Rubén Carvio
6/3/03.

T
621.67
P227
c.4

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

Análisis Hidrodinámico Diseño y Cálculo de un Sistema de Bombeo Centrífugo Optimo

Por: MODESTO PAREDES GILBERT

D-1390

Tesis sometido como requerimiento parcial

para optar el TITULO DE INGENIERO MECANICO

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

1971

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA
DEL LITORAL
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

ANALISIS HIDRODINAMICO DISEÑO Y CALCULO DE UN SISTEMA DE BOMBEO CENTRIFUGO OPTIMO

POR: MODESTO PAREDES GILBERT

Tesis sometido como requerimiento parcial
para optar el título de INGENIERO MECANICO
Escuela Superior Politécnica del Litoral

1971

ANALISIS HIDRODINAMICO DISEÑO Y CALCULO DE UN SISTEMA DE BOMBEO CENTRIFUGO OPTIMO

Tesis aprobada por el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior Politécnica del Litoral.

Firma autor: .....

Certificado: .....

Aprobado: .....

1.971

La responsabilidad por los hechos ideas y doctrinas expuestas en esta tesis corresponden exclusivamente al autor.

(Art. Sexto del Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la Escuela Superior Politécnica del Litoral)

ROBERTO PAREDES GILBERT

Guayaquil,

" El patrimonio Intelectual de la Tesis de Grado corresponde a la Escuela Superior Politécnica del Litoral "

Ing. Freddy Cevallos
Director de Tesis

Profesor

Profesor

Profesor

1.971

" A MI MADRE "

Quien con su abnegado amor y sacrificio supo inspirarme el esfuerzo y la voluntad de superación, sin conocer restricciones de imposibilidad, ni desfallecimiento de Espíritu.

-o-

A MI HERMANA JUDITH

Quien me apoyó a lo largo de mi vida y alentó desde lo más hondo de su corazón y a mi cuñado Carlos quien con sus sabios consejos y su apoyo incondicional me respaldó en los momentos críticos de mi carrera.

A MIS QUERIDOS HERMANOS TERESA Y CESAR
Y A MI CUÑADO GONZALO

que también departieron mis ilusiones de estudiante y me brindaron el cariño y la comprensión al abrigo del calor hogareño de mis años juveniles.

" A MI QUERIDA ESPOSA "

que con su exquisita sensibilidad de mujer me estimuló y brindó el amor que vigorisó mi espíritu para alcanzar lo largamente soñado.

-o-

A MIS PROFESORES Y COMPAÑEROS

Artífices en parte de mi carrera quienes con su sano interés y su abnegada colaboración me ayudaron a terminar mis estudios.

A MI DIRECTOR DE TESIS INGENIERO

FREDDY CEVALLOS

en forma muy especial mis agradecimientos por las orientaciones y observaciones que me permitieron alcanzar el éxito deseado.

R E S U M E N

A) Descripción del Proyecto .- Básicamente el proyecto es el estudio del diseño y cálculo de una bomba centrífuga de gran capacidad y poco cabezal de altura adaptable especialmente al riego por inundación de los campos del País. El cálculo se basa en las reglas de diseño VDI y enmarcadas dentro de las normas DIN. Se proyectó el rodete en primer lugar y en base a esas medidas se calculó el resto de la bomba. Los álabes se ajustaron a una doble curvatura y a una salida casi axial. La voluta posee su sección transversal circular lo cual facilita su construcción y diseño. El eje posee sus apoyos en dos cojinetes especialmente diseñados para soportar el empuje axial y colocados sobre una base de fundición;

B) Capacidad y plan de Producción.- La capacidad de la planta se ha calculado en una producción de un mínimo de 200 unidades; cantidad que se la puede fácilmente sobrepasar si la demanda lo impusiera. Se construirán en serie, y se probarán construyendo las curvas respectivas de prueba.. El plan de producción se concretará a las ordenes del departamento de Producción el cual en mutua colaboración con el departamento de Ventas trazarán un plan de elaboración según como lo imponga la demanda en el mercado. Además se tendrá que dejar disponible la maquinaria para la elaboración de elementos de experimentación, con el objeto de encaminar la diversificación hacia unidades de otras medidas.

C) Localización de la Planta.- La planta será localizada en la zona industrial del Puerto de Guayaquil, el sector nor-este. El sitio de localización encuadra perfectamente con las necesidades de la empresa, ya que se encontrará junto a las vías de acceso a la ciudad, donde la fuerza eléctrica y los suministros en general a la Planta son de fácil y económico alcance.

D) Ocupación.- Esta industria creará nuevas fuentes de trabajo, altamente técnica en el número de 17 cargos de los cuales se necesitará por lo menos un 75% de personal calificado. Esto da la idea de la calidad de producto que se elaborará, bajo la responsabilidad de este personal.

E) Inversiones.- El monto total del Capital de inversión asciende a $ 3.355.297,96 el cuál podría facilmente ser conseguido a través de un banco o al formarse una compañía cuyos accionistas correrían con el capital necesitado.

El precio de venta del producto se lo ha calculado en $ 26.000,oo el cual si lo comparamos con los que existen en el mercado actual, se impondría si se logra demostrar la calidad del producto. La utilidad neta de la empresa se calcula al producir las 200 unidades en $ 1.148.311,23 lo que nos determinará una rentabilidad del 34,22%

S U M A R I O

TITULO.- ANALISIS HIDRODINAMICO, DISEÑO Y CALCULO DE UN SISTEMA DE BOMBEO CENTRIFUGO OPTIMO.

CAPITULO I.

FACTIBILIDAD

A) Motivación

B) Análisis Estadístico y Muestreo de la demanda de Sistemas Mecánicos de Riego.

CAPITULO II

ANALISIS TECNICO E INGENIERIA

A) Cálculo e investigación de los componentes de la unidad de bombeo centrífugo.

B) Detalles constructivos de los mismos.

C) Diseño del eje para velocidades críticas.

D) Límite de las alteraciones de forma por Cavitación.

E) Cálculo de la Resistencia de sus piezas principales.

F) Disposiciones Constructivas de la Bomba.

CAPITULO III

A) Optimización para mínimo costo.

B) Cálculo del costo probable de la Bomba para su producción en el País.

C) Ventajas y aplicaciones.

D) Comentarios.

CAPITULO IV

PLANOS, GRAFICOS Y BIBLIOGRAFIA

INDICE

	Pág.
CAPITULO I	
Factibilidad	1
Análisis Estadístico y Muestreo de la demanda de los diferentes tipos de Sistemas mecánicos de riego	4
Ajuste de Curva entre el número de bombas importadas y costo pagado por el consumidor	5
Estadística de la importación global del número de bombas por año, del monto total pagado por el consumidor y del peso correspondiente	7
Cuadro estadístico de la importación según el tipo y cantidad de bombas	8
Ajuste de curvas empleando el método de los cuadrados menores	9
Ajuste de curvas para bombas de 12 pulgadas	16
Valores esperados en el mercado al final del año 1.970	18
CAPITULO II	
Cálculo e investigación de los componentes de la unidad de bombeo centrífugo	19
Datos asumidos para el cálculo de la bomba	20
Cálculo del Rodete	21
Cálculo de la altura máxima total admisible de aspiración (NPSH)	22
Cálculo del coeficiente de entrada	24
Cálculo de la velocidad absoluta de entrada	24

Pág.

Cálculo del rendimiento total 24

Cálculo de la potencia necesitada 25

Cálculo del Par Motor 25

Cálculo del diámetro del cubo del rodete 25

Cálculo del diámetro de entrada 26

Cálculo de la altura teórica 26

Cálculo de la velocidad tangencial antes de la salida del canal móvil 27

Cálculo del diámetro medio de salida 27

Cálculo del canal de salida del rodete 28

Explicación de los valores de la tabla Nº 1 29

Cálculo del número de álabes 31

Explicación de los valores de la tabla Nº 2 31

Cálculo de las velocidades medias de salida 35

Cálculo de la velocidad media C_{3ma} 36

Cálculo de los momentos estáticos de c/u de las líneas de corriente 37

Cálculo de la velocidad tangencial de salida 38

Cálculo del coeficiente de disminución de la potencia 39

Cálculo de la velocidad absoluta de salida 39

Cálculo de los ángulos de salida 40

Dibujo de la proyección del álabe 41

Explicación de las tablas 3-7 para la determinación de la trayectoria de los álabes a lo largo de las diferentes líneas de corriente 42

	Pág.
Cálculo y proyecto de una caja espiral de sección circular	44
Cálculo de voluta para los primeros 90 grados	47
Resúmen de los valores para el cálculo de la voluta	50
Cálculo del ángulo de la lengueta de la voluta	51
Cálculo del radio para la sección circular de la voluta	51
Detalles constructivos de los componentes del sistema hidráulico	54
Ejes y casquillos de protección	54
Prensaestopa	55
Cubierta	56
Compensación del empuje axial	56
Diseño del eje para velocidades críticas	57
Determinación del peso del eje	58
Determinación del peso del Rodete	59
Límite de las alteraciones de Forma por cavitación	67
Cálculo de la resistencia de las partes principales	71
Espesor mínimo de los álabes	73
Espesor mínimo del plato conductor	74
Cálculo de los cojinetes	75
Duración nominal requerida para los rodamientos de bolas	78
Cálculo del Acople	80
Cálculo de las chavetas	82
Disposiciones constructivas de la Bomba	84
CAPITULO III	
Optimización para mínimo costo	87

Pág.

Cálculo del costo provable de la bomba para su producción en el país 92

Organigrama de la compañía 95

Costo de fabricar 96

Gastos de Ventas 98

Gastos de Administración y generales 99

Costos financieros 99

Inversión total 100

Utilidad Neta 101

Cálculo del costo unitario 103

Punto de equilibrio de la empresa 107

Lista de figuras xvii

Lista de tablas xviii

Símbolos xix

BIBLIOGRAFIA

TABLAS, FIGURAS y PLANOS

LISTA DE FIGURAS

Figura No 1.- Ploteo del número de bombas importadas vs. el costo en $ pagados por el consumidor

Figura No 2.- Ploteo del número total de bombas importadas vs. Peso en Kilogramo del número de bombas vs. Costo en $ pagados por el consumidor

Figura No 3.- Ajuste de curvas para las bombas de 1 pulg. en seis años consecutivos

Figura No 4.- Ajuste de curvas para bombas de 2 pulg.

Figura No 5.- Ajuste de curvas para bombas de 3 pulg.

Figura No 6.- Ajuste de curvas para bombas de 4 pulg.

Figura No 7.- Ajuste de curvas para bombas de 5 pulg.

Figura No 8.- Ajuste de curvas para bombas de 6 pulg.

Figura No 9.- Ajuste de curvas para bombas de 8 pulg.

Figura No 10.- Ajuste de curvas para bombas de 10 pulg.

Figura No 11.- Ajuste de curvas para bombas de 12 pulg.

Figura No 12.- Ajuste de curvas para bombas de 16 pulg.

Figura No 13-13.- Diseño del rodete de la bomba

Figura No 14.- División gráfica de las líneas normales

Figura No 15.- Velocidades de salida C_{2m}

Figura No 16.- Graficación de los valores de las velocidades de salida del rodete

Figura No 17.- Gráfico de la línea de corriente $a_1 - a_2$

Figura No 18.- Gráfico de la línea de corriente $b_1 - b_2$

Figura No 19.- Gráfico de la línea de corriente $c_1 - c_2$

Figura No 20.- Gráfico de la línea de corriente $d_1 - d_2$

Figura No 21.- Gráfico de la línea de corriente $i_1 - i_2$

Figura No 22.- Determinación gráfica de la velocidad crítica de un árbol de perfil escalonado

Figura No HA-23.- Diseño de la carcasa y rodete de la bomba

Figura No HA-24.- Diseño de la carcasa y soporte del eje

Figura No 25.- Cálculo del punto de equilibrio de la empresa

Figura No 26.- Ploteo de los costos totales vs. el número de unidades producidas por la fábrica.

Figura No 27.- Ajuste de curvas entre los esfuerzos máximos vs. costos unitarios

LISTA DE TABLAS

Tabla Nº 1.- Cálculo de los ángulos de entrada

Tabla Nº 2.- Cálculo de los ángulos de salida

Tabla Nº 3.- Determinación de la forma del álabe a lo largo de la línea de corriente $a_1 - a_2$

Tabla Nº 4.- Determinación de la forma del álabe a lo largo de la línea de corriente $b_1 - b_2$

Tabla Nº 5.- Determinación de la forma del álabe a lo largo de la línea de corriente $c_1 - c_c$

Tabla Nº 6.- Determinación de laforma del álabe a lo largo de la línea de corriente $d_1 - d_2$

Tabla Nº 7.- Determinación de la forma del álabe a lo largo de la línea de corriente $i_1 - i_2$

Tabla A.- Resúmen de los valores para el cálculo de la voluta para los primeros Noventa grados

SIMBOLOS Y ABREVIATURAS

A Area en metros cuadrados

A_o Presión atmosférica al nivel del mar en Kgr/cm^2

b_2 Longitud del canal de salida del Rodete

B' Punto considerado para señalar una línea Ortogonal

b Anchura de la voluta en un punto cualquiera en metros

C Velocidad absoluta de la corriente, o lo que es lo mismo, la velocidad respecto a la circundante que está inmovil., en m/sg

C_m Velocidad absoluta media en m/sg.

C_s Velocidad absoluta a la entrada del rodete en m/sg.

d Diámetro en metros

d_n Diámetro del cubo del rodete en metros

D_s Diámetro de la entrada de la bomba en metros

D_2 Diámetro medio de salida en metros

e Espesores en metros

F_r Carga radial constante real en Klg.

F_a Carga axial constante real en Kilogramos

F Fuerza en Kgr.

H Cabezal de altura en metros

H_{th} Altura teórica en metros

H_a Presión atmosférica en Kgr / cm^2

H_t Tensión del vapor correspondiente a la temperatura del líquido

$(H'_s)max$ Altura máxima total de aspiración en mt

H_{th} Trabajo específico del álabe en metros

i Puntos límites de las aristas del álabe.

I Momento de inercia en m^4 o en cm^4

K Constante

L Longitud en m

M_d Par motor en Kg.-cm

n Número de revoluciones del Rodete

n_s Número de revoluciones característico de la bomba

n_q Número de revoluciones específicos

N_a Potencia recibida por la bomba en el acople en HP

N_r Potencia consumida por rozamiento lateral del rodete HP

O Capacidad de base dinámica

P Carga equivalente en Kg.

p Coeficiente de disminución de potencia

p_t Presión a que está sometido el líquido en Kg/cm^2

Q_e Resistencia elemental

R Radio en m

r Radio medio en m

S Coeficiente de aspiración

s Momento estático m^2

u Velocidad tangencial ó velocidad de arrastre, o velocidad con que se mueve un punto del Rodete, en m/eg

V Caudal m^3/ sg.

V_i Residuo

w Velocidad relativa de la corriente, es decir respecto a un punto del álabe considerado.

x Medida asumida cualquiera en cm

Y Longitud considerada en la arista de salida del álabe

Z Número de álabes

En un punto cualquiera del rodete se designará por:

o Un punto en la corriente de entrada no perturbada, situada inmediatamente antes de la entrada en el canal móvil

1 Un punto situado inmediatamente después de la entrada del canal móvil

2 Un punto situado inmediatamente antes de la salida del canal móvil

3 Un punto en la corriente de salida no perturbada, situado inmediatamente después de salida del canal móvil

α Angulo que forma las velocidades u con c

β Angulo determinado por w y la dirección de u

Δ Término de incremento

ε Coeficiente de entrada

η Rendimiento total

η_h Rendimiento hidráulico

η_v Rendimiento Volumétrico

η_m Rendimiento Mecánico

ν Coeficiente de relación de velocidades

μ Coeficiente de la corriente potencial

π' Parámetro adimensional

ϱ Radio de curvatura

σ Intensidad del esfuerzo de tensión en $Kg./cm^2$

τ Esfuerzo al corte Kg/cm^2

ϕ Cualquier ángulo

ψ' Coeficiente de corrección

ω Velocidad angular

γ Peso específico

CAPITULO I

FACTIBILIDAD

A).- MOTIVACION.-

El presente trabajo representa, el esfuerzo de proveer los funda - mentos, a través del estudio e investigación, de los cimientos de una Industria que el País ha necesitado y requiere imperiosamente desde hace ya mucho tiempo el cual es: El desarrollo Industrial de Sistemas hidráulicos, tales como Bombas Centrífugas.

En la escena socio-económica de nuestros días, se ha observado la necesidad de este importante renglón Industrial. Partamos del hecho de ser un País netamente agrario. Hoy por hoy nuestra Economía se fundamenta en el cultivo del banano, del arroz del café. Desde hace cerca de una década el País viene sufriendo alternativamente épocas de bonanzas y escases de cosechas las cuales no son sino las consecuencias de grandes precipitaciones pluviométricas o de escases de las mismas, en todo caso incontrolables y naturales como en épocas primarias.

Las primeras inundan los campos y las segundas a pesar de existir

líquidos en los ríos y pozos profundos, afectan al agro en especial, arrastrando consigo, épocas críticas y catastróficas, para la economía nacional.

De ahí que la tecnificación del control de las aguas ha motivado la creación de una serie de organismos como: "La Junta Planificadora de la Cuenca del Río Guayas", "Centro de Rehabilitación de Manabí" etc., organismos que estudian los problemas, codifican, hacen estadísticas y programan a corto plazo proyectos del control de esas aguas.

La conciencia Nacional, a través de la dura lección, aprendida de la inclemencia de la naturaleza, comienza a despertar de esa indiferencia, e inicialmente se ha visto como a través de instituciones o por propia iniciativa, el País ha importado gran número de Bombas y sistemas de riego, los cuales en parte han solucionado, este grave problema del control de lluvias.

Sin embargo en nuestros días resulta demasiado oneroso e inalcanzable al ambiente popular, debido al alto costo y a las pocas facilidades económicas que se presentan al querer obtener este beneficio técnico.

Por otro lado, el despertar Industrial que en una u otra forma está llevandose a cabo en el país trae consigo la necesaria e inevitable utilización de este importante eslabón, el cual constituye las Bombas. El medio más fácil y más económico del acarreo de materiales líquidos o sólidos en el peor de los casos, lo constituyen precisamente los sistemas hidráulicos.

Quien poco conoce de ello, no le bastará sino, entrar en cualquier clase de fábrica y mirar a su alrededor para que comprenda el trabajo silencioso, ignorado e imprescindible de este importante aparato.

Por último, de las múltiples necesidades de toda índole sea en el campo, o en la ciudad, existe una latente y generalizada utilización, reconocida a través de individuos, instituciones o en general la sociedad misma, que conoce de sus beneficios.

Es por este motivo que he resuelto, encarar este serio problema, anhelando proveer las bases para el desarrollo de una importante Industria que aliviará enormemente la economía del fisco, evitando innecesarias fugas de divisas, creando nuevas fuentes de trabajo y abaratando el producto.

B).- ANALISIS ESTADISTICO Y MUESTREO DE LA DEMANDA DE LOS DIFERENTES TIPOS DE SISTEMAS MECANICOS DE RIEGO.-

Para llevar a cabo el desarrollo de este capítulo he recopilado datos provenientes de la sección de estadística de la Junta de Planificación y coordinación económica, así como de la Empresa de Manifiestos "Merchan".

En primer lugar he tabulado los datos de tal manera que en cada año he obtenido el total de unidades importadas, así como el peso correspondiente en Kg. y el total en ($) que los consumidores han tenido que pagar.

En segundo lugar he clasificado la tabulación de acuerdo a cada tipo de bomba importada y su cantidad para cada año de importación.

A continuación hemos hecho un ajuste de curvas, entre el número de bombas importadas y su costo. Esta curva nos representa un panorama general de como ha variado el consumo de bombas en el País y cuanto el consumidor ha tenido que desembolsar para obtener el beneficio de las mismas año tras año. Esta curva también nos facilita una idea general a través de la tendencia de la misma, de los valores posibles que obtendremos en el año 1.970.

El método que se ha utilizado para el ajuste de curvas es el analizado por el Ing. Hugo W. Tobar en su publicación de "Métodos de Optimización de Sistema de Ingeniería" Pag. 25

AJUSTE DE CURVA ENTRE NUMERO DE BOMBAS IMPORTADAS Y COSTO PAGADO POR EL CONSUMIDOR.- (METODO DE LOS CUADRADOS MENORES)

X_1	1.890	1.740	2.450	6.600	7.110
Y_i	8.804.400	8.798.600	13.709.200	18.412.600	36.298.900

Por tratarse de cantidades muy grandes se ha desarrollado las operaciones dividiendo para cien las cifras originales.

X_1 = Número de Bombas

Y_1 = Costo ($)

POLINOMIO QUE SE TRATA DE AJUSTAR

$$y = f(x)$$

$$f(x) = \sum_{j=0}^{r} C_j X^j$$

$$f(x) = C_o + C_1 X_i + C_2 X_i^2$$

Residuo: $V_i = C_o + C_1 X_i + C_2 X_i^2 - Y_i$

$$\frac{\partial V_i}{\partial C_o} = 1 \; ; \; \frac{\partial V_i}{\partial C_1} = x_i \; ; \; \frac{\partial V_i}{\partial C_2} = x_i^2$$

$$\sum_{i=1}^{5} (C_o - C_1 X_i + C_2 X_i^2 - Y_i) \cdot 1 = 0$$

$$\sum_{i=1}^{5} (C_o + C_1 X_i + C_2 X_i^2 - y_i) \cdot X_i = 0$$

$$\sum_{i=1}^{5} (C_o + C_1 X_i + C_2 X_1^2 - y_i) \cdot X_i^2 = 0$$

DESARROLLO DE LOS SUMATORIOS

$$5C_o + C_1 (\sum_{i=1}^{5} X_i) + C_2 (\sum_{i=1}^{5} X_i^2) = \sum_{i=1}^{5} Y_i$$

$$C_o (\sum_{i=1}^{5} X_i) + C_1 (\sum_{i=1}^{5} X_i^2) + C_2 (\sum_{i=1}^{5} X_i^3) = \sum_{i=1}^{5} X_i Y_i$$

$$C_o (\sum_{i=1}^{5} X_i^2) + C_1 (\sum_{i=1}^{5} X_i^3) + C_2 (\sum_{i=1}^{5} X_i^4) = \sum_{i=1}^{5} X_i^2 Y_i$$

REEMPLAZANDO LOS VALORES OBTENIDOS ENCONTRAMOS EL SIGUIENTE CONJUNTO DE ECUACIONES LINEALES:

1) $5 C_o + 198 C_1 + 10.672 C_2 = 860.237$

2) $198 C_o + 10.672 C_1 + 672.804 C_2 = 44.520.291$

3) $10.672 C_o + 672.804 C_1 + 44.998.884 C_2 = 2.774.764.661$

RESOLVIENDO OBTENEMOS

$C_o = 8.120.960$

$C_1 = 4.414$

$C_2 = 4.174$

REEMPLAZANDO ESTOS VALORES OBTENDREMOS EL POLINOMIO $f(X)$ DE SEGUNDO ORDEN QUE AJUSTA DE LA MEJOR MANERA A LOS DATOS TABULADOS Y ES:

$$f(X) = 8.120.960 + 4.414\ X + 4.174\ X^2$$

Esta función está ploteada en el gráfico Ne 1

ESTADISTICA DE LA IMPORTACION GLOBAL DEL NUMERO DE BOMBAS POR AÑO, DEL MONTO TOTAL PAGADO POR EL CONSUMIDOR Y DE SU PESO CORRESPONDIENTE

AÑO	NUMERO DE BOMBAS IMPORTADAS	PESO EN KILOGRAMOS	$ PAGADOS POR EL CONSUMIDOR
1.964	3.771	156.406	11.530.000
1.965	1.890	127.647	8.804.407
1.966	1.736	136.531	8.798.570
1.967	2.451	193.531	13.709.234
1.968	6.605	291.547	18.412.570
1.969	7.112	503.428	36.298.949

Todos los datos que se encuentran tabulados fueron obtenidos hasta la fecha de: 30-V-70

(Ver gráf. Ne 2)

CUADRO ESTADISTICO DE LA IMPORTACION SEGUN EL TIPO Y CANTIDAD DE BOMBAS.-

Tipo Pulg.	Años de Importación					
	1.964	1.964	1.966	1.967	1.968	1.969
1"	366	245	98	30	3.967	3.319
2"	3.102	57	64	2	2.197	1.582
3"	8	1.327	20	209	45	562
4"	0	43	1.204	1.744	50	320
5"	81	42	241	109	125	200
6"	104	112	49	58	153	352
8"	79	55	17	86	48	395
10"	0	10	15	190	10	79
12"	0	16	12	7	0	271
16"	0	0	0	0	2	42
TOTAL	3.771	1.890	1.736	2.451	6.605	7.112

(Ver gráficos de Ne 3 al Ne 12)

El objeto o fin principal de este capítulo es el de poder determinar a través del análisis estadístico, los valores posibles y el monto total de capital, que se espera obtendremos a corto plazo. Esto nos justificará el establecimiento de una planta, proporcionándonos los datos que determinarán su capacidad.

Comenzaremos haciendo un ajuste de curvas a cada tipo de bomba, y consiguiendo en cada caso, un valor posible de unidades al final del año 1.970.

AJUSTE DE UNA CURVA EMPLEANDO EL METODO DE LOS CUADRADOS MENORES.-

BOMBAS DE UNA PULGADA

X	1	2	3	4	5	6	NUMERO DE AÑOS
Y	366	245	98	30	3.967	3.319	NUMERO DE BOMBAS

$$f(X) = \sum_{j=0}^{6} C_j X^j$$

$$f(x) = C_o + C_1 X + C_2 X^2$$

El procedimiento a seguir en cada caso es exactamente al que seguimos al ajustar la primera de las curvas este es el número de bombas importadas en cada año y el costo total pagado por el consumidor. Así obtendremos los siguientes valores de las constantes:

$$C_o = -423 \quad C_1 = 61 \quad C_2 = 102$$

Con lo cual reemplazando en la función:

$$f(X) = -423 + 61X + 102X^2$$

El gráfico Ne 3 nos representa la variación de la importación de Bombas de 1 Plg. y el ajuste de sus diferentes valores a través de la función encontrada.

Si vemos la tendencia que toma la curva, podremos facilmente predecir que el año 1.970 se espera que se importen el País un total de 5.002 bombas de 1 Pulg.

AJUSTE DE CURVA PARA BOMBAS DE 2 PULGADAS

X	1	2	3	4	5	6	NUMERO DE AÑOS
Y	3.102	57	64	2	2.197	1.582	NUMERO DE BOMBAS

$$Y = f(x)$$

$$f(x) = \sum_{j=0}^{6} C_j X^j$$

$$f(X) = C_o + C_1 x + C_2 X^2$$

Siguiendo el mismo procedimiento anterior obtendremos:

$$C_o = 722 \qquad C_1 = 240 \qquad C_2 = -26$$

Con lo cual

$$f(X) = 722 + 240X - 26X^2$$

El gráfico Ne 4 nos representa la variación de las importaciones de este tipo de bombas en los seis consecutivos años y nos indica la tendencia de la curva de la función que encontramos. De esta tendencia vemos que en el año de 1.970 se importarán al País 1.128 Bombas de 2 Pulg.

AJUSTE DE CURVA PARA BOMBAS DE 3 PULGADAS

X	1	2	3	4	5	6	NUMERO DE AÑOS
Y	8	1.327	20	209	45	562	NUMERO DE BOMBAS

$$f(x) = \sum_{j=0}^{6} C_j X^J$$

$$f(X) = C_o + C_1 X + C_2 X^2$$

Procedemos a hacer el ajuste siguiendo el mismo método de los cuadrados menores y obtendremos:

$$C_o = 397,3 \qquad C_1 = 8,5 \qquad C_2 = -4,3$$

Reemplazando esos valores:

$$f(X) = 397,3 + 8,5X - 4,3 X^2$$

La graficación Ne 5 nos dará la curva representativa de las variaciones de las importaciones de este tipo de bombas y la tendencia de la curva representativa de la función que encontramos. La tendencia de dicha curva nos demuestra que para 1.970 se espera entren al País

246 Bombas de 3 Pulg.

AJUSTE DE CURVA PARA UNA BOMBA DE 4 PULGADAS

X	1	2	3	4	5	6	NUMERO DE AÑOS
Y	0	43	1.204	1.744	50	320	NUMERO DE BOMBAS

$$f(x) = \sum_{j=0}^{6} C_j X^j$$

$$f(X) = C_o + C_1 X + C_2 X^2$$

Hacemos el ajuste utilizando el método de los cuadrados menores:

$$C_o = 692,7 \qquad C_1 = -121,5 \qquad C_2 = 19,3$$

Reemplazando esos valores:

$$f(X) = 692,7 - 121,5X + 19,3X^2$$

El gráfico Ne 6 nos dará la curva representativa de las variaciones de las importaciones de este tipo de bombas y la tendencia de la curva representativa de la función que encontramos. La tendencia de dicha curva nos demuestra que para el año 1.970 se espera que entren al País 788 Bombas de 4 Pulgadas.

AJUSTE DE CURVA PARA UNA BOMBA DE 5 PULGADAS

X	1	2	3	4	5	6	NUMERO DE AÑOS
Y	81	42	241	109	125	200	NUMERO DE BOMBAS

$$f(X) = \sum_{j=0}^{6} C_j X^j$$

$$f(X) = C_o + C_1 X + C_2 X^2$$

Siguiendo el procedimiento anterior tenemos que:

$$C_o = 98.7 \qquad C_1 = -4,5 \qquad C_2 = 3.3$$

$$f(X) = 98.7 - 4,5X + 3.3\ X^2$$

El gráfico Ne 7 nos representa la variación de las importaciones de este tipo de Bombas, en los seis años consecutivos, y nos indica la tendencia de la curva de la función que encontramos. De esta tendencia vemos que en el año de 1.970 se importarán al País 229 Bombas de 5 pulgadas.

AJUSTE DE LA CURVA PARA LA BOMBA DE 6 PULGADAS

X	1	2	3	4	5	6	NUMERO DE AÑOS
Y	104	112	49	58	153	352	NUMERO DE BOMBAS

$$f(X) = \sum_{j=0}^{6} C_j X^j$$

$$f(X) = C_o + C_1 X + C_2 X^2$$

Según el método de los cuadrados menores:

$$C_o = 27{,}5 \qquad C_1 = 11{,}2 \qquad C_2 = 4.7$$

Reemplazando esos valores:

$$f(X) = 27{,}5 + 11{,}2X + 4.7\ X^2$$

El gráfico Ne 8 nos dará la curva representativa de las variaciones de las importaciones de este tipo de Bombas y la tendencia de la curva representativa de la función que encontramos. La tendencia de dicha curva nos demuestra que para el año 1.970 se espera una importación de 336 Bombas de 6 Pulgadas.

AJUSTE DE CURVA PARA UNA BOMBA DE 8 PULGADAS

X	1	2	3	4	5	6	NUMERO DE AÑOS
Y	79	55	17	86	48	395	NUMERO DE BOMBAS

$$f(X) = \sum_{j=0}^{6} C_j X^j$$

$$f(X) = C_o + C_1 X + C_2 X^2$$

Siguiendo el procedimiento anterior:

$$C_0 = 29,7 \qquad C_1 = 20,5 \qquad C_2 = 4,7$$

Reemplazando esos valores

$$f(X) = 29,7 + 20,5\,X + 4,7\,X^2$$

El gráfico Ne 8 nos representa la variación de la importación de Bombas de 8 pulgadas y el ajuste de sus diferentes valores a través de la función encontrada.

Si vemos la tendencia que toma la curva, podremos facilmente predecir que en el año 1.970 se espera que se importen al País 344 Bombas de ocho pulgadas.

AJUSTE DE CURVA PARA BOMBAS DE 10 PULGADAS

X	1	2	3	4	5	6	NUMERO DE AÑOS
Y	0	10	15	190	10	79	NUMERO DE BOMBAS

$$f(X) = \sum_{j=0}^{6} C_j X^j$$

$$f(X) = C_0 + C_1X + C_2X^2$$

El procedimiento a seguir en cada caso es exactamente al que seguimos al ajustar la primera de las curvas este es el número de bombas importadas en cada año y el costo total pagado por el consumidor.

Así obtendremos los siguientes valores de las constantes:

$$C_o = 36,1 \quad C_1 = -12,3 \; C_2 = 3,8$$

Con lo cual reemplazando en la función:

$$f(X) = 36,1 - 12,3X + 3,8 X^2$$

El gráfico Ne 9 nos dará la curva representativa de las variaciones de las importaciones de este tipo de bombas y la tendencia de la curva representativa de la función que encontramos. La tendencia de dicha curva nos demuestra que para 1.970 se entren al País 136 Bombas de 10 Pulgadas.

AJUSTE DE CURVA PARA BOMBAS DE 12 PULGADAS

X	1	2	3	4	5	6	NUMERO DE AÑOS
Y	0	16	12	7	0	271	NUMERO DE BOMBAS

$$f(X) = \sum_{j=0}^{6} C_j X^j$$

$$f(X) = C_o + C_1X + C_2X^2$$

Siguiendo el mismo procedimiento anterior tenemos:

$$C_o = -52,8 \qquad C_1 = 10,4 \qquad C_2 = 4,4$$

Con lo cual:

$$f(X) = -52,8 + 10,6X + 4,4\,X^2$$

El gráfico Ne 10 nos representa la variación de las importaciones de este tipo de bombas en los seis años consecutivos y nos indica la tendencia de la curva de la función que encontramos. De esta tendencia vemos que en el año 1.970 se importarán al País 237 Bombas de 12 Pulgadas.

