

CALCULO Y DISEÑO  
DE UNA  
**BOMBA CENTRIFUGA**

PARA LA HDA.

"SAN AGUSTIN"— PROV. DEL COTOPAXI



# TESIS

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE  
INGENIERO EN LA ESPECIALIZACION DE  
ELECTROTECNIA DE LA ESCUELA POLI-  
TECNICA NACIONAL.

---

RAUL GUSTAVO LARREA R.

QUITO, JUNIO DE 1958

DIRECTOR DE TESIS:

*Walter Seligman*  
Ing. WALTER SELIGMAN

TRIBUNAL:

---

---

A MIS PADRES CON TODO CARIÑO

Para la presente tesis, se han tomado como base los datos, inclusive el perfil del terreno, proporcionados por el Ingeniero Dimitri Kakabadse, Contratista de la obra motivo de este estudio.

Por consiguiente, el autor, se ha limitado a dimensionar exactamente a base de cálculos, los elementos principales de la bomba.

DATOS SUMINISTRADOS:

Caudal Q a elevarse: . . . . 100 Lits/seg.

Elevación y longitud de la tubería de acuerdo con el perfil.

Altura sobre el nivel del mar: 3.000 m.

Area regada:

Al principio . . . . . 100 Ha.

Después . . . . . 200 Ha.

Aguas puras de vertiente,

Transformador propio a 1.000 m de la línea existente en la hacienda San Agustín.

Distancia de Latacunga . . . . . 30 Km.

Motor de anillos rozantes.

---

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

El agua constituye un factor principal en la producción agrícola. Si falta, el cultivo únicamente puede limitarse a pocas especies y su rendimiento es muy escaso. Como la precipitación pluvial no es suficiente en la zona en la cual se halla ubicada la hacienda San Agustín, y por no tener un régimen regular es necesario recurrir al riego a fin de obtener un mejor rendimiento de los suelos.

Es muy conocido que en muchos lugares del valle interandino, aumenta enormemente el valor de las tierras secas, mediante el riego. Por tanto, se justifica económicamente el realizar una inversión en una estación de bombeo a fin de tener agua suficiente que permita regar las tierras secas, que de otra manera eternamente quedarán inutilizadas.

De acuerdo con datos suministrados por la Caja Nacional de Riego, podemos decir, en una forma bastante aproximada, que se necesita un riego permanente de alrededor de 0,5 Lts/seg./Ha., a fin de garantizar un buen rendimiento de los suelos, según esto, para regar las 200 hectáreas se debe disponer de un caudal de:

$$0,5 \times 200 = 100 \text{ lts/seg.}$$

O sea que este caudal satisfecerá plenamente la necesidad del lugar.

Las bombas centrífugas instaladas en el país, son de construcción extranjera, ateniéndose las personas que ejecutan el proyecto, solamente a realizar el montaje de la bomba. Mediante el presente trabajo, que se limitará a diseñar la bomba centrífuga, necesaria para esta estación de bombeo, quiero demostrar que esta clase de máquinas se pueden calcular y siempre que se mejoren los dis

\*\*\*\*\*  
positivos de fundición, la precisión de los trabajos mecánicos y se provea el equilibrio dinámico del rodete, se puede construir en el Ecuador, lo cual constituye un anhelo para el futuro del país.

Cabe anotar, que el método a seguirse estará influenciado en gran parte por los cálculos de otros rodetes ya construídos. Aunque cada constructor de bombas centrífugas tiene su propio procedimiento de cálculo, los principios fundamentales son análogos.

TUBERIA:

A-B-C-D	245,45
D-E	22,75
E-F	13,60
F-G	16,00
G-	0,70
<b>TOTAL</b>	<b>298,50</b>

PERFIL DEL TERRENO

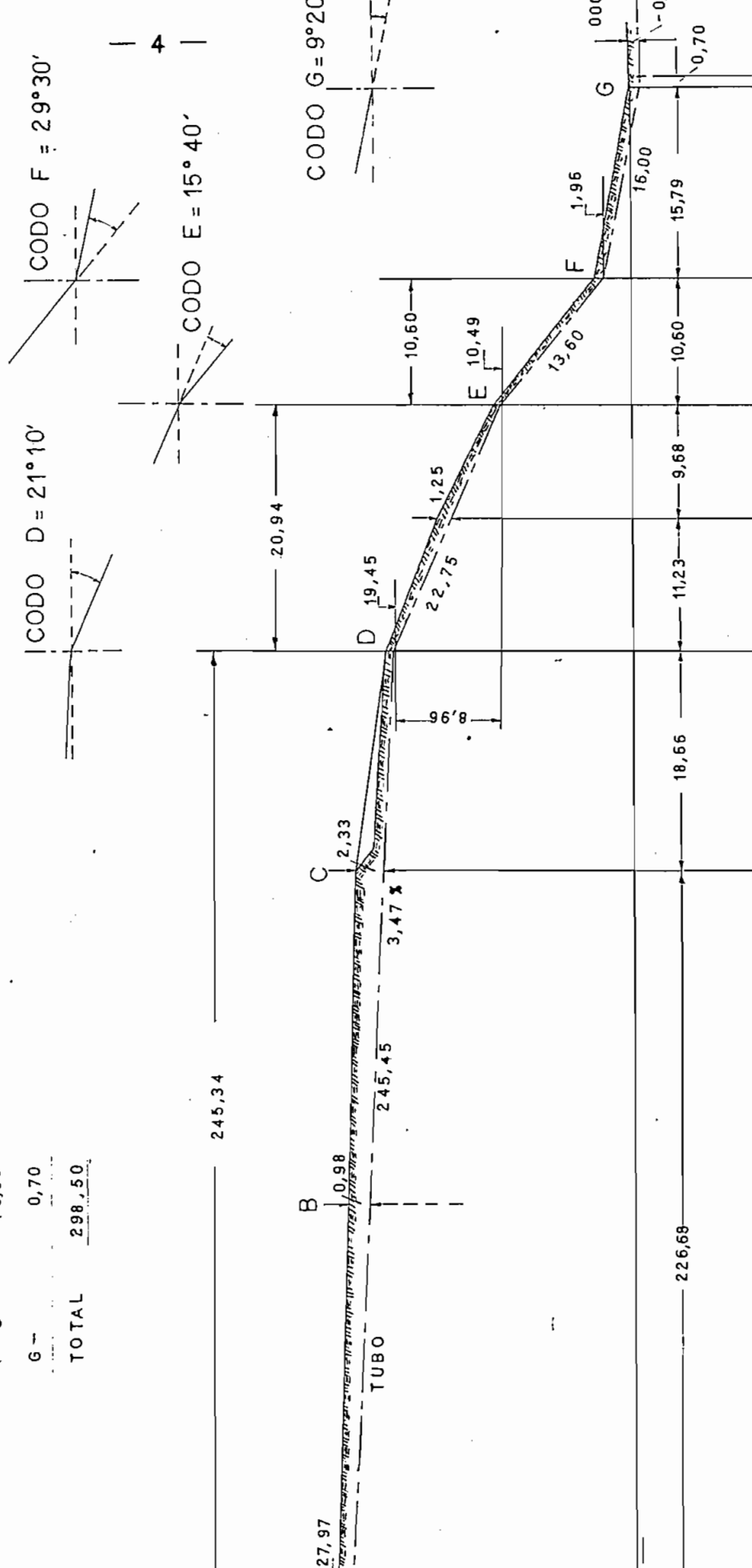


FIGURA 1



DIAMETRO Y PERDIDAS EN LA TUBERIA DE IMPULSION

Cuando el constructor se encuentra frente a un problema de elevación de aguas, en el cuál la longitud de la tubería de impulsión es grande, comparada con la altura de elevación, el diámetro de la tubería juega un papel decisivo en el diseño de la bomba. Si éste es pequeño el agua tendrá que circular a grandes velocidades, aumentando considerablemente las pérdidas, pues estas crecen con el cuadrado de la velocidad; en cambio, si el diámetro es grande, el costo de la tubería aumenta. Por consiguiente se deben balancear estas dos posibilidades a fin de llegar a una solución apropiada.

Algunos autores, fijando precios medios al valor del caballo de fuerza del motor de la bomba y al metro-líneal de conducción inclusive la instalación, han llegado a determinar fórmulas empíricas que permiten dimensionar el diámetro de la tubería. Una de estas fórmulas frecuentemente usada es la de Bress, la cuál para una relación de longitud a altura de elevación de  $L/H = 300/27$  más o menos 10, da:

$$D = 0,8 \sqrt{Q} \quad (1)$$

que en nuestro caso queda:

$$D = 0,8 \sqrt{0,1} = 0,253 \text{ m.}$$

tomando el diámetro comercial: D = 250 mm.

A fin de estar más seguros sobre la selección hecha, realizaremos un tanteo, tomando un diámetro comercial inferior y otro superior al de 250 mm.; y determinando el valor de las pérdidas. En este cálculo previo solamente determinaremos las pérdidas debidas al rozamiento en la

tubería, por ser la principal; las pérdidas debidas a los, codos, llaves, válvulas, etc., determinaremos una vez - que hayamos hecho la selección final del diámetro de la tubería.

Las pérdidas de carga se pueden determinar mediante la fórmula de Darcy:

$$hw = k \frac{L c^2}{2g D} \quad ( 2 )$$

en la que:

hw = pérdida de carga en metros de altura,

k = constante que se refiere a la fricción

c = velocidad del agua en m/seg.

g = gravedad m/seg.<sup>2</sup>,

D = diámetro de la tubería en metros.

Con mayor facilidad se pueden determinar las pérdidas de carga hw para 100 metros de longitud de tubería, - con una tabla confeccionada para el efecto y que consta en las paginas 20 y 21 de Bombas Centrífugas de L Quantz, para diferentes diámetros y velocidades.

La velocidad se calcula con:

$$c = \frac{Q}{S} \quad ( \text{ m/seg.} ) \quad ( 3 )$$

siendo:

Q = 0,1 m<sup>3</sup>/seg. el volumen del agua a elevarse,

S = la sección del tubo =  $\pi D^2 / 4$  ( m<sup>2</sup> )

La pérdida total en 298,5 metros de tubería es:

$$hw' = 2,985 hw.$$

La potencia necesaria del motor en Kw para vencer - la altura de elevación más las perdidas en la tubería es es tá dada por la fórmula:

$$N = \frac{1.000 Q ( H + hw' )}{75 \times 0,7} \cdot 0,736 \quad ( 4 )$$

En nuestro caso Q = 0,1 m<sup>3</sup>/ seg. obtenemos:

$$N = 1,4 ( H + h'w )$$

La que hemos obtenido de:

1.000 Q = peso en kgrs. del agua /seg. con Q en m<sup>3</sup>/ seg.

75 factor de conversión de Kgm/seg en CV.

0,736 factor de conversión de CV en Kw.

0,7 rendimiento total.

Si tenemos en cuenta que en el lugar en el cual se va a instalar la bomba el Kwh de energía eléctrica cuesta \$ 0,12; el costo total diario de la fuerza es:

$$C = 0,12 \times 24 \times N$$

$$C = 2,88 N.$$

De esta manera confeccionamos el siguiente cuadro comparativo:

D (m)	S (m <sup>2</sup> )	c m/seg.	hw ( m )	hw' ( m )	N Kw	C \$.
0,20	0,314	3,18	5,07	15,15	61,2	176,-
0,25	0,492	2,03	1,72	5,14	47,2	136,-
0,30	0,71	1,41	0,75	2,24	43,0	124,-

Del estudio realizado con estos tres casos se puede deducir lo siguiente:

En primer lugar desechar el caso N° 1, por antieconómico, ya que una gran parte de la energía se invertiría en vencer las pérdidas ( alrededor del 50 % ). Estudiando el costo diario en sucres, entre el caso N° 2 y 3 se ve que la diferencia es relativamente pequeña ( \$ 12 ). Al asumir el diámetro del caso N° 3 ( D = 0,3 m ) aumentaría el costo de la instalación, pues se harían necesario apoyos más sólidos, la tubería misma aumenta de valor; - por lo que nos decidimos por el término medio y asumimos como diámetro definitivo el que aconsejó la fórmula empírica:

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

Una vez determinado el diámetro de la tubería de impulsión, procedemos a calcular las pérdidas minuciosamente, a fin de determinar la altura manométrica de elevación  $H_{man}$ . que nos servirá de base para los cálculos futuros.

PERDIDAS EN LA TUBERIA.- El cálculo de las pérdidas equivale a la determinación de la altura manométrica de elevación  $H_{man}$ ., que es igual a:

$$H_{man} = H + H_w \quad ( 5 )$$

Como se puede deducir de la fórmula (5) la altura manométrica de elevación se obtiene sumando la altura geométrica o desnivel  $H$  con la correspondiente a las pérdidas de carga en las tuberías.

Las pérdidas de carga totales vienen dadas por la suma de las pérdidas debidas al rozamiento en la tubería, pérdidas en los cambios de dirección o codos, pérdidas en la llave de paso, en la válvula de aspiración y pérdidas en la salida.

PERDIDA POR ROZAMIENTO..- Esta pérdida ya lo hemos determinado mediante el uso de las tablas que constan en Bombas Centrífugas de L. Quantz:

$$\underline{h'_w = 5,14 \text{ m.}}$$

PERDIDAS EN LOS CODOS.- La pérdida en los codos lo calculamos según la fórmula de Navier:

$$h = \xi \cdot c^2 \quad ( 6 )$$

en la cual  $\xi$  toma diferentes valores según el ángulo de cambio de dirección de la tubería.

En la tubería de impulsión la velocidad es de 2,03 m/seg.; encambio en la de admisión tomaremos una un tanto menor, pues así se recomienda; para ello primeramen

te admitiremos como diámetro de admisión  $D_a = 300 \text{ mm.}$  que da una velocidad de 1,42 m/seg.

El valor de las pérdidas en los codos puede verse en el siguiente cuadro: tomando  $\xi$  del texto de P. Hidroeléctricos del Ing. D. Kakabadse.

CODO	C m/seg	GRADOS	$\xi$	h metros
D	2,03	21°10'	0,0023	0,00940
E	2,03	15°40'	0,0018	0,00740
F	2,03	29°30'	0,0039	0,01610
G	2,03	9°20'	0,0004	0,00165
admisión	1,42	90°00'	0,0500	0,10000
PERDIDAS TOTALES EN LOS CODOS: .....				0,13455 m,

PERDIDA DE CARGA EN LA LLAVE .- Esta pérdida depende de la clase de llave, de acuerdo a la que usaremos, tomaremos  $\xi = 0,05$

$$h_{ll} = 0,05 \times 2,03^2 = 0,206 \text{ m.}$$

$$\underline{\underline{h_{ll} = 0,206 \text{ m.}}}$$

PERDIDA EN LA VALVULA DE ASPIRACION.- La pérdida en la válvula de aspiración lo determinamos utilizando la tabla para el efecto ( Bombas Centrífugas de L. Quantz Pags. 20 y 21 )

$$h_v = 4,4 \frac{2,03^2}{2g} = 0,92 \text{ m.}$$

$$\underline{\underline{h_v = 0,92 \text{ m.}}}$$

PERDIDA DE CARGA A LA SALIDA.-

$$h_s = \frac{c^2}{2g} = \frac{2,03^2}{2g} = 0,209 \text{ m.}$$

$$\underline{\underline{h_s = 0,209 \text{ m.}}}$$

-----  
PERDIDAS DE CARGA TOTALES Hw ,=

$$Hw = 5,14 + 0,1345 + 0,206 + 0,92 + 0,209 = 6,6095 \text{ m.}$$

$$\underline{\underline{Hw = 6,609}}$$

Ahora estamos en posesión de los datos necesarios - para determinar la altura manométrica de elevación Hman.

$$Hman = H + Hw = 28,60 + 6,60 = 35,2 \text{ m.}$$

$$\underline{\underline{Hman = 35,2 \text{ m.}}}$$

Si tenemos en cuenta la altura manométrica de elevación, en nuestro caso 35,2 m. la bomba que nos ocupa será de PRESION MEDIA, ya que al clasificar las bombas centrífugas de acuerdo a la altura de elevación, las de presión media son para alturas comprendidas entre 15 y 40 metros.

ESPESOR DE LA TUBERIA DE ACERO.= El espesor en cada punto de la tubería está dado

por:

$$e = \frac{p \cdot D}{2 \sigma f} + 1 \text{ mm. (por corrosión) (7)}$$

en donde:

$\sigma$  = resistencia permitida a la tracción en Kg/cm<sup>2</sup>,

p = presión del agua en Kg/cm<sup>2</sup>,

D = diámetro interior de la tubería en mm.

f = factor de resistencia de la soldadura eléctrica de la unión del tubo en relación a la resistencia del material f= 0,8

e = espesor de la tubería en mm.

Como la tubería será de chapa de acero, se toma como carga admisible en la chapa  $\sigma = 700 \text{ Kg/cm}^2$ .

La presión del agua para una diferencia de altura de 28,60 metros es de :

$$p = 2,86 \text{ Kg/cm}^2.$$

con lo que:

-----

$$e = \frac{2,86 \cdot 250}{2 \cdot 700 \cdot 0,8} = 0,71 + 1 = 1,71 \text{ mm.}$$

Por razones prácticas de resistencia de la tubería, escogemos:

$$\underline{\underline{e = 3 \text{ mm.}}}$$

Las uniones hacemos con bridas y pernos, lo cuál permite un fácil montaje en comparación con uniones con rosca.

Como puede verse en el perfil la tubería irá enterrada. En los lugares en los cuales hay cambios de dirección se colocarán unos pequeños bloques de hormigón a manera de anclajes; y se dispondrán a lo largo de la tubería cada 10 metros unos pequeños apoyos.

No se consideran juntas de dilatación, ya que como la tubería irá bajo tierra, se supone que las variaciones de temperatura serán mínimas y por consiguiente también lo serán los esfuerzos ocasionados por la dilatación.

Para garantizar una mayor duración, antes de colocar la tubería deberá ser pintada con pintura anticorrosiva.

