a su destino de sedimentación final.

Asumiendo movimiento parabólico:



$$\alpha = \tan^{-1} \left[ \frac{V_y}{V_x} \right]$$

Para los trozos gruesos:

$$\alpha = \tan^{-1} [203.029/8] = 87.740$$

Para el germen:

$$\alpha = \tan^{-1} [8.081/8] = 45.288^\circ$$

CALCULO DE LA POTENCIA DEL VENTILADOR:

Las cajas de aire tienen una caída de presión muy baja, esto es: 0.25 - 2.5 cm H<sub>2</sub>O.

**Asumiendo** ducto de entrada:  $A = 6221 \text{ mm}^2$

$$Q = A.V = (6.221 \times 10^{-3} \text{ m}^2)(8 \text{ m/seg}) = 0.0498 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Potencia del fluido:

$$P = Q. \Delta P = (0.0498)(2.5 \times 98) = 12.201 \text{ W}$$

Potencia mecánica:

$P = \text{Potencia del fluido} / \text{rendimiento mecánico del motor}$

**Asumiendo:**  $\eta_m = 0.70$

$$P = 12.201/0.70 = \mathbf{17.43 \text{ Watts.}}$$

Por lo tanto se requerirá un motor de tan solo 1 HP para poder cumplir los requerimientos del sistema.

## **CAPITULO 4**

### **ANALISIS DE COSTOS**

#### **4.1. CALCULO DE GASTOS.**

Para obtener el costo aproximado del sistema de desgerminación diseñado en la presente tesis, se deben considerar diversos aspectos importantes. Algunos de estos aspectos se pueden determinar en función de costos reales de los elementos, otros deberán ser estimados en función de la experiencia y decisión del diseñador.

Los aspectos más importantes que intervienen son:

- Material Fisico.
- Material Humano.
- Costo Hora-Maquina.

#### **\* MATERIAL FISICO:**

Como material fisico se conoce a todos los elementos materiales que se pueden obtener a un precio determinado en el mercado local.

Se procede a enumerar y colocar el valor aproximado de cada elemento, necesarios en las diferentes partes del sistema de Desgerminación.

CANTIDAD	DENOMINACION	VALOR APROXIMADO (sucres)
5	Plancha 2 mm galvanizada	<b>427500</b>
1	Plancha 2 mm Acero inoxidable	490000
1	Plancha 5 mm	128500
2	Plancha 10 mm	470600
1	Plancha 12 mm	<b>300000</b>
1	Eje transmisión 1045 081x1735 mm	460239
5	Bandas industriales B-60	<b>100000</b>
2	Rodamientos de bolas 6314-22	<b>249410</b>
2	Viga C 50x25x2	25000
50	Pernos 10x30 mm. con tuerca. grado 10.9	25000
1	Motor trifásico 30 HP	4'235000
<b>TOTAL:</b>		<b>6'911249</b>

TABLA 4.1. ANALISIS ECONOMICO DEL IMPACTADOR HORIZONTAL



CANTIDAD	DENOMINACION	VALOR APROXIMADO (sucres)
1	Plancha 2mm perforada 06.5 mm	180000
5	Plancha 2 mm galvanizada	427500
2	Plancha 3 mm	141000
2	Viga C 50x25x2	25000
4	Rodamientos de bolas 63004-2RS1	38048
4	Eje transmisión 1045 022x30 mm	1895
50	Pernos 8x30 mm con tuerca. grado 8.8	20000
1	Motoreductor 15 HP - 68 RPM	9'185610
<b>TOTAL:</b>		<b>10'019053</b>

TABLA 4.2. ANALISIS ECONOMICO DEL SEPARADOR GRAVIMETRICO.

CANTIDAD	DENOMINACION	VALOR APROXIMADO (sucres)
2	Plancha 2 mm galvanizada	171000
1	Motor 10HP con carcasa y ventilador	2'810000
<b>TOTAL:</b>		<b>2'981000</b>

TABLA 4.3. ANALISIS ECONOMICO DEL SEPARADOR DE CICLON.

CANTIDAD	DENOMINACION	VALOR APROXIMADO (sucres)
6	Plancha 2 mm galvanizada	513000
1	Motor 5HP con carcasa y ventilador	1'985000
<b>TOTAL:</b>		<b>2'498000</b>

TABLA 4.4. ANALISIS ECONOMICO DE LA CAJA DE AIRE.

**\* MATERIAL HUMANO:**

Para ensamblar el sistema de desgerminación, por su sencillez, no se requerirá mecánicos especializados.

Se necesita para la dirección del montaje y construcción de las diferentes partes del sistema, de 1 persona, además de 1 soldador y de 3 mecanicos; total: 5 personas.

El costo de la mano de obra se estima 8000 sucres diarios en promedio.

Se **asumen** 40 dias hábiles de trabajo, por lo que se tiene en total: 1'600000 **sucres.**

#### \* COSTO HORA-MAQUINA:

Para la construcción de las diferentes partes de los elementos del sistema, se deben usar máquinas-herramientas, las cuales tienen un costo hora-máquina.

Las máquinas que deberán usarse son:

- Torno.
- Taladro.
- Roladora.
- Soldadora electrica.

Se estima el costo hora-maquina en 8000 sucres cada hora.

Se **asume** un tiempo global de 100 horas de trabajo, que nos da un total de: **800000 sucres.**

El coato total del Sistema de Desgerminación de Maiz en Seco es de: **24'809302 sucres**

## **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.**

- El sistema para desgerminar maiz en seco tiene un costo total de **24'809302 Sucres.**
- La Potencia básica total del sistema es de **29,828 Kw,** osea de **40 HP.**
- Los cálculos se han realizado en base a un porcentaje del **20%** de humedad para el maiz.
- El impactador está diseñado para recibir una carga de 10 toneladas de maiz seco cada hora, y deberá procesar cada kilogramo en 0.359 segundos.
- Si el grano tiene una calidad óptima, el impactador lo podrá procesar completamente en una sola pasada; si esto no ocurre, debido a la baja calidad del grano, se puede colocar impactadores en serie para mejorar la separación de las partes del grano.
- El sistema no está diseñado para recibir una recirculación de granos y productos de maiz.
- Como no se tiene una norma estandarizada para establecer el rendimiento real de las máquinas impactadoras, se han tomado como válido los resultados prácticos obtenidos de las máquinas impactadoras fabricadas por industrias OCRIM, con características similares a la diseñada en el presente trabajo.
- Pueden usarse otros separadores gravimétricos que recojan los trozos medios, finos y la harina para su separación.

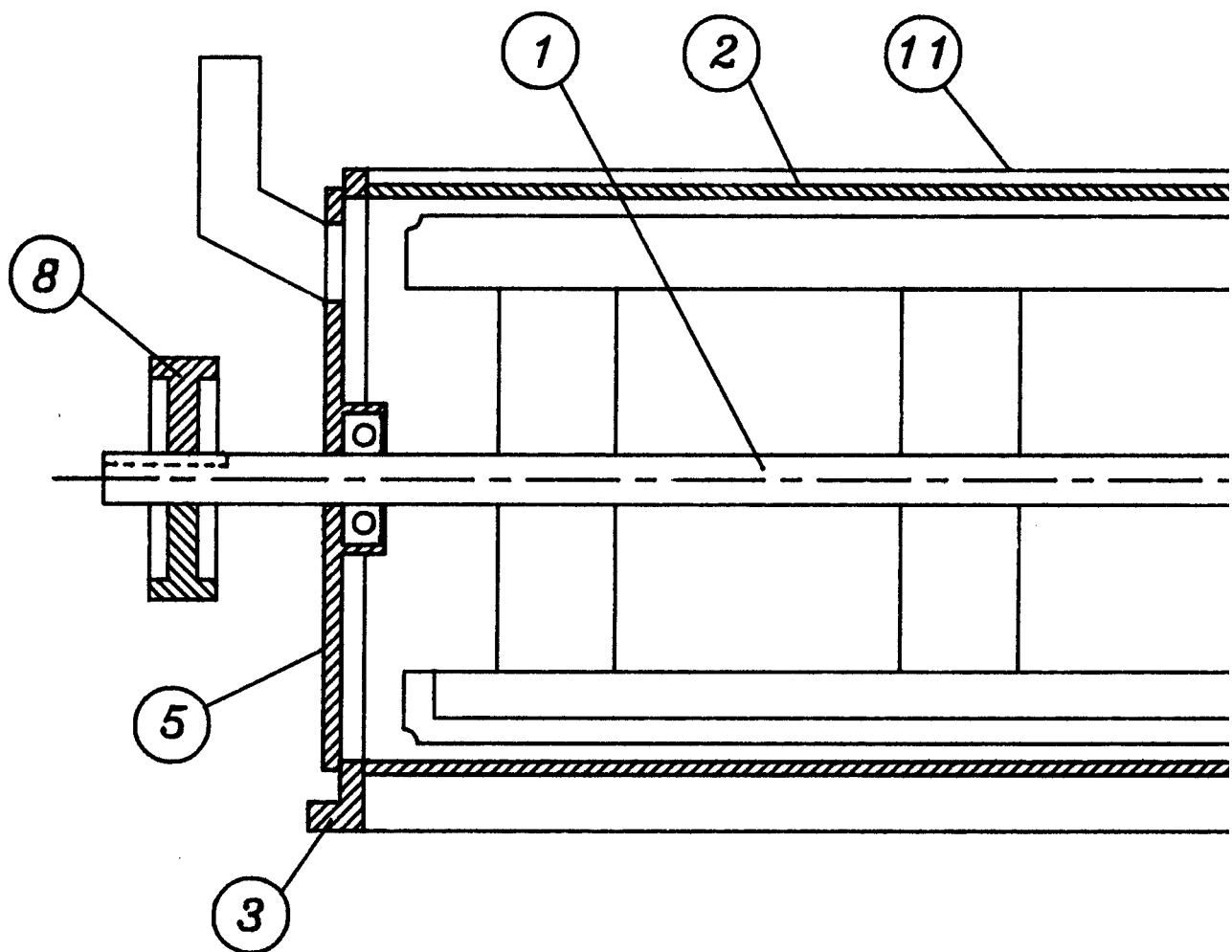
- Para la determinación del rendimiento del separador se tomó como válido el gráfico experimental de la revista Transaction of the **ASAE**, publicada en los Estados Unidos, que establece el rendimiento de separación para zarandas horizontales de vaiven, en función de la relación amplitud de movimiento-longitud de criba.
- Para facilitar el proceso de separación del germen, se ubica un separador de ciclón a la salida de la zaranda, con el propósito de eliminar cualquier partícula que pueda acompañar al germen y a los trozos gruesos, y cuya presencia pueda dificultar la separación final.
- El ciclón "limpia" los trozos gruesos de endospermo y el germen de la harina del maíz, que en un porcentaje asumido pasa del separador gravimétrico. Para su selección y cálculo se escogió el método de Lapple.
- La caja de aire es un dispositivo muy simple, en el cual solo se depositaran, por diferencia de densidades, las partículas. Este dispositivo ofrece una baja caída de presión, bajo caudal de aire a la entrada, baja potencia. Para su cálculo se debe asumir una eficiencia, que generalmente es del 90%.
- En este caso, la caja de aire se la considera como una extensión del separador de ciclón, aunque podría funcionar sin éste.
- El sistema debe recibir granos de maíz previamente limpiados y secados, procesos no detallados en el presente

trabajo.

En éste proceso tiene la mayor importancia económica la obtención del germen y del grits de tamaño grande (trozos gruesos de endospermo).

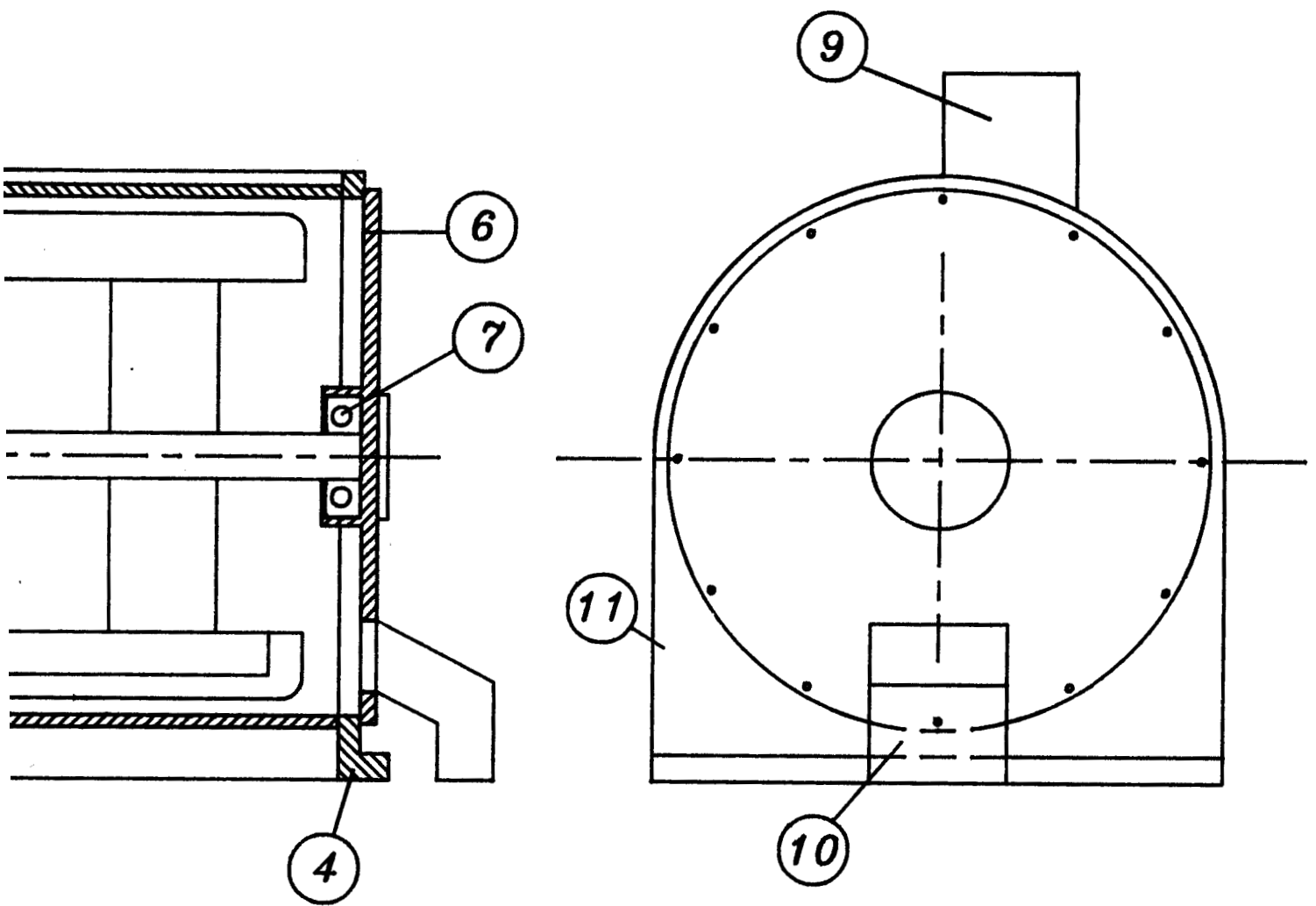
- Sistema pequeño, puede instalarse en una área reducida. Debido a esto en los cálculos no se ha considerado las caídas de presión en las tuberías que conducirán tanto al grano de maíz como posteriormente a sus productos, aunque los valores de las potencias requeridas se sobredimensionan para evitar problemas debido a esta causa.
- Puede ser usado a nivel artesanal, ya que los elementos del sistema están diseñados con materiales sencillos y fáciles de obtener, reemplazar y maquinar, con mano de obra nacional.
- Este proyecto brinda la posibilidad de utilizar el maíz en toda su verdadera magnitud, siendo éste cereal una poderosa fuente de alimentación para nuestro pueblo.

**P L A N O S**



1	<b>ROTOR IMPACTADOR</b>
2	<b>CILINDRO DE IMPACTO</b>
3	<b>CARA ANTERIOR</b>
4	<b>CARA POSTERIOR</b>
5	<b>TAPA DE ENTRADA</b>
6	<b>TAPA DE SALIDA</b>
7	<b>RODAMIENTOS</b>
8	<b>POLEA</b>
9	<b>DUCTO DE ENTRADA DE MAIZ</b>
10	<b>DUCTO DE DESCARGA DE PRODUCTOS</b>
11	<b>CUERPO DEL IMPACTADOR</b>





	<b>NOMBRE</b>	<b>FECHA</b>
<b>DIBUJO</b>	<b>BOLANOS</b>	<b>25/05/94</b>
<b>REVISO</b>	<b>HELGUERO</b>	<b>27/05/94</b>
<b>COMPROBO</b>		

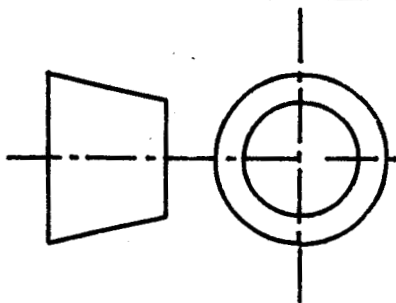
**FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA**

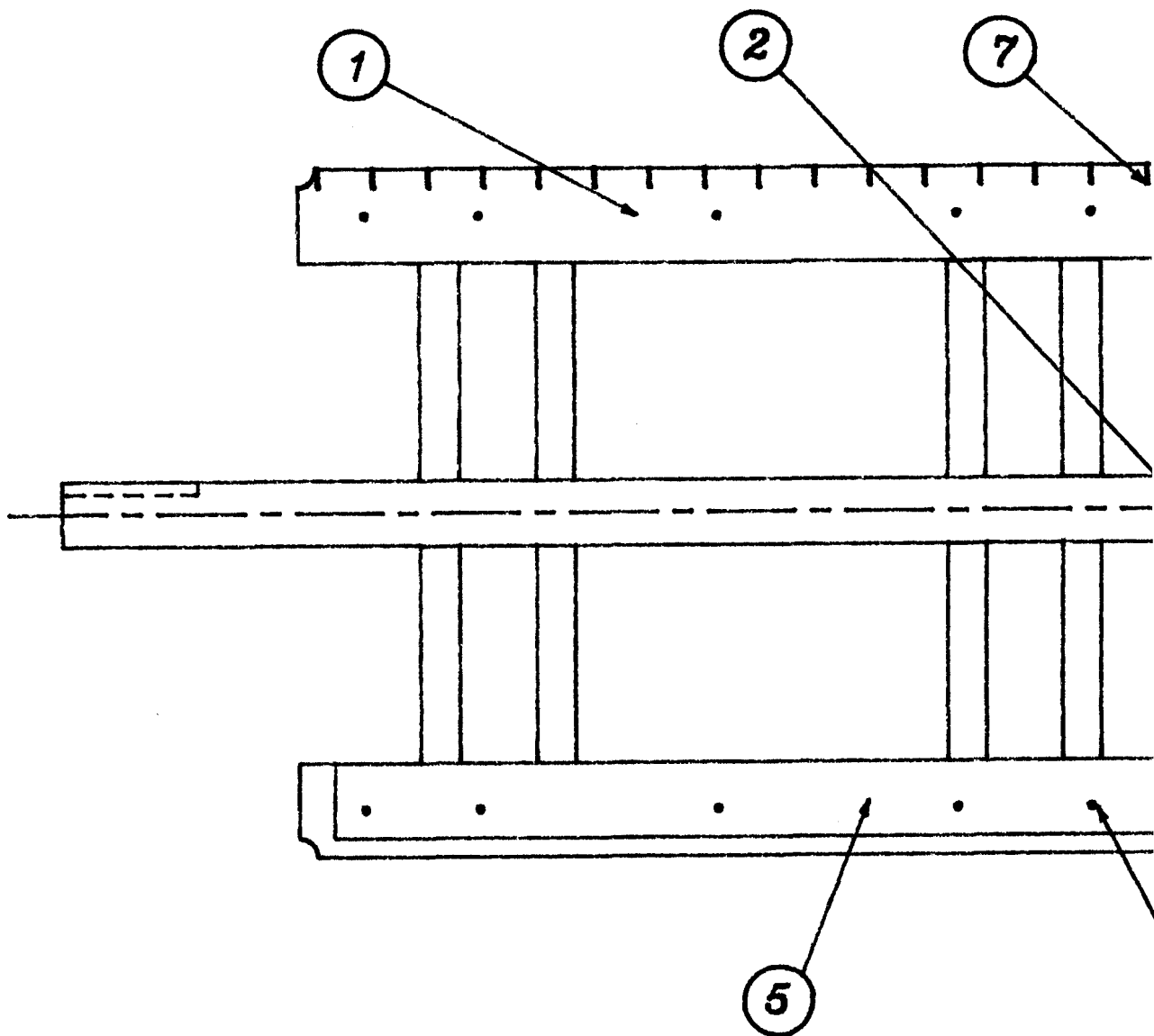
**ESPOL**

**VISTA GENERAL DEL  
IMPACTADOR HORIZONTAL**

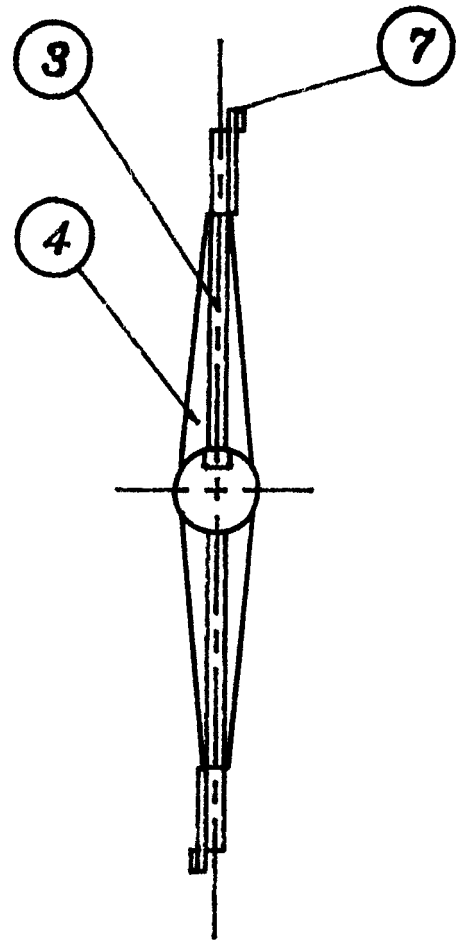
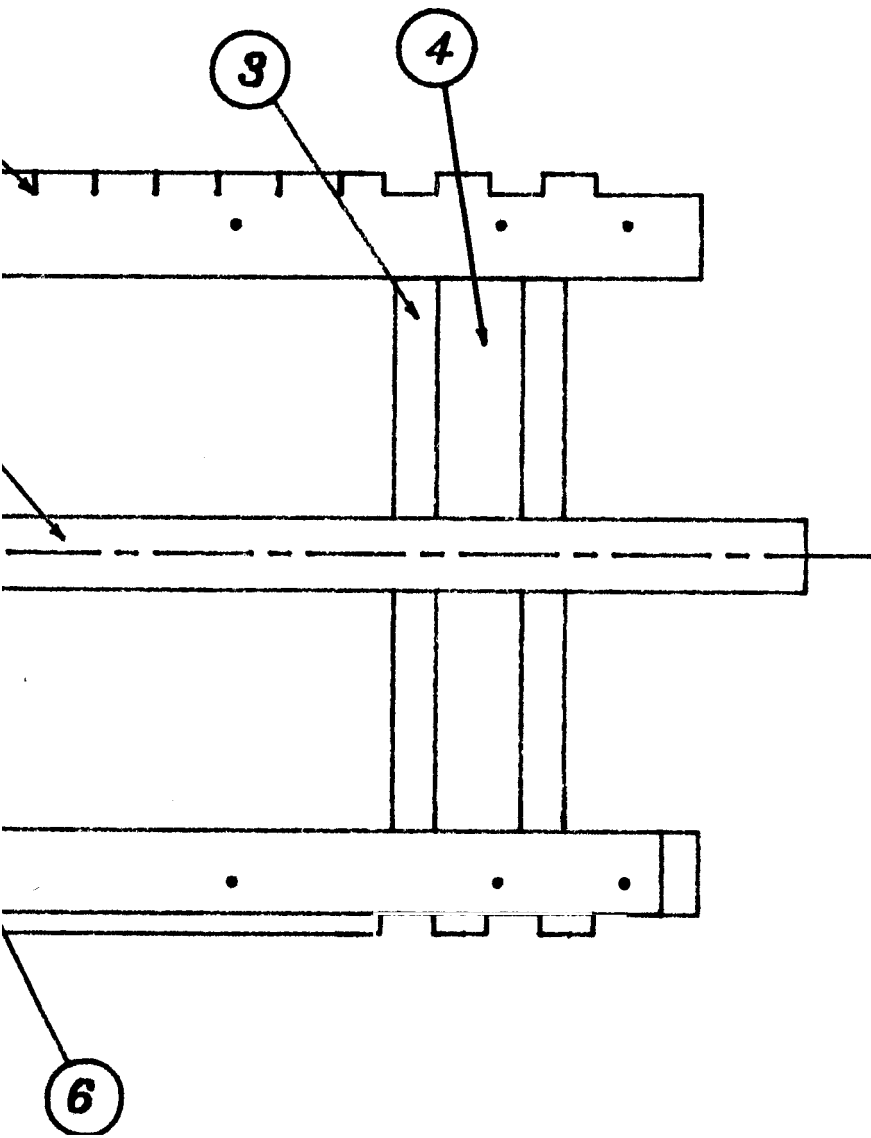
**ESCALA:**