AJUSTE DE LA CURVA PARA LAS BOMBAS DE 16 PULGADAS

X	1	2	3	4	5	6	NUMERO DE AÑOS
Y	0	0	0	0	2	42	NUMERO DE BOMBAS

$$f(X) = \sum_{j=0}^{6} C_j X^j$$

$$f(X) = C_o + C_1 X + C_2 X^2$$

Procedemos a hacer el ajuste siguiendo el mismo método de los cuadrados menores:

$$C_o = -10,07 \qquad C_1 = 1,81 \qquad C_2 = 0,73$$

Reemplazando esos valores:

$$f(X) = -10,07 + 1,81\,X + 0,73\,X^2$$

La graficación Ne 11 nos dará la curva representativa de las varia-

ciones de este tipo de bombas y la tendencia de la curva representativa de la función que encontramos. La tendencia de dicha curva nos demuestra que para el año 1.970 se espera entren al País 38 Bombas de 16 Pulgadas.

Después de haber realizado esta investigación de mercado, podemos concluir que los valores esperados en la importación de las bombas centrífugas al final del presente año arroja los siguientes valores:

VALORES ESPERADOS EN EL MERCADO AL FINAL DEL AÑO 1.970

Tipo de Bomba Pulg.	Cantidad de unidades esperadas	Valor en $ por unidad en mercado	Peso por unidad Klg.	Peso Total Klg.	Costo $ total por tipo
1-1½	5.002	1.800	30	150.000	9.003.600
2	1.128	3.600	42	47.376	4.060.800
3	246	4.200	56	13.776	1.033.200
4	788	4.600	58	45.704	3.624.800
5	229	5.300	78	17.862	1.213.700
6	336	9.800	110	36.960	3.292.800
8	344	16.800	220	75.680	5.779.200
10	136	23.000	305	41.480	3.128.000
12	237	34.800	410	97.170	8.058.000
16	38	44.000	650	24.700	1.672.000
TOTAL	8.484			550.768	40.866.100

CAPITULO II

A) CALCULO E INVESTIGACION DE LOS COMPONENTES DE LA UNIDAD DE BOMBEO CENTRIFUGOS.-

Los cálculos que se llevan a cabo en el presente capítulo corresponden a un elemento centrífugo que de acuerdo con las estadísticas y muestreo, será en el presente año uno de los más cotizados en el País.

Este tipo de elemento es clasificado como: Horizontal, de álabes helicoidales, cónicos y abiertos.

La denominación de la bomba llevará la marca de patente como:

BOMBA "CECI" , TIPO: 30 HA SERIAL: 00000

Todos los cálculos y medidas que se llevarán a cabo se basarán en el sistema MKS (m. Kg. seg.), ya que considero que es el más versátil y flexible.

Basicamente este elemento centrífugo constituye un medio adaptable especialmente para el riego por inundación, en el cual se ha considerado su gran capacidad, más que el cabezal de altura, sin embargo, es suficientemente capaz de poder ser instalada en cualquier barranco o región agreste, con un fondo de hasta 14 m. más que suficiente

para cualquier accidente de nuestra tierra.

Puesto que el tipo convencional de motores está estandarizado dentro del mercado, se ha escogido entre una gama de 1.500 a 2.000 RPM para su trabajo.

Los álabes serán del tipo cónico abierto, siguiendo el tipo Lawaczeck que es el más aconsejado para obtener un gran volúmen de circulación del líquido a baja presión y poco cabezal de altura. El líquido que se ha considerado para los cálculos es el agua a 20° C. y con una presión barométrica actual de trabajo de 760 mm de Hg.

DATOS ASUMIDOS.-

CAUDAL NECESITADO (V) .....900 M^3/h = 0.25 m^3/seg

LIQUIDO A TRABAJAR .....Agua

PESO ESPECIFICO DEL AGUA (γ) = 1.000 Kg/m^3

ALTURA DE ELEVACION (H) .....14 m

VELOCIDAD DE TRABAJO .....1.450 RPM

Para comenzar el diseño y cálculo del elemento hidráulico partiremos de la suposición de que el número de álabes es infinito, y tendremos en cuenta la influencia de la situación separada de los álabes, adoptando para el cálculo una magnitud Hth mayor que el trabajo real de los álabes Hth y que fijaremos mediante la expresión Hth = Hth (1+p). Se continua considerando la corriente unidimensional, con lo cual las trayectorías de las partículas de agua están sobre superficies de revolución (Superficie de corrientes), cuyas líneas meridianas (líneas de corriente) son, por ejemplo las líneas a_1-a_2 hasta i_1- i_2 del gráfico HA-13.

La forma general del rodete se puede conocer en base a las indicaciones dadas por Schulz en Bombas (Pág.21) después de calcular el número específico de vueltas (N_q).

Con un cálculo sencillo se determinará, a continuación el diámetro de entrada (ε). Eligiendo la velocidad absoluta de la corriente meridiana antes de la salida del canal móvil (C_2m), para una línea media de corriente, con valor aproximado al de la velocidad absoluta de entrada (C_s), así como un ángulo de salida (β_2) según las recomendaciones de diseño dados por Pfleiderere en Bombas Centrifugas Pág.149, se calcula la velocidad tangencial (u_2).

En base a esta velocidad ya podremos obtener el diámetro medio de salida (D_2), así como el canal de salida (b_2)

Con el cálculo del rendimiento (η) que se espera obtener se sacará la potencia (N_n) necesitada por la unidad y con ello el diámetro (d) del eje que será necesario.

Este primer paso de sucesivos cálculos nos lleva a la obtención de las medidas básicas que nos servirán para comenzar el diseño mismo; de la unidad. Procedamos pues a la obtención del diámetro de sección (D_s); el diámetro medio del rodete (D_2) y el canal de descarga del mismo (b_2).

CALCULO DEL RODETE.-

$$N_q = \frac{n\sqrt{V}}{H^{3/4}} \qquad \text{(Schulz pag.20) (1)}$$

$$= \frac{1.450\sqrt{0.25}}{14^{3/4}}$$

$$N_q \quad \underline{\underline{100}}$$

$$N_s = \sqrt{\frac{\gamma}{75}}\, N_q \qquad (2)$$

$$= \sqrt{\frac{1.000}{75}}\, N_q = 3,65 \times 100.41$$

$$N_s \approx \underline{\underline{367}}$$

Para la forma del rodete que se ha escogido; se tiene según Shulz Pág.21 el siguiente límite del número de vueltas específico:

Forma de rodete HELICOIDAL

$n_q = 82$ a 164 $\quad n_s = 300$ a 600

el número de vueltas específicas se refiere en particular al de un solo rodete.

El tipo de álabe será de doble curvatura, por tanto el coeficiente de aspiración (S) se lo podrá tomar muy grande además que los álabes penetran en la boca de aspiración.

$$S \approx 3 \qquad \text{(Pfleiderere Pág.194)}$$

<u>CALCULO DE LA ALTURA MAXIMA TOTAL ADMISIBLE DE ASPIRACION</u> $(H's)mx$

$$(H's)\,mx = HA - H_t - \Delta h \qquad (3)$$

$$HA = (1 - 2.4 \times 10^{-5} H)^5 A_o \quad \text{(Pfleiderere Pág.167)}$$

$$= (1 - 2.4 \times 10^{-5} \cdot 500)^5 \, 10.3$$

$$= \underline{\underline{9.7 \text{ m}}}$$

$$H_t = \frac{Pt}{\gamma} \cdot 10.000 \text{ m} \quad \text{(Gagliordi)} \quad (4)$$

$$= \frac{0.02383 \times 10.000}{1.000} = \underline{\underline{0.2 \text{ m}}}$$

$$\Delta h = \left[\left(\frac{n}{100} \right)^2 \frac{V}{KS} \right]^{2/3} \quad (5)$$

$$= \left[\frac{(1.450)^2 \, 0.25}{0.94 \times 3} \right]^{2/3}$$

$$= \underline{\underline{7.0 \text{ m}}}$$

$$(H's) \text{ mx} = 9.7 - 0.2 - 7.0$$

$$= 2.5 \text{ mt}$$

El caudal V' que se tomará como base de trabajo será un porcentaje mayor que el V asumido para compensar la inexactitud de cálculo, provenientes de las pérdidas inevitables por fugas etc. considerando un 4% más de la capacidad asumida

$$V' = V + 0.04 \, V$$

$$= V \, (1 + 0.04)$$

$$= V \times 1.04$$

$$= 0.25 \times 104$$

$$= 0,26 \text{ m}^3/\text{seg}$$

CALCULO DEL COEFICIENTE DE ENTRADA (ε)

$$\varepsilon = 1.35 \times 10^{-2} (N_q)^{2/3} \qquad (6)$$

$$\varepsilon = 1.35 \times 10^{-2} (100.4)^{2/3} \quad \text{(Pfleiderere Pág.163)}$$

$$\varepsilon = \underline{0.2903}$$

CALCULO DE LA VELOCIDAD ABSOLUTA DE ENTRADA (C_s).-

$$\text{Com}_{\approx} C_s = \varepsilon \sqrt{2 g H} \qquad (7)$$

$$= 0.2903 \quad 2 \times 9.8 \times 15$$

$$= \underline{4.78 \text{ m/seg}}$$

CALCULO DEL RENDIMIENTO TOTAL.- (η)

$$\eta = \eta_h \eta_v \quad (\eta_m - \frac{Nr}{N_a}) \qquad \text{Shulz} \qquad (8)$$

Se asume: $\eta_h = 86\%$; $\eta_v = 98\%$; $\eta_m = 99\%$

$$\frac{N_r}{N_a} = 4\%$$

$$\eta = 0.86 \times 0.98 \ (0.99 - 0.04)$$

$$\eta = 0.80$$

$$\eta = 80\%$$

CALCULO DE LA POTENCIA NECESITADA.-

Consumo de Potencia (potencia útil) = $N_a = \frac{V H \gamma}{75 x \eta}$ (José H.Ferrero Pág.85) (9)

$$N_a = \frac{0.25 \times 14 \times 1.000}{75 \times 0,8}$$

$$N_a = \frac{3.500}{60}$$

$$N_a = 59 \text{ HP}$$

CALCULO DEL PAR MOTOR (M_d) .-

$$M_d = 71621.8 \frac{N_a}{n} \text{ kg - cm}$$ (Church Centrifugak Pump and Blowem Pág.91) (10)

$$M_d = \frac{71621.8 \times 59}{1.450} =$$

$$M_d = 2.914,26 \text{ Kg - cm}$$

CALCULO DEL DIAMETRO DEL CUBO DEL RODETE (d_n)

Asumiendo una fatiga de cortadura de 210 Kg/cm^2 aceptable para el acero (SM) que usaremos en el eje:

$$d^3 = \frac{16 Md}{\pi \cdot \tau t}$$ (Church) (11)

$$d^3 = \frac{16 \times 2914,26}{\pi \times 210}$$

$$d = 4,14 \text{ cm}$$

$$d = 41.4 \text{ mm}$$

Considerando el debilitamiento del eje producido por las chabetas se podrá considerar un márgen de seguridad. Por tanto el diámetro definitivo será:

$$d = 50 \text{ mm}$$

El diámetro del cubo lo podremos por tanto asumir como:

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

CALCULO DEL DIAMETRO DE ENTRADA (D_s)

$$V' = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - d_n^2) C_s \quad \text{Pfleiderere Pág.220} \quad (12)$$

$$D_s^2 = \frac{4 V}{C_s} + d_n^2$$

$$D_s 2 = \frac{4 \times 0.26}{\pi \times 4.78} + (0.068)^2$$

$$D_s = 270 \text{ mm}$$

CALCULO DE LA ALTURA TEORICA (Hth_α)

$$Hth = \frac{H}{\eta_h} \quad \text{(Stepanoff Pág.45)} \quad (13)$$

$$= \frac{14}{0.86} = 16.3 \text{ m}$$

El trabajo específico del álabe deducido de la suposición de un número infinito de álabes (Hth_α) ; $p = 0.4$

$$Hth_{\alpha} = Hth\ (\ 1 + p\ ) \qquad \text{(Pfleiderere Pág.138)} \qquad (14)$$

$$= 16.3\ (\ 1 + 0,4\ )$$

$$= 22.88\ m$$

CALCULO DE LA VELOCIDAD TANGENCIAL ANTES DE LA SALIDA DEL CANAL MOVIL (μ_2) .-

Se asume un ángulo $\beta_2 = 24^{\circ}$ valor que luego se tendrá que comprobar su acierto o falla.

Se toma $c_2m = 0.9\ C_s = 0.9 \times 4.78 = 4.3$ m/seg.

$$u_2 = \frac{C_{2m}}{2.t_g\,\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_2{}^m}{2 \cdot t_g\,\beta_2}\right)^2 + g \times Hth_{\alpha}} \qquad \text{(Pfl.223)} \qquad (15)$$

$$= \frac{4.3}{2\ t_g\ 24^{\circ}} + \sqrt{\left(\frac{4.3}{2\ t_g\ 24^{\circ}}\right)^2 + 9.81 \times 22.82}$$

$$u_2 = 21\ m/seg$$

CALCULO DEL DIAMETRO DE SALIDA (D_2) .-

$$D_2 = \frac{60 \times u_2}{\pi . n} \qquad \text{(Pfl. Pág.144)} \qquad (16)$$

$$D_2 = \frac{60 \times 21}{\pi . 1.450}$$

$$D_2 = 280\ mm$$

CALCULO DEL CANAL DE SALIDA DEL RODETE (b_2)

$$b_2 = \frac{v'}{D_2 C_3 \pi} \qquad \text{(Pfl. Pág. 255)} \qquad (17)$$

$$b_2 = \frac{0.26}{\pi \times 0.28 \times 4.3} = 0.07 \text{ m.}$$

$b_2 = 72$ mm (Tomando un márgen de seguridad)

La relación de diámetros nos dará

$$\frac{D_2}{D_s} = \frac{280}{270} = 1.03$$

que es un valor admisible para el valor n_q que se ha escogido. Con los valores de D_2, b_2 y D_s ya se puede diseñar el perfil del rodete de tal manera que los valores medios de la velocidad meridiana pasen paulatinamente de C_s a C_3 y la curvatura de la pared alcance toda su longitud. Se podrá ver que la dirección semiaxial de salida del álabe hace posible una suave curvatura.

Por tratarse de un rodete rápido se utilizará cuatro corrientes parciales del mismo caudal.

Dibujemos primeramente el diagrama de corriente suponiendo una velocidad meridiana constante a lo largo de cada línea normal (A-A; B-B; etc) Fig HA 13, después de haber dibujado la proyección circular (paralela al eje) de la arista de entrada. A continuación se dibujará las aristas de salida y entrada $a_2 i_2$ y $a_1 - i_1$ respectivamente, teniendo en cuenta el diámetro medio (D_2) calculado con anterioridad.

A causa de la salida semiaxial, la curvatura de la pared es muy escasa. Se la calculará por la fórmula empírica dada por Stepanoff Centrifugal Pumps Pág.64.

Ya delineado el contorno del rodete y su álabe procedemos a determinar las líneas de corriente que nos servirán más adelante a la delineación del álabe mismo. Para obtener éstas dibujamos cuatro líneas de corriente, de modo que cada corriente parcial tenga el mismo caudal ΔV (fig.13); los bordes de los canales nos fijan dos de las líneas de corriente (a_1-a_2, i_1-i_2) debiéndose determinar las otras 3: ($b_1 - b_2$, $c_1 - c_2$, $d_1 - d_2$). Esto se consigue siguiendo el método Pfleiderere en Bombas pág.50 (Fig.14).

En base a la figura HA-13 obtendremos ángulos de entrada (β_1) para cada línea de corriente (tabla 1) así como los ángulos de salida (β_2) Tabla 2.

Los valores de la Tabla (1) se obtienen de la siguiente manera:

PUNTO.- Son las intersecciones de las líneas de corriente con la arista de entrada (Fig.HA 13) (a_1, b_1, etc..)

D_s .- Representan los valores de los diámetros de cada punto considerado; se los mide a escala.

μ_1.- Son las velocidades que existen en el punto calculado.

A .- Representan las áreas de las líneas normales (A'-A' B'-B'etc.) que cortan los puntos a_1, b_1, c_1, etc., con lo cual se obtiene el área de cada una de las superficies representadas por estas líneas.

Al tener estas superficies diferentes áreas y al ser igual el caudal de la vena líquida que fluye por cada una de ellas la velocidad absoluta del agua (C_1), variará a lo largo del borde de entrada del

álabe. El valor correspondiente a una línea de corriente cualquiera puede obtenerse entonces, dividiendo el caudal de la vena por el área de la superficie de la línea normal que pasa por el punto correspondiente. Siendo conocida la velocidad del rodete y la del agua en los diferentes puntos a lo largo del borde de entrada, podrá determinarse los correspondientes ángulos del álabe. Se debe suponer además un coeficiente de contracción (K= 0,94) el cual queda sujeto a corrección posterior para cuando haya sido fijado el número de álabes y el espesor a los mismos, así como su forma.

C_1 efect.- Se lo obtiene como se dijo anteriormente asi:

$$C_1 = \frac{V'}{A_1 \text{efect..}}$$

$$tg\,\beta_1 = C_1/u_1 .$$

$$u = \frac{\pi\ D.n}{6.000}\ \text{m/seg.}$$

$$u_{a1} = \frac{\pi \times 1.450}{6.000}\ D_{1a} = 0.759\ D_1 a\ \text{m/seg.}$$

$$u_{a1} = 0.759 \times 27 = 20.49$$

$$u_{b1} = 17.91$$

$$u_{c1} = 17.03$$

$$u_{d1} = 11.54$$

$$u_{11} = 6.00$$

$$A\alpha_a = 2 \left(R_{m1} b_1 + R_{m2} b_2 + R_{m3} b_3 + R_{m4} b_4 \right)$$

$$= 2 \left(5.4 \times 3.9 + 8.58 \times 2.45 + 10.7 \times 1.9 + 1257 \times 1.7 \right)$$

$$A\alpha_a = 525.38 \text{ cm}^2$$

De la misma manera se calcularán el resto de áreas:

$A\alpha_i = 537,046 \text{ cm}^2$ $\qquad$ $A\alpha_b = 525,83 \text{ cm}^2$

$A\alpha_c = 529,25 \text{ cm}^2$ $\qquad$ $A_d = 531,50 \text{ cm}^2$

CALCULO DEL NUMERO DE ALABES

$$Z = 2k \frac{r_m}{e} \text{ Sen } \beta_m \qquad \text{(Pf. Pág.160)}$$

$K = 6.5 \quad r_m = 88 \quad e = 101 \qquad \beta_1 = 19^\circ 9' \quad \beta_2 = 24^\circ$

$$Z = 2 \times 6.5 \times \frac{88}{101} \text{ Sen } \frac{(19^\circ 9' + 24^\circ)}{2} \approx \frac{4}{=}$$

Cuatro álabes aproximadamente

La explicación de la manera como se obtiene los valores de la tabla 2 es la siguiente:

El ángulo de salida que se deberá medir en la superficie de la corriente correspondiente, va variando a lo largo de la arista inclinada de salida, y por cierto, va aumentando desde a_2 a i_2. Podremos calcular este ángulo, para cualquier punto de dicha arista de radio r_2 y

y velocidad tangencial $u_2 = r_2$ mediante la ecuación

$$tg\ \beta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}} = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}(1+p)} \qquad (19)$$

dada por Pfleiderer en Bombas pág.272 y el que da para entrada perpendicular.

$$c_{2u} = \frac{g\ Hth}{u_2} \qquad (20)$$

$$y\ c_{2m} = c_{2m} \frac{t_2}{t_2 - \sigma_2} \qquad (21)$$

el cual se lo obtiene del diagrama de corriente. Como se puede ver en la Fig H4-13, la arista de salida $a_2 - i_2$ se encuentra en la zona de curvatura, por tanto c_{2m} será mucho mayor en a_2 que en i_2, lo cual debe ser considerado. Esta consideración puede hacerse en determinadas ocasiones y para el líquido ideal, mediante el trazado del diagrama de corriente como potencial, según especificaciones de diseño dadas por Pfleiderer Pág.59.

Sin embargo ya que se va a encontrar con diferencias de velocidades mayores a las que en la práctica se van a tener y además por lo engorroso del trazado del diagrama de corriente se adoptará, otras recomendaciones del diseño y que son las siguientes:

Partimos de la suposición que las velocidades a la entrada son las mismas para todos los filetes de corriente, mientras que a la salida se fija una ley de distribución, a lo largo de una línea normal, dependiente de las condiciones de curvatura del rodete. Pfleiderer en la pág.54 de "Bombas" nos dá esta fórmula:

$$\ln \frac{C}{C_I} = \frac{Y}{\rho_I} \left[\frac{Y}{2a} \left(\frac{\rho_I}{\rho_{II}} - 1 \right) + 1 \right]$$

La misma que da una ley de distribución conveniente para la velocidad meridiana a lo largo de la arista de salida, a pesar de que la arista no concuerda con una línea normal, pero para ello se sustituye en dicha expresión la longitud de la línea normal por la longitud desarrollada L de la arista de salida.

En esta fórmula se divide por un coeficiente $\mu = 2\,a^4$ ya que la corriente potencial daría una variación de C_{3m} demasiado grande.

La ecuación se transforma pues en:

$$\ln \frac{C_{3m}}{C_{3mi}} = \frac{Y}{u\rho_i} \left[\frac{Y}{2\,l} \left(\frac{\rho_i}{\rho_a} - 1 \right) + 1 \right] \qquad (23)$$

En la que C_{3mi} y C_{3m} representan las velocidades meridianas en la arista de salida, en i_2 y a la distancia de de i_2, medida sobre dicha arista.

ρ_i y ρ_a son los radios de curvatura de las paredes laterales en i_2 y a_2 medidas sobre la sección meridiana; l= longitud desarrollada de la arista de salida.

Cuando Y = 1 la expresión anterior nos da la relación de las velocidades meridianas en las paredes laterales así:

$$\ln \frac{C_{3ma}}{C_{3mi}} = \frac{1}{2.\mu\rho_i} \left(\frac{\rho_i}{\rho_a} + 1 \right) \qquad (24)$$

Debido a que $_i$ para nuestro caso la expresión anterior se transformará en:

$$\ln \frac{C_{3m}}{C_{3mi}} \quad \frac{Y^2}{2\mu l\, \rho_a} \qquad (25)$$

Sobre la longitud desarrollada de la arista de salida Fig.15 se dibujará la curva de valores de

$$\nu = \frac{C_{3m}}{C_{3mi}} \qquad (26)$$

que nos resultó de la ecuación (25) y se subdivide a la arista de salida por tanteo, de manera que el producto $\Delta b_2 \, r_2 \nu$ sea el mismo para cada tramo parcial (Fig.14). Los valores de son los correspondientes a los de Y del punto medio de cada tramo Δb_2 (Fig HA-13). r_2 representa la distancia de dichos puntos medios de eje del rodete. El valor de c_{3mi} debido a que

$$V' = 2\pi \Sigma r_2 \, \Delta b_2 \, C_{3mi} \nu \qquad (27)$$

Será

$$C_{3mi} = \frac{V'}{2\pi \Sigma r_2 \, \Delta b_2}$$

Con lo que obtendremos las velocidades C_{3m} para cada punto de la arista de salida de $C_{3m} = \nu \, C_{3mi}$; ver Fig.15

Ya que la variación de C_{3m} y r_2 a lo largo de la arista de salida es definida y calculada, los triángulos de velocidades será diferente en cada punto de dicha arista (Fig.16). De los mismos se verá que el ángulo β_2 aumentará al disminuir r_2

El valor de p de expresión (19) anteriormente dada nos resulta de

$$p = \frac{\psi' r_2^2}{Z \, S} \qquad \text{Pfleiderere Pág.273} \qquad (28)$$

el cual es distinto para cada línea de corriente, tanto como S varían.

Los valores del momento estático S se calculará para cada una de las líneas de corriente mediante la fórmula

$$S = \int_{r_i}^{r_2} r\,dx \qquad (29)$$

Schulz Bombas pág.70

O

$$S = \Delta x \sum_{r_i}^{r_2} r \qquad (29A)$$

Obtendremos así el valor de los ángulos β_2 en la arista de salida.

CALCULO DE LAS VELOCIDADES MEDIAS DE SALIDA (C_{3m})

$$\ln \frac{C_{3m}}{C_2 mi} \quad \frac{Y^2}{2\mu l \varrho_a} \text{ (Pfl pág.273)} \qquad (30)$$

$l = 72 \quad \mu = 3 \quad \varrho_a = \sqrt{73 \times 142} = \sqrt{10366} = 101,6 \text{ y } = 20,8$

$$\ln \frac{C_{3m}}{C_3 mi} \quad \frac{\overline{20,8}^2}{2 \times 3\ 72 \times 172} \quad \frac{432,64}{44064} = 0,009818$$

$$\ln \frac{C_{3m}}{C_{3mi}} = 0,00982$$

$$\frac{C_{3m}}{C_3 mi} = 1,01 = \nu \qquad \text{Gráfico Ne 15}$$

$$C_{3mi} = \frac{V'}{\pi^2 \Sigma r_2 \Delta b_2} \qquad \text{Pfl.pág.273}$$

Buscamos el área de la arista de salida siguiendo el método general dado por Church Pág.133

$$A_t = 2\pi\Sigma R_{2m} b = 2\ \pi(2.08 \times 11.84 + 1,9 \times 13,2 + 1,78 \times 1475 + 1,45 \times 16)$$

$$= \underline{623.055\ cm^2}$$

$$C_3mi = \frac{0.26 \times 10^4}{623,055 \times 1,01}$$

$$C_3mi = 4.13\ m/seg.$$

$$C_3m = 101 \times C_3mi$$

$$C_3m = 101 \times 4.13$$

$$C_3m = 4.17\ m/seg.$$

CALCULO DE C_{3ma}

$$\ln \frac{C_{3ma}}{C_3mi} \quad \frac{1}{2\mu\rho_i} \left(\frac{\rho_i}{\rho_a} + 1 \right) \quad Pf.pág.273 \quad (31)$$

$$\ln \frac{C_{3ma}}{C_3mi} \quad \frac{72}{2 \times 3 \times 307} \left(\frac{307}{102} + 1 \right)$$

$$\frac{C_{3ma}}{C_{3mi}} = 1,12$$

$$C_{3ma} = 1,12\ C_{3mi}$$

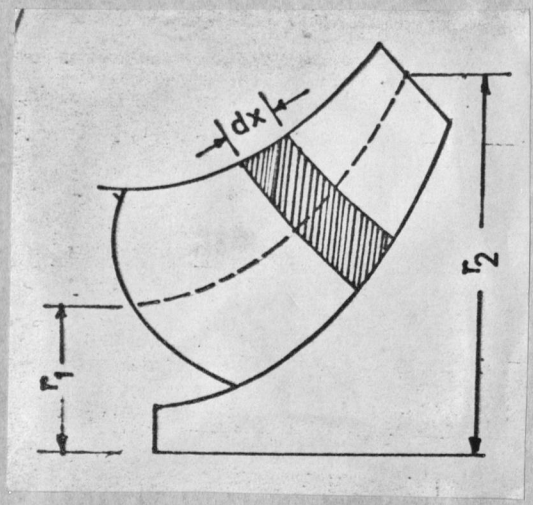
$$C_3ma = 1.12 \times 4.13$$

$$C_3 ma = 4.63 \text{ m/seg.}$$

Con los datos calculados se construye la Figura Ne 15 del cual obtenemos los diferentes valores de C_{3m} en la arista de salida.

$$\nu = C_{3m} / C_{3mi} = 4,17/4.13 = 1.010$$

CALCULO DE LOS MOMENTOS ESTATICOS DE C/U DE LAS LINEAS DE CORRIENTE



LINEA $a_1 a_2$

$$S = \int_{r_1}^{r_2} r \, dx \qquad \text{Ptl.} \qquad (32)$$

$$S = \Delta x \sum_{1}^{r_2} r$$

$$S_a = (1 \times 16.23 + 1 \times 15.7 + 1 \times 15.15 + 1 \times 14.68 + 1 \times 14.25 + 1 \times 13.95 + 1 \times 13.68 + 1 \times 13.53 + 1 \times 13.50) + 0.2 \times 13.5$$

$= 133.37 \text{ cm}^2$

$= 0.01334 \text{ m}^2$

LINEA $b_1 b_2$

$$S_b = 0.01332 \text{ m}^2$$

LINEA $c_1 c_2$

$$S_c = 0.01272 \text{ m}^2$$

LINEA $d_1 d_2$

$$S_d = 0.01148 \text{ m}^2$$

LINEA $i_1 i_2$

$$S_i = 0.00927 \text{ m}^2$$

CALCULO DE LA VELOCIDAD TANGENCIAL (u_2) DE SALIDA

$$u = \frac{\pi D n}{60} \qquad \frac{2\pi n}{60} \; r_2 \text{ m/seg.}$$

$$u = \frac{3.1416 \times 2\,1450}{60} \; r_2$$

$$u = 151,84 \; r_2 \text{ m/seg.}$$

$$u_{a2} = 151.84 \times 0.1656 = 25,14 \text{ m/seg.}$$

$$u_{b2} = 151.84 \times 0.154 = 23,38 \text{ m/seg.}$$

$u_{c2} = 151.84 \times 0.1405 = 21,33$ m/seg.

$u_{d2} = 151,84 \times 0.1255 = 19,06$ m/seg.

$u_{i2} = 151.84 \times 0.1105 = 16,78$ m/seg.

CALCULO DEL COEFICIENTE DE DISMINUCION DE LA POTENCIA (p) .-

$$p = \frac{\psi' r_2^2}{Z\ s}$$ Pfl. 273

ec 24 a.

$\psi' = 1.05$ asumida

$$p_a = \frac{1.05 \times \overline{0.1657}^{\,2}}{4 \times 0.01334}$$

$p_a = 0.539$

Siguiendo el mismo procedimiento obtendremos:

$p_b = 0.467$

$p_c = 0.407$

$p_d = 0.360$

$p_i = 0.339$

CALCULO DE LA VELOCIDAD ABSOLUTA DE SALIDA (C_{3u}).-

$$C_3u = \frac{E\ Hth}{u_2}$$ (Pfl. pág.272 (22a)

$$C_3u = \frac{9.8 \times 16.3}{u_2} \quad \frac{159.74}{u_2}$$

$$C_{3u_a} = \frac{159.74}{25.14} = 6.35 \text{ m/seg.}$$

$$C_{3u_b} = \frac{159.74}{23.38} = 6.83 \text{ m/seg.}$$

$$C_{3u_c} = \frac{159.74}{21.33} = 7.48 \text{ m/seg.}$$

$$C_{3u_d} = \frac{159.74}{19.06} = 8.38 \text{ m/seg.}$$

$$C_{3u_i} = \frac{159.74}{16.78} = 9.50 \text{ m/seg.}$$

CALCULO DE LA TANGENTE β_2 y β_2

$$t_g \beta_2 = \frac{C_{2m}}{u_2 - C_{3u}(1 + p)}$$ Pfl. pág. 272 (22) (33)

$$tg\ \beta_{2a} = \frac{5.0}{25,14 - 6.35\ (\ 1 + 0.539\ )} =$$

$$Tg\ \beta_{2a} = 0.3312$$

$$\beta_{2a} = 18^{\circ}\ 19'$$

De la misma manera para los otros puntos:

$$tg\ \beta_{2b} = 0.3607$$

$$\beta_{2b} = 19^{\circ}\ 50'$$

$$tg\ \beta_{2c} = 0.42538$$

$$\beta_{2c} = 23^{\circ}\ 8'$$

$$tg\ \beta_{2d} = 0.5906$$

$$\beta_{2d} = 30^{\circ}\ 34'$$

$$tg\ \beta_{2i} = 1.0248$$

$$\beta_{2i} = 45^{\circ}\ 42'$$

DIBUJO DE LA PROYECCION DEL ALABE

La superficie de álabe que hemos obtenido en la Fig. HA-13 se lo ha hecho basándose en el "método de trazado por puntos", a partir de la corona en la fig.HA-13. El procedimiento se lo podrá conocer de cualquier libro de diseño de Bombas. En el cálculo se ha partido de la variación del ángulo β, el cual se ha graficado en las Fig. 17 a 21 como una recta de unión de los valores iniciales y finales conocidos. A fin de obtener un trazado casi radial en planta de la arista de entrada Fig.HA-13 se curvó posteriormente la línea de los filetes c y b ligeramente hacia arriba, (Fig.18-19) con lo cual obtendremos un acortamiento y la del filete a ligeramente hacia abajo, (Fig.17) para obtener un alargamiento. Se podría obtener el mismo resultado, desviando algo en planta la arista de entrada.
La fórmula empleada para el diseño de los álabes es la dada por Pfleiderere Pág.262 Bombas.

$$\phi^{\circ} = \frac{180}{\pi} \int_{0}^{x} \frac{dx}{r\ tg\beta} \qquad (34)$$

Esta fórmula se puede poner en la siguiente manera:

$$\phi = \frac{180}{} \sum_{o}^{x} \frac{x}{r\ tg\beta} \qquad (34A)$$

EXPLICACION DE LAS TABLAS 3-7 PARA LA DETERMINACION DE LA TRAYECTORIA DE LOS ALABES A LO LARGO DE LAS DIFERENTES LINEAS DE CORRIENTE.-

1) PUNTO.- Se divide a la línea de corriente en un número de partes iguales. Se debe dividir a todas y cada una con la misma medida, señalándose con a_1 a la entrada y a_2 a la salida y un número por cada división. Fig.HA-13

2) Δx .- Esta es la medida asumida (1 cm., para nuestro caso)

3) β .- Se debe desarrollar las líneas de corriente en el plano (Fig.17-21) y graficarlas con la misma medida de división que tienen (Fig.HA-13). Se grafican los ángulos de entrada y salida previamente obtenidos (tabla 1-2) y se los une con una línea ligeramente curvada. Se debe curvar hacia arriba la curva a_1 a_2 y las otras hacia abajo. De aquí se obtienen los diferentes ángulos para cada división.