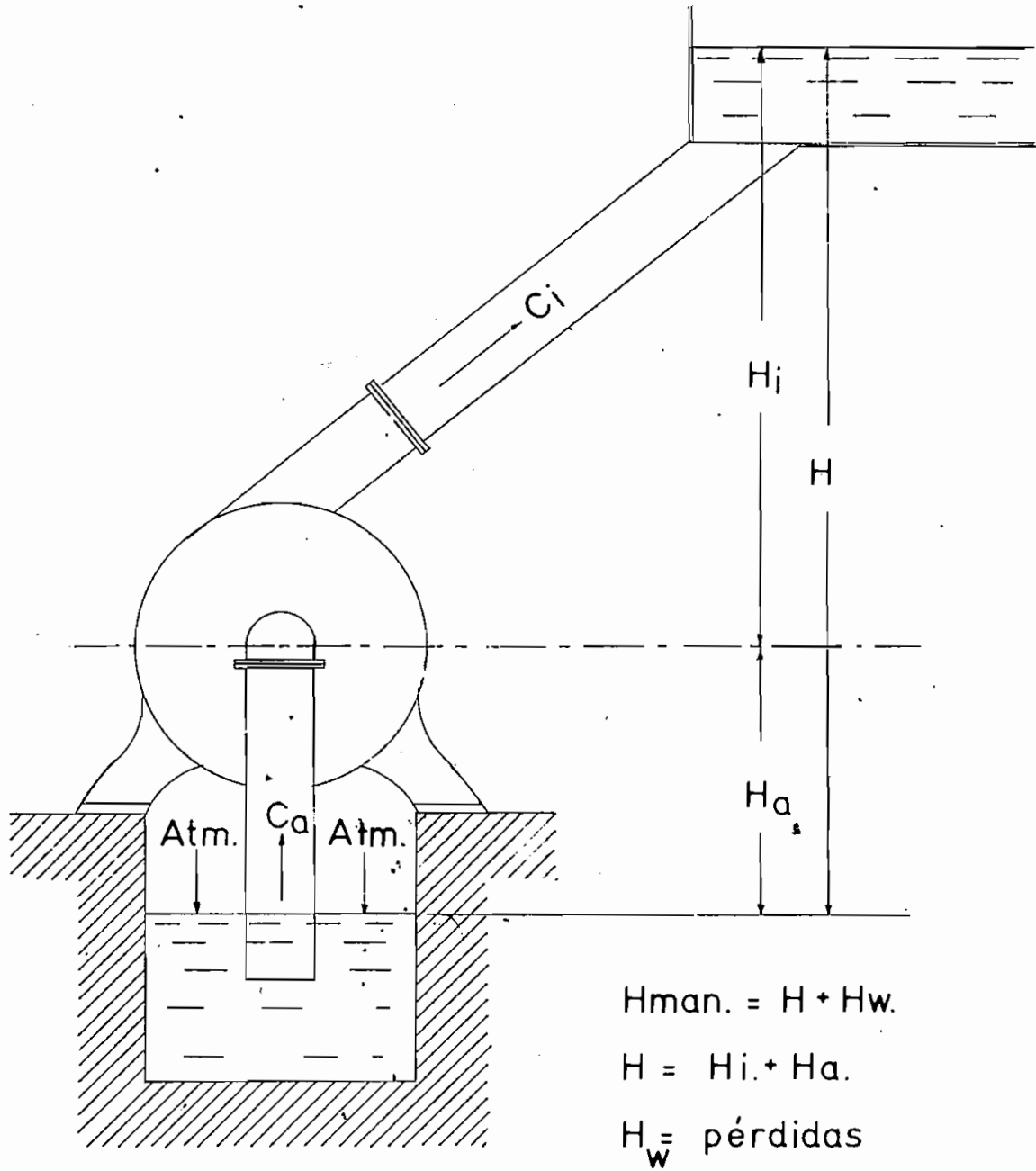


FIGURA 2



P O T E N C I A   D E L   M O T O R

Para calcular la potencia del motor, necesitamos imponernos un rendimiento de la bomba de:

rendimiento mecánico = 0,8

rendimiento hidráulico = 0,82

$$0,8 \cdot 0,82 = 0,65$$

La potencia del motor está dada por:

$$N = \frac{1.000 \cdot Q \cdot H_{man.}}{75 \cdot 0,65} \quad (4)$$

$$N = \frac{1.000 \cdot 0,1 \cdot 35,2}{75 \cdot 0,65} \cong 73 \text{ CV.}$$

Teniendo presente las oscilaciones de voltaje, la altura sobre el nivel del mar a la cuál se instalará la bomba, se especificará un motor con una potencia un 5 % mayor; sea entonces:

$$73 \cdot 1,05 \cong 77 \text{ CV.}$$

$$N = 77 \cdot 0,736 \cong 57 \text{ Kw.}$$

$$N = 57 \text{ Kw.}$$

ELECCION DEL TIPO DE BOMBA

VELOCIDAD ESPECIFICA.- Al proyectar una bomba centrífuga, para caracterizar las distintas formas y disposiciones del rodete y realizar la selección del tipo más apropiado de construcción, se compara la bomba a proyectarse con una de iguales características, geométricamente semejante, cuyas dimensiones son tales que eleva 75 Kg./seg.  $\approx 0,0075 \text{ m}^3/\text{seg.}$  a una altura de 1 m. El número de revoluciones de esta bomba comparativa se llama número específico de revoluciones  $N_s$ , expresado por la fórmula:

$$N_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad ( 8 )$$

Reemplazando los valores correspondientes al caso que nos ocupa, tenemos:

$$N_s = 3,65 \frac{1.200 \sqrt{0,1}}{\sqrt[4]{35^3}} = 97$$

$$\underline{\underline{N_s = 97}}$$

Como para cada tipo de rodete existe un campo de velocidades específicas dentro del cual tiene su mejor aplicación, con el valor determinado sabemos que tendremos que diseñar un rodete para una bomba de presión media, del tipo radial.

De acuerdo con esto construiremos una bomba con admisión unilateral, o de entrada sencilla, por ser más simple y consecuentemente el coste de su ejecución será menor. Para este mismo  $N_s = 97$  se impone el tipo radial, pues así se obtiene un mejor rendimiento.

Las bombas con un  $N_s$  alrededor de 100, tienen el diámetro de salida aproximadamente igual al doble del de entrada.

C A L C U L O Y D I S E Ñ O

E N T R A D A

DIAMETRO DE ENTRADA.- Para la determinación del diámetro  $D_1$  de entrada, aplicaremos la ecuación general del caudal  $Q = c.S$ , con las siguientes observaciones:

Admitiremos para el caudal  $Q$ , una pérdida de fuga en el intersticio de un 5 %, pues por los anillos de junta - entre el rodete y la caja, escapa parte del agua ya impulsada, con lo que el volumen aspirado  $Q_a > Q$  y tenemos:

$$Q_a = 1,05 \cdot 0,1 = 0,105 \text{ M}^3/\text{seg.}$$

$$\underline{Q_a = 0,105 \text{ m}^3/\text{seg.}}$$

Para la sección se admite un estrangulamiento del 15 % debido al cubo, el cual en el cálculo de un anteproyecto puede admitirse que ocupa del 10 al 25 %.

$$S_1 = \frac{0,85 \pi D_o^2}{4}$$

Para la velocidad absoluta de entrada  $c_o$  se recomienda escoger un valor entre 2 y 3,5 m/seg., no se admite valores mas bajos pues estos dan por resultados bocas de entrada de gran diámetro y, como consecuencia, unas proporciones de rodete poco adecuadas. Por esta razón, nosotros escogeremos una velocidad absoluta de entrada  $c_o = 2,5$  m/seg. Con esto el diámetro de entrada o diámetro de aspiración  $D_o$  resultará:

$$D_o = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_a}{0,85 \pi c_o}}$$

$$D_o = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,105}{0,85 \pi 2,5}} = 0,252 \text{ m}$$

$$\underline{D_o = 252 \text{ mm.}}$$

-----  
El diámetro  $D_1$  en el borde de entrada del álabe se hace aproximadamente igual al de la boca  $D_0$  con objeto de asegurar una corriente uniforme sin turbulencia excesiva. En nuestro caso lo haremos igual: ( fig 14 )

$$\underline{\underline{D_1 = D_0 = 252 \text{ mm.}}}$$

ANCHO DEL RODETE A LA ENTRADA..- Si la velocidad en el borde de entrada del álabe es:  $c_0 = c_1 = 2,5 \text{ m/seg.}$ , el ancho del rodete está dado por:

$$Q_a = c_0 \cdot b_1 \pi D_1 \text{ sen } \alpha_0 \quad ( 9 )$$

Siendo  $\alpha_0$  el ángulo de entrada del líquido, que escogemos igual a  $90^\circ$ , como se hace por regla general.

$$b_1 = \frac{Q_a}{D_1 \cdot \pi \cdot c_0 \cdot \text{sen } \alpha_0} = \frac{0,105}{0,252 \pi \cdot 2,5} = 0,053 \text{ m.}$$

$$\underline{\underline{b_1 = 53 \text{ mm}}}$$

VELOCIDADES Y ANGULO DE ENTRADA..- Tenemos que considerar el factor de estrangulamiento:

$$\frac{t_1}{t_1 - a_1}, \quad ( 10 )$$

en donde  $t_1$  es la longitud medida sobre el círculo de entrada, entre las aristas de dos álabes consecutivos y  $a_1$ , es el espesor del álabe medido a lo largo del mismo círculo de entrada ( fig 3 ).

Normalmente el factor de estrangulamiento es de 1,2 a 1,3, nosotros escogeremos igual a 1,27, para corregir posteriormente. Con esto la velocidad absoluta de entrada resultará:

$$c_0 = 2,5 \cdot 1,27 = 3,18 \text{ m/seg.}$$

$$\underline{\underline{c_0 = 3,18 \text{ m/seg.}}}$$

La velocidad periférica, es decir la velocidad con que se mueve un punto de la rueda, está dada por:

$$u_1 = \frac{D_1 \pi \cdot n}{60} \quad (11)$$

$$u_1 = \frac{\pi \cdot 0,252 \cdot 1.200}{60} = 15,8 \text{ m/seg.}$$

$$\underline{\underline{u_1 = 15,8 \text{ m/seg.}}}$$

Con lo cual queda determinado el triángulo de velocidades a la entrada, y por tanto:

$$\text{tg. } \beta_0 = \frac{3,18}{15,8} = 0,2015$$

$$\underline{\underline{\beta_0 \approx 11^\circ 30'}}$$

VELOCIDAD RELATIVA DEL AGUA A LA ENTRADA.-

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2} = \sqrt{15,8^2 + 3,18^2} =$$

$$\underline{\underline{w_1 = 16,2 \text{ m/seg.}}}$$

El diagrama de velocidades a la entrada puede observarse en la figura 3 .

PASO  $t_1$  ENTRE LOS ALABES A LA ENTRADA .- Para determinar

el paso  $t_1$  entre los álabes a la entrada necesitamos conocer el número de álabes, el mismo que podemos escoger en base a las siguientes determinaciones:

- 1.- El número de álabes que se emplean generalmente está comprendido entre 5 y 10.
- 2.- Un excesivo número de álabes no es recomendado pues da por resultado pérdidas excesivas por rozamiento.
- 3.- Deberán ser en número suficiente para que quede asegurada la conducción del líquido de una manera apropiada.

Por estas consideraciones y el tamaño de la bomba, escogemos 10 álabes para posteriormente comprobar la bon =

-----

dad de este número, mediante una de las fórmulas empíricas que hay para el objeto.

ESPESOR DE LAS ALETAS .- El espesor de las aletas depende de la clase de material, su valor queda más limitado por razones técnicas de fundición y desgaste en el uso, que por las condiciones de resistencia. Como el rodete que construiremos será de bronce, y para este material se recomiendan valores comprendidos entre 3 y 6 milímetros, asumiremos un valor de:

$$s = 3,5 \text{ mm.}$$

ESPESOR DEL ALABE MEDIDO SOBRE EL CIRCULO DE ENTRADA .-

De la figura 3 se puede deducir la siguiente relación:

$$a_1 = \frac{s}{\text{sen } \beta_1} \quad ( 12 )$$

reemplazando valores:

$$a_1 = \frac{3,5}{0,19937} = 17,5 \text{ mm.}$$

$$\underline{\underline{a_1 = 17,5 \text{ mm.}}}$$

FACTOR DE ESTRANGULAMIENTO.- Estamos ahora en posesión de los datos que permiten determinar el factor de estrangulamiento:

$$\frac{t_1}{t_1 - a_1} = \frac{79,5}{79,5 - 17,5} = 1,28$$

$$\underline{\underline{\text{FACTOR DE ESTRANGULAMIENTO} = 1,28}}$$

Al calcular el ángulo de entrada y la velocidad absoluta  $c_0$ , se asumió un factor de estrangulamiento de 1,27, y ahora, calculando se ha obtenido 1,28, por lo que dejamos como correcto el valor asumido inicialmente ya que la variación será mínima.

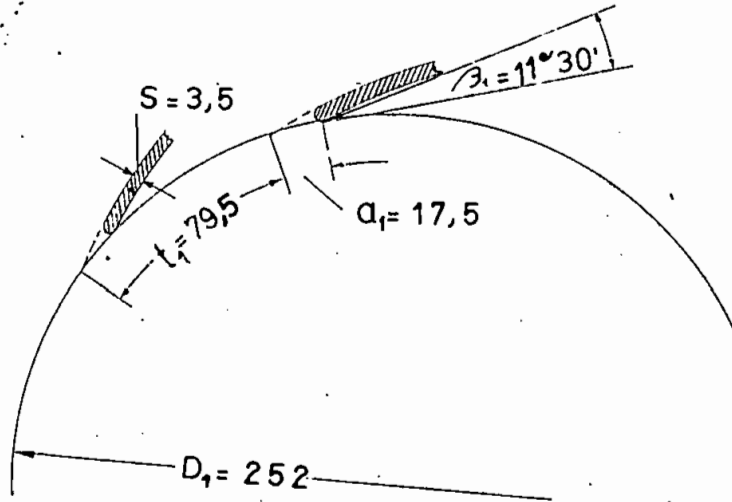


FIG. 3

DIAGRAMA DE VELOCIDADES A LA ENTRADA

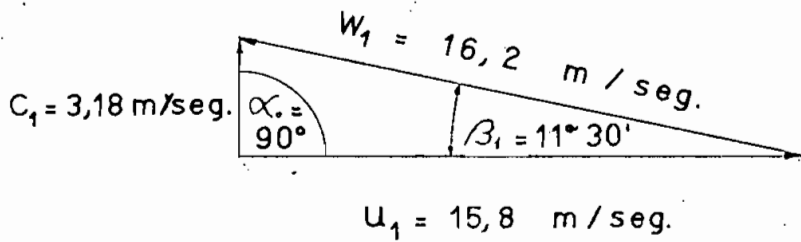


FIG. 4

S A L I D A

ELECCION DEL ANGULO  $\beta_2$  DEL ALABE A LA SALIDA.- El ángulo  $\beta_1$  a la entrada, lo hemos determinado a base de la velocidad de entrada, el diámetro del rodete  $D_1$  y el número de revoluciones.

El ángulo de salida  $\beta_2$  escogemos a base de las siguientes consideraciones:

El ángulo  $\beta_2$  tiene gran importancia sobre la altura de elevación. Esta crece con el ángulo  $\beta_2$ . En consecuencia, los álabes curvados hacia adelante ( $\beta_2 > 90^\circ$ ) crean una mayor altura engendrada que los álabes curvados hacia atrás ( $\beta_2 < 90^\circ$ ), para una misma velocidad tangencial. Cuando más aumenta  $\beta_2$ , más se aproxima la bomba a una de acción ( Las bombas de acción tienen rendimiento bajo, en estas la presión de salida es igual a la presión de entrada ).

Las ruedas de aletas curvadas hacia atrás necesitan una velocidad mayor para una misma altura de elevación y un mismo diámetro; pero funcionan en mejores condiciones a causa de la forma más favorable del canal de la rueda, de la mejor transformación de la velocidad en presión y del menor frotamiento, debido a la menor velocidad en la voluta.

Por todas las razones indicadas, actualmente casi solo se construyen bombas con aletas hacia atrás. Los valores usuales para el ángulo son aquellos comprendidos entre  $20^\circ$  y  $50^\circ$ .

Para el caso que nos ocupa tomaremos:

$$\underline{\underline{\beta_2 = 30^\circ}}$$



-----

VELOCIDAD PERIFERICA DE SALIDA Para su cálculo partimos de la ecuación principal de las bombas centrífugas a reacción:

$$u_2 = \frac{g \cdot Ht_{\infty}}{c_2 \cos \alpha_2} \quad (13)$$

en la que:

$u_2$  = velocidad periférica de salida

$c_2$  = velocidad absoluta del agua a la salida

$\alpha_2$  = ángulo comprendido entre  $u_2$  y  $c_2$ .

$Ht_{\infty}$  = altura teórica correspondiente a un número infinito de álabes.

La altura correspondiente a un número infinito de álabes está dada por:

$$Ht_{\infty} = H_{man.} \left( 1 + 2 \frac{\psi}{z} \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \right) \quad (14)$$

en donde:

$r_1$  y  $r_2$  son los radios interior y exterior del rodete respectivamente,

$\psi$  es un coeficiente experimental que depende del ángulo  $\beta_2$ , que para un ángulo  $\beta_2 = 30^\circ$ , recomiendan 0,86 (La Escuela del Técnico Mecánico Pag. 361 Tomo V ),

$z$  es el número de álabes.

Podemos admitir, en forma provisional, el diámetro de salida  $D_2 = 400$  mm.; pues con este valor estamos dentro de los límites recomendados ( $D_2 = 1,2 D_1 = 2,6 D_1$ ).

El número de álabes habíamos fijado provisionalmente en diez (10).

Sustituyendo los valores tenemos:

$$Ht_{\infty} = 35,2 \left( 1 + 2 \frac{0,86}{10} \frac{20^2}{20^2 - 12,6^2} \right) = 45,5 \text{ m.}$$

$$\underline{\underline{Ht_{\infty} = 45,5 \text{ m}}}$$

De la figura N° 6 deducimos:

$$c_{2m} = c_2 \operatorname{sen} \alpha_2 ,$$

$$c_2 \cos \alpha_2 = BC - DC = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

que reemplazando en la ecuación fundamental de las bombas centrífugas a reacción (13) :

$$g \operatorname{Ht}_{\infty} = u_2 \left( u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} \right),$$

$$g \operatorname{Ht}_{\infty} = u_2^2 - u_2 \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} ; \text{ igualando a cero:}$$

$$u_2^2 - \frac{u_2 c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} - g \operatorname{Ht}_{\infty} = 0; \text{ de donde:}$$

$$u_2 = \frac{c_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left( \frac{c_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \operatorname{Ht}_{\infty}}$$

reemplazamos valores y admitimos una velocidad meridiana de salida  $c_{2m} = 3,5$  m/seg. ( tiene que ser ligeramente mayor que  $c_1 = 3,18$  m/seg). El ángulo  $\beta_2$  ya lo hemos de terminado en  $30^\circ$ .

$$u_2 = \frac{3,5}{2 \cdot 0,577} + \sqrt{\left( \frac{3,5}{2 \cdot 0,577} \right)^2 + g \cdot 45,5}$$

$$\underline{\underline{u_2 = 24,34 \text{ m/seg.}}} \quad (\text{ Figura 6 } )$$

VELOCIDAD ABSOLUTA DEL AGUA A LA SALIDA Y ANGULO  $\alpha_2$  DETERMINADO ENTRE  $u_2$  Y  $c_2$

Del diagrama de velocidades a la salida, tenemos: (Fig 6)

$$DC = \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} = \frac{3,5}{0,577} = 6,08 \text{ M/seg.}$$

$$c_{2u} = 24,34 - 6,08 = 18,26 \text{ m/seg.}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{c_{2m}}{c_{2u}} = \frac{3,5}{18,26} = 0,1918; \text{ de donde:}$$

$$\underline{\underline{\alpha_2 \cong 11^\circ}}$$

$$c_2 = \frac{c_{2m}}{\operatorname{sen} \alpha_2} = \frac{3,5}{0,1908} = 18,4 \text{ m/seg.}$$

$$\underline{\underline{c_2 = 18,4 \text{ m/seg.}}}$$

VELOCIDAD RELATIVA DEL AGUA A LA SALIDA "w".-

$$w_2 = \frac{c_{2m}}{\operatorname{sen} \beta_2} = \frac{3,5}{0,5} = 7 \text{ m/seg.}$$

$$\underline{\underline{w_2 = 7 \text{ m/seg.}}}$$

DIAMETRO DE SALIDA.- Como ya se indicó, el diámetro exterior del rodete, tiene que tener un valor comprendido entre  $1,2 D_1 \div 2,6 D_1$ . Como conocemos el número de revoluciones a que marchará la bomba y el valor de la velocidad periférica de salida, podemos calcular el diámetro:

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi n} \quad (15)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 24,34}{\pi 1.200} = 0,385 \text{ m.}$$

$$D_2 = 385 \text{ mm.}$$

Por razones constructivas, dejaremos el diámetro exterior en:

$$\underline{\underline{D_2 = 400 \text{ mm.}}}$$

Este valor asumimos como definitivo, pues se halla de acuerdo con el que nos habíamos impuesto al calcular el valor de la velocidad periférica de salida  $u_2$ .