**MATERIAL:**





<b>1</b>	<b>ASPA DE IMPACTO</b>
<b>2</b>	<b>EJE ROTOR</b>
<b>3</b>	<b>SOPORTE RADIAL</b>
<b>4</b>	<b>NERVADURA DEL SOPORTE</b>
<b>5</b>	<b>SOPORTE LONGITUDINAL</b>
<b>6</b>	<b>PERNO SUJETADOR DEL ASPA</b>
<b>7</b>	<b>DIENTE DEL ASPA.</b>

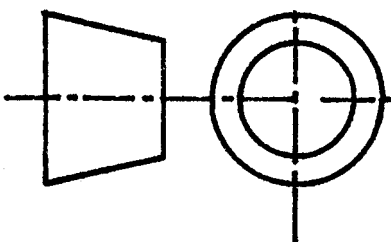


	NOMBRE	FECHA
DIBUJO	BOLANOS	25/05/04
REVISO	HELGUERO	27/05/04
CONSTRUCO		

FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA

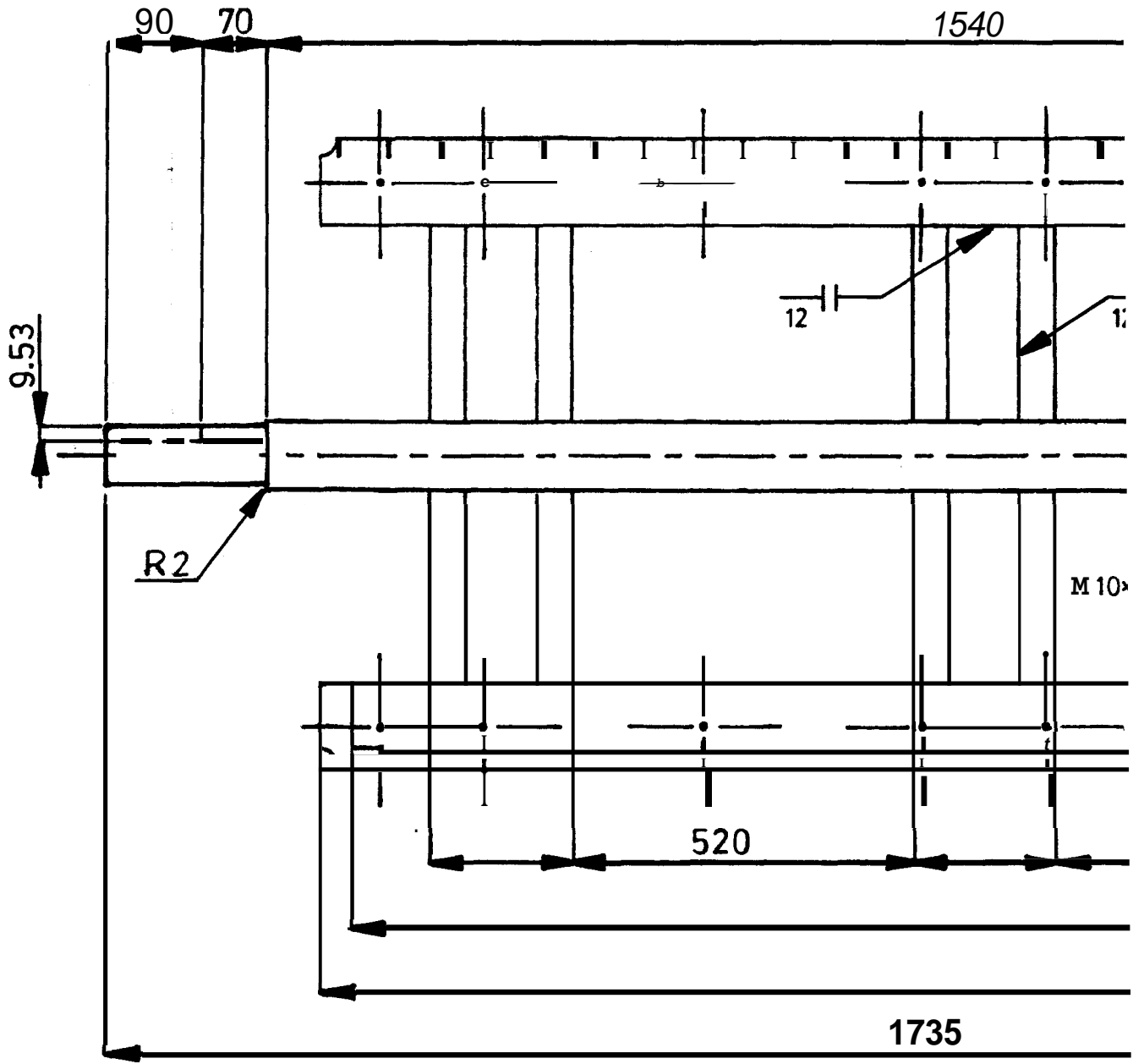
ESPOL

ESCALA:

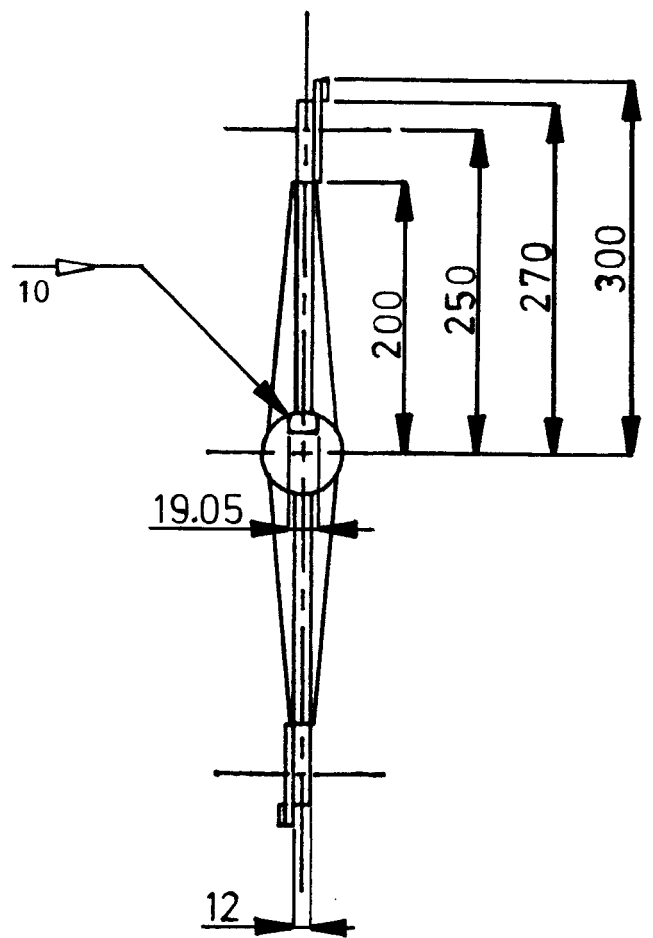
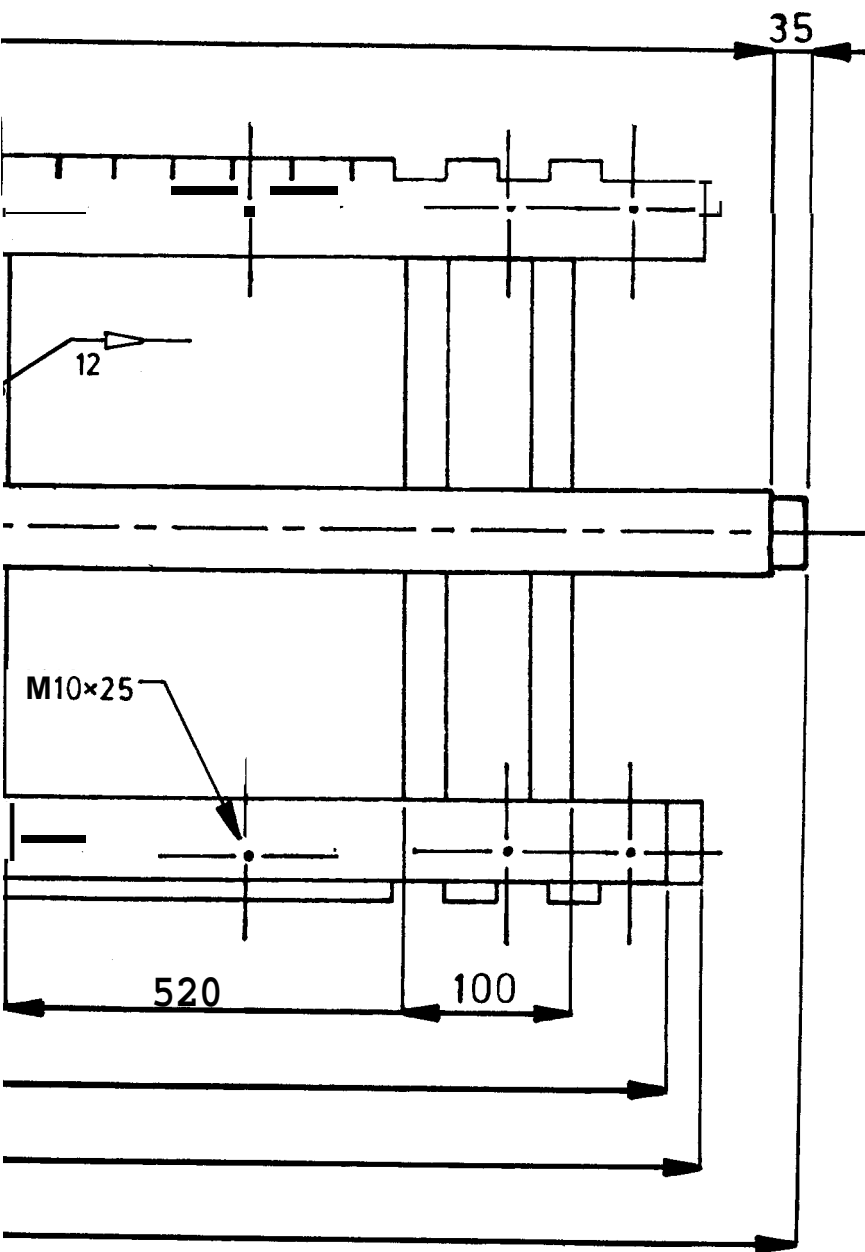


ROTOR IMPACTADOR

MATERIAL:



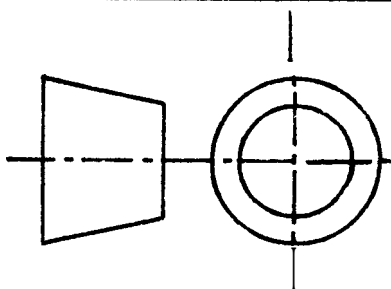
DIB
REV
COMP



	NOMBRE	FECHA
DIBUJO	BOLANOS	26/05/94
REVISO	HELGUERO	27/05/94
COMPROBO		

FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA

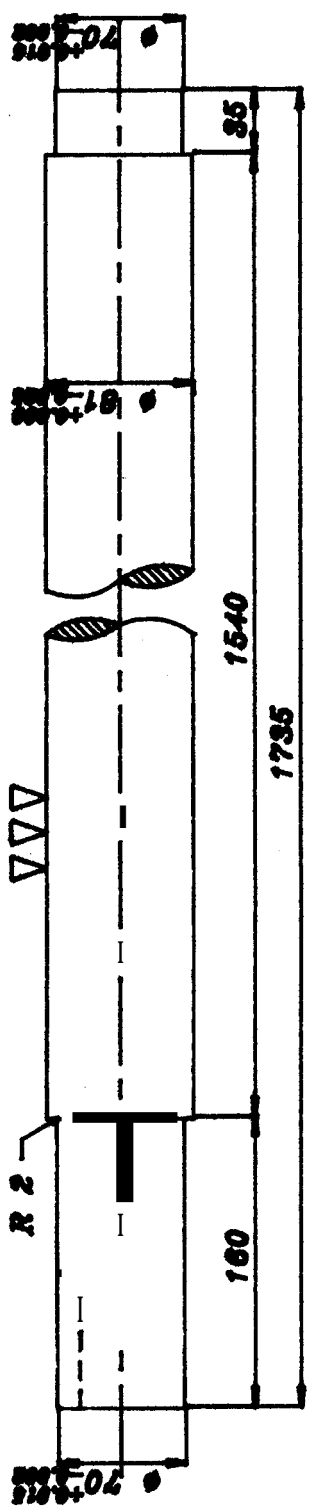
ESPOL

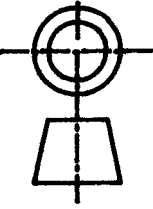


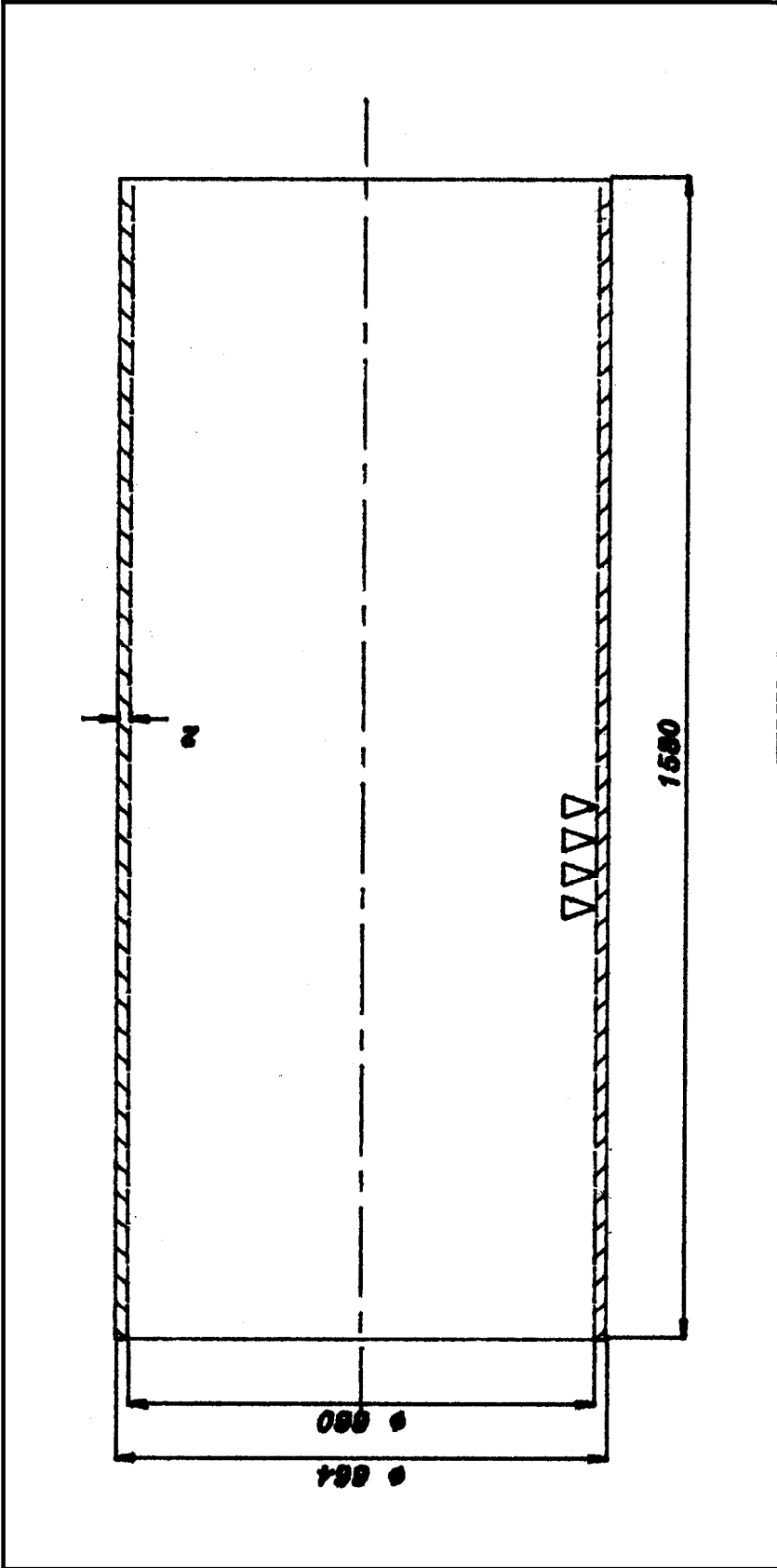
ROTOR IMPACTADOR

ESCALA:  
1:7

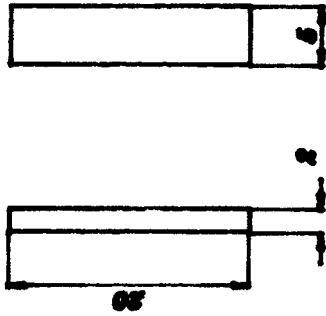
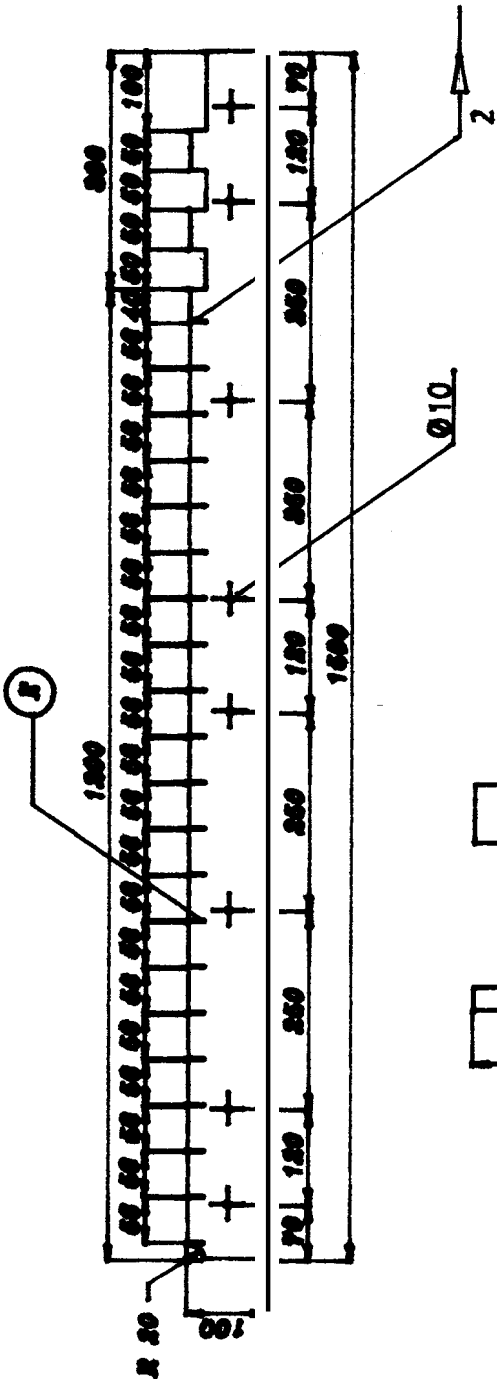
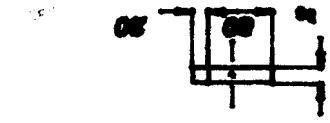
MATERIAL:  
ACERO  
SAE 1045



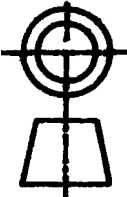
<p>ESPOL</p>	<p>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA</p>	<p>ESCALA: 1 : 30</p> <p>MATERIAL: ACERO SAE 1045</p>
<p>EJE ROTOR</p>	<p>EJE ROTOR</p>	



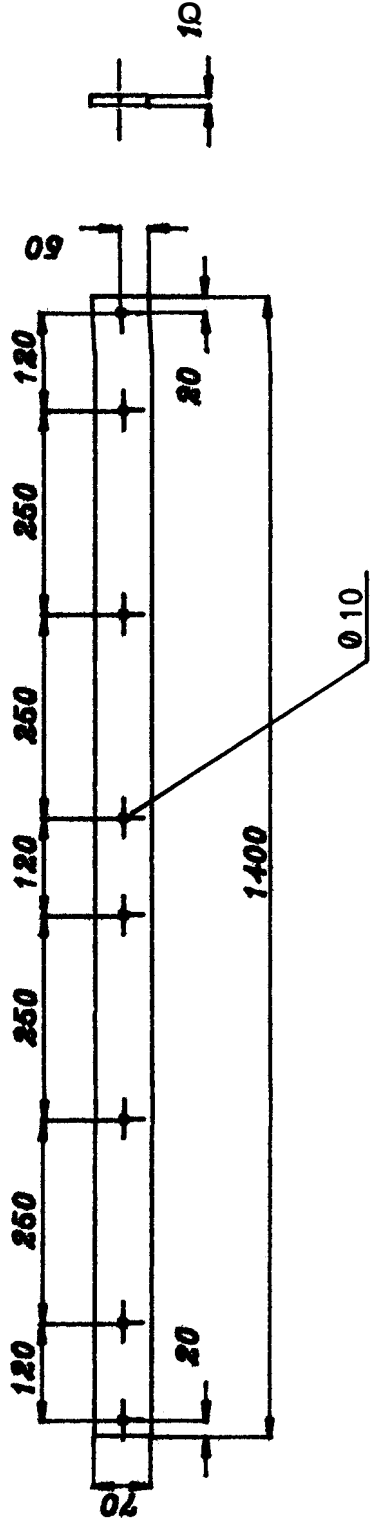
<table border="1"> <tr> <td> </td> <td> </td> <td> </td> <td> </td> </tr> <tr> <td> </td> <td> </td> <td> </td> <td> </td> </tr> <tr> <td> </td> <td> </td> <td> </td> <td> </td> </tr> <tr> <td> </td> <td> </td> <td> </td> <td> </td> </tr> </table>																	<p>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA</p>		<p>ESPOL</p> <p>ESCALA: 1 : 76</p> <p>MATERIAL: ACERO SAE 1010</p>
<p>CILINDRO DE IMPACTO</p>																			





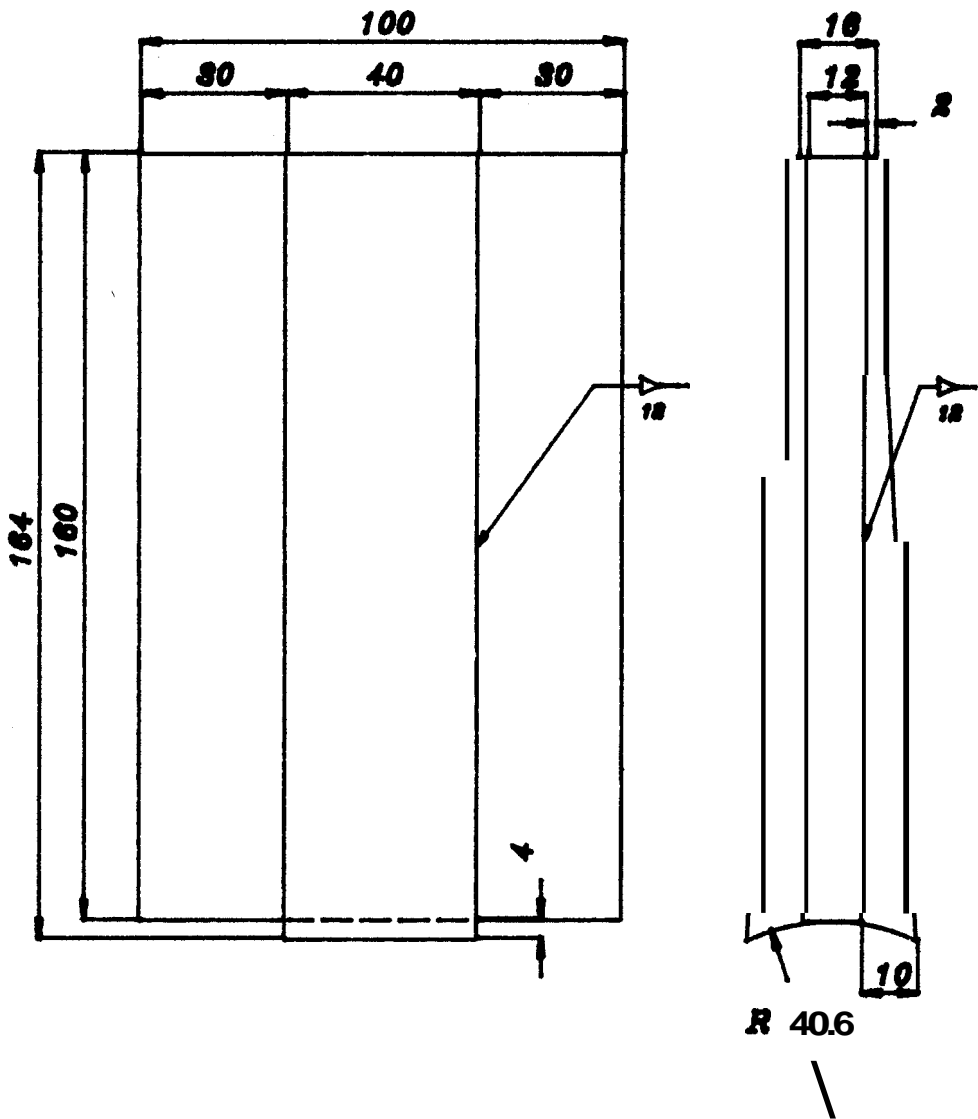
**DETALLE E**

<p> <input type="checkbox"/> INGENIERIA CIVIL  <input type="checkbox"/> INGENIERIA MECANICA  <input type="checkbox"/> INGENIERIA INDUSTRIAL  <input type="checkbox"/> INGENIERIA DE SISTEMAS  <input type="checkbox"/> INGENIERIA DE TELECOMUNICACIONES  <input type="checkbox"/> INGENIERIA DE TRANSporte         </p>	<p>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA</p>	<p>ESPOL</p>
	<p>3 DE IMPACTO</p>	<p>           ESCALA:            1 : 10            MATERIAL:            ACERO            INGENIERIA         </p>