4) $tg\beta$.- Este es el valor de los ángulos ya tabulados y que se los busca en cualquier tabla.

5) R .- Este valor corresponde al radio, que pasa por el punto que se está tratando (Fig.HA-13). Por tanto este valor se lo obtiene del dibujo general, con respecto al eje de la bomba.

6) $\frac{\Delta x}{R\ tg\beta}$.- Se obtiene este valor del promedio de los valores encontrados en la columna anterior cuando la línea considerada no se ha dividido exactamente, la fracción que se obtiene, dará un valor en esta columna también proporcional al mismo así este valor será igual al promedio de los dos valores anteriores multiplicados por la fracción.

7) $\frac{\Delta \phi}{}$.- La fórmula empleada para el diseño de álabes de un rodete de tipo radial es

$$\phi^{\circ} = \frac{180}{\pi} \int_{R_2}^{R_\phi} \frac{dR}{R\ tg\beta}$$ Church Pág.136

Esta fórmula se la puede poner en la forma

$$\phi^{\circ} = \frac{180}{\pi} \sum_{o}^{X} \frac{\Delta x}{R\ tg\beta}$$

Mediante la sustitución de dR por x a fin de hacerla adecuada pa la integración tabular aquí se puede abreviar el cálculo :

$$\phi^{\circ} = 57,29 \sum_{o}^{X} \frac{\Delta x}{R\ tg\beta}$$

Una vez que hemos obtenido el resultado completo de cálculos resumidos en las tablas 3-4-5-6-7 se utilizan los valores de total y los correspondientes valores de R_1 como coordenadas polares para obtener así la vista axial de corriente. Con lo cual determinamos la figura del álabe como se ve en el gráfico HA-13.

CALCULO Y PROYECTO DE UNA CAJA ESPIRAL DE SECCION CIRCULAR.-

Las cámaras espirales de sección circular no cumplen exactamente con las condiciones impuestas, debido a que la corriente no se efectiva entre superficies de revolución. Pero como este tipo de difusor se lo emplea con preferencia y debido a la sencillez de la forma de la sección se puede tratar matemáticamente el problema.

El curso de la variación de las secciones de la caja espiral se deduce directamente de la ecuación dada por Pfleiderere en Bombas Pág 381 si se determina el radio de la sección circular para un número mayor de ángulos centrales (que aumentan aproximadamente de 15° en 15°.)

El radio r_i del círculo tangente resulta, excepto la última sección de r_2 y de la distancia a de la lengua a la perisferia del rodete. Se elige esta distancia en la caja espiral, al tener en cuenta la simetría axial aconsejable de la corriente considerablemente mayor que en la del difusor de aletas.

Como valor mínimo de a las reglas de diseño aconsejan $a = \frac{r_2}{30}$.

Esta distancia se hace mayor al aumentar la rapidez del rodete. El desarrollo de las secciones de la caja espiral a lo largo de la periferia del rodete se lo ve en la Fig. HA-13 a fin de hacerla adecuada para la integración tabular. Los valores de los ángulos β se toman como ya se dijo de las Fig. 17 a 21 empleándose los intervalos a lo largo de una línea de corriente como valores Δ_x.

El procedimiento es análogo en cada línea de corriente.

Estos valores vemos agrupados para cada línea de corriente en las

tablas Ne 3 a 7.

Una vez efectuados estos cálculos se utilizarán los valores ϕ Total y los correspondientes valores R, como coordenadas polares para obtener la vista axial de las líneas de corriente. Esto se muestra en la fig.HA-13 (b). Para averiguar si la forma del álabe es satisfactoria se dibuja en la figura HA-13 (b) líneas radiales a intervalos regulares (cada 15° por ej.) Luego se llevan a la Fig. HA-13 desde la línea central del rodete hasta las correspondientes líneas de corriente, las distancias radiales existentes entre la línea axial del árbol y cada una de las líneas de corriente. De este modo se obtiene en la fig.HA-13 las líneas de trazo interrumpido designadas por 15°, 30° etc. Si los ángulos que estas líneas forman con las paredes del rodete son pequeñas, las pérdidas por rozamiento serán elevadas y el rendimiento bajo. En tales casos será necesario desviar las líneas de corriente relativamente entre sí en la Fig.HA-13 b para garantizar un borde de salida más adecuado.

CALCULO Y PROYECTO DE UNA CAJA ESPIRAR DE SECCION CIRCULAR.-

Recopilando los datos obtenidos anteriormente tendremos:

$$D_2 = 0{,}280 \text{ m} \quad u_2 = 21 \text{ m/seg} \quad b_2 = 0{,}072 \text{ m}$$

La componente meridiana en la salida del rodete y para la corriente útil será:

$$C_{2\,m} = \frac{V}{D_2 \pi b_3}$$

$$C_{2m} = \frac{0.250\ m^3/seg.}{0.280m \times \pi \times 0.072m} =$$

$$C_{2m} = 3.95\ m/seg.$$

Sabemos además que $Hth = \frac{H}{\eta_h} = \frac{14}{0.86} = 16.3\ m$

Resulta la componente perisférica (C_{3u})

$$C_{3u} = \frac{g\ Hth}{u_2}$$

$$= \frac{9.81 \times 16.3}{21}$$

$$= 7.62\ m/seg.$$

Con lo cual $tg\ \alpha_3 = \frac{C_{2m}}{C_{3u}}$ (36)

$$tg\ \alpha_3 = \frac{3.95}{7.62} = 0.518$$

$$\alpha_3 = 27^\circ\ 11'$$

La anchura de la voluta en un punto cualquiera puede ser medida a escala en un gráfico, o calculada mediante la fórmula

$$b = b_3 + 2x.\ tg\ \frac{\theta}{2}$$ Church Pág.122 (37)

x = es la diferencia de longitud entre el radio R correspondiente al punto considerado y el radio de salida del rodete R_2 (145mm). El cálculo de la voluta se efectúa determinando el ángulo formado

con una línea radial dada, mediante la integración en forma tabular de la ecuación.

$$\phi^\circ = \frac{360}{V} K \int_{r_i}^{R} \frac{b}{r} \, dr \qquad (38)$$

$$K = r_2 C_{3u}$$

$$= 0,145 \times 7.62 \text{ m/seg.}$$

$$= 1,105 \text{ m}^2/\text{seg.}$$

$$\phi^\circ = \frac{360 \times 1,105 \text{ m}^2/\text{seg m}}{0.25 \text{ m}^3/\text{seg. } 100 \text{ cm}} \int_{r_i}^{R} \frac{b}{r} \, dr$$

$$= \frac{397,8}{25} \int_{r_i}^{R} \frac{b}{r} \, dr$$

$$\phi^\circ = 15,91 \int_{r_i}^{R} \frac{b}{r} \, dr$$

$$= 15,91 \int_{r_i}^{R} b \, \frac{dr}{r}$$

Efectuamos la integración bajo la forma tabular:

CALCULO DE LA VOLUTA PARA LOS PRIMEROS 90° .-

$$bm = 7.2 + 2 (Rm - 14.5) \text{ tg } \frac{20}{2}$$

$= 7.2 + 2\ (16.25 - 14.5)\ 0.70021$

$= 9,65$ cm

$$\frac{bm \Delta R}{Rm} = \frac{9.65 \times 3.5}{16.25} = \frac{33.775}{16.25} = 2,08$$

$\Delta\phi = 15.91 \times 2,08 = 33.09$

$\Delta A = bm \times R = 9.65 \times 3.5 = 33.77\ cm^2$

$$V = \frac{0.25 \times 33.09}{360} = \frac{V \times \phi}{360} = \frac{8,2725}{360} = 0.02297 m^3/seg.$$

$$Cm = \frac{V\phi}{A_\phi} \quad \frac{0.02297 \times 10^4}{33.77} = 680$$

$bm = 7.2 + 2\ (19.5 - 14.5)\ 0.70021$

$= 14.2$ cm.

$$\frac{bm \Delta R}{Rm} = \frac{14.2 \times 3}{19.5} = \frac{42.6}{19.5} = 2.18$$

$\Delta\phi = 2.18 \times 1591 = 34,68$

$\Delta A = bm \times R = 14.2 \times 3 \doteq 4,26$

$$V_\phi = \frac{V \times \phi}{360} = \frac{0,25 \times 67,77}{360} = \frac{16,9425}{360} = 0.0470$$

$$Cm = \frac{V\phi}{A\phi} = \frac{0.047 \times 10^4}{7032} = 6,15$$

$bm = 7.2 + 2\ (22.5 \times 14.5)\ 0.70021$

$= 18.403$

$$\frac{bm \Delta R}{Rm} = \frac{18.403 \times 3}{22.5} = \frac{55.209}{22.5} = 2.45$$

$$\Delta \phi = 15.91 \times 2.45 = 38.98$$

$$\Delta A = bm \cdot R = 18.4 \times 3 = 55.2 \text{ cm}^2$$

$$V_{\phi} = \frac{0.25 \times 106.75}{360} = 0.0741 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$Cm^2 = \frac{V\phi}{A\phi} = \frac{0.0741 \times 10^4}{131,16} = 5.64 \text{ m/seg.}$$

TABLA No A

RESUMEN DE LOS VALORES PARA EL CALCULO DE LA VOLUTA

PARA LOS PRIMEROS NOVENTA GRADOS

R_{cm}	ΔR_{cm}	Rm_{cm}	bm_{cm}	$\frac{b\,\Delta R}{bm}$	$\Delta\phi$	ϕ	ΔA_{cm}	A_ϕ	V_ϕ	$Cm_{m/seg}$
14.5			7.2	-	-	0	-	0	0	-
	3.5	16.25	9.65	2.08	33.09	-	33.77	-	-	-
18.0						33.09		33.77	0.02297	6.8
	3.0	19.5	14.2	2.18	34.68		42.6			
21.0						67.77		76.37	0.0470	6.15
	3.0	22.5	18.4	2.45	38.98		55.21			
24.0						106.75		131.58	0.0741	5.64

CALCULO DEL ANGULO DE LA LENGUETA.-

$$\phi_e^o = \frac{132 \lg_{10} \frac{Re}{R2}}{tg\alpha_2} \quad \text{Church pág.120} \qquad (39)$$

$$= \frac{132 \log_{10} \frac{1.10 \times 1.45}{14.5}}{0.518} \quad R_e \quad 1.05 \text{ a } 1.10 \text{ de } R_2$$

$$= \frac{132 \log_{10} 1.10}{0.518}$$

$$= 10.55^o$$

$R_2 = 1,45$ cm

$R_e = 1,1 \times 1,45 = 15,95$ cm

Con un diámetro de salida de 30,0 cm tendremos un área de

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \times \overline{0,300}^2}{4}$$

$$= 0,066 \text{ m}^2$$

La velocidad media de

$$Cm = \frac{0.25}{0,066} = 3,78 \text{ m/seg}$$

La cual puede considerarse satisfactoria.

CALCULO DEL RADIO (ρ) PARA LA SECCION CIRCULAR DE LA VOLUTA.-

$$\rho = \frac{\phi}{C} \sqrt{2r_i \frac{\phi}{C}} \quad \text{(Pfl.pág.381)} \qquad (40)$$

$$\rho = \frac{720\pi K}{V'} = \frac{360}{b_2 tg\alpha_3}$$

$$\rho = \frac{360 \times 7.62}{0.072 \times 3.95} = 9.645,6 \ ^{\circ}/m.$$

$$\rho_{45} = \frac{45}{9.645,6} + \sqrt{\frac{2 \times 0.145}{9.645,6} \times 45} \quad r_1 \approx r_2$$

$$= 0.0406$$

$$\rho_{90} = 0.003823 \times 2 + 0.03678 \times 2$$

$$= 0.05965$$

$$\rho_{135} = 0.003823 \times 3 + 0.03678 \times 3$$

$$= 0.07518$$

$$\rho_{180} = 0.003823 \times 4 + 0.03678 \times 4$$

$$= 0.08885$$

$$\rho_{225} = 0.003823 \times 5 + 0.03678 \times 5$$

$$= 0.10136$$

$$\rho_{270} = 0.003823 \times 6 + 0.03678 \times 6$$

$$= 0.113$$

$$\rho_{315} = 0.003823 \times 7 + 0.03678 \times 7$$

$$= 0.12352$$

$$\rho_{360} = 0.003823 \times 8 + 0.03678 \times 8$$

$$= 0.13459$$

φ	ρ m	D m
45°	0.0406	0,0812
90°	0.05965	0.1193
135°	0.07518	0.1503
180°	0.08885	0.1777
225°	0.10136	0.2025
270°	0.1130	0.226
315°	0.1235	0.247
360°	0.1346	0.269

TABLA B

Utilizando los datos tabulados en las tablas A y B graficamos el contorno de la voluta como vemos en la Figura HA-13

B) DETALLES CONSTRUCTIVOS DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA HIDRAULICO.-

a) RODETE.- El rodete que hemos diseñado es de tipo helicoidal, semi abierto, propio para bombas de baja presión, gran caudal de líquido y altura de impulsión reducida. La ventaja de esta forma de ejecución estriba en que los costos de construcción son menores y los canales de los álabes más accesibles a la mecanización. Además está limitada por el lado abierto del rodete mediante una pared mecanizada del cuerpo de bomba. El empuje axial, se lo equilibra mediante 4 orificios en el plato del rodete, y además con la inclusión de los cojinetes de tipo especial 6310 SKF. Estos rodetes tienen la ventaja con respecto a las hélices axiales, de que el caudal no se desprende al ser inferior al normal. El rodete está hecho de hierro fundido y posee cuatro álabes helicoidales de doble curvatura. Los álabes tienen diferente grosor en su parte baja o sea junto al plato es de 6 mm en la parte media de su cuerpo es de 5 mm. y en la parte alta es de 4 mm.

Hay que resaltar que la doble curvatura del álabe le da propiedades autoaspirantes a la bomba.

b) EJE Y CASQUILLOS DE PROTECCION.- La función básica del Eje es el de trasmitir lás momentos de flexión o torque que se presentan al arrancar y durante la operación, mientras está soportando el impulsor y las otras partes giratorias. Debe ejecutar este trabajo con una desviación menor que el espacio libre mínimo que hay entre las partes giratorias y estacionarias.

Este espacio mínimo será calculado más adelante. Las cargas que intervienen son 1) Torques, 2) peso de las partes 3) Fuerzas hidráulicas tanto radiales como axiales.

El eje se lo ha diseñado del tipo de flecha rígida es decir su velocidad crítica.

El eje será de acero bonificado aleado por ejemplo acero Siemens Martin con un módulo de elasticidad $E = 20 \times 10^5$ Kg/cm^2, tensión de rotura $\sigma_z = 60 \times 10^2$ Kg/cm^2, coeficiente de dilatación lineal 12×10^{-6} grad.$^{-1}$ $= \sigma_t$; longitud de rotura $7,8 \times 10^5$ cm $= \alpha_{zB}/\gamma$; γ = Peso específico = 7,8 gr/cm^3.

Para evitar los efectos de rozamiento y corrosión se ha dispuesto de un manguito de protección en el sitio del prensa-estopa, lo mismo que en el lugar que roza el rodete con el eje.

c) PRENSAESTOPAS.- El paso del árbol a través de la pared del cuerpo de la bomba se hace estanco mediante el prensa-estopa. Como materiales de cierre se ha escogido, ya que va a trabajar la bomba con agua fría, una empaquetadura autoengrasadora, colocada en anillos de 8 mm de espesor y preferible de la marca "AMILUB AF" que lo distribuyen muchas casas comerciales.

Se aconseja al colocar los anillos del prensa que estos no queden muy apretados ya que esto causaría el daño del eje por desgaste. Una ligera cantidad de agua debe salir por el prensa lo cual ayuda a su refrigeración. Tampoco se permite que este quede demasiado flojo ya que una pérdida de presión y líquido se consigue c on esto, y además aire puede entrar a la bomba, con sus posibles molestias.

Entre los anillos de la empaquetadura existe un anillo de cobre el cual permite en engrase desde el exterior a través de un orificio de engrase que hace alargar la vida del prensa y su buen trabajo.

d) CUBIERTA.- La cubierta o carcasa propiamente está hecha de hierro fundido el cual tiene la forma de una voluta con sus ejes ligeramente desviados debido a la entrada semiaxial del líquido. Su construcción permite un fácil maquinado y repación de la misma. El cuerpo de la caja espiral debido a su peso se lo ha apoyado en los descansos de fundición también, las cuales soportan simétricamente a la caja espiral.

El sentido de giro de la caja espiral y por lo tanto su posición en el lado derecho de la tubuladura de impulsión vienen determinados por el sentido de giro del rodete el cual es contrario a las manecillas del reloj, visto desde el lado de aspiración.

El cuerpo de la bomba está obturado por ambos lados mediante piezas también de fundición. Esto trae las ventajas de un desmontaje más fácil, un menor peso, y un precio más bajo.

En el cuerpo de la bomba se han hecho aberturas para empalmar grifos de vaciado y de purga de aire. En las piezas de aspiración y la impulsión se ha dispuesto además, emplames para manómetros, asi como cebado.

e) COMPENSACION DEL EMPUJE AXIAL.- Debido al efecto de reacción de la bomba se produce un empuje axial dirigido hacia el lado de aspiración empuje que se ha de compensar de las siguientes maneras: a) obtención de las mismas condiciones de presión en ambos lados

del rodete. Para esto se ha diseñado en la cara posterior del rodete un intersticio anular y se ha agujereado el rodete para comunicar este intersticio. Esta medida tiene como consecuencia que la presión del intersticio actúe desde la periferia interior del rodete hacia el lado de aspiración compensando la presión que se produce.

El efecto axial también se lo ha compensado colocando cojinetes radiales rígidos pero de ranuras profundas diseñados especialmente por SKF para estos casos y que trae la clasificación de 6310 con una capacidad de base de 4.800 Kgs. para la dinámica y 3.550 Kg para la estática a una velocidad máxima permitida de 5.000 RPM.

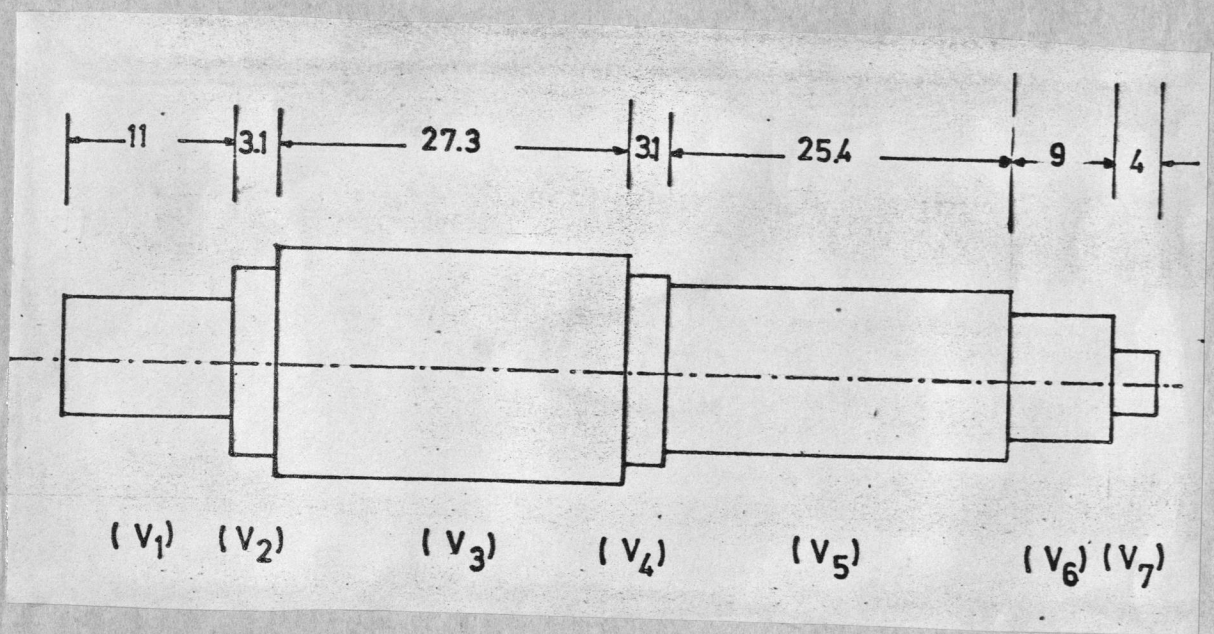
C) DISEÑO DEL EJE PARA VELOCIDADES CRITICAS.-

INTRODUCCION.- Al ir aumentando de manera gradual la velocidad de rotación de una máquina se observará que para ciertas velocidades, el árbol vibra violentamente, mientras que para otras superiores o inferiores a las primeras, el árbol tiene un funcionamiento relativamente regular. Las velocidades en las cuales tienen lugar estas fuertes vibraciones, son denominadas "velocidades críticas del árbol" En el caso de que esta bomba "CECI" diseñada, funciona con una velocidad próxima a la crítica, o igual a la misma, se producirán vibraciones de gran amplitud, ello da lugar a esfuerzos de gran intensidad, a posibles rozamientos entre las partes giratorias y a vibraciones siempre molestas, que se trasmitirán a las bases. Es por esto de gran importancia que el árbol se haya diseñado de forma que sus velocidades críticas estén de un 20 a 30 % por encima de su velocidad de funcionamiento.

El problema de nuestra determinación es esencialmente un problema gráfico estático consistente en la obtención de la curva elástica debido a las cargas del rodete y el peso del árbol.(Fig.22) Por tanto determinaremos en primer lugar el peso del árbol y del rodete.

a) DETERMINACION DEL PESO DEL EJE.-

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} h = \frac{\pi}{4} D^2 h = 0.7854 \times D^2 h$$



$V_1 = 0.7854 \times \overline{4,4}^2 \times 11 = 15,21 \times 11 =$ 167,31 cm^3 1,3110 Kg

$V_2 = 0.7854 \times \overline{5,0}^2 \times 3.1 = 19.635 \times 3.1 =$ 60,87 0,4768

$V_3 = 07854 \times \overline{6,0}^2 \times 27.3 = 28,26 \times 27,3 = 771,50$ 6,0432

$V_4 = 0.7854 \times \overline{5.0^2} \times 3.1 = 19.635 \times 3.1 =$ 60,87 0,4768

$V_5 = 0.7854 \times \overline{4.9^2} \times 25.4 = 18.8 \times 25.4 =$ 478,50 3,7500

$V_6 = 0.7854 \times \overline{4.3^2} \times 9 = 13,8545 \times 9 =$ 145,22 1,0240

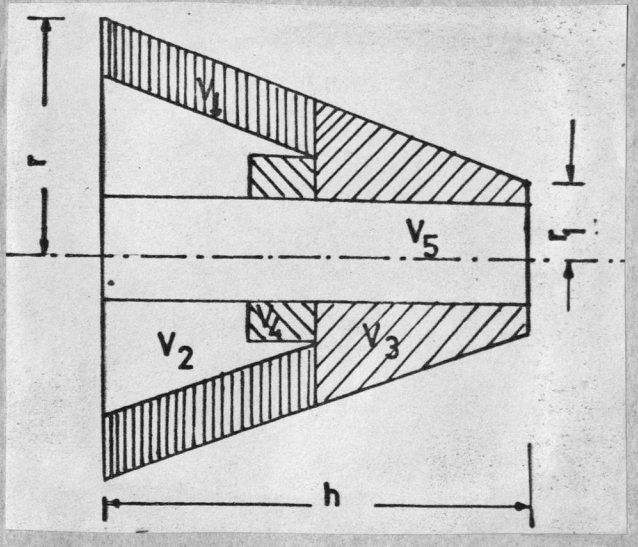
$V_7 = 0.7854 \times \overline{3.9^2} \times 3.4 = 11,946 \times 3.4$ 40,62 0,3200

1.724,89 cm^3 13,40 Kg

Peso del eje = 1.724,89 cm x $\frac{7.833}{10^3}$ $\frac{Kg}{cm^3}$

= 13.40 Kg = 29.48 libras

b) PESO DEL RODETE.-



$$V = 1/3 \; h \left(r^2 + r r_1 + r_1^2 \right) \qquad (41)$$

$r = 11 \qquad r_1 = 6.5 \qquad h = 9$

$(+) \; V_1 = 1/3 \times 5.6 \left(\overline{11^2} + 11 \times 6.5 + \overline{6.5^2} \right)$

$= 1.376,57 \text{ cm}^3$

$(-)\ V_2 = 1/3 \times 5.6 \left(\overline{9.45}^2 \times 9.4 \times 5.1 + \overline{5.1}^2 \right)$

$= 958,811 \text{ cm}^3$

$(+)\ V_3 = 1/3 \times 6.4 \left(\overline{1.3}^2 + 13/2 \times 6.8/2 + \overline{6.8}^2/2 \right)$

$= 508.597 \text{ cm}^3$

$(+)\ V_4 = \dfrac{\pi \overline{8.5}^2}{4} \times 1,4 =$

$= 79,45 \text{ cm}^3$

$(-)\ V_5 = \dfrac{\pi \overline{4.8}^2}{4} \times 8$

$= 144,76 \text{ cm}^3$

$V_T = (V_1 + V_3 + V_4) (-) (V_2 + V_5)$

$= 1964,62 - 1103,57$

$V_T = 861,05 \text{ cm}^3$

$= \dfrac{7.086}{10^3} \text{ Kg/cm}^3$

$\text{Peso Total} = \dfrac{861.05 \times 7.086}{10^3} \text{ Kg}$

Peso Total = 6,10 Kg (peso del núcleo del álabe)

$\text{Peso 4 álabes} = 8 \times 18 \times 0.5 \times 4 \times \dfrac{7.086}{1.000} \text{ Kgr.}$

$= 144 \times 2 \times \dfrac{7.086}{1.000}$

= 2,041 Kgr

c) PESO TOTAL DEL RODETE

= 610 + 2,041 = 8.141

8,2 Kgr

Para determinar el número crítico de revoluciones del árbol de la bomba, cargado no uniformemente y con secciones variables como se ve en la figura 22 se utiliza el procedimiento grafostático consistente en la obtención de la curva elástica debido a las cargas del rodete y al peso mismo del árbol. El procedimiento más sencillo se basa en el empleo de la ecuación (42) para la obtención del número de revoluciones crítico

$$n_k \simeq \frac{299.1}{\sqrt{f}} \quad \text{(Schulz Pág.117)} \qquad (42)$$

Se trata aqui solo de la determinación gráfica de la flecha máxima del árbol en reposo y situada en posición horizontal debido al peso propio y a las cargas concentradas. Sin embargo un procedimiento, mucho más exacto sin mayor trabajo considerable desarrollado por Kull (Nue umlanfender wellwn Z,VDI vol 62, página 249 1.918). En la Ecuación:

$$n_q \simeq \frac{299.1}{\sqrt{f}} \qquad (42A)$$

se introduce en vez de la flecha máxima una flecha representativa que se calcula así

$$f_r = \frac{G_1 f_1^2 + G_2 f_2^2 + \cdots\cdots}{G_1 f_1 + G_2 f_2 + \cdots\cdots} = \frac{\Sigma\,(G.f^2)}{\Sigma\,(G.f)} \qquad (43)$$

o lo que es lo mismo

$$\omega_k^2 = g\,\frac{G_1 f_1 + G_2 f_2 + \cdots\cdots}{G_1 f_2^2 + G_2 f_2^2 + \cdots} = g\,\frac{\Sigma\,(G\,f)}{\Sigma\,(G\,f^2)} \qquad (44)$$

aquí G_1 , G_2 .... son las cargas del árbol debido al peso propio y las cargas concentradas.

f_1 , f_2 , ... las flechas en los puntos de aplicación de G_1 , G_2.. al actuar simultaneamente todas las cargas, para ello deberá determinarse la línea elástica de los pesos debiéndose tener en cuenta que para las masas situadas en voladizo, el efecto del peso es contrario a la gravedad.

El desarrollo de este procedimiento se lo hace considerándose que las secciones de las diferentes porciones de la figura se designarán por letras mayúsculas dentro de un paréntesis. Ver Fig.22

La parte (A) representa el perfil del árbol escalonado con sus dos extremos en voladizo, totalmente dimensionado y dibujado a una escala de longitudes 1:5. Soporta el eje al rodete de peso 8.2 Kgr. como ya lo habíamos determinado anteriormente. El cojinete de la izquierda se encuentra a 12.55 cm del extremo izquierdo del eje; el de la derecha lo está a 42.95 cm del mismo.

El peso del rodete se lo ha señalado en (B) debajo de sus corres-

pondientes puntos de aplicación.

El peso del árbol se determina, considerando cada cambio de sección, calculando el peso de cada uno, y luego suponiendo que estas cargas actúan en el punto medio de cada longitud. Dichas cargas están anotadas en (C). Los pesos del árbol se suman con el rodete para obtener las cargas totales anotadas en (D). Las cargas entre los cojinetes, es decir en voladizo, actúan hacia arriba. Debido a la deformación que experimenta las fuerzas centrífugas actúan transversalmente, los sentidos de las cargas elásticas se toman adecuadamente, como se las ha graficado.

Estas fuerzas totales anotadas en (D) se representan vectorialmente, en (E) designadas de acuerdo con la ley de estática. A continuación se grafican las fuerzas en magnitud y sentido que llevan a la escala de 1:2,5 (F); según la dirección en que actúan considérase que la distancia "ab" representa la fuerza "ab", etc. A continuación se situa un polo P a la distancia de 10 cm de la vertical, cuya medida se lo hace con la misma escala de las fuerzas, y de aquí se trazan los radios polares desde p hacia a, b, c, etc. La situación del polo P es indiferente pero resultará un diagrama más claro, si se lo situa a la altura del punto medio de la recta vertical.

Estamos pues en la situación ya, de dibujar el diagrama de momentos: (G) empezando por el apoyo izquierdo, para lo cual se traza una recta a' paralela al radio polar Pa de (F); la línea b' paralela al radio polar Pb etc.. Las líneas en G se situan directamente en los espacios, correspondientes de igual denominación en (E); o sea la

línea d' , se sitúa en el espacio comprendido entre las cargas cd, y dc, etc. Luego se cierra el polígono, trazando la línea I entre los apoyos. La línea trazada paralelamente a esta línea I, en (F), da las reacciones graficamente. El momento en un punto cualquiera del árbol viene dado por la distancia vertical entre las líneas que limitan el área total medidas a la escala de 1 cm.= Escala de longitudes por escala de fuerza x distancia polar.

$$1 \text{ cm} = 5 \times 2{,}5 \times 10 = 125 \text{ Kg} - \text{cm}$$

Los valores del momento M tomados a escala en (G) se anotan en (H). Luego ya podremos calcular los momentos de inercia de las diferentes secciones y se anotan en (I).

Se calculan los valores $\frac{M}{I}$ con los cuales, después de anotados en (J) se forma el diagrama de $\frac{M}{I}$ en (K) El valor de $\frac{M}{I}$ varía instantaneamente al hacerlo el diametro del árbol.

Se supone luego que una Viga análoga está sometida a una carga dada por el área de la superficie del diagrama $\frac{M}{I}$. Se calculan estas áreas y se anotan en (M) para luego representarlas vectorialmente en (N). Así por ejemplo el vector:

$$\text{ef, Area} = (\frac{M}{I}) \times 1 = (\frac{22{,}59 + 34{,}18}{2}) \times 13{,}65 = 378{,}5$$

Estas cargas imaginarias actuarán en el centro de gravedad de las áreas, las cuales deben ser determinadas con la suficiente exactitud. Luego se situan sucesivamente sobre la línea vertical a la escala de 1:100. Se supone asi mismo el polo P a 10 cm a la derecha de la vertical y medido con la misma escala, y se trazan los

radios polares p'a'. p'b' etc. La distancia polar aquí también se elige de manera que resulte una escala de flechas sencillas con el objeto de que sea fácil su lectura, la situación vertical del polo p' tampoco tiene importancia.

La curva elástica se dibuja de manera similar al diagrama de momentos es decir, la línea a' es paralela al radio polar p'a' y así sucesivamente como se supone que los apoyos son rígidos la línea de cierre cruza a la curva estática en los apoyos. La escala de flecha viene dado por el producto de la escala de longitudes por la distancia polar y por la escala de áreas dividido por el módulo de elasticidad E; escala de y;

$$1 \text{ cm} = \frac{5 \times 100 \times 10}{2 \times 10^6} = 0{,}0025 \text{ cm}$$

La distancia vertical comprendida entre la línea de cierre y un punto cualquiera de la curva representa la flecha en aquel punto. En el diagrama de deformaciones se anotan las flechas debajo de los puntos que corresponden a las de aplicación de las cargas. Luego se obtiene la velocidad crítica mediante la fórmula dada anteriormente y desarrollada por Kull.