COMPROBACION DEL NUMERO DE REVOLUCIONES.- Con el valor del diámetro comprobamos que el número de revoluciones de la bomba sea un tanto menor que 1.200 r.p.m.; pues usaremos un motor -

-----  
de inducción con anillos rozantes, y debido a su resbalamiento, la bomba marchará a una velocidad un tanto menor que las 1.200 r.p.m.

$$n = \frac{60 u_2}{D_2 \pi} = \frac{60 \times 24,34}{0,40 \pi} = 1.160 \text{ r.p.m.}$$

$$\underline{\underline{n = 1.160 \text{ r.p.m.}}}$$

Este número de revoluciones es aceptable, por consiguiente admitimos como valor definitivo el de 400 mm. para el diámetro exterior de la bomba.

FACTOR DE ESTRANGULAMIENTO A LA SALIDA.- Lo calculamos sin tener en cuenta el aguzado de las aletas, lo cual influye favorablemente.

El factor de estrangulamiento está dado por:

$$\frac{t_2}{t_2 - a_2}$$

en donde:

$$t_2 = \frac{D_2 \pi}{z} = \frac{\pi 400}{10} = 126$$

y  $a_2$ , o sea el espesor del álabe medido sobre el círculo de salida:

$$a_2 = \frac{s_2}{\text{sen } \beta_2} = \frac{3,5}{0,5} = 7$$

con lo cual se obtiene:

$$\frac{t_2}{t_2 - a_2} = \frac{126}{126 - 7} = 1,06$$

$$\underline{\underline{\text{FACTOR DE ESTRANGULAMIENTO} = 1,06}}$$

ELECCION DEL ANCHO DEL RODETE A LA SALIDA.- La anchura del rodete

$b_2$  a la salida está dada por:

$$b_2 = \frac{Qa \cdot 1,06}{D_2 c_{2m} \pi} \quad (17)$$

-----

$$b_2 = \frac{0,105 \times 1,06}{0,4 \cdot 3,5} = 0,0253$$

$$\underline{\underline{b_2 = 25,3 \text{ mm.}}}$$

NUMERO DE ALABES.- Anteriormente, habíamos admitido como número de álabes 10; ahora estamos en posesión de los datos suficientes para calcular, mediante una de las fórmulas empíricas recomendadas para el efecto.

$$z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \text{ sen } \beta_n \quad (18)$$

en donde:

$$\beta_n = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (19)$$

Según esta fórmula tenemos:

$$\beta_n = \frac{11^\circ 30' + 30^\circ}{2} = 20^\circ 55'$$

$$z = 6,5 \frac{400 + 252}{400 - 252} \cdot 0,357 = 10,02$$

o sea, 10 álabes.

$$\underline{\underline{z = 10 \text{ álabes}}}$$

Con lo cuál los cálculos anteriores se toman como correctos.

-----  
 -----  
 -----  
 -----



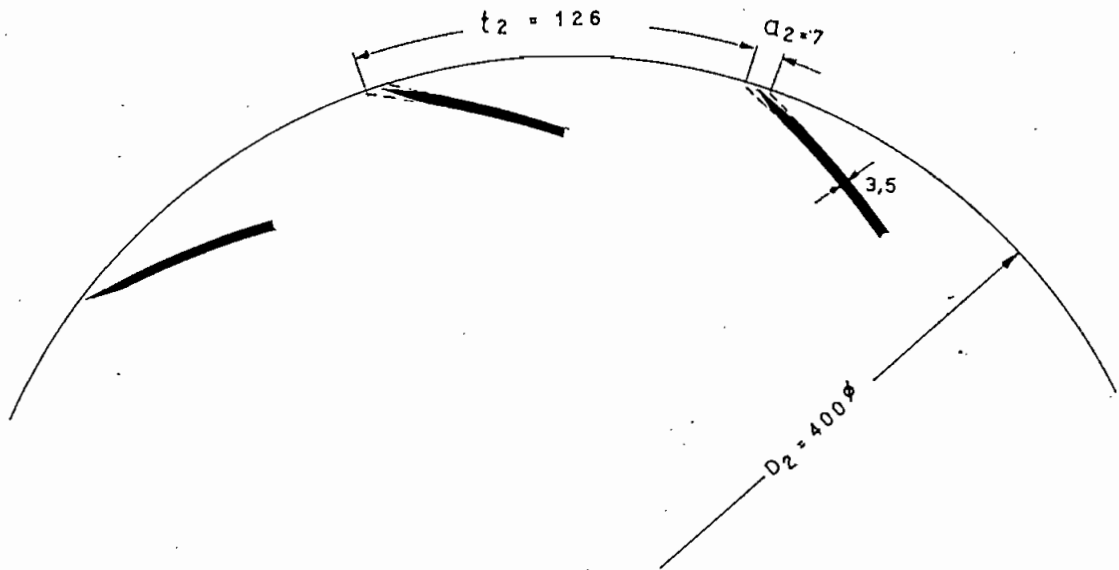


FIGURA 5

DIAGRAMA DE VELOCIDADES DE SALIDA

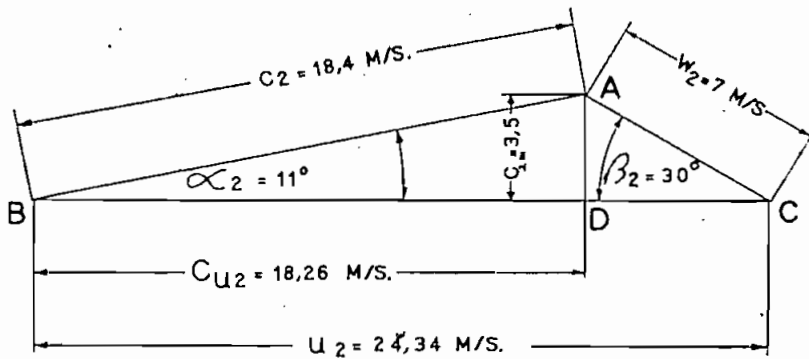


FIGURA 6

PROYECTO DEL RODETE

TRAZADO DE LOS ALABES DE LA RUEDA.- Como sólo tenemos -  
determinado los ángulos  $\beta_1$  y  $\beta_2$  a la entrada y a la salida de los álabes, falta dibujar la curva que una estos dos puntos exteriores. Hay que tener en cuenta las pérdidas por frotamiento y transformación de energía en la rueda; lo cuál se logra procurando:

- 1.- Que el canal formado entre los álabes no sea demasiado largo, y
- 2.- Que las variaciones de sección sean progresivas, descartando en absoluto todo ensanchamiento brusco.

Se logra obtener el diseño de los álabes por el método denominado TRAZADO POR PUNTOS, que consiste en calcular y efectuar su trazado mediante coordenadas polares ( $r, \varphi$ ). Con este método se determina el álabe en toda su longitud, calculando en cada punto del álabe todas las magnitudes importantes, de acuerdo con la ley de variación.

La progresividad se podría lograr con diferentes leyes de variación. Por razones prácticas y para la sencillez del cálculo, en general se toma el progreso líneal, el mismo que hemos asumido en este trabajo.

Como la velocidad relativa  $w$  del líquido en el rodete y la componente radial  $c_m$  de la velocidad absoluta  $c$  tanto en el borde de entrada como en el de salida de los álabes son conocidas, se pueden situar gráficamente en función del radio del rodete. Si se unen estos puntos con una línea recta, se obtienen valores intermedios, los cuales, no darán lugar a cambios repentinos ni a la rotura de la vena líquida. En igual forma procedemos con el coeficiente de estrangulamiento, del cuál también conocemos sus valores inicial y final.

( figuras Nos. 7, 8, y 9)

VARIACION DE LA VELOCIDAD  
RELATIVA "W"

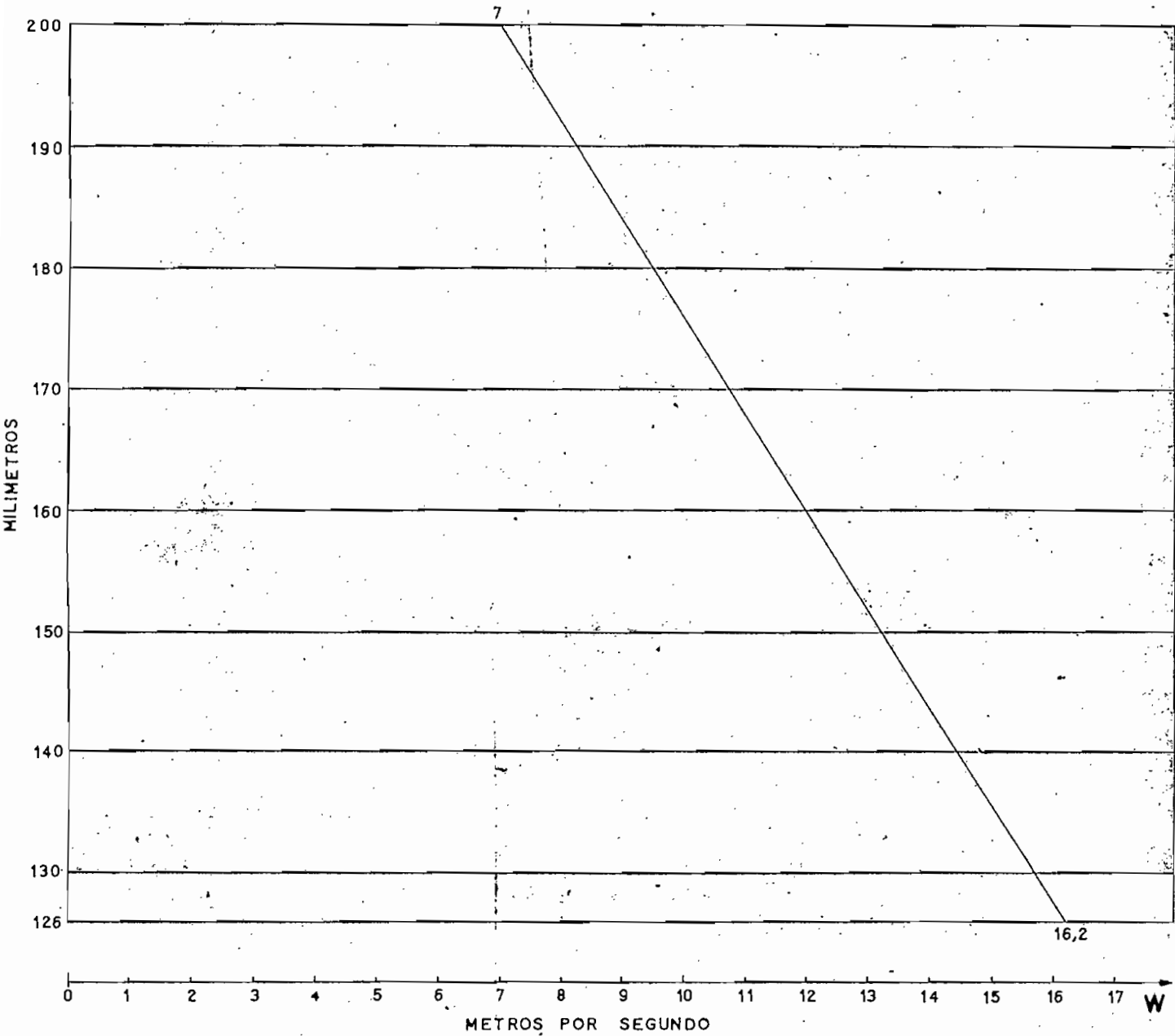


FIGURA 7



VARIACION DE LA COMPONENTE RADIAL "C<sub>m</sub>"  
DE LA VELOCIDAD ABSOLUTA "C"

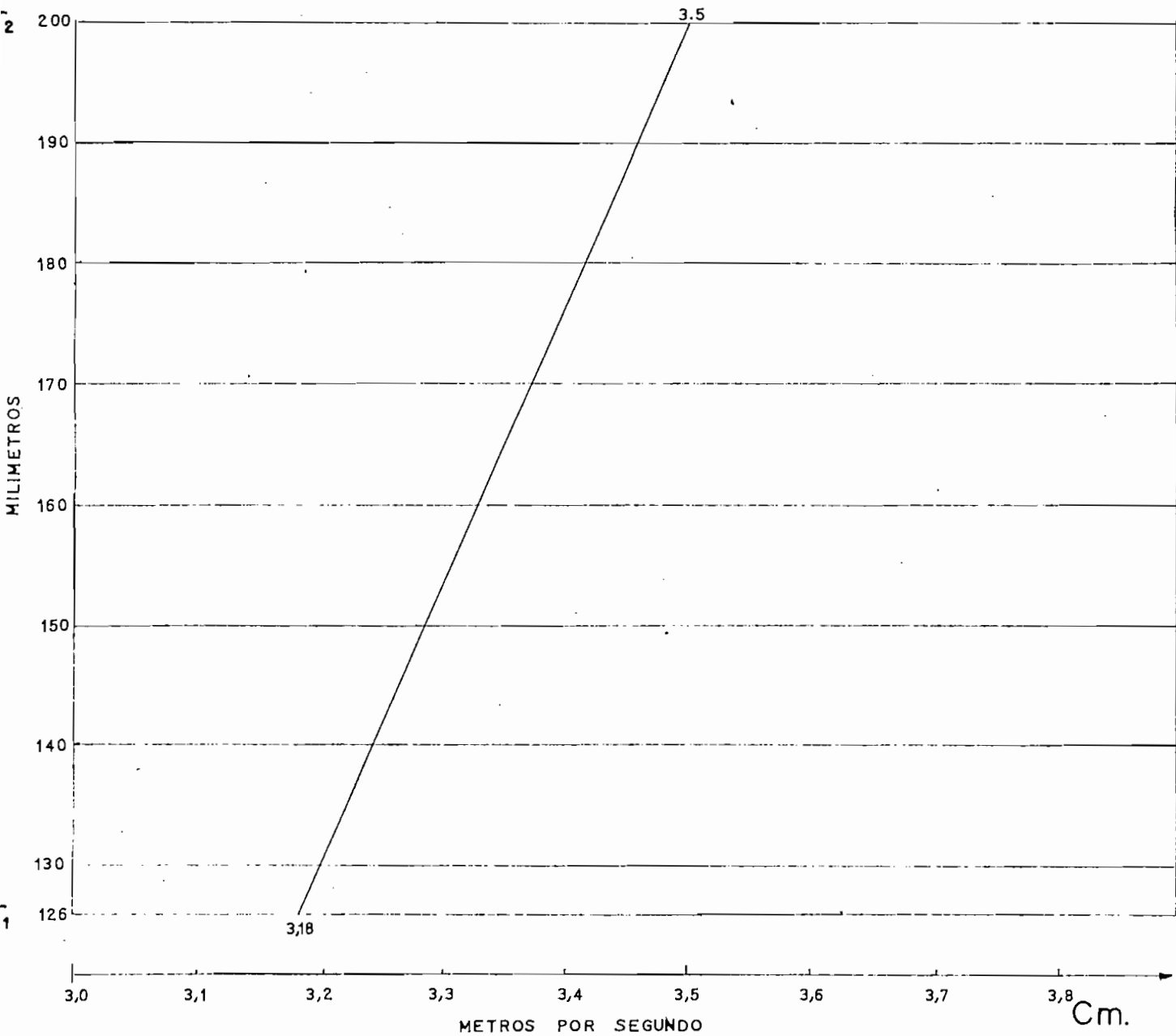


FIGURA 8

# VARIACION DEL FACTOR DE ESTRANGULAMIENTO

$$\frac{t}{t - a}$$

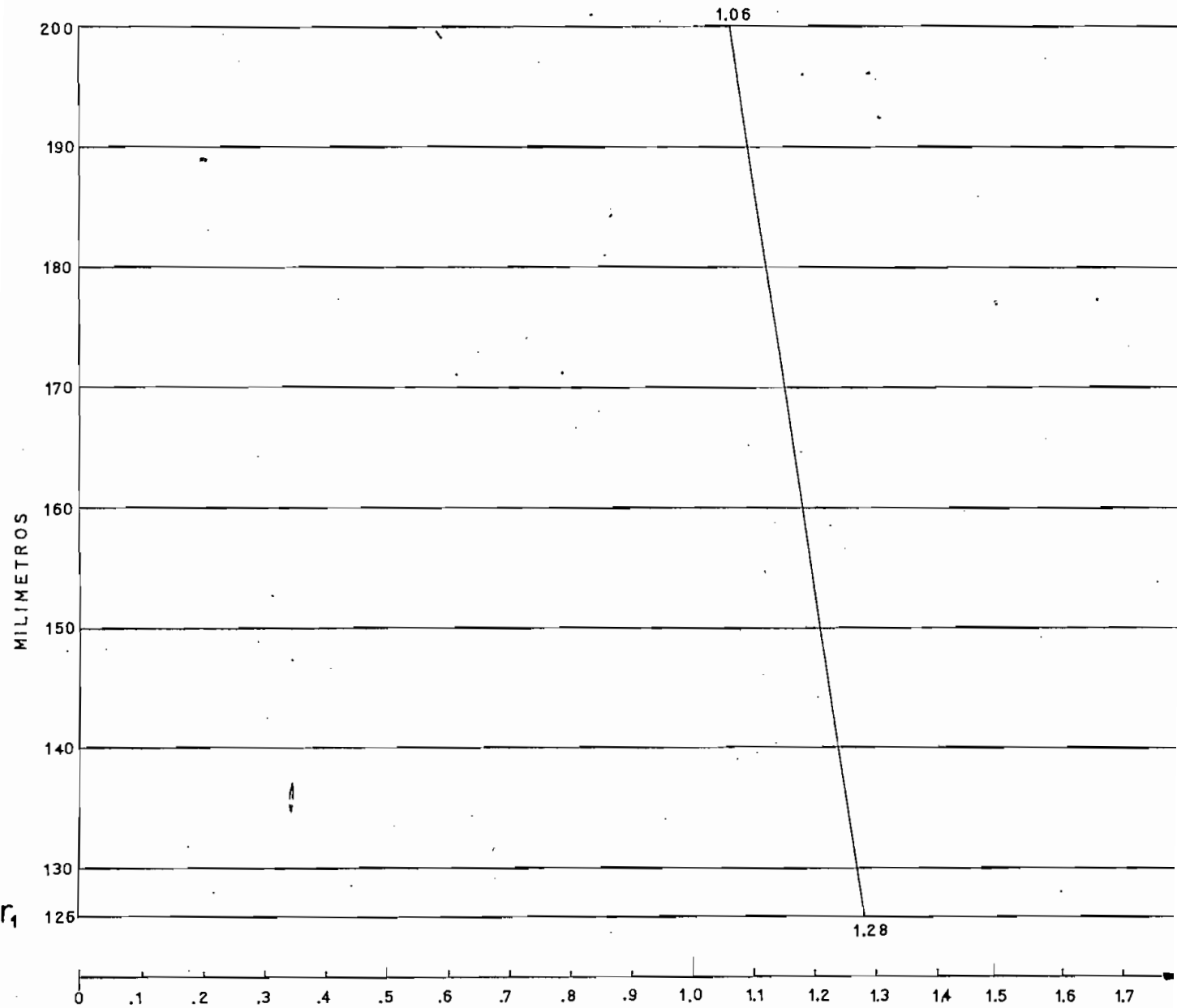


FIGURA 9

Para cada valor del radio  $r$  se determina un ángulo central  $\varphi$  que está dado por la ecuación:

$$\varphi^\circ = \frac{180}{\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta} \quad (20)$$

Esta integral lo podemos obtener graficamente trazando la curva del parámetro  $B = 1 / r \operatorname{tg} \beta$  y calculando las superficies de las fajas elementales ( Grafico 10)

El mejor procedimiento para resolver la expresión ( 20 ) es mediante integración tabular, ya que no hay una variación matemática sencilla entre  $\beta$  y  $r$ .