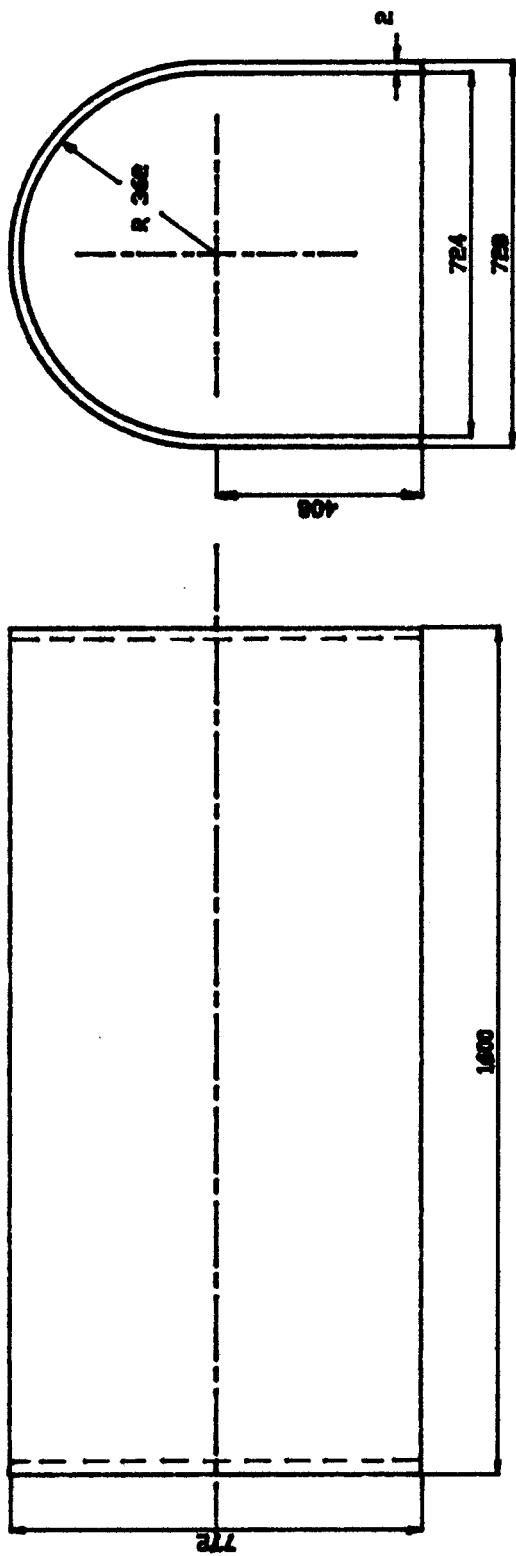




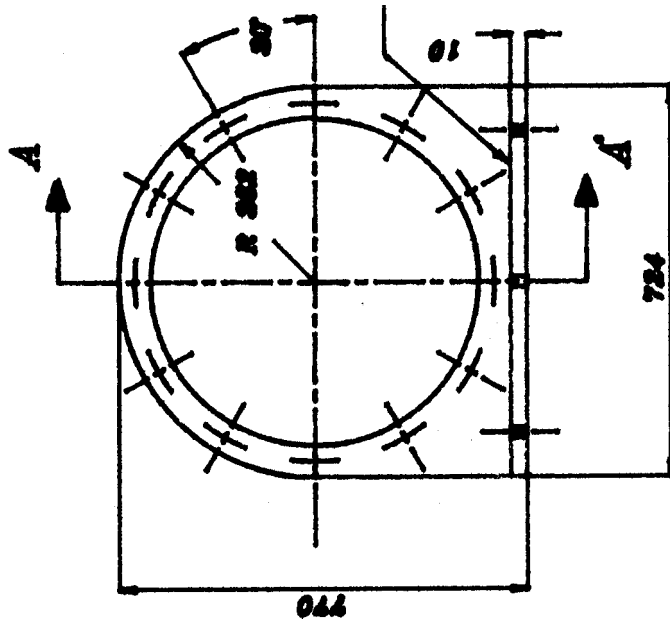
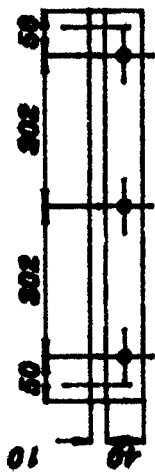
<b>ESPOL</b>		<b>ESCUELA:</b> 1 : 75
<b>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA</b>		<b>INSTRUMENTOS:</b> ACERO
<b>SOPORTE LONGITUDINAL</b>		<b>SAE 1045</b>
		



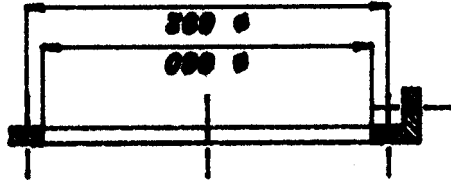
<table border="1"> <tr> <td> </td> <td> </td> <td> </td> </tr> <tr> <td> </td> <td> </td> <td> </td> </tr> <tr> <td> </td> <td> </td> <td> </td> </tr> <tr> <td> </td> <td> </td> <td> </td> </tr> </table>															<b>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA</b>	<b>ESPOL</b>
			<b>SOPORTES RADIALES Y NERVADURAS</b>	<b>ESCALA: 1 : 10</b>												
				<b>MATERIAL: ACERO SAE 1045</b>												



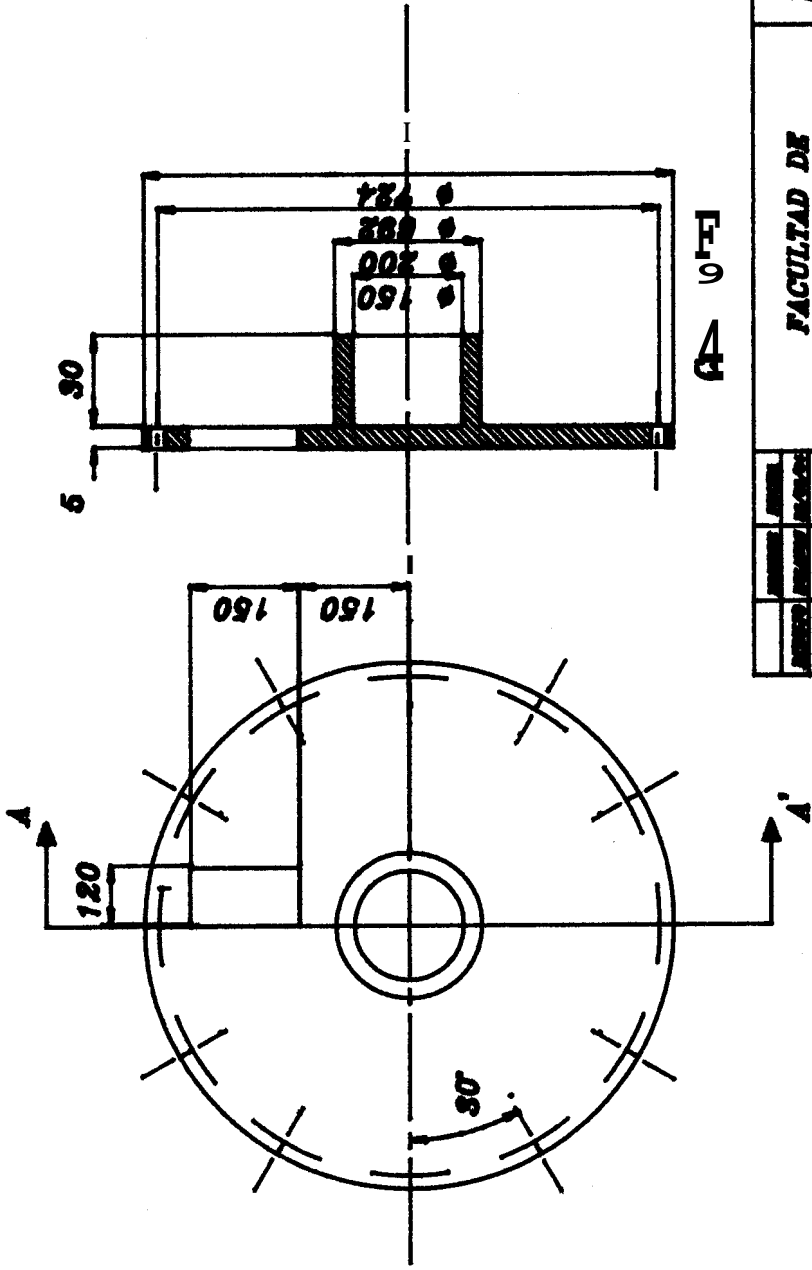
	<b>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA</b>	<b>ESPOL</b>
<b>ESCALA:</b> 1:10	<b>CUERPO IMPACTADOR</b>	<b>NUMERO:</b> ACERO SAE 1010



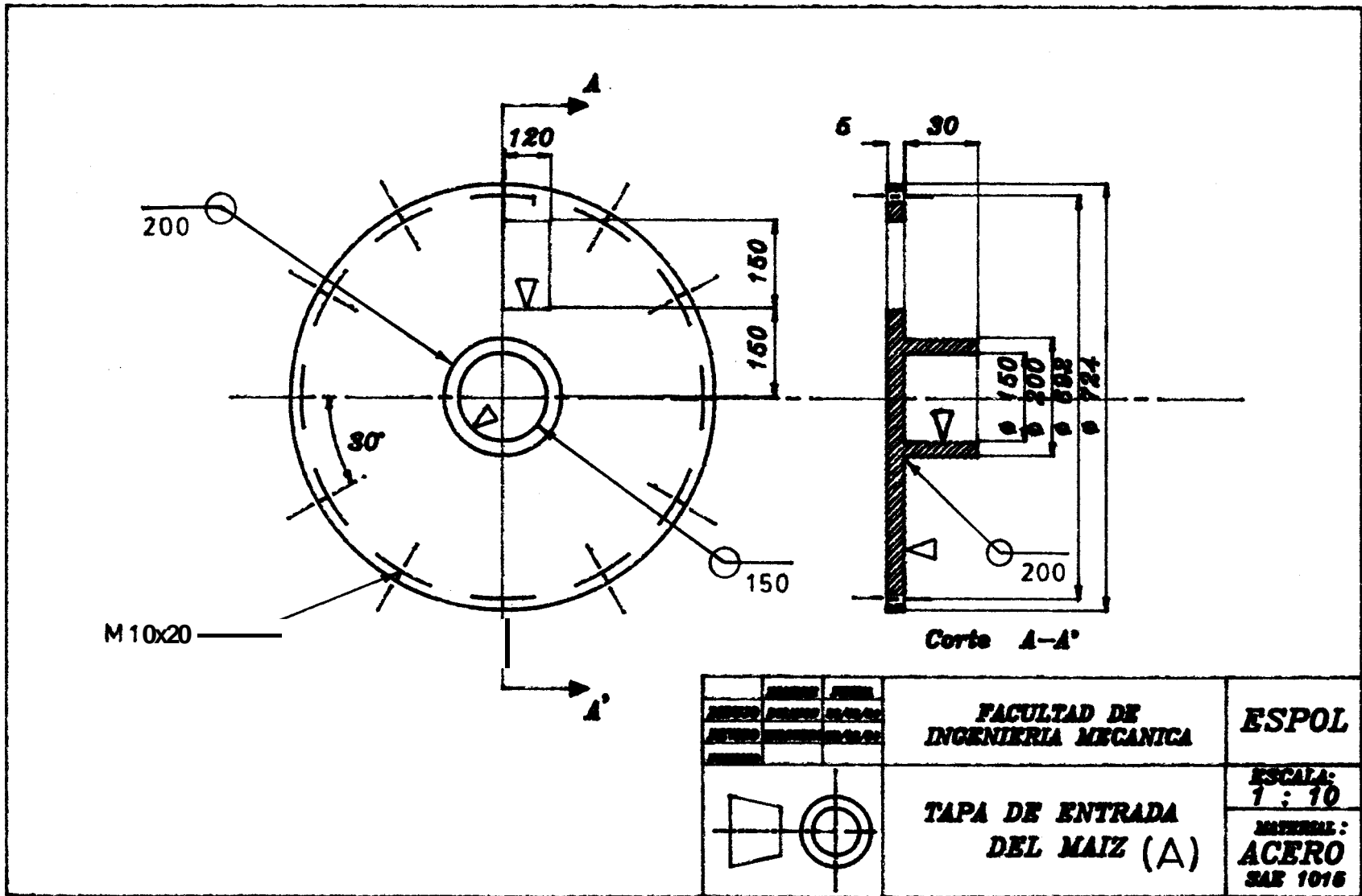
Corte A-A'

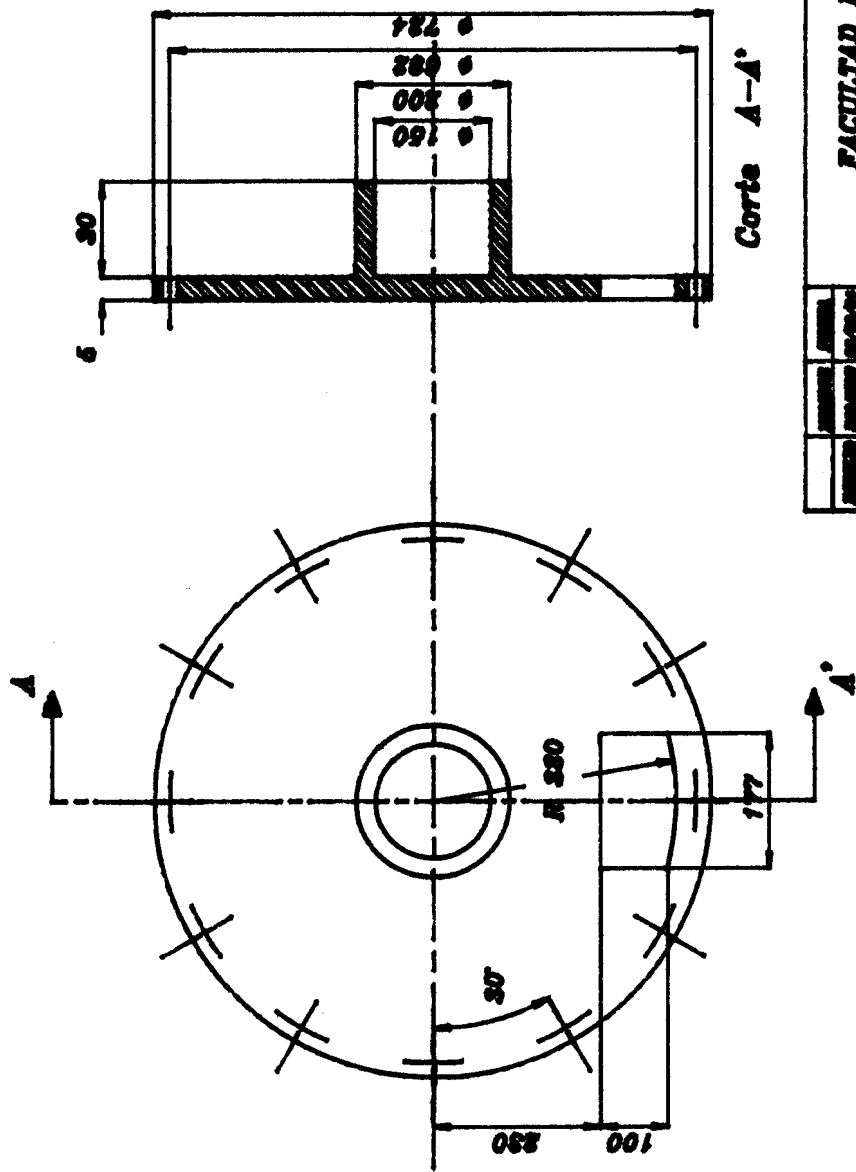


	<p>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA</p>	<p>ESPOL</p>
	<p>CARA POSTERIOR Y ANTERIOR</p>	<p>ESCALA: 1 : 10 MATERIAL: ACERO SAB 1000</p>



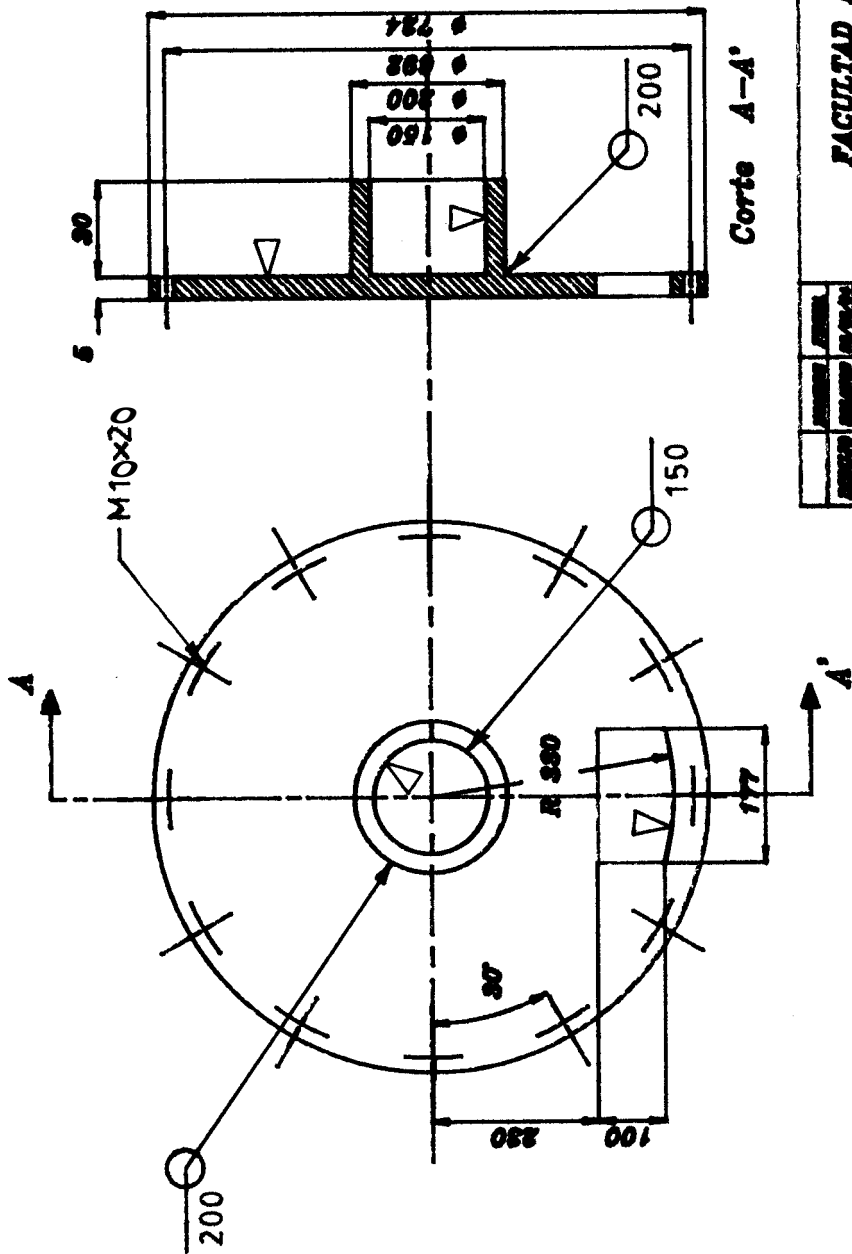
<p><b>ESPOL</b></p>	<p><b>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA</b></p>	
<p><b>ESCALA:</b> 1 : 10</p>	<p><b>TAPA DE ENTRADA DEL MAIZ</b></p>	
<p><b>MATERIAL:</b> <b>ACERO</b> SAE 1015</p>		





Corte A-A'

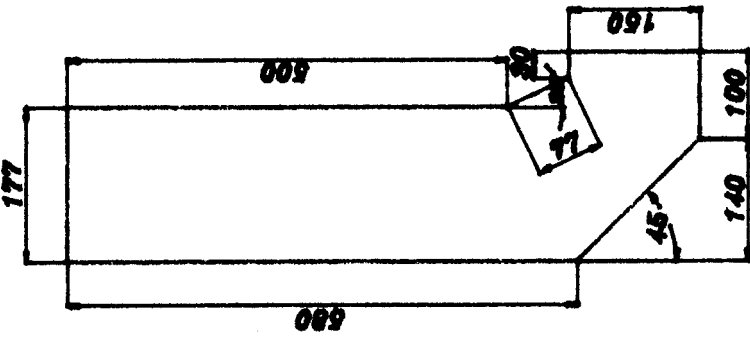
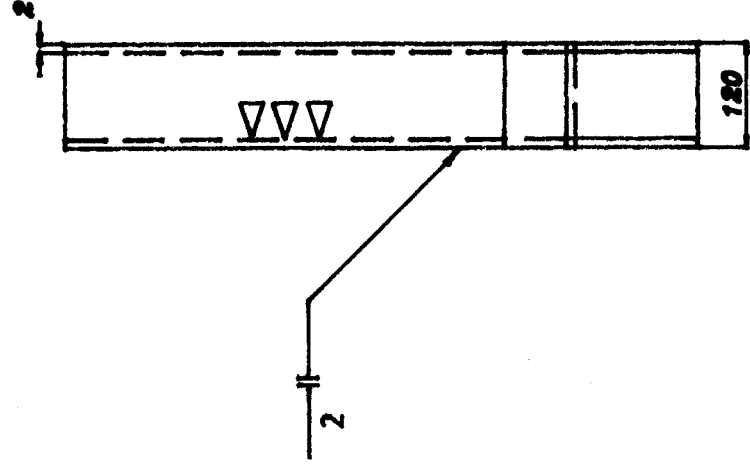
<b>ESPOL</b> ESCALA: <b>1 : 10</b> MATERIAL: <b>ACERO</b> SAE 1018	<b>FACULTAD DE</b> <b>INGENIERIA MECANICA</b>	
<b>TAPA DE SALIDA</b> <b>DE PRODUCTOS</b>		