Peso (Kgr) G	Flecha cm f	f^2	G f	Gf^2
1,311	0,00075	$0,563 \times 10^{-6}$	0,0009833	$0,74 \times 10^{-6}$
0,477	0	0	0	0
6,043	0,00125	$1,6 \times 10^{-6}$	0,0076	$9,67 \times 10^{-6}$
0,477	0	0	0	0
3,60	0,00613	$37,6 \times 10^{-6}$	0,0221	$135,54 \times 10^{-6}$
9,224	0,01813	$328,7 \times 10^{-6}$	0,170	$3.031,93 \times 10^{-6}$
0,32	0,0233	$542,9 \times 10^{-6}$	0,075	$173,73 \times 10^{-6}$
		Total	0,2757	$3,351,61 \times 10^{-6}$

$$\omega_k = \sqrt{981 \cdot \frac{0,2757}{3,351,61 \times 10^{-6}}}$$

$$= \sqrt{981 \times 82,258}$$

$$= \sqrt{981} \times 9,07$$

y por tanto el número crítico será:

$$n_k = \frac{30}{\pi} \omega_k = \frac{30 \times \sqrt{981} \times 9,07}{\pi} = \frac{30 \times 31,321 \times 9,07}{\pi}$$

$$= 9,9617 \times 272,1 = 2.712,7$$

$$n_k = 2713 \text{ RPM}$$

Está cientificamente comprobado que un margen de seguridad de un 20 % de dicha velocidad crítica deberá considerarse para evitar problemas de vibraciones por tanto:

- 20 %	2.170
	2.713
+ 20 %	3.256

lo que nos dice que las velocidades mínimas que deban darse en el diseño de la bomba no debe caer dentro del límite dado por el 20 % de la velocidad crítica esto es entre

2.170 y 3.256 RPM

Nuestra bomba fue diseñada para 1.450 RPM lo que está por debajo de dicha velocidad y comprueba que no se va a tener problemas por vibración.

D.-) LIMITE DE LAS ALTERACIONES DE FORMA POR CAVITACION.-

Hay que tener presente que la altura de aspiración de una bomba es limitada y que el límite depende de las cualidades físicas del líquido que aspira. La aspiración del líquido se realiza en forma tal que primero la bomba produce en la cañería de aspiración una depresión, en relación a la presión que existe en el depósito de aspiración. En los depósitos abiertos es pues la presión atmosférica.

Esta depresión permite el paso del líquido hacia la bomba. Si la presión que existe en la aspiración no es suficiente para vencer

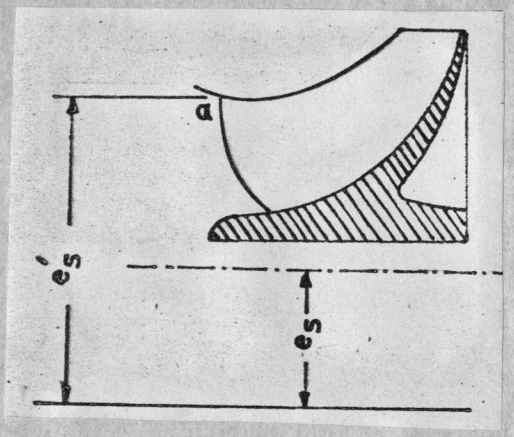
todas las resistencias en la cañería de aspiración y para elevar el líquido, la elevación es imposible. La altura geodésica máxima de aspiración $(H_s')_{mx}$ que puede alcanzar una bomba depende del peso específico γ, de la viscocidad ν y de la depresión de vaporiza - ción p_t del líquido.

Para depósitos abiertos, la altura máxima de aspiración depende de la presión atmosférica del lugar.

Hay varias teorías sobre la cavitación una de ellas es la física y otra la química basada en la acción de los gases en estados nacientes, actuando sobre el metal a muy alta temperatura.

La teoría física nos dice que cuando hay un flujo del fluído existe algunos puntos en los cuales la presión es inferior a la tensión del vapor del fluído considerado y se producen vaporizaciones parciales. Las burbujas así formadas forman la parte inicial del fenómeno de cavitación. Cuando estas burbujas llegan a alcanzar zonas de presión, se condensan nuevamente produciéndose los fenómenos derivados de aquella.

La cuestión de evitar la cavitación, en una bomba, va ligada intimamente con la altura máxima admisible para la aspiración, entendiéndose por esta como una depresión que se produce en la boca de aspiración, (medida en m de columna líquida) con relación a la presión que existe sobre la superficie libre del líquido que ha de aspirarse, que por lo general es la presión atmosférica. Su valor es:



$$H_s = e_s + Z_s + \frac{c_s^2}{2g} \quad \text{(metros de columna de líquido)} \tag{45}$$

expresado en m. Según las normas DIN de ensayo de bombas. Pero la presión mínima en el punto más alto, estará situada en (a) y no en la boca de aspiración.

Las diferencias de altura $e'_s - e_s = D_1/2$

Por tanto en el punto (a) tendremos una altura de aspiración H'_s y que de un modo correlatico valdrá

$$H'_s = e'_s + Z_s + \frac{c_o^2}{2g} \quad \text{(metros de columna de líquido)} \tag{45A}$$

Si hubiere allí la mínima presión de la corriente por tanto ($H_a = H_t$) la altura de aspiración máxima valdrá $(H'_s)_{mx} = H_A - H_t$ donde H_A es la presión atmosférica. Calculando por estas fórmulas la altura de aspiración para las circunstancias corrientes se obtiene para e'_s valores mayores a 9 m que exceden mucho de los observados realmente. En consecuencia. En el interior de los canales debe existir puntos en que la presión es menor que en el punto s.

Si designamos por Δh esta disminución adicional de presión, existente entre el punto y aquel en el cual empieza la cavitación (en la que está comprendida la pérdida de carga entre la boca de aspiración y el punto tendremos

$$H_a = H_t + \Delta h \qquad (46)$$

resultando la siguiente altura máxima total de aspiración

$$(H'_s)_{mx} = A - H_t - \Delta h \quad (2) \qquad (47)$$

En la entrada del rodete deberemos tener por lo menos una presión igual a tensión del vapor más Δh si queremos evitar la cavitación en el interior de la bomba. Esta depresión adicional h se la designa como altura de presión crítica. En nuestro caso hemos obtenido por cálculo $h = 7$ m. $H_t = 0.2$

$$= 7 + 0.2 = 7.2$$

quedándonos: $9.7 - 7.2 = 2.5$ mts. de altura de aspiración alcanzable. Juntando las ecuaciones 45-A y 47 se obtiene la siguiente expresión:

$$(e's)_{max} = A - H_t - Z_s - \frac{C_o^2}{2g} - \Delta h \text{ metros} \qquad (48)$$

$$(H's)_{max} = A - (H_t + \Delta h) \text{ metros de columna de líquido}$$

Con el objeto de evitar la cavitación, la presión de aspiración debe mantenerse por encima de la presión crítica en la cual esta se inicia; por tanto según la ecuación (48) la capacidad de la bomba se puede acrecentar mediante los siguientes procedimientos:

a) Medidas exteriores de la bomba.- Emplazamiento tan profundo como sea posible, pues el valor de la presión atmosférica es elevada. En general $HA = (1 - 24 \times 10^{-5} h)^5 \ A_o$, siendo A_o la presión al nivel del mar y h la altura.

b) Empleo de agua lo más fría posible pues las tensiones del vapor, serán menores con temperaturas más bajas.

c) Disminución de las pérdidas por rozamiento Z_s y estanqueidad de la tubería de aspiración.

Medidas a adoptar en la bomba.- Consistente en mantener pequeña la presión crítica Ah,.

a) El número de vueltas específico debe ser lo más pequeño posible y la adopción del ángulo de entrada lo más favorable para evitar la cavitación.

b) Superficies de álabes grandes penetrando la arista de entrada e n la embocadura del rodete.

c) Evitar cambios bruscos de dirección en la entrada del cuerpo de bomba y en la boca del rodete.

d) Paredes lisas y ángulos lo más abiertos posibles en las secciones de entrada de los canales del rodete.

e) Empleando un difusor de entrada con giro insignificante del mismo sentido, se aumentará la capacidad de aspiración.

E.-) CALCULO DE LA RESISTENCIA DE LAS PIEZAS PRINCIPALES.-

CALCULO DE ESPESORES.- El espesor depende del diámetro (D) que tenga el círculo que hayamos tomado en consideración; de la carga P, que debe soportar en calidad de presión interna, uniformemente re-

partida y finalmente de la resistencia admisible, a tracción-fisuración K del material que hayamos de emplear. Asi el espesor (e) será:

$$e = \frac{P \times D}{2K} \qquad \text{(José Ferrero Pág.108)} \qquad (49)$$

K para fundición de Hierro = 200 Kg / cm^2

Espesores mínimos recomendados para hierro

$e = 1{,}00$ cm

P = la carga está representada por la altura manométrica, (H) máxima que pueda desarrollar la bomba.

Recordando que en la práctica esta altura puede ser mayor hay que darle un 20 % más que la original.

Recordando que un metro de la altura manométrica es igual a 1 Ton/ $metro^2$ solo representa 0.1 Kg/cm^2.

En efecto una columna de agua de 1 cm^2 de sección y un metro de altura, contendrá 100 cm^3 de agua que con un peso específico 1 pesará 100 gr o 0.1 Kgr. y como vamos a calcular todo en cm tomaremos la altura manométrica (H) leida en metros como 1/10 de su valor.

Puesto que se trata de una bomba de baja presión la cual no tendrá válvula de retención, se deberá considerar un posible golpe de ariete, tomaremos pues el doble de la altura manométrica.

$$P = 1.2 \times 0.1 \times 2\,H \quad Kg/cm^2 \qquad (50)$$

$$P = 0.24\,H \quad Kg/cm^2$$

$$P = 0.24 \times 22,82$$

$$P = 5.4768 \text{ Kg / cm}^2$$

D = 30 cm por cálculo hecho anteriormente

$$e = \frac{P\,D}{2\,K} = \frac{5.48 \times 30}{2 \times 200} = \frac{16,44}{40} = 0,41 \text{ cm}$$

Esto nos dice que el espesor e deberá ser como mínimo de un cm para una buena colada de fundición ordinaria en la carcasa en general.

ESPESOR MINIMO DE LOS ALABES.-

$$P = 0.12\ H \text{ Kg/cm} \qquad a = \text{ancho de la salida del álabe} \qquad (51)$$

$$P = \frac{0.12 \times 22,82}{} = 2,7384 \text{ Kg/cm}$$

El esfuerzo del álabe empieza en el Diámetro interno D_s y acaba en el diámetro externo D_2 de forma que el diámetro a considerar será

$$D = D_2 - D_s = 280 - 270 = 10 \text{ cm.}$$

Por tanto:

$$\text{(+)}\ e = \frac{P.D.}{2\,K_a} \qquad \text{(Ferrero pág.111)} \quad (52)$$

$$= \frac{2.74 \times 10}{2 \times 200 \times 7,2} = \frac{2.74}{288} = 0.00951 \text{ cm}$$

Lo cual nos dice que debemos tomar el espesor mínimo recomendable para una colada ordinaria e = 0.3 cm. mientras que el cálculo no supere esta cantidad.

ESPESOR MINIMO DEL PLATO CONDUCTOR.-

eje ϕ = 5 cm

$$RPS = \frac{1.450}{60} = 24.2$$

$$\text{Velocidad (c)} = r \times \omega = r\ 2\pi_n$$

$$\text{Velocidad (c)} = 0.05 \times 24.2 \times \pi = 3.80 \text{ m/seg.}$$

El eje trasmite una potencia de 59 HP por tanto el trabajo que realiza será:

$$T = 59 \times 75 = 4.425 \text{ Kg-m/seg} \quad \text{por lo que:}$$

$$F = \frac{T}{V} = \frac{4.425 \text{ Kgr-m/seg}}{3.8 \text{ m/seg.}} = 1.164,4 \text{ Kg} \qquad (53)$$

Pero hemos de considerar que se trata de una palanca con el punto de apoyo en el centro geométrico, la fuerza en el radio del eje y la resistencia en el radio del plato. De forma que si el eje es de 5 cm. y el plato es de 25 cm. la resistencia a la que habremos de hacer frente será de :

$$Q = F \times \frac{25}{5} = 1.164 \times 5 = 5822 \text{ Kilos}$$

Pero esta resistencia es naturalmente crítica y de ello conocemos una dimensión puesto que la soporta una sección elemental que tiene por longitud toda la periferia del Plato. En nuestro caso el diámetro del Plato es de 25 cm y la periferia vale

$$25 \times \pi = 78,54 \text{ cm}$$

Y como ya hemos dicho que el impulsor se construirá de hierro fun-

dido con una resistencia específica de 200 Kg/cm^2 la resistencia elemental disponible será:

$$Q_e = 78,5 \times 200 = 15.708 \text{ Kg/cm}$$

De forma que el espesor necesario vale:

$$e = \frac{Q}{Q_e} = \frac{5.822}{15.708} = 0,370 \text{ cm.}$$

Lo que nos dice que el mínimo grosor del plato conductor será de

$$\underline{e = 4mm}$$

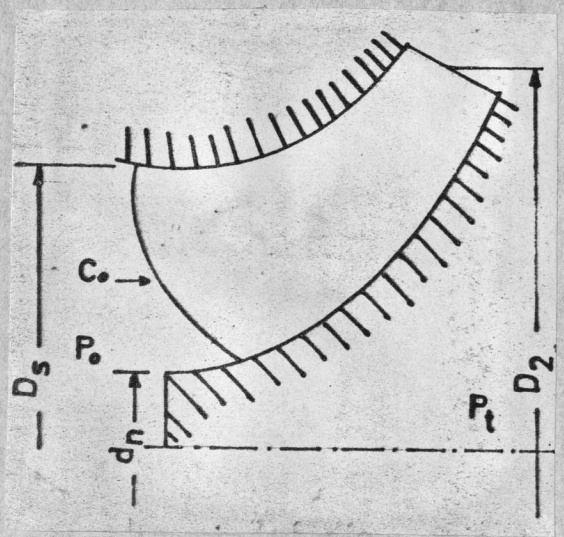
CALCULO DE LOS COJINETES.-

Para poder usar los apropiados cojinetes que llevará la unidad procedamos primero al cálculo de las diferentes fuerzas que actuarán en la misma.

Aquí en primer lugar debemos conocer el empuje Axial:

CALCULO DEL EMPUJE AXIAL.-

El empuje axial que tendremos en el lado de aspiración es la resultante de dos fuerzas opuestas. La más pequeña de estas fuerzas se debe a la variación de la cantidad de movimiento del fluído que penetra en la rueda. El líquido se aproxima radialmente al rodete a la velocidad Co y por tanto su variación de cantidad de movimiento o fuerzas será $\frac{W}{g}$ Co.



Esta fuerza que tiende a desplazar al rodete hacia el lado opuesto a la aspiración actúa sobre la superficie limitada por los anillos de diámetro D_s y d_n

El fluído a la salida del rodete está a mayor presión que el que se encuentra en el lado de aspiración; entre D2 y Ds se equilibran las fuerzas resultantes puesto que son iguales y opuestas sobre las dos coronas. Sin embargo entre D_s y d_n existe una fuerza igual a:

$$(P_t - P_o)\frac{\pi}{4}(D_s^2 - d_n^2)$$

Que tiende a desplazar al rodete hacia el lado de aspiración. Como se ve en la figura adjunta, la magnitud de $P_t - P_o$ puede ser asumida de la ecuación:

$$(P_t - P_o) = 3/4 \ \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}\gamma \quad \text{Stepanoff Pág 187}$$

(54)

Calculamos pues el empuje axial

Puesto que un litro de agua pesa 1 Kgr. el peso del caudal será:

$$W = \text{lts/seg} \times \frac{1\ Kg}{1\ lt} = 250 \times 1 = 250\ Kg/seg$$

La fuerza dinámica será

$$F = \frac{W}{g}\ Co = \frac{250 \times 1.04 \times 4.78}{9.81} = \underline{126.6}\ Kgr.$$

Las diferencias de presiones.

$$P_t - P_o = H_L \gamma = \frac{3}{4}\ \frac{\overline{21}^2 - \overline{15}^2}{2 \times 9.81}\ Kg/m^2$$

$$= \frac{3(441 - 225)}{78,48} = \frac{3 \times 216}{78,48} = \frac{648}{78,48} = 8,256 \times \gamma\ Kgr/m^2$$

$$= 8,256 \times 1.000\ kg/m^2$$

$$= 8,256\ Kg/m^2 \times 1 \times m^2 / 10000\ cm^2$$

$$= 0,8256\ Kg/cm^2$$

Por tanto la presión de empuje será:

$$(P_T - P_o)\frac{\pi}{4}\ (D_s^2 - d_n^2) = 0,8256 \times \frac{\pi}{4} \times (\overline{27}^2 - \overline{6.8}^2) \qquad (55)$$

$$= \frac{2,5924}{4}\ (729 - 46.24)$$

$$= 0.648 \times 682.76$$

$$= \underline{442,43}\ Kg$$

El empuje efectivo hacia el lado de aspiración valdrá

$$442,43 - 126,6 = 315,8\ Kgr$$

La capacidad de base que aquí utilizamos, se entiende por una carga puramente axial aplicada al centro del rodamiento. Por tanto todas las cargas que actúan sobre el rodamiento se transformarán en una carga inmaginaria única que responda a las condiciones válidas para la capacidad de base y la cual, bajo el punto de vista de la duración tendrá sobre el rodamiento la misma influencia que las cargas reales. Esta carga imaginaria se denomina carga equivalente.

En este caso la carga equivalente se calcula por la ecuación:

$$P = XF_r + YF_a \qquad \text{SKF Pág.9} \quad \text{eatg 2403 Sp} \qquad (56)$$

En la cual P = carga equivalente

Fr= carga radial constante real

Fa= carga axial constante real

X = Coeficiente radial de rodamiento

Y = Coeficiente axial de rodamiento

DURACION NOMINAL REQUERIDA PARA LOS RODAMIENTOS DE LA BOMBA.-

Al calcular el tamaño de los rodamientos de las máquinas, es a menudo difícil determinar la duración que debe ser considerada como necesaria. Por tanto para conocer esta duración será necesario recurrir a la experiencia. Las diferentes casas constructoras de rodamientos junto a las diferentes sociedades encargadas de su normalización, dan una serie de cantidades que bien podrían tomarse en consideración. Así para nuestro caso por considerarse al elemento una máquina de que se podrá necesitar un servicio continuo de 24

horas al día se tomará según recomendaciones la duración en horas de funcionamiento. (L_h) = 50.000 horas Pág 18 SKF

Procedamos a escoger un rodamiento rígido de bolas que a 1450 RPM soporte una carga radial Fr = 22,2 Kilog. y una carga axial Fa = 315,8 Kgr.

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{315,8}{22,2} = 14.22$$

Este valor está muy elevado y según la tabla 1 de SKF cat. 2.403 Sp la carga axial influye sobre la carga equivalente. Si a título de ensayo se toma X = 0.56 y Y = 2 se obtiene de la ecuación dada anteriormente:

$$P = 0.56 \times 315.8 + 2 \times 22.2$$

$$= 176.85 + 44.4$$

$$= 221,25 \text{ Kgr}$$

Según la tabla 3 la seguridad de carga requerida $\frac{O}{P} = 16.3$

La capacidad de base dinámica que exige del rodamiento

$$O = 16.3\ P$$

$$= 16.3 \times 221,25$$

$$= 3.600 \text{ Kilog.}$$

Para nuestro caso puede convenir el rodamiento 6310 cuya capacidad de base dinámica O = 4.800 Kilogr.

Se examinará pues si los coeficientes X y Y están bien escogidos. Dado que el rodamiento 6310 tiene una capacidad de base estática O_o = 3550 kg. se tiene

$$\frac{Fa}{C_o} = \frac{315.8}{3.600} = 0.087$$

Y según la tabla I se obtiene por interpolación X = 0.56 Y = 1.5

Con estos valores se obtiene

$$P = 0.56 \times 315.8 + 1.5 \times 22.2$$

$$= 176,85 + 33.3$$

$$= 210,15 \text{ Kgr.}$$

La seguridad de carga para el rodamiento es de $\frac{C}{P} = \frac{6.000}{210.15} = 28.55$

Este valor es superior al valor requerido (16.3). Por tanto se escoge el cojinete 6310 que cumple con las condiciones de carga y con las dimensiones del diámetro del eje.

CALCULO DEL ACOPLE.-

Para el cálculo del acople debemos considerar a la unidad que estamos tratando con su máximo momento calculado. De acuerdo con las características de arranques del motor y con el trabajo que se va a realizar tendremos:

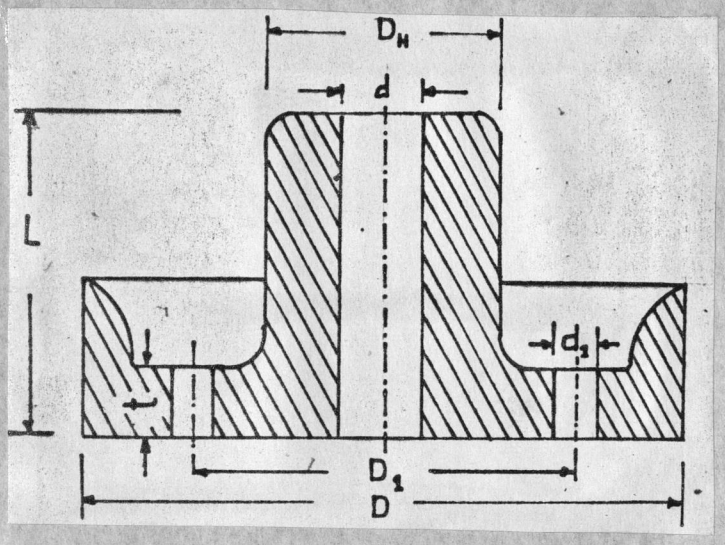
$$M_{max} > M_{normal}$$

$$M_{max} = k. M_{normal}$$

Siendo k = 1,5 a 2

$$M_{max} = 2 \times 2.914,26 \text{ Kg-cm}$$

$$= 5.828,52 \text{ Kg-cm}$$



Calculemos el diámetro de los pernos del acople (d_1)

$$M_{max} = Z \times \pi \frac{d^2}{4} \times \frac{D_1}{2} \times \tau \qquad (57)$$

$$d = \sqrt{\frac{M_{tmx} \times 4 \times 2}{Z \times \pi \times \tau \times D_1}} \text{ cm}$$ (Resistencia de Materiales de Seely pág.94)

Calculamos el número de pernos Z

$$Z = 2 + 0,03d$$
$$= 2 + 0,03 \times 44$$
$$\simeq 4 \text{ pernos}$$

El diámetro D_1 de la circunsferencia de los centros de cabeza de los pernos es:

$$D_1 = d + 4e$$

Donde:

$$e = 0,35d + 10$$
$$e = 0,35 \times 44 + 10 = 25,4 \text{ mm}$$
$$D_1 = 44 + 4 \times 25,4$$
$$= \underline{145,6 \text{ mm}}$$

Reemplazando estos valores tendremos

$$d = \sqrt{\frac{5.828,52 \times 4 \times 2}{4 \times \pi \times 120 \times 14,56}}$$

$$d = 1.5 \text{ cm} = 15 \text{ mm}$$

Calculamos el grosor del ala del acople (t)

$$t = \frac{2\ M_{max}}{\tau \times d_1 \times D_1 \times Z} \qquad \text{(Machine Design Schaum pág 134)} \qquad (58)$$

$$t = \frac{5.828,52}{120 \times 1,5 \times 14,56 \times 4}$$

$$t = 1,1 \text{ cm}$$

$$D_2 \quad 2\,d = 2 \times 4,4 = 8,8 \text{ cm.} \qquad (59)$$

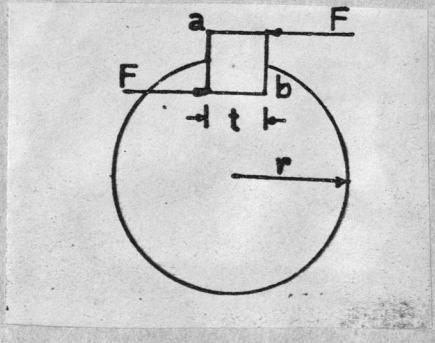
Cálculo del largo del acople

$$L = 8\ e$$

$$L = 8 \times 25,4 \qquad (60)$$

$$L = 205,2 \text{ mm}$$

CALCULO DE LAS CHAVETAS.-



$$M = 2\ M_{normal} = 2 \times 2914,26 = 5.828,52 \text{ Kgr-cm}$$

$$F = \frac{M}{r} \quad \frac{5.828,52}{2,2\ cm}\ Kg\text{-}cm \qquad (61)$$

$$F = 2.649,3\ Kgr.$$

Según la teoría de la energía de distorción, la resistencia a la Cizalladura es:

$$\sigma_{sy} = 0,577\ \sigma_y \qquad (62)$$

Consideremos el material de la chaveta como un acero AISI C1020 laminado en caliente con una (σ_y) resistencia a la tracción = 4.570 Kg/cm^2 (Shigley pág 274)

$$\sigma_{sy} = 0,577 \times 4.570$$

$$= 2.637\ Kg/cm^2$$

La rotura por cizallamiento a lo largo de la línea ab creará una tensión de $\tau = F/tl$ pero $\tau = \frac{\sigma_{sy}}{n'}$ luego:

$$\frac{\sigma_{sy}}{n'} = \frac{F}{tl} \qquad \text{(Shigley pág 274)} \qquad (63)$$

n' = coeficiente de seguridad = 2,8

Sustituyendo

$$\frac{2.637}{2,8} = \frac{2.649,3}{tl}$$

Consideremos una chaveta de t = 1 cm.

$$l = \frac{2.649,3 \times 2,8}{2.637}$$

$$l = \frac{7418,04}{2.637}$$

$$l = 2,81 \text{ cm}$$

Para resistir el aplastamiento se emplea el área de la mitad de la cara de la chaveta

$$\frac{\sigma y}{n'} = \frac{F}{tl/2}$$

$$\frac{4.570}{2.8} = \frac{2.649,3}{l/2}$$

$$l = \frac{2.649,3 \times 2.8 \times 2}{4.570}$$

$$l = \frac{14836,08}{4.570}$$

$$l = \underline{3,25 \text{ cm}}$$

F.-) DISPOSICIONES CONSTRUCTIVAS DE LA BOMBA.-

Ya que la salida del impulsor no es perpendicular el eje y como las secciones de la espiral tienen sus centros en las prolongaciones de la mediana de los álabes, resultará que el conducto de líquido, pasará su eje por diferentes centros.

La tapa se debe ajustar a la estructura del impulsor sujetándose fuertemente al cuerpo de la carcaza por medio de 12 esparragos de las siguientes nomenclaturas M 20 x 15 x 40; DIN 833 5D

El impulsor va fijado al eje por medio de una tuerca de forma oval,

con lo que ofrece menos resistencia a la entrada del agua. El impulsor carece de plato exterior y sus palas se prolongan en el orificio de entrada. La tapa de aspiración se funde y maquina exácta mente con el perfil exterior del álabe helicoidal con un pequeño entrehierro del orden de 0,7 a 1 mm.

Se ha provehido al eje de magnitudes de desgaste en los sitios en los cuales, el mismo atraviesa al cuerpo de la bomba. Estos son facilmente intercambiables y prolongan la vida de sus partes.

La caja del prensa estopa va en la tapa interior que obtura el canal de agua. Esta prensa posee un anillo de obturación, el cual puede ser ubicado exteriormente a través de un orificio de engrase.

La tapa va fuertemente agarrada y centrada al cuerpo de la bomba, por medio de 12 espárragos de las características M 20 1,5 x 53 x DIN 833 5D

Posee además un aro de desgaste, para el desgaste que debido a los inevitables roces del eje, se producen al girar a velocidad de trabajo.

A la carcaza en los lugares de aspiración y de impulsión se han diseñado convenientes conductos que sirven para extraer el aire que eventual o accidentalmente se han introducido al elemento, y además para dar cabida a los diferentes aparatos de medición y control del fluído.

El eje descansa sobre un sólido soporte de fundición, el cual sirve además como reservorio de aceite lubricante de los cojinetes.

El aceite que se utilizará se recomienda sea del tipo Esso 30 el cual permite una larga vida de los cojinetes que además se han es-

cogidos según las recomendaciones de la compañía SKF y que vienen clasificados como 6310.

Estos cojinetes se encuentran asentados en una caja especial que distribuirá al cuerpo del soporte mismo el empuje axial proveniente del álabe.

El cuerpo del soporte descansa sobre una base, cuya sólida armazón se sujeta mediante cuatro pernos de sujeción a los simientos mismos.

CAPITULO III

A) OPTIMIZACION PARA UN MINIMO COSTO.-

Para llevar a cabo la optimización, para obtener un mínimo costo de la unidad, consideremos la optimización del eje de la bomba de cuyas medidas en general, depende las dimensiones del resto de la estructura, y por tanto su costo total. Puesto que hemos considerado la construcción en serie, para racionalizar trabajo de manufactura, un lógico objetivo será el de minimizar el costo. Por tanto el problema al diseñar, será el de seleccionar el material a emplearse, basándose en el costo y en el correspondiente esfuerzo admisible max, con lo que nos resultará el menor costo posible, para manufactura del Eje.

El siguiente cuadro nos permite trabajar con diferentes clases de materiales posibles, y sus correspondientes características.

MATERIAL	γ (densidad de peso Kgr/cm^3)	c (costo unitario $ Kgr.)	Esfuerzo Yield Kgr/cm^2
AISI 1020 Hr Stl	0,00787	11.0	1,150
AISI 1020 Cr Stl	0,00787	18.7	2.500
AISI 1095 Stl	0,00787	24.3	3.810
AISI 2340 Stl	0,00787	34.0	5.880

De las previas asunciones sacamos como conclusión que la mayor componente variable del costo de manufactura cuando consideramos a todos los posibles de diseño, será el costo del material a ser usado en el eje. Para comenzar escribamos la ecuación primaria de diseño, expresando la cantidad de diseño óptimo, la cual es el costo Cm del material de que estará hecho el eje.

$$C_m = C\gamma V = C\gamma \left(\frac{\pi D^2}{4}\right) L \quad (1)$$

Se considera que el esfuerzo es un efecto indeseable significativo el cual deberá ser considerado. Basándonos en la teoría del máximo esfuerzo de corte, por razonable y conservativo uso de diseño general y de acuerdo a Resistencia de Materiales tenemos:

$$\tau_d = ki \frac{16 M_d}{\pi D^3} \quad (2)$$

donde ki es el valor del factor de incremento de esfuerzo en el eje, debido a las varias desviaciones geométricas. Para poder optimizar el costo obtengamos una curva C V_s τ_{max} la cual está

generalizando las características de los diferentes posibles materiales que tenemos disponibles, y que nos dará el valor óptimo de c en función de τmax.

Procedamos pues a ajustar los valores del cuadro anterior en una curva dada (fig 27)

τmax	1150	2.500	3.810	5.880
c	11.0	18.7	24.3	35.0

$$C = f(\tau)$$

$$f(\tau) = ko + ki\,\tau i$$

$$Vi = ko + ki\,\tau i - ci$$

$$\frac{\partial vi}{\partial ko} = 1 \qquad \frac{\partial vi}{\partial ki} = \tau_i$$

$$\sum_{i=1}^{4} (ko + ki\tau i - Ci) \cdot 1 = 0$$

$$\sum_{1=1}^{4} (ko + ki\tau i - Ci)\ i = 0$$

$$4ko + ki \left(\sum_{i=1}^{4} \tau i \right) = \sum_{i=1}^{4} Ci$$

$$1 \left(\sum_{i=1}^{4} \tau i \right) + ki \left(\sum_{i=1}^{4} \tau^2_i \right) = \sum_{i=1}^{4} \tau i\, Ci$$

$$\sum_{i=1}^{4} Ci = 11.0 + 18.7 + 24.3 + 35.0 = \underline{89}$$

$$\sum_{i=1}^{4} \tau i = 1150 + 2500 + 3810 + 5880 = \underline{13.340}$$

$$\sum_{i=1}^{4} \tau i^2 = 1.322.500 + 6.250.000 + 14.516.100 + 34.574.400$$

$$= \underline{56.663.000}$$

$$\sum_{i=1}^{4} \tau C_i \tau i = 11.0 \times 1150 + 18.7 \times 2.500 + 24.3 \times 3.810$$

$$+ 35.0 \times 5.880 = 12.650 + 46.750 + 92.600$$

$$+ 206.000 = \underline{358.00}$$

$$4Ko + 13.340\ ki = 89$$

$$13.340 + 56.663.00\ ki = 358.000$$

$$ko = \frac{89 - 13.340\ ki}{4} = 22.25 - 3.335\ k_1$$

$$13.340\ (22.25 - 3.335\ k_1) + 56\text{-}663.000\ k_1 = 358.000$$

$$297.000 - 44.500.000\ k_1 + 56.663.000\ K_1 = 358.000$$

$$k_1 = \frac{63}{12.163}$$

$$ko = 22.25 - \frac{3.335 \times 63}{12.163}$$

$$ko = 22,25 - 1725$$

$$ko = 5$$

por lo tanto $$C = f(\tau_{m_x}) = 5 + \frac{63}{12.163}\tau_y$$

Reemplazando este valor de c en la ecuación (1)

$$Cm = \left(5 + \frac{63}{12.163} \tau y \right) \frac{\gamma L D^2 \pi}{4}$$

Pero sabemos que $\tau d = 0,3$ y (Shigley Pág.477 Ec. 13-1)

$$Cm = \left(5 + \frac{63}{12.163} \times \frac{d}{0.3}\right) \frac{\tau L \pi D^2}{4} \qquad (3)$$

Reemplazando el calor de τd y demás cantidades conocidas de la ecuación (2)

$$Cm = \left(5 + \frac{63 \times 4 \quad 16 \times 2.914,26}{12.163 \quad x \quad 0.3 \times D^3} \right) \frac{\gamma \pi l D2}{4}$$

Minimizando la ecuación :

$$\frac{dCm}{dD} = \frac{2 \times 5 L \pi}{4} \qquad \frac{63 \times 4 \times 16 \times 2.914,26 \times \gamma L \pi}{12.163 \times 0,3 \times D^3 \times 4 \times \pi} = 0$$

$$10D^3 = \frac{63 \times 5 \times 16 \times 2.914,26}{12,163 \times 0,3 \times}$$

$$D^3 = \sqrt[3]{102.4}$$

$$D = 102.4$$

$$D = 4.69 \text{ cm.}$$

Lo que nos dice que para diseñar el eje con un mínimo costo este deberá tener un diámetro D = 46.9 mm que corresponde al valor de diseño escogido. Con este valor obtendremos la clase de material a ser usada del τd.

$$\tau d = ki \frac{16 Md}{\pi D^3}$$

$$\tau_d = \frac{4 \times 16 \times 2.914,26}{\pi \cdot 102,4} = 580$$

$$\tau_y = \frac{\tau_d}{0.3} = \frac{580}{0.3} = 1.934$$

lo cual nos da la pauta para escoger un acero

AISI 1020 C_r Stl

El costo del eje minimizado para este material sería:

$$Cm = c\,\gamma\,\frac{\pi\, D^2 L}{4}$$

$$= \frac{18.7 \times 0.00787 \times \times (4.69)^2 \times 82}{4}$$

$$= \$\ \underline{1.985}$$

B) <u>CALCULO DEL COSTO PROBABLE DE LA BOMBA PARA SU PRODUCCION EN EL PAIS</u>.-

El conjunto de información y datos en este capítulo, representa el análisis encaminado a concretar la factibilidad de la elaboración de la unidad que hemos calculado y diseñado, basándonos en el aspecto financiero, su rentabilidad y sus ganancias. Se parte del hecho que se pueda conseguir un préstamo a través de un Banco, sin embargo de que sube el costo de la unidad, por efecto de los intereses que hay que abonar.