Una vez obtenidos de esta manera los valores de  $\varphi$  y de  $r$ , procedemos al trazado de la aleta utilizando las coordenadas polares. Luego de situados los puntos, se unen todos ellos mediante una línea suavemente curvada.

Con este método se obtiene el perfil inferior del álabe. El dorso o sea el perfil convexo del álabe le dibujamos con igual curvatura que el cóncavo. El espesor del álabe  $e = 3,5$  mm. se mantiene constante en sentido perpendicular a la superficie.

La anchura variable  $b$  se calcula por la fórmula:

$$b = \frac{Qa}{2 \pi r c_m} \cdot \frac{t}{t = a} \quad (21)$$

para reemplazar en la cual se han tomado los valores de  $c_m$  y del factor de estrangulamiento de los gráficos Nos. 8 y 9.; en los que, como ya indicamos, se ha admitido como ley de variación una línea recta.

En las figuras Nos. 13 y 14 consta el trazado del proyecto del rodete a la escala de 1: 2,5 del tamaño natural.

Como ya se indicó, el rodete se construirá de bronce, las aletas serán de 3,5 mm. de espesor, las paredes tendrán un espesor de 10 mm. e irán reforzadas con un nervio N en la corona para mejor resistencia ( fig. 14 )

### VARIACION DEL PARAMETRO "B"

$$B = \frac{1}{r \operatorname{tg} \beta}$$

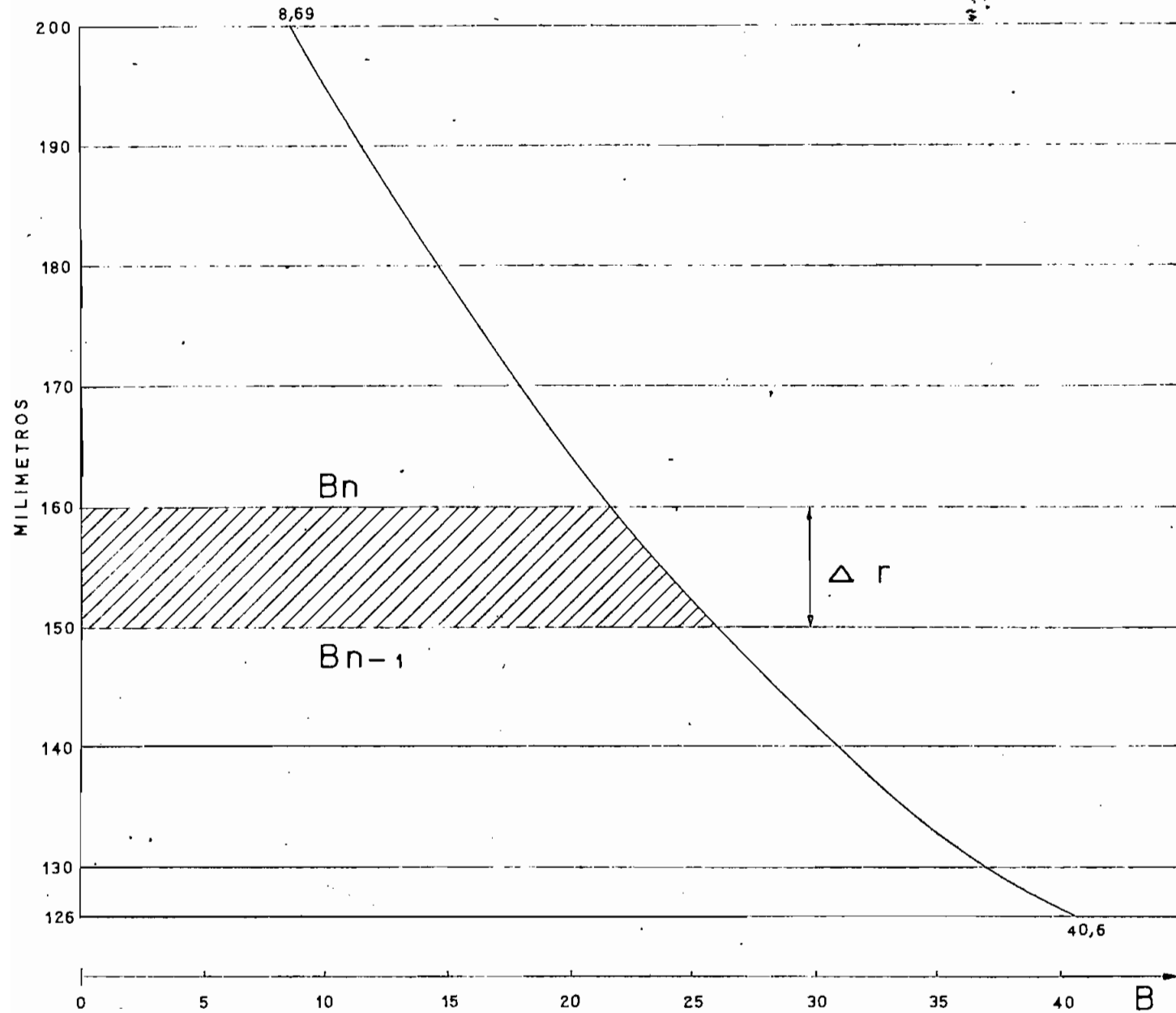


FIGURA 10

CUADRO DE INTEGRACION TABULAR PARA EL TRAZADO DE LOS ALABES DEL RODETE

r m.	$\Delta r$ m.	$c_m$ m/sg.	w m/sg.	$\beta$	$tg\beta$	$B = \frac{l}{r \cdot tg\beta}$	$\Delta f = \frac{B+B'}{\Delta r \cdot 2}$	$\sum \Delta f$	$\varphi = \frac{180}{\pi} \sum \Delta f$	$\frac{t}{t-a}$	b mm.
0,126	0	3,18	16,20	11°30'	0,2015	40,6	00	00	0°	1,28	53,00
0,130	0,004	3,20	15,70	11°48'	0,2089	36,9	0,155	0,155	8,04°	1,27	51,0
0,140	0,010	3,24	14,45	12°58'	0,2302	31,0	0,339	0,494	28,3°	1,24	46,0
0,150	0,010	3,28	13,25	14°20'	0,2555	26,1	0,285	0,779	44,5°	1,21	41,1
0,160	0,010	3,33	12,00	16°10'	0,2899	20,9	0,235	1,014	57,9°	1,18	37,0
0,170	0,010	3,37	10,80	18°10'	0,3281	17,9	0,194	1,208	69,3°	1,15	33,6
0,180	0,010	3,42	9,50	21°10'	0,3872	14,4	0,161	1,369	78,3°	1,12	30,5
0,190	0,010	3,45	8,30	24°35'	0,4574	11,5	0,130	1,499	86°	1,09	27,8
0,200	0,010	3,50	7,00	30°00'	0,5770	8,7	0,101	1,600	91,7°	1,06	25,3

# VARIACION DEL ANGULO DEL ALABE $\beta$

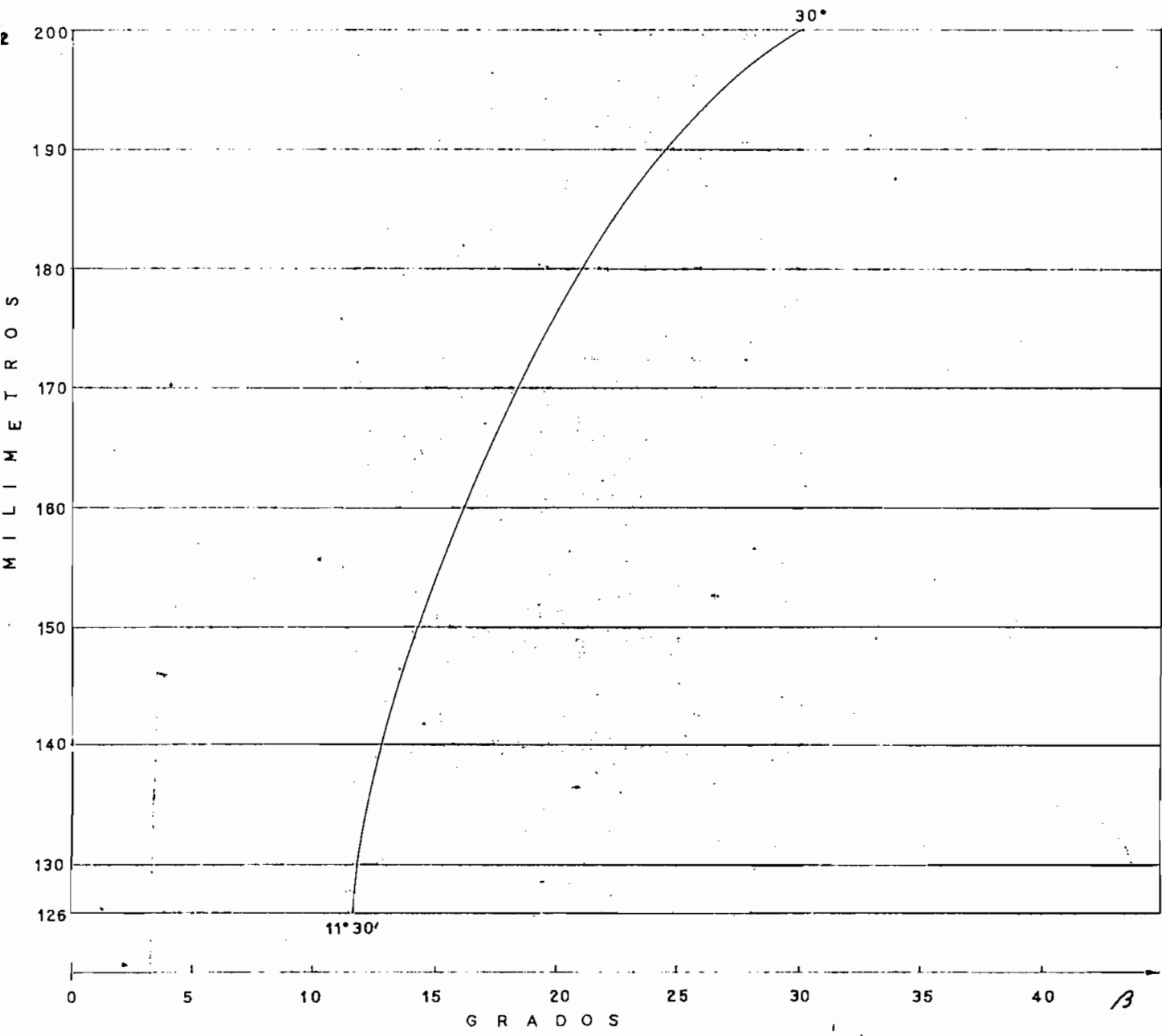


FIGURA 11

# VARIACION DEL ANGULO CENTRAL $\varphi$

12.12.11

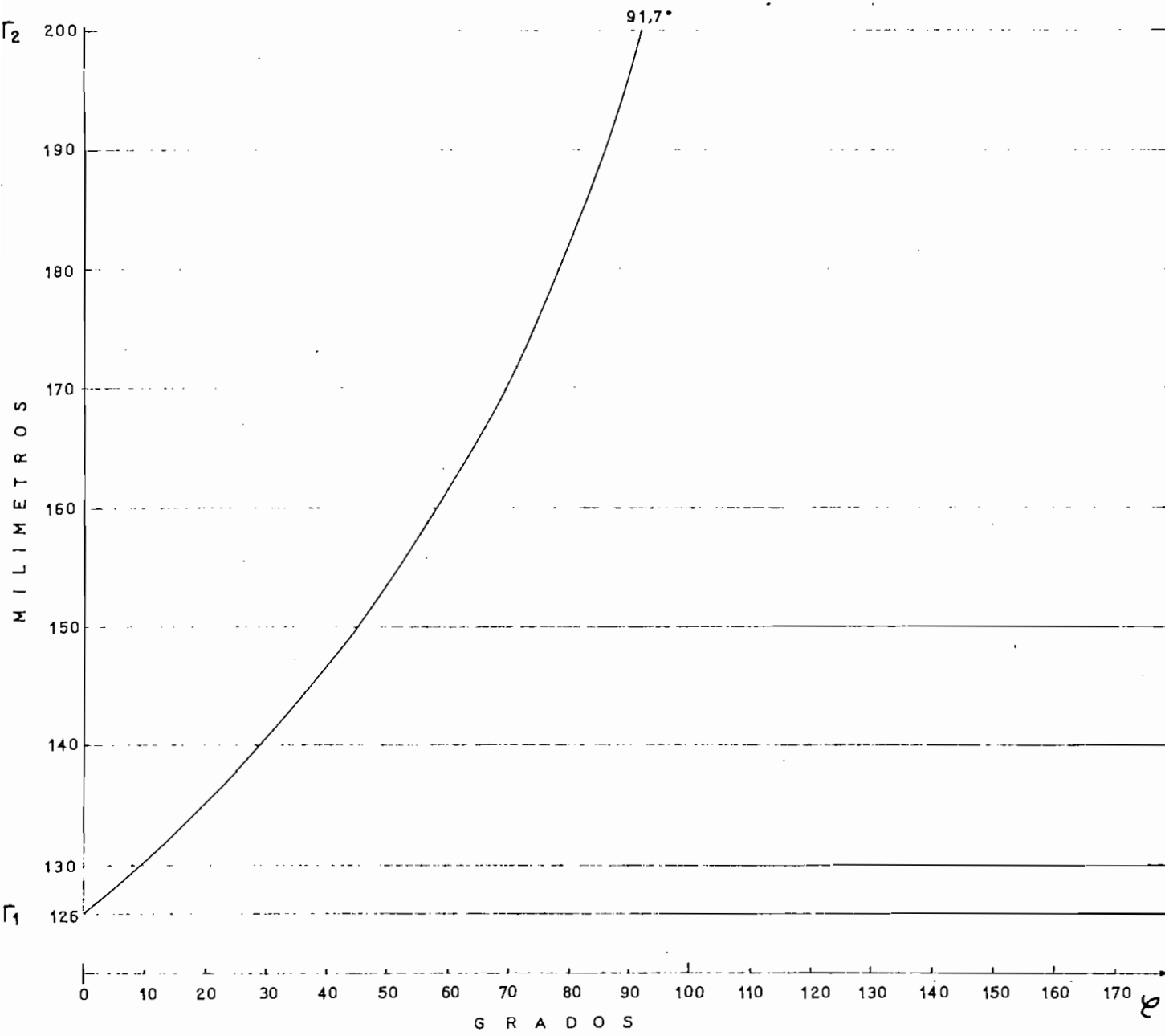


FIGURA 12

# TRAZADO DEL RODETE

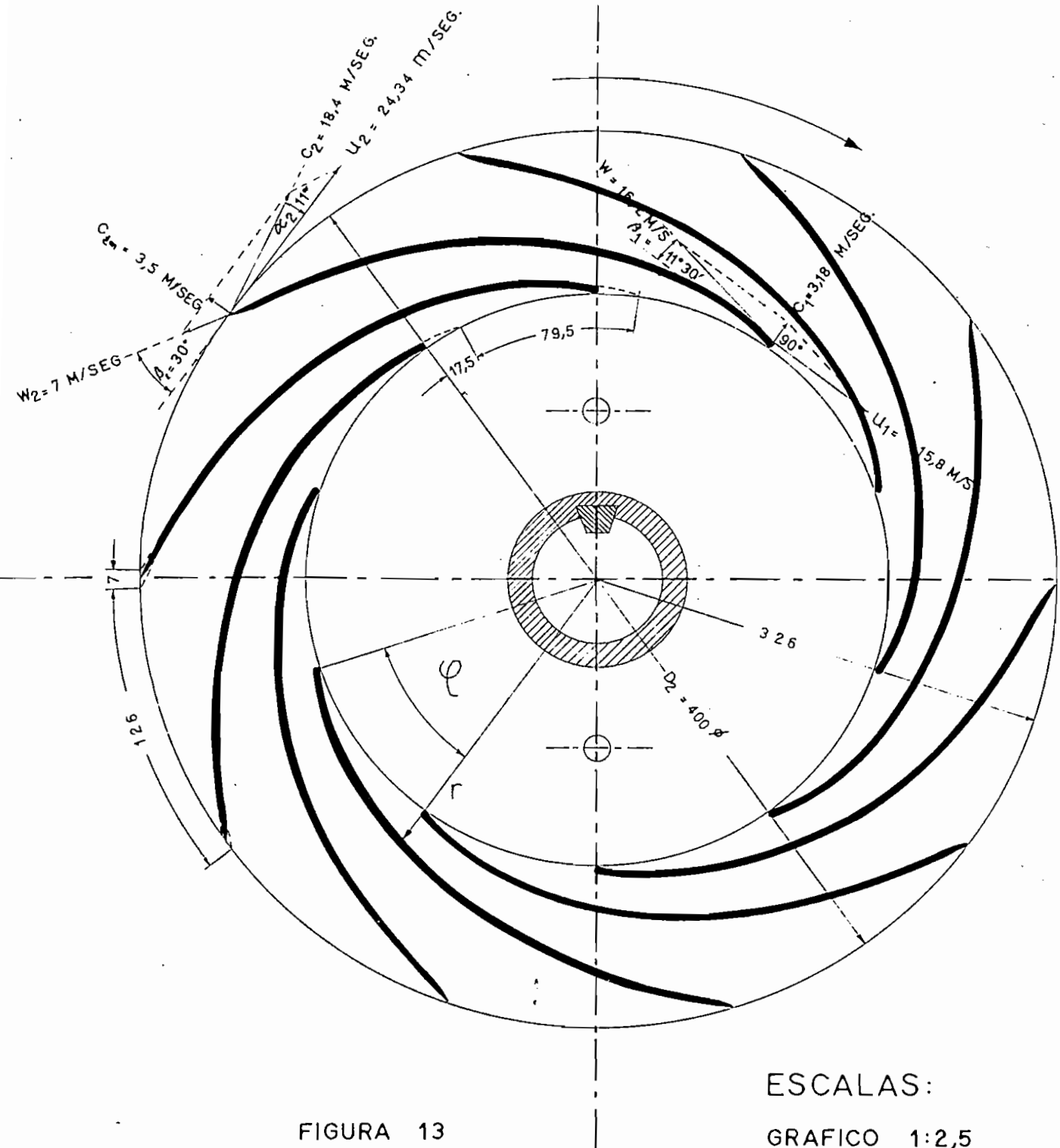


FIGURA 13

ESCALAS:

GRAFICO 1:2,5

VELOCIDADES: 1:750



# TRAZADO DEL RODETE

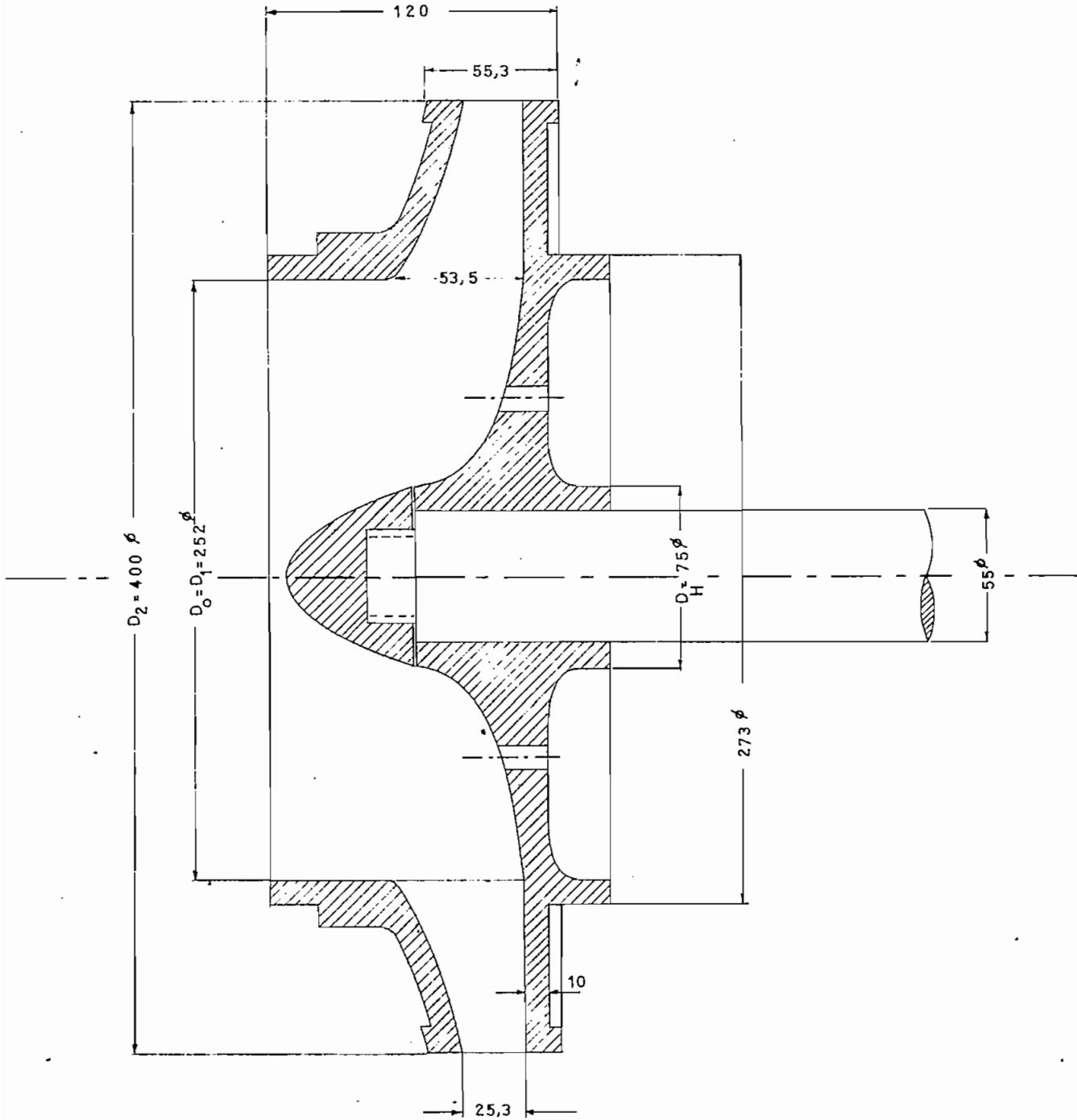


FIGURA 14

ESCALA 1:2,5

C A L C U L O   D E   L A   V O L U T A

La cámara de presión en espiral es una de las partes más importantes de la bomba, su objeto es transformar la energía cinética que posee el agua al abandonar el rodete, en presión, de la manera más eficaz que sea posible. Esta transformación ocurre en la voluta, es ahí, en donde las partículas que fluyen por la sección reciben el impulso de la fuerza centrífuga.

En la bomba que nos ocupa, haremos la caja en forma espiral, a fin de que la sección se vaya ensanchando gradualmente hasta alcanzar la del tubo de impulsión. De esta manera, el agua se va retardando paulatinamente hasta alcanzar, en la entrada de la tubería de impulsión, la velocidad de circulación por esta, transformandose de esta manera la velocidad en presión.

La velocidad media en cada sección de la voluta será tanto menor cuanto más alargada radialmente sea la sección, suponiendo que a lo largo del contorno del rotor exista el mismo estado de corriente. Esta última condición debe cumplirse, a fin de que la corriente en el rotor sea estacionaria y todos los canales del mismo trabajen en las mejores condiciones. De estas consideraciones se deduce, que para cualquier punto de la voluta se cumple la siguiente condición:

$$c_u \cdot r = k. \quad (22)$$

En donde, para una bomba sin difusor se verifica :

$$k = r_2 \cdot c_{3u} \quad (23), \text{ o bien, por ser } \alpha_o = 90^\circ:$$

$$k = \frac{g \cdot H_{man}}{\omega} \quad (24); \quad \omega = \frac{\pi n}{30}$$

lo cual nos da:

$$\omega = \frac{\pi \cdot 1.200}{30} = 126; \quad k = \frac{g \cdot 35,2}{126} = 2,75.$$

$$\underline{\underline{k = 2,75}}$$

-----

Al diseñar la voluta lo haremos de tal manera que la forma básica de la sección sea trapezoidal, cuyas paredes formarán un ángulo de  $30^\circ$  con las líneas radiales. ( figura N° 16 ). Esto hemos hecho con el fin de reducir el diámetro exterior de la voluta, además para que el agua pueda adherirse a las paredes laterales sin que se produzcan turbulencias.

El ancho en la base de  $D_2$  es igual al existente en la corona exterior del rodete, más el juego :

$$b_3 = 55,3 + 4,7 = 60 \text{ mm.}$$

$$\underline{\underline{b_3 = 6,0 \text{ cmts.}}}$$

El ancho de la voluta en un punto cualquiera puede medirse a escala en la figura N° 16, o calcularse mediante la formula:-----

$$b = b_3 + 2 X \operatorname{tg}. 30^\circ \quad ( 23 )$$

donde X es la profundidad radial de la voluta.

A manera de ejemplo, calcularemos el valor de la anchura para el radio  $r = 0,24 \text{ m.}$

$$X = r_2 - r = 24 - 20 = 4 \text{ cmts.}$$

$$b = 6 + 2 \times 4 \operatorname{tg}. 30^\circ = 6 + 8 \times 0,577 = 10,6$$

$$\underline{\underline{b = 10,6 \text{ cmts.}}}$$

Los demás valores pueden verse en la tabla que se ha confeccionado para determinar los valores con los cuales se trazará el perfil de la voluta.

El cálculo de la voluta se efectúa determinando el ángulo  $\theta$  formado por una línea radial dada, mediante la integración en forma tabular de la siguiente expresión:

$$\theta^\circ = \frac{360 \text{ k}}{Q} \int_{r_2}^R \frac{b \text{ dr}}{r} \quad ( 24 )$$

-----

Debe tenerse presente que el valor de Q utilizado es el del caudal suministrado. No se incluye el caudal de fuga, pues dicho caudal se separa del total que circula por el rodete para volver a la aspiración a través de los aros de cierre.

Si r y b se expresan en centímetros, la ecuación (24) se convierte en:

$$\theta^{\circ} = \frac{360 \times 275}{10^4 \times 0,1} \int_{r_2}^R \frac{b \, dr.}{r}$$
$$\theta^{\circ} = 99 \int_{r_2}^R \frac{b \, dr.}{r} = 99 \sum_{r_2}^R b \frac{\Delta R}{R}$$

Esta integración lo resolvemos bajo la forma tabular, lo cual consta en el cuadro de la pagina 41.

Multiplicando los valores calculados de  $bm \Delta R/Rm$ . por 99 se han obtenido los incrementos angulares  $\theta^{\circ}$  de la septima columna, los cuales se han integrado mediante sumas sucesivas en la octava columna. Trazando los radios de la primera columna, según la dirección del ángulo  $\theta^{\circ}$  correspondiente se obtiene el contorno de la voluta ( figura 17 ).

La velocidad media en cada una de estas secciones se ha obtenido dividiendo el caudal que fluye por la sección  $Q \cdot \theta^{\circ}/360$ , por el area total de la sección  $A\theta^{\circ}$  obtenida mediante la integración tabular de  $\Delta A$  ( o sea del incremento de area  $b \Delta R$  ). Estos valores han sido llevados a la figura N° 15. Estas velocidades hay que reducir las aproximadamente en un 10 % por rozamiento en la voluta. En la misma figura, está indicada mediante trazo de puntos.

La línea que sirve de base para la medida de  $\theta^{\circ}$ , puede situarse en cualquier posición; usaremos la posición horizontal para obtener mayor comodidad.

CUADRO PARA EL CALCULO MEDIANTE INTEGRACION TABULAR DE LA VOLUTA

R cm.	$\Delta R$ cm.	R medio	b cm.	b medio	$\frac{b_m \Delta R}{R_m}$	$\Delta \theta^\circ$	$\theta^\circ$	$\Delta A$ cm. <sup>2</sup>	$A\theta^\circ$	$\frac{Q \cdot \theta^\circ}{360}$	velocidad med. dia.
20			6,0	6,0			0°				
	2	21	8,3	7,15	0,68	67,5°		14,30			
22							67,5°		14,30	0,0188	13,1
	2	23	10,6	9,45	0,82	81,2°		19,90			
24							148,7°		34,20	0,0414	12,1
	2	25	12,8	11,70	0,94	93,0°		23,40			
26							241,7°		57,60	0,0675	11,6
	2	27	15,24	13,47	1,00	99,0°		27,00			
28							340,7°		14,60	0,095	11,2
	1	28,5	16,40	15,82	0,55	55,0°		15,82			
29							395,7°		100,47	0,110	10,9

-----  
Aunque se considera que la voluta tiene su origen - junto a la línea que se toma como base, en la realidad - lo tiene junto al radio de la lengüeta M, el cual debe - ser de un 5 a un 10 % mayor que el del rodete, o sea, de 21 a 22 cmts., por lo tanto lo haremos de 21,5 cmts. El ángulo en la lengüeta viene dado por la fórmula:

$$\theta_L^\circ = \frac{132 \operatorname{Log} \frac{R_1}{r_2}}{\operatorname{tg} \alpha_2} \quad ( 25 )$$

siendo  $\alpha_2 = 11^\circ$ ,  $\operatorname{tg} \alpha_2 = 0,1943$ . El valor de la relación de  $R_1/r_2$  es :  $21,5/20 = 1,07$  y su logaritmo:

$\operatorname{Log} 1,07 = 0,0305$ . Por lo tanto:

$$\theta_L^\circ = \frac{132 \times 0,0305}{0,1943} = 20,7^\circ$$

$$\underline{\underline{\theta_L^\circ = 20,7^\circ}}$$

Una vez que la voluta ha quedado determinada, en forma trapezoidal se ha procedido al redondeado de las esquinas, para lo cual se ha empleado un planímetro para medir las áreas.

Del cuadro se deduce que la velocidad media del agua a la salida de la voluta está por el orden de los 11 m/seg. Como la velocidad media recomendada para el agua en la boca de la pletina de impulsión se toma entre 3,0 y 10 m/seg, asumiremos una velocidad de 3,5 m/seg ( teniendo cuenta especialmente la gran longitud de la tubería de impulsión), esta velocidad corresponde a una sección de:

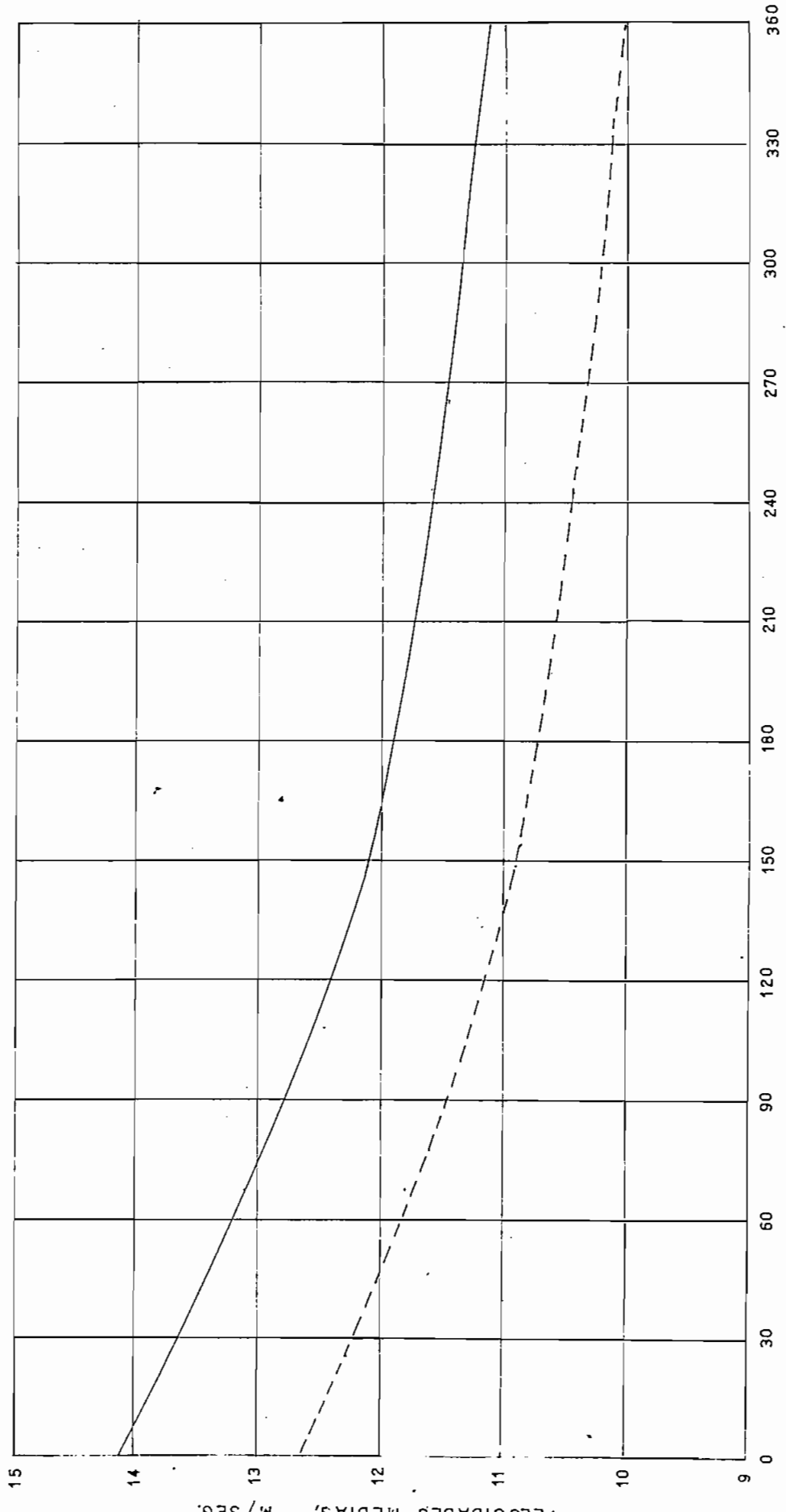
$$S = \frac{0,1 \times 10^4}{3,5} = 285 \text{ cmts.}^2, \text{ que da un diámetro de:}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 285}{\pi}} = 19,1 \text{ cmts.}$$

Asumiremos como diámetro en la boca de la salida de la voluta:

$$\underline{\underline{D = 200 \text{ mm.}}}$$

VELOCIDADES MEDIAS EN LA VOLUTA



ANGULO theta DE LA VOLUTA, EN GRADOS

FIG. 15

-----  
Con este valor calculamos la velocidad correspondiente:

$$\frac{0,1 \times 10^4}{314,1} = 3,21 \text{ m/seg.}$$

lo cual puede considerarse como satisfactorio, si se tiene en cuenta la gran longitud de la tubería de impulsión.

A la sección comprendida entre la salida de la voluta y la tubería de impulsión, denominada tobera de impulsión, se le ha dado una forma divergente hasta alcanzar el diámetro de 20 centímetros. Para evitar que se produzcan turbulencias, y por consiguiente pérdidas demasiado exageradas, esta divergencia lo haremos que sea suave, en nuestro caso con un ángulo de 20° ( Figura 17 ).

En la figura N° 16 se han trazado las secciones del canal de circulación de la voluta correspondientes a cada uno de los puntos para los que se ha efectuado el cálculo con sus secciones incrementadas aproximadamente en un 10% para tener en cuenta el rozamiento; en la figura 17 está el trazado de la voluta obtenida con los valores calculados en la tabla de la pagina N° 41 .