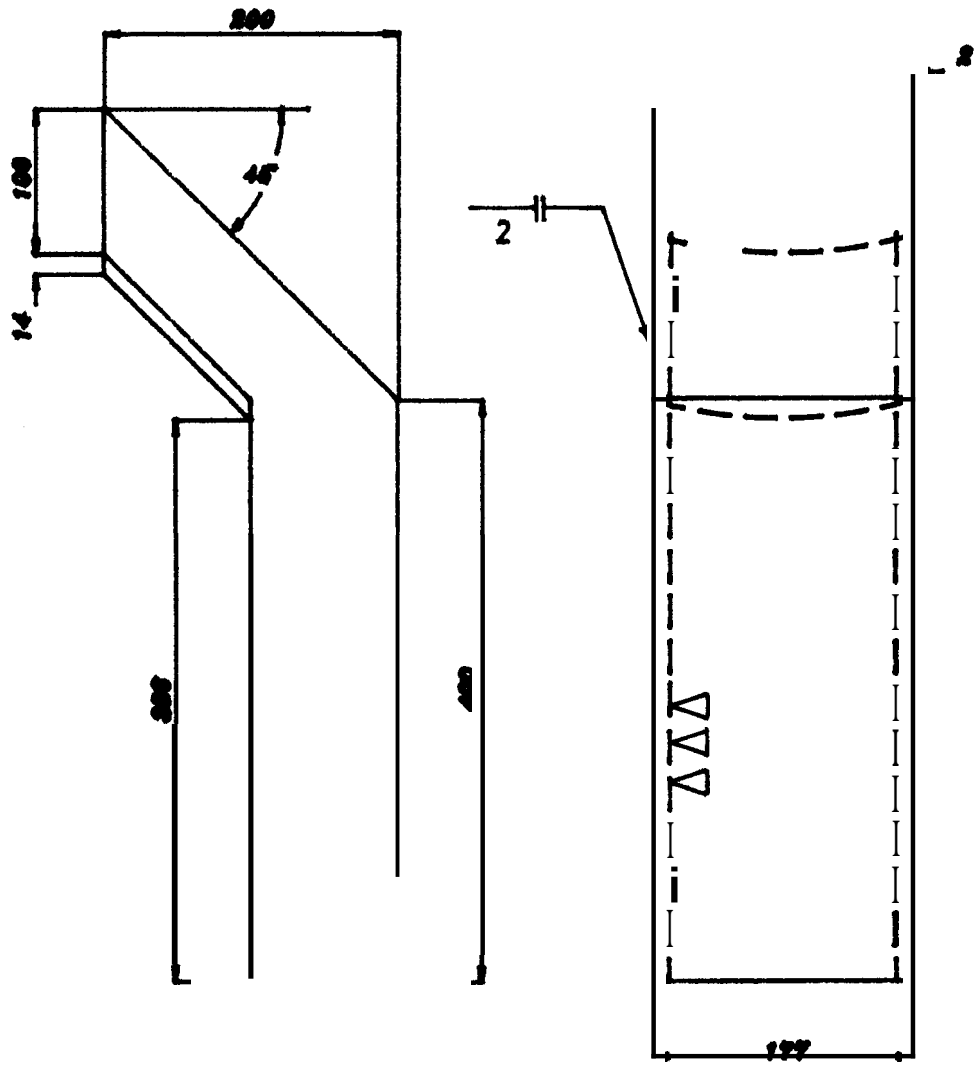
Corte A-A'

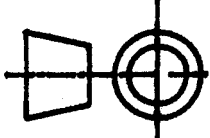
<b>ESPOL</b>	<b>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA</b>	
<b>ESCALA:</b> 1 : 10	<b>TAPA DE SALIDA DE PRODUCTOS (A)</b>	
<b>MATERIAL:</b> ACERO SAE 1015		

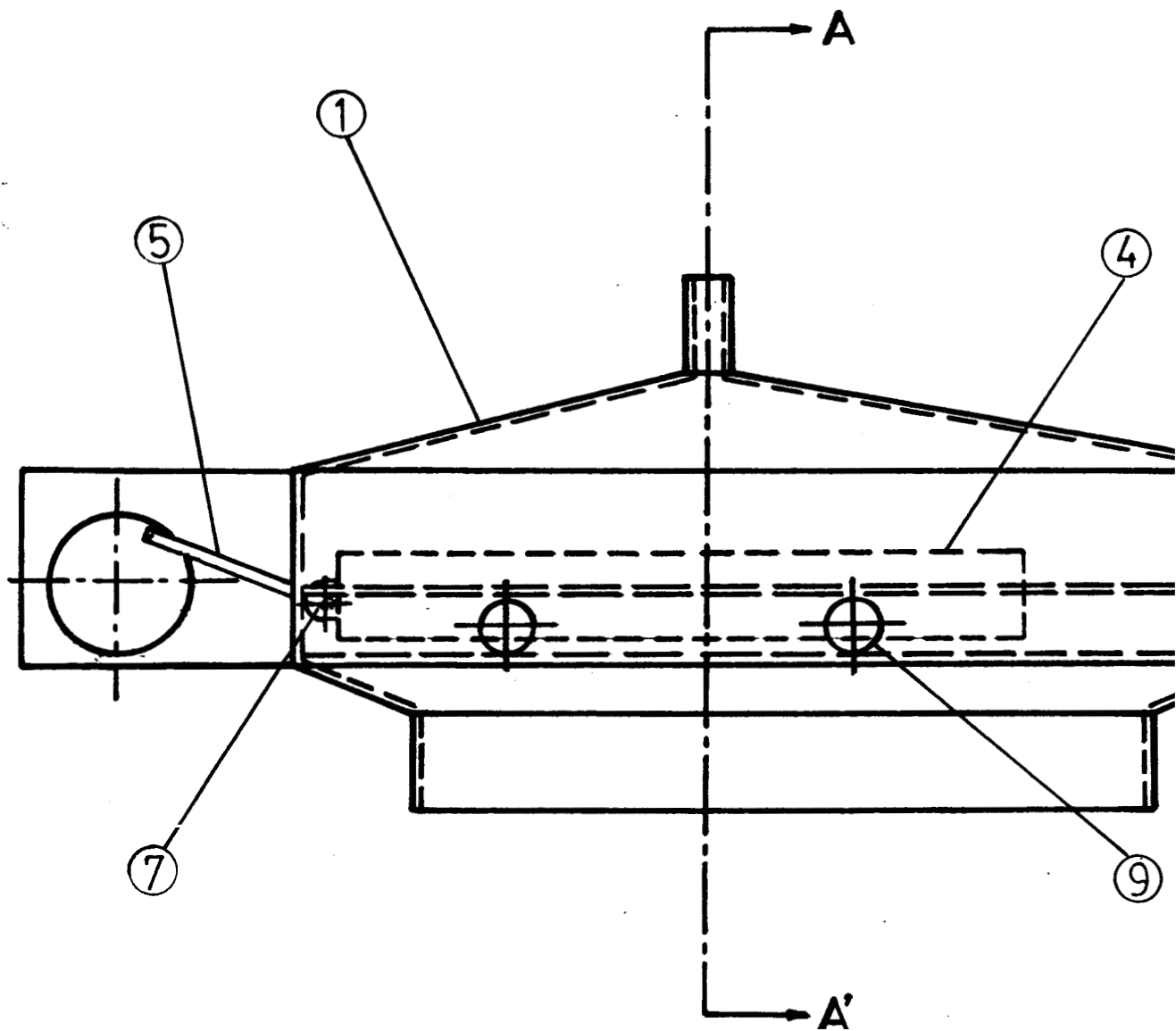




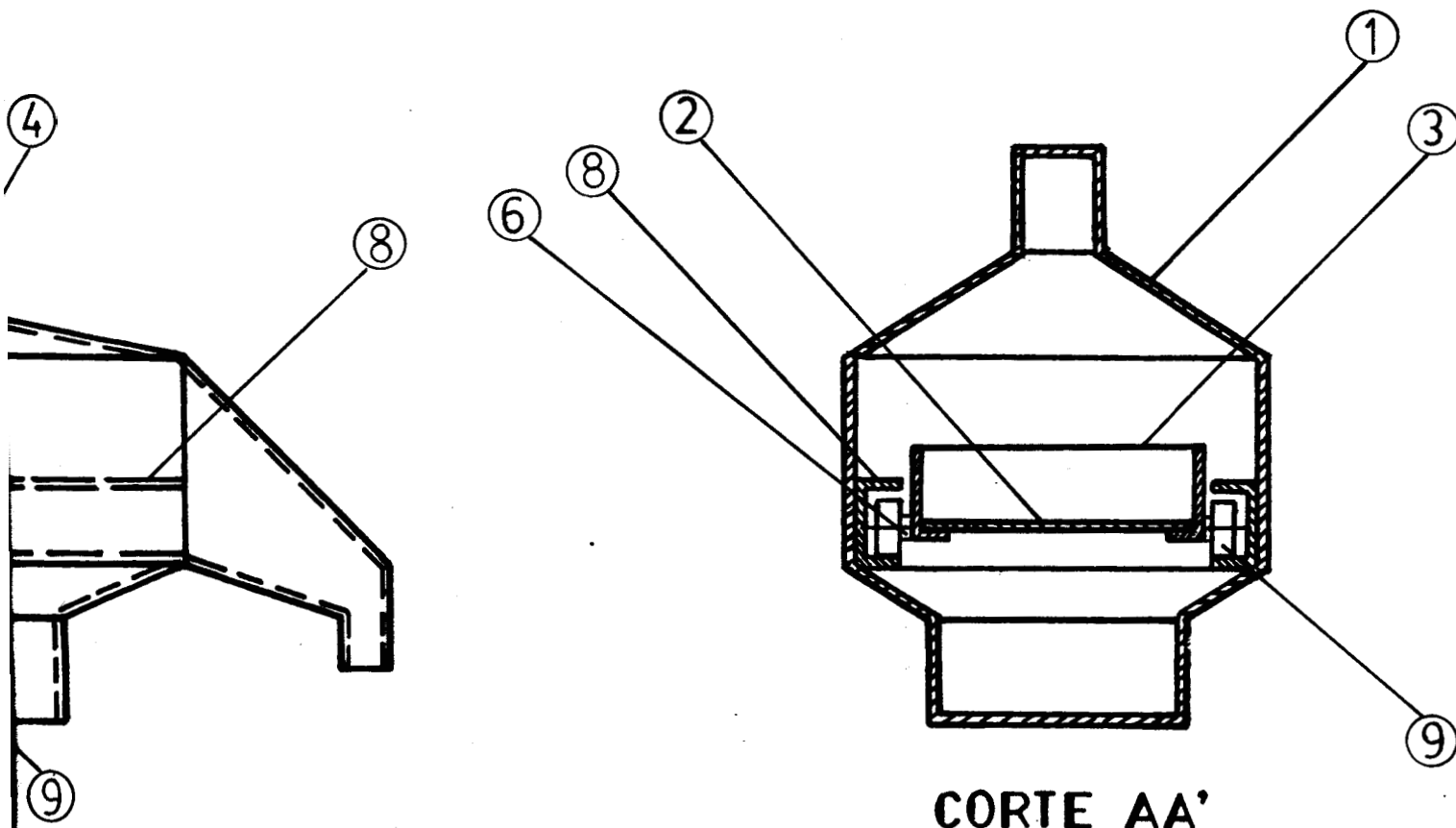
<b>ESPOL</b> ESCALA: 1 : 6 MATERIAL: ACERO SAE 1010	<b>MECANICA</b> b 20	
<b>DUCTO DE ENTRADA DE CRANOS</b>		



NOMBRE: _____ APELLIDOS: _____ NÚMERO DE IDENTIFICACION: _____ GRUPO: _____		<b>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA</b>	<b>ESPOL</b>
		<b>UNIVERSIDAD DE SUCRE</b>	<b>ESCALA: 1 : 4</b>
		<b>UNIVERSIDAD DE SUCRE</b>	<b>MATERIA: ACERO SAB 1010</b>



1	CUERPO DEL SEPARADOR
2	PLANCHA PERFORADA
3	SOPORTE ANTERIOR
4	SOPORTE LATERAL
5	BARRA
6	EJE
7	OREJA-PIN
8	CANALC
9	RODAMIENTOS



**CORTE AA'**

	NOMBRE	FECHA
DIBUJO	BOLANOS	25/05/94
REVISO	HELGUERO	27/05/94
COMPROBO		

**FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA**

**ESPOL**

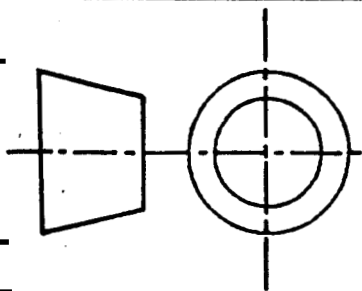
**VISTA GENERAL DEL  
SEPARADOR**

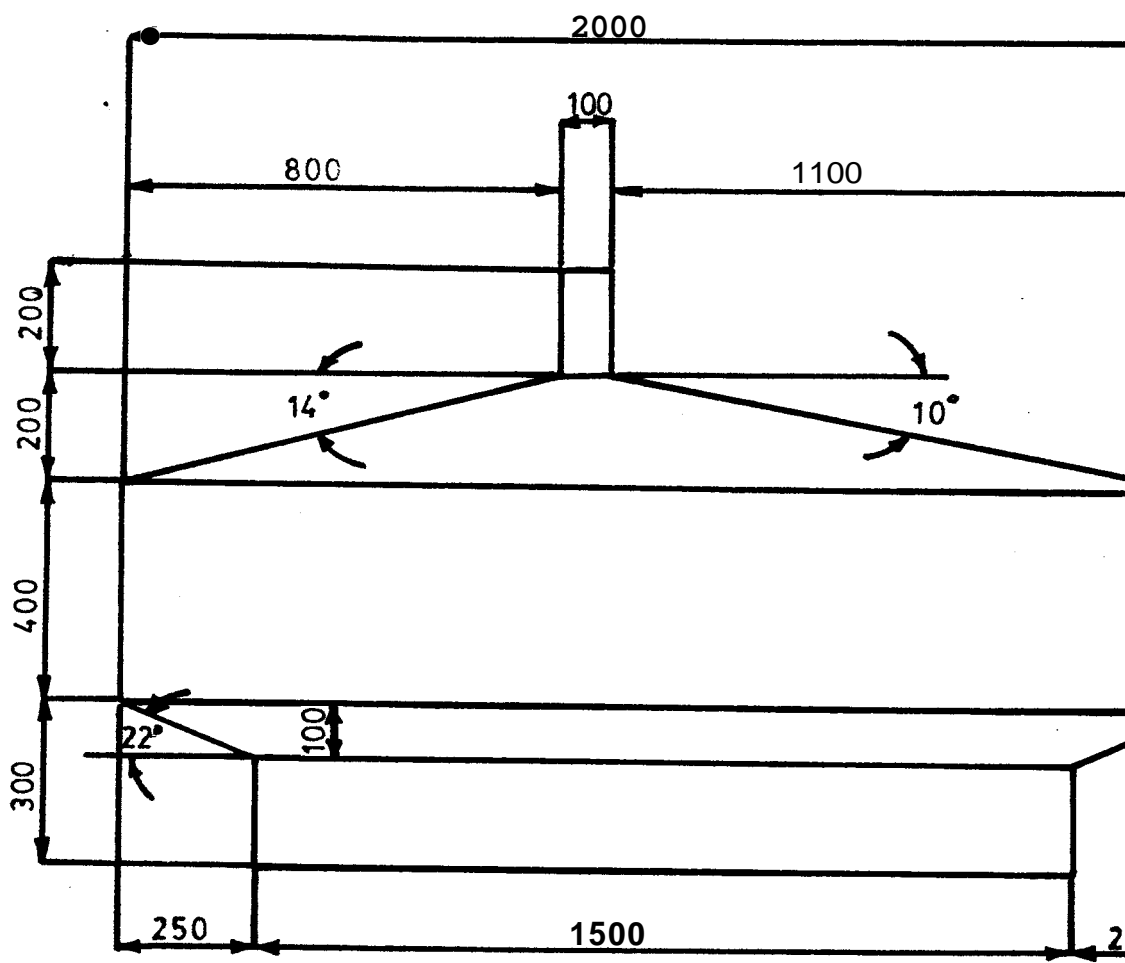
**ESCALA:  
7 = 20**

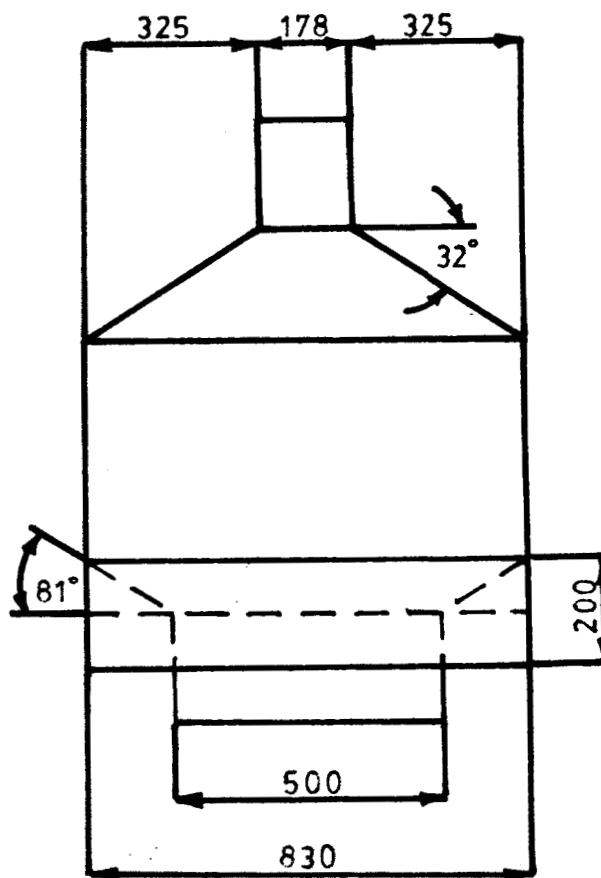
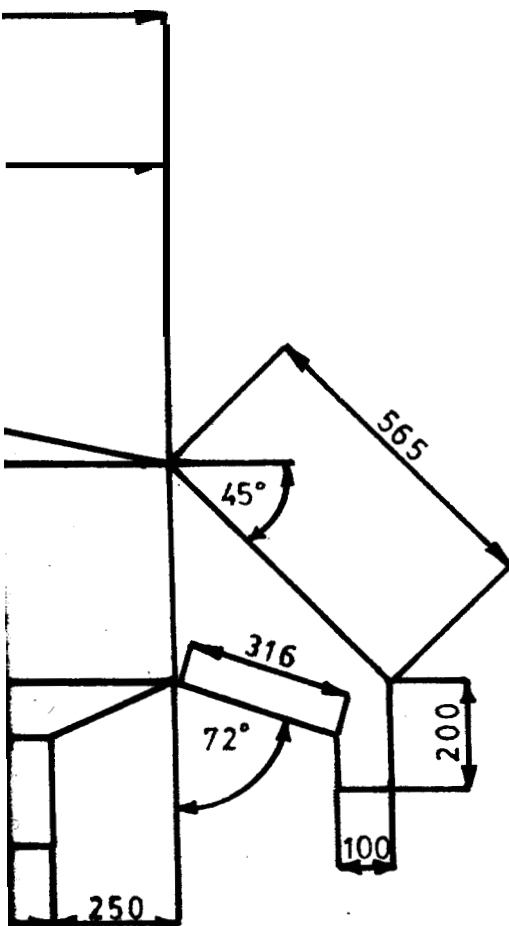
**MATERIAL:**

**ACERO**

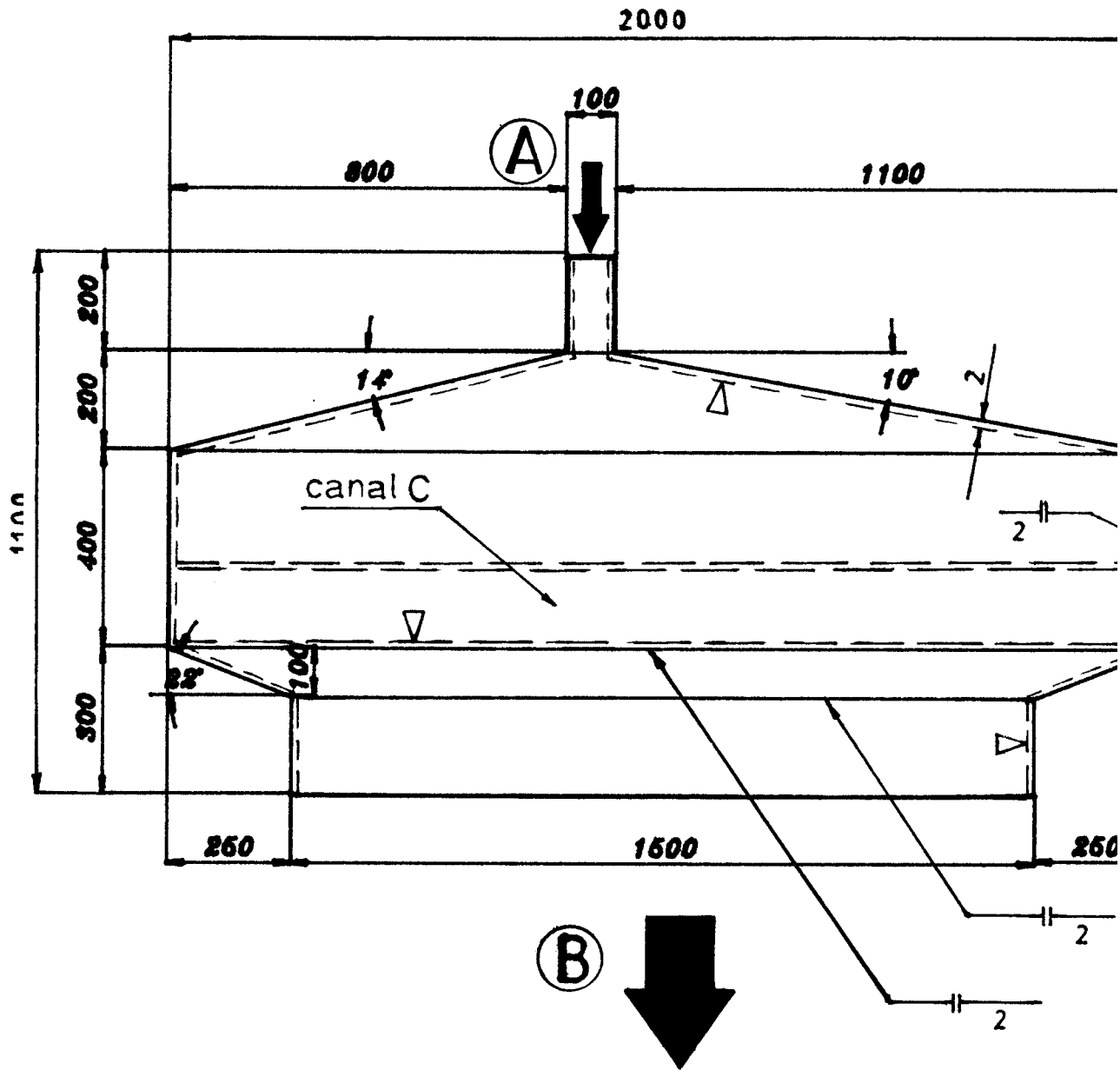
**SAE 1010**



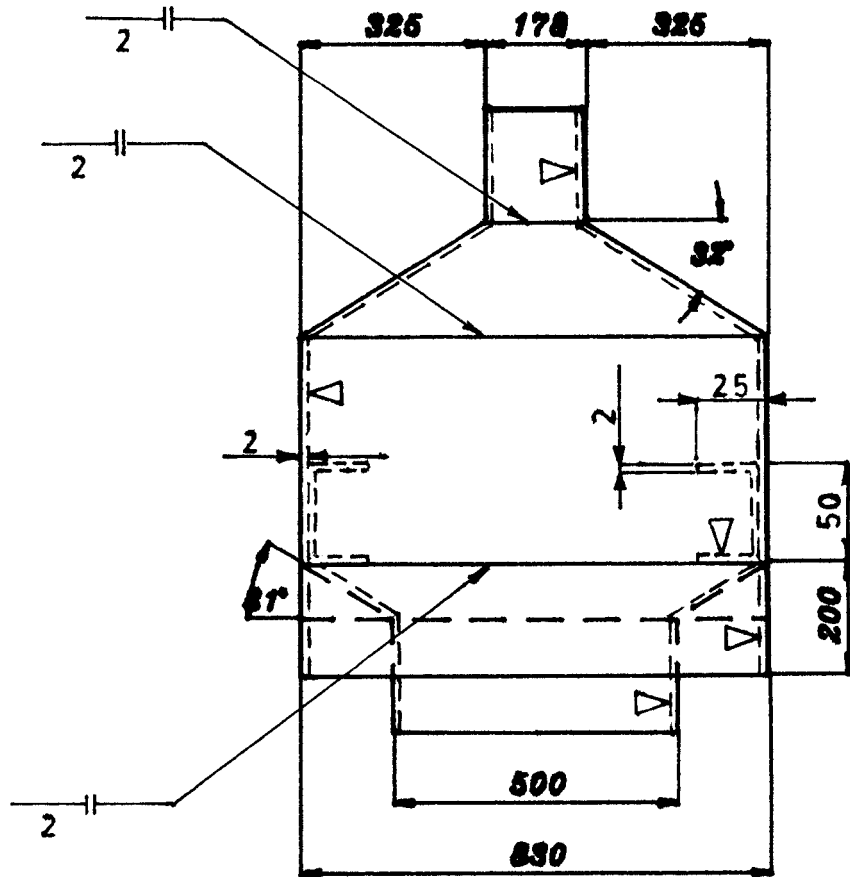
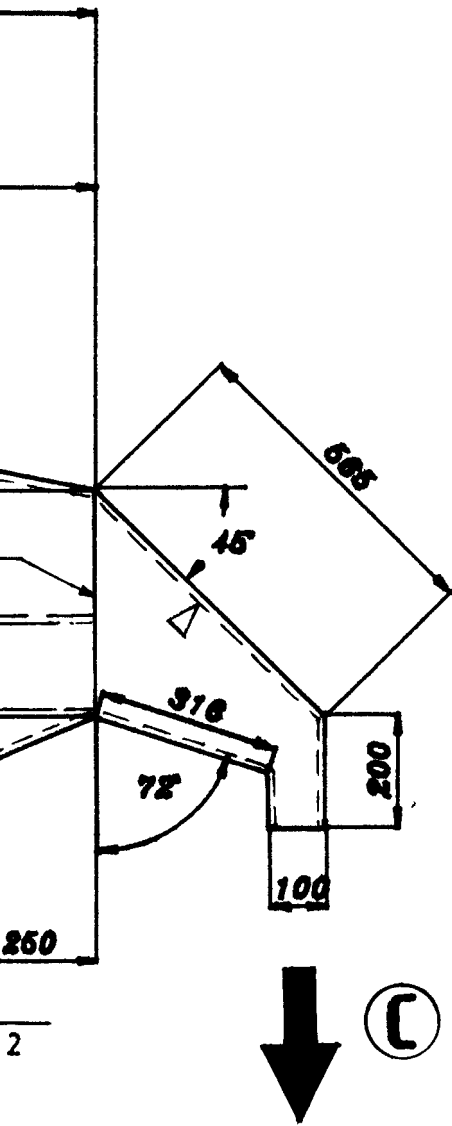