La otra posibilidad sería la formación de una compañía cuyos accionistas contribuyen directamente con los $\$$ 3'355.297,96 que se nece-

sita como inversión total, lo cual aumentará lógicamente las ganancias de la empresa.

La elaboración de este capítulo es un estudio profundo de los costos y factores reales que intervendrán en la fabricación de unidades de bombeo centrífugo.

Es una exposición definida de una promoción que está en plenas condiciones de realización, y que en la actualidad el País no posee.

El costo de producción por unidad ha sido calculado en S/ 18.058,oo.

La utilidad neta de la empresa representa S/ 1'148.311,23 siempre que pueda construir y vender 200 unidades al año.

De la tendencia de la curva, que nos representa a la demanda esperada de unidades de Bombeo de este tipo para este año de 1.970 podemos ver que el País importará 237 unidades, que el consumidor tendrá que pagar a un costo de S/ 33.000 c/u.

Para que se justifique la elaboración del producto en el País, y su venta, se garantizará un año de servicio a la unidad y solamente se la ha calculado un precio de venta de S/ 26.000 por unidad.

La Empresa misma se la ha dividido en tres secciones: Ventas, Producción y Finanzas. (Ver Organigrama)

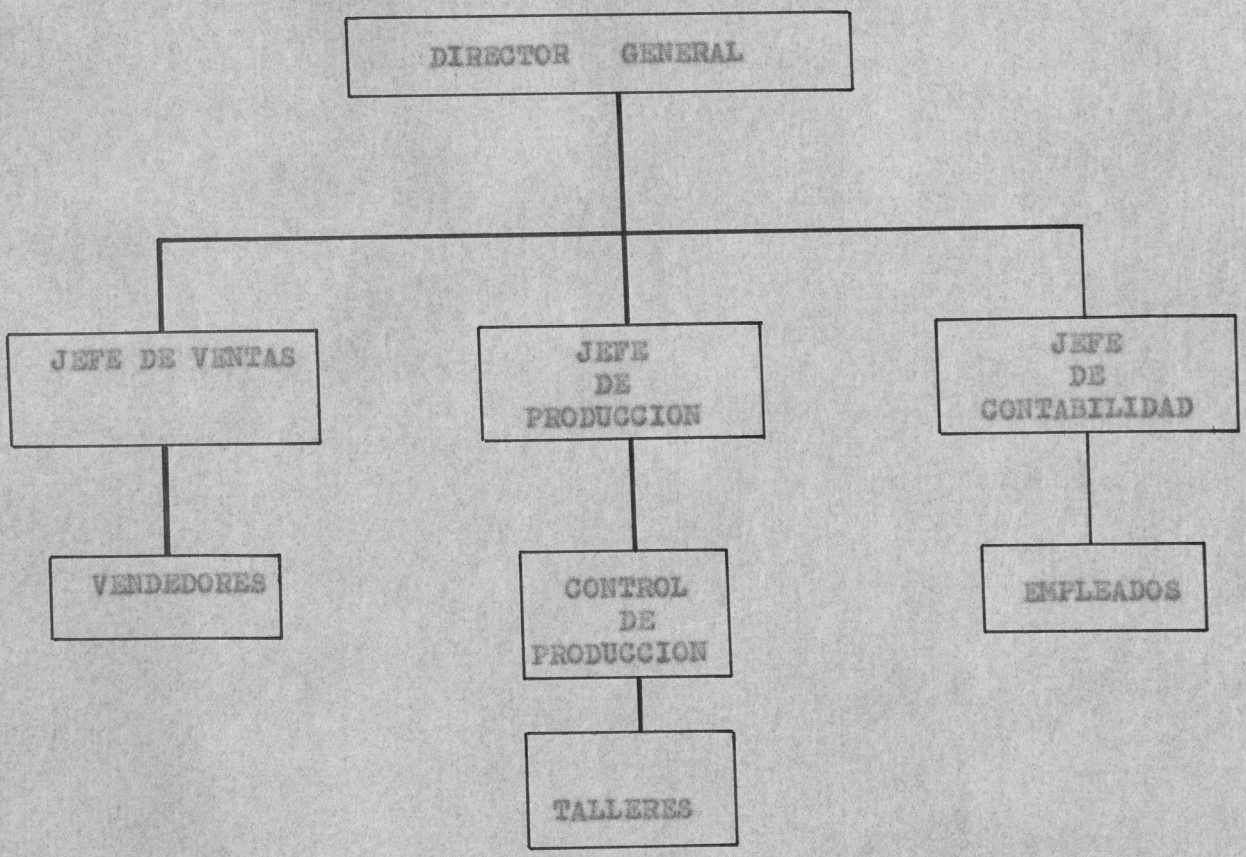
El Departamento de ventas consta de dos vendedores, que se encargarán de proveer al mercado del producto. Este es un departamento completamente independiente que como se verá en el organigrama dependerá exclusivamente del Director General.

El Departamento de producción se responsabilizará a un Ingeniero Mecánico que tendrá como ayudante a otro ingeniero. El departamento se lo dividirá en Diseño Mecánico, Investigación, Prueba y experimentación y Dibujo. El proceso mismo de la producción será organizado por el Ingeniero Jefe, el cual tendrá como subalternos a un Fresador, un tornero, un mecánico, dos ayudantes, una secretaria, un bodeguero, portero y un chofer.

El Departamento de Finanzas estará supervigilado por el Director y estará formado por un contador su ayudante y una secretaria.

Los tres departamentos se han desglosado para poder calcular los posibles gastos y presupuestos que se necesitarán para la instalación de los mismos y la buena marcha de la Compañía.

ORGANIGRAMA DE PAREDES & CIA



A continuación se podrá observar a través de los diferentes cuadros, como se analiza la parte financiera de la empresa y como se llega hasta los valores que nos representarán el resúmen del cuadro general financiero.

Capital total de Inversión	S/	3'355.297,96
Precio de Venta del Producto		26.000,00
Utilidad Neta de la Compañía		1'148.311,23
Costo por unidad de la Bomba		18.058,40
Rentabilidad de la Empresa		34,22 %
Número de unidades a producir al año		200

CALCULO DEL COSTO PROBABLE DE LA BOMBA PARA SU PRODUCCION EN EL PAIS :

I) COSTO DE FABRICAR

A) MANO DE OBRA DIRECTA

				ANUAL
1)	1 Fresador	S/ 3.000	Mensual	36.000,00
2)	1 Tornero	2.500	"	30.000,00
3)	1 Mecánico	2.000	"	24.000,00
4)	2 Ayudantes (S/ 1.500 c/u)	3.000	"	36.000,00
5)	1 Limpiador	1.500	"	18.000,00
				144.000,00
6)	Cargas Sociales (28,24 %)			40.665,60
			TOTAL	S/ 184.665,60

B) MATERIALES DIRECTOS

Fundición, Cojinetes, Pernos, Tuercas		1'943.160,00
TOTAL		1'943.160,00

C) CARGA FABRIL

a) MANO DE OBRA DIRECTA

1)	Jefe de Producción	$ 5.000	Mensual		60.000,00
2)	Ayudante de J.de Produc.	4.000	"		48.000,00
3)	1 Secretaria	2.000	"		24.000,00
4)	1 Bodeguero portero	1.800	"		21.600,00
5)	1 Chofer	1.500	"		18.000,00
					171.600,00
6)	Cargas Sociales (28.24 %)				48.459,84
	TOTAL DE MANO DE OBRA INDIRECTA			$	220.059,84

b) MATERIALES INDIRECTOS

Embalaje			5.000,00
	TOTAL	$	5.000,00

c) SUMINISTROS

Fuerza Eléctrica	25.000,00
Agua	3.000,00
Teléfono y Otros servicios	10.000,00
Utiles de Aseo	5.000,00
Utiles de Oficina	2.500,00
Combustibles,lubricantes,trapo wipe,etc.	10.000,00

PASAN . . . . .

VIENEN . . . . .

Provisión para mantenimiento	20.000,oo
Repuestos	13.000,oo
	88.500,oo
Imprevistos	30.000,oo
Seguros	20.000,oo
TOTAL	138.500,oo

d) DEPRECIACION

Edificios y Construcciones	(20 años vida útil)	anual	25.000,oo
Maquinaria y Equipo	(10 " " ")	"	155.500,oo
Instalaciones	(6 " " ")	"	13.333,33
Amortización gastos de administración			6.000,oo
Vehículos	(5 años vida útil)	"	48.000,oo
Muebles y Enseres	(5 " " ")	"	20.000,oo
Gastos Patente			8.000,oo
TOTAL		$	275.833,33

COSTO DE FABRICAR

A)	TOTAL DE MANO DE OBRA DIRECTA	184.665,60
B)	TOTAL DE MATERIALES DIRECTOS	1'943.160,oo
C)	CARGA FABRIL	639.393,17
	TOTAL DE COSTO DE FABRICAR	2'767.218,77

II) GASTOS DE VENTAS

1)	2 Vendedores a 2.000 c/u mensual	96.000,oo
	Cargas Sociales (28,24 %)	27.110,40

2) Utiles de aseo, papeles y oficina	15.000,oo
3) Suministros de agua, luz, telef. etc.	20.000,oo
4) Provisión para propagandas	60.000,oo
5) Operación de Vehículo	12.000,oo
6) Gastos Varios	10.000,oo
TOTAL	$ 240.110,40

III) GASTOS DE ADMINISTRACION Y GENERALES

1 Gerente	$ 6.000	Mensual	72.000,oo
1 Contador	3.000	"	36.000,oo
1 Ayud.Contador 1	1.500	"	18.000,oo
1 Secretaria	2.000	"	24.000,oo
			150.000,oo
Cargas Sociales (28,24 %)			42.360,oo
			192.360,oo
Utiles de aseo y oficina			5.000,oo
Luz, agua y teléfono			5.000,oo
Amortización de los gastos de administración anual			6.000,oo
TOTAL			$ 208.360,oo

IV) COSTOS FINANCIEROS

Intereses, préstamos a largo plazo 10% 3'000.000	300.000,oo
Intereses, préstamos bancarios corto plazo 12% 300.000,oo	36.000,oo
SUBTOTAL	336.000,oo
Amortización intereses durante la construcción(5a)	60.000,oo
TOTAL DE GASTOS FINANCIEROS	$ 396.000,oo

INVERSION TOTAL

A) ACTIVOS FIJOS

1) Terreno y Publicidad		$ 90.000	
2) Edificios y Construcciones (para 20 años)			$ 500.000,00
3)Maquinaria	a) 1 Mandriladora		1.000.000,00
	b) 1 Torno copiador (1,5 mts)		200.000,00
	c) 1 Taladro de pedestal		100.000,00
	d) 1 Tecle de pedestal (2 ton)		20.000,00
	e) 1 Tanque de prueba		50.000,00
	f) 1 Motor veloc.regulable 55 Hp		60.000,00
	g) Compresor de aire más apretador de tuercas y cañerías		40.000,00
	h) Elementos de medida		20.000,00
	i) Herramientas varias		5.000,00
	j) 2 carritos de acarreo		5.000,00
	k) 1 esmeril		5.000,00
	SUBTOTAL		2.005.000,00
		$ 90.000	
	TOTAL		$ 2.095.000,00
	CANTIDAD DEPRECIABLE		$ 2.005.000,00
4) Vehículos de Producción (2)			240.000,00
5) Instalación y otros activos			80.000,00
6) Gastos de Patente			8.000,00
7) Muebles y Utiles de Oficina			100.000,00
8) Costos de Maquetas			20.000,00
	TOTAL DE ACTIVOS FIJOS		$ 2.453.000,00

B) CAPITAL DE OPERACION (TRES MESES)

Costo de Fabricar: 3/12 ($ 2.767.218,77)	691.180,46
Gastos de Ventas: 3/12 ($ 240.110,40)	60.027,50
Gastos de Administración: 3/12 ($ 208.360,oo)	52.090,oo
Gastos Financieros: 3/12 ($ 396.000,oo)	99.000,oo
Total Capital de Operación:	$ 902.297,96

TOTAL INVERSION TOTAL

A) Activos Fijos	$ 2'453.000,oo
B) Capital de Operación	902.297,96
	$ 3'355.297,96

ESTIMADO DE VENTAS

Ventas Brutas

200 unidades a razón de $ 26.000,oo c/u	$ 5'200.000,oo
menos 8 % de Comisiones	416.000,oo
VENTAS NETAS	$ 4'784.000,oo

Utilidad Bruta = Ventas Netas - Costo de Fabricación

= 4'784.000,oo - 2'767.218,77

= 2'016.781,23

UTILIDAD NETA = Utilidad Bruta - (Costo de Administración y Generales, Costo de Ventas, Gastos Financieros)

= 2'016.781,23 - (208.360,oo + 240.110,oo + 420.000,oo)

UTILIDAD NETA = 1.148.311,23

Rentabilidad = $\frac{\text{Utilidad Neta}}{\text{Inversión Total}}$

= $\frac{1.148.311,23}{3.355.297,96}$

= 0,3422

= 34,22 %

CALCULO DEL COSTO UNITARIO

VENTAS NETAS:

200 unidades a 26.000 sucres c/u $ 5.200.000,oo

CALCULOS DESGLOSADOS

COSTO DE FABRICAR	COSTO TOTAL	PARTE FIJA	PARTE VARIANTE
COSTO DIRECTO			
Mano de Obra directa	184.665,60	184.665,60	-
Materiales Directos	1.943.160,oo	-	1.943.160,oo
Materiales Indirectos	5.000,oo	-	5.000,oo
Mano de Obra indirecta	220.059,84	220.059,84	-
Suministros	138.500,oo	138.500,oo	-
Depreciación	275.833,33	275.833,33	-
SUB TOTAL	$ 2.767.218,77	819.058,77	1.948.160,oo
COSTO DE ADMINISTRAR	208.360,oo	208.360,oo	
SUB TOTAL	208.360,oo	208.360,oo	
COSTO DE VENTAS			
Sueldos y Salarios	96.000,oo	96.000,oo	-
Cargas Sociales	27.110,40	27.110,40	-
Utiles de Aseo, etc.	15.000,oo	15.000,oo	-
Suministros,agua,luz,telef.	20.000,oo	15.000,oo	5.000,oo
Provisión para Propaganda	60.000,oo	30.000,oo	30.000,oo
Gastos Varios	12.000,oo	12.000,oo	-
	10.000,oo	10.000,oo	-
SUB TOTAL $	240.110,40	205.110,40	35.000,oo

VIENEN. . . . .

COSTO FINANCIERO

Intereses largo plazo	300.000,oo	300.000,oo	-
Intereses corto plazo	36.000,oo	-	36.000,oo
Amortización de los intereses durante la construcción	60.000,oo	60.000,oo	-
	396.000,oo	360.000,oo	36.000,oo

COSTO DE FABRICAR

El costo de fabricar, para 200 unidades al año se ha estimado en una parte fija de $ 819.058,77 y una parte variable de 1'948.160,oo lo que totaliza 2'767.218,77.

Dividiendo la parte variable por el número de unidades producidas (200) se tendrá el coeficiente correspondiente a los costos variables:

$$\frac{1.948.160}{200} = 9.740,8$$

La ecuación correspondiente al costo de fabricar será

$$G_1 = 819.058,77 + 9.740,8\ N$$

COSTO DE ADMINISTRAR

Todos los costos se presentan fijos luego:

$$G_2 = 208.360,oo$$

COSTO DE VENDER

El costo total de vender es de 240.110,40 de los cuales 205.110,40 son fijos y $ 35.000 variables luego:

$$G_3 = 205.110,40 + 175\ N$$

COSTO FINANCIERO

El costo financiero corresponde a un total de 396.000 de los cuales $ 360.000 son fijos y $ 36.000 son variables

$$G_4 = 360.000 + 180\ N$$

COSTO TOTAL

El costo total G será la suma de G_1, G_2, G_3, G_4.

Es posible determinar la ecuación sumando los términos correspondientes así:

$G_1 =$	819.058,77	+	9.740,8 N
$G_2 =$	208.360,00		
$G_3 =$	205.110,40	+	175,0 N
$G_4 =$	360.000,00	+	180,0 N
$G_1 + G_2 + G_3 + G_4 =$	1.592.529,00	+	10.095,8 N

El costo unitario para una producción N será

$$C = \frac{1.592.529.17}{N} + 10.095,8$$

$$C = \frac{1.592.529,17}{200} + 10.095,8$$

$$C = 7.962,6458 + 10.095,8$$

$$C = \underline{\underline{18.058,45}}$$

El costo unitario de producir la Bomba por tanto será:

$ $\underline{\underline{18.058,45}}$

A continuación, se indican para este caso, los valores de los costos unitarios para diversos valores productivos.

NIVELES PRODUCTIVOS	COSTOS TOTALES	COSTO UNITARIO
Unidades por año		
100	2.602.109,17	26.021,10
125	2.854.504,17	22.836,03
150	3.106.899,17	20.712,60
175	3.359.294,17	19.196,00
200	3.611.689,17	18.058,40
220	3.813.605,17	17.334,50

Estudiando la tabla vemos las producciones entre 100 unidades y 220 unidades al año. Se observa que para 100 el costo unitario al año es superior al precio de venta, por motivo de la incidencia de los costos fijos.

Para volúmenes de producción más bajos el costo sería todavía más alto, motivo por el cual no se han tomado en cuenta tal Hipotésis.

Sin embargo se ha señalado valores superiores a las 200 unidades al año ya que se considera que la fabrica tiene capacidad para poderla hacer, sin alterar el presupuesto general de gastos.

Los resultados se indican en el gráfico Nº 25.

PUNTO DE EQUILIBRIO ECONOMICO

El volúmen de ventas lo podemos expresar mediante la siguiente expresión

$$V = Px$$

Donde P es el precio unitario y x el número de artículos producidos

$$V = 26.000\ x$$

Por otro lado tenemos que

$$G = 1.592.529,17 + 10.095,8\ x$$

Cuando V = G tendremos pues

$$26.000\ x = 1.592.529,17 + 10.095,8\ x$$

$$x = \frac{1.592.529,17}{26.000 - 10.095,8}$$

$$x = \frac{1.592.529,17}{15.904,20}$$

$$x = 100,1326$$

El punto de equilibrio se alcanzará pues cuando la producción será de 100.133 unidades anuales, cantidad que deberá la empresa producir para ni perder ni ganar.

Si graficamos las dos ecuaciones que tenemos nos dará fig.Ne 25-26

BIBLIOGRAFIA

FUCHSLOCHER-SCHULZ, Bombas, Funcionamiento, cálculo y construcción, 10ª edición alemana refundida y ampliada por el Dr. Hellmuyh Shulz Editorial Labor S.A. Barcelona 1964.

CHURCH AUSTIN H. Centrifugal Pumps and Blowers, Twelfth Printing, John Wiley & Sons, Inc. New York, May, 1967.

KARASSIK and CARTER, Centrifugal Pumps, Selection, Operation, and Maintenance.MC Graw-Hill, Inc, New York, 1960.

PFLEIDERERS,C. Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, Fünfte Auflage, 1961, Springer Berlin-Göttingen-Heidelberg.

DUBBELS Taschenbuch für der Maschinenbau, Vol I - II 13ª ed.,Springer, Berlín-Gotinga-Heidelberg, 1966

STEPANOFF, Pumps and Blowers, Two Phase Flow, Wiley, 1964 New York.

Miguel Reyes Aguirre, Curso de Máquinas Hidráulicas, Editado por Representaciones y Servicios de Ingeniería, S.A. México, 1964

José H. Ferrero, Manual de Bombas Centrífugas Cálculo, Construcción y Aplicación, Editorial Alhambra, S.A. Madrid, 1969

QUANTZ, L. Kreiselpumpen, 6ª. ed.Springer, Berlín-Gotinga-Heidelberg 1957.

STEPANOFF, A. Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley New York, 1967.

KARL GEORG WEITZEL, Hidráulica. Motores hidráulicos. Bombas Tercera Edición, Editorial Labor S.A. Barcelona 1956.

HIRSCHMANN, Julio. Bombas, Características y Aplicación, Editorial Universitaria, S.A. Santiago de Chile, 1958.

Calvin V.DAVIS Handbook of Applied Hydraulics, Second Edition, In-

ternational Student Edition, McGraw-Hill Tokyo,1952.

PFLEIDERER/PETERMAN, Strömungsmaschinen, Dritte Auflage, Springer, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1964.

SHIGLEY E. Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill, New York, 1963.

BAUMEISTER Y MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico de Marks Primera Edición en español, Unión Tipográfica Editorial Hispano Americana, México, 1960.

SHELY,F.B. Resistencia de Materiales, Utehs, 1954.

HALL HOLOWENKO LAUGHLIN, Machine Design, Schaums Outline Series, McGraw-Hill, New York, 1961.

BAILY/HARLEMAN, Dinámica de los Fluídos, con aplicaciones en Ingeniería. Centro Regional de Ayuda Técnica (A. I. D.)México, 1969

POWER, The Engineer's Reference Library, MacGraw-Hill,New York.

DIXON,J., Design Engineering: Inventiveness, Analysis, and Decision Making.MacGraw-Hill, New York, 1966

DEN HARTOG, Mechanical Vibrations, Fourth Edition, MacGraw-Hill, New York, 1956.

OBERT Y GAGGIOLI, Termodinámica, 2ª ed. McGraw-Hill, New York

VICTOR L. STREETER, Mecánica de los Fluídos, 2ª ed. McGraw-Hill, New York, 1963.

WILLIAM MORRIS, Control de la Producción, 3ª ed. Editorial Hispano-Europea, Barcelona, 1967.

HOLSCHER, Technisches Zeichnen, Grundlage, Normen, Beispiele 7ª ed. Girardet, Essen, 1964.

FRIEDRICH, Tabellenbuch für Metallgeberbe, Dümmler, Bonn, 1965.

S K F, Catálogo sobre Rodamientos de Bolas y Rodillos, Num.2403 Sp.

BURINGTON, Handbook of Mathematical Tables and Formulas, Handbook Publischers, Inc. Sandusky, Ohio, 1956

MORRIS ASIMOW, Introducción al Proyecto, Herreros Hermanos Suc. S. A. México, 1968.

SASIENI YASPAN FRIEDMAN, Investigación de Operaciones, Centro Regional de Ayuda Técnica, (A. I. D), México 1967.

TABLA # 1

CALCULO DE LOS ANGULOS DE ENTRADA β_1

PUNTO	D_s cm	u_1 m/seg.	A cm^2	K	A_1 efectiv. cm^2	C_1 efect. m/seg.	$tg\beta_1 = \frac{C_1}{u_1}$	β_1
i_1	7.90	6.00	537.05	0.94	504.83	5,15	0.858	40° 38'
d_1	15.20	11.54	531.50	0.94	499.61	5,20	0.4506	24° 15'
c_1	19.80	15.03	529.25	0.94	497.50	5,22	0.3473	19° 9'
b_1	23.60	17.91	523.58	0.94	493.86	5,26	0.2940	16° 23'
a_1	27.00	20.49	525.0	0.94	493.50	5,27	0.2572	14° 25'

TABLA # 2

CALCULO DE LOS ANGULOS DE SALIDA β_2

FILETE	C_{3m}	$\frac{t_2}{t_2 - 2}$	C_{2m}	S m^2	r_2 m	u_2 m/seg	p con $\psi' = 1.05$	C_{3u} m/seg.	tg β_2	β_2 grados
i_2	4.13	1.10	4.54	0.00927	1.095	16.63	0.339	9.50	1.0248	$45^\circ\ 42'$
d_2	4.15	1.10	4.56	0.01148	0.1255	19.06	0.360	8.38	0.5906	$30^\circ\ 34'$
c_2	4.20	1.10	4.62	0.01272	0.1405	21.33	0.407	7.48	0.4274	$23^\circ\ 8'$
b_2	4.38	1.10	4.82	0.01332	0.154	23.38	0.467	6.83	0.3607	$19^\circ\ 50'$
a_2	4.63	1.10	5.09	0.01334	0.1656	25.14	0.539	6.35	0.3312	$18^\circ\ 19'$

TABLA # 7

DETERMINACION DE LA FORMA DEL ALABE A LO LARGO DE LA LINEA DE CORRIENTE a_1 a_2

PUNTO	Δx	β	tg. β	R. cm.	R tg. β	1/r tg β	Δx/ R tg β	$\Delta \phi^\circ$	ϕ° TOTAL
a_2		18,31	0.33104	16,55	5,4787	0,1825			
	1,01						0,1895	10,86	
1		17,7	0.31914	15,94	5,0871	0,1965			10,86
	1,0						0,2094	11,65	
2		17,15	0.30860	15,40	4,7524	0,2104			22,51
	1,0						0,2168	12,42	
3		16,80	0.30192	14,90	4,4996	0,2222			34,93
	1,0						0,2308	13,22	
4		16,1	0.29064	14,46	4,1737	0,2395			48,15
	1,0						0,2461	14,10	
5		15,7	0.28109	14,08	3,9577	0,2526			62,25
	1,0						0,2587	14,82	
6		15,3	0.27357	13,80	3,7753	0,2648			77,07
	1,0						0,2701	15,48	
7		14,95	0.26701	13,60	3,6313	0,2753			92,55
	1,0						0,2792	16,00	
8		14,65	0.26141	13,51	3,5316	0,2831			108,55
	1,0						0,2856	16,36	
9		14,43	0.25707	13,50	3,4704	0,2881			124,91
	0,45						0,129735	7,43	
*		14,31	0.25676	13,50	3,4662	0,2885			139,34

TABLA # 4

DETERMINACION DE LA FORMA DEL ALABE A LO LARGO DE LA LINEA DE CORRIENTE b_1 b_2

PUNTO	Δx	β	Tg β	R cm.	R tg β	1/R tg β	$\Delta x/R$ tg β	$\Delta \phi^\circ$	ϕ° TOTAL
b_2		19,83	0,36035	15,4	5,5494	0,1801			
	1,0						0,1851	10,60	
1		19,60	0,35576	14,7	5,2501	0,1901			10,60
	1,0						0,1953	11,19	
2		19,40	0,35216	14,15	4,9831	0,2006			21,79
	1,0						0,2062	11,81	
3		19,15	0,34726	13,60	4,7227	0,2117			33,60
	1,0						0,2176	12,47	
4		18,90	0,34234	13,07	4,4749	0,2234			46,07
	1,0						0,2879	13,06	
5		18,85	0,34140	12,60	4,3016	0,2324			59,13
	1,0						0,2392	13,70	
6		18,40	0,33266	12,22	4,0651	0,2459			72,83
	1,0						0,2515	14,40	
7		18,00	0,32492	11,97	3,8893	0,2571			87,23
	1,0						0,2603	14,91	
8		17,80	0,32106	11,82	3,7949	0,2635			102,14
	1,0						0,2701	15,47	
9		17,10	0,30764	11,75	3,6148	0,2766			117,61
	1,0						0,2813	16,11	
10		16,50	0,29621	11,80	3,4953	0,2860			133,72
	0,3					0,2870	0,081	4,93	
b_1		16,33	0,29100	11,81	3,4721	0,2880			138,65

TABLA # 5

DETERMINACION DE LA FORMA DEL ALABE A LO LARGO DE LA LINEA DE CORRIENTE $1 - \varphi_2$

PUNTO	Δx	β	tg β	R cm	R tg β	1/r tg β	$\Delta x/R$ tg β	$\Delta\phi^\circ$	ϕ° TOTAL
2		23,13	0,42472	14,04	5,9682	0,1667			
	1,0						0,1709	9,79	
1		22,95	0,42345	13,48	5,7081	0,175			9,79
	1,0						0,1793	10,30	
2		22,75	0,42139	12,75	5,4449	0,1846			20,09
	1,0						0,1897	10,87	
3		22,65	0,41728	12,30	5,1325	0,1948			30,96
	1,0						0,2002	11,47	
4		22,45	0,41319	11,77	4,8632	0,2056			42,43
	1,0						0,2115	12,12	
5		22,20	0,40809	11,27	4,5992	0,2174			54,55
	1,0						0,2233	12,82	
6		21,80	0,39997	10,86	4,3437	0,2302			67,37
	1,0						0,2363	13,54	
7		21,40	0,39190	10,53	4,1267	0,2423			80,91
	1,0						0,2486	14,24	
8		20,95	0,38286	10,25	3,9243	0,2548			95,15
	1,0						0,2610	14,95	
9		20,40	0,37190	10,06	3,7413	0,2672			110,10
	1,0						0,2725	15,63	
10		19,80	0,36002	9,97	0,35894	0,2785			125,73
	1,0						0,2849	16,23	
11		19,20	0,34824	9,90	3,4476	0,2900			142,01
	0,1					0,2904	0,02904	1,66	
c_1		19,15	0,34726	9,90	3,4379	0,2908			143,67

TABLA # 6

DETERMINACION DE LA FORMA DEL ALABE A LO LARGO DE LA LINEA DE CORRIENTE d_1 - d_2

PUNTO	Δx	β	tg β	R cm.	R tg β	1/r tg β	$\Delta x/R.$ tg β	$\Delta\phi^\circ$	ϕ° TOTAL
d_2		30,56	0,59061	12,55	7,4122	0,1349			
	1,0						0,1411	8,08	
1		29,65	0,56985	11,92	6,7807	0,1474			8,08
	1,0						0,1537	8,80	
2		28,90	0,55203	11,32	6,2490	0,1600			16,88
	1,0						0,1666	9,55	
3		28,20	0,53620	10,76	5,7695	0,1733			26,43
	1,0						0,1788	10,24	
4		27,60	0,52279	10,26	5,3638	0,1864			36,67
	1,0						0,1939	11,10	
5		27,00	0,50953	9,74	4,9628	0,2014			47,77
	1,0						0,2086	11,95	
6		26,55	0,49967	9,27	4,6319	0,2158			59,72
	1,0						0,2230	12,78	
7		26,10	0,49134	8,84	4,3434	0,2302			72,50
	1,0						0,2383	13,65	
8		25,70	0,48127	8,43	4,0571	0,2464			86,15
	1,0						0,2537	14,54	
9		25,30	0,47270	8,10	3,8289	0,2611			100,69
	1,0						0,2693	15,37	
10		24,95	0,46525	7,80	3,6290	0,2755			116,06
	1,0						0,2805	16,07	
11		24,60	0,45784	7,65	3,5025	0,2855			132,13
	1,0						0,2882	16,51	
12		24,30,	0,45152	7,61	3,4361	0,2910			148,64
	0,1						0,02915	1,67	
d_1		24,25	0,45047	7,60	3,4236	0,2920			150,31

TAB...