-----  
-----  
-----  
-----  
-----



SECCIONES A TRAVES DEL CANAL DE CIRCULACION  
DE LA VOLUTA EN CADA UNO DE LOS ANGULOS  
PARA LOS CUALES SE HA EFECTUADO EL CALCULO

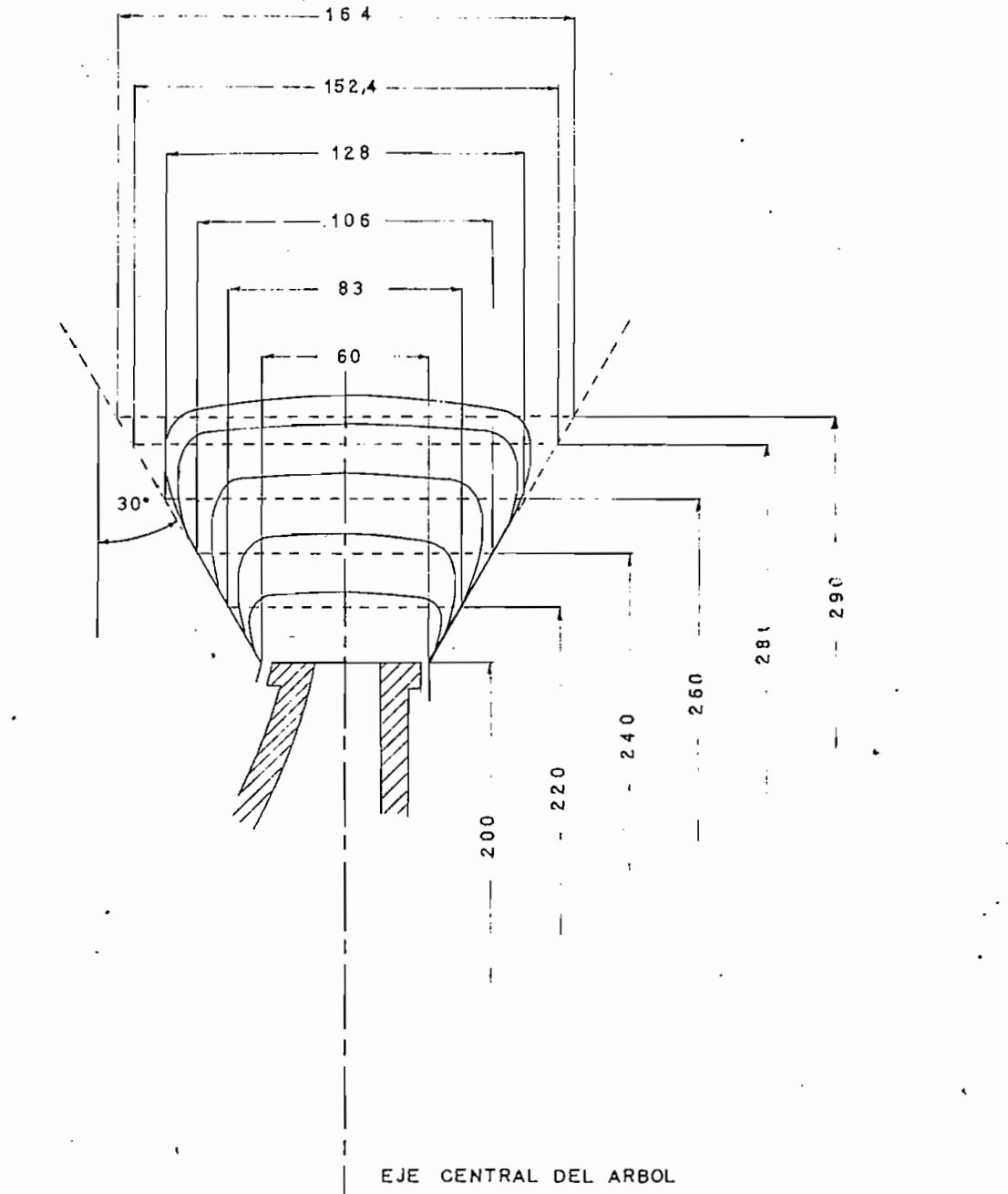


FIG. 16

ESCALA 1:2,5

A L T U R A   D E   A S P I R A C I O N

La altura de aspiración está limitada por la cavita-  
ción, pues esta se produce cuando la presión absoluta -  
del líquido cae al valor de su tensión de vaporización,

El límite teórico máximo de aspiración al nivel del  
mar y a 4° C. de temperatura del agua, es de 10,33 m.; -  
pero por consideraciones de orden práctico, se recomien-  
da no pasar de 7,5 m. ( Elementos de Hidráulica General  
y Aplicada de Rubio Sanjuán, pagina 213 ) para evitar --  
disminución de caudal y el rápido deterioro de la bomba  
como consecuencias de la cavitación.

Si llamamos A a la pérdida en la aspiración por la  
altura sobre el nivel del mar del lugar en que se insta-  
lará la bomba, B a la disminución de la presión a causa  
de la temperatura del agua que circula y  $h_a$  a las pérdi-  
das de carga en la aspiración, tenemos que debe cumplirse  
la siguiente condición:

$$H_a + A + B + h_a \leq 7,5 \text{ m. } \quad ( 26 )$$

en nuestro caso:

A = 3,23 m ( Pérdida en metros correspondiente a los -  
3.000 m. de altura a que se instalará la -  
bomba ) (1)

B = 0,32 m. (Pérdida en metros correspondiente a la tem-  
peratura máxima del agua, que en nuestro ca-  
so, ponemos 25° C. ) (1)

$h_a = 1,02 \text{ m. } \quad (2)$

con lo cual:

$$H_a + 3,23 + 0,32 + 1,02 \leq 7,5$$

$$H_a \leq 2,93 \text{ m.}$$

Por consideraciones de orden práctico y para estar  
más seguros de que no se producirá cavitación, tomaremos:

$$\underline{\underline{H_a = 1,20 \text{ m.}}}$$

(1) Según la tabla XXXI, pagina 214 de Elementos de Hidraú-  
lica General y Aplicada de Rubio San Juan.

(2) Este valor se ha determinado en la pagina 9 al tratar  
de la tubería, se descompone en la siguiente forma:  
Pérdida por Admisión = 0,1 m., pérdida en la valvula

-----  
El diámetro de la tubería de aspiración ya lo hemos determinado en 300 mm. al tratar de la tubería, a este diámetro hemos visto que le corresponde una velocidad de 1,42 m/seg.

### C E B A D O

Antes de que la bomba funcione, la boca del rodete tiene que estar inundada y la tubería de aspiración llena de agua. La bomba nunca debe ponerse a andar sin estar el rodete lleno de líquido, porque puede producirse rozamiento en los aros de cierre y su consiguiente agarrotamiento.

Se debe tener cuidado que el aire no entre en la tubería de aspiración o en la bomba, pues se perdería el cebado y cesaría el suministro de agua. Para libertar el aire que ha entrado a la bomba y a la tubería de aspiración, se colocará una llave en la parte superior de la voluta ( figura 18 ).

En el extremo inferior de la tubería de aspiración es conveniente disponer una valvula de retención, a fin de que mantenga el agua en la tubería de aspiración y en la bomba y evitar el tener que realizar el cebado cada vez que se desee poner en marcha la bomba. Esta valvula deberá ser suficientemente grande, a fin de que no de pérdidas mayores a las previstas de 0,92 m. ( valor calculado en la pagina 9 ).

-----  
-----  
-----

RESUMEN

A continuación se resumen algunos de los valores -  
cálculados, que han servido para el dimensionamiento de  
la bomba:

VELOCIDADES:

Velocidad de aspiración $c_a$ . . . . .	1,42 m/seg.
" absoluta de entrada $c_1$ . . . . .	3,18 "
" periférica a la entrada $u_1$ . . . . .	15,8 "
" relativa del agua a la entrada $w_1$ . . . . .	16,2 "
" absoluta del agua a la salida $c_2$ . . . . .	18,4 "
" meridiana de salida $c_{2m}$ . . . . .	3,5 "
" periférica de salida $u_2$ . . . . .	24,34 "
" relativa del agua a la salida $w_2$ . . . . .	7,0 "
" en la boca de salida de la voluta . . . . .	3,21 "
" en la tubería de impulsión $c_i$ . . . . .	2,03 "

DIAMETROS:

Tubería de aspiración . . . . .	300 mm.
Diámetro de entrada del rodete $D_1$ . . . . .	252 "
" de salida del rodete $D_2$ . . . . .	400 "
" en la boca de salida de la voluta . . . . .	200 "
" de la tubería de impulsión . . . . .	250 "

ANGULOS:

Angulo de entrada del agua $\alpha_1$ . . . . .	90° 00'
" del álabe a la entrada $\beta_1$ . . . . .	11° 30'
" con que el agua abandona el rodete $\alpha_2$ . . . . .	11° 00'
" del álabe a la salida $\beta_2$ . . . . .	30° 00'

VARIOS:

Diámetro del árbol . . . . .	55 mm.
Ancho del rodete a la entrada $b_1$ . . . . .	53 "
Ancho del rodete a la salida $b_2$ . . . . .	25,3 mm.
Número de álaves $z$ . . . . .	10
Espesor del álabe $a$ . . . . .	3,5 mm.
Espesor de las tuberías $e$ . . . . .	3,0 "

C A L C U L O   D E L   A R B O L

Conviene prestar atención especial al cálculo del árbol pues la bomba funcionará a un número relativamente elevado de revoluciones.

El cálculo del árbol lo haremos suponiendo que se halla sujeto a torsión pura; pues las cargas que sobre él actúan son relativamente pequeñas que casi no originan flexión. De todas maneras, comprobaremos si el valor obtenido puede soportar también los esfuerzos de flexión.

El momento de torsión está dado por:

$$M_t \cdot \frac{2 \pi n}{60} = N \cdot 75 \cdot 100 \quad ( 27 )$$

$$M_t = \frac{60 N \cdot 75 \times 100}{2 \pi n} = \frac{71.620 N}{n} \quad ( 28 )$$

La ecuación que da la máxima fatiga cortante en la torsión de árboles circulares es:

$$\tau_{\max} = \frac{M_t \cdot d}{2 I_p} \quad ( 29 )$$

donde  $I_p$  es el momento polar de inercia de la sección circular, que para un círculo de diámetro  $d$  vale:

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad ( 30 )$$

reemplazando valores en ( 29 ):

$$\tau_{\max} = \frac{16 M_t}{d^3}$$

y finalmente reemplazando en  $M_t$  ( 28 ):

$$\tau_{\max} = \frac{16 \times 71.620 \times N/n}{\pi d^3}$$

despejando  $d$ :

$$d = \sqrt[3]{\frac{365.000 N}{n \tau_{\max}}} = \frac{71,3}{\sqrt[3]{\tau_{\max}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$d = k \sqrt[3]{\frac{N}{n}} ; \quad k = \frac{71,3}{\sqrt[3]{\tau_{\max}}}$$

En la que  $k$ , como puede verse, es una constante cuyo

valor depende del esfuerzo asignado. Con objeto de conseguir rigidez y prever a los posibles esfuerzos indeterminados de flexión; en los árboles de transmisión se asume un esfuerzo bajo; cuando mayor y más importante es el árbol, menor debe ser el esfuerzo de trabajo.

Los manuales recomiendan para árboles de transmisión principales, una resistencia permisible a cortadura muy baja de  $\tau = 150 \text{ Kg/cm}^2$ , con lo que  $k = 13,4$

$$d = 13,4 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (31)$$

el valor  $k = 13,4$ , es recomendado para árboles de "acero comercial", que es el que usaremos en el caso que nos ocupa. Con esto tenemos:

$$d = 13,4 \sqrt[3]{\frac{77}{1.200}} = 5,35 \text{ cmts.}$$

tomamos  $d = 55 \text{ mm}$  por ser un diámetro comercial.

Para estar seguros del valor obtenido para el diámetro del árbol, calcularemos el ángulo de torsión y veremos si el valor obtenido cae dentro de los límites admisibles. El coeficiente  $k = 1,34$  es empleado cuando se desea obtener una torsión máxima de  $1/3^\circ$ .

También se puede comprobar que la tensión de torsión sea más pequeña que la máxima permitida de  $600 \text{ kg/cm}^2$ .

Calculamos primero el momento de torsión  $M_t$ :

$$M_t = 716,2 \frac{N}{n} = 716,2 \frac{77}{1.200} = 45,9 \text{ mKg.}$$

$$\underline{\underline{M_t = 45,9 \text{ m kg.}}}$$

la tensión tangencial vale:

$$\tau_p = \frac{M_t}{W_p} \quad (32)$$

en donde el momento de resistencia polar para una sección circular está dado por:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi 5,5^3}{16} = 32,7 \text{ cm.}^3$$

$$\underline{\underline{W_p = 32,7 \text{ cm.}^3}}$$

reemplazando este valor tenemos:

$$\tau_p = \frac{Mt}{W_p} = \frac{4.590}{32,7} = 140 \text{ kg/cm}^2$$

$$\underline{\underline{\tau_p = 140 \text{ kg/cm}^2}}$$

Este valor es más pequeño que la tensión tangencial permitida de 600 Kg/cm<sup>2</sup>. Luego podemos concluir que el valor de 55 mm. para el diámetro del árbol es correcto.

COMPROBACION DEL ANGULO DE TORSION. = Para calcular el ángulo de torsión

$\varphi$  determinamos primero el momento polar de inercia:

$$I_p = W_p \frac{d}{2} = 32,5 \frac{5,5}{2} = 89,5 \text{ cm}^4.$$

$$\underline{\underline{I_p = 89,5 \text{ cm}^4}}$$

Como valor aproximado estimaremos la longitud del árbol en 100 cm.

$$\varphi = \frac{Mt \cdot L}{I_p \cdot G} \quad (33)$$

Para G tomamos un valor de 830.000.

Como en la ecuación que da resulta en medida de arco, para obtener en grados hay que multiplicar por el factor  $180/\pi$ .

$$\varphi = \frac{4.590 \times 100}{89,5 \times 830.000} \cdot \frac{180}{\pi} = 0,35$$

de donde:

$$\varphi \cong \frac{1}{4}^\circ$$

O sea que el valor asumido de  $d = 55$  mm. es correcto en cuanto al ángulo de torsión.

RESISTENCIA DEL ARBOL A LA FLEXION = Si se supone un perfecto equilibrio estático y dinámico del árbol y de las masas que giran con él (rodete y acoplamiento elástico), las cargas estáticas de flexión son las de la figura N° 19.

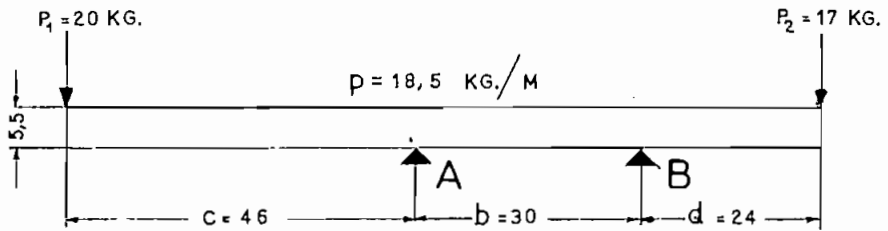


FIGURA 19

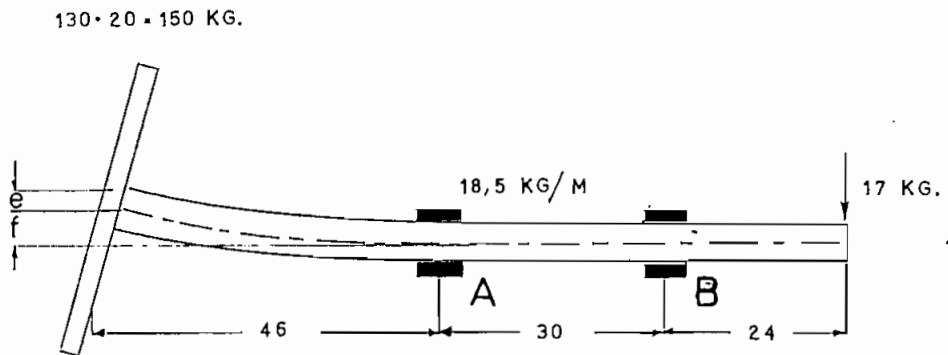


FIGURA 20



-----

El peso del árbol le suponemos actuando como una carga uniformemente repartida, mientras que los pesos del rodete y del acople actuarán como cargas concentradas en los extremos del árbol, estas cargas admitiremos que sean de 20 kg. para el rodete y 17 kg. para el acoplamiento.

El momento de flexión máximo tendremos en A:

$$M_{\max} = 20 \times 46 + 0,185 \frac{46^2}{2} = 724 \text{ cm.kg.}$$

$$\underline{\underline{M_{\max} = 724 \text{ cm.kg.}}}$$

El momento de resistencia es:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi 5,5^3}{32} = 16,3 \text{ cm}^3$$

$$\underline{\underline{W = 16,3 \text{ cm}^3}}$$

con lo que tenemos:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{724}{16,3} = 44,5 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma = 44,5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ ( fatiga estática a la flexión )}.$$

Del resultado se desprende que la fatiga del árbol debido a las fuerzas estáticas del peso propio son insignificantes.

Si por causas imprevistas como desgaste desigual del rodete, adherencias, fallas del material, etc. se produce una desviación del centro de gravedad en relación al centro de giro, llegaría a actuar una fuerza centrífuga C que podría producir un momento de flexión mucho más grande que el del peso propio, a pesar de que originalmente el árbol, el rodete y el acoplamiento fueron equilibrados dinámicamente.

Para el cálculo de la fuerza centrífuga únicamente tiene importancia el mismo rodete. Admitiremos como máximo una excentricidad r de un 1 % sobre el diámetro exterior del rodete.

$$r = 0,01 \times 40 = 0,4 \text{ cmts.}$$

$$C = m \cdot r \cdot \omega^2 = \frac{G}{g} \cdot r \cdot \omega^2$$

$$C = \frac{20}{9,81} \cdot 0,4 \left( \frac{1.200}{30} \right)^2 = 130 \text{ kg.}$$

$$\underline{\underline{C = 130 \text{ kg.}}}$$

Esta fuerza centrífuga produce un momento de flexión en el punto de apoyo A, de :

$$M = 130 \times 46 = 5.980 \text{ kg. cm.}$$

con lo que se obtiene:

$$\sigma = \frac{5.980}{16,4} = 365 \text{ kg/cm}^2$$

$$\underline{\underline{\sigma = 365 \text{ kg/cm}^2}} \quad (\text{fatiga dinámica a la flexión})$$

Esta fatiga es admisible, pues una excentricidad del 1 % es prácticamente improbable, aún cuando se la supone para poder dimensionar los cojinetes del árbol, que se necesitará posteriormente.