	NOMBRE	FECHA	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO	BOLANOS	25/06/84		
REVISO	HELGUERO	27/06/84		
COMPROBO				
			CUERPO DEL SEPARADOR	ESCALA: 7 : 20
				MATERIAL: ACERO SAE 1010



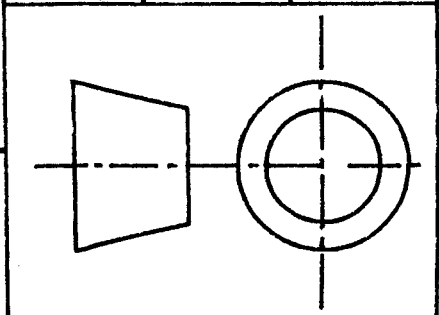
A	GRUESOS+MEDIOS +FINOS GERMEN+ HARINA	DI RA COI
B	MEDIOS+FINOS+HARINA	
C	GRUESOS+GERMEN	



	NOMBRE	FECHA
DIBUJO	BOLANOS	26/05/94
REVISO	HELGUERO	27/05/94
COMPROBO		

FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA

ES'POL

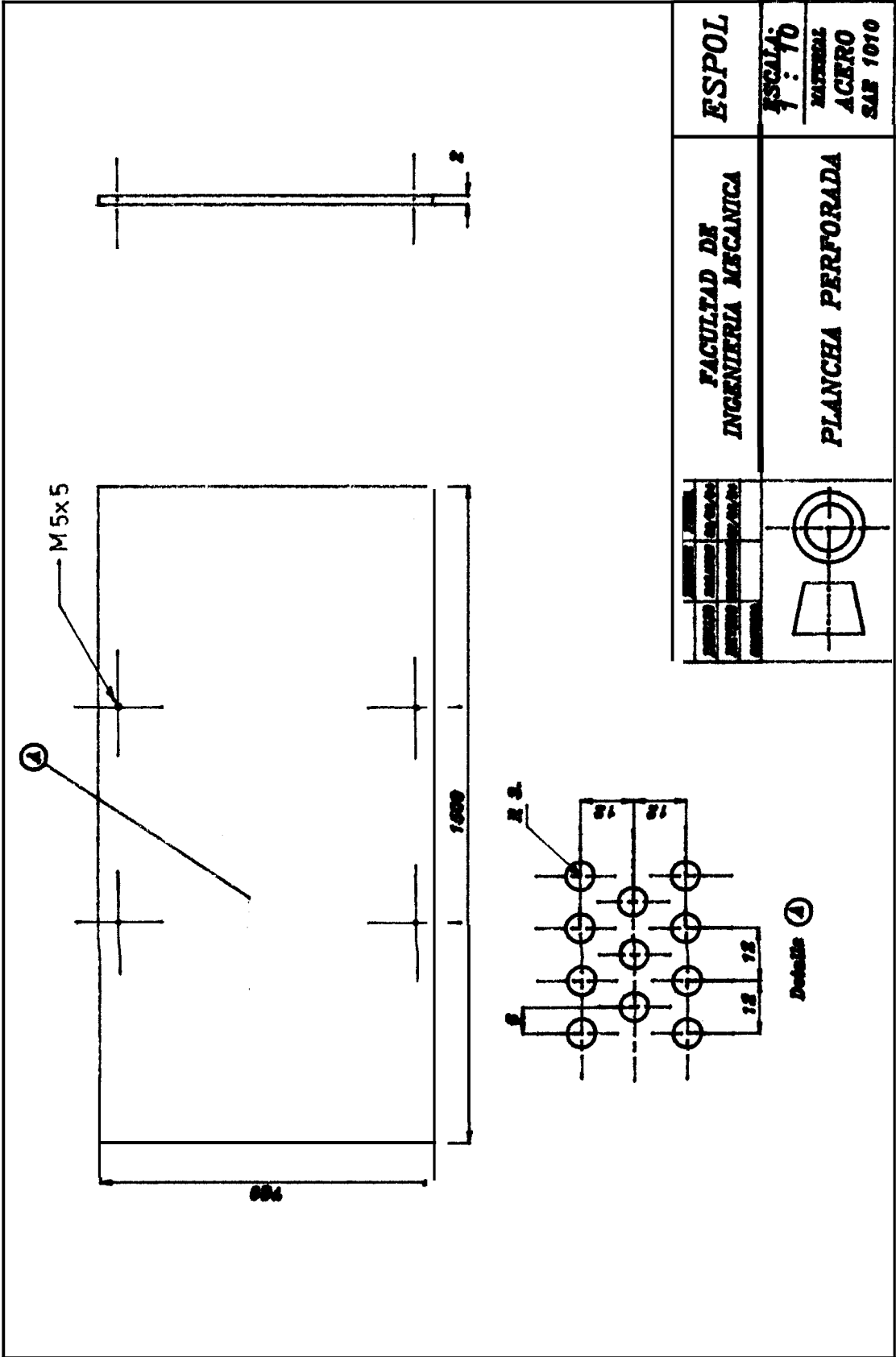


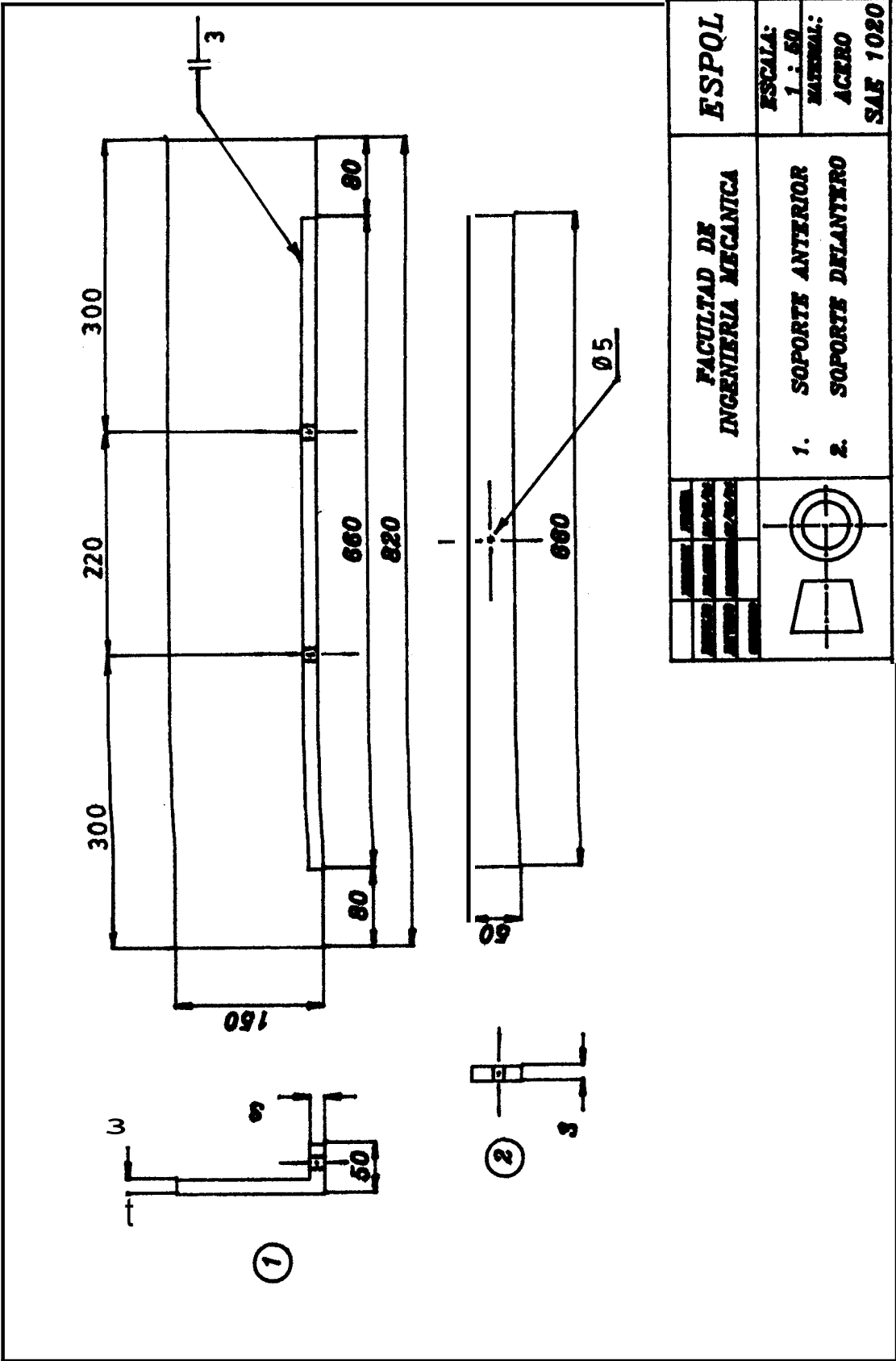
CUERPO DEL SEPARADOR

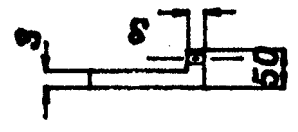
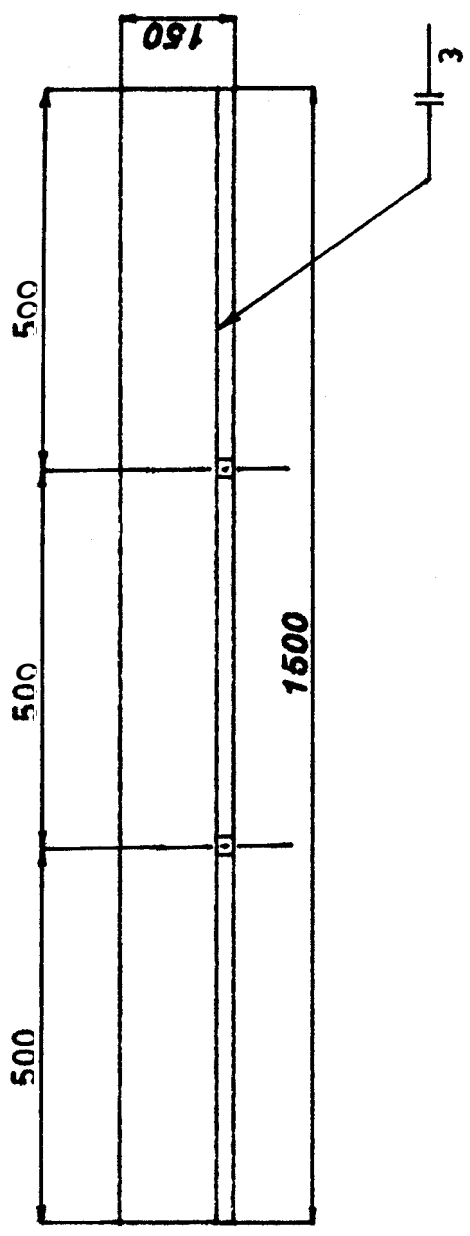
ESCALA:  
1 : 20


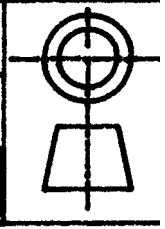
MATERIAL:  
ACERO  
SAE 1010

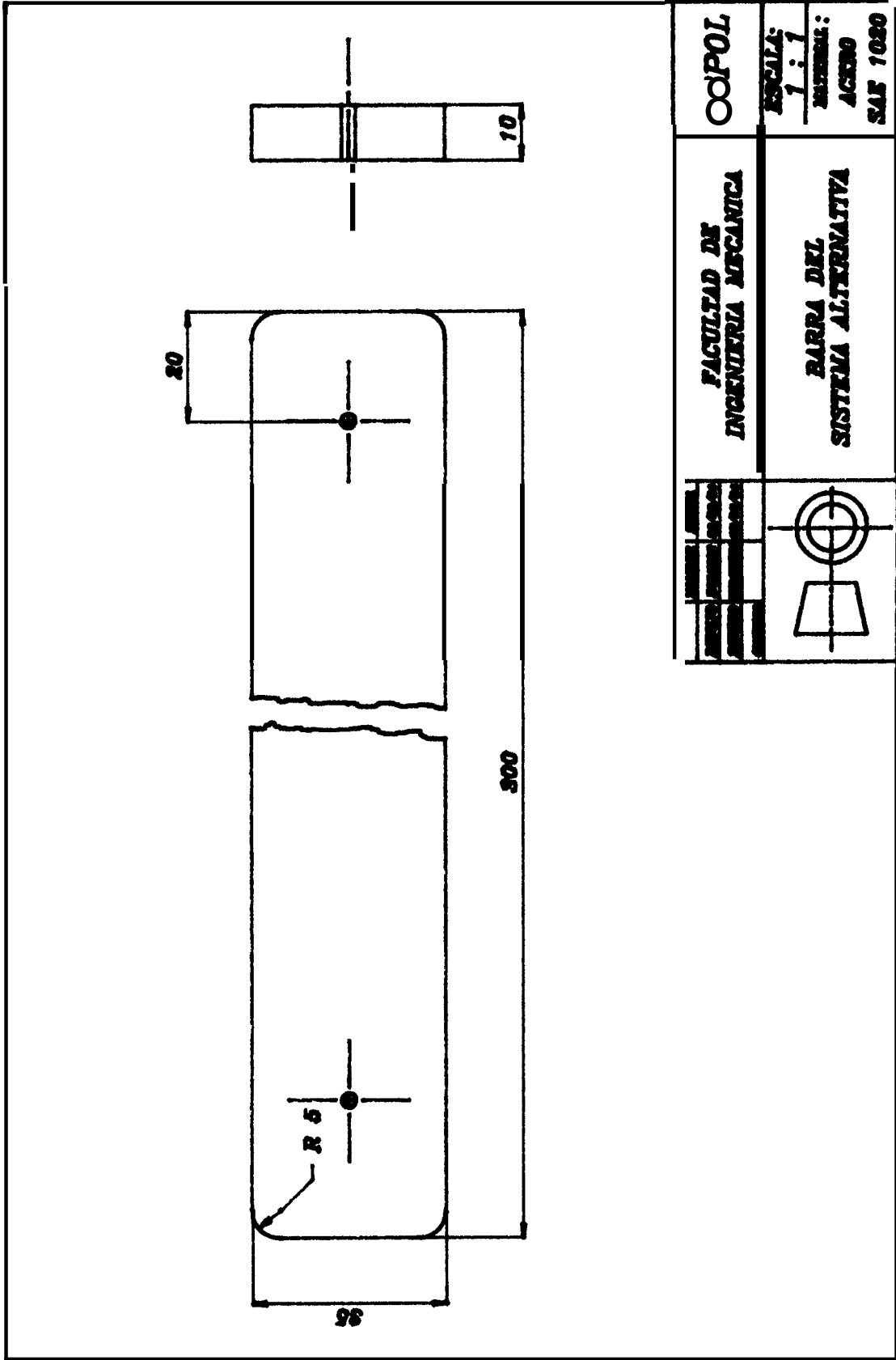




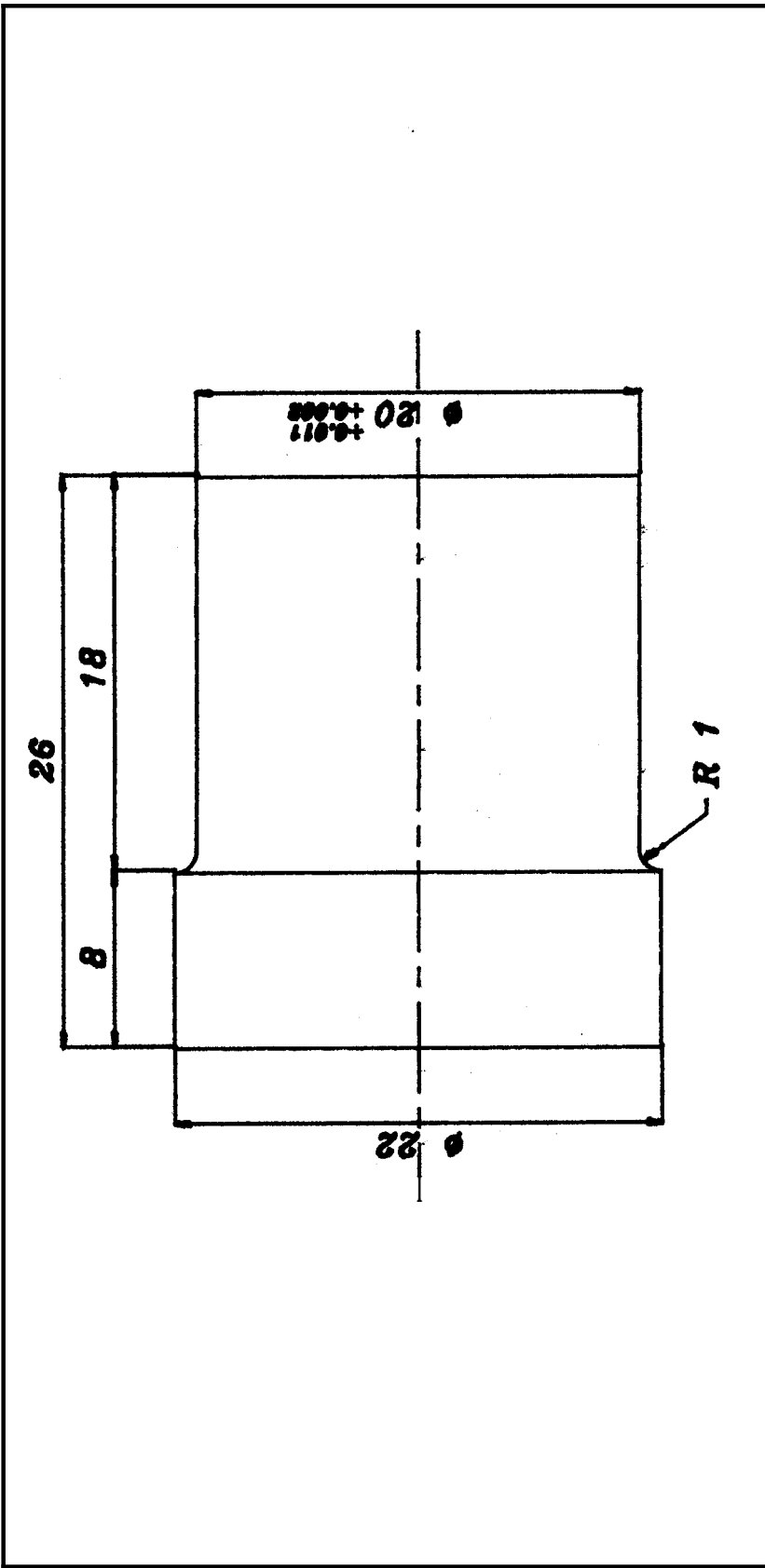


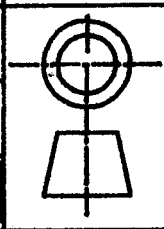


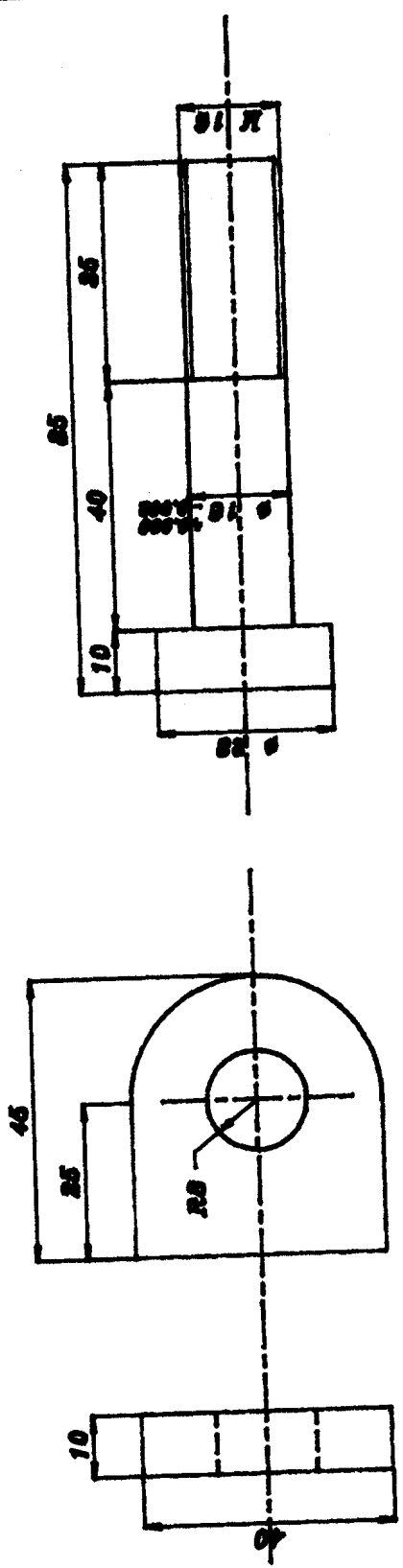
	<b>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA</b>	<b>ESPOL</b>
	<b>SOPORTES LATERALES</b>	<b>ESCALA:</b> 1 : 1.78 <b>NUMERO:</b> ACERO SAP 1000




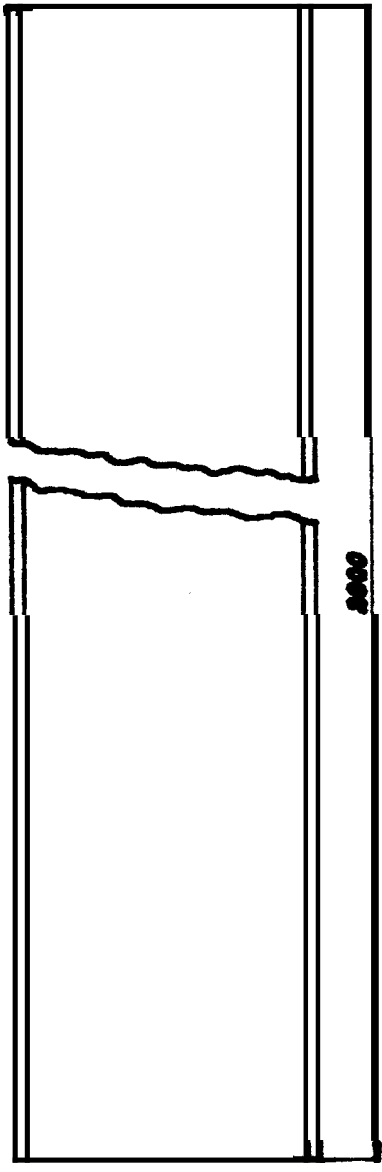
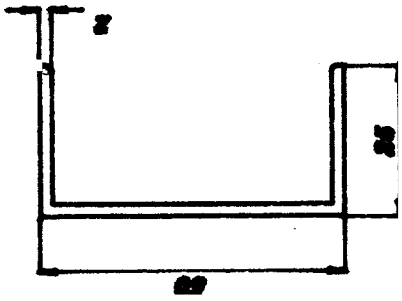
	<b>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA</b>	<b>OOPOL</b>
	<b>BARRA DEL SISTEMA ALTERNATIVA</b>	<b>ESCALA: 1 : 1</b> <b>MATERIAL: ACERO SAE 1020</b>



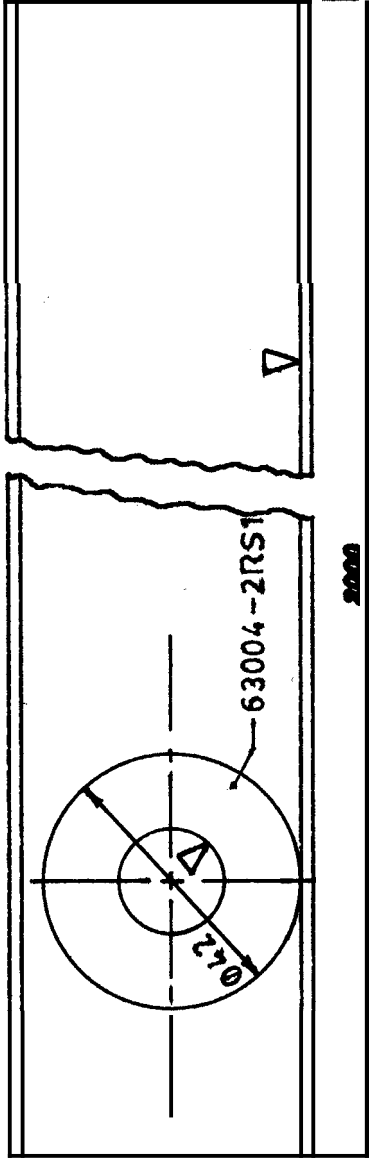
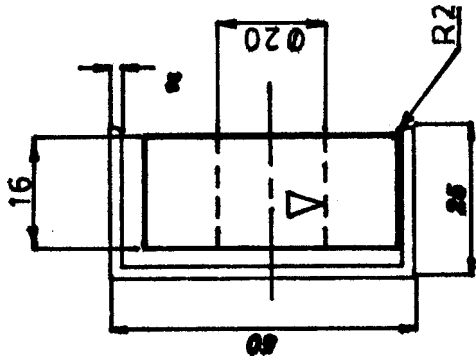
ESPOL ESCALA: 4 : 1	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
MATERIAL: ACERO	EJE DE RUEDA	
SAE 1020		