DETERMINACION DE LA FORMA DEL ALABE A LO LARGO DE LA LINEA DE CORRIENTE $i_1 - i_2$

PUNTO	Δ x	β	tg β	R cm.	R tg β	1/R tg β	Δ x/ R Tg β	Δ ϕ°	ϕ° TOTAL
i_2		45,70	1,0247	11,00	11,2717	0,0887			
	1,0						0,0943	5,4	
1		44,35	0,97756	10,25	10,0200	0,0998			5,4
	1,0						0,1043	5,98	
2		44,00	0,95569	9,60	9,1746	0,1089			11,38
	1,0						0,1130	0,47	
3		43,65	0,95395	8,95	8,5379	0,1171			17,85
	1,0						0,1217	6,97	
4		43,30	0,94235	8,40	7,9157	0,1263			24,82
	1,0						0,1326	7,60	
5		42,95	0,93088	7,73	7,1957	0,1389			32,42
	1,0						0,1452	8,32	
6		42,65	0,92116	7,16	6,5911	0,1516			40,74
	1,0						0,1566	8,97	
7		42,30	0,90993	6,62	6,0237	0,1666			49,71
	1,0						0,1716	9,83	
8		42,05	0,90199	6,10	5,5021	0,1817			59,54
	1,0						0,1908	10,93	
9		41,75	0,89253	5,60	4,9962	0,2000			70,47
	1,0						0,2099	12,03	
10		41,45	0,88317	5,15	4,5483	0,2198			82,50
	1,0						0,2306	13,21	

11		41,20	0,87543	4,73	4,1408	0,2414			95,71
	1,0						0,2543	14,57	
12		40,95	0,86776	4,31	3,7400	0,2673			110,28
	1,0						0,2807	16,80	
13		40,65	0,85862	3,96	3,4001	0,2941			126,36
	0,2						0,5906	3,38	
1		40,63	0,85761	3,93	3,7704	0,2966			129,74

FIG. 3

$$f(x) = -423 + 61x + 102x^2$$

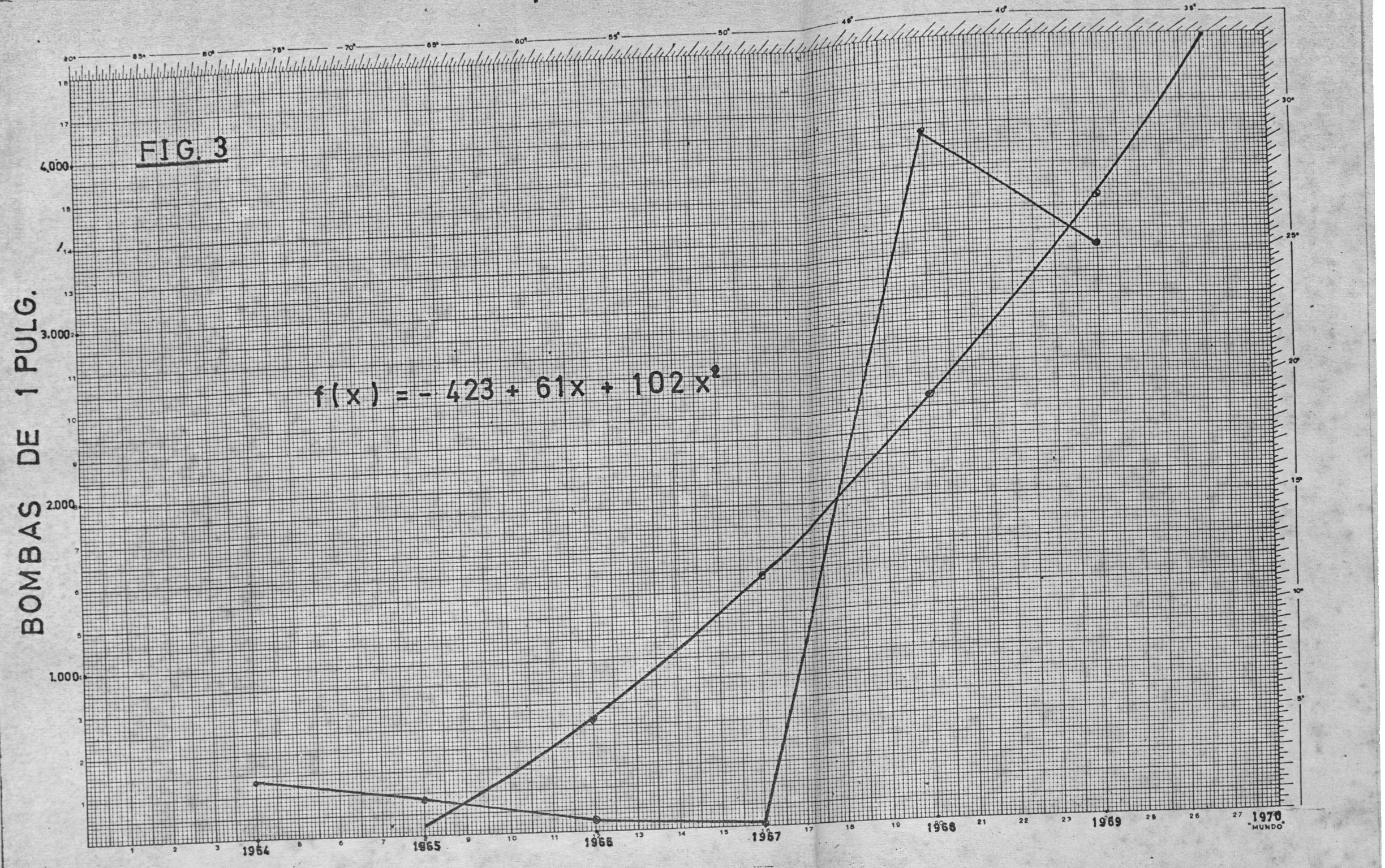


FIG. 4

$$f(x) = 722 + 240x + 26x^2$$

BOMBAS DE 2 PULG.

3,000
2,000
1,000

1964 1965 1966 1967 1968 1969 1970.

MUNDO.

FIG. 5

$$f(x) = 397{,}3 + 8{,}5x - 4{,}3x^2$$

BOMBAS DE 3 PULG.

1.000

1.964 1.965 1.966 1.967 1.968 1.969 1.970

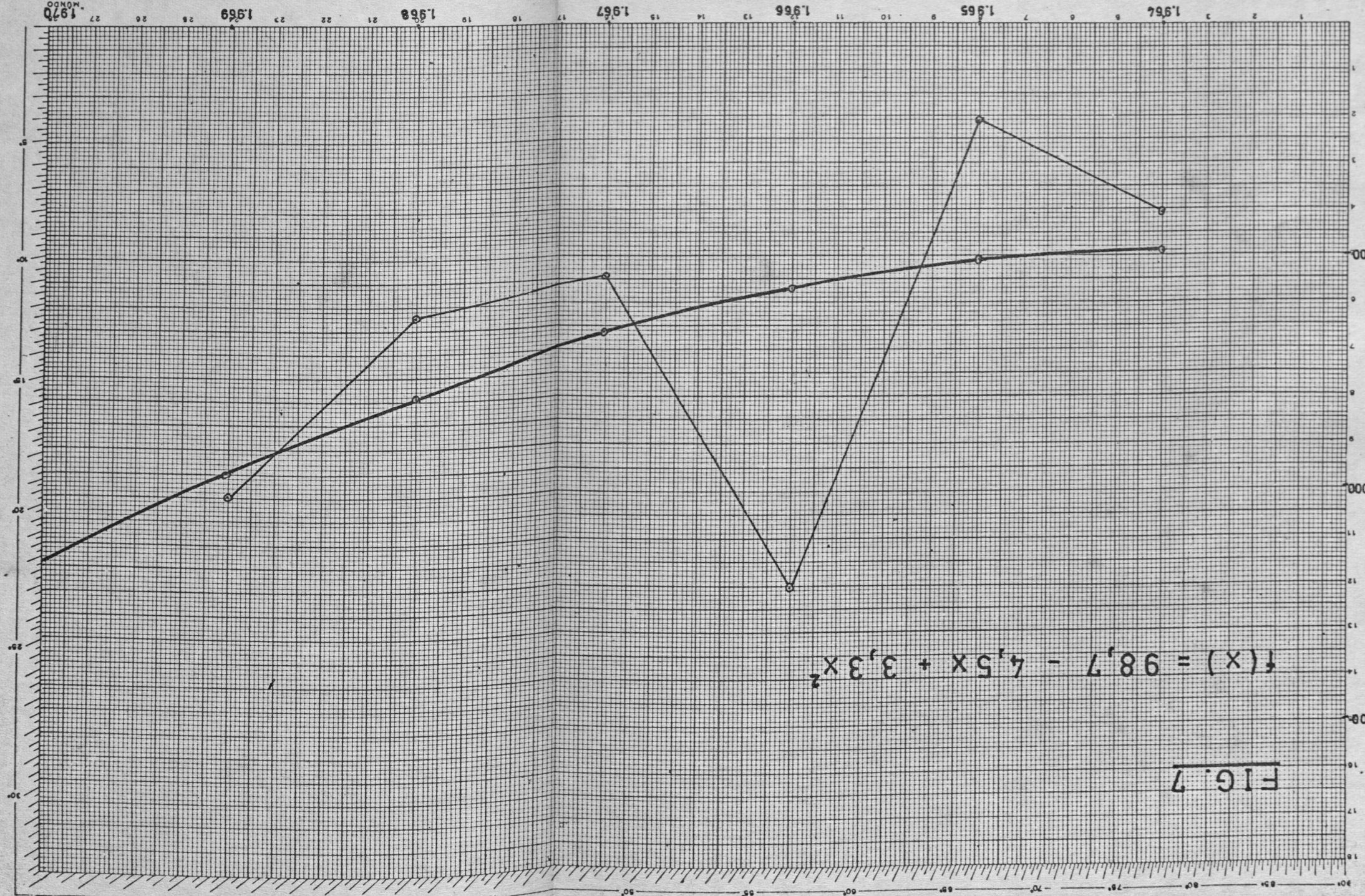
"MUNDO"

FIG. 6

$f(x) = 692{,}7 - 121{,}5x + 19{,}3x^2$

BOMBAS DE 4 PULG.

"MUNDO"



$$f(x) = 98,7 - 4,5x + 3,3x^2$$

FIG. 7

BOMBAS DE 5PULG.

FIG. 8

$$f(x) = 2{,}75 + 11{,}2x + 4{,}7x^2$$

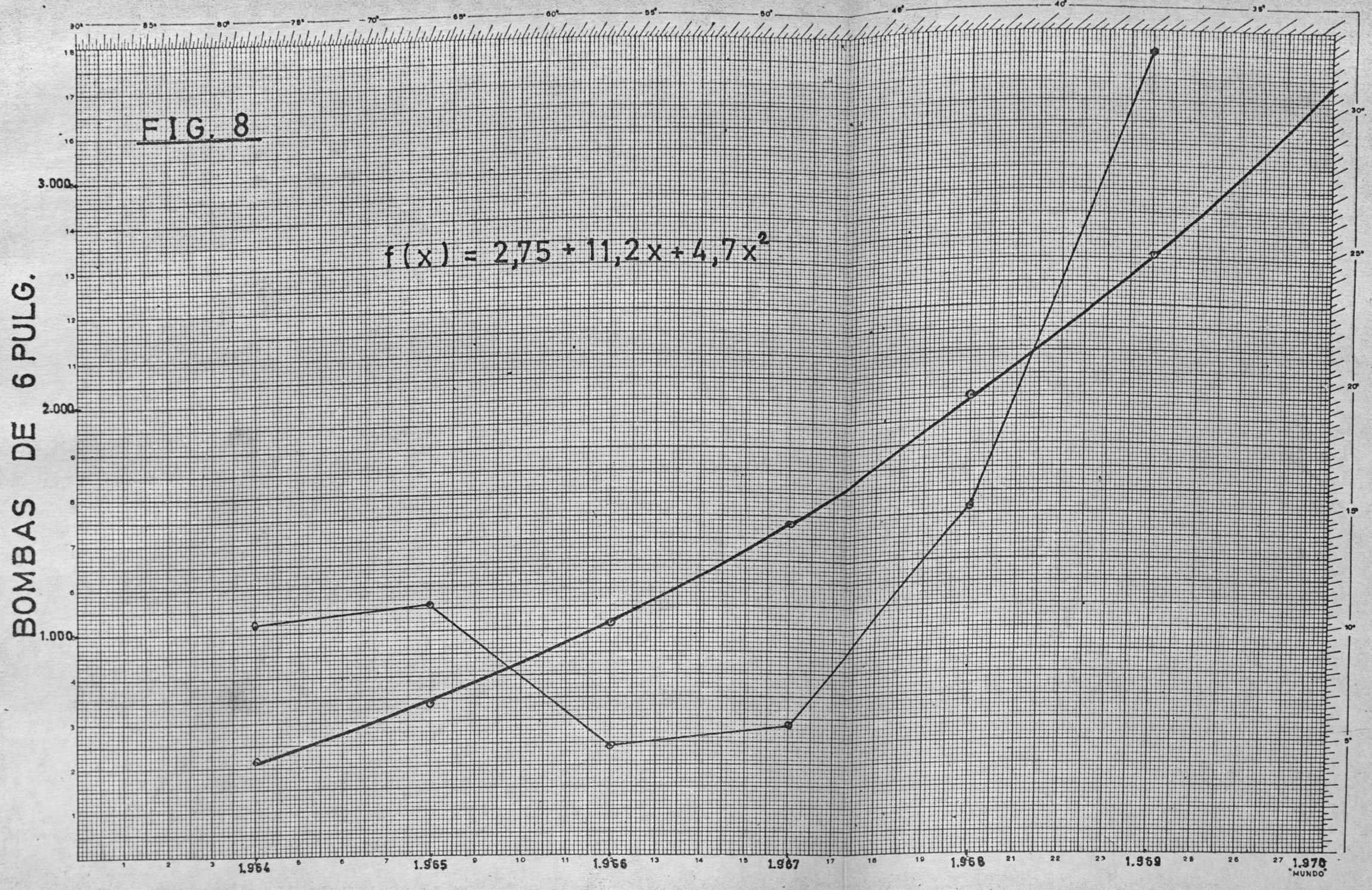


FIG. 9

$$f(x) = -29{,}7 + 20{,}5\,x + 4{,}7\,x^2$$

BOMBAS DE 8 PULG.

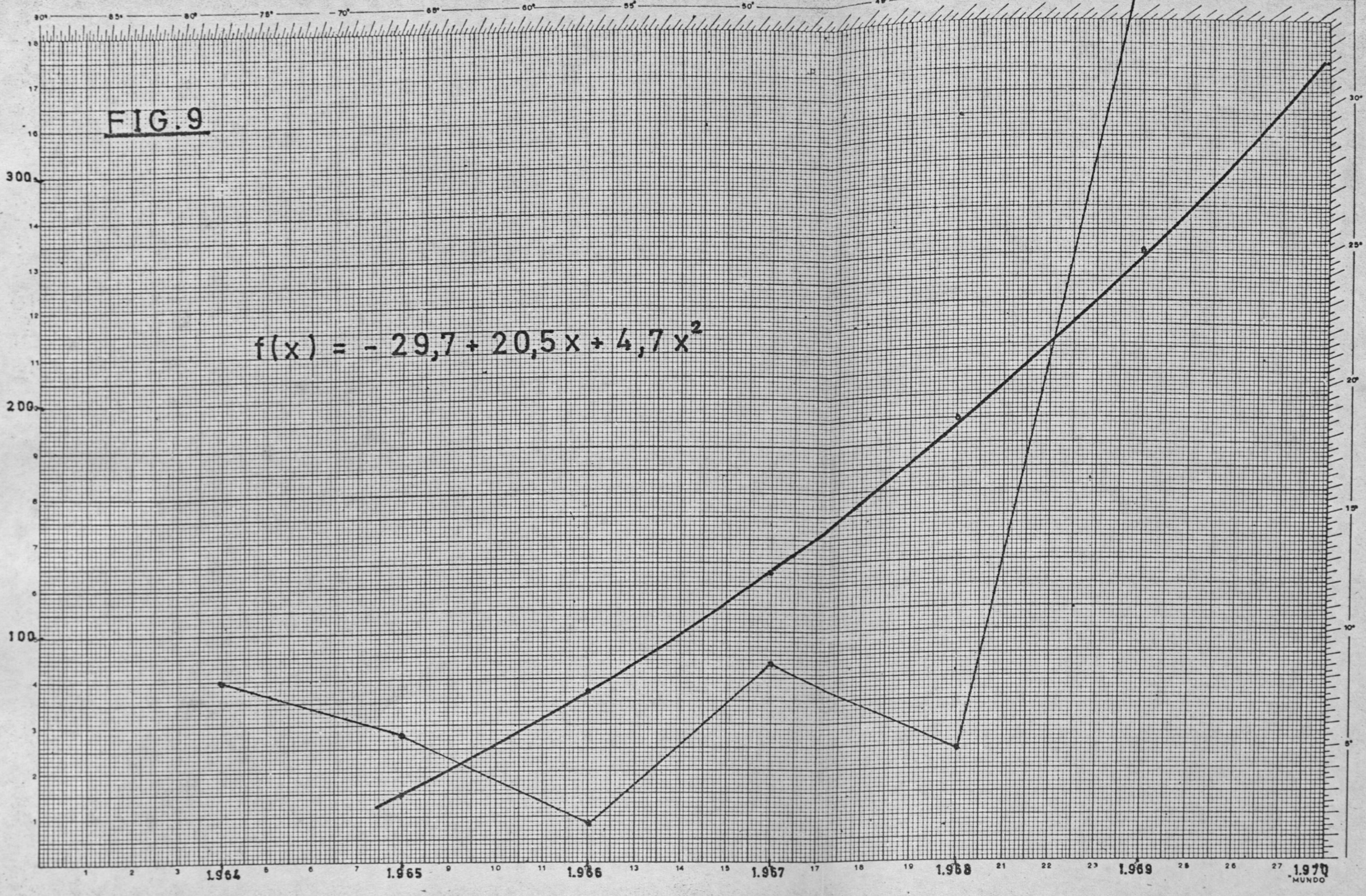


FIG. 10

$f(x) = 36{,}1 - 12{,}3\,x + 3{,}8\,x^2$

BOMBAS DE 10 PULG.

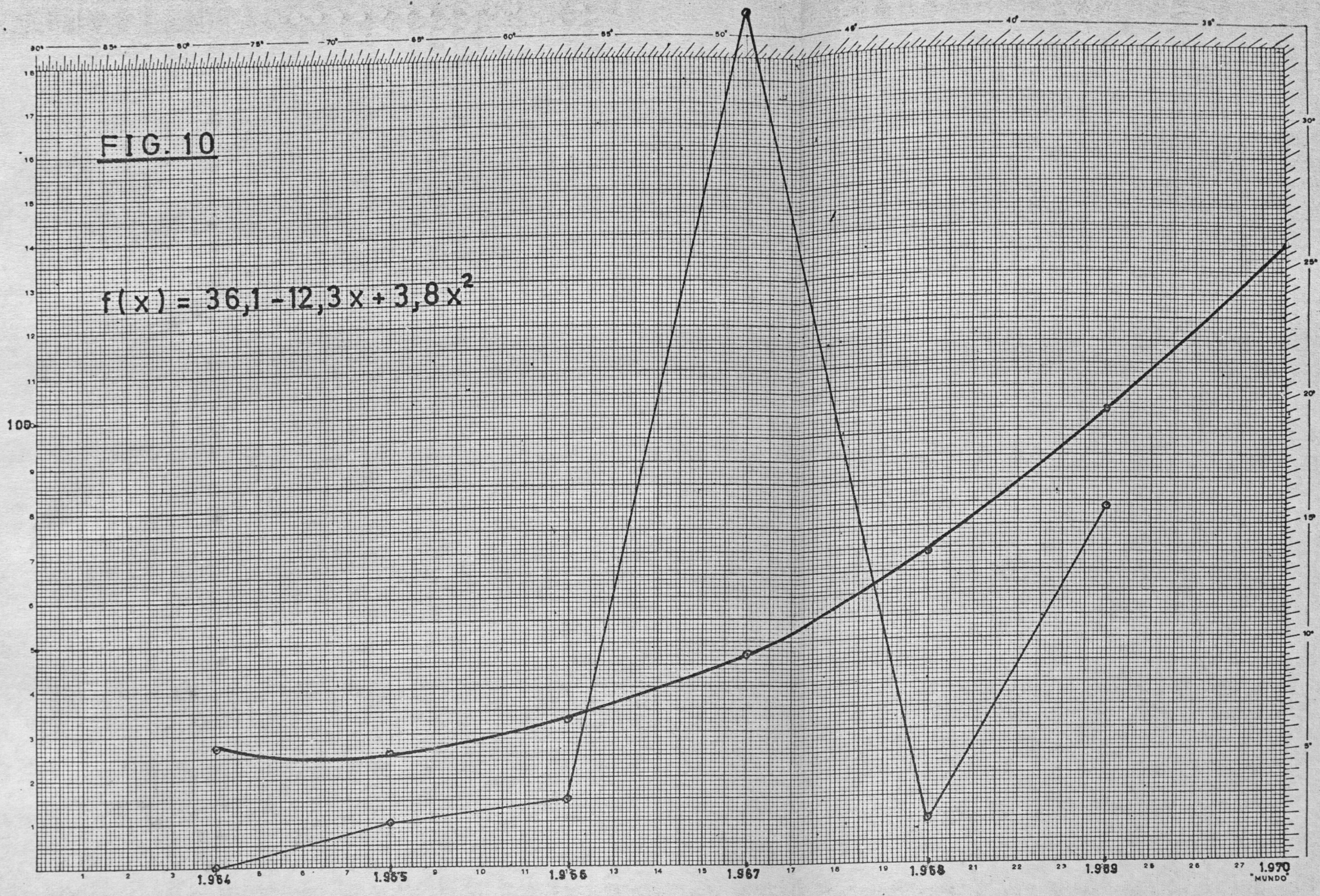


FIG. 11

$$f(x) = -52{,}8 + 10{,}6x + 4{,}4x^2$$

BOMBAS DE 12 PULG.

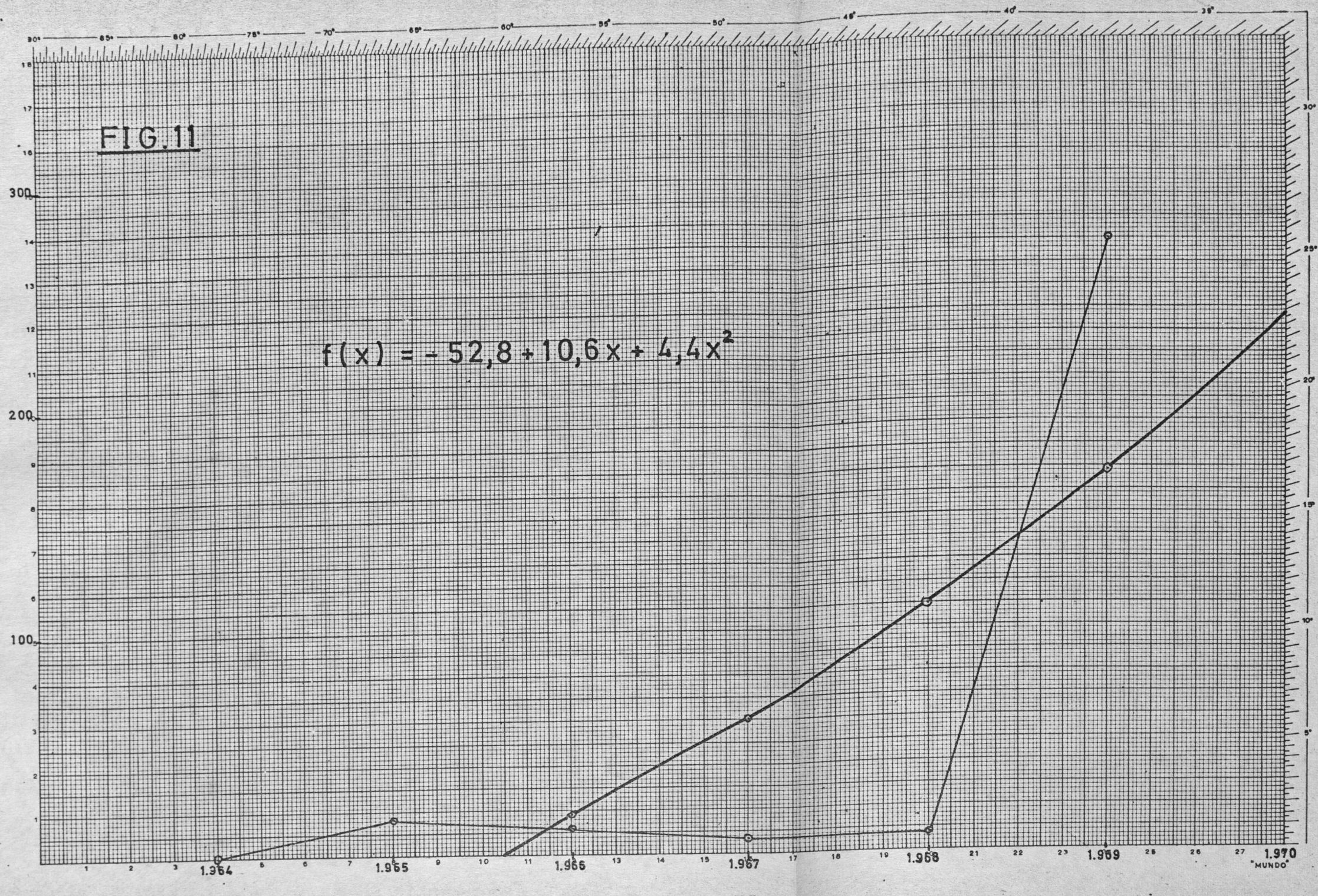


FIG. 12

$$f(x) = -10{,}07 + 1{,}81x + 0{,}73x^2$$

BOMBAS DE 16 PULG.

1.964 1.965 1.966 1.967 1.968 1.969 1.970

MUNDO

FIG 15

VELOCIDADES DE SALIDA C_{3m}

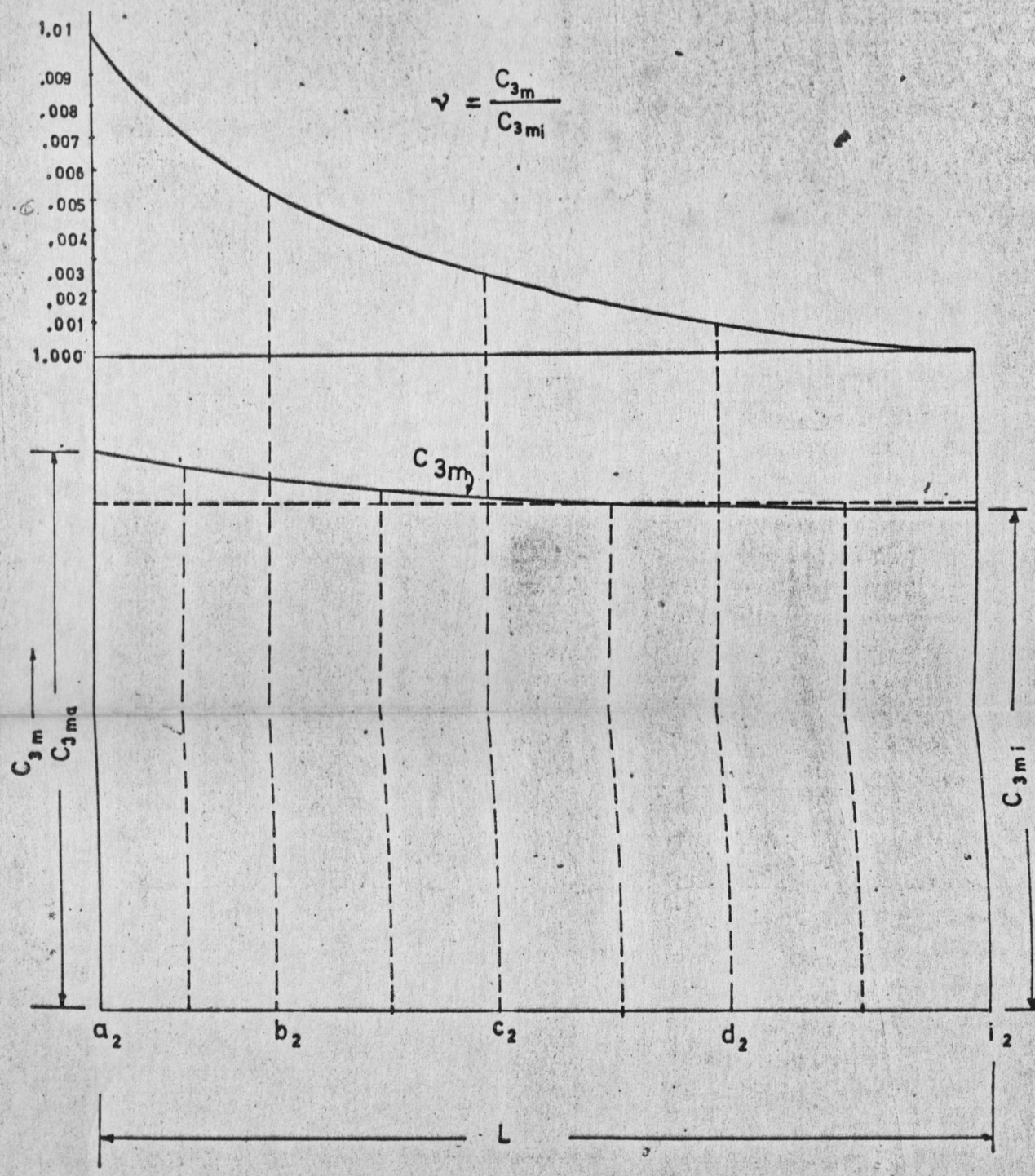


FIG 16

DIAGRAMA DE LAS VELOCIDADES DE SALIDA

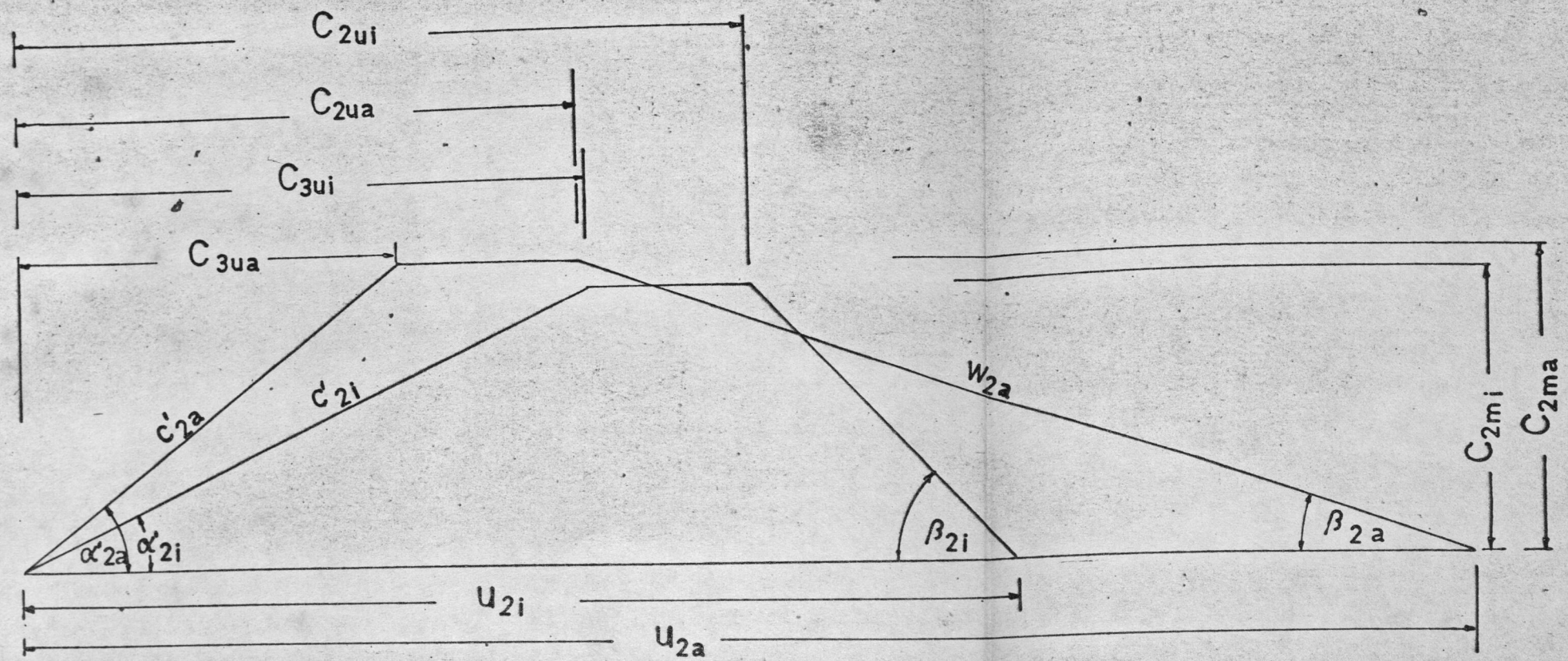
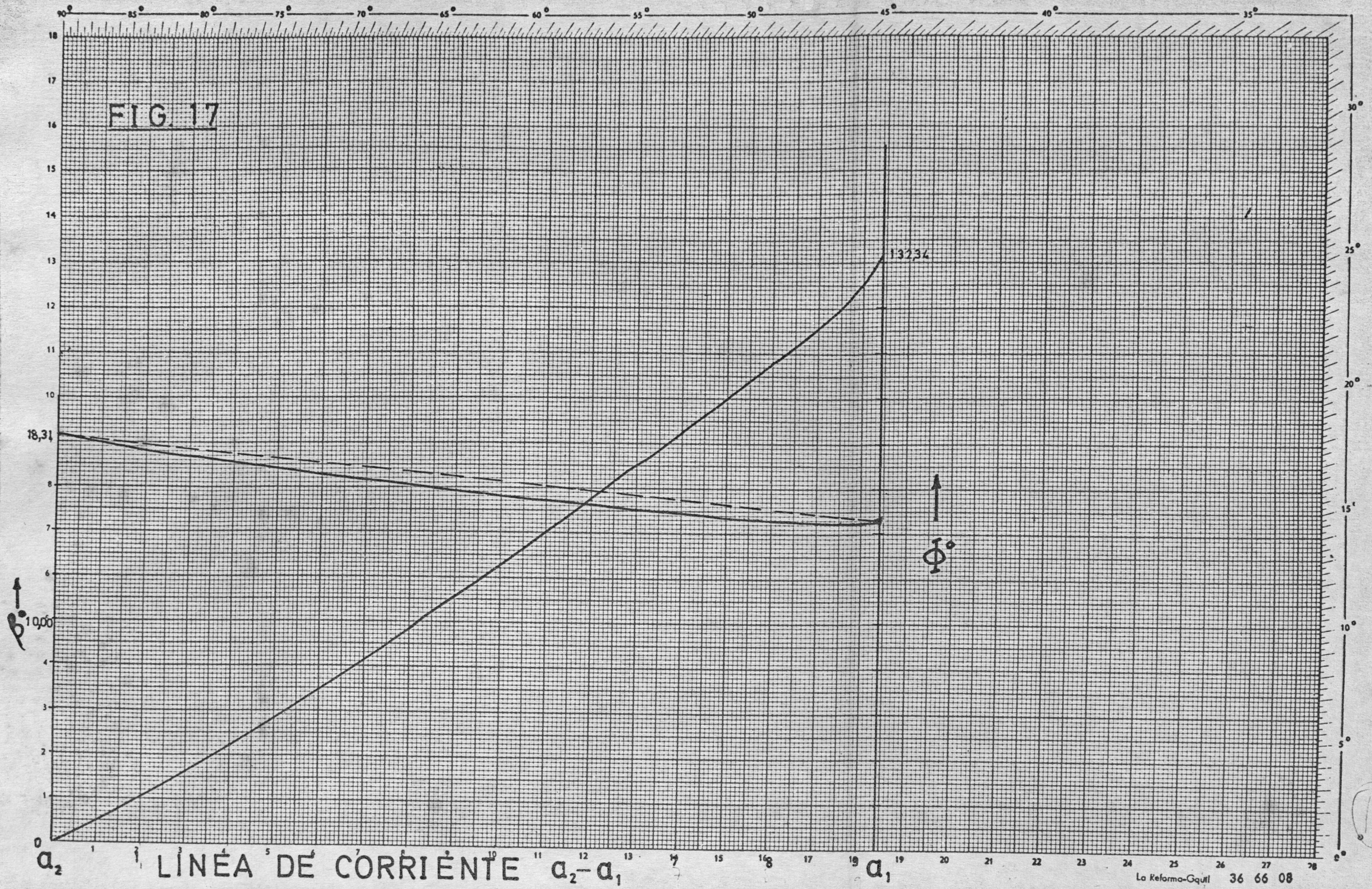