VELOCIDAD CRITICA DEL ARBOL.- Cuando una bomba centrífuga funciona a una velocidad relativamente elevada, conviene tener en cuenta que el número crítico de revoluciones sea bastante más alto que el número de revoluciones al que funciona el árbol. Pues, cuando sobre un árbol, existe un rodete cuyo centro de gravedad no coincide exactamente con su eje de rotación, la fuerza centrífuga desarrollada, por pequeña que sea, podría romper al árbol, si la frecuencia propia del mismo entra en resonancia con el número de revoluciones.

Un procedimiento sencillo para determinar el número crítico de revoluciones, es el siguiente:

Llamando e la excentricidad del centro de gravedad en relación al centro de giro y f la flecha, y despreciando la

masa del árbol se obtiene la fuerza centrífuga ( fig.20)

$$C = m. r. \omega^2 = \frac{G}{g} ( e + f ) \omega^2 \quad ( 34 )$$

en la cuál G es el peso del rodete.

Para el caso presente podemos calcular la flecha a base del Manual Hütte 28a. edición, Tomo I, paginas 872 y siguiente, caso N° 8, que nos da:

$$f = \frac{0}{E.J} \cdot \frac{( L + c ) c^2}{3}, \text{ siendo:}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi 5,5^4}{64} = 45 \text{ cm}^4,$$

de donde se deduce:

$$C = \frac{3 \cdot f \cdot E \cdot J}{( L + c ) c^2} = \frac{3 \times 2.200.000 \times 45}{( 30 + 46 ) 46^2} = 1.840 \text{ f}$$

entrando con este valor en la fórmula ( 34 )

$$1.840 \text{ f} = \frac{G}{g} ( e + f ) \omega^2 ;$$

$$f = \frac{e}{\frac{1.840 \cdot g}{G \omega^2} - 1}$$

si en esta última fórmula el valor  $1.840 \text{ g} / G \omega^2$  llega a 1 resulta: infinito; o sea, con el menor peso excéntrico G se rompería el árbol.

$$\frac{1.840 \text{ g}}{G \omega^2} = 1 ; \quad \omega = \sqrt{\frac{1.840 \text{ g}}{G}}$$

CON  $\omega = \frac{\pi n}{30}$ , resulta el número crítico de revoluciones:

$$n_k = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{1.840 \times 981}{20}} = 2.870$$

$$\underline{\underline{n_k = 2.870 \text{ revoluciones por minuto.}}}$$

Siendo la velocidad de la bomba de  $n = 1.200 \text{ r.p.m.}$ , resulta que  $n_k$  es mucho mayor que  $n$ , como así conviene. El árbol puede, pues, construirse sin reparo alguno de un diámetro de:  $d = 55 \text{ mm.}$

EMPUJE AXIAL

Un rodete de aspiración simple, o sea, de entrada unilateral, está sujeto a un empuje axial, que es la resultante de dos fuerzas opuestas. La una, más pequeña, tiende a desplazar el rodete hacia el lado opuesto a la aspiración; la otra tiende a llevar el rodete en sentido contrario a la primera o sea hacia el lado de aspiración. Esta segunda fuerza es mayor y se debe a que el fluido a la salida del rodete se encuentra a mayor presión que en el sitio de aspiración.

La fuerza que tiende a desplazar el rodete hacia el lado opuesto a la aspiración, actúa sobre la superficie limitada por los anillos de diámetro  $D_o$  y  $D_h$  ( figura 14 ). Se debe a la variación de la cantidad de movimiento del fluido que penetra en el rodete. Como el líquido entra con una velocidad  $o_o$ , su variación de cantidad de movimiento estará dada por:

$$F_1 = \frac{q \cdot c_o}{g} \quad ( 35 )$$

en donde  $q$  es el caudal expresado en Kg/seg.

La segunda fuerza que trata de llevar el rodete hacia el lado de aspiración, actúa también entre los diámetros  $D_o$  y  $D_h$  y es igual a:

$$F_2 = P \frac{\pi}{4} ( D_o^2 - D_h^2 ) \quad ( 36 )$$

en donde  $P$  es la presión a través del aro y vale:

$$P = \frac{3}{4} \cdot \rho \times \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \cdot \gamma \quad ( 37 ); \quad \gamma = 0,1$$

De esta manera determinamos el valor del empuje axial:

$$F_1 = \frac{1.000 \times 0,1 \times 3,18}{9,81} = 32,4$$

$$\underline{\underline{F_1 = 32,4 \text{ kg.}}}$$

-----

$$P = \frac{3}{4} \times \frac{24,34^2 - 15,8^2}{2 \times 9,81} \times 0,1 = 1,3$$

reemplazando este valor en la ecuación (36):

$$F_2 = 1,3 \frac{\pi}{4} (25,2^2 - 7,5^2) = 595$$

$$\underline{\underline{F_2 = 595 \text{ kg.}}}$$

con lo cuál el empuje efectivo hacia el lado de aspiración vale:

$$E = 595 - 32,4 = 562,6$$

$$\underline{\underline{\text{EMPUJE AXIAL} = 563 \text{ kg.}}}$$

Este empuje lo contrarrestamos disponiendo aros de cierre en la corona posterior del rodete, de igual diámetro que la boca de entrada del mismo, en el cuál se han practicado unos orificios a fin de que entre el agua y semigualen las presiones a ambos lados y se contrarreste de esta manera el empuje axial. Esto se puede observar en la figura 14 en la cuál se ve un corte lateral del rodete.

Como puede existir un cierto desequilibrio que daría lugar a empujes de pequeña consideración, diseñaremos los cojinetes en tal forma que puedan absorber estos pequeños empujes axiales. Su cálculo y diseño consta en la sección en la cuál se trata de los cojinetes.

C O J I N E T E S

El rodete irá montado en el extremo del árbol, el cual se apoyará sobre dos rodamientos de bolas a rótula. Estos cojinetes irán montados en soportes independientes ( figura 30 )

Se emplea esta disposición de cojinetes exteriores para no usar el cojinete en el interior de la bomba. En esta forma, el árbol tendrá una longitud libre mayor, la cuál puede soportar perfectamente, pues hemos dimensionado el árbol bastante robusto.

Al tratar del árbol, habíamos indicado que por desgaste desigual, fallas en el material, adherencias, etc. en el rodete, puede producirse una desviación del centro de gravedad en relación con el centro de giro, con lo cual llegaría a actuar una fuerza centrífuga que podría producir un momento de flexión mucho más grande que el producido por las cargas normales que actúan sobre el árbol, como son el rodete y el acoplamiento. Al aumentar el momento de flexión, las reacciones que se producirán en los apoyos, también serán mayores, debiendo por tanto los cojinetes dimensionarse para que puedan resistir estos esfuerzos producidos por la excentricidad.

Quando se dimensionaba el árbol, se había admitido como posible de producirse una excentricidad máxima del 1 %, la cual originaba una fuerza centrífuga  $C = 130 \text{ kg}$  ( pagina 56 )

Esta fuerza centrífuga lo podemos suponer actuando en el mismo lugar en donde actúa el peso del rodete, con lo cuál tenemos:

$$p = 130 + 20 = 150$$

$$p = 150 \text{ Kg.}$$

Con esto podemos considerar a nuestro caso como una viga con dos apoyos y dos secciones en voladizo, en los extremos de los cuales actúan el peso del rodete más la fuerza centrífuga resultante de la excentricidad y en el otro el peso del acoplamiento elástico. ( fig 20 )

Para el dimensionamiento de los cojinetes debemos calcular la carga que cada uno debe soportar, o sean las reacciones que se producen en los apoyos A y B.

Determinamos la reacción en el apoyo B poniendo igual el momento de las fuerzas del lado derecho a las del lado izquierdo del apoyo A:

$$150 \times 46 + 18,5 \frac{0,46^2}{2} = 18,5 \frac{0,54^2}{2} + 17 \times 0,54 = 0,3B$$

$$70,96 = 11,9 + 0,30 B$$

$$\underline{\underline{B = 199 \text{ Kg}}}$$

$$A + B = P = 150 + 18,5 + 17$$

$$\underline{\underline{A = 384,5 \text{ Kg.}}}$$

La elección del rodamiento lo haremos sirviendonos del catalogo de la casa constructora de cojinetes S.K.F.; por consiguiente las dimensiones que resulten para el rodamiento corresponderán a las normalizadas por dicha casa fabricante.

Al tratar del empuje axial, habíamos indicado que este puede ser absorbido por unos orificios practicados en el rodete, a fin de que se igualen las presiones a ambos lados del rodete. Pero, como podría existir algún desequilibrio imprevisto, dimensionaremos los cojinetes en tal forma que estos puedan absorber parte del empuje axial, si hacemos que cada rodamiento soporte un 20 %, tendremos que un 40 % del empuje axial tendrán que soportar los dos cojinetes. De esta manera la carga radial  $R_a$  será igual a:

$$R_a = 563 \times 0,2 = 112,6 \text{ kg.}$$

$$\underline{\underline{R_a = 112,6 \text{ kg.}}}$$

La carga total que tiene que soportar el cojinete, o sea la resultante de la carga radial y la axial, se calcula mediante la formula siguiente:

$$P = R + y Ra \quad (37)$$

en donde y es un factor que tiene distintos valores según el tipo de rodamiento,

Con las máquinas herramientas disponibles en el país, resultaría difícil alinear las perforaciones para ambos cojinetes, razón por la cual escogemos cajas independientes de cojinetes de doble hilera de bolas, con alineamiento automático. Probaremos con el cojinete N° 2312 (S.K.F.) para el cual el factor y es de 2.

$$P = 384,5 + 2 \times 112,6 = 609,7$$

$$\underline{\underline{P = 609,7 \text{ kg.}}}$$

El cojinete escogido N° 2312 (S.K.F.) puede soportar una carga de 8.900 kg a 15 r.p.m. para conseguir una duración de 500 horas. Para saber la carga que este mismo rodamiento puede soportar a las 1.200 r.p.m. para conseguir una duración de 20.000 horas ( fijamos en 20.000 horas la duración del cojinete en nuestro caso), dividiremos la carga nominal de 8.900 kg. para los factores 4,29 y 3,4 obtenidos de los diagramas N° 21 y 22 que son proporcionados por la S.K.F.

4,29 = factor de revoluciones (1.200 r.p.m.)

3,4 = factor de duración (20.000 horas)

$$\frac{8.900}{4,29 \times 3,4} = 610 \text{ kg.}$$

Con lo cual queda como definitivo este cojinete, cuyo dibujo puede verse en la figura N° 23

Aunque, para el soporte B, se necesitará un rodamiento con una capacidad de carga menor al calculado para A, emplearemos uno igual, con el fin de obtener simetría.



DIAGRAMA PARA DETERMINAR EL FACTOR DE VELOCIDAD (r.p.m.)

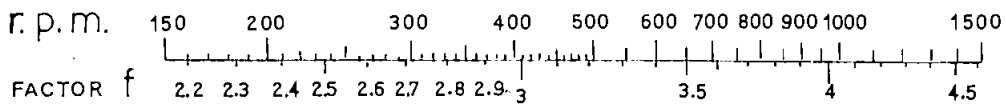


FIGURA 21

DIAGRAMA PARA DETERMINAR EL FACTOR DE DURACION

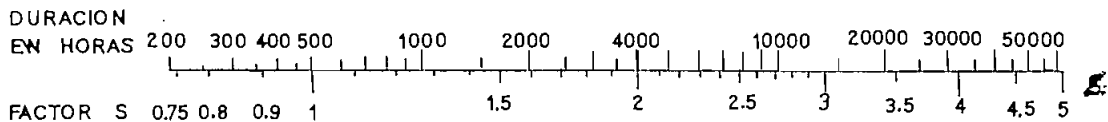
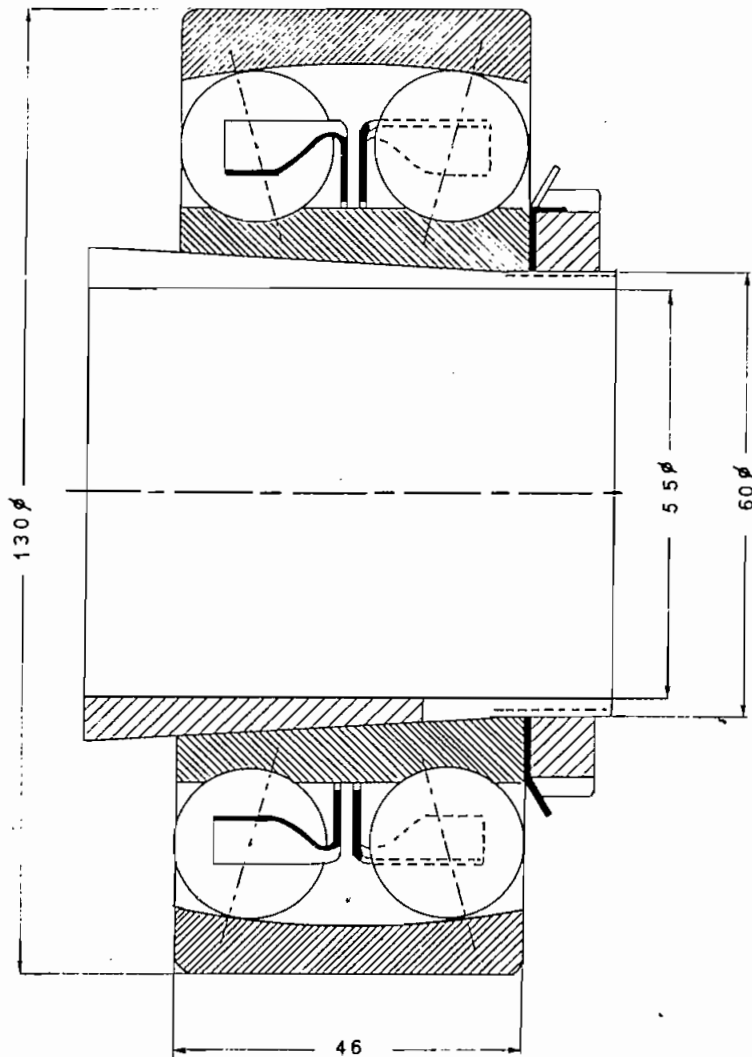


FIGURA 22

RODAMIENTO DE BOLAS A ROTULA, N° 2312 S.K.F.

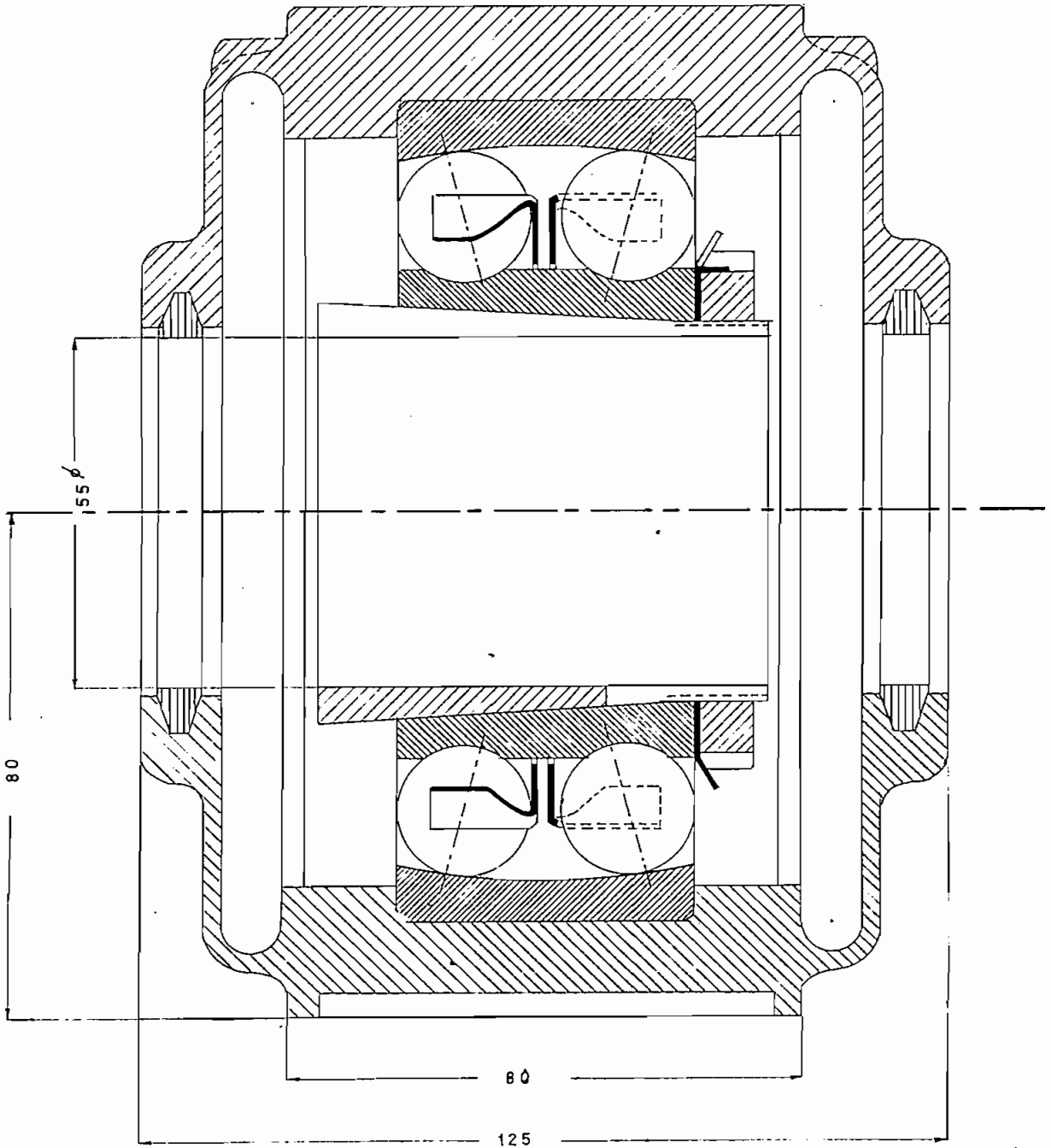


ESCALA 1:1

FIGURA 23

2312

# SOPORTE PARA EL RODAMIENTO (2312)



ESCALA 1:1

FIGURA 24

### P R E N S A E S T O P A

En el sitio en el cual el árbol se introduce en la cubierta de la bomba se dispondrá una prensaestopa para evitar las fugas.

Esta prensaestopa se empaquetará con una tira cuadrada de amianto grafitado, cortada en anillos separados, cada uno de los cuales debe tener una junta plana de ensamble.

En el sitio en el cual la cubierta de la bomba rozará con el eje se dispondrá un aro de bronce.

El detalle constructivo de la prensaestopa puede verse en la figura N° 26 .

### A C O P L A M I E N T O

Al efectuar el acoplamiento de la bomba con el motor, debe hacerse en tal forma que exista sierta movilidad, lo cual se logra mediante el empleo del acoplamiento elástico.