ESPOL ESCALA: 1:1 MATERIAL: ACERO SAE 1088	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
OREJA Y PIN		

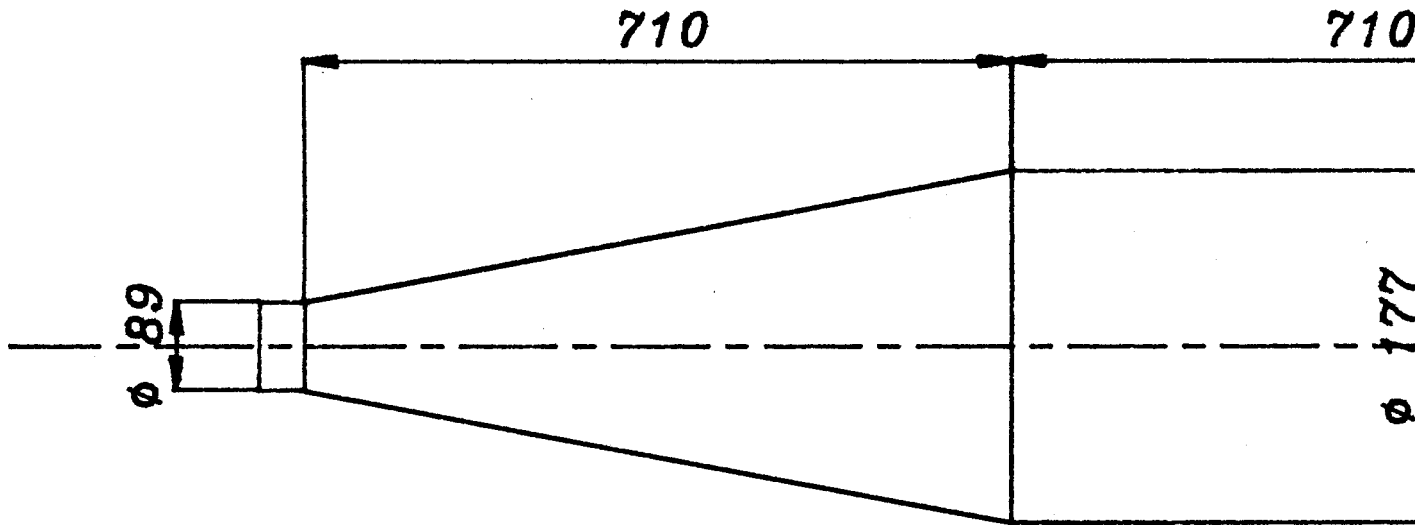


ESCALA: <b>1 : 20</b> MATERIAL: <b>ACERO</b> SAE 1020	<b>ESPOL</b>	FACULTAD DE <b>INGENIERIA MECANICA</b>	TITULO <b>RIEL DEL SEPARADOR</b>
	<b>RIEL DEL SEPARADOR</b>		



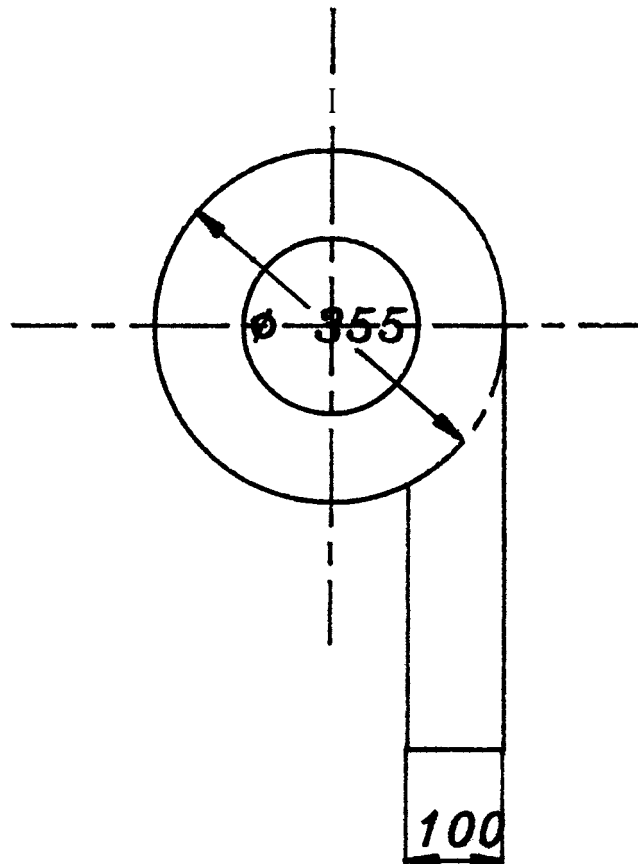
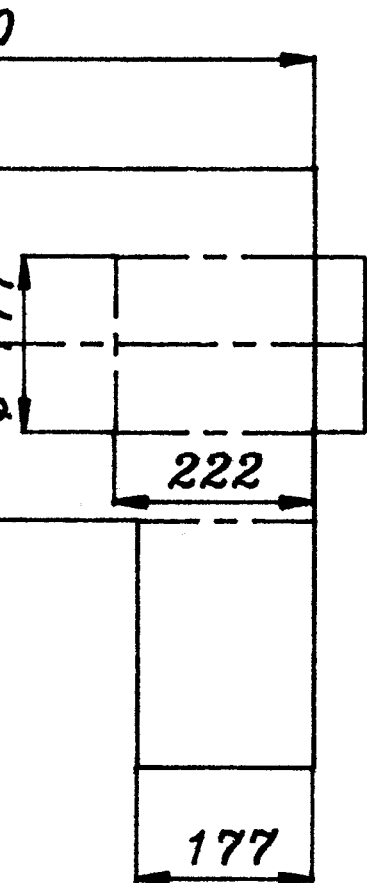
<table border="1"> <tr> <td>PROFESOR</td> <td>FECHA</td> </tr> <tr> <td>ALUMNO</td> <td>FECHA</td> </tr> <tr> <td>GRUPO</td> <td>FECHA</td> </tr> <tr> <td>ASIGNATURA</td> <td>FECHA</td> </tr> </table>	PROFESOR	FECHA	ALUMNO	FECHA	GRUPO	FECHA	ASIGNATURA	FECHA	<b>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA</b>	<b>ESPOL</b>
PROFESOR	FECHA									
ALUMNO	FECHA									
GRUPO	FECHA									
ASIGNATURA	FECHA									
	<b>RIEL DEL SEPARADOR</b>	<b>ESCALA: 1 : 20</b> <b>MATERIAL ACERO SAE 1040</b>								





DIB
REV
COM

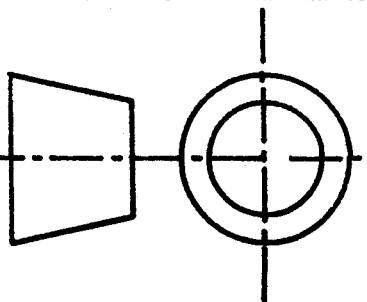




	NOMBRE	FECHA
PROYECTO	BUJO	BOLANOS 25/05/04
REVISOR	HELGUERO	27/05/04
APROBADO		

FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA

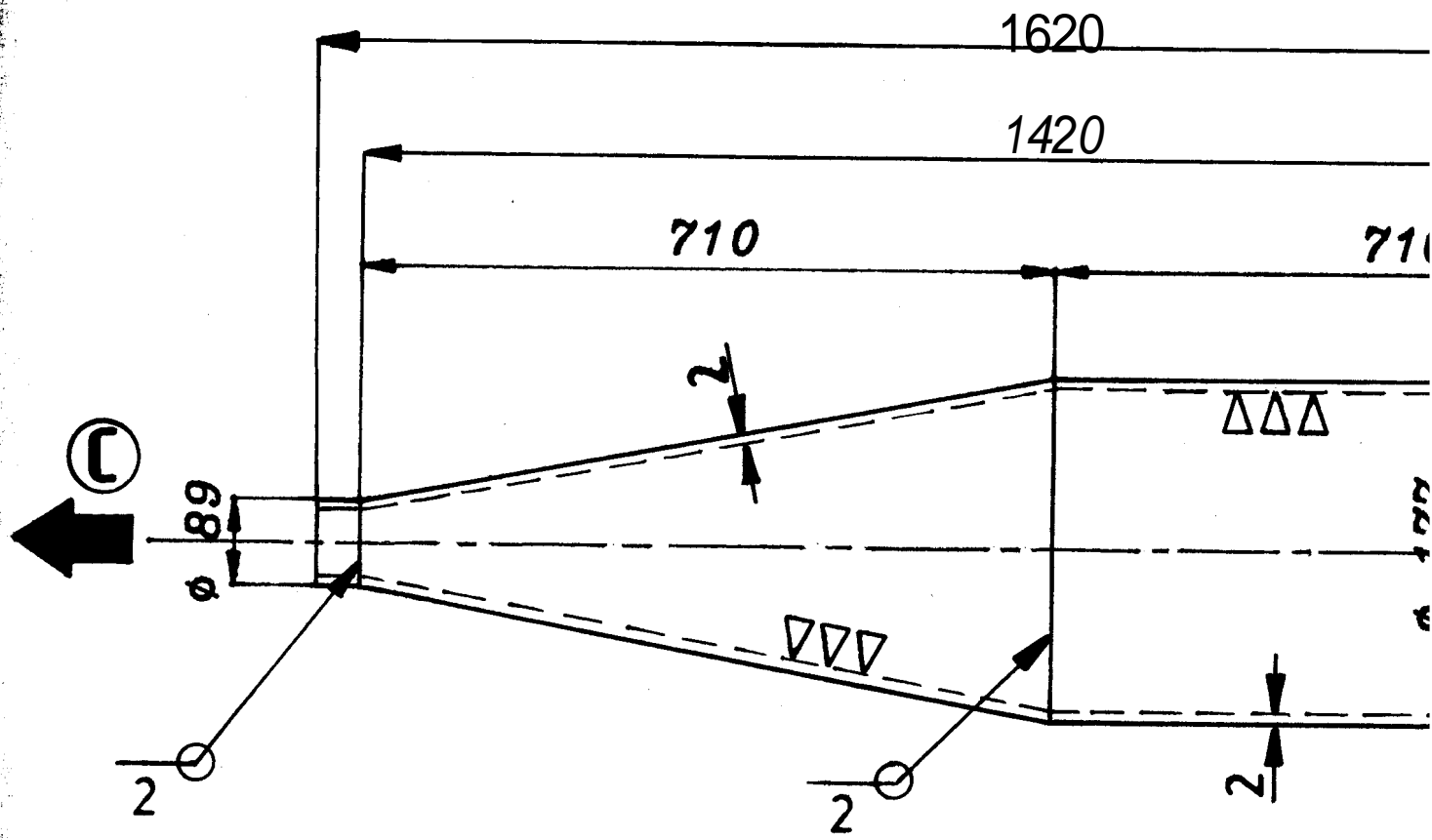
*ESPOL*



*SEPARADOR DE CICLON*

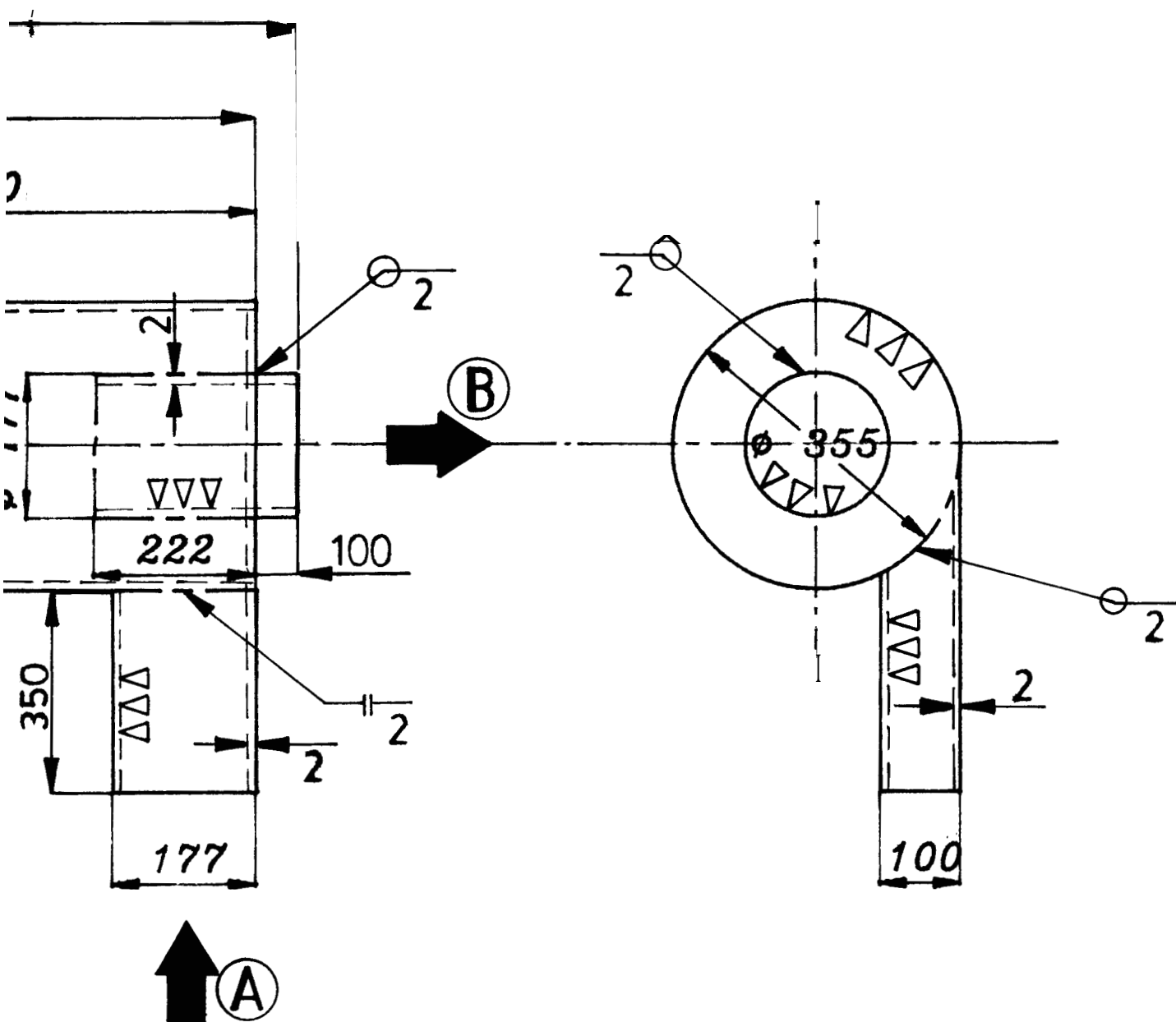
ESCALA:  
1 = 10

MATERIAL:  
ACERO  
SAE 1010



TROZOS GRUESOS + GERMEN + HARINA	A
HARINA	
GRUESOS + GERMEN	C

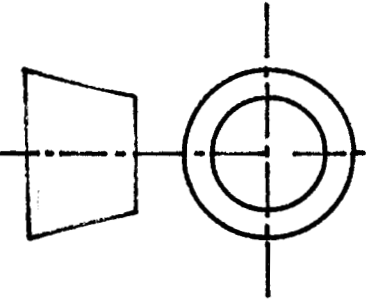
DIE  
RE  
COM



	NOMBRE	FECHA
BUJO	BOLANOS	26/06/94
REVISOR	HELGUERO	27/06/94
PROFESOR		

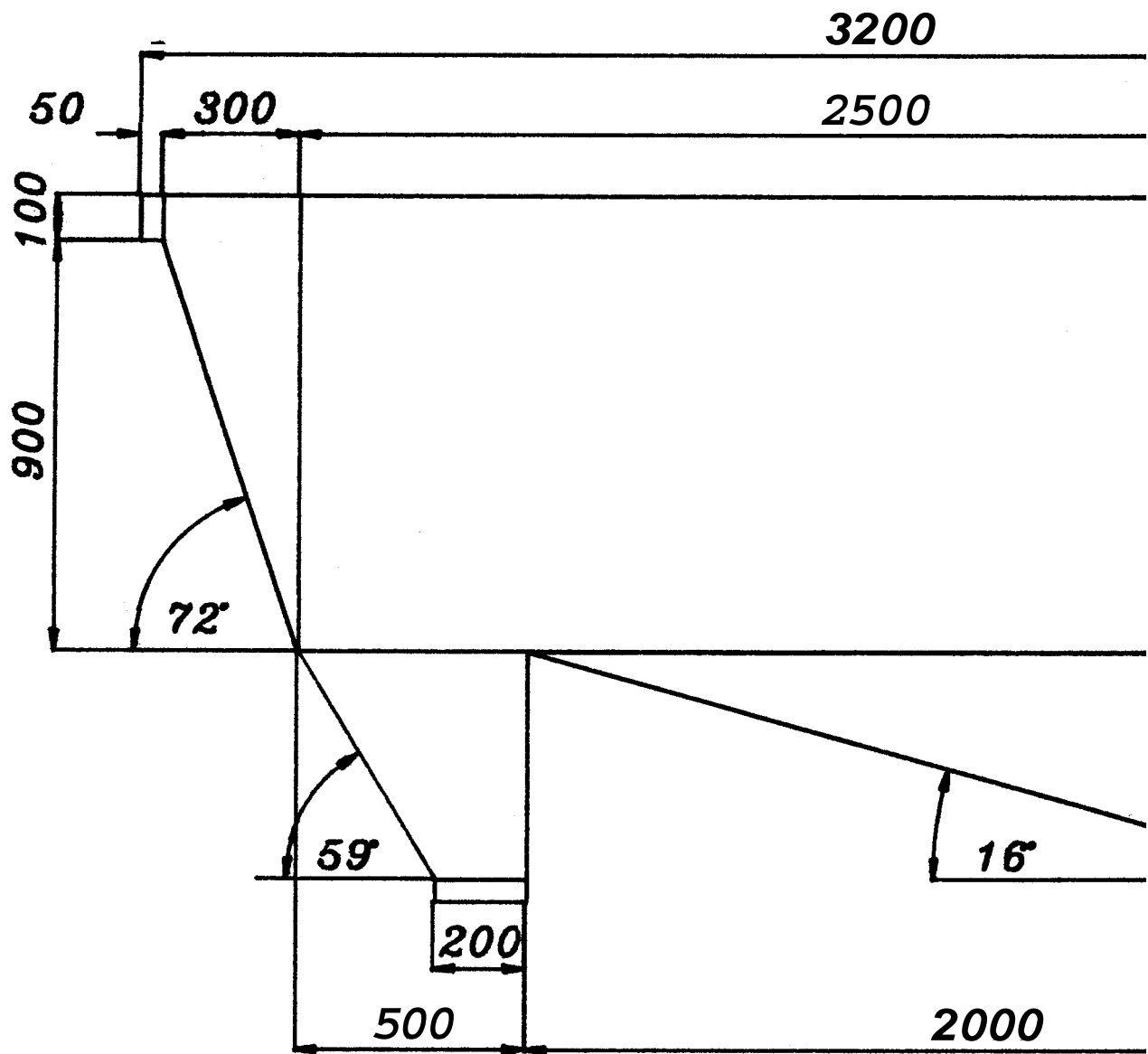
FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA

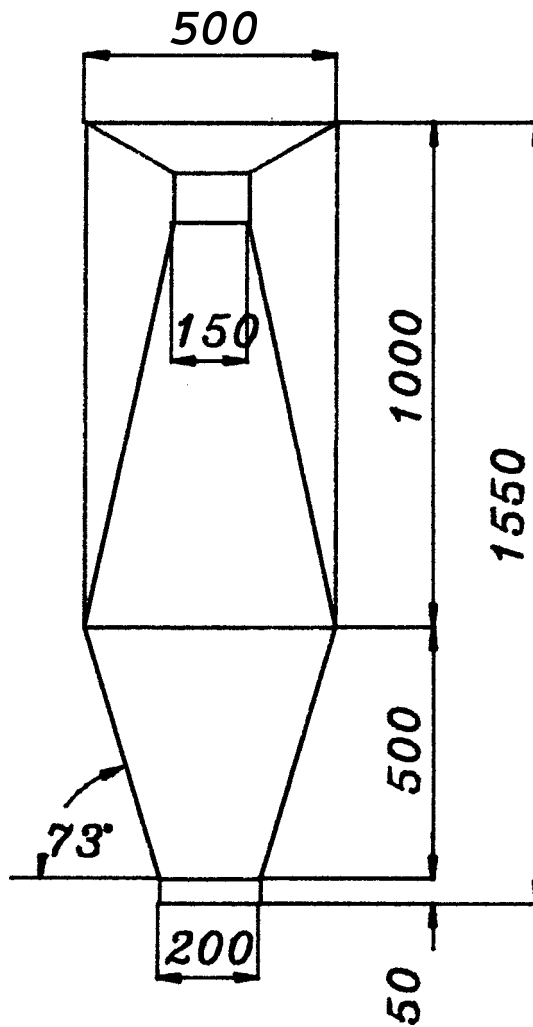
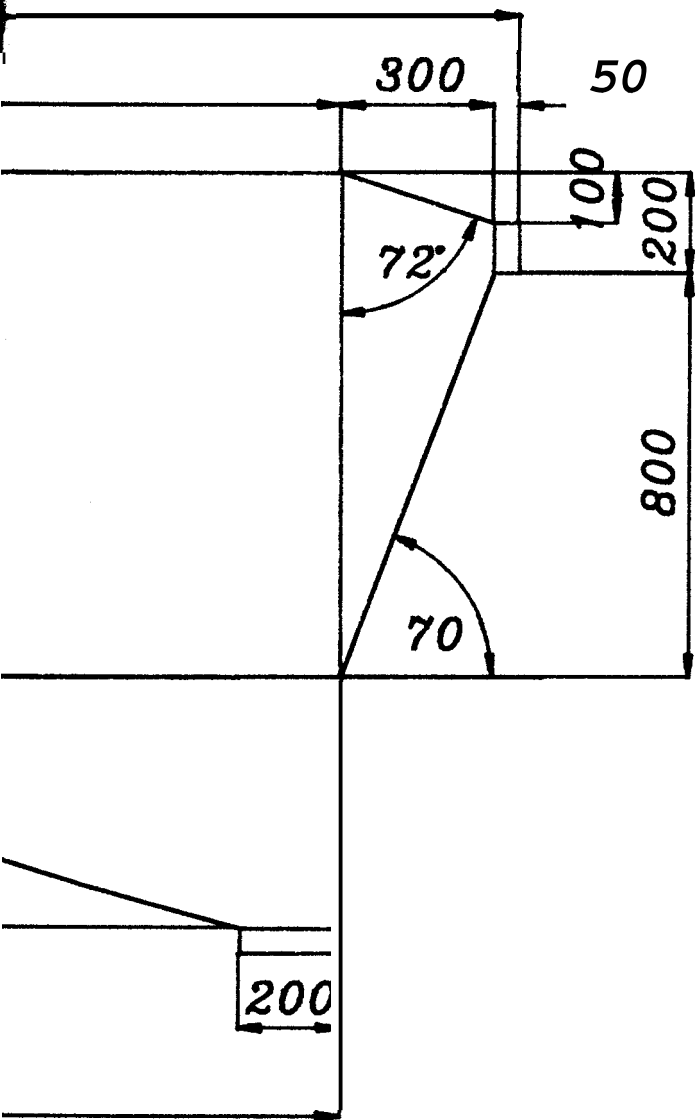
ESPOL