FIG. 17



La Reforma-Gquil 36 66 08

17

FIG. 19

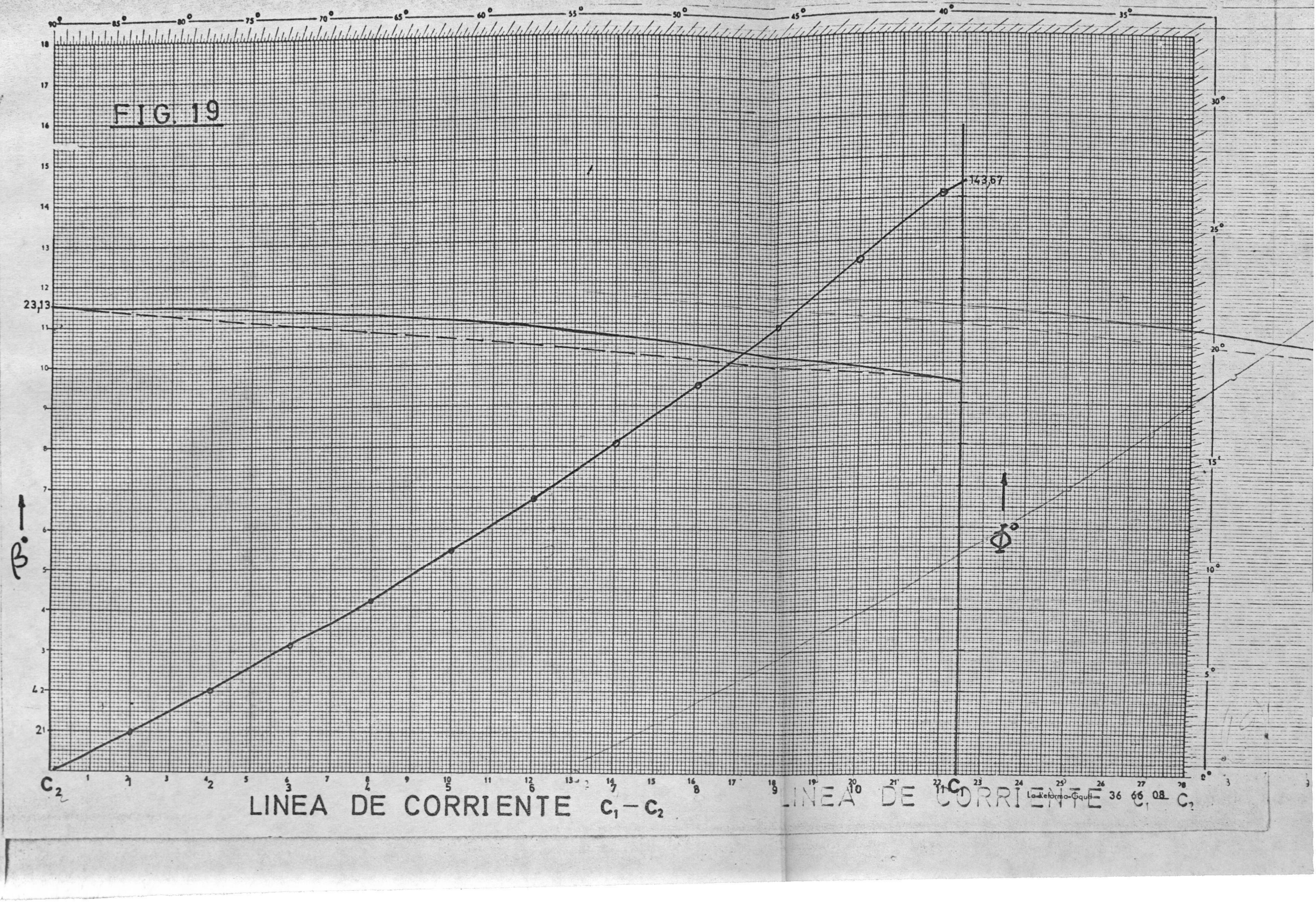
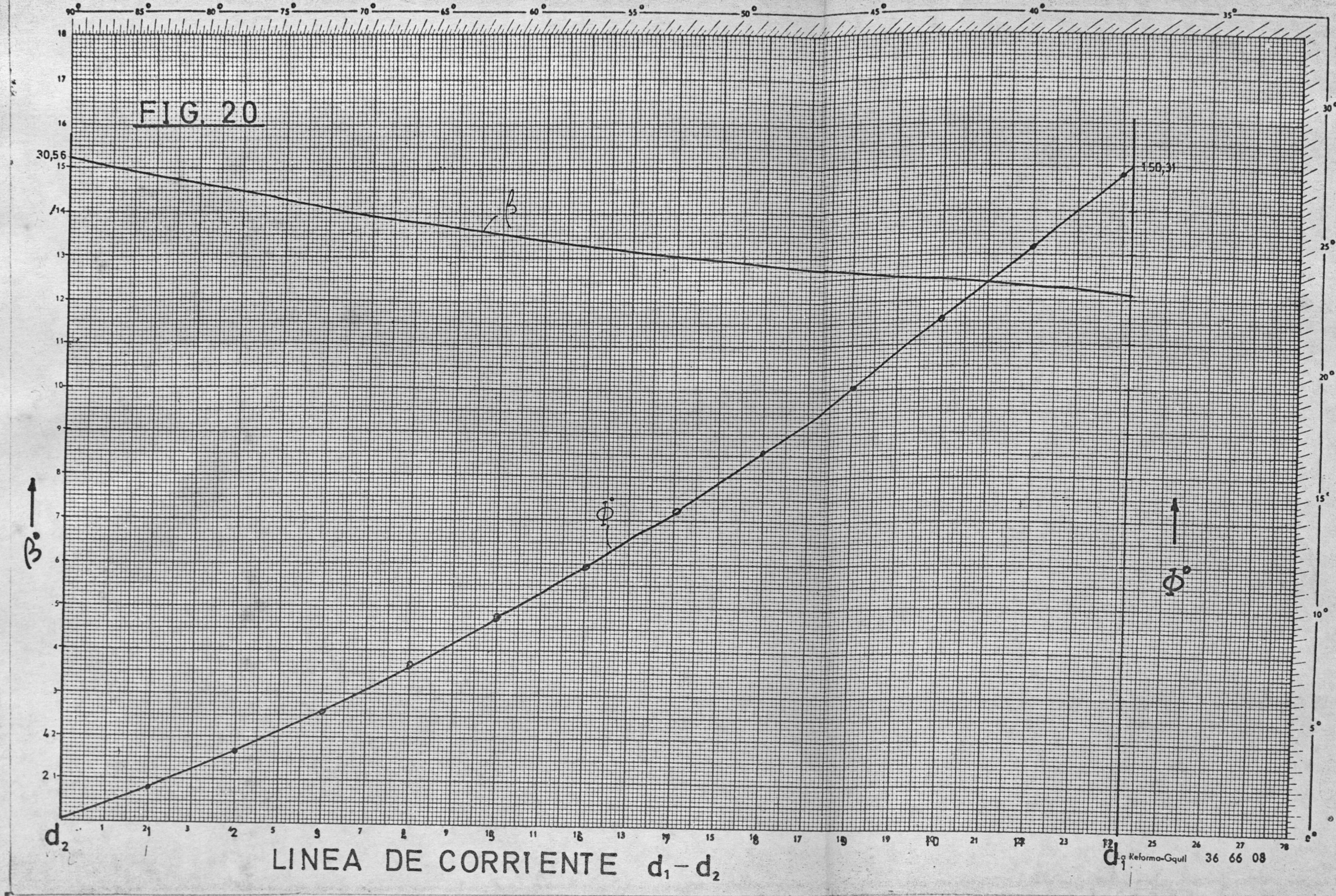
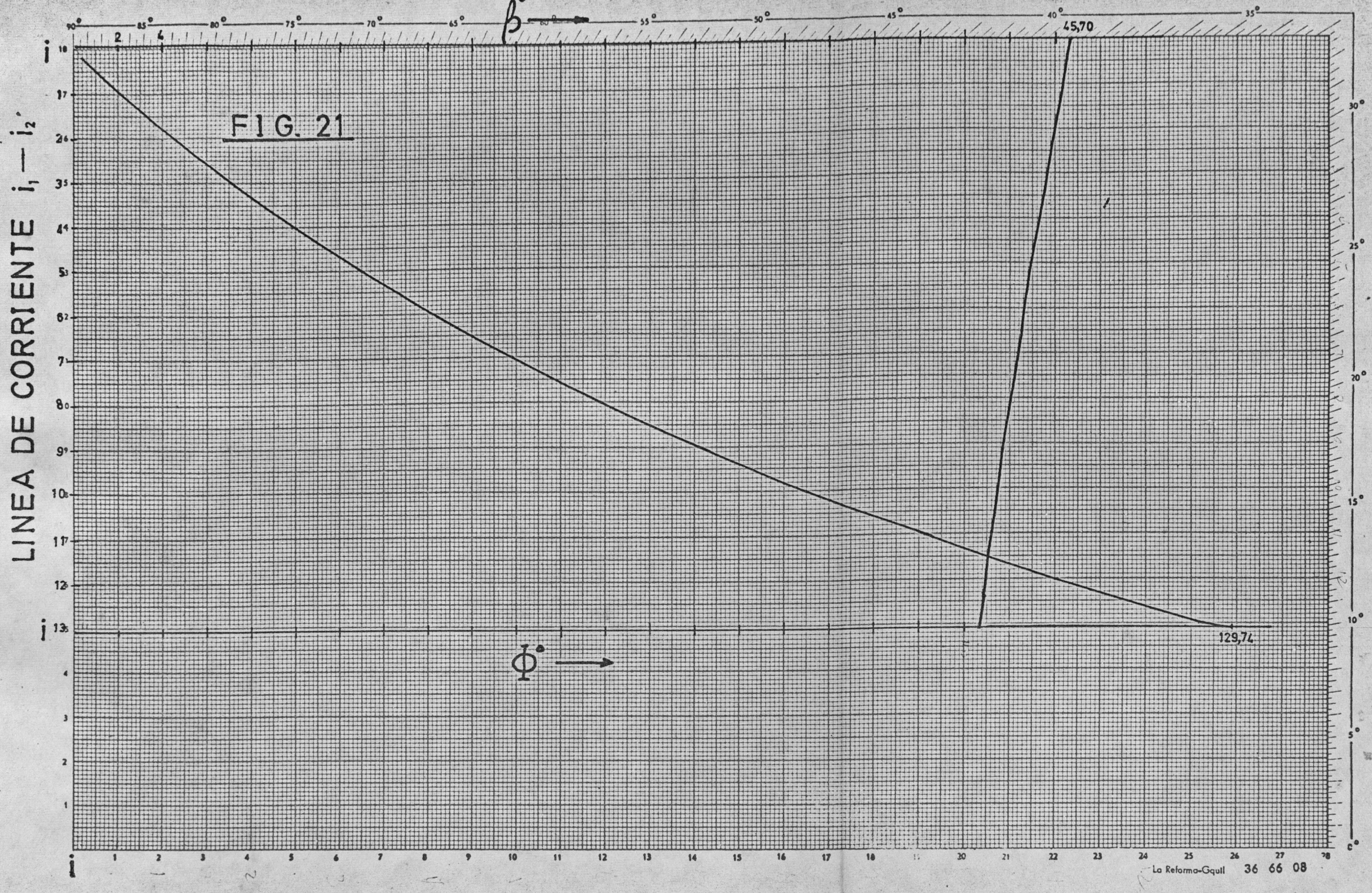

90° 85° 80° 75° 70° 65° 60° 55° 50° 45° 40° 35°
30° 25° 20° 15° 10° 5° 0°
23,13
143,67
B
Φ°
C2 C1
LINEA DE CORRIENTE C1 — C2
LINEA DE CORRIENTE C1 C2

FIG. 20



LINEA DE CORRIENTE $d_1 - d_2$

La Reforma-Gquil 36 66 08



LINEA DE CORRIENTE $i_1 - i_2$
$\beta°$
$\Phi°$
45,70
129,74
La Reforma-Gquil 36 66 08

FIG. 21

FIG. 25

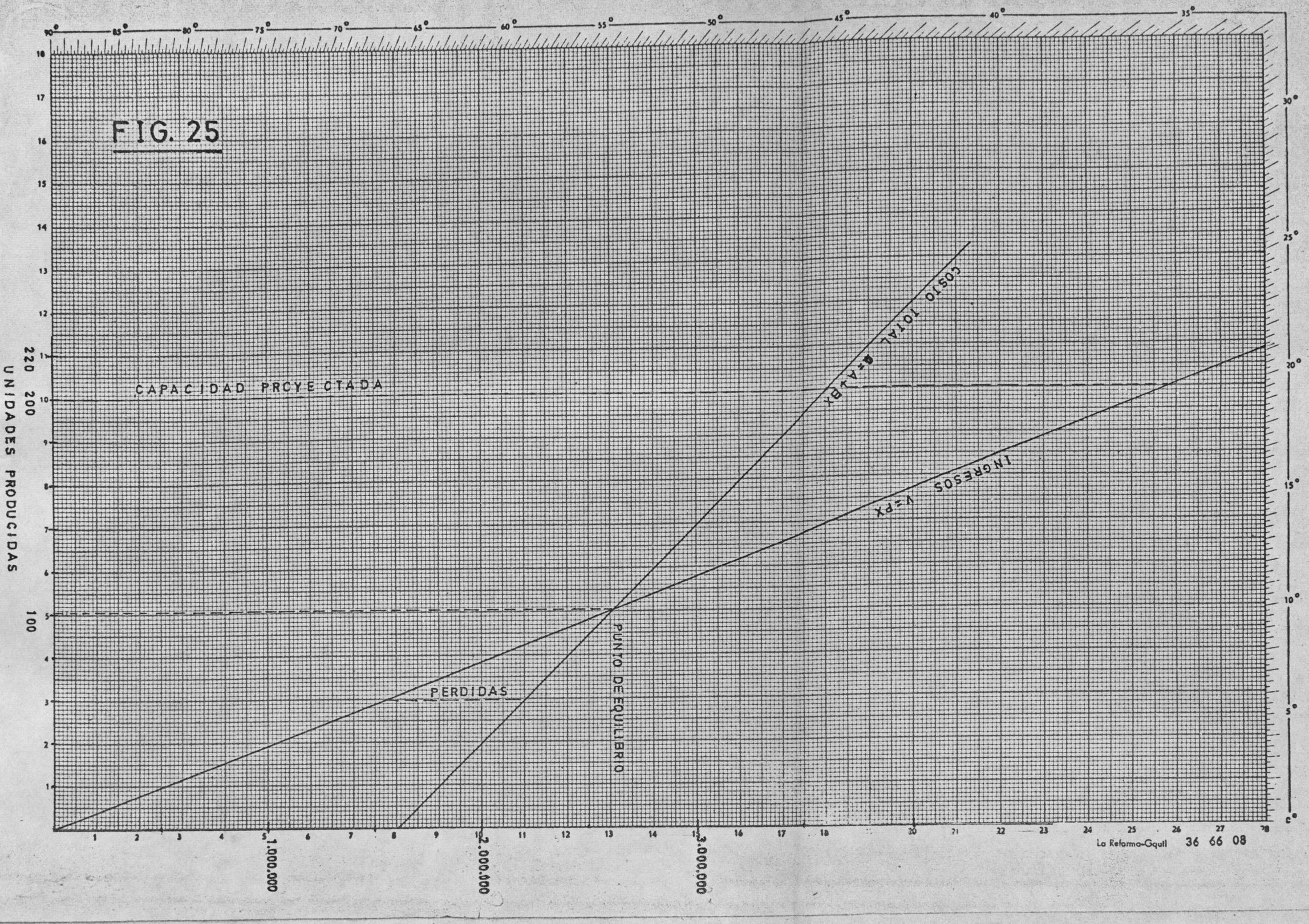
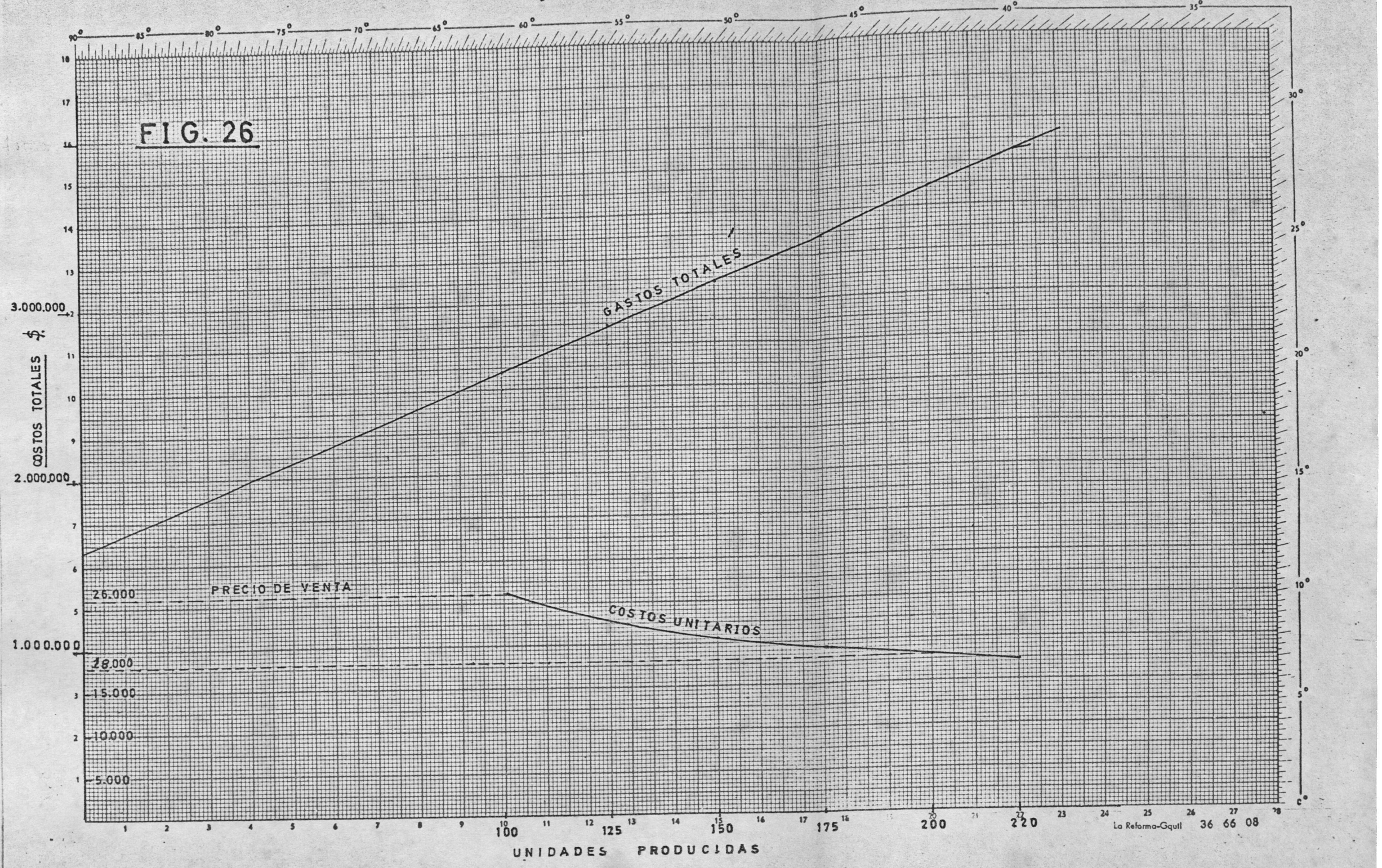
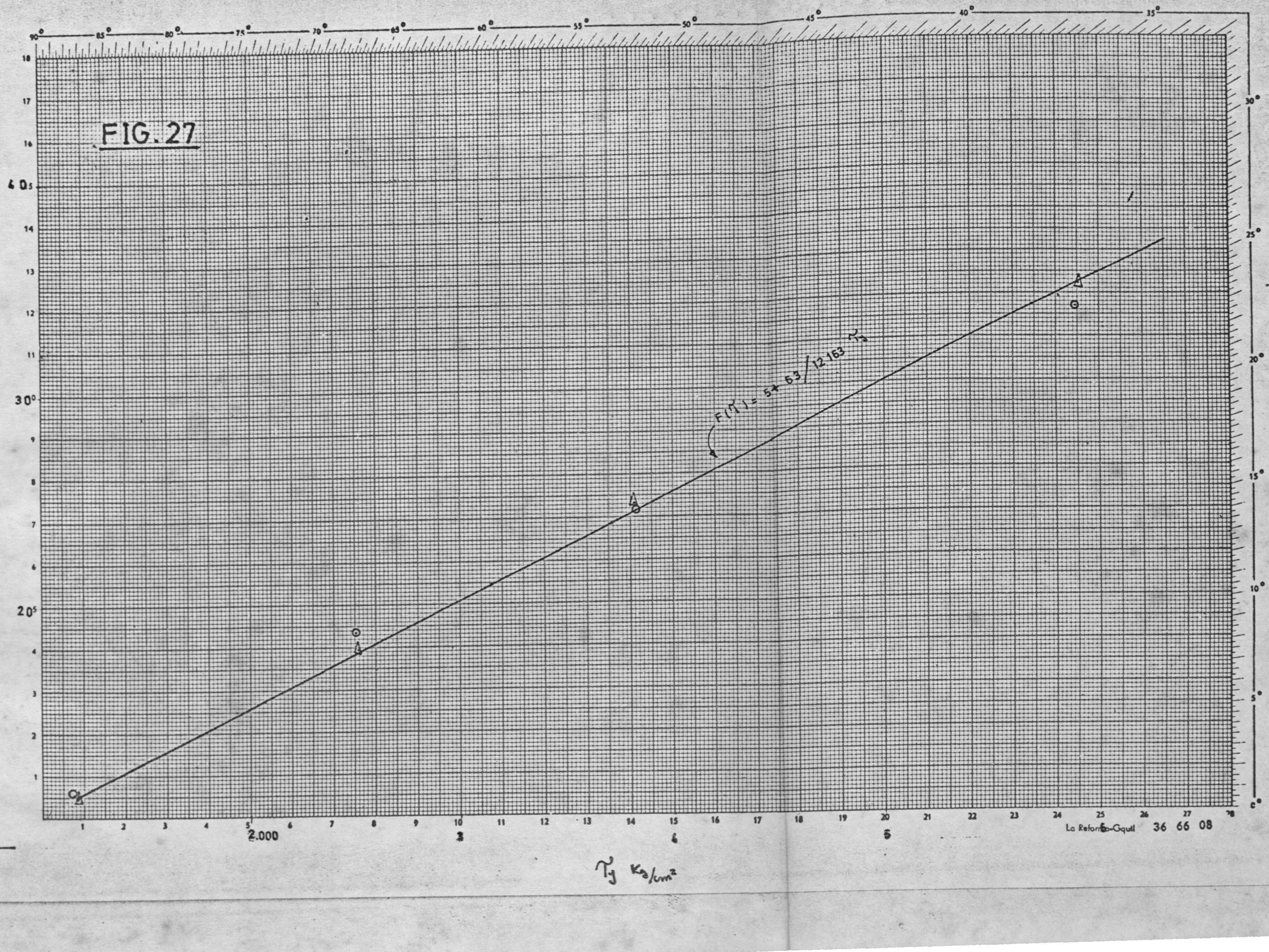

UNIDADES PRODUCIDAS
100
200
220
CAPACIDAD PROYECTADA
COSTO TOTAL Q=AUX
INGRESOS V=PX
PERDIDAS
PUNTO DE EQUILIBRIO
1.000.000
2.000.000
3.000.000
La Reforma-Gquti 36 66 08

FIG. 26

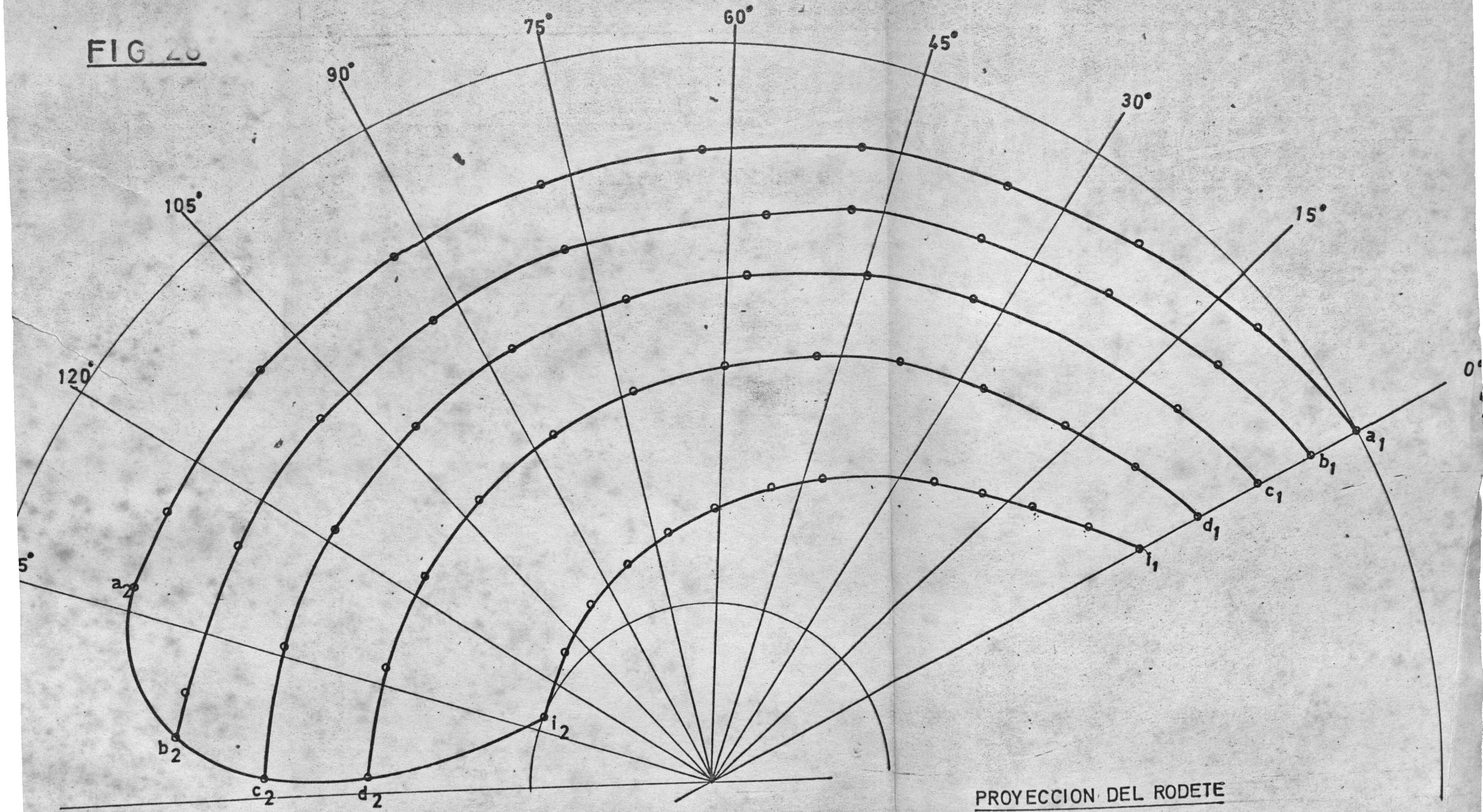

90° 85° 80° 75° 70° 65° 60° 55° 50° 45° 40° 35° 30° 25° 20° 15° 10° 5° 0°
COSTOS TOTALES $.
3.000.000
2.000.000
1.000.000
26.000
18.000
15.000
10.000
5.000
PRECIO DE VENTA
GASTOS TOTALES
COSTOS UNITARIOS
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 20 21 22 23 24 25 26 27 28
100 125 150 175 200 220
UNIDADES PRODUCIDAS
La Reforma-Gquil 36 66 08



$F(\tau) = 54.63 / 12.163\ \tau_y$
γ Kg/cm³
τ_y Kg/cm²
2.000
La Reforma-Gquil 36 66 08