El acoplamiento que nosotros emplearemos, consta de dos discos iguales ( fig 27 ) unidos mediante laminas de cuero, cada una de las cuales está provista de dos agujeros, destinados a recibir un vástago roscado de cada uno de los discos.

Las dimensiones del acoplamiento se han tomado de un cuadro que consta en La Escuela del Técnico Mecánico, Tomo IV, pagina 166; la selección se ha hecho de acuerdo al diámetro del árbol y a la relación:

$$\frac{N}{n} = \frac{73}{1.200} = 0,061 .$$

El detalle constructivo del acoplamiento consta en la figura N° 27 .

# PRENSAESTOPA DE AMIANTO GRAFITADO

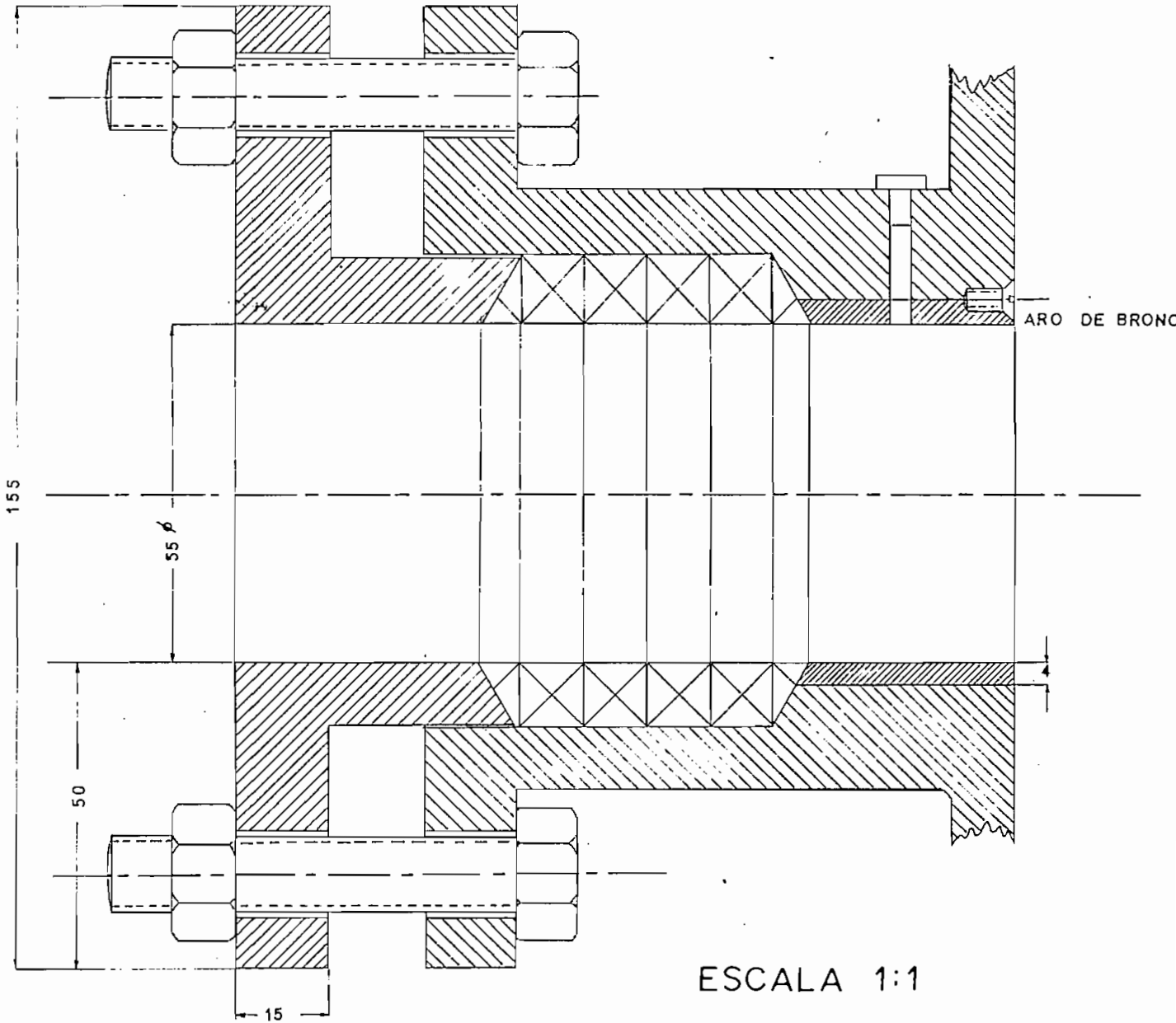


FIGURA 26

S E L E C C I O N   D E L   M O T O R

Como se necesitará variar la velocidad se empleará un motor de anillos rozantes, (de acuerdo con los datos suministrados para el presente trabajo). El motor será trifásico, para 220 V. corriente alterna de 60 ciclos. La potencia ya lo hemos determinado en 57 Kw. ( pagina N° 13 ).

Empleamos el motor de anillos rozantes, porque, a más de permitir variar la velocidad, tiene gran capacidad para producir un buen par de arranque, con corriente de arranque moderada.

El arranque se realizará mediante una resistencia conectada en estrella al devanado del rotor, conforme puede verse en la figura N° 28 . Los brazos de contacto deslizante indicados por las flechas están unidos en el punto central y dispuestos para disminuir la resistencia cuando se hacen girar en el sentido de las manecillas del reloj.

La resistencia conectada en estrella al devanado del rotor, a más de usarse para el arranque se empleará para controlar la velocidad del motor. La resistencia se irá disminuyendo a medida que se desee incrementar la velocidad, el motor alcanza la velocidad normal cuando el valor de la resistencia intercalada en el rotor sea nulo.

El arranque y el control de la velocidad del motor, también puede lograrse colocando resistencias de modo que puedan intercalarse o sacarse del circuito del rotor por medio de interruptores que las cortocircuitan, como puede verse en la figura N° 29 . El motor arranca con todos los interruptores de las resistencias abiertos y con toda la resistencia intercalada en el circuito del rotor. Cuando se cierra el interruptor 1, pone en corto circuito la primera sección de las resistencias; el interruptor 2 cortocircuita la segunda sección y el interruptor 3 la última, adquiriendo el motor entonces toda su velo-

CONEXIONES DEL ESTATOR Y DEL ROTOR DE UN MOTOR DE INDUCCION DE ANILLOS ROZANTES, Y DE LA RESISTENCIA VARIABLE INTERCALADA EN EL CIRCUITO DEL ROTOR PARA ARRANCAR Y CONTROLAR LA VELOCIDAD DEL MOTOR.

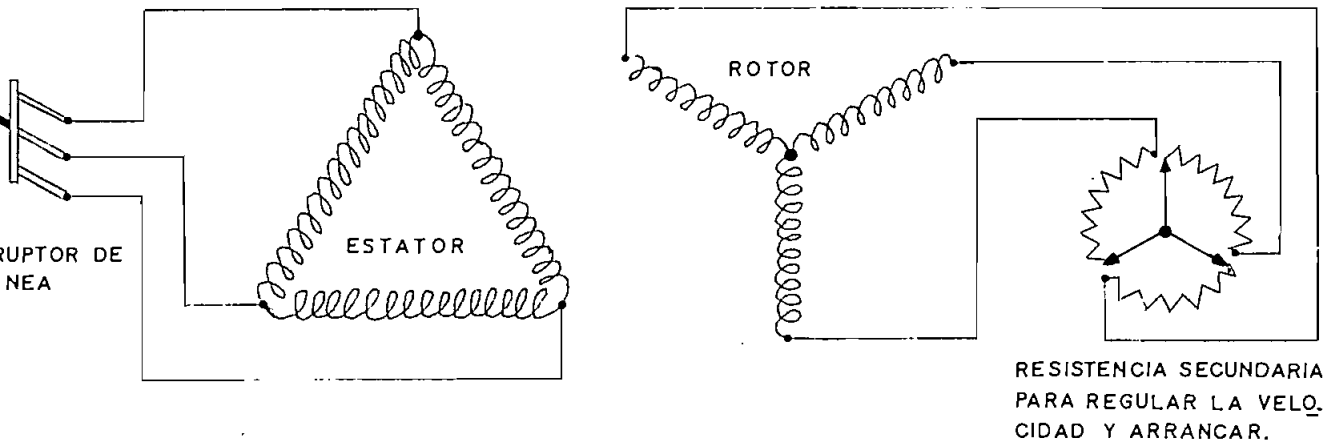


FIGURA 28

CONEXIONES DE UN MOTOR DE INDUCCION DE ANILLOS ROZANTES CON INTERRUPTORES DE CU - CHILLAS PARA SACAR, PASO A PASO, LA RESISTENCIA DE ARRANQUE Y DE CONTROL DE LA VELOCIDAD

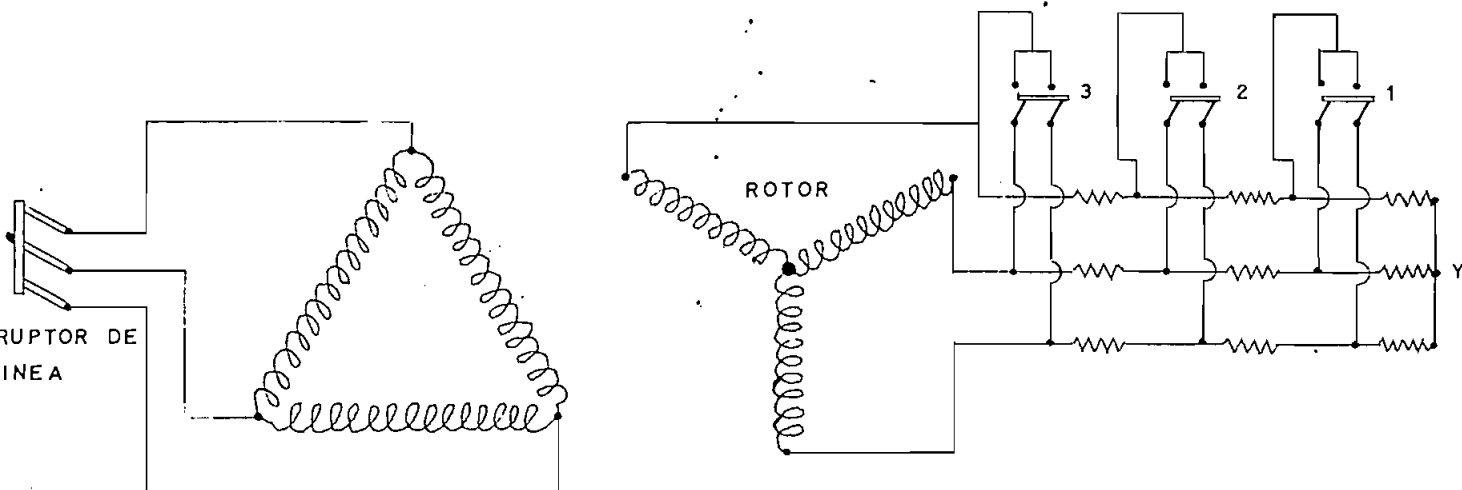


FIGURA 29

I N D I C E D E C I T A C I O N E S

CITA- CION.	OBRA CONSULTADA	AUTOR	PAG.
1	Elementos de Hidráulica General y Aplicada con Motores Hidrául.	Rubio Sanjuán	211
2	Texto de P. Hidroeléctricos	Ing. Kakabadse	
3	Texto de P. Hidroeléctricos	Ing. Kakabadse	
4	Elementos de Hidráulica General y Aplicada con Motores Hidrául.	Rubio Sanjuán	219
5	Bombas Centrífugas	L. Quantz	19
6	Elementos de Hidráulica General y Aplicada con Motores Hidrául.	Rubio Sanjuán	203
7	Texto de P. Hidroeléctricos	Ing. Kakabadse	
8	Bombas	Matthiessen - F.	134
9	La Escuela de Técnico Mecánico. Tomo V	I. L. Sarrate	337
10	La Escuela del Técnico Mecánico	I. L. Sarrate	337
11	La Escuela del Técnico Mecánico	I. L. Sarrate	337
12	La Escuela del Técnico Mecánico	I. L. Sarrate	337
13	La Escuela del Técnico Mecánico	I. L. Sarrate	331
14	La Escuela del Técnico Mecánico	I. L. Sarrate	357
15	La Escuela del Técnico Mecánico	I. L. Sarrate	339
16	La Escuela del Técnico Mecánico	I. L. Sarrate	338
17	La Escuela del Técnico Mecánico	I. L. Sarrate	340
18	Bombas y Máquinas Soplantes Cen- trífugas	A. H. Church	106
19	Bombas y Máquinas Soplantes C.	A. H. Church	106
20	Bombas y Máquinas Soplantes C.	A. H. Church	114
21	La Escuela del Técnico Mecánico	I. L. Sarrate	343
22	La Escuela del Técnico Mecánico	I. L. Sarrate	371
23	Bombas y Máquinas Soplantes C.	A. H. Church	121
24	Bombas y Máquinas Soplantes C.	A. H. Church	121
25	Bombas y Máquinas Soplantes C.	A. H. Church	120



CITA- CION	OBRA CONSULTADA	AUTOR	PAG.
26	Elementos de Hidráulica General y Aplicada con Motores Hidrául.	Rubio Sanjuán	213
27	Resistencia de Materiales	Ing. W. Seligman	38
28	Resistencia de Materiales	Ing. W. Seligman	38
29	Resistencia de Materiales	Ing. W. Seligman	37
30	Resistencia de Materiales	Ing. W. Seligman	36
31	Construcción de Elementos de Má- quinas	D.S.Kimball y J.187 H. Barr	
32	Resistencia de Materiales	Ing. W.Seligman	36
33	Resistencia de Materiales	Ing. W. Seligman	37
34	Bombas Centrífugas	L. Quantz	38
35	Bombas y Máquinas Soplantes C.	A. H. Church	155
36	Bombas y Máquinas Soplantes C.	A. H. Church	155
37	S.K.F. Lista de Precios		6

B I B L I O G R A F I A

La Escuela del Técnico Mecánico - I. L. Sarrate,  
Bombas y Máquinas Soplantes Centrífugas - A.H. Church,  
Bombas Manual para Escuelas de Ingenieros - Matthiessen-  
Fuchslocher,  
Elementos de Hidráulica General y Aplicada con Motores Hi-  
dráulicos - I. Rubio Sanjuán - Cuarta Edición,  
Manual del Ingeniero - Hütte - 2a. Edición,  
Construcción de Elementos de Máquinas - Kimball y Barr,  
Texto de Proyectos Hidroeléctricos - Ing. Dimitri Kakabadse,  
Resistencia de Materiales - Ing. Walter Seligman,  
S.K.F. Lista de Precios,  
Electricidad Práctica y Aplicada - Coyne - Tomo III

I N D I C E D E M A T E R I A S

	<u>Págs.</u>
Introducción . . . . .	2
<u>Diámetro y pérdidas en la tubería</u> . . . . .	5
Pérdidas en la tubería . . . . .	8
Pérdidas por rozamiento . . . . .	8
Pérdidas en los codos . . . . .	8
Pérdidas de carga en la llave . . . . .	9
Pérdida en la válvula de aspiración . . . . .	9
Pérdida de carga a la salida . . . . .	9
Pérdidas de carga totales Hw . . . . .	10
Espesor de la tubería de acero . . . . .	10
Potencia del motor . . . . .	13
<u>Elección del tipo de bomba</u>	
Velocidad específica . . . . .	14
<u>Cálculo y Diseño - Entrada -</u>	
Diámetro de entrada . . . . .	15
Ancho del rodete a la entrada . . . . .	16
Velocidades y ángulo de entrada . . . . .	16
Velocidad relativa del agua a la entrada . . . . .	17
Paso $t_1$ de los álabes a la entrada . . . . .	17
Espesor de las aletas . . . . .	18
Espesor del álabe medido sobre el círculo de entrada . . . . .	18
Factor de estrangulamiento. . . . .	18
<u>Salida</u>	
Elección del ángulo $\beta_2$ del álabe a la salida . . . . .	20
Velocidad periférica de salida . . . . .	21
Velocidad absoluta del agua a la salida y ángulo $\alpha_2$ comprendido entre $u_2$ y $c_2$ . . . . .	22
Velocidad relativa del agua a la salida "w" . . . . .	23
Diámetro de salida . . . . .	23
Comprobación del número de revoluciones . . . . .	23
Fáctor de estrangulamiento a la salida . . . . .	24
Elección del ancho del rodete a la salida . . . . .	24

	<u>Págs.</u>
Número de álabes . . . . .	25
<u>Proyecto del rodete</u>	
Trazado de los álabes de la rueda . . . . .	27
Cuadro de integración tabular para el trazado de los álabes del rodete . . . . .	33
<u>Cálculo de la voluta</u> . . . . .	38
Cuadro para el cálculo mediante integración tabular de la voluta . . . . .	41
<u>Altura de aspiración</u> . . . . .	48
<u>Cebado</u> . . . . .	49
<u>Resumen de los valores calculados</u> . . . . .	50
<u>Cálculo del árbol</u> . . . . .	51
Comprobación del ángulo de torsión . . . . .	53
Resistencia del árbol a la flexión . . . . .	53
Velocidad crítica del árbol . . . . .	56
<u>Empuje axial</u> . . . . .	58
<u>Cojinetes</u> . . . . .	60
<u>Prensaestopa</u> . . . . .	67
<u>Acoplamiento</u> . . . . .	67
Selección del motor . . . . .	70

I N D I C E     D E     D I B U J O S

	<u>Págs.</u>
Perfil del terremoto . . . . .	4
Diagrama de una bomba centrífuga . . . . .	12
Diagrama de velocidades a la entrada . . . . .	19
Diagrama de velocidades a la salida . . . . .	26
Variación de la velocidad relativa "w" . . . . .	28
Variación de la componente radial $c_m$ de la velocidad absoluta c . . . . .	29
Variación del factor de estrangulamiento . . . . .	30
Variación del parámetro B . . . . .	32
Variación del ángulo del álabe . . . . .	34
Variación del ángulo central . . . . .	35
Trazado del rodete . . . . .	36
Trazado del rodete . . . . .	37
Velocidades medias en la voluta . . . . .	43
Secciones a través del canal de circulación de la voluta en cada uno de los ángulos para los cuales se ha efectuado el cálculo . . . . .	45
Trazado de la voluta . . . . .	46
Proyecto de la voluta . . . . .	47
Arbol . . . . .	54
Diagrama para determinar el factor de velocidad . . . . .	63
Diagrama para determinar el factor de duración . . . . .	63
Rodamiento de bolas a rótula N° 2312 S.K.F. . . . .	64
Soporte para el rodamiento N° 2312 S.K.F. . . . .	65
Soporte para el rodamiento N° 2312 S.K.F. . . . .	66
Prensaestopa de amianto grafitado . . . . .	68
Acoplamiento elástico de tiras de cuero . . . . .	69
Conexiones del estator y del rotor del motor . . . . .	71
Corte transversal de la bomba . . . . .	72