SEPARADOR DE CICLON

ESCALA:  
1 : 10  
MATERIAL:  
ACERO  
SAE 1010

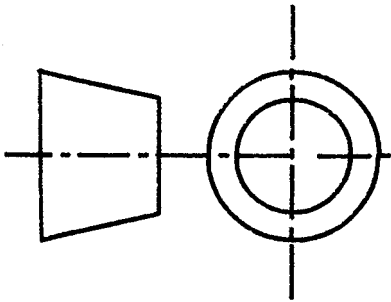




	NOMBRE	FECHA
DIBUJO	BOLANOS	26/05/94
REVISO	HELGUERO	27/05/94
COMPROBO		

FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA

ESPOL



Caja DE SEDIMENTACION  
DE PARTICULAS

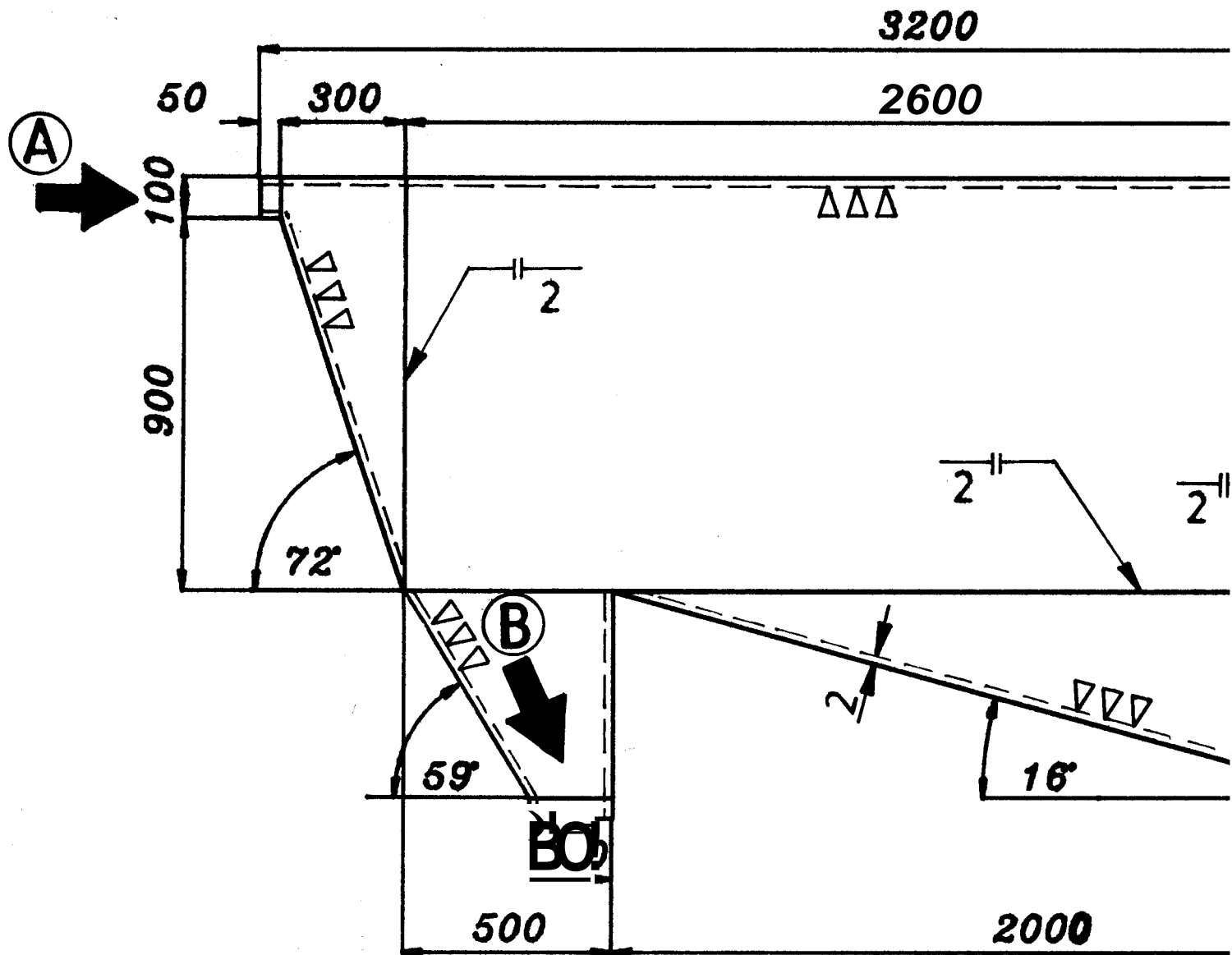
ESCALA:

1 : 15

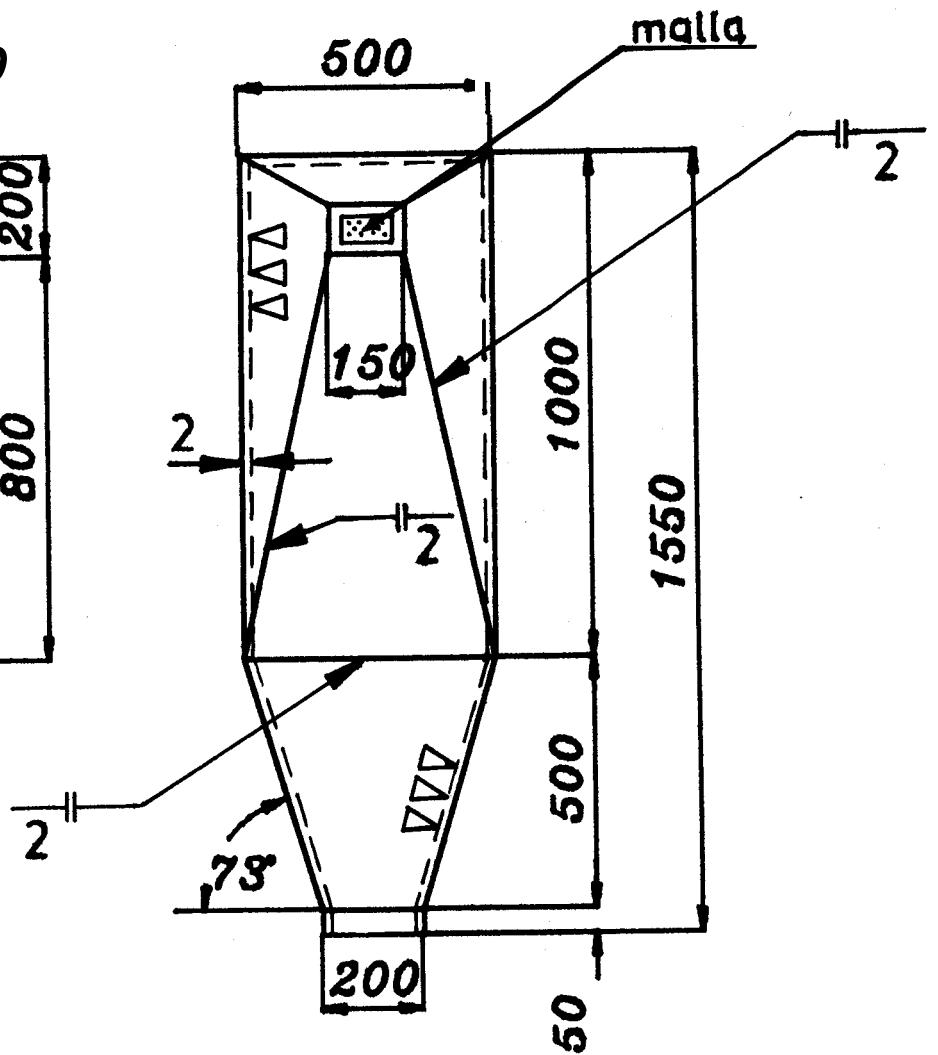
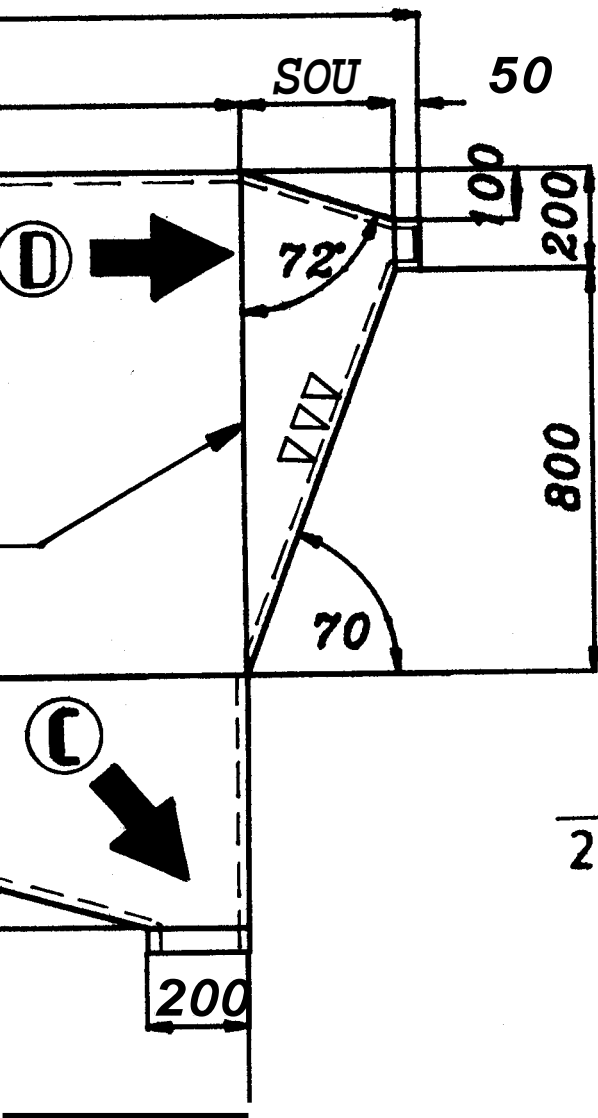
MATERIAL:

ACERO

SAE 1010



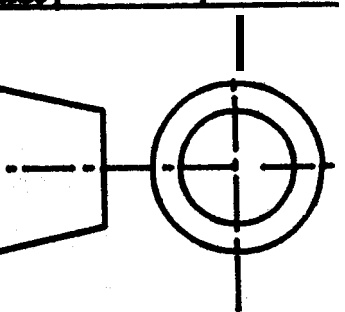
A	GRUESOS+GERMEN	DIBU
B	GRUESOS	REV
C	GERMEN	CONT
D	AIRE	+



NOMBRE	FECHA
DOLANOS	26/05/04
WELGUERO	27/05/04

FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA

ESPOL



CAJA DE SEDI'ENTACION  
DE PARTICULAS

ESCALA:

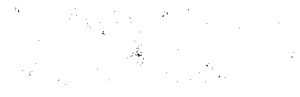
1 : 15

MATERIAL:

ACERO

SAE 1010



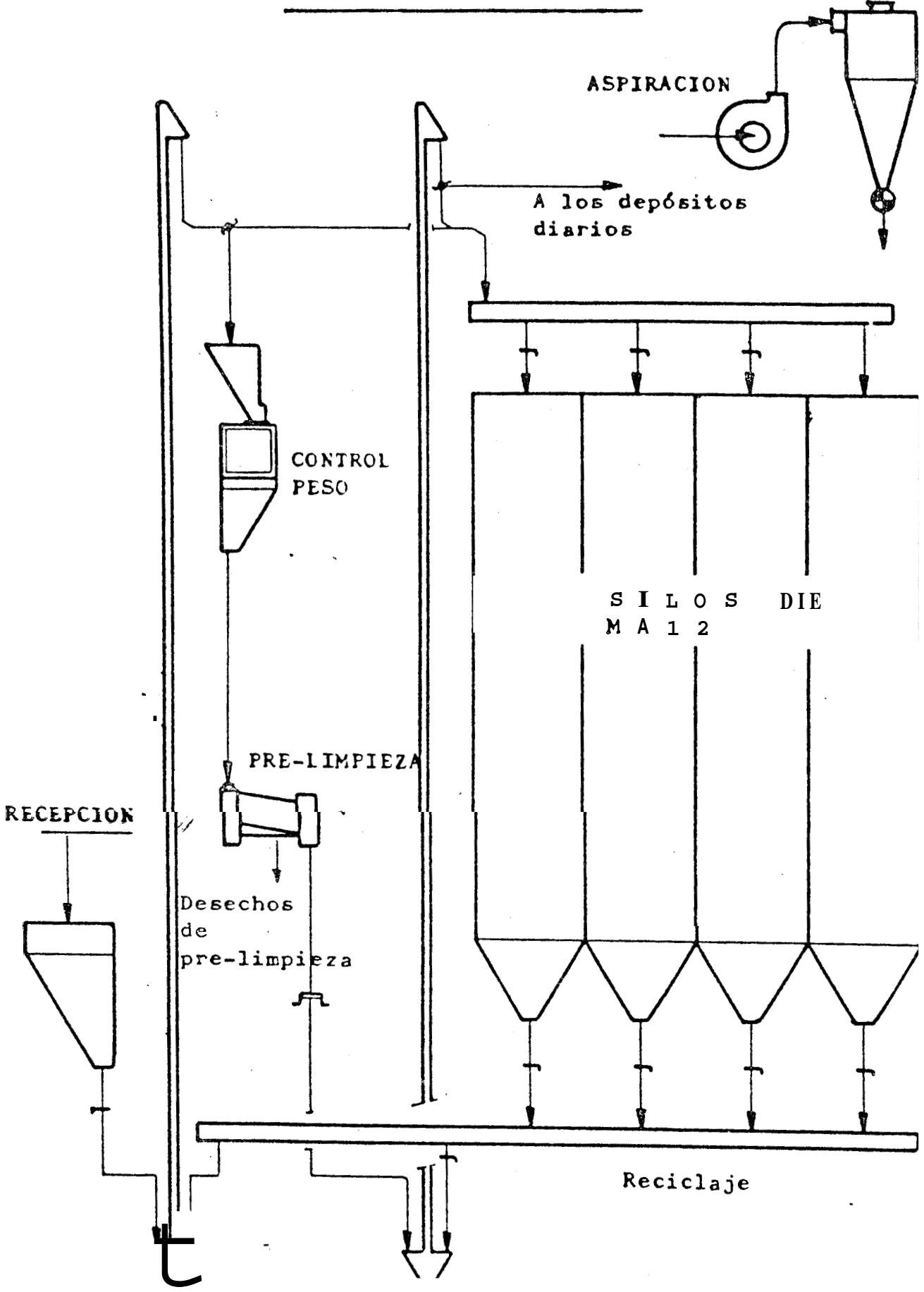


REVISTA DE INVESTIGACIONES  
CIENTÍFICAS Y TECNOLÓGICAS

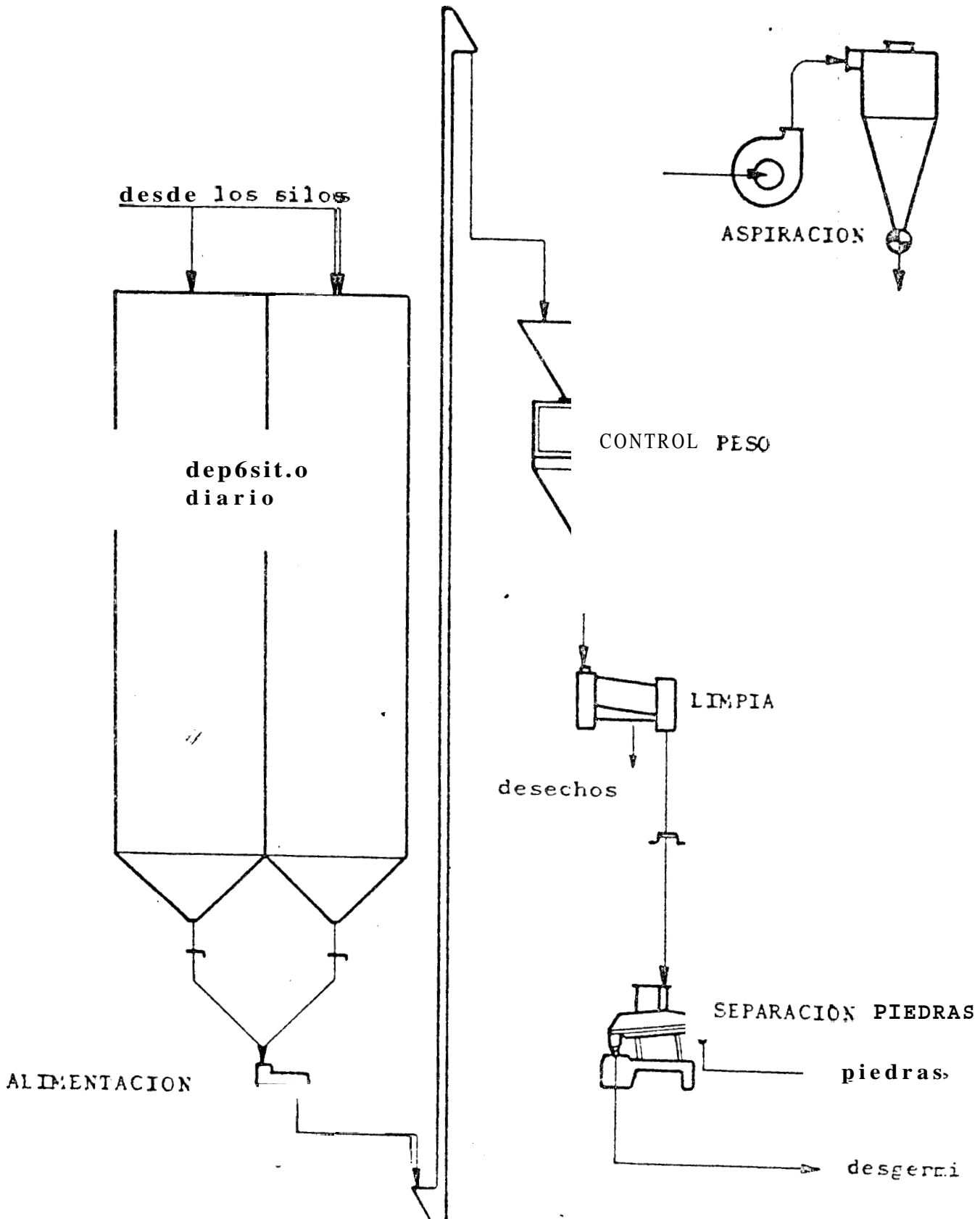
**B I B L I O G R A F ' I A**



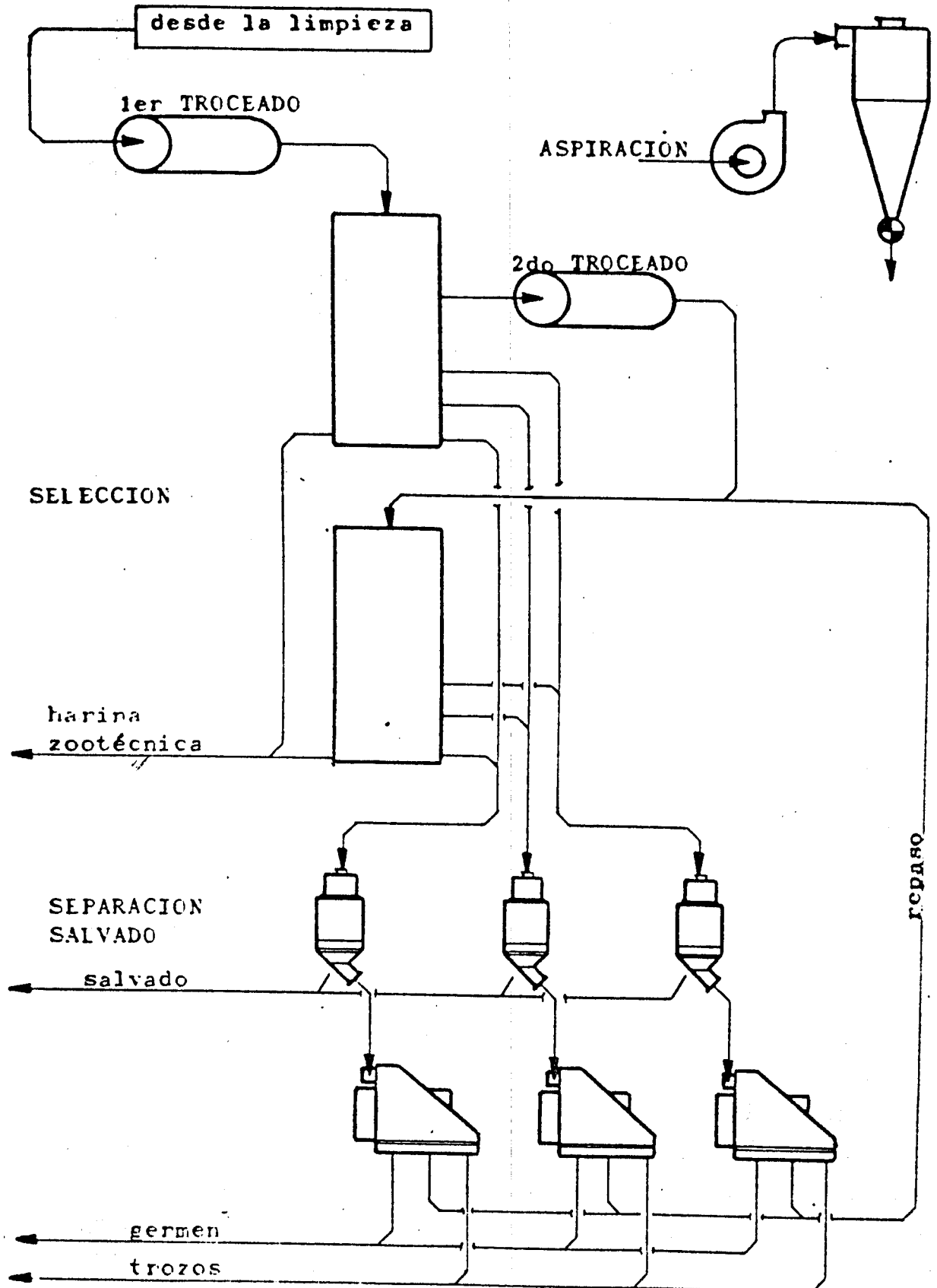
## PRE - LIMPIEZA



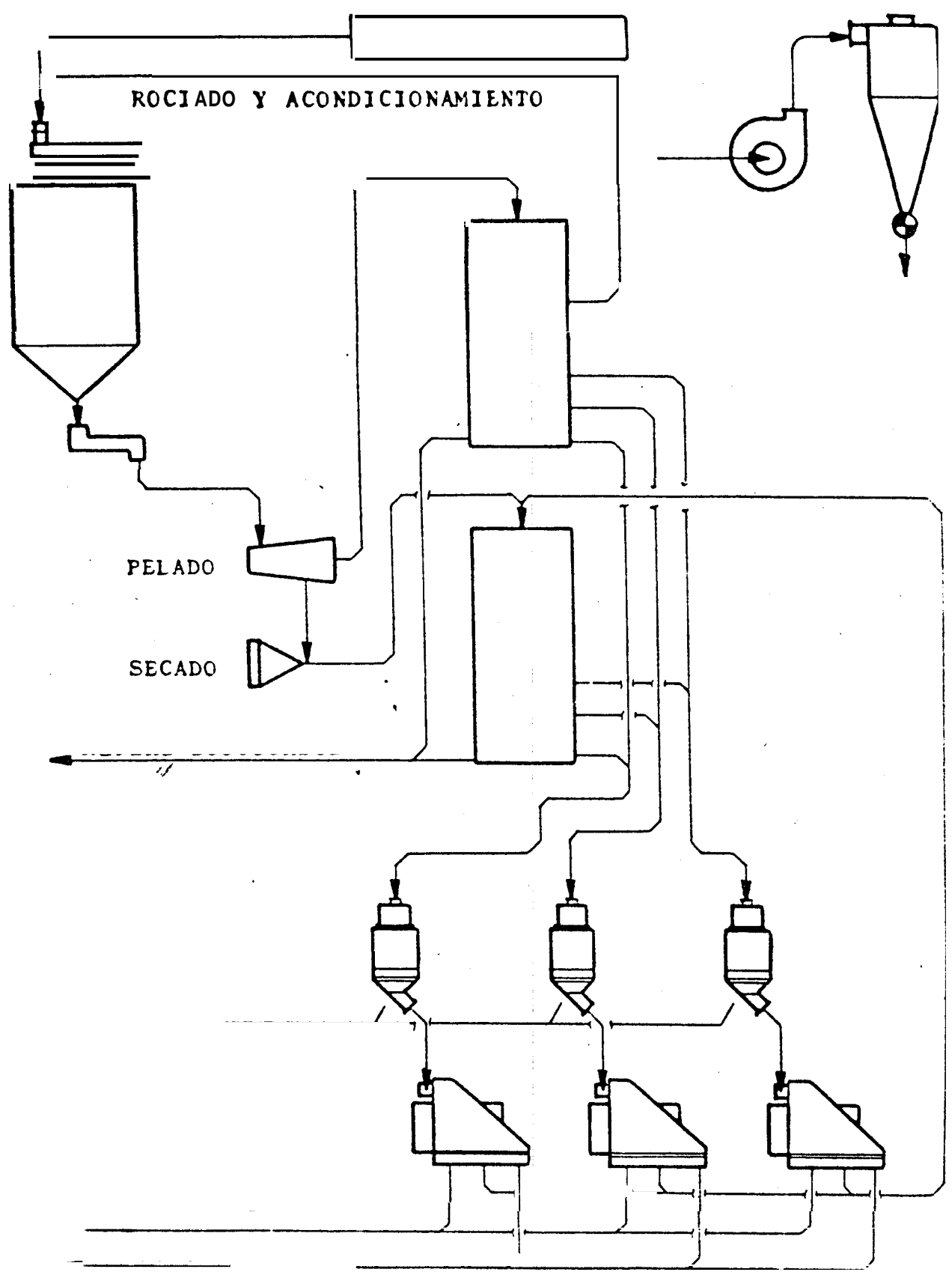
## L I M P I E Z A



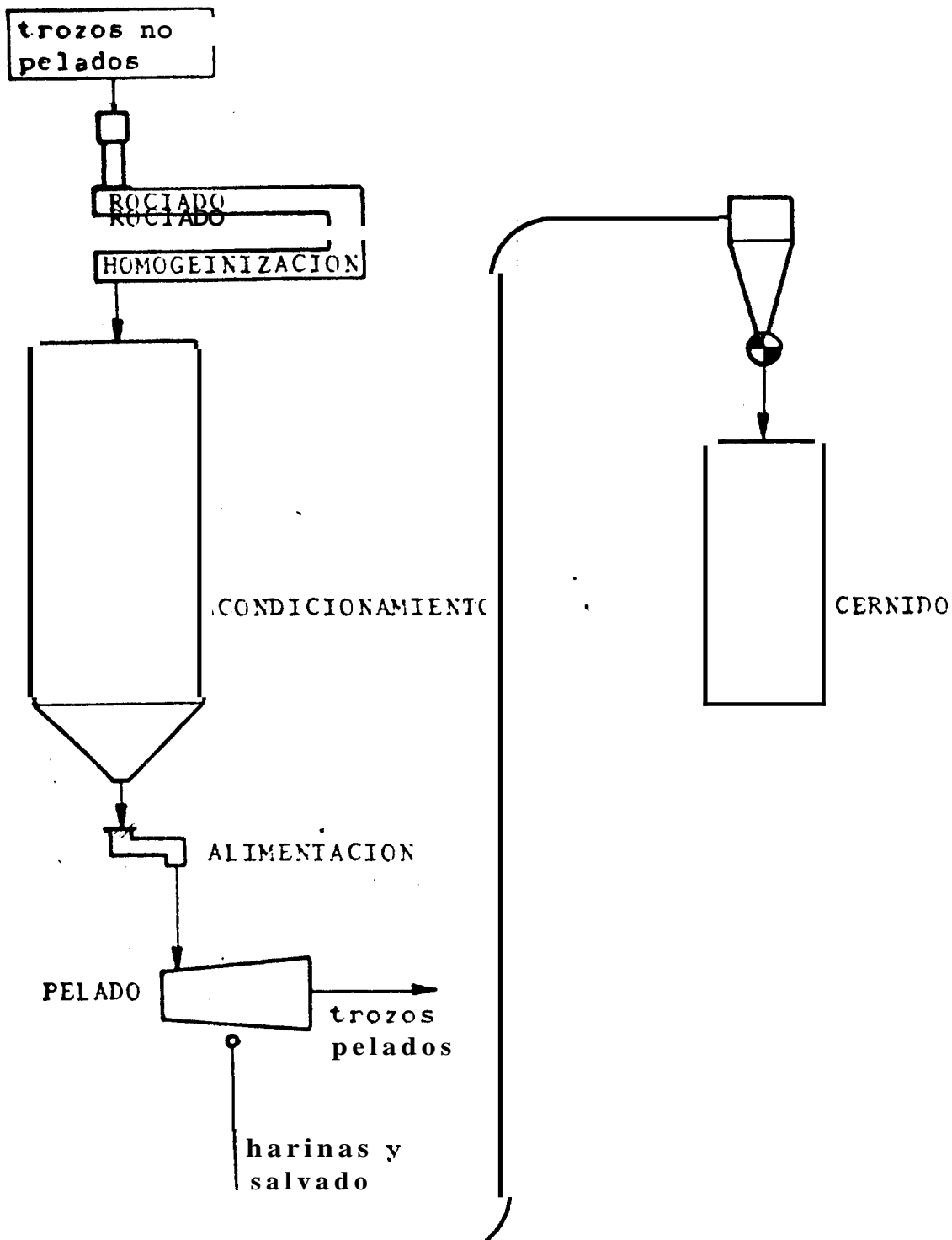
## DESGERMINACION POR VIA SECA

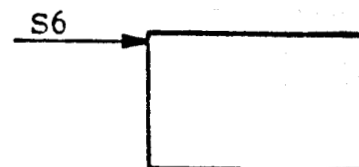
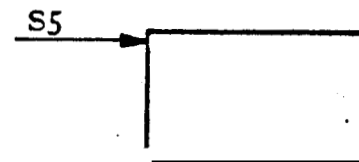
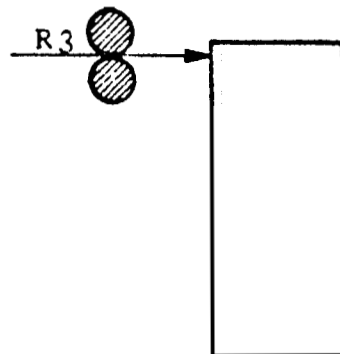
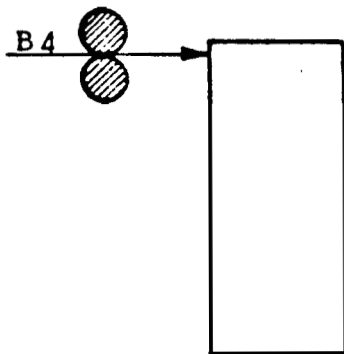
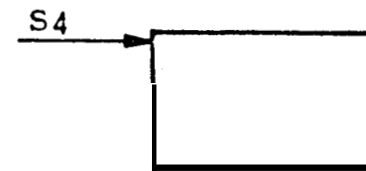
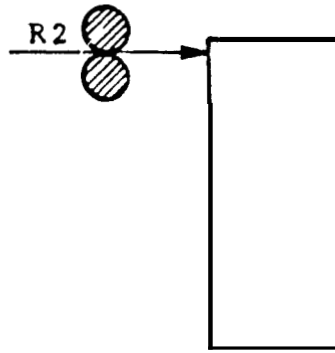
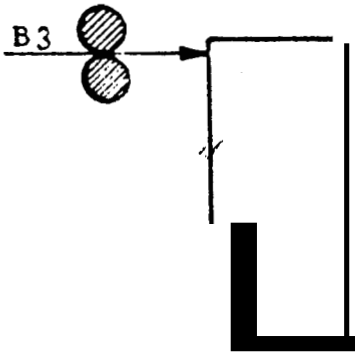
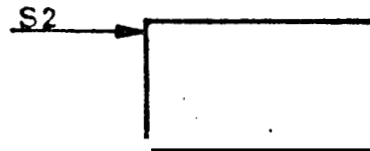
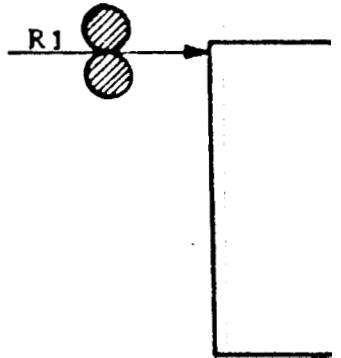
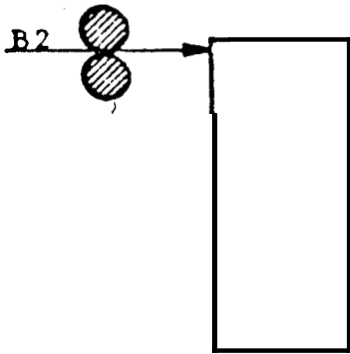
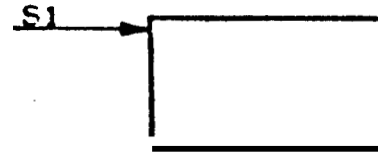
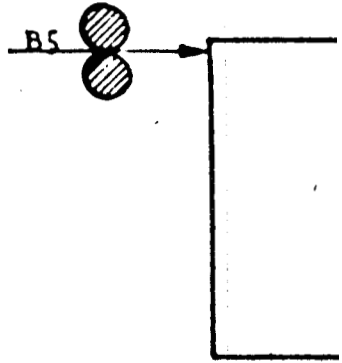
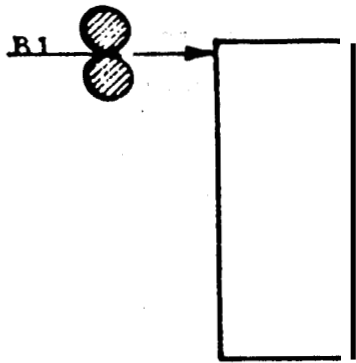


## DESGERMINACION POR VIA PARCIALMENTE HUMEDA



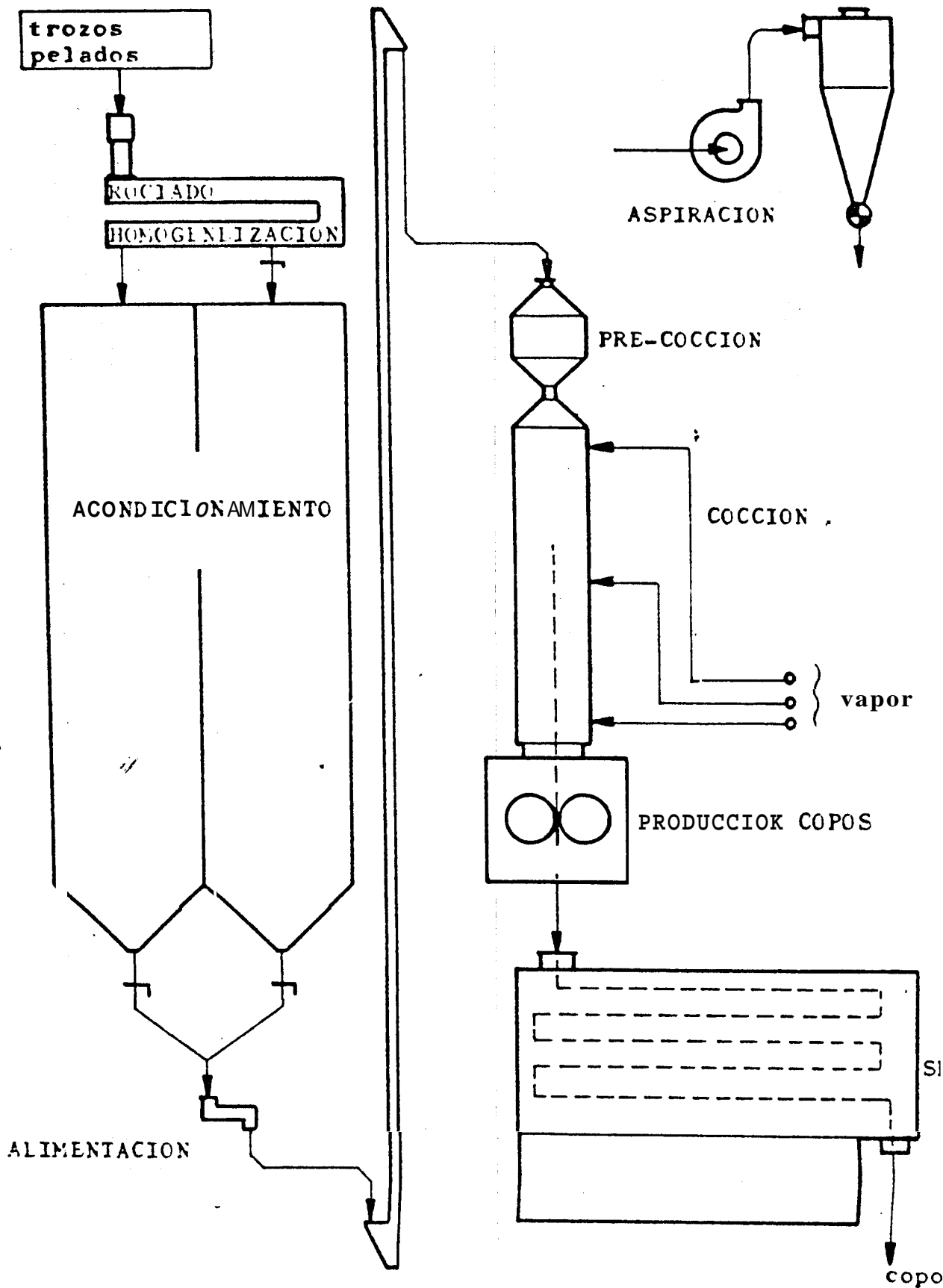
## PELADURA DE TROZOS OBTENIDOS POR VIA S'ECA







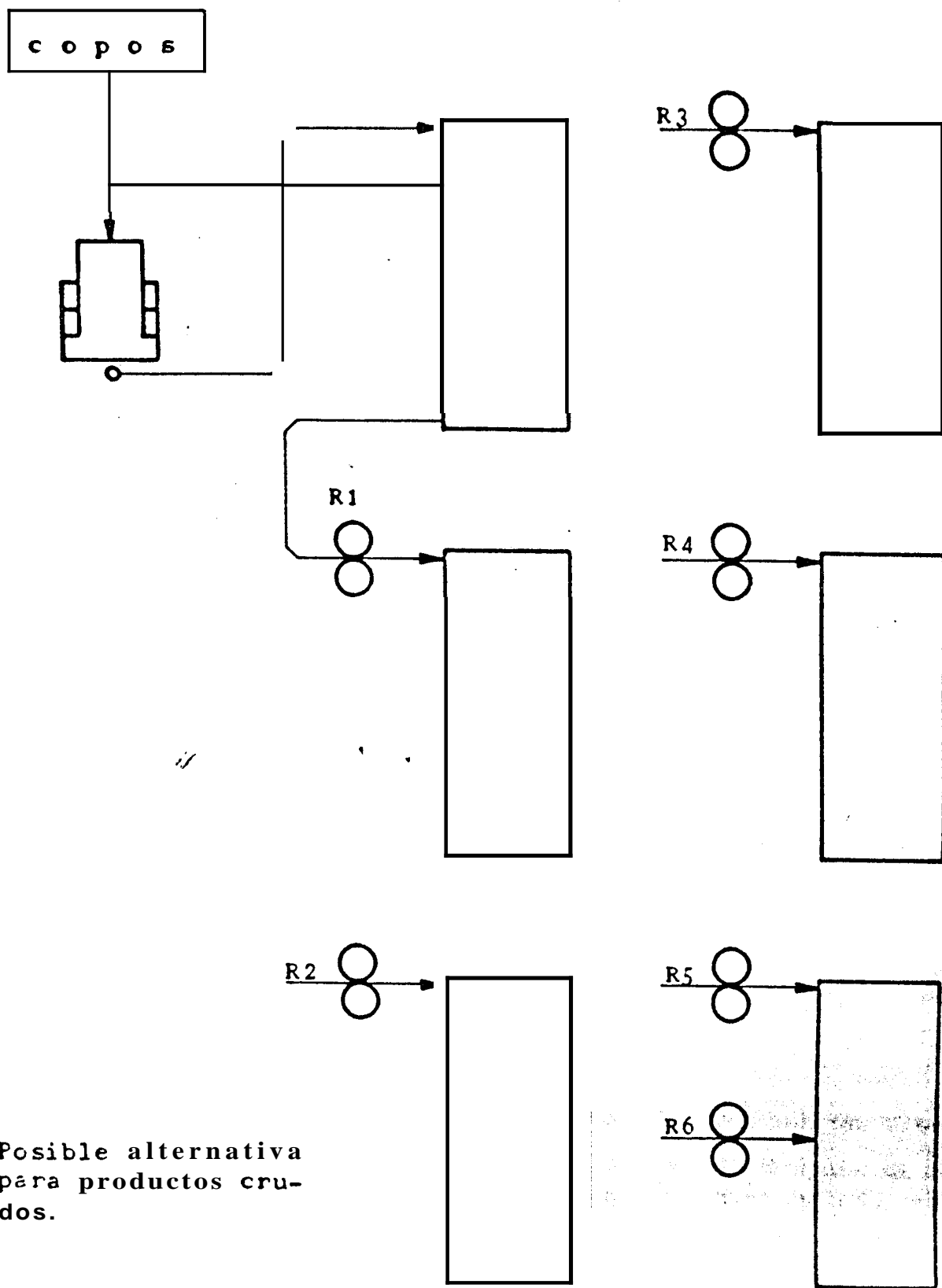
## PRE - GELATINIZACION PRODUCCION COPOS



## MOLIENDA COPOS

---

(Refinación)⚡



⚡ Posible alternativa para productos crudos.

OCISA

TABLAS DE POTENCIAS, ENERGIA ELECTRICA Y CONSUMOS DE AGUA Y VAPOR REQUERIDOS POR CADA TONELADA DE CAPACIDAD HORARIA.

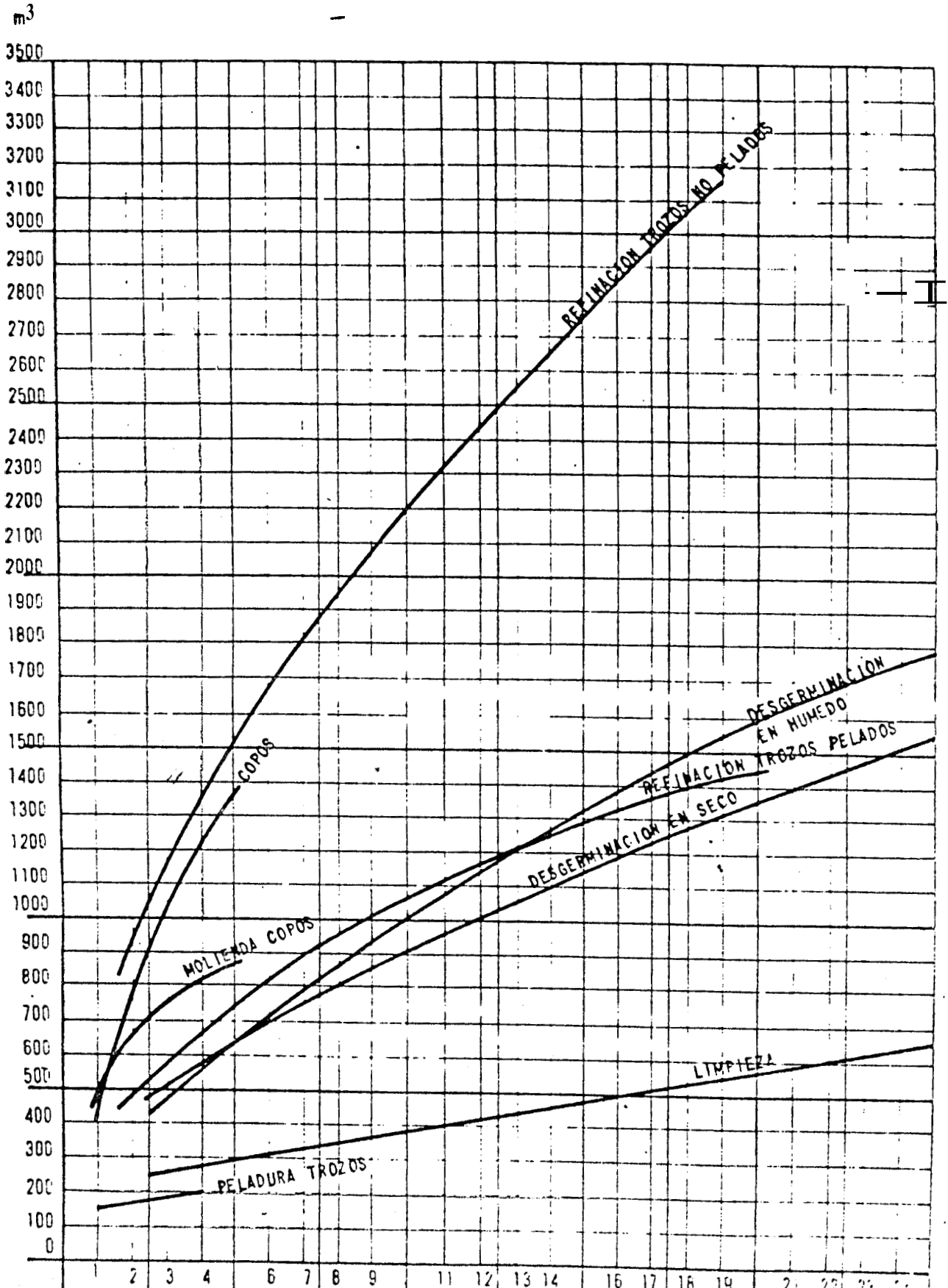
	POTENCIA		absorbida	agua	vapor
	instalada	ENERGIA			
1. Limpieza	3 kw	2,5 kw/h	-	-	-
2. Desgerminación en seco	25 kw	18 kw/h	-	-	-
3. Desgerminación en húmedo	42 kw	29 kw/h	100 lt	120 kg	-
4. Peladura y troceado	26 kw	18 kw/h	70 lt	85 kg	-
5. Refinación trozos obtenidos con desg. en seco	41 kw	28 kw/h	15 lt	-	-
Refinación trozos obtenidos con desg. en húmedo	35 kw	23 kw/h	-	-	-
6. Producción copos	53 kw	37 kw/h	180 lt	240 kg	-
7. Molienda copos	80 kw	60 kw/h	-	-	-

● vapor saturado seco a 7 atm.

NOTA: Los puntos 1-2-3 se refieren a una tonelada de maíz.

Los puntos 4-5-6-7 se refieren a una tonelada de trozos. El punto 4 debe considerarse solo cuando después de obtener los trozos por vía seca se requiere sean pelados como indicado a página 17.

METROS CUBICOS EDIFICABLES NECESARIOS PARA CADA SECCION Y REFERIDOS A CAPACIDADES HORARIAS EXPRESADAS EN TOHLLADAS



## **BIBLIOGRAFIA**

1. Norman W. Desrosier, **Elementos de Tecnología de Alimentos**, 2da. edición; Mexico: Editorial Continental, 1984.
2. Manual Ocrim, **Molienda de Maiz**, Cremona, Italia, Ocrim S.P.A.
3. Manual Ocrim, **El Maiz y sus Procesos de Industrialización**, Cremona, Italia, Ocrim S.P.A.
4. G. Ekstrom, J.B. Liljedhal, M. Peart, **Thermal Expansion and Tensile Properties of Corn Kernels and their Relationship to Cracking During Drying**, ASAE, Volumen 9 N.4 Michigan, USA, 1966.
5. A. Srivastava, F. Herum, K. Stevens, **Impact Parameters Related to Physical Damage to Corn Kernel**, ASAE, Volumen 19 N.6, Michigan, USA, 1976.
6. M. Tsang-Mui-Chung, L.R. Verma, M.E. Wright, **A Device for Friction Measurement of Grains**, ASAE, Volumen 27 N.6, Michigan, USA, 1984.
7. J.E. Brubaker, J. pos, **Determining Static Coefficients of Friction of Grains on Structural Surfaces**, ASAE, Volumen 8 N.1, Michigan, USA, 1965.
8. W.G. Bickert, F.H. Buelow, **Kinetic Friction of Grains on Surfaces**, ASAE, Volumen 9 N.1, Michigan, USA, 1966.
9. J.B. Uhl, B. Lamp, **Pneumatic Separation of Grain and Straw Mixtures**, ASAE, Volumen 9 N.2, Michigan, USA, 1966.
10. Alvaro Castillo Niño, **Almacenamiento de Granos: Aspectos Técnicos y Económicos**, 2da. Edición; Colombia:

- Editorial Ediagro, 1984.
11. Badger y Banchemo, **Introducción a la Ingeniería Química**, Mexico: McGraw-Hill, 1970.
  12. Gavilanez Jimenez, **Diseño y Construcción de un Secador de Arroz**, Tesis de Grado, Facultad de Ingeniería en Mecánica, 1989.
  13. Hamilton Mabie, Fred Ocvirk, **Mecanismos y Dinámica de Maquinaria**, Mexico: Limusa, 1981.
  14. Joseph Shigley, Charles Mischke, **Diseño en Ingeniería Mecánica**, Mexico: McGraw-Hill, 5ta edición, 1990.
  15. Robert Juvinall, **Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica**, Mexico: Limusa, 1ra edición, 1991.
  16. A. Deutschman, W. Michels, C. Wilson, **Diseño de Máquinas**, Mexico: Continental, 4ta edición, 1991.
  17. Ferdinand L. Singer, **Resistencia de Materiales**, Mexico: Harla S.A., 3ra edición, 1982.
  18. **Dibujo Mecánico**, Facultad de Ingeniería en Mecánica, Espol, 1988.
  19. Rodamientos, **SKP**, Catálogo General.
  20. E.P.A., **Control of Particulate Emissions**, Espol, Facultad de Ingeniería en Mecánica, 1993.
  21. Hesketh H.E., **Air Pollution Control**, Ann Arbor Science Publishers, 1979.
  22. Cz. Kanafójski, T. Karwowski, **Agricultural Machines: Theory and Construction**, Pwri, Varsovia, Polonia, Volumen 2, 1976.