FIG. 27

FIG 28



PROYECCION DEL RODETE

FIG. 14

DIVISION GRAFICA DE LAS LINEAS NORMALES

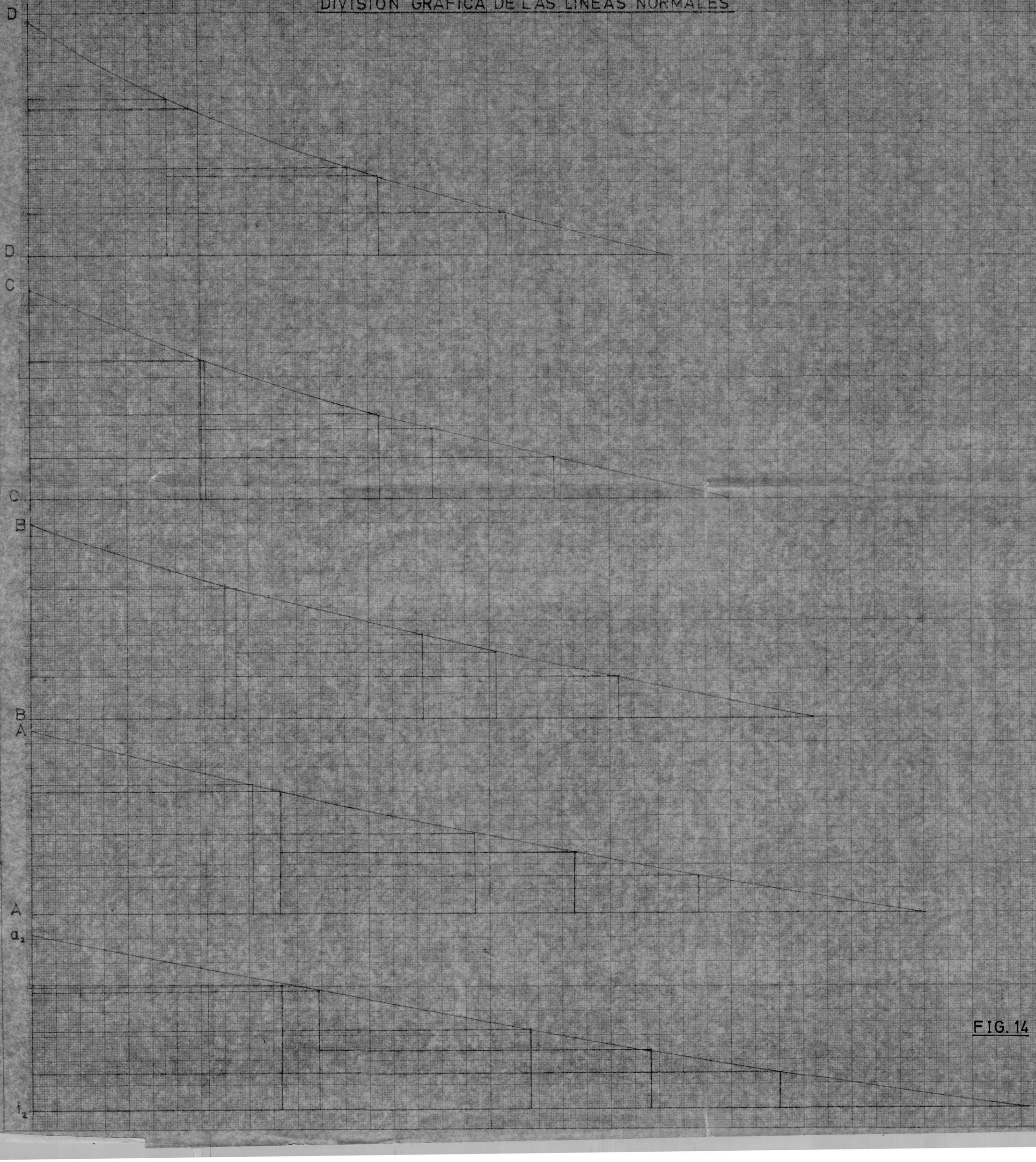


FIG. 14

FIG 2

① NUMERO TOTAL DE BOMBAS IMPORTADAS POR AÑO

② PESO EN KILOGRAMOS DEL NUMERO DE BOMBAS

③ COSTO EN S/ PAGADO POR EL CONSUMIDOR

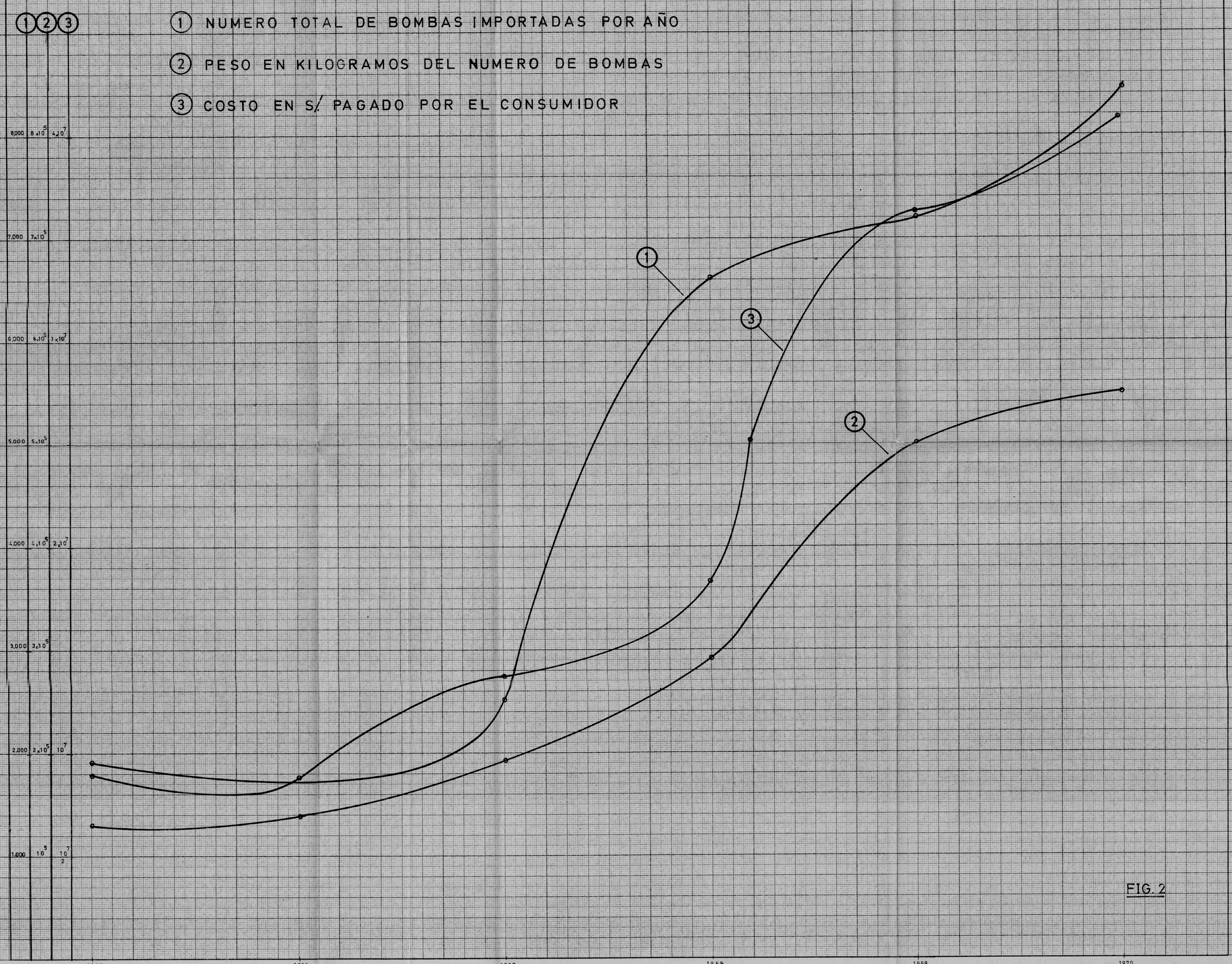


FIG. 2

FIG. 1

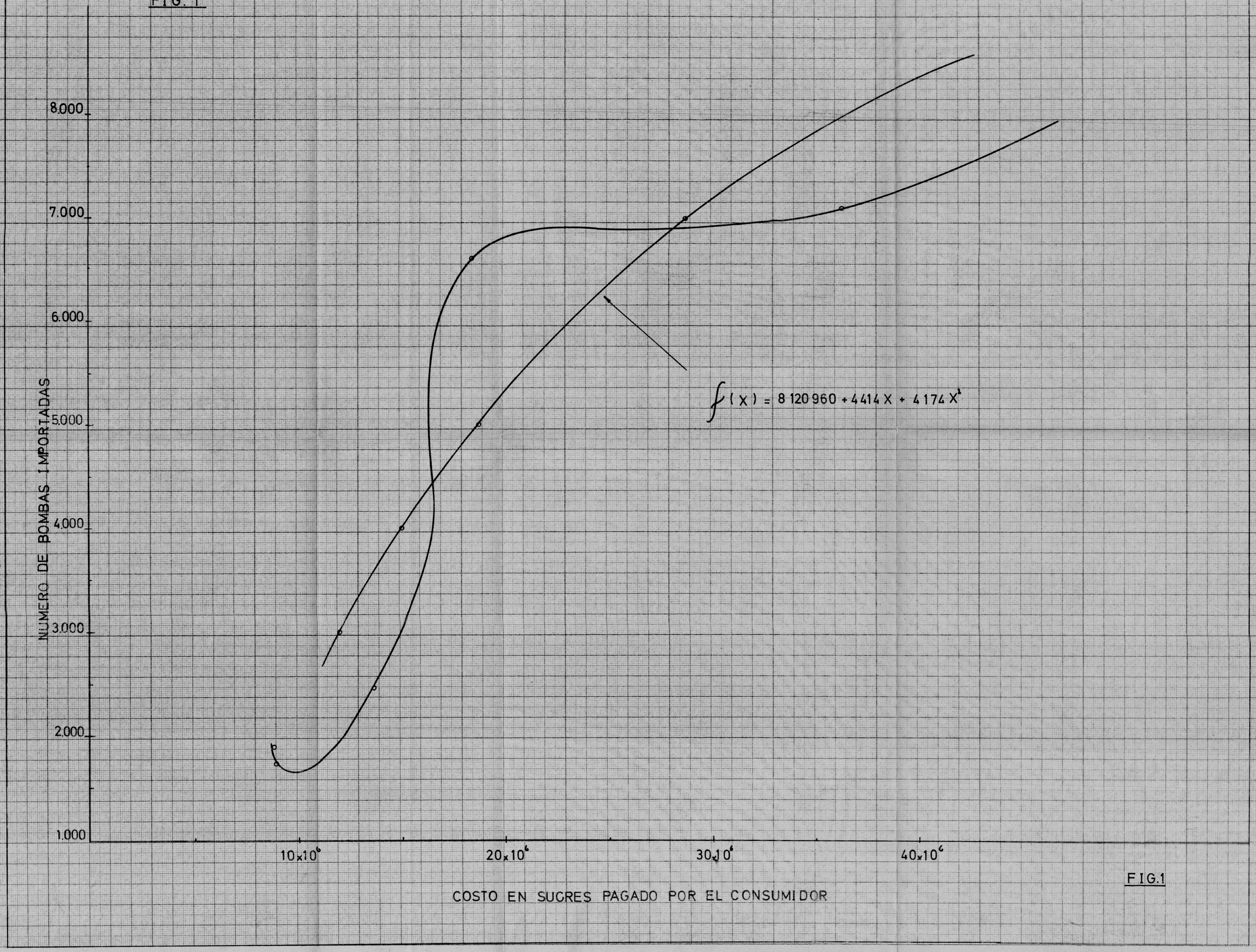
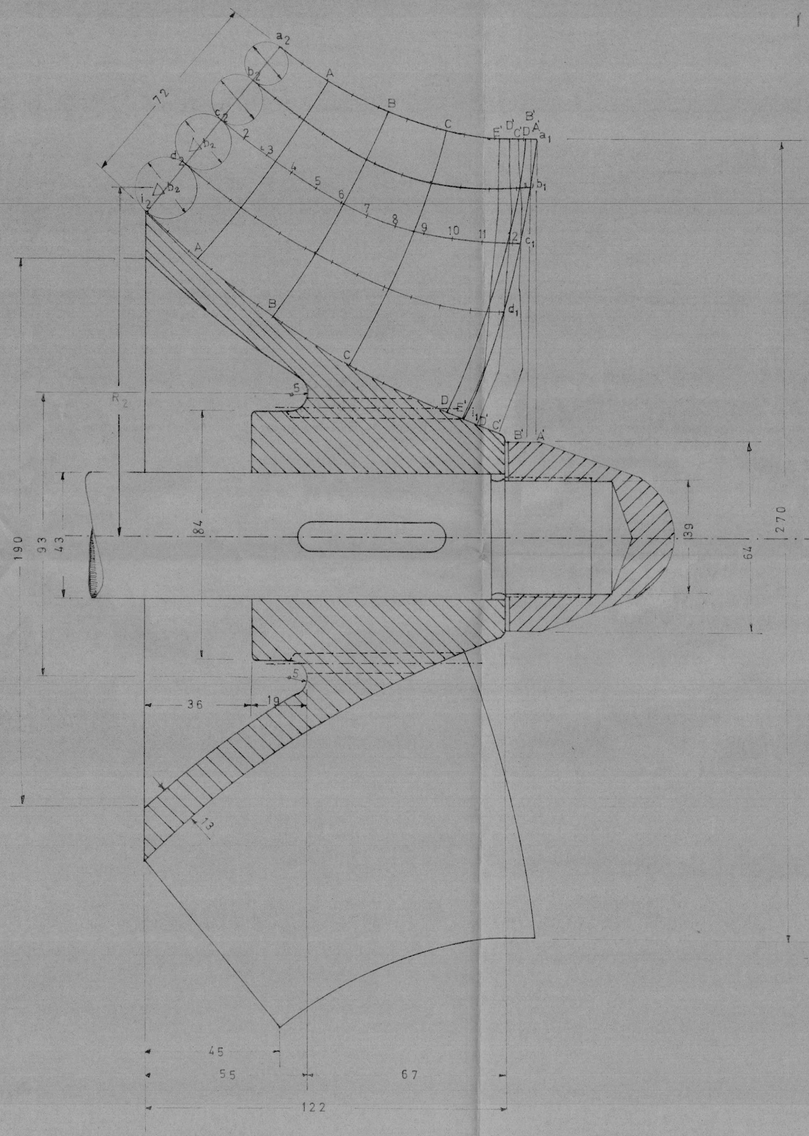
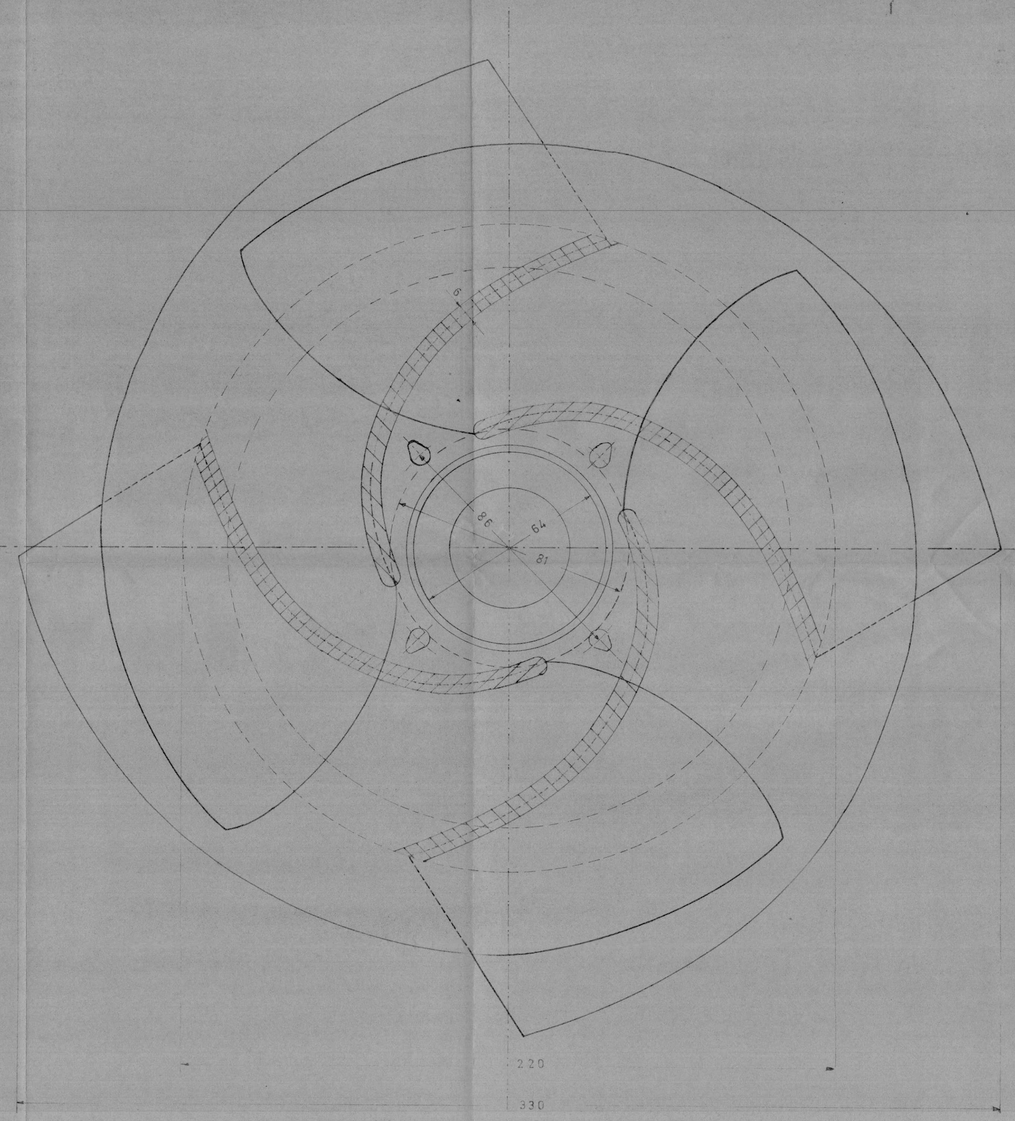
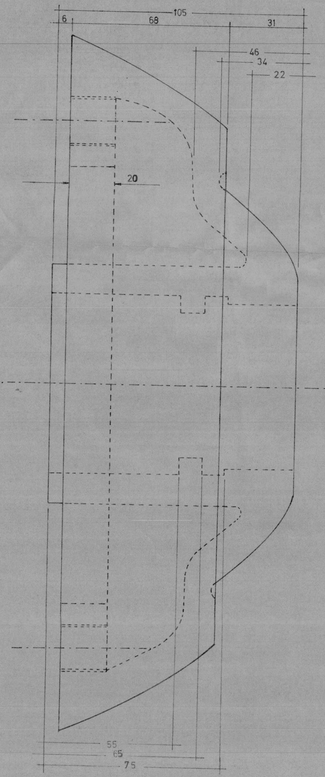

8.000
7.000
6.000
5.000
4.000
3.000
2.000
1.000
NUMERO DE BOMBAS IMPORTADAS
$f(X) = 8\,120\,960 + 4414X + 4174X^2$
10x10⁶
20x10⁶
30x10⁶
40x10⁶
COSTO EN SUCRES PAGADO POR EL CONSUMIDOR

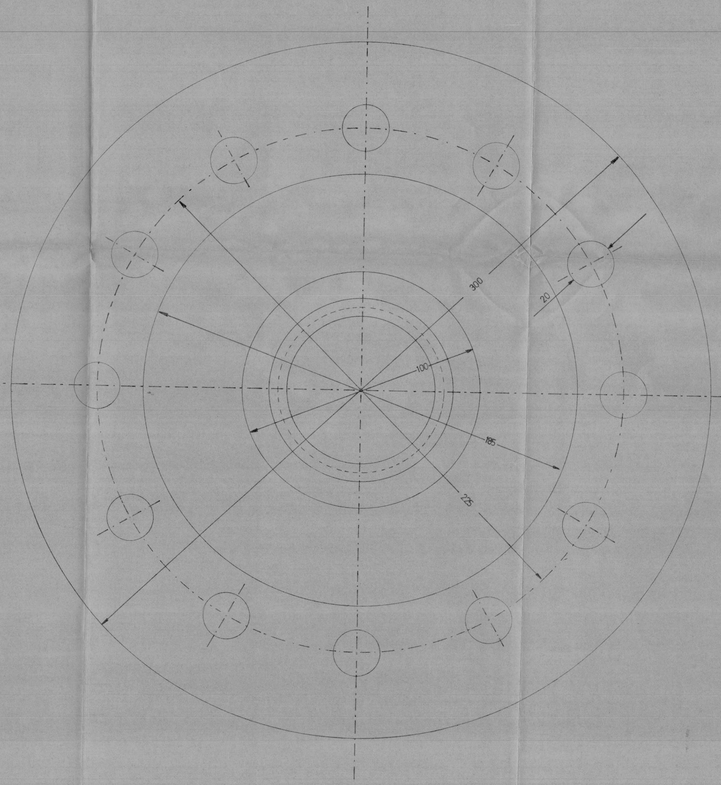
FIG.1

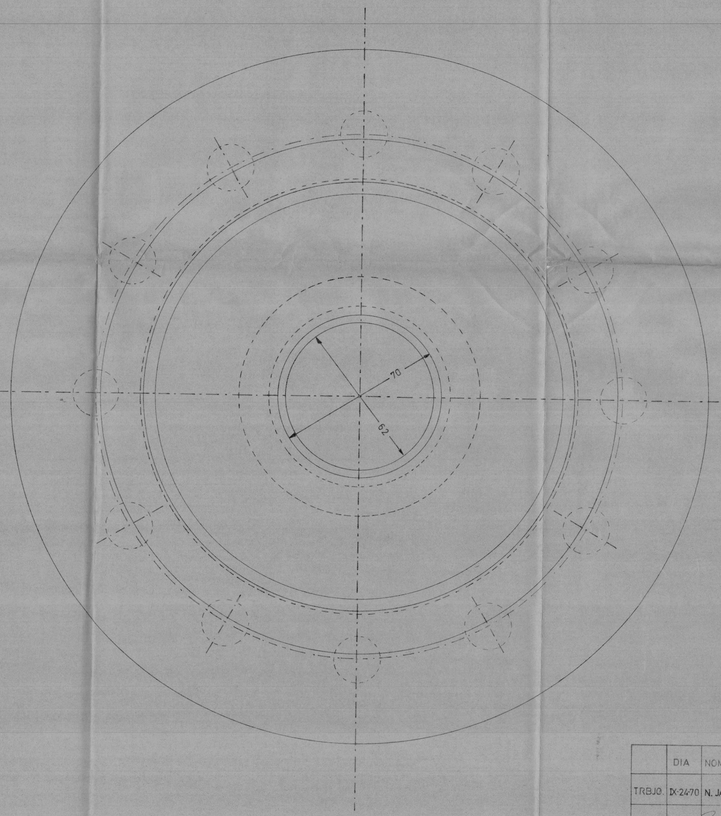




DIBUJADO	CIA	NOMBRE	MATERIAL: HIERRO FUNDIDO PAREDES Cia
V.B.			
NORMA			
ESCALA 1:1	RODETE		DIBUJO Nr.: HA 13



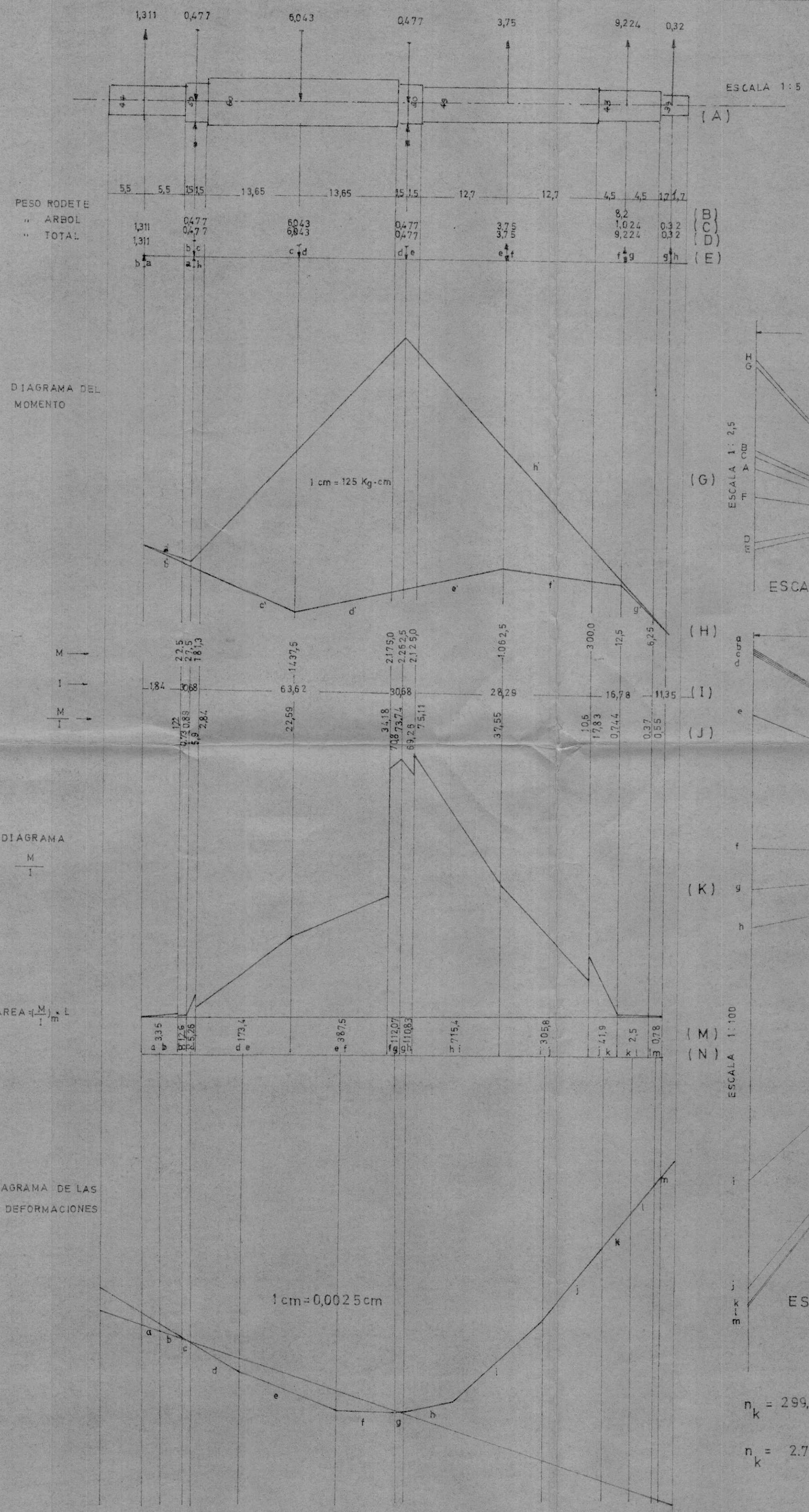




	DIA	NOMBRE		
TRBJO.	IX-2470	N. JARRIN	CUBIERTA INTERIOR	ESCALA
VB	25-10		HA 23.09	1:1
NOTA				

FIG. 22

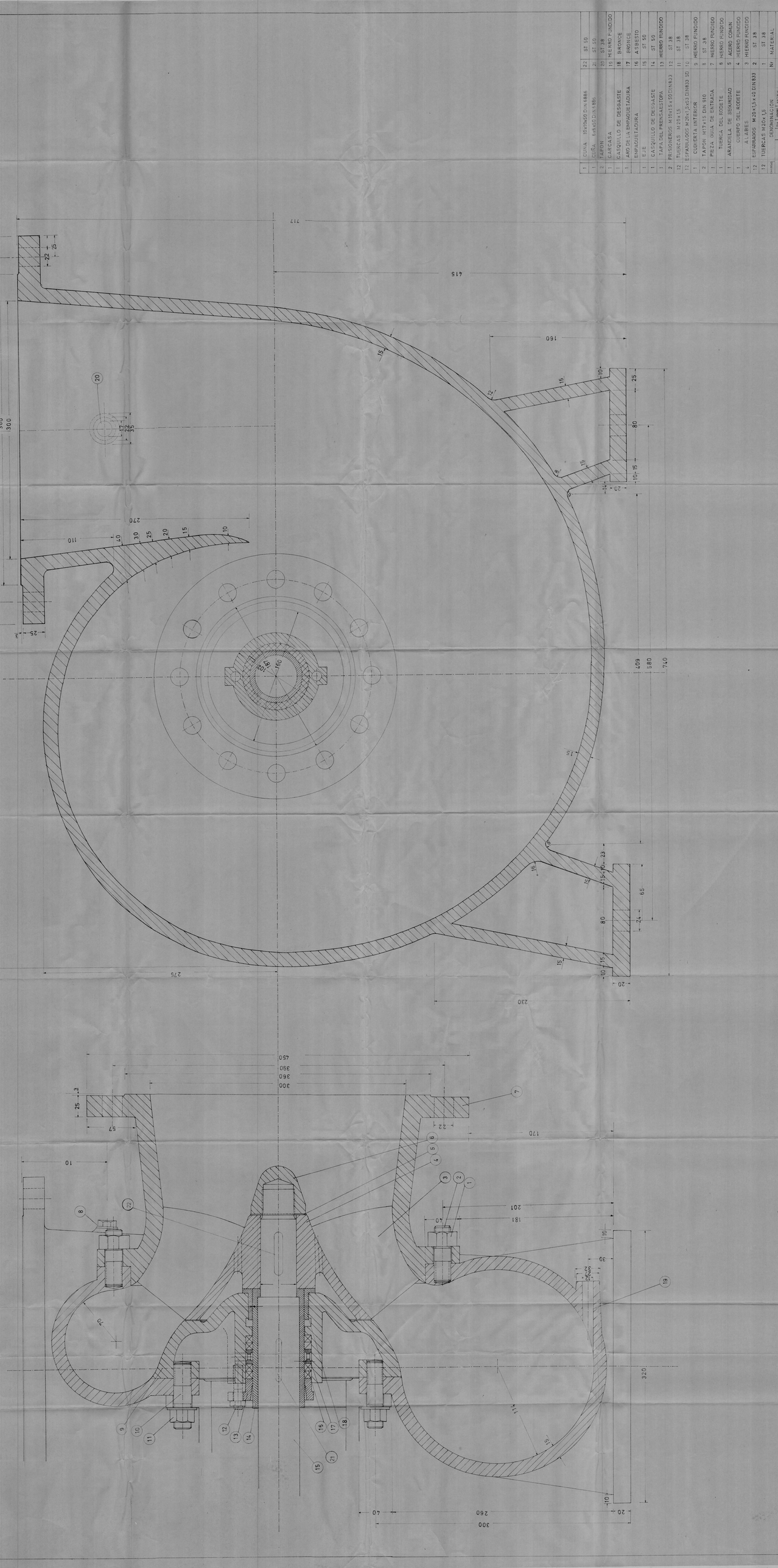
DETERMINACION GRAFICA DE LA VELOCIDAD CRITICA DE UN ARBOL DE PERFIL ESCALONADO



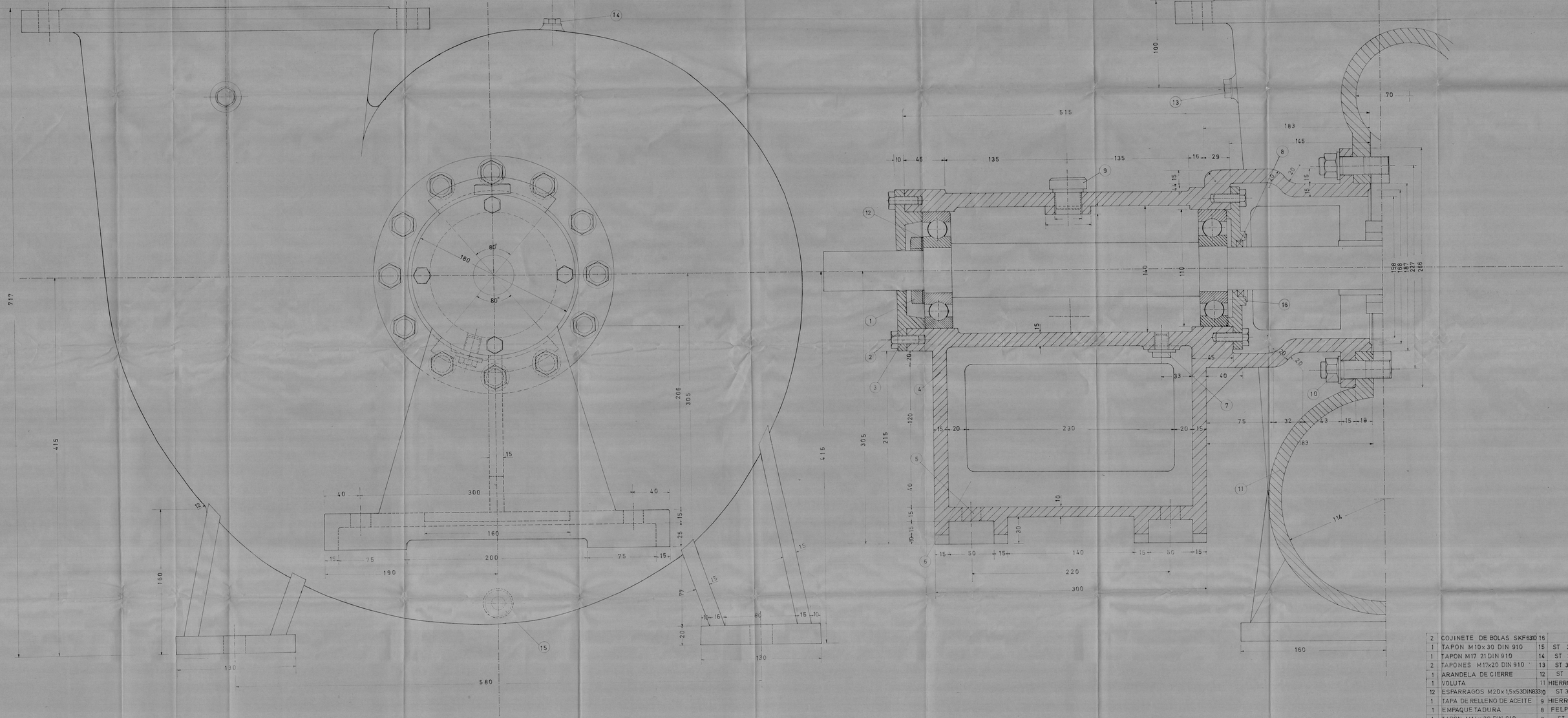
$$n_k = 299{,}1\sqrt{\frac{\Sigma GY}{\Sigma GY^2}}$$

$$n_k = 2.713 \text{ r.p.m}$$

FIG. 22



Nr.	DENOMINACION	MATERIAL
1	CUÑA 10x10x60 DIN 6886	ST 50
1	CUÑA 6x6x50 DIN 6886	ST 50
1	TAPON	ST 38
1	CARCASA	HIERRO FUNDIDO
1	CASQUILLO DE DESGASTE	BRONCE
1	ARO DE LA EMPAQUETADURA	BRONCE
	EMPAQUETADURA	ASBESTO
1	EJE	ST 50
1	CASQUILLO DE DESGASTE	ST 50
1	TAPA DEL PRENSAESTOPA	HIERRO FUNDIDO
2	PRISIONEROS M10x15x50 DIN833	ST 38
12	TUERCAS M20x1,5	ST 38
12	ESPARRAGOS M20x1,5x63 DIN833 SD	ST 38
1	CUBIERTA INTERIOR	HIERRO FUNDIDO
2	TAPON M17x1,5 DIN 910	ST 38
1	PIEZA GUIA DE ENTRADA	HIERRO FUNDIDO
1	TUERCA DEL RODETE	HIERRO FUNDIDO
1	ARANDELA DE SEGURIDAD	ACERO COMUN
1	CUERPO DEL RODETE	HIERRO FUNDIDO
4	ALABES	HIERRO FUNDIDO
12	ESPARRAGOS M20x1,5x120 DIN833	ST 38
12	TUERCAS M20x1,5	ST 38



2	COJINETE DE BOLAS SKF6310	16	
1	TAPON M10x30 DIN 910	15	ST 38
1	TAPON M17 21 DIN 910	14	ST 38
2	TAPONES M12x20 DIN 910	13	ST 38
1	ARANDELA DE CIERRE	12	ST 38
1	VOLUTA	11	HIERRO FUNDIDO
12	ESPARRAGOS M20x1,5x53DIN833	10	ST 38
1	TAPA DE RELLENO DE ACEITE	9	HIERRO FUNDIDO
1	EMPAQUETADURA	8	FELPA
1	TAPON M14x20 DIN 910	7	ST 38
	NERVIOS DE REFUERZO BASE	6	HIERRO FUNDIDO
4	HUECOS DE SUGECION	5	
1	BASE	4	HIERRO FUNDIDO
8	TORNILLOS M8x30 DIN933	3	ST 38
2	TAPAS CAJA COJINETES	2	HIERRO FUNDIDO
1	TUERCA DE FIJACION M48x1,5	1	ST 50

		HIERRO FUNDIDO	
1:1	CARCASA Y SOPORTE DEL EJE		HA